Université de Toulouse

THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par l'INPT
Discipline ou spécialité : Dynamique des Fluides

Présentée et soutenue par

Virginie SEPRET
Le 30 Janvier 2009

Application de la PIV sur traceurs fluorescents à l'étude de l'entraînement d'air par un spray Diesel.
Influence de la densité ambiante et du diamètre de trou d'injecteur

---

JURY

Béatrice PATTE-ROULAND	Professeur
Luis LE MOYNE	Professeur
Gérard LAVERGNE	Professeur
Patrick GASTALDI	Expert Renault SA
Rudy BAZILE	Directeur de Thèse

Ecole doctorale : MEGEP
Unité de recherche : *Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse (IMFT)*
Directeur(s) de Thèse : Rudy BAZILE

Version provisoire du 1er Décembre 2008

Remerciements

Ce travail de thèse a été effectué dans le groupe Ecoulements et Combustion au sein du laboratoire de Mécanique des Fluides de Toulouse. Je remercie tout particulièrement mon directeur de thèse, Rudy Bazile et mon directeur de groupe (de l'époque) Georges Charnay, de m'avoir accueilli au sein de leur équipe. Je leur suis extrêmement reconnaissante de la confiance qu'ils m'ont accordée et de leur enthousiasme permanent.

J'exprime mes sincères remerciements à Patrick Gastaldi, chef de service systèmes injection combustion Diesel Renault, responsable de ce travail auprès de Renault ainsi que Bruno Argueyrolles, ingénieur Renault et chercheur éclairé pour nos discussions, nos échanges et ses conseils si précieux. Je tiens aussi à remercier M. Passerel et toute son équipe du banc injection Renault pour leur collaboration dans cette étude et les conseils qu'ils m'ont apportés.

J'exprime aussi mes remerciements à Jean-Bernard Blaizot, Bertrand Lecordier et Romuald Boucheron du CORIA, Laurent Doradoux et Jan Lauridsen ingénieurs DDS, Messieurs Sacadura et Dionnet du CERTAM et M. Roux du CEVAA pour leur collaboration, les conseils, et l'aide qu'ils m'ont apportés durant nos différentes réunions.

Je remercie Béatrice Patte-Rouland, Professeur à l'Université de Rouen et Luis Lemoyne, Professeur à l'Université de Bourgogne d'avoir rapporté ce document, et pour l'intérêt qu'ils ont manifesté pour cette étude, ainsi que Gérard Lavergne d'avoir accepté l'invitation de participer à ce jury de thèse.

Un remerciement particulier s'adresse à Moïse Marchal et Gérard Couteau, Ingénieurs du groupe EEC, pour leur soutien et leur disponibilité quotidienne lors de la réalisation de pièces mécaniques et des mesures.

Je remercie également Sébastien Cazin, Hervé Ayrolles, Muriel Sabater, Yannick Exposito, Jean-Marc Sfedj pour leur aide. J'associe à ces remerciements Florence Colombies, pour sa gestion administrative et Bruno Bourret pour la clim dans le labo et sa bonne humeur.

Un remerciement tout particulier s'adresse à Yannick, Magali, Brice, Olivier, Florian, Nicolas ou la Dream Team des expérimentateurs, Laurent, Christophe et Hélène, mes stagiaires appelés plus communément esclaves et à Anthony et Emmanuel avec qui j'ai partagé un bureau, mes états d'âme, mes coups de sang… Merci de votre soutien, de votre patience et de votre aide lorsque j'étais dans la panade. Merci aussi à Olivier et Jean-François de m'avoir accueilli pendant les derniers mois de rédaction, et à tous les autres doctorants et permanents du groupe pour leur bonne humeur des déjeuners et autres pauses café.

Je tiens à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont encouragé pendant ces années de thèse : Caroline et Rémie, Romain, Olivier, Coco, Franck, Sarah, Daniel et Lucie, Véro et J-C, Laurent et Fred, mon ange gardien Bruno et mon plus beau trésor Jade.

Enfin, un grand merci à mes grands-parents partis trop tôt pour voir l'achèvement de cette thèse et à Sylvette Vimard, ma chère maman qui m'a toujours soutenue et encouragée. Je leur dédie cette thèse et conclurai par : « Les mamans ont toujours raison ».

RESUME

Le développement actuel des moteurs doit répondre à une volonté de réduction de la consommation et à des normes de plus en plus sévères. Les moteurs Diesel, bien que performants, présentent des émissions trop importantes d'oxydes d'azote (NOx) et de particules de suies. Ces émissions polluantes proviennent essentiellement de l'existence de zones riches en carburant ne permettant pas une combustion optimale. La préparation du mélange air / carburant, fortement conditionné par l'entraînement d'air par le spray est donc essentielle.

La Vélocimétrie par Images de Particules sur traceurs Fluorescents, associée à un traitement spécifique des champs de vitesses instantanés de la phase gazeuse externe sont utilisés afin d'obtenir des mesures en proche frontière du spray.

Dans la zone quasi statique du spray, un effet important de la densité ambiante sur le taux de mélange est mis en évidence. D'autre part, la diminution du diamètre de trou d'injecteur améliore sensiblement le taux de mélange local. Pour compléter cette analyse, un gain du taux de mélange entre les deux injecteurs est calculé pour chaque densité ambiante. Pour les fortes densités, le gain issu de la réduction du diamètre de trou peut atteindre une valeur importante (> 60%).

La phase gazeuse latérale dans la zone instationnaire du spray est ensuite investiguée et la méthodologie de la F-PIV est transposée à cette zone. Un lien entre la longueur de pénétration du spray et des longueurs d'entraînement est défini. La densité ambiante n'a pas d'effet sur ces longueurs d'entraînement. La diminution du diamètre de trou engendre une augmentation du gaz entraîné à une distance plus courte du nez de l'injecteur. Cependant, cette étude montre que les deux sprays n'engendrent pas un entraînement de gaz similaire.

Mots Clefs :

Jets diphasiques,
Spray dense,
Entraînement de gaz,
F-PIV,
Densité ambiante,
Diamètre de trou d'injecteur

ABSTRACT

The actual development of the engine must reply to a will of fuel consumption reduction and to stricter norms concerning the pollutant emissions. Although the Diesel engines are competitive, the NOx and soot particle emissions mainly come from the existence of wealthy fuel zone preventing an optimal combustion. Therefore, the air / fuel mixing preparation, highly controlled by the air entrainment in spray, is essential.

Particle Image Velocimetry on fluorescent tracers, associated with a specific processing of the instantaneous velocity fields have been applied to obtain measurements in the near vicinity of the spray edge.

In the "quasi-steady" region of the spray, the important effect of the ambient density on the mixing rate has been pointed out. On the other hand, an orifice diameter decrease significantly improves the local air / fuel ratio. To complete this analyse, a gain in mixing rate between two different injectors has been calculated for each gas density. For high densities, the gain due to a reduction of the hole diameter can reach important value (60%).

Then, lateral gaseous phase in no stationary zone of spray is studying and F-PIV method is transposed to this zone. A link between the penetration length and entrainment lengths is defined. Ambient density has not effect on entrainment lengths. The hole diameter decrease generates entrained gas increase at shorter distance of injector nozzle. However, this study shows two sprays do not generated the same gas entrainment.

Keywords:

Two-phase flows,

Dense spray,

Gas entrainment,

F-PIV,

Gas density effect,

Diameter effect.

TABLE DES MATIERES

Nomenclature **4**

Chapitre I Introduction **6**

I.1. La combustion Diesel 8

I.2. L'atomisation du spray 11

A. Influence de la pression d'injection 12

B. Influence de la taille du diamètre de trous 12

C. Influence de la géométrie de buse et de la cavitation 13

I.3. L'entraînement d'air 14

A. Entraînement des jets monophasiques à densité variable 14

B. Entraînement dans les jets chargés en particules 15

C. Entraînement dans les sprays denses haute pression instationnaires de type Diesel 16

D. Influence de la densité ambiante et des paramètres d'injection 18

I.4. Configuration de l'étude 19

I.5. Plan de l'étude 20

PARTIE I BANC D'ESSAIS ET METROLOGIE **21**

Chapitre II Banc Expérimental **23**

II.1. Le système d'injection 26

i. La pompe haute pression *26*

ii. La rampe commune d'injection *27*

iii. L'injecteur *27*

iv. Le driver *33*

v. Les tubes de liaisons *34*

vi. Système de refroidissement : échangeur thermique *34*

II.2. Les fluides utilisés 35

i. Le carburant *35*

ii. Les gaz ambiants *35*

II.3. Les systèmes d'imagerie et de synchronisation 36

i. Le système d'imagerie *36*

ii. Le système de synchronisation *36*
II.4. Conclusion 38

Chapitre III Méthodologie expérimentale **39**
III.1. Etude de la phase liquide 41
A. Ombroscopie 41
i. Montage expérimental *41*
ii. Post traitement *44*
B. Mesures de débit 46
III.2. Etude de la phase gazeuse par F-PIV 47
A. Technique expérimentale 47
B. Post traitement employé 51
i. Traitement des images instantanées par un logiciel PIV *51*
ii. Traitement des champs instantanés : Filtrage *52*
III.3. Conclusion 62
Annexe III.1 Programme de la maximisation de la variance interclasse utilisé pour le seuillage des images ombroscopiques et Test de robustesse 64
Annexe III.2 Etude granulométrique de l'ensemenceur 68

PARTIE II ETUDE DE L'ENTRAINEMENT DE GAZ **70**

Chapitre IV Etude de l'entraînement de gaz dans la zone quasi stationnaire du spray **72**
IV.1. Conditions initiales 74
A. Structure du spray en images 74
B. Taux d'introduction 77
IV.2. Etude de l'entraînement de gaz dans la zone quasi stationnaire du spray 82
A. Champs de vecteurs moyens 83
B. Profils radiaux de vitesse moyenne 84
C. Entraînement de gaz : évolution du Taux de mélange 86
i. Calcul du débit de gaz entraîné *86*
ii. Evolution du taux de mélange par tranche *88*
iii. Evolution du taux de mélange cumulé *89*

D. Comparaison à un modèle intégral d'entraînement (*Cossali, 2001*) 97

IV.3. Conclusion 101

Annexe IV.1 Champs de vitesse moyens pour différentes densités – Injecteur 80 µm 103

Annexe IV.2 Etude de la position de la surface de contrôle par rapport au spray 104

Chapitre V Entraînement de gaz dans la phase de développement instationnaire du spray 107

V.1. Développement instationnaire du spray 109

A. Longueurs de pénétration 110

B. Vitesse de pénétration 116

C. Angle de dispersion du spray 118

D. Comparaison aux modèles de pénétration existants 119

V.2. Entraînement latéral du gaz dans la zone instationnaire du spray 124

A. Description de l'écoulement gazeux dans la zone instationnaire du spray 125

B. Problématique de la mesure de vitesse par F-PIV 129

C. Procédures de post traitement utilisées en régime instationnaire 133

D. Résultats et discussion 134

V.3. Conclusion 145

Annexe V.1 Taux de mélange cumulé instationnaire pour l'injecteur 80 µm 147

Chapitre VI Conclusions et Perspectives 149

VI.1. Conclusions 150

VI.2. Perspectives de l'étude 154

Bibliographie 155

NOMENCLATURE

CCFA	Comité des Constructeurs Français Automobile
CERTAM	Centre d'Etudes et de Recherche Technologique en Aérothermique et Moteurs
CEVAA	Centre d'Etudes Vibro-Acoustique pour l'Automobile
CF4	Tetra Fluoro methane
CN	Nombre de cavitation
CORIA	COmplexe de Recherche Interprofessionnel en Aérothermochimie
EGR	Recirculation des gaz d'échappement
FAP	Filtre à particules
F-PIV	Vélocimétrie par Images de Particules sur traceurs fluorescents
HC	Hydrocarbures imbrûlés
HP	Haute pression
IMFT	Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse
LDV	Vélocimétrie Laser Doppler
LIF	Fluorescence Induite par Laser
LII	Incandescence Induite par Laser
NOx	Oxydes d'azote
PID	Proportionnel Intégrateur Dérivateur
TIPP	Taxe intérieure de consommation sur les produits pétroliers

C_D	Coefficient de trainée
d_0	Diamètre de trou
dS	Elément infinitésimal de S
F_D	Force de traînée
G	Gain en taux de mélange
Ka	Constante de corrélation du modèle de *Cossali (2001)*
Lp	Longueur de pénétration
L_1	Longueur d'entraînement de la zone 1 du spray instationnaire
L_2	Longueur d'entraînement de la zone d'aspiration du spray instationnaire (zones 1 et 2a)
L_3	Longueur de la zone 3 du spray instationnaire
m	masse

$\dot{m}$	Débit massique
$\vec{n}$	Vecteur normal extérieur à la surface de contrôle S
P	Pression
R	Distance radiale
Re_p	Nombre de Reynolds particulaire
S	Surface de contrôle
$\vec{U}$	Vecteur vitesse moyen passant à travers *dS*
Ur	Composante radiale de la vitesse du gaz
Uz	Composante axiale de la vitesse du gaz
$U_{\perp}$	Composante radiale de la vitesse du gaz par rapport à la ligne de contrôle
$U_{//}$	Composante axiale de la vitesse du gaz par rapport à la ligne de contrôle
Vp	Vitesse du front de spray
V_R	Vitesse relative du fluide par rapport au gaz
Z	Distance axiale

SYMBOLES GRECQUES :

α	Fraction volumique
θ	Angle de la surface de contrôle S
μ	Viscosité dynamique
ρ	Masse volumique
τ_p	Temps de relaxation des gouttes
Ω	Ligne de contrôle
dω	Elément infinitésimal de Ω

INDICES :

amb	ambiant
f	fluide
g	gaz
inj	injecté

Chapitre I
INTRODUCTION

I.1. La combustion Diesel 8
I.2. L'atomisation du spray 11
A. Influence de la pression d'injection 12
B. Influence de la taille du diamètre de trous 12
C. Influence de la géométrie de buse et de la cavitation 13
I.3. L'entraînement d'air 14
A. Entraînement des jets monophasiques à densité variable 14
B. Entraînement dans les jets chargés en particules 15
C. Entraînement dans les sprays denses haute pression instationnaires de type Diesel 16
D. Influence de la densité ambiante et des paramètres d'injection 18
I.4. Configuration de l'étude 19
I.5. Plan de l'étude 20

Chapitre I
INTRODUCTION

La part des véhicules diesels dans le parc de voitures particulières en France est passée de 2% en 1975 à plus de 50% en 2008 (source et estimation CCFA). Les raisons de cet engouement pour la motorisation Diesel sont multiples : différentiel de TIPP[1] important mais stable dans le temps, forte croissance de l'offre de modèles diesels, consommation réduite, cartes grises plus avantageuses pour le haut de gamme. Enfin, et cela vaut pour tous les véhicules, quel que soit le carburant, il faut citer le progrès technique (vitesse, confort, fiabilité, longévité) qui a rendu l'usage de la voiture plus universel et favorise une augmentation du kilométrage annuel.

La diésélisation du parc automobile français a permis de diminuer significativement la consommation de carburant et les émissions globales de gaz à effet de serre. Les économies de consommation par rapport à l'essence sont comprises entre 20 et 30%. Selon le CCFA[2], la diésélisation du parc automobile Européen a permis d'économiser 50 $MteCO_2$[3] par an. Pour comparaison, la diésélisation de 30% du parc automobile Américain permettrait d'économiser 135 $MteCO_2$, soit l'équivalent des émissions du parc automobile français. Malgré cette

[1] La Taxe Intérieure de consommation sur les Produits Pétroliers (TIPP) est la principale taxe perçue en France sur certains produits pétroliers.
[2] CCFA : Comité des Constructeurs Français Automobile
[3] Millions de tonne équivalent dioxyde de carbone (CO_2)

« économie » en CO_2, les voitures diesel restent en partie responsables d'impacts majeurs sur notre environnement par une large contribution à l'émission de polluants.

C'est la raison pour laquelle des constructeurs automobiles s'allient aux laboratoires de recherche afin de mieux comprendre le phénomène de combustion et *a posteriori* mieux le contrôler. Le travail de recherche présenté ici s'inscrit dans cette démarche à travers un projet PREDIT (Programme National de Recherche d'Expérimentation et d'Innovation dans les Transports terrestres), appelé DiamanP (DIesel A Maîtrise de l'Acoustique, des Nox et Particules**)** dans lequel sont associés les industriels : Renault SA et Delphi Diesel System ainsi que les laboratoires de recherches publics et privés : le CORIA, le CERTAM et le CEVAA localisés à Rouen et l'IMFT à Toulouse.

I.1. La combustion Diesel

La combustion idéale du gazole serait une réaction chimique dans laquelle la combustion du mélange gazole/air dégagerait de la chaleur ainsi que des produits issus de la combustion, à savoir le dioxyde de carbone (CO_2), l'eau (H_2O) et l'azote (N_2). Cette combustion est seulement théorique. En réalité, une multitude de réactions annexes se produisent les unes à la suite des autres et sont à l'origine de la formation des particules de suies, des oxydes d'azote, appelés plus communément NOx, de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbures imbrûlés (HC), présents dans les gaz d'échappement.

Norme	**Euro 1**	**Euro 2**	**Euro 3**	**Euro 4**	**Euro 5**	**Euro 6**
Année d'entrée en vigueur	1993	1996	2000	2005	2009	2014
Oxydes d'azote (NOx)	-	-	500	250	180	80
Monoxyde de carbone (CO)	2720	1000	640	500	500	500
Hydrocarbures (HC)	-	-	-	-	-	-
HC + NOx	970	900	560	300	230	170
Particules (PM)	140	100	50	25	5	5

Tableau 1.1 : Normes Européennes d'émissions polluantes pour les automobiles

Depuis le début des années 2000, les constructeurs automobiles ont mis différentes solutions en place afin de répondre aux normes européennes (tableau 1.1) sur ces différents polluants :

- **L'implantation d'un système à rampe commune permettant le pilotage d'injection directe haute pression** dans la chambre de combustion. Ce système

permet une meilleure pulvérisation du carburant et donc un meilleur mélange avec l'air. Le moteur Diesel à injection directe, alimenté par un système d'injection haute pression à gestion électronique, offre un rendement supérieur à tous les autres moteurs thermiques.

- **Le catalyseur d'oxydation** provoquant deux réactions simultanées :
  - une oxydation des monoxydes de carbone en dioxyde de carbone :
    $$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$$
  - une oxydation des hydrocarbures imbrûlés en dioxyde de carbone et en eau :
    $$4C_xH_y + (4x+y)\ O_2 \rightarrow 4xCO_2 + 2yH_2O$$

  Le catalyseur réduit alors la masse de particules mais il ne permet pas de diminuer la quantité de particules émises ni d'éliminer les oxydes d'azote (NOx).

- **Le filtre à particules** (FAP) généralisé à toutes les voitures d'ici 2009 avec le passage de la norme Euro 5 diminuant la production de suies autorisées de 80% par rapport à la norme Euro 4 datant de 2005.

- **La recirculation des gaz d'échappement** (EGR) qui a pour effet de ralentir la combustion du mélange et d'absorber une partie des calories, ce qui diminue la température de combustion. De plus, il limite la présence d'oxygène dans le cylindre. Ces deux effets entraînent une diminution des NOx.

Les systèmes positionnés après la chambre de combustion ne sont que des solutions partielles et ne servent qu'à répondre aux normes actuelles. Pour diminuer efficacement les émissions polluantes, il est nécessaire de comprendre les phases d'injection et de combustion pour arriver à une meilleure maîtrise du mélange air/carburant.

Dans cette optique, des expériences ont été menées afin d'identifier et de quantifier les étapes de la combustion (*Higgins (2000), Aizawa (2002)*) grâce à des techniques de visualisation telle que la LIF (Laser Induced Fluorescence) et la LII (Laser Induced Incandescence). La figure 1.1 présente un modèle de combustion s'appuyant sur diverses études expérimentales principalement menées au *Sandia National Laboratory* (*Dec et al. (1999)).*

Le spray pénétrant dans la chambre est composé d'un **noyau liquide « froid »** (350K) et d'une zone entourant le noyau composé de **gouttelettes provenant de l'atomisation** lors de l'injection.

Au contact de l'air chaud contenu dans la chambre (950K) et entraîné par le passage de la tête du spray, les **gouttelettes de carburant se vaporisent** et la température dans le spray augmente (825K). En tête de spray, se forme alors une poche de pré-mélange riche qui va s'enflammer et consumer tout l'oxygène qu'elle contient. C'est la **1ère oxydation avec formation de peroxydes et de formaldéhydes** qui sont des précurseurs de suies.

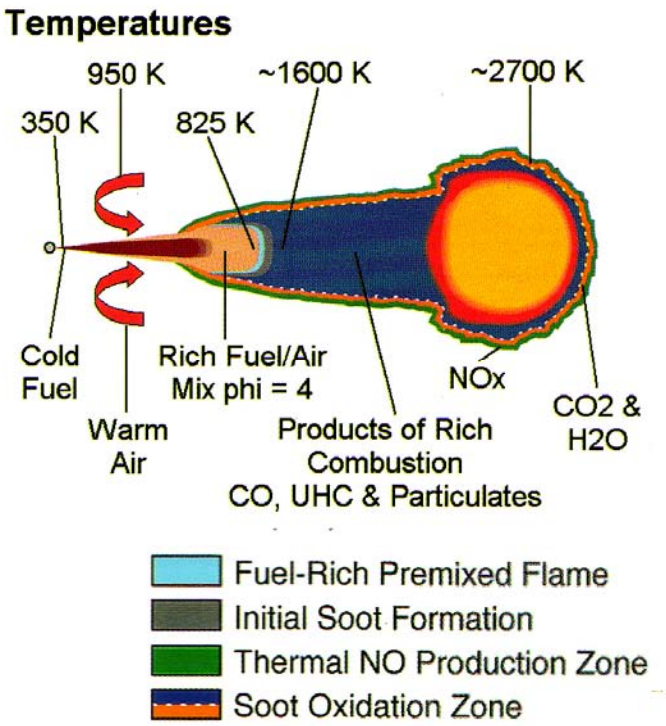


Figure 1.1 : Schéma illustrant le modèle de *Dec et al. (1999)*

A la fin de cette 1ère oxydation, la poche de pré-mélange a laissé place à une poche beaucoup plus grande contenant des hydrocarbures mais plus d'oxygène. La **2ème oxydation** aura donc lieu à sa périphérie et sera la **flamme de diffusion**. La température sera alors forte et la formation d'oxydes d'azote débutera à la périphérie de la flamme. Lors de cette 2ème oxydation, 90% des suies auront été oxydées mais les **10% restantes sont au-delà des normes de pollution**, d'où les solutions de traitement des gaz d'échappement (catalyseur, FAP, EGR).

Depuis le début des années 2000, de nombreuses recherches s'intéressent à la longueur d'accrochage de la flamme appelée **longueur de lift-off** et définie comme étant la distance entre le nez de l'injecteur et la naissance de la flamme. Selon *Siebers et Higgins (2001)*, cette longueur de lift-off jouerait un rôle significatif dans la combustion Diesel et les émissions de polluants. En effet, lorsque cette longueur diminue, la formation de suies diminue aussi. Elle correspond à la longueur de la poche de pré-mélange avant la 1ère oxydation dans laquelle l'air et le carburant vaporisé se mélangent. *Siebers et Higgins* montrent qu'un changement de la longueur de lift-off est le résultat d'un changement de la pression d'injection, de la densité ambiante ou du diamètre de trou qui changera la quantité d'air entraîné et donc influencera la zone de combustion initiale. Ils concluent que la comparaison des longueurs de lift-off aux longueurs liquides mesurées par *Siebers (1999)* et indiquent que la relation entre la vaporisation du carburant et la combustion est fortement affectée par le gaz ambiant et les paramètres d'injection.

Les phases d'atomisation et d'entraînement d'air sont donc essentielles pour une meilleure aération du spray pour l'obtention d'un mélange le plus homogène possible.

I.2. L'atomisation du spray

Le mécanisme d'atomisation se découpe en deux étapes :

- **l'atomisation primaire** liée à l'injection et englobant les phénomènes de cavitation,
- **l'atomisation secondaire** induite par la différence de vitesse air/gouttelettes et donc liée à l'entraînement d'air ambiant dans le spray.

Le spray Diesel est un spray dense, c'est-à-dire que la fraction volumique de liquide est élevée ($> 10^{-2}$), les gouttelettes formées ont un SMD de l'ordre de 10 µm *(Mendez et al. (2004), Reitz et Diwakar (1987)*) et la vitesse d'injection est de l'ordre de 200 m.s^{-1}. Il est donc très délicat de savoir ce qui se passe à l'intérieur du spray. A défaut, des techniques optiques ont été mises au point afin d'étudier la morphologie du spray. *Sasaki (1998)* et *Bruneaux (2001)* utilisent pour cela l'ombroscopie en champ large (de 10 à 100 diamètres de trou (d_0)) et *Yon et Blaisot (2003)* et *Hattori et al. (2004)* en champ proche ($< 10\ d_0$). L'atomisation des gouttelettes influence la pénétration du spray, la vaporisation du carburant et donc le mélange du carburant avec l'air.

La taille des gouttes est contrôlée par l'équilibre entre les phénomènes d'atomisation et de coalescence. En effet, selon *Reitz & Diwakar (1986)*, la coalescence joue un rôle essentiel dans les sprays pleins. Ils en concluent même que la taille des gouttes en aval du spray n'est pas sensible à la taille initiale supposée des gouttes car le phénomène de coalescence est trop important.

De nombreuses études portent sur l'atomisation primaire du spray ainsi que l'effet des conditions initiales d'injection telles que la pression d'injection, le diamètre de trou d'injecteur, la géométrie interne de l'injecteur et la cavitation[4].

A. Influence de la pression d'injection :

Lorsque la pression d'injection augmente, l'atomisation augmente. En effet, *Chaves et al. (1995), Siebers (1998)* et *Bruneaux (2001)* ont constaté que lorsque la pression d'injection augmente, le nombre de cavitation augmente lui aussi ce qui implique une atomisation plus importante, la pénétration du noyau liquide reste à peu près constante, du fait d'une atomisation plus forte et le mélange air/carburant augmente.

B. Influence de la taille du diamètre de trous

Siebers (1998, 1999) s'est attaché à regarder les conséquences d'une réduction de diamètre de trou sur l'évolution d'un spray Diesel et constate que la longueur liquide est linéairement dépendante du diamètre de trou et augmente avec celui-ci (figure 1.2).

Donc si le diamètre de trou diminue, la longueur liquide diminuera, le mélange sera plus homogène, la combustion de meilleure qualité et les émissions de polluants diminuées. Mais lesquelles ? D'après *Bergstrand et Denbratt (2001)* qui ont comparé trois tailles de trous sur des injecteurs multi trous, lorsque l'on réduit de moitié le diamètre de trou, la pénétration est réduite de 70%. Si on couple ceci avec une augmentation de la densité ambiante, on diminue la production d'hydrocarbures imbrûlés. Cependant l'air ambiant est mal employé, la qualité du mélange se trouve dégradée et les suies et le monoxyde de carbone augmentent. Donc la diminution du diamètre des trous doit être couplé avec une géométrie de bol adapté.

[4] La phase de transition entre liquide et vapeur dû à une faible pression est appelée cavitation

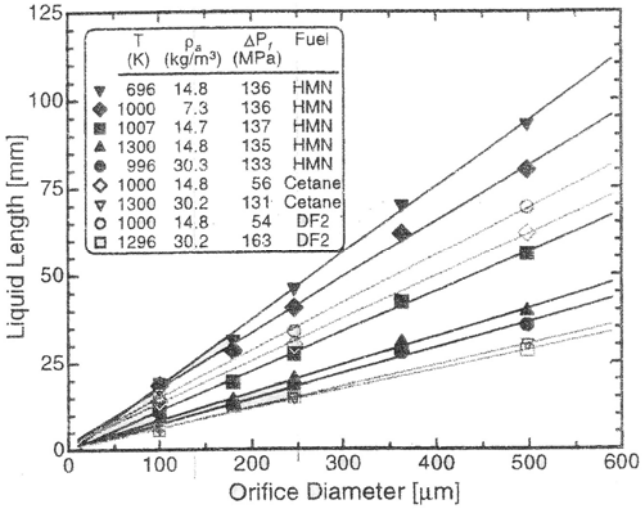


Figure 1.2 : Longueur liquide en fonction du diamètre de trou (*Siebers, (1998)*)

Dodge et al. (2002) obtiennent des résultats similaires pour les émissions de particules de suies. En effet, les auteurs ont regardé l'effet de la réduction de la taille de trou et l'augmentation de la pression d'injection sur les émissions de particules dans les moteurs avec une configuration EGR. Ils observent l'évolution d'un spray diesel dans une enceinte pour une pression d'injection supérieure à 3000 bar avec des diamètres de trous compris entre 80 et 150 µm. Les expériences menées montrent que le taux de mélange est plus rapide en espace et en temps avec une pression d'injection forte et un diamètre de trou petit. Il y a alors moins de combustion en proche paroi et moins de particules. Les trous d'injecteurs pourraient donc être rapprochés et être plus nombreux ce qui compensera le débit perdu par la réduction de la section de sortie unitaire. Cependant, dans une configuration moteur avec une pression d'injection supérieure à 2000 bar, le diamètre des trous reste limité par la capacité maximale de débit de l'injecteur.

C. Influence de la géométrie de buse et de la cavitation

Payri et al (2004) ont étudié l'influence du flux intérieur sur le débit massique et les vitesses de sorties pour deux géométries de buses (cylindrique et convergent) à des levées d'aiguille maximum. Ils trouvent peu de différence entre les buses à trou convergent et cylindrique. Le débit injecté est alors proportionnel à la différence de pression (P_{inj}-P_{amb}). Ils remarquent que la vitesse d'injection augmente lorsque la cavitation apparaît. Ils l'expliquent par une diminution de la section de passage de la phase liquide dans la buse liée à la présence de vapeur (figure 1.3).

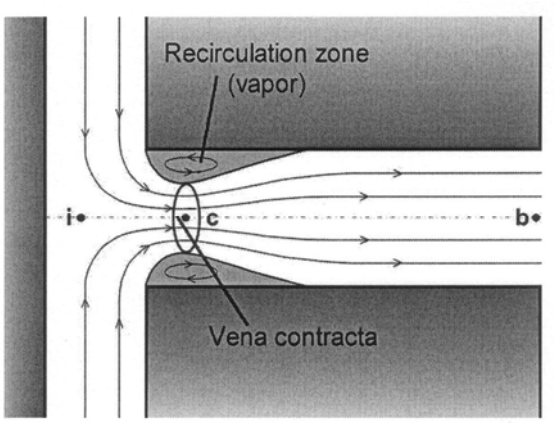


Figure 1.3 : Apparition de la cavitation dans un trou de buse diesel (*Payri et al (2004)*)

I.3. L'entraînement d'air

Selon de nombreuses études, l'entraînement d'air joue un rôle essentiel dans l'aération du spray et *a fortiori* dans l'obtention d'un mélange homogène. Mais la visualisation de l'air entourant le spray est délicate. *Binark & Rantz (1958)* expérimentent les traceurs de fumée pour matérialiser l'air entraîné dans les sprays creux et concluent qu'il est fonction de la densité des gouttes, de la taille des gouttes et des propriétés du liquide injecté. *Benatt et Einsenklam, (1969),* étudient des jets d'eau dans de l'air. Ils utilisent aussi la fumée comme traceur de l'air et visualisent la phase gazeuse externe au jet d'eau avec des méthodes photographiques où l'air est aspiré par le spray à swirl.

Cependant, les expériences menées sont à des pressions d'injection faibles (< 50 bar) et donc pour des sprays fortement dilués. Avant l'avènement des systèmes de visualisation tels que la PIV dans les années 1980, la plupart des études sont effectuées sur des jets monophasiques.

A. Entraînement des jets monophasiques à densité variable

Ricou et Spalding (1961) proposèrent une méthode de calcul du taux d'entraînement de gaz pour un jet circulaire turbulent à partir de la mesure d'un gradient de pression entre deux positions axiales. Le taux d'entraînement est la quantité définie par $\frac{d\dot{m}_e}{dz}$, où $\dot{m}_e$ est la masse d'air entrant dans le spray par unité de temps. Les mesures révélèrent que le taux d'entraînement tendait toujours vers une valeur constante (égale à 0.32, sous forme adimensionnée) lorsque le gaz injecté était à la même densité que le milieu environnant. Ils mirent en évidence que le taux d'entraînement dépendait de la densité du gaz et qu'ainsi des valeurs supérieures et inférieures pouvaient être atteintes via des densités inférieures et

supérieures, respectivement. Par la suite, ces résultats furent vérifiés par des techniques plus précises telles que le fil chaud, la vélocimétrie laser doppler ou la PIV (*Hill (1972); Donghee Han et Mungal (2001)*). En raison du caractère non intrusif et d'une résolution suffisante, la méthode PIV est à l'heure actuelle la méthode la plus adaptée à l'étude de l'entraînement d'air (*Adrian (2005)*).

La théorie d'entraînement a été revu par *Rajaratnam (1976)* qui a supposé des profils auto similaires de vitesse pour aboutir à des expressions analytiques. Une première région de développement de l'écoulement est identifiée par l'existence d'un cône potentiel, et est distinguée d'une seconde région où l'écoulement apparaît pleinement développé. Dans cette région, une couche limite de cisaillement se forme le long de la frontière virtuelle du jet et développe des instabilités de type Kelvin-Helmoltz. Les structures turbulentes formées entraînent le gaz environnant vers l'intérieur du jet et permettent l'expansion du jet par diffusion. Selon *Townsend (1970),* le processus d'entraînement, relatif aux plissements de la frontière du jet et à l'engouffrement de fluide est issu de deux origines. La première est le mécanisme de base générant un entraînement lent qui est piloté par le mouvement turbulent de l'interface. La seconde est provoquée par le développement d'une instabilité à l'interface qui initie une période où l'entraînement est plus actif, plus rapide. Selon, l'auteur, la différence des taux d'entraînement entre divers écoulements provient de la durée relative des périodes actives et de repos ainsi que de l'amplitude de l'entraînement lors des périodes actives.

B. Entraînement dans les jets chargés en particules

L'influence du chargement liquide d'un jet de gouttes sur l'entraînement d'air a été étudiée à partir d'une expérience modèle de jet axisymétrique diphasique fortement chargé en gouttelettes (*Ferrand (2001*)). Bien que les mécanismes d'entraînement présentent des analogies avec les jets de gaz turbulents monophasiques, des comportements différents sont mis en évidence. Le taux d'entraînement diminue avec le chargement liquide dans la zone d'établissement située à proximité du point d'injection. Plus loin, le taux d'entraînement devient constant et le jet diphasique tend à se comporter comme un jet monophasique lourd.

C. Entraînement dans les sprays denses haute pression instationnaires de type Diesel

Avec l'arrivée de nouvelles problématiques dans les années 1980, telles que l'injection directe Diesel, l'entraînement du gaz par un spray est investigué avec pour objectif la compréhension de la préparation au mélange et, in fine, de la combustion.

De nombreuses études expérimentales et numériques sont consacrées aux différentes étapes de la combustion : injection, atomisation, vaporisation et cinétique chimique. Pourtant, peu d'études portent sur les mécanismes d'entraînement d'air dans les sprays haute pression, même si de nombreux articles affirment son importance dans la compréhension du mélange et de la formation des polluants (*Cossali (1991), Ghosh et Hunt (1994), Ishiwaka (1996), Dec (1999), Higgins et al. (2000), Bruneaux (2001), Siebers (2001), Pickett et al. (2005),* …). La raison principale vient de la difficulté à observer l'intérieur du spray très dense.

L'influence du débit liquide et de la taille des gouttes sont identifiées (*MacGregor (1991), Ghosh et Hunt (1994); Ghosh (1998); Ferrand (2001)*) mais restent difficiles à quantifier en raison des contraintes de mesures liées à la forte concentration du liquide. En conséquence, le spray est généralement qualifié de manière globale par la détermination de la pénétration moyenne du liquide. Le manque de données sur la phase liquide rend les échanges de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide délicats à estimer. L'entraînement d'air dans le spray est donc mesuré en observant l'écoulement de la phase gazeuse externe.

Cossali et al. (1991, 1996), Lisiecki et al. (1998) et *Sasaki (1998)* ont observer l'écoulement gazeux autour du spray par des techniques de vélocimétrie telles que la LDV (Laser Doppler Velocimetry) et la PIV (Particle Image Velocimetry). La figure 1.4 illustre leurs observations : à la pointe du jet, l'air est poussé et la tête du jet induit un flux d'air ; ensuite, l'entraînement d'air est effectif durant 80% de la durée d'injection et le débit entraîné est lié au débit injecté lequel est très dépendant de l'évolution de la pression d'injection au cours de l'expérience. *Cossali et al. (2001)* mettent aussi en évidence une zone de recirculation venant de la tête du spray et impliquant l'existence d'une période de transition entre le passage de la tête de spray et la stationnarité de l'entraînement.



Figure 1.4 : Image ombroscopique d'un spray Diesel et schéma explicatif de l'évolution de l'écoulement gazeux autour du spray

Les analyses des champs de vitesse et d'images tomographiques ont permis d'observer la structure de l'écoulement des sprays et ont mené à la distinction d'une zone d'entraînement turbulente. La structure est dite ramifiée ("branch-like") en raison des nombreuses structures tourbillonnaires en frontière de jet (*Sasaki (1998), Cao (2000), Coghe (2000)*) qui s'apparentent à celle des jets gazeux turbulents. La figure 1.5 présente la théorie d'entraînement du gaz environnant par les structures aux grandes échelles qui se développent à la frontière du spray décrite par *Ishikawa et Niimura (1996)* et basée sur les théories d'entraînement des jets monophasiques de *Townsend (1970)* et *Rajaratnam (1976)* déjà évoquées.

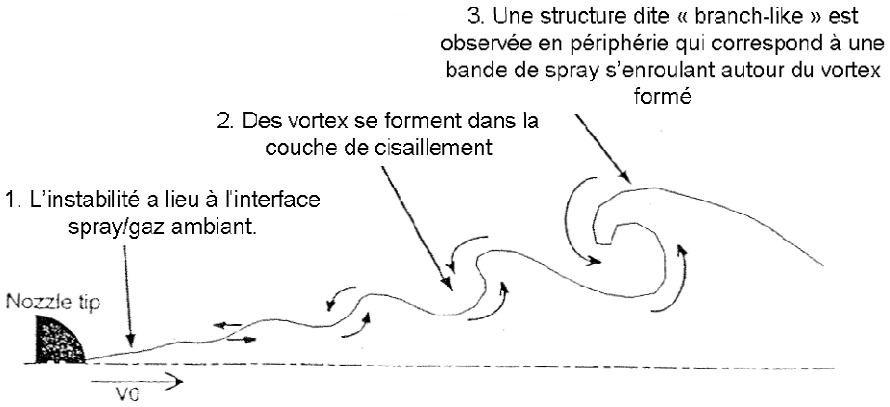


Figure 1.5 : Théorie du mécanisme d'entraînement d'un spray diphasique selon Ishikawe et Niimura (1996)

Néanmoins, l'opacité du jet de liquide ne permet pas de confirmer cette similarité par des comparaisons directes, l'intégralité du champ de vitesse du gaz étant inaccessible. Autour du spray, une zone stationnaire est identifiée et correspond à une zone d'entraînement de l'air vers l'axe du jet. Dans cette zone, l'intensité du processus d'entraînement croît en fonction de la distance à l'origine de sortie. Des comparaisons entre jets monophasiques et diphasiques ont mis en évidence que le taux d'entraînement était inférieur à celui des jets monophasiques (*Ferrand (2001)*), et évoluait non linéairement avec z (*Cossali (2001)*).

D. Influence de la densité ambiante et des paramètres d'injection

Cossali et al. (1991, 1996) montrent par des mesures LDV, la dépendance de l'entraînement d'air à la densité du gaz ambiant. L'augmentation de celle-ci engendre une augmentation de l'échange de quantité de mouvement et donc une augmentation de l'entraînement d'air (*Arbeau (2004)*). Les paramètres d'injection ont aussi un fort impact sur l'entraînement d'air par un changement de développement du spray.

L'augmentation de la pression d'injection engendre une augmentation de la vitesse d'injection et donc du débit injecté, ce qui a pour effet d'augmenter la quantité d'air entraîné. (*Cossali et al. (1996), Rajalingam et Farrell (1999), Arbeau (2004)*). Cependant, *Bruneaux (2005)* note que le taux d'entraînement local est inchangé lorsque la pression d'injection augmente. Il explique que lorsque la pression d'injection augmente, la pénétration du spray et donc la surface d'échange avec l'air augmente engendrant un accroissement de la quantité d'air entraîné dans la zone de mélange.

Pickett et Siebers (2005) montrent que l'air entraîné en amont de la longueur de lift-off est très sensible au diamètre de trou d'injecteur. Lorsque le diamètre de trou diminue, l'entraînement d'air augmente significativement et la richesse globale du mélange diminue entraînant une diminution des suies.

A ce jour, le processus de propagation du mélange, propre aux sprays haute pression, n'a pas de méthodologie d'étude bien établie. D'un coté, la zone d'entraînement latérale en amont du vortex peut être étudiée par la méthodologie classique des jets monophasiques turbulents mais les mécanismes d'entraînement diffèrent. De l'autre, les zones non stationnaires sur le coté et

en front de spray n'ont pas de méthodologie d'étude alors qu'elles sont le lieu d'un entraînement particulier. Tant que les techniques basées sur l'utilisation de la fluorescence ou des rayons X permettant d'accéder simultanément aux informations sur le gaz et le liquide (*Bruneaux (2005)*, *Kosiwczuk (2005)*) ou encore à la structure interne des jets liquides denses (*Wang (2006)*) ne seront pas élaborées, la méthodologie d'étude des jets gazeux à impulsion ne pourra pas être appliquée et adaptée. Néanmoins, les informations à l'extérieur peuvent servir à composer une méthodologie d'analyse de l'entraînement de gaz.

I.4. Configuration de l'étude

L'objectif général de cette étude est d'améliorer la compréhension des **mécanismes d'entraînement d'air et du mélange dans les sprays denses haute pression** que sont les sprays Diesel en fonction de **la densité ambiante** et **du diamètre de trou d'injecteurs**.

Evidemment, en condition « moteur réel », le liquide est évaporé. L'évaporation étant un phénomène à part entière, le choix de travailler **en conditions non évaporantes** (température ambiante) et **sans aérodynamique interne particulière** (injection dans un milieu confiné au repos) a été fait pour pouvoir étudier de manière isolée les mécanismes mis en jeu.

Un **banc modèle** représentatif d'un moteur Diesel a été mis en place. Le système d'injection (pompe et rampe commune) ainsi que les **deux injecteurs prototypes monotrous axiaux** avec deux diamètres de trous différents ont été fourni par Delphi Diesel System.

Les essais ont lieu dans une cellule d'essais pressurisable munie de larges hublots pour l'application des techniques laser et qui permet d'effectuer des mesures à froid sous pression (contre pression < 10 bar d'air).

Lors des travaux de thèse de *A. Arbeau (2004)*, une méthodologie d'étude par **PIV** de l'entraînement d'air dans la zone établie du spray (c'est-à-dire proche du nez de l'injecteur pour des injections supérieures à 1 ms) a été mise en place et a donné lieu à des résultats ouvrant de nombreuses perspectives.

I.5. Plan de l’étude

Ce mémoire s’articule autour de deux parties :

1. Présentation du **dispositif expérimental** et des **différentes métrologies** ainsi que le **post traitement associé**.

    a. Le spray est caractérisé à partir de sa morphologie (longueur de pénétration, vitesse de front du spray, angle de dispersion) par la technique d’**ombroscopie**.

    b. La technique de **vélocimétrie par images de particules sur traceurs fluorescents (**F-PIV) est utilisée pour mesurer le champ de vitesse du gaz autour du spray.

    Ces mesures nécessitent un traitement spécifique en raison du caractère diphasique et dense de l'écoulement.

2. **Etude de l’entraînement d’air** induit par le développement du spray et de **l'influence de la densité ambiante et du diamètre de trou d’injecteur** selon deux grands axes d'étude : Le premier axe consiste à analyser le processus d'entraînement en zone dite "quasi-stationnaire" et, le second, en zone instationnaire.

    a. **L'étude "quasi-stationnaire"** correspond à des durées d'injection longues permettant l'analyse de la zone d'entraînement latérale située en zone proche de l'injecteur et en amont de la recirculation. Les résultats sont ensuite comparés à un modèle intégral d’entraînement (*Cossali (2001)*).

    b. **L'étude instationnaire** vise à analyser les mécanismes d'entraînement de gaz engendrés par le développement du spray pendant l'injection. Une caractérisation du spray par sa morphologie est réalisée et une méthodologie est proposée pour analyser l'écoulement autour du spray.

PARTIE I

BANC D'ESSAIS ET METROLOGIE

Chapitre II Banc Expérimental **23**

Chapitre III Méthodologie expérimentale **39**

PARTIE I

Le but de la première partie de ce mémoire est d'exposer le protocole utilisé pour l'étude de la phase liquide : développement du spray et mesure de débit, et de la phase gazeuse : entraînement de gaz autour du spray issu d'injecteur diesel haute pression.

Les deux sprays Diesel (113 et 80 µm) issus d'injecteurs prototypes monotrous axiaux sont des sprays axisymétriques pleins, les vitesses débitantes sont supérieures à 150 $m.s^{-1}$ et les gouttelettes formées ont un diamètre de Sauter (SMD) de l'ordre de 10 µm (*Mendez et al. (2004)*).

Dans cette première partie, nous mettons en avant les moyens expérimentaux mis en place et le traitement adapté utilisé pour étudier les sprays haute pression. Les résultats sont présentés dans la seconde partie du mémoire.

Dans un premier temps, l'ensemble du support expérimental utilisé au cours de cette étude est exposé. La géométrie interne de l'injecteur ayant un impact direct sur le spray et son environnement, une étude de la cavitation est menée.

Le second chapitre fait l'objet de la description détaillée des méthodologies employées pour l'étude de chaque phase. Le traitement des visualisations par ombroscopie est décrit et la technique de mesure de l'entraînement de gaz par Vélocimétrie par Images de Particules sur traceurs fluorescents est exposée.

CHAPITRE II
BANC EXPERIMENTAL

II.1. Le système d'injection 26

i. La pompe haute pression 26

ii. La rampe commune d'injection 27

iii. L'injecteur 27

iv. Le driver 33

v. Les tubes de liaisons 34

vi. Système de refroidissement : échangeur thermique 34

II.2. Les fluides utilisés 35

i. Le carburant 35

ii. Les gaz ambiants 35

II.3. Les systèmes d'imagerie et de synchronisation 36

i. Le système d'imagerie 36

ii. Le système de synchronisation 36

II.4. Conclusion 38

Chapitre II
BANC EXPERIMENTAL

L'étude de l'entraînement d'air et du mélange dans un spray haute pression nécessite le découplage des actions menées au cours de l'injection dans une chambre de combustion. En effet, l'accumulation de paramètres tels que la pression d'injection, la pression dans la chambre, la température du carburant, la température de la chambre, l'injection de plusieurs sprays en même temps sans compter le swirl et les phénomènes de cavitation inhérents à l'injecteur sont autant de facteurs pouvant modifier l'entraînement d'air et le mélange. Un modèle simplifié du moteur Diesel actuel comportant un injecteur par cylindre et présenté à la figure 2.1 est donc mis en place.

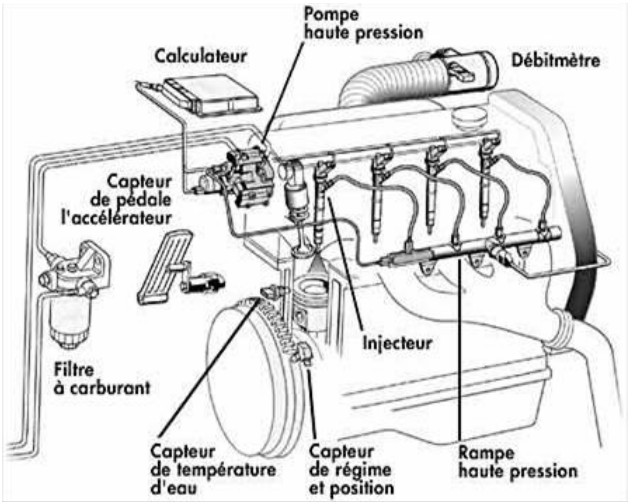


Figure 2.1 : schéma type d'un moteur Diesel Common Rail Haute Pression

Différentes études *(Cossali et al. (1991), Siebers (1998), Sanchez (2000))* montrent que l'entraînement d'air est principalement affecté par la densité ambiante et par la géométrie de l'injecteur qui modifient la morphologie du spray et donc *a fortiori* son interaction avec l'air environnant. L'effet de ces deux paramètres est donc observé en faisant varier la densité du gaz dans l'enceinte et en utilisant deux injecteurs de diamètres de trous différents. La figure 2.2 donne une vision d'ensemble du système d'injection Common Rail Haute Pression utilisé dans cette expérience à l'exception près que nous n'utiliserons qu'un injecteur. Les autres sorties d'injecteurs au niveau de la rampe seront obstruées par des bouchons adaptés.

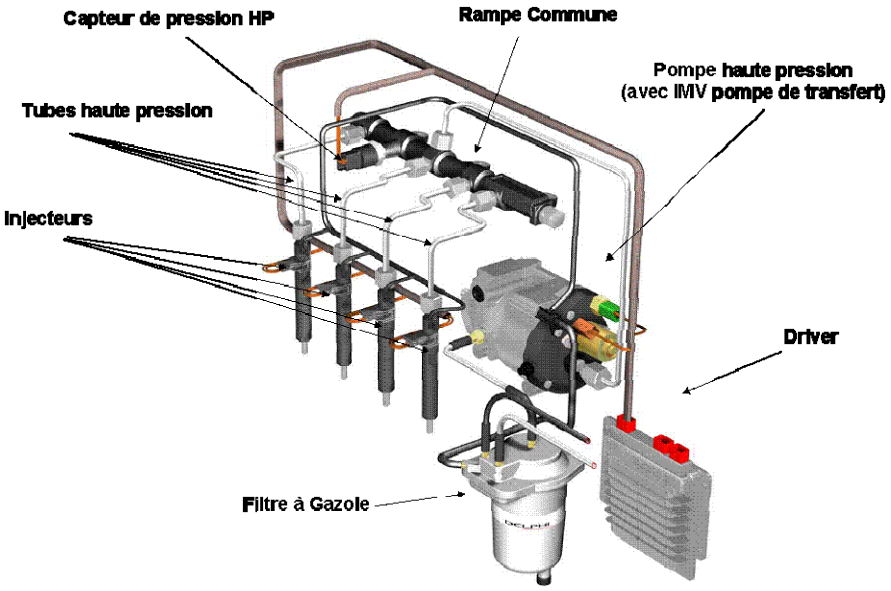


Figure 2.2 : schéma du système d'injection Common Rail Haute Pression Delphi

Le banc expérimental utilisé au cours de cette thèse est un banc modèle présenté sur les figures 2.3 a et b.

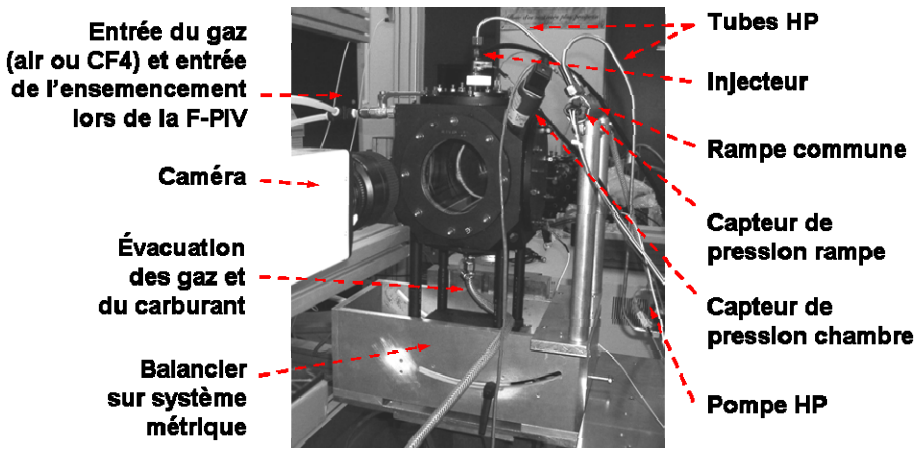


Figure 2.3.a : Vue d'ensemble du banc Diesel - face avant

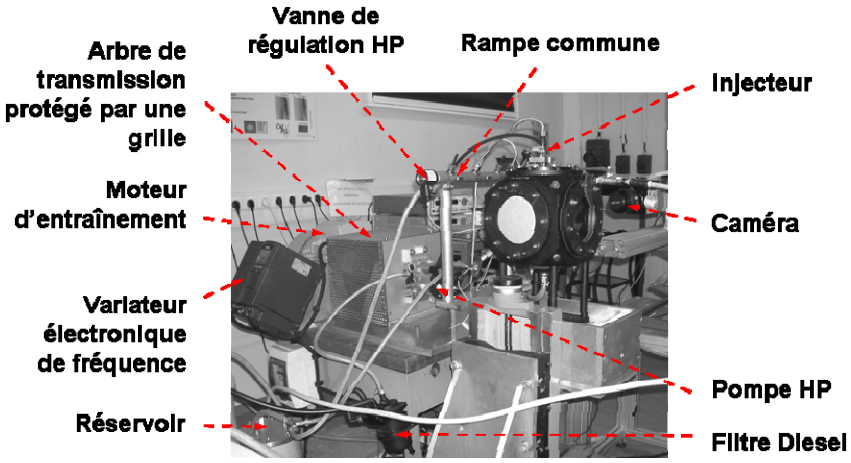


Figure 2.3.b : Vue d'ensemble du banc Diesel - face arrière

Il conserve le système d'injection d'un moteur Diesel classique hormis l'injecteur qui n'a qu'un seul trou. D'autre part, la chambre de combustion est remplacée par une enceinte pressurisable jusqu'à 12 bar et équipée de larges accès optiques (~100 mm) permettant la visualisation du spray. L'injection a lieu dans un milieu confiné et au repos, les mesures seront donc réalisées sans écoulement dû au mouvement du piston ou à la phase d'admission. Enfin, toutes les mesures présentées par la suite seront réalisées en condition sans évaporation, à température ambiante ≈ 300 K : enceinte non chauffée.

II.1. Le système d'injection

Le système d'injection utilisé a été fourni par la société Delphi Diesel System. Il s'agit d'un Système Common Rail 1600 bar.

Lors de la mise en place de ce banc expérimental, le positionnement des pièces composant le système d'injection a été conditionné par une principale contrainte, à savoir que la distance entre la rampe commune et l'injecteur soit la plus courte possible afin de limiter les effets hydrauliques (ondes de pression) vus par l'injecteur. La rampe commune a donc été reliée à l'injecteur par un tube haute pression de 300 mm de longueur et à la pompe par un tube haute pression de 600 mm de longueur.

i. La pompe haute pression

La pompe est une pompe Delphi DFP1 haute pression (1600 bar). Elle est composée :

- **d'une pompe de transfert** reliée à un moteur d'entraînement par un arbre de transmission conçu et réalisé par Gérard COUTEAU à l'IMFT. C'est un moteur

asynchrone SIEMENS alimenté en 380 V triphasé délivrant une puissance de 5,5 kW. Sa vitesse de rotation est réglable grâce à un variateur de fréquence, son régime maximal est de 3000 $tr.min^{-1}$ pour un couple de 18 Nm. Il est commandé par un variateur de fréquence muni d'un automate permettant de déterminer la consigne maximale de vitesse, le temps de montée pour le démarrage ainsi que le temps de descente pour l'arrêt du moteur. Le régime est fixé à 1000 $tr.min^{-1}$, soit une fréquence de 16,67 Hz.

- **d'une pompe haute pression** reliée à la rampe commune par des tubes haute pression.

ii. La rampe commune d'injection

La rampe commune présentée à la figure 2.4 est un tube pouvant résister à de très hautes pressions, portant à ses extrémités le capteur de pression et le régulateur de pression.

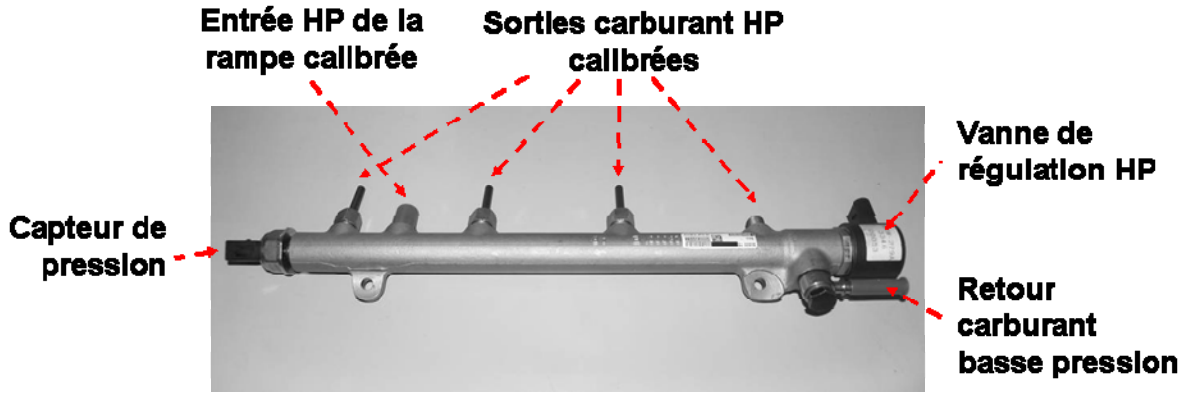


Figure 2.4 : Rampe commune Delphi

L'utilisation d'une rampe commune permet d'alimenter tous les injecteurs sous la même pression quelle que soit la quantité de carburant injectée et quel que soit le régime moteur. Elle reçoit et emmagasine le gazole sous haute pression (HP) en provenance de la pompe et le distribue aux injecteurs. Cette pression est régulée par un boîtier électronique (type PID) pilotant la vanne de régulation HP. La pression maximale admissible par cette rampe est de 1600 bar.

iii. L'injecteur

L'injecteur solénoïde Delphi DFI1.4 présenté sur la figure 2.5 est composé de 3 éléments principaux :

- **la Valve** qui permet la décharge de la chambre de contrôle (puis la levée d'aiguille).
- **l'Entretoise** composée d'une chambre de contrôle de l'aiguille et d'orifices calibrés.

- **le « Nozzle »** composé de l'aiguille et de la buse prototype qui, pour ces travaux spécifiques, a été réalisée avec un seul trou axial.

Les particularités de cet injecteur sont de fonctionner avec une faible tension d'alimentation et d'avoir une levée de valve très rapide (figure 2.10).

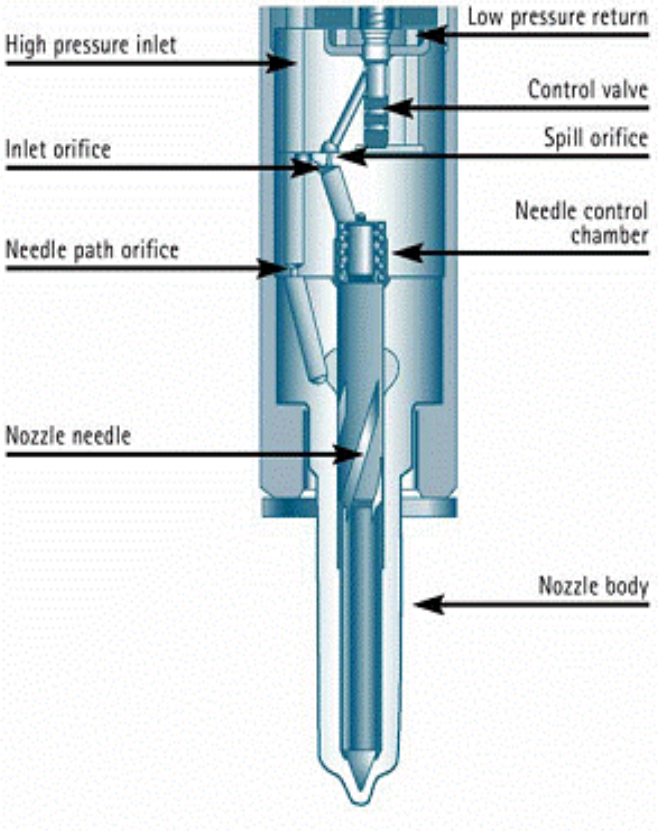


Figure 2.5 : injecteur Delphi en coupe

La figure 2.6 présente le fonctionnement de l'injecteur que l'on peut décomposer en quatre phases :

Phase 1 - L'injecteur est fermé. La **Valve** et le **Nozzle** sont fermés. La haute pression régnant dans le rail s'établit donc dans la chambre de contrôle et dans l'espace environnant la buse d'injection (**Nozzle**). La force appliquée par la pression du rail sur la face supérieure de l'aiguille, combinée avec la force exercée par le ressort, maintient l'aiguille en position fermée.

Phase 2 - L'injecteur s'ouvre. La **Valve** s'ouvre très rapidement sous l'effet du courant d'appel de la bobine. Ensuite, la **Valve** étant équilibrée, seul un faible courant de maintien suffit. L'ouverture de la **Valve** permet la décharge de la chambre de contrôle via les orifices calibrés de l'**Entretoise**. La pression au dessus de l'aiguille étant alors inférieure à celle environnant la buse, l'aiguille se lève et l'injection commence.

Phase 3 - L'injecteur est complètement ouvert. L'aiguille a atteint sa levée maximale. Le **Nozzle** débite donc à son maximum à une pression d'injection proche de celle du rail.

Phase 4 - L'injecteur se ferme. Le courant de maintien est coupé, la **Valve** se ferme sous l'effet du ressort de rappel. La pression dans la chambre de contrôle remonte jusqu'à atteindre celle du rail. La contribution de cette force avec celle du ressort devient supérieure à la force exercée par la pression environnant la buse. Par conséquent, l'aiguille se ferme et obture les trous d'injection.

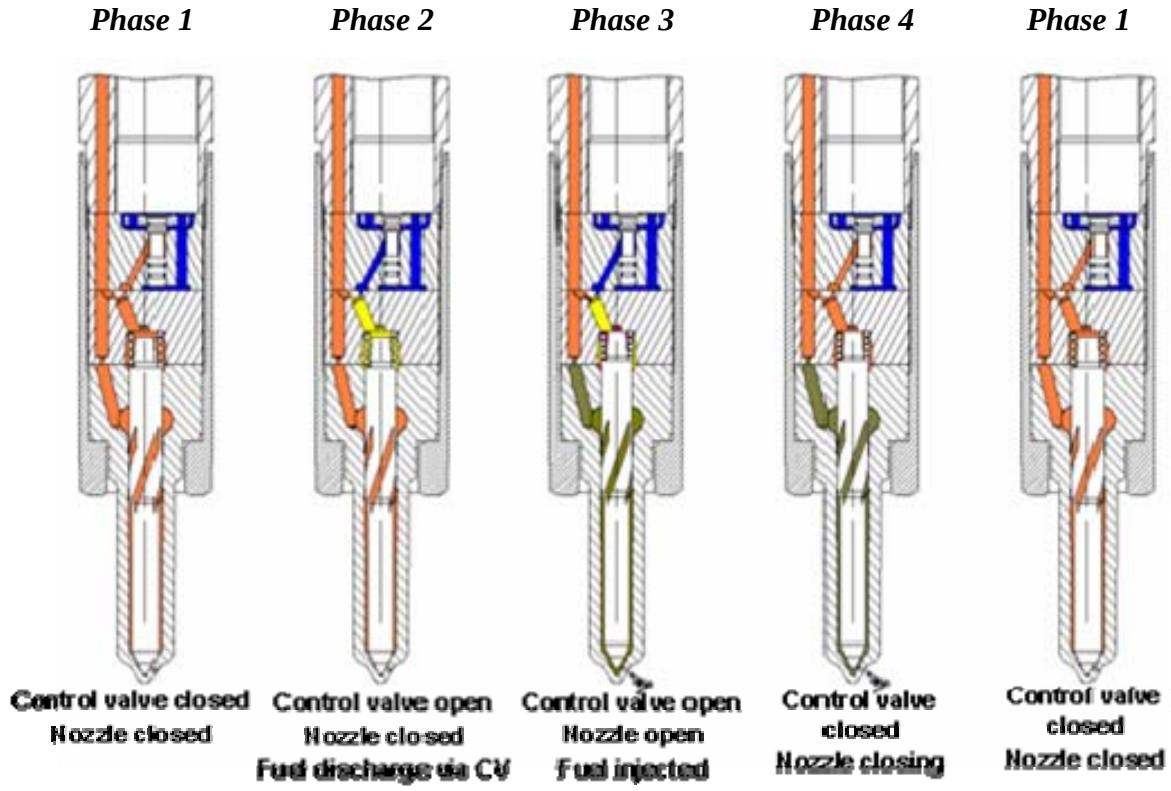


Figure 2.6 : Fonctionnement de l'injecteur Delphi (*Guerrassi et al., (2004)*)

Comme nous l'avons dit précédemment, l'un des paramètres étudiés lors de ces travaux est l'effet de la diminution du diamètre de trous d'injecteur sur le spray et son environnement.

Pour cela, La société Delphi Diesel System nous a fourni deux injecteurs monotrou axiaux ayant une géométrie de type micro-sac. La figure 2.7 présente les deux configurations de buses d'injection directe Diesel :

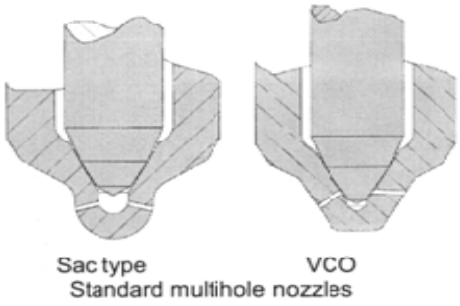


Figure 2.7 : différentes géométries de buse

Dans la première configuration, les orifices d'injection débouchent dans un volume appelé «sac» d'où son nom. Ce volume contient une portion de fluide qui ne sera pas totalement expulsée par l'aiguille lors de sa fermeture. Les hautes températures atteintes à l'intérieur de la chambre de combustion peuvent provoquer l'évaporation de ce volume de carburant qui sera ainsi expulsé sans être brûlé induisant des hydrocarbures (HC) imbrûlés.

La configuration VCO (Valve Covered Orifice) minimise le volume mort de carburant. En effet, l'aiguille se pose sur les parois de l'injecteur en amont des trous ce qui fait l'étanchéité. Cependant, l'aiguille n'obstrue que partiellement les trous et l'évaporation de carburant bloqué dans le sac peut dégager des hydrocarbures imbrûlés. Ce dégagement d'HC reste néanmoins beaucoup plus faible que dans le cas des injecteurs de type sac. Par ailleurs, ce type d'injecteur provoque la formation de sprays dissymétriques largement dépendants de la levée de l'aiguille. Ceci accentue une inhomogénéité spatiale du spray formé, ce qui peut conduire à une formation prononcée de suies.

Kano et al. (1990) ont comparé l'efficacité de ces deux types d'injecteurs dans les mêmes conditions de pression d'injection. Les injecteurs de type VCO provoquent une pénétration moins grande du spray formé, plus fluctuante que les géométries standard ainsi qu'un allongement de la durée d'injection. Ils ont ainsi étudié quelques configurations intermédiaires permettant d'améliorer les limitations du VCO, on parle alors d'injecteur «mini-sac» et même « micro-sac » contenant un volume mort le plus petit possible et réduisant ainsi la production d'hydrocarbures imbrûlés.

Pour étudier l'effet du diamètre de trou d'injecteur sur le spray et son environnement, nous utiliserons deux injecteurs, l'un dont le diamètre est **113 µm**, l'autre dont le diamètre est **80 µm**. L'injecteur de diamètre 113 µm est proche de ceux utilisés actuellement sur les injecteurs multitrous de série (6 à 7 trous). L'injecteur de diamètre 80 µm est proche des diamètres de trous des injecteurs à venir. Dans notre configuration, la section de passage du liquide est donc divisée par 2 entre les injecteurs 113 µm et 80 µm. Notons que dans une configuration industrielle, les injecteurs dont le diamètre de trous est inférieur à 100 µm nécessitent l'ajout de trous supplémentaires sur l'injecteur pour garder un débit de carburant équivalent à celui des injecteurs série actuels, ce qui ajoute des difficultés supplémentaires pour la conception de nouveaux injecteurs.

Un grand nombre d'études *(Morgan et al., (2001), Payri et al., (2004), Argueyrolles et al., (2004))*, montre que la géométrie de la buse (conicité, rapport diamètre/longueur de la buse, rugosités…) a un impact important sur l'atomisation du spray du point de vue notamment de la cavitation. Certains de ces paramètres ont été mesurés pour les deux injecteurs afin de connaître leurs points communs et leurs différences de géométrie et en tenir compte lors de notre étude. La géométrie du trou de buse peut être obtenue de deux façons différentes :

- *par une technique d'empreinte* : une pâte est introduite dans la buse et après un temps de séchage, elle est extraite. La propriété de cette pâte est de garder la forme qu'elle a prise dans la buse. La précision est de l'ordre de quelques micromètres.

- *par une technique optique* : la précision de la mesure est inférieure à 0,5 µm.

Ces deux mesures montrent que les deux injecteurs n'ont pas la même forme de buse. En effet, le 113 µm a un profil de buse cylindrique alors que le 80 µm a un profil conique. Or, un profil de buse cylindrique est plus cavitant qu'un profil conique comme le montrent *Payri et al.* (2004) dans leur étude de l'influence de l'écoulement intérieur sur le débit massique. Ils comparent des buses cylindriques et coniques et montrent qu'il n'y a pas de cavitation dans le convergent. En effet, les gradients de pression sont plus faibles car les angles en entrée de trou du convergent sont moins abrupts et donc cette forme de buse est moins sujette à la cavitation. Ils constatent aussi que la vitesse d'injection augmente lorsque la cavitation apparaît. Ils l'expliquent par une diminution de la section de passage de la phase liquide dans la buse liée à la présence de vapeur.

Afin d'évaluer quel pourrait être l'effet de la cavitation sur le spray, nous avons étudié la configuration de notre matériel. Les injecteurs utilisés dans le cadre de cette thèse n'ont qu'un seul trou au fond du sac qui est orienté dans l'axe de l'injecteur : à priori le fluide étant parfaitement orienté, la cavitation doit être extrêmement faible voire nulle (ce qui ne serait pas le cas sur une buse réelle, les trous étant orientés sur les cotés du sac, voir figure 2.7).

La cavitation est caractérisée par le coefficient CN :

$$CN\ (Cavitation\ Number) = \frac{P_{injection} - P_{chambre}}{P_{chambre} - P_{vapeur}}$$

Elle est donc dépendante de la pression d'injection, de la pression de vapeur du fluide injecté et de la pression régnant dans l'enceinte. Une mesure de cavitation a été effectuée sur les prototypes monotrous utilisés dans ces travaux. Par défaut, les buses sont caractérisées à :

- CN = 100 (forte cavitation) ce qui correspond à $P_{injection}$ = 100 bar et $P_{chambre}$ = 1 bar,
- CN = 3 (pas de cavitation) ce qui correspond à $P_{injection}$ = 130 bar et $P_{chambre}$ = 30 bar.

Ces mesures sont faites avec de l'air comme gaz ambiant et le débit est mesuré sans aiguille. Les valeurs obtenues à CN = 3 et CN = 100 sont identiques pour chaque injecteur ce qui montrent qu'aucune cavitation générée par la géométrie des buses étudiées n'a été détectée.

Cependant, la cavitation dépend aussi du milieu ambiant. Or, les expériences menées sur le banc modèle utilisent deux gaz ambiants : l'air et le CF4 (Tetra-Fluoro-Méthane) dont les caractéristiques seront exposées au paragraphe suivant. La propriété principale du CF4 est d'être trois fois plus dense que l'air. Ainsi la densité ambiante peut atteindre 36 $kg.m^{-3}$ tout en gardant une pression ambiante à 10 bar (rappelons que l'enceinte est pressurisable jusqu'à 12 bar).

Le comportement du spray ne peut être similaire face aux deux gaz ambiants du fait de la différence de pression instaurée dans la chambre pour une même densité. En effet, pour avoir une densité de 3,6 $kg.m^{-3}$ dans l'enceinte, il y aura soit 3 bar d'air soit 1 bar de CF4. Or, la différence de pression engendre une différence au niveau de la cavitation et donc de l'atomisation du spray. En effet, comme le montrent *Yamane et al. (1994)*, l'augmentation de la pression ambiante modifie la distribution des tailles de gouttes. La mesure du diamètre de Sauter (D_{32}) montre que l'augmentation de la pression ambiante engendre l'augmentation des

tailles des gouttes. Ils posent l'hypothèse d'un accroissement des collisions et de la coalescence des gouttes lorsque la pression ambiante augmente.

L'effet des deux gaz ambiants (air et CF4) sur le nombre de cavitation CN est présenté à la figure 2.8. CN diminue avec la densité, mais il diminue moins rapidement dans le cas du CF4, quelque soit la pression d'injection ; l'écoulement est donc plus cavitant avec du CF4 qu'avec de l'air. A forte densité, même si l'écoulement de CF4 est plus cavitant que celui de l'air, les deux CN sont très proches l'un de l'autre à densité équivalente. La différence de CN entre les deux gaz n'est un paramètre important que pour les basses densités. Or, pour ces points de mesure, nous n'utiliserons que de l'air. Nous pouvons donc considérer que la cavitation ne jouera pas de rôle prédominant lors de nos expériences.

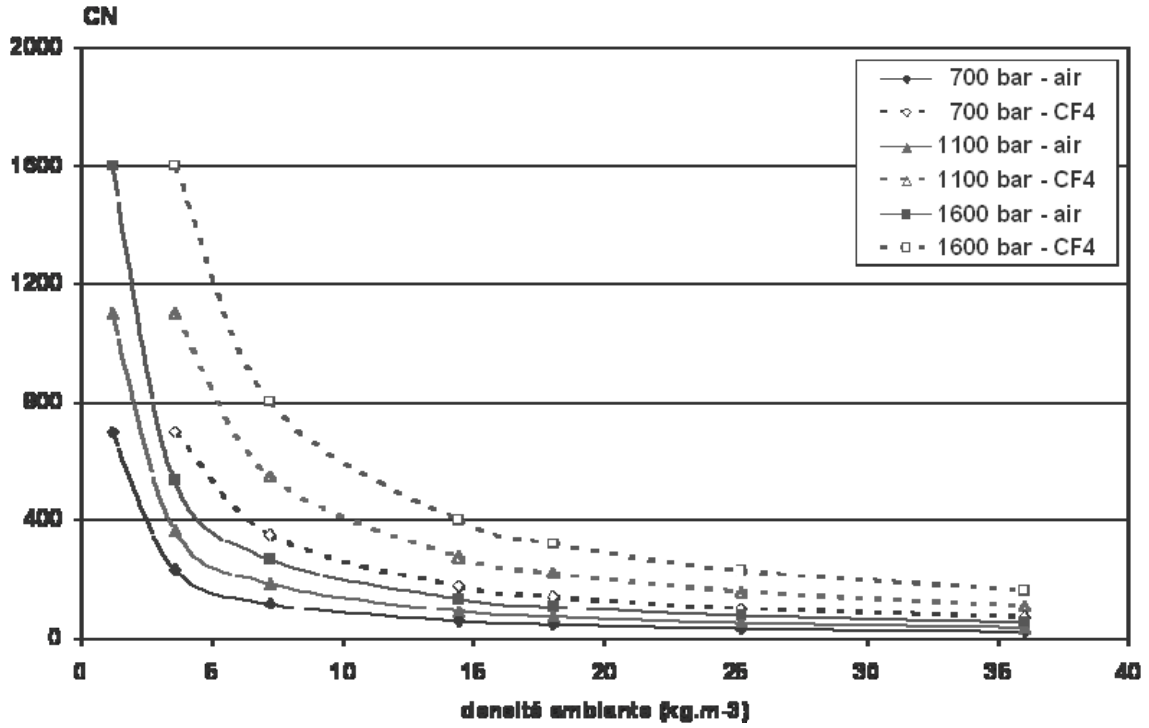


Figure 2.8 : Evolution du nombre de cavitation en fonction de la densité pour l'air et le CF4 à différentes pressions.

iv. Le driver

Le driver fourni par la société Delphi Diesel System est un boîtier électronique programmé spécifiquement pour ces travaux. La commande d'injecteur (figure 2.9) présente deux phases distinctes, la première est une phase transitoire (courant d'appel) suivie d'une phase

stationnaire (courant de maintien). Ces deux phases sont générées par des générateurs de fréquence connectés au driver.

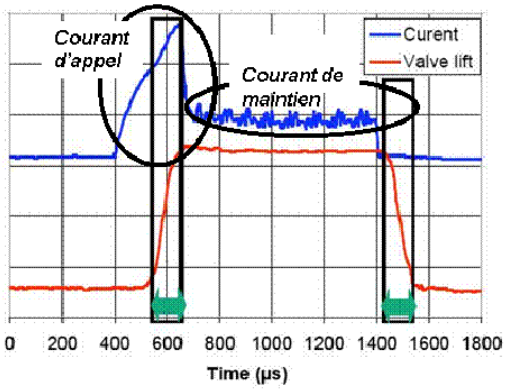


Figure 2.9 : Diagramme du courant nécessaire pour la commande de l'injecteur.

v. Les tubes de liaisons

Les liaisons « Pompe – Rampe » et « Rampe – Injecteur » ont été conçues pour supporter une pression pouvant aller jusqu'à 1800 bar et sont nommés tubes HP. Les autres conduites sont des durites hydrocarbures supportant jusqu'à 10 bar et 70°C. Ils sont utilisés pour le retour basse pression et le passage « Réservoir - Filtre Diesel – Pompe ».

vi. Système de refroidissement : échangeur thermique

Lors des premiers essais, une élévation de la température de la paroi du réservoir contenant le carburant a été constatée. Ce phénomène est dû à un effet Joule de la pompe qui se sert du carburant pour se refroidir. Au bout de quelques heures, la température peut atteindre 70°C. A la fin de la journée, plusieurs arrêts du moteur étaient nécessaires pour éviter une trop forte montée en température.

Pour éviter une perte de temps inutile et l'altération des propriétés du carburant par cette variation de température, un système de contrôle de la température a été mis en place. Il se compose d'un thermocouple positionné à l'intérieur du réservoir et d'un échangeur thermique. Ce dernier comprend une cuve remplie d'eau dans laquelle plonge un serpentin en acier inoxydable de diamètre extérieur 6 mm par 1 mm d'épaisseur sur 6 m de long. De l'eau circule dans la cuve afin de maintenir une température de l'ordre de 40°C dans le réservoir de carburant.

II.2. Les fluides utilisés

i. Le carburant

Pour des raisons de sécurité, nous utilisons du Normafluid BR (Shell®) dont les propriétés physiques sont proches de celles du gazole mais avec un pouvoir d'inflammabilité moindre. Il s'agit d'un fluide de calibration pour pompes d'injection gazole qui répond à la norme ISO 4113. Ces caractéristiques chimiques à 40°C sont les suivantes :

- ✓ Masse volumique : 807 kg/m^3
- ✓ Viscosité cinématique : 2,6 mm^2/s
- ✓ Point d'éclair > 80°C (Méthode ISO 2719)
- ✓ Température d'auto-inflammation > 250°C (ASTM E-659)
- ✓ Point d'écoulement : -27°C
- ✓ Pression de vapeur < 0,5 Pa
- ✓ Tension superficielle de l'ordre de 2.10^{-3} mN

ii. Les gaz ambiants

Nous utilisons deux gaz différents au cours des expériences menées. Pour les faibles densités ($\leq$ 7,2 kg.m^{-3}), nous employons de l'air comprimé. Au-delà, nous utilisons un gaz lourd, le CF4 (tetra-fluoro-methane), qui a la propriété d'être 3 fois plus dense que l'air, ce qui permet de s'affranchir des contraintes de l'enceinte à savoir une pression maximale de 12 bar et ainsi de monter en densité jusqu'à 36 kg.m^{-3}.

Afin de valider la substitution de l'air par du CF4, nous avons fait une comparaison de l'effet des deux gaz sur la pénétration du spray pour deux densités : 3,6 kg.m^{-3} et 7,2 kg.m^{-3}. La figure 2.10 montre cette comparaison pour l'injecteur 113 µm à une pression d'injection de 700 bar. L'expérience permettant d'obtenir ces mesures est exposée au chapitre III.1.A page 41. Les courbes pour l'air et le CF4 se confondent quasiment pour les deux densités. Le changement de gaz ambiant ne modifie donc pas la pénétration du spray. Le CF4 peut donc être substitué à l'air afin d'augmenter la densité dans l'enceinte sans craindre une modification majeure de la physique du spray et de son environnement.

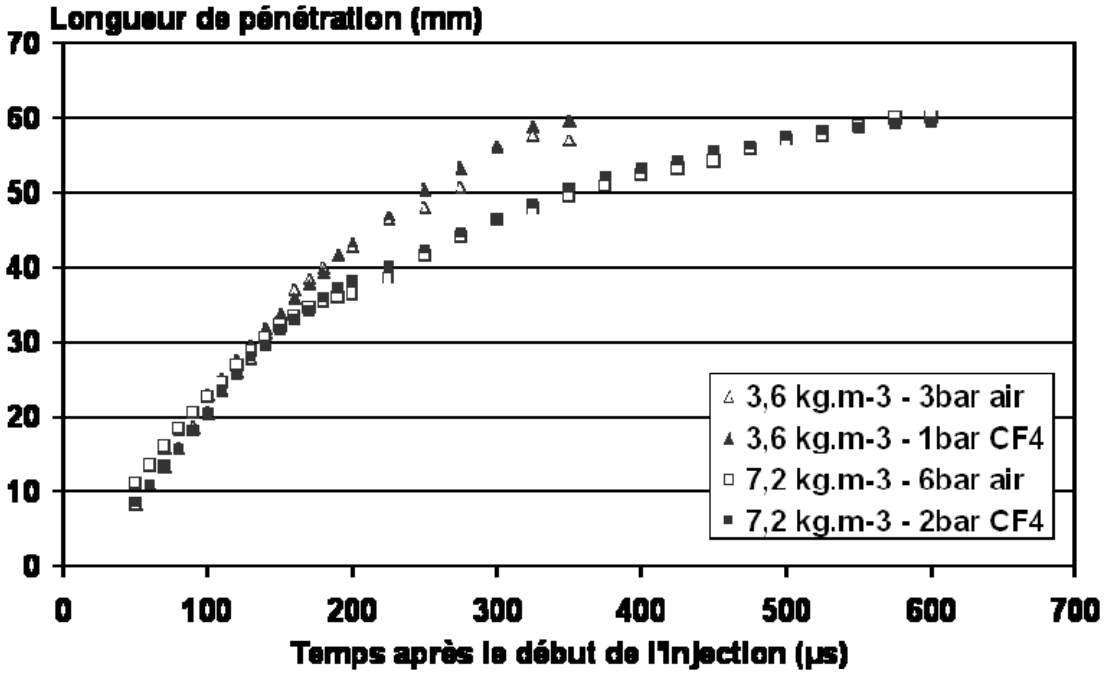


Figure 2.10 : Comparaison des longueurs de pénétration avec comme gaz ambiant l'air et le CF4 Injecteur 113 µm, Pression d'injection = 700 bar

II.3. Les systèmes d'imagerie et de synchronisation

i. Le système d'imagerie

Les images sont acquises par une caméra CCD numérique à obturation rapide (PCO Sensicam 1280 × 1084, 12 bits, 8 Hz), permettant une double exposition rapide. Cette caméra présente une sensibilité et une dynamique bien adaptées aux acquisitions de Vélocimétrie par Images de Particules (PIV), technique de mesure présentée au chapitre III.2.A page 47. Un ordinateur est nécessaire pour commander le fonctionnement de la source lumineuse et de la caméra. La visualisation de la phase liquide du spray (ombroscopie) est aussi réalisée avec de cette caméra.

ii. Le système de synchronisation

Une interface de synchronisation a été réalisée à l'IMFT afin de piloter les injections et d'assurer la synchronisation entre l'injection, la source lumineuse et la prise d'images. Tous les signaux sont synchronisés sur une horloge de 10 Hz, fréquence de tir du laser bipulse.

La faible durée d'impulsion : 10 ns pour le pulse laser (PIV) et 16 ns pour la lampe flash (ombroscopie), permet d'obtenir une image nette de l'écoulement. Le retard pulse / injection est réglable par pas de 2 µs et permet de regarder l'évolution du spray à un instant précis par rapport au début de l'injection. La figure 2.11 reprend sous forme de chronogramme les synchronisations détaillées ci-dessus, pour la mise en place de la PIV et de la prise d'images du spray.

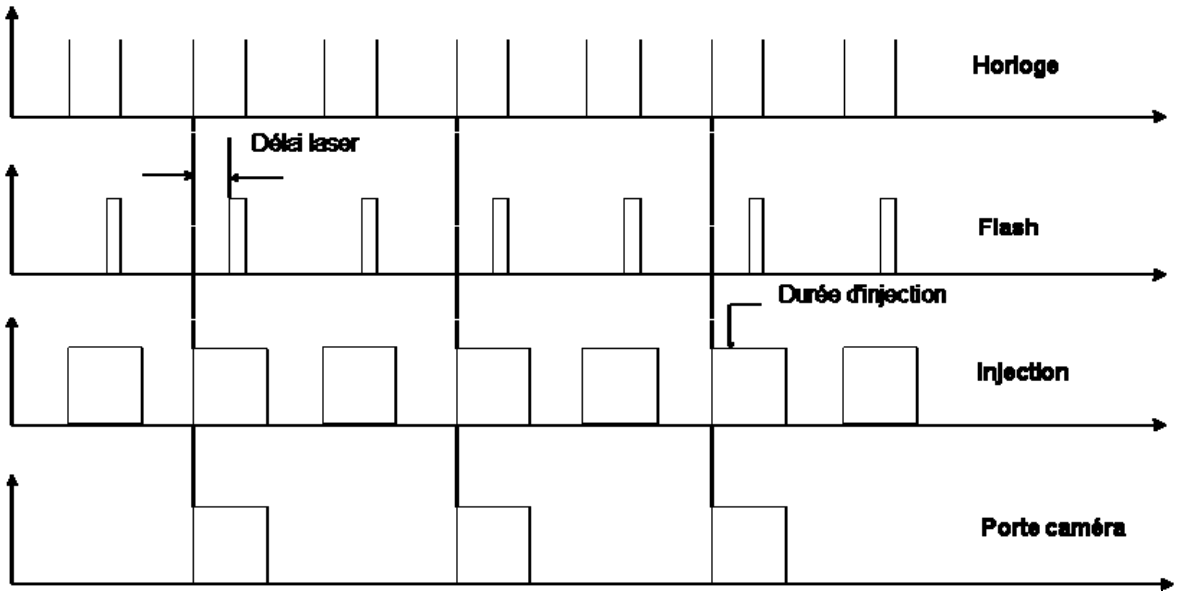


Figure 2.11 : Chronogramme de l'interface de synchronisation injection / caméra / flash

Remarque :
Par souci de clarté, le chronogramme ci-dessus correspond aux synchronisations permettant la gestion d'un seul flash (ombroscopie).

Pour la PIV, deux tirs laser successifs sont nécessaires, il faut alors modifier le chronogramme de l'interface de synchronisation en rajoutant un créneau correspondant au deuxième flash laser.

II.4. Conclusion

Ce chapitre a présenté le dispositif expérimental mis en place à l'IMFT afin d'étudier l'entraînement d'air autour d'un spray Diesel. Afin de simplifier le système d'injection Common Rail Haute Pression des moteurs Diesel, un banc modèle a été mis en place. Il se compose en particulier d'une pompe haute pression, d'une rampe commune et d'injecteurs prototypes fournis par la société Delphi Diesel Systems. Les deux paramètres, dont nous souhaitons étudier les effets sur le spray et l'air environnant, sont la densité ambiante et le diamètre de trou.

Nous disposons pour cela de :

- deux injecteurs monotrous axiaux de diamètre de trou 113 µm et 80 µm,
- d'une enceinte pressurisable jusqu'à 12 bar non chauffée et de deux gaz ambiants : l'air et le CF4 qui est un gaz trois fois plus dense que l'air et nous permettant de monter jusqu'à une densité ambiante de 36 $kg.m^{-3}$.

Une étude approfondie de la géométrie des buses microsac des deux injecteurs est présentée avec la mesure des diamètres de trou d'entrée et de sortie ainsi que la forme du trou. Il en ressort que le 113 µm a un trou de forme cylindrique et le 80 µm un trou de forme conique. Or, les trous de forme cylindrique sont plus cavitant que ceux de forme conique. Cependant, les trous étant axiaux et se trouvant au fond du sac, la cavitation doit être faible. Cette hypothèse est confirmée par une mesure de débit pour différents nombres de cavitation montrant qu'aucune cavitation n'a pu être détectée et une étude des deux gaz ambiants utilisés lors des expériences. Le chapitre se poursuit par un exposé des fluides utilisés et leurs caractéristiques. La dernière partie présente le système d'imagerie et de synchronisation utilisés lors des mesures d'ombroscopie pour la caractérisation de la phase liquide et des mesures PIV pour l'étude de l'entraînement d'air. Ces deux techniques de mesures sont présentées dans le chapitre III.

CHAPITRE III
METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

III.1. Etude de la phase liquide 41

A. Ombroscopie 41

i. Montage expérimental *41*

ii. Post traitement *44*

B. Mesures de débit 46

III.2. Etude de la phase gazeuse par F-PIV 47

A. Technique expérimentale 47

B. Post traitement employé 51

i. Traitement des images instantanées par un logiciel PIV *51*

ii. Traitement des champs instantanés : Filtrage *52*

III.3. Conclusion 62

Annexe III.1 Programme de la maximisation de la variance interclasse utilisé pour le seuillage des images ombroscopiques et Test de robustesse 64

Annexe III.2 Etude granulométrique de l'ensemenceur 68

Chapitre III
METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

Ce chapitre est consacré à la métrologie optique mise en place et au post traitement des données acquises pour cette étude. Il s'organise en deux parties : la première expose la technique d'ombroscopie et la mesure de débit pour la caractérisation de la phase liquide ; la seconde porte sur une la technique de Vélocimétrie par Images de Particules sur traceurs fluorescents (F-PIV) permettant de mesurer l'entraînement de la phase gazeuse. Les post traitements utilisés pour chacune des méthodes suivront la présentation des montages expérimentaux respectifs.

III.1. Etude de la phase liquide

A. Ombroscopie

L'ombroscopie est une des techniques de visualisation les plus simples. Elle consiste à observer l'ombre du spray créée par une lumière placée à l'arrière de celui-ci. A partir des images acquises par ombroscopie, nous pouvons connaître l'évolution des longueurs de pénétration, de la largeur du spray ainsi que l'angle du spray développé. Grâce au post traitement permettant de mesurer toutes les grandeurs caractéristiques du spray sur les images instantanées, nous aurons aussi accès aux écarts type.

i. Montage expérimental

Pour visualiser le spray, une lumière blanche issue d'une source à impulsion est utilisée. Le spray est éclairé par une lampe flash Xénon Nanolite dont la durée du flash est de l'ordre de 16 ns permettant ainsi d'obtenir une image instantanée de l'écoulement. Un verre dépoli est placé après la lampe flash de manière à obtenir un éclairage en arrière plan de la zone de mesure du spray le plus homogène possible. Dans cette configuration, la caméra est placée dans le même axe que la lampe comme le montre la figure 3.1.

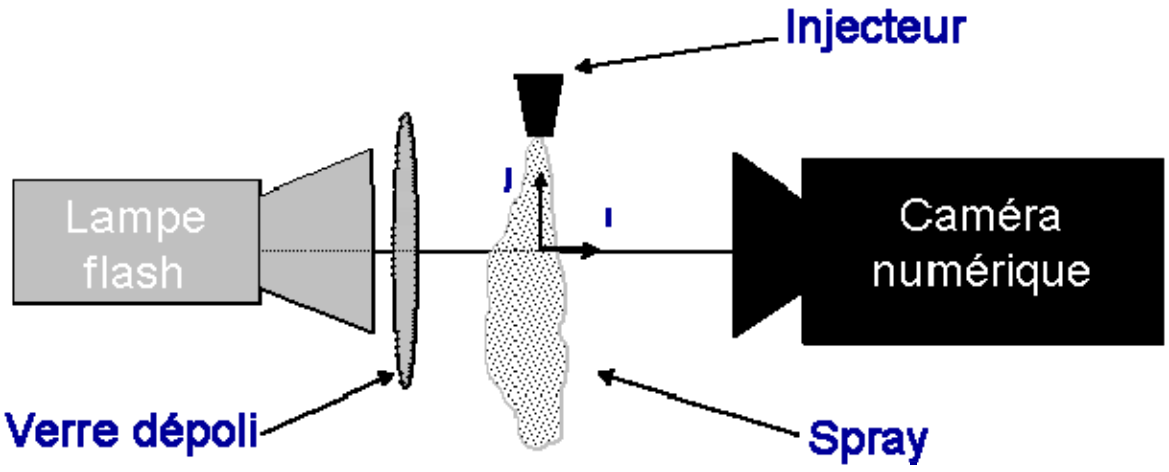


Figure 3.1 : Montage d'ombroscopie

La caméra numérique CCD Sensicam est synchronisée avec la lampe flash et la commande d'ouverture de l'injecteur (cf chapitre II.3 page 36). Une image instantanée du spray est alors acquise à une fréquence de 1 Hz correspondant au temps de charge nécessaire à la lampe pour avoir une puissance d'éclairage régulière. Cette expérience se faisant dans une chambre

pressurisée, le nombre d'images pris à chaque séquence est limité par l'opacité croissante de l'environnement due aux injections répétées. L'accroissement du nombre de gouttes de carburant en suspension dans la chambre nécessite le renouvellement du gaz ambiant après chaque séquence d'injections. La figure 3.2 présente un exemple des images obtenues par un éclairage ombroscopique.

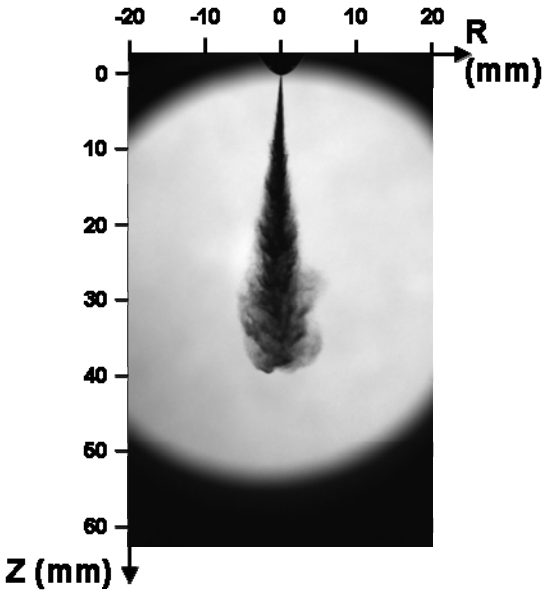


Figure 3.2 : Exemple d'une image ombroscopique du spray – injecteur 113 µm
P_{inj} = 700 bar, ρ□= 18 kg.m^{-3}, 400 µs après le début de l'injection, d_{inj} = 2400 µs.

Afin de garder un contraste suffisant entre le spray et le fond de l'image, chaque séquence est limitée à 20 injections. Le second point étudié fut le nombre d'images nécessaires à la bonne reproductibilité du phénomène.

La figure 3.3 montre la longueur de pénétration instantanée et moyenne (obtenue par le post traitement présenté au paragraphe III.1.A page 44) du spray en fonction du nombre d'images utilisée pour l'obtenir, pour deux temps d'observation, à savoir 20 µs et 500 µs *asoi* (« after start of injection »).

La figure 3.4 montre l'évolution de l'écart type pour ces mêmes points. On constate que l'écart type de la longueur de pénétration se stabilise autour de 50 images pour le cas 500µs *asoi*. Par contre, pour des temps plus courts tel que 20µs *asoi*, le nombre d'images nécessaires pour que l'écart type se stabilise est de l'ordre de 100 images. Nous effectuerons donc pour chaque point de mesure cinq séquences de 20 injections.

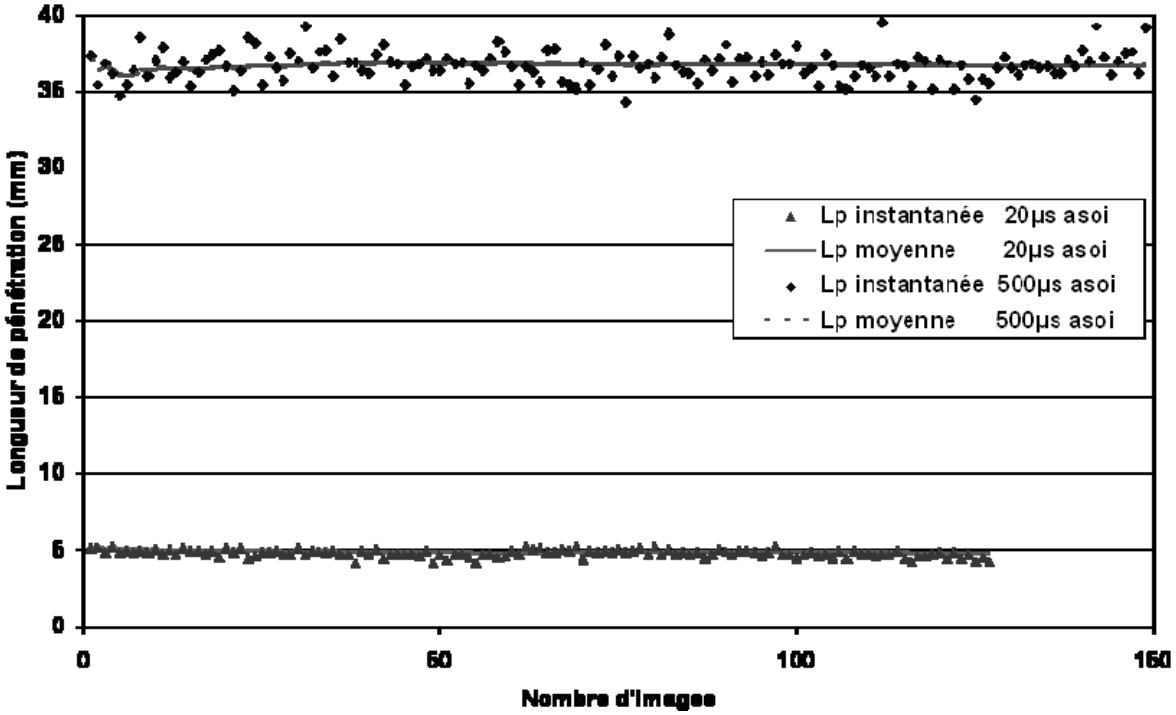


Figure 3.3 : Longueur de pénétration instantanée et moyenne en fonction du nombre d'images
Injecteur 113 µm, P_{inj} = 700 bar, ρ = 18 kg.m^{-3}

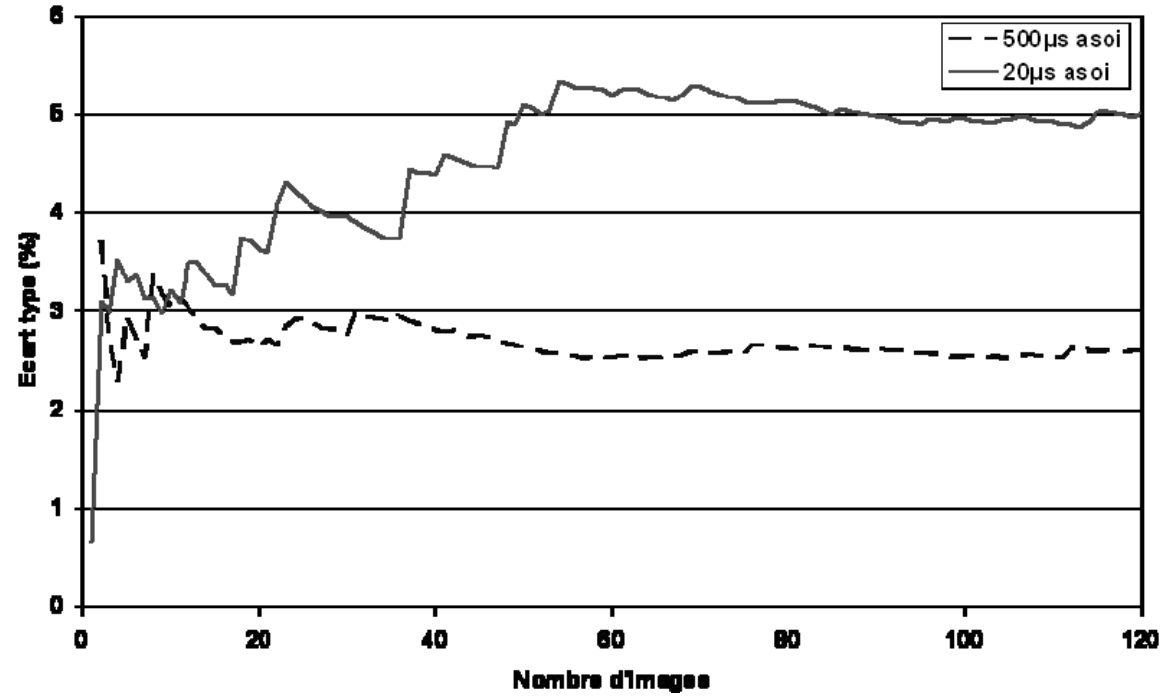


Figure 3.4 : Ecart type de la longueur de pénétration - Injecteur 113 µm, P_{inj} = 700 bar, ρ = 18 kg.m^{-3}

ii. Post traitement

Pour pouvoir mesurer les différentes grandeurs caractérisant la phase liquide, différentes techniques sont possibles :

- La première est de prendre chaque image et de mesurer « à la main » les différentes grandeurs voulues. Cette technique a l'avantage de donner accès aux écarts type, la mesure étant faite sur les images instantanées.
- La seconde est de générer un spray moyen à partir de l'ensemble des images prises et de mesurer les grandeurs voulues sur ce spray moyen. Cette technique est utile lorsque le spray est très reproductible mais ne donne pas accès aux écarts type puisque la mesure est faite sur le spray moyen et non sur chaque image. De plus, dans le cas d'un spray où la longueur de pénétration n'est pas reproductible, l'erreur commise entre la moyenne trouvée et la réalité de la mesure peut s'avérer très grande.

Ces deux méthodes sont simples à réaliser dans le cas d'un petit nombre d'images. Lorsque le nombre d'images est trop grand (>20), il est nécessaire de rendre l'opération de mesure automatique afin d'améliorer le temps de traitement.

C'est la raison pour laquelle nous avons mis en place un programme permettant de distinguer le spray par rapport au fond de l'image par un système de binarisation avec une détection de seuil automatique. Ce programme a été appliqué aux images instantanées afin d'avoir les écarts type des images par rapport à la moyenne.

Le post traitement des images se déroule donc en deux étapes : une phase où l'image est traitée pour être binarisée et une phase de mesure des caractéristiques du spray (longueur de pénétration, largeur et angle du spray).

La figure 3.5 montre le déroulement du programme de post traitement des images sous forme synoptique :

1. Une **région d'intérêt** est déterminée à l'aide d'un *profil*[5] du spray. La lecture de la matrice des valeurs de niveaux de gris constituant l'image ombroscopique permet de connaître

[5] Le profil du spray est la délimitation entre le spray et l'air environnant. Cette frontière est ici définie approximativement à partir de la matrice de niveaux de gris.

approximativement la longueur et la largeur maximales du spray. Une fenêtre de calcul est alors ajustée afin d'avoir autant de fond de l'image que de spray. Ceci permet des mesures plus précises, car en cas de non uniformité de la luminosité, le biais engendré est minimisé par la réduction de la fenêtre de traitement. Cette fonction permet aussi de gagner en temps de calcul (gain de l'ordre de 3 s sur chaque image traitée, soit 25 s au lieu de 28 s).

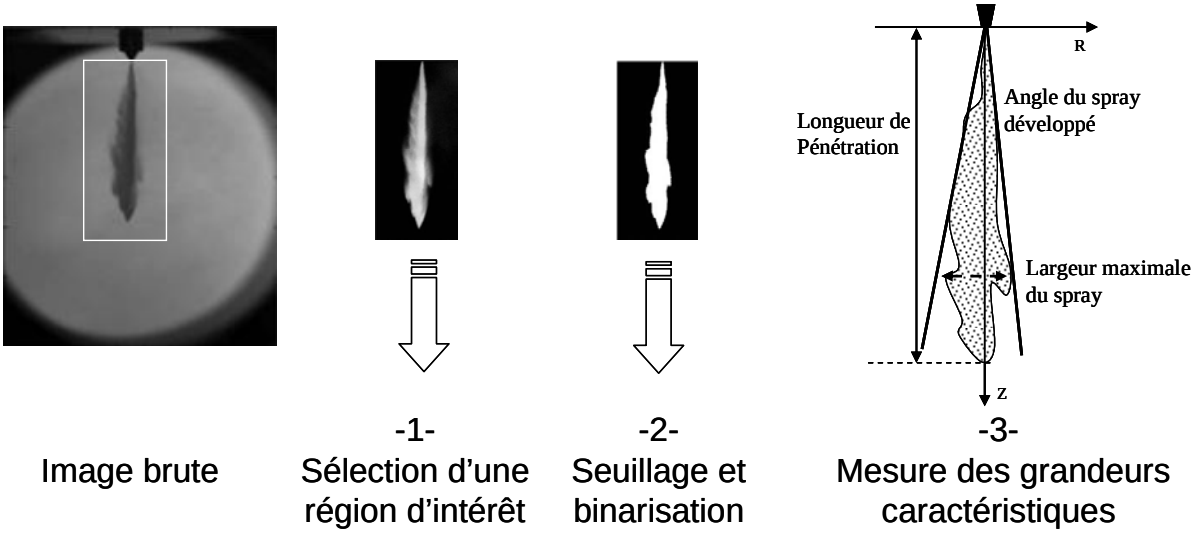


Figure 3.5 : Organigramme du traitement d'images

2. Un **seuillage** est ensuite effectué sur la région d'intérêt. L'automatisation de la détermination du seuil pour chaque image est plus objective que la technique de seuillage manuel ou sur un spray moyen évoquées précédemment. L'algorithme d'automatisation est présenté dans la thèse de *Seneschal (2005)* qui compare la robustesse de plusieurs algorithmes et leur capacité à la détection des contours du spray. Il en conclue que la *maximisation de la variance interclasse*, présentée par *Otsu (1979)*, est la plus robuste et la plus précise et c'est donc celle-ci que nous avons utilisée. Le détail du programme et des tests de robustesse sont disponibles en Annexe III.1 page 64 à la fin de ce chapitre. Lorsque le seuil est trouvé, il ne reste plus qu'à effectuer une **binarisation** c'est-à-dire que les niveaux de gris supérieurs au seuil prendront la valeur 1 (c'est-à-dire blanc, correspondant au spray) et les autres valeurs prendront la valeur 0 (c'est-à-dire noir, correspondant au fond).
3. La **mesure des grandeurs caractéristiques** est alors réalisée à partir de la matrice binarisée :
    - La longueur de pénétration ;

- Les largeurs de pénétration en 4 positions, à savoir 5 mm, 10 mm, au 2/3 de la longueur de pénétration et la largeur maximale du spray. Ceci nous permet de voir l'évolution du spray, s'il se contracte ou s'il s'étend radialement en fonction des différents paramètres (densité ambiante, diamètre de trou) ;
- L'angle du spray lorsqu'il est pleinement développé ;
- Les moyennes des différentes grandeurs et les écarts type correspondants.

B. Mesures de débit

Les mesures de débit ont été effectuées sur les bancs d'injection au centre de Renault SA Lardy, grâce à un « Bosch tube », moyen d'essai permettant de caractériser le taux d'introduction des injecteurs (*Pouille (2000), Delay (2005)*). Il utilise comme principe la mesure de la pression dans un tube calibré placé sous l'injecteur. Le fluide injecté entraîne une élévation de pression dont la valeur est proportionnelle au débit. Le recalage en amplitude du signal est assuré par une mesure du débit moyen en sortie du Bosch tube et un logiciel de post traitement. La figure 3.6 précise l'ensemble de la chaîne de mesure de ce système.

La partie hydraulique est composée d'un support pour l'injecteur, d'un long tube (d'une longueur d'une dizaine de mètres pour éviter le retour des ondes de pression pendant la mesure), d'un gicleur pour amortir les ondes réfléchies, d'un volume de stabilisation et d'un régulateur de pression (prise en compte de la contre pression cylindre).
La mesure est constituée de quatre capteurs : un capteur de pression pour la mesure des ondes au nez de l'injecteur, une pince ampèremétrique pour la mesure du courant d'activation, un débitmètre pour le recalage en débit et un codeur angulaire pour le recalage temporel du signal. Ces signaux sont recueillis directement par un système d'acquisition et un convertisseur analogique/numérique dans le cas du débitmètre. Une fois acquis, les signaux sont post traités par un logiciel développé en interne.

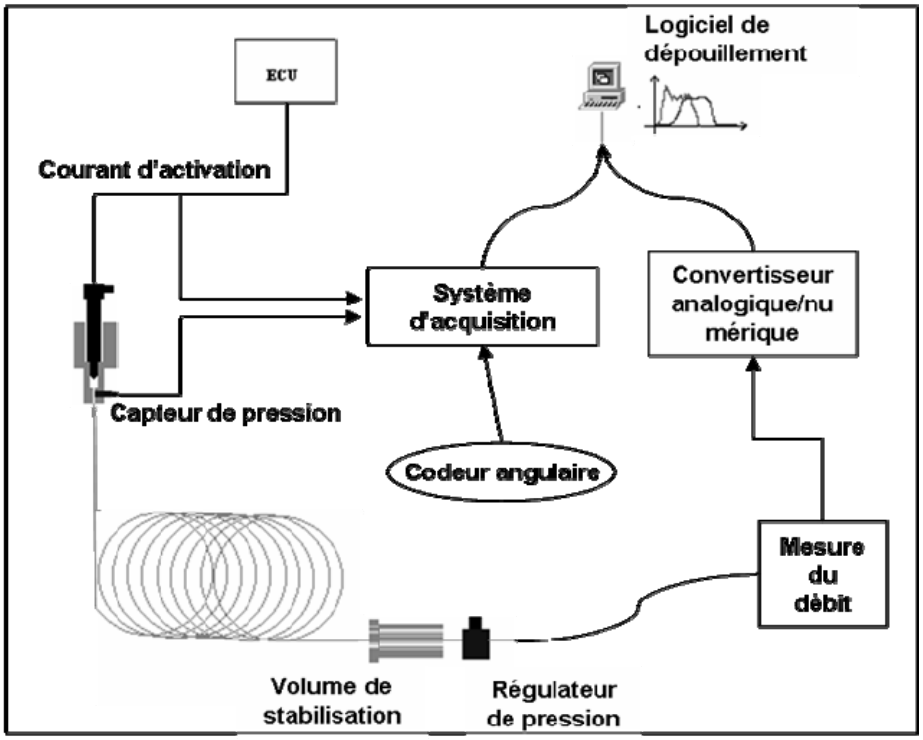


Figure 3.6 : Schéma de la chaîne de mesure du « Bosch tube »

III.2. Etude de la phase gazeuse par F-PIV

Les champs de vitesse d'entraînement du gaz sont obtenus par Vélocimétrie par Image de Particules sur traceurs fluorescents (F-PIV) en périphérie du spray, technique dérivée de la PIV classique. Nous présentons ici le principe de cette technique optique adaptée aux contraintes diphasiques pour mesurer l'entraînement de la phase gazeuse. Cette méthode permet de mesurer le champ de vitesse instantané dans un plan.

A. Technique expérimentale

La méthode PIV est basée sur le postulat suivant : *il est possible d'assimiler la vitesse locale d'un écoulement aux déplacements de particules liquides ou solides placées dans cet écoulement, et capables de suivre fidèlement les fluctuations de vitesse. Afin de remonter à la vitesse locale du fluide porteur* $\vec{V}(\vec{x},t)$ *dans une cellule de mesure, deux vues figées bidimensionnelles d'un champ de particules sont enregistrées à deux instants rapprochés*.

Cette vitesse est donnée par : $$\vec{V}(\vec{x},t)=\frac{\Delta\vec{x}(\vec{x},t)}{\Delta t}$$ Eq. (3.1)

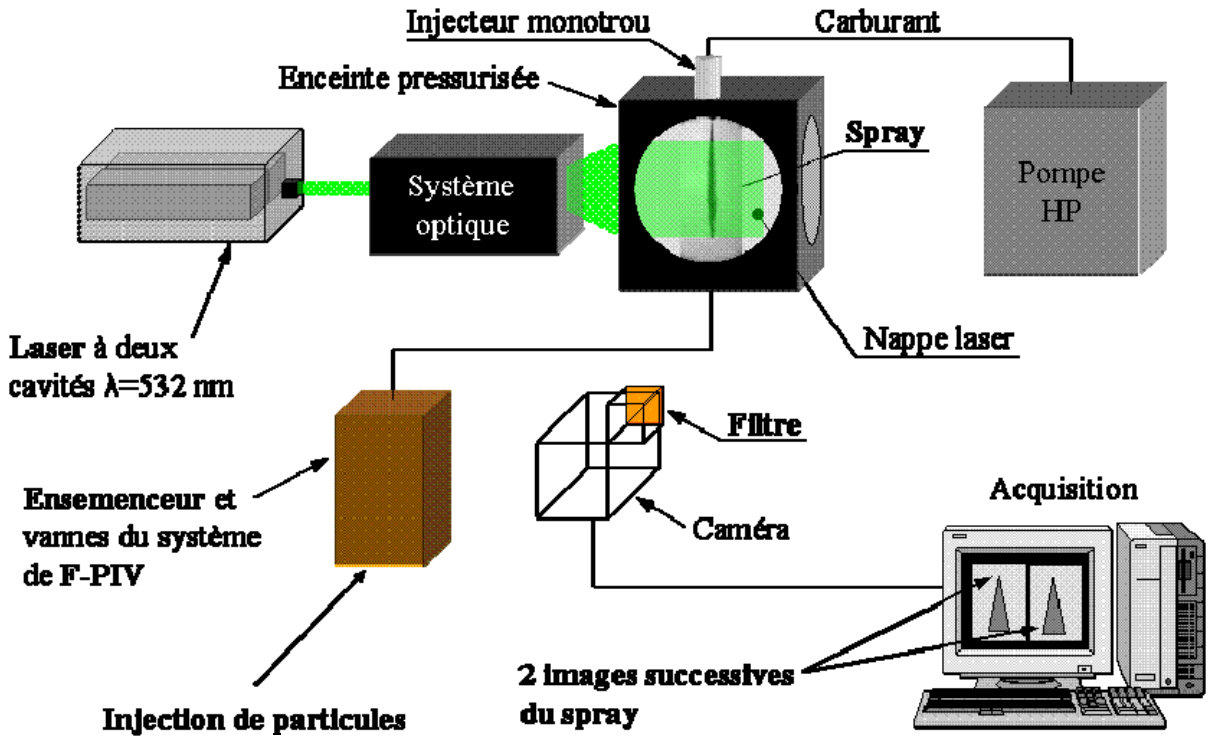


Figure 3.7 : schéma du montage expérimental de F-PIV

L'enceinte est ensemencée de traceurs permettant de visualiser le gaz ambiant transparent. Les traceurs utilisés en PIV classique sont des gouttes d'huile très petites (de l'ordre de 1 µm de diamètre) dispersées dans le gaz ambiant de l'enceinte à l'aide d'un générateur de gouttelettes (ensemenceur). L'émission de lumière verte (λ = 532 nm) par le laser Nd-Yag engendre une diffusion par les traceurs, nommée *diffusion de Mie*, qui permet l'obtention des champs de vitesse (figure 3.7). Cependant ce procédé de PIV dite « classique » pose deux problèmes :

1. Dans le cas où les flashs laser arrivent de façon perpendiculaire au spray et donc à la caméra, le spray lui-même diffuse la lumière du laser. Comme le spray diffuse de manière beaucoup plus intense, la résolution dynamique du signal ne permet de calculer le champ de vitesse que « relativement » loin du spray (figure 3.8, position 1).

2. Si on place la nappe laser de biais afin qu'elle tangente le spray (figure 3.8, position 2), la visualisation des traceurs est réalisable mais à 1 cm de la frontière du spray, sinon le problème de diffusion du spray réapparaît. Or, l'information qui nous intéresse est essentiellement en frontière de spray.

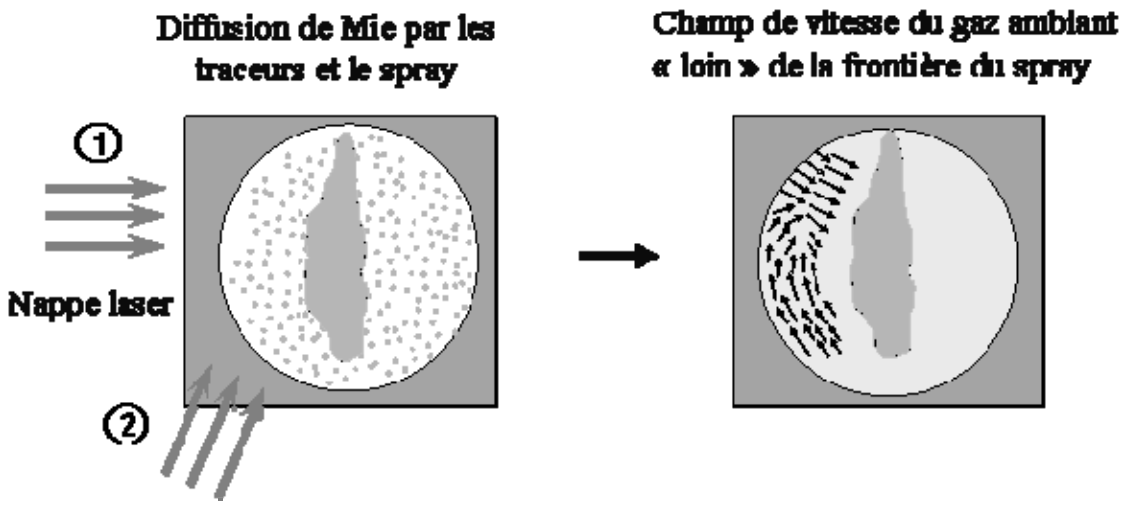


Figure 3.8 : Mécanismes de la PIV classique

C'est la raison pour laquelle une autre solution a été choisie : la **PIV sur traceurs fluorescents (F-PIV)** et pour laquelle de nouveaux traceurs ayant la particularité de ne pas émettre la même couleur que le laser sont introduits.

En nous inspirant des travaux publiés par *Rottenkolber* (*2003*), nous avons utilisé un solvant, du Propylène de Carbonate saturé en Dichlorométhane qui est un dopant fluorescent. Ce dernier a la particularité de fluorescer dans l'orange (λ_{max} = 650 nm) qui est une gamme de longueur d'onde différente de celle du laser Nd-Yag (λ = 532 nm) qui émet dans le vert. Ainsi, la diffusion du spray est limitée par un filtre de couleur orange (OG 590) faisant office de filtre passe haut en longueur d'onde placé devant l'objectif de la caméra comme le montre la figure 3.9.

La plus grosse difficulté réside alors dans la taille et la densité des traceurs qui doivent être suffisamment légers pour suivre l'écoulement. Un nébuliseur médical utilisé ici comme générateur de gouttelettes, a été mis en place pour ensemencer l'enceinte en traceurs. Une étude granulométrique a été effectuée afin de connaître la répartition des gouttes de ce nébuliseur (Annexe III.2 page 68). Ceci nous a permis de valider un diamètre moyen des traceurs de l'ordre de 1 µm. Par ailleurs, la densité du solvant est de 1200 $kg.m^{-3}$. Prise en compte de ces deux paramètres, le temps de réponse des traceurs à l'écoulement environnant sera de l'ordre de 1 µs ce qui est pertinent pour la dynamique du spray.

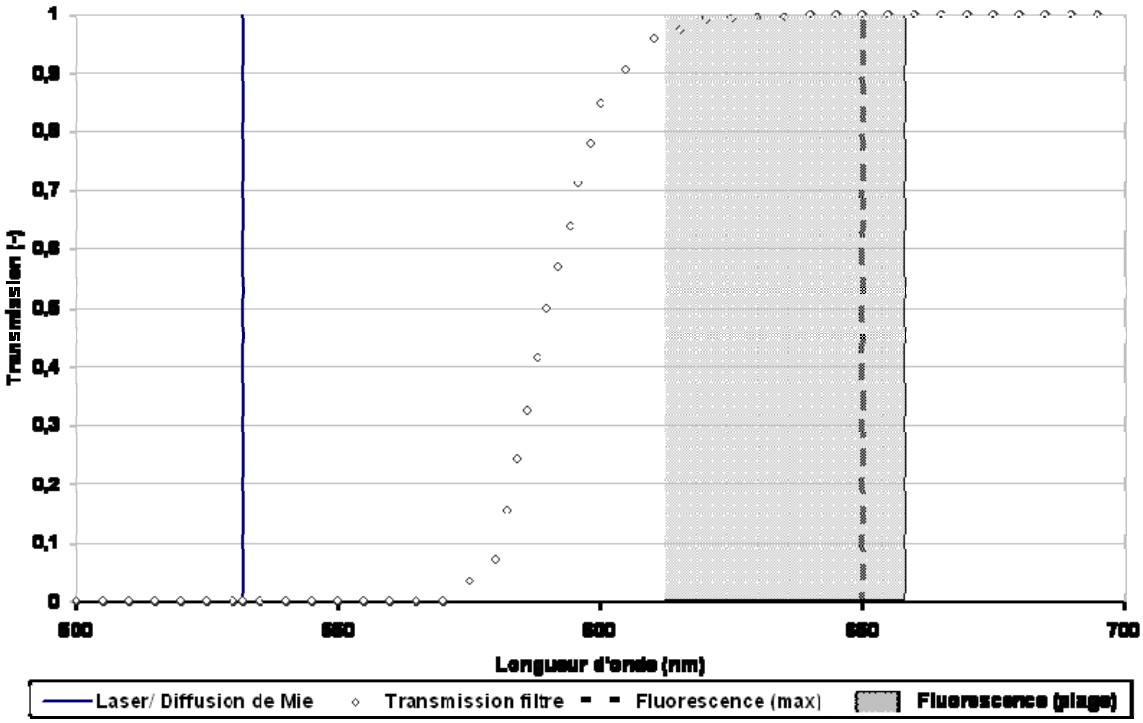


Figure 3.9 : Caractéristique du filtre OG 590, longueur d'onde d'excitation du laser, de plage de fluorescence et maximum d'émission.

Les modifications apportées pour observer l'air entourant le spray ont permis de proposer un dispositif de nappe laser plus simple, à savoir traversant le spray perpendiculairement à la position de la caméra. L'information en proche frontière (< 1 cm) est accessible grâce au filtre comme le montre la figure 3.10.

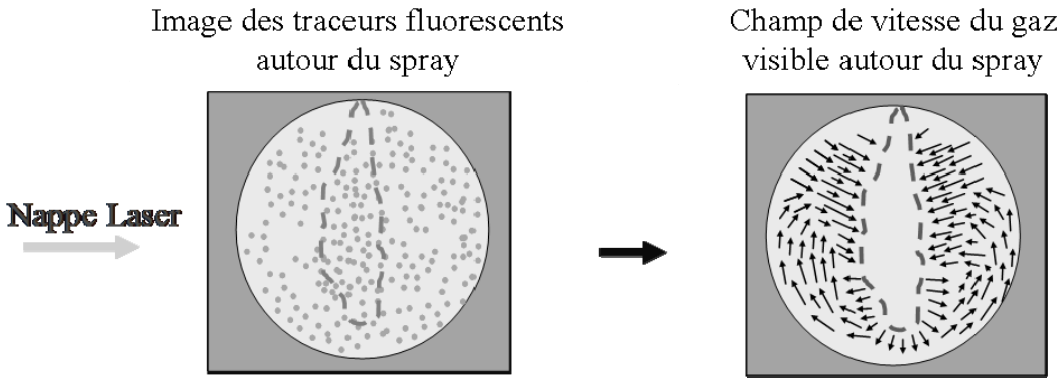


Figure 3.10 : Mécanisme de la PIV sur traceurs fluorescents

La distance qui sépare alors la frontière du spray des premières mesures de vitesse validées par le post-traitement exposé au paragraphe III.2.B est de l'ordre de 2 mm pour les densités inférieures à 10 $kg.m^{-3}$ et de 5 mm pour les plus fortes densités ambiantes.

B. Post traitement employé

Le post traitement des images obtenues par F-PIV se déroule en plusieurs étapes. Dans un premier temps, un logiciel de traitement PIV est employé afin d'obtenir les champs instantanés de vitesse. Ensuite, plusieurs filtres sont utilisés pour retirer tous les vecteurs erronés. Enfin, les champs instantanés sont moyennés.

i. Traitement des images instantanées par un logiciel PIV

Pour pouvoir utiliser les images obtenues par F-PIV, le logiciel PIVIS développé au sein du laboratoire IMFT est utilisé. Il est basé sur des algorithmes de PIV 2 dimensions 2 composantes (2D2C) développés par *Maurel (2001).*

Différentes méthodes de résolutions PIV sont proposées. De l'algorithme le plus basique au plus élaboré, divers types de calcul peuvent être adoptés :

- **Une passe** multigrille
- Multipasse multigrille **subpixel**
- Multipasse multigrille avec **déformation** d'image (*Lecordier, (2002)*).

Nous avons testés ces différentes méthodes sur nos images afin de choisir la plus adaptée à notre problématique. Le tableau 3.1 indique le nombre de vecteurs valides avec ces seules méthodes pour deux couples d'images pris au hasard lors de la campagne de mesure de l'injecteur 113 µm à la pression d'injection 700 bar.

		Nombre de vecteurs valides		
Champ instantané		**1 passe**	**Itératif sub-pixel**	**Itératif sub-pixel avec déformation d'image**
1,2 kg.m^{-3} air d4	Mailles de 32*32 pixels => 1302 vecteurs	847	891	910
3,6 kg.m^{-3} air e4	Mailles de 32*32 pixels => 1302 vecteurs	790	917	943
3,6 kg.m^{-3} air e4	Mailles de 16*16 pixels => 5355 vecteurs	1353	2395	3098

Tableau 3.1 : Influence des algorithmes sur le nombre de vecteurs valides

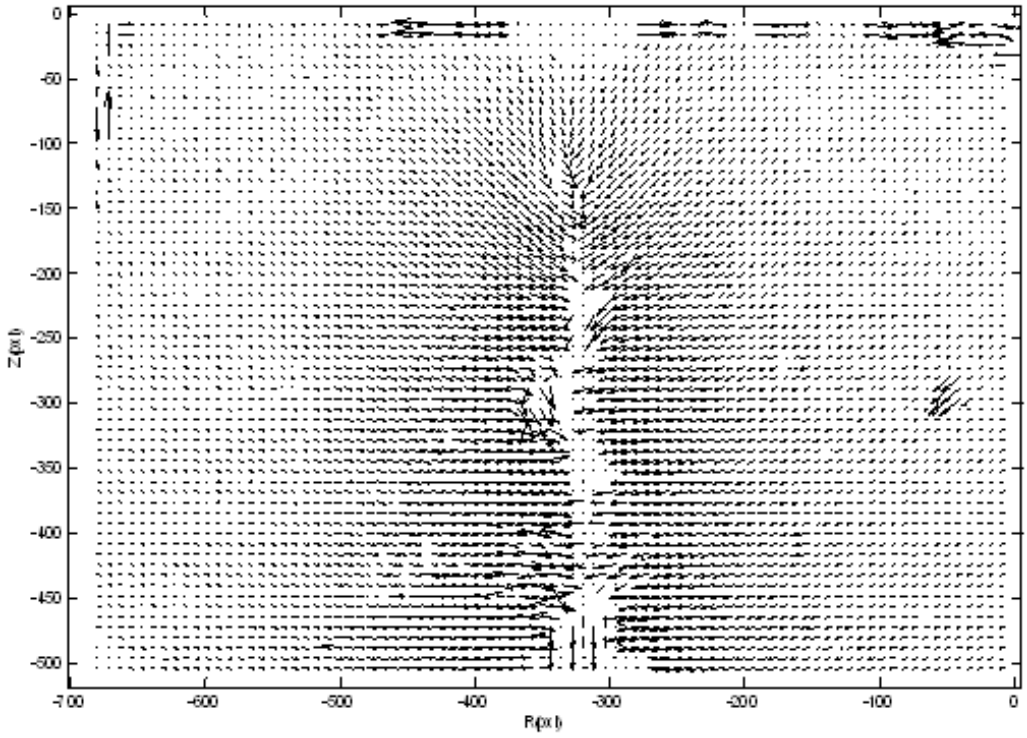


Figure 3.11 : Exemple d'un champ de vitesse instantané brut (non filtré) obtenu par la méthode multigrille multipasse avec déformation d'image

On constate par le tableau 3.1 et sur la figure 3.11 que la méthode avec déformation d'image nous permet d'avoir le plus de vecteurs valides. Cependant, cette méthode demandant beaucoup plus de ressources que les deux autres algorithmes, le temps de calcul pour chaque champ est multiplié par 3. Nous retiendrons tout de même cette méthode pour la suite de nos investigations car elle nous permet de garder un plus grand nombre de vecteurs sur les frontières du spray.

ii. Traitement des champs instantanés : Filtrage

La suite de notre post traitement a été effectuée avec le logiciel Matlab®. Afin de valider notre choix pour la méthode PIV, nous avons tout d'abord utilisé les filtres classiques de la PIV à savoir la norme et le rapport signal sur bruit (RSB).

1. Le critère sur la norme

Ce filtre permet de retirer les vecteurs vitesse aberrants dont la norme est supérieure au critère fixé. Un vecteur aberrant est un vecteur qui n'est pas dans le sens de l'écoulement ou qui a une norme très grande devant les autres vecteurs.

La détermination du critère est dépendante du déplacement maximum d'une particule d'une image à l'autre. Ce déplacement ne doit typiquement pas excéder le quart de maille de la fenêtre d'interrogation (en pixels). Ainsi pour des mailles de 16 par 16 pixels, le déplacement maximal autorisé est de 4 pixels. Ce critère est utile lors de la recherche du Δt_{laser} approprié à la campagne de mesure afin de ne pas être proche de l'incertitude de mesure. Ce Δt_{laser} correspond au temps entre les deux images qui donneront le champ de vitesse calculé par l'algorithme PIV. Plus il sera grand et plus les particules auront le temps de se déplacer d'une image à l'autre. Mais il ne faut pas que ces particules sortent de la fenêtre de mesure. D'où l'utilité de ne pas dépasser le quart de maille lors des réglages.

Cependant, le choix du Δt_{laser} permettant d'obéir à cette règle du quart de maille a été choisi pour une densité moyenne (de l'ordre de 10 $kg.m^{-3}$). De ce fait, lors de l'augmentation de densité, la vitesse de l'air étant plus importante, le déplacement des traceurs a dépassé le quart de maille en proche frontière de spray. Le critère de la norme a donc été relaxé à 8 afin d'éliminer les vecteurs aberrants mais permettant de garder les vecteurs en proche frontière de spray sur lesquels d'autres filtres seront appliqués.

2. Le critère sur le Rapport Signal sur Bruit

Le critère RSB permet d'éliminer les vecteurs vitesses dont le pic de corrélation est trop proche du bruit de la mesure. Le critère sur le RSB est principalement utilisé pour masquer les vecteurs à l'intérieur du spray. Une étude de ce critère à partir d'un champ instantané présenté sur la figure 3.12 permet de constater que la méthode avec déformation d'image que nous avons choisie est peu sensible à ce critère. Le RSB est constant à partir de 1,1 pour cette méthode pour le champ instantané présenté.

Si le critère du RSB est supérieur à 1,1, le nombre de vecteurs restera donc le même. Comme ce critère filtre essentiellement les vecteurs se trouvant à l'intérieur du spray, nous choisissons de le prendre plus restrictif à savoir 1,25, c'est-à-dire que le signal doit être supérieur au bruit d'au moins 25%. Ainsi, si le champ instantané traité est plus bruité que celui présenté ici, les vecteurs à l'intérieur du spray seront quand même filtrés. Le champ de vecteurs présenté à la figure 3.11 devient le champ de vecteurs présenté à la figure 3.13 après le passage des filtres de la norme et du RSB.

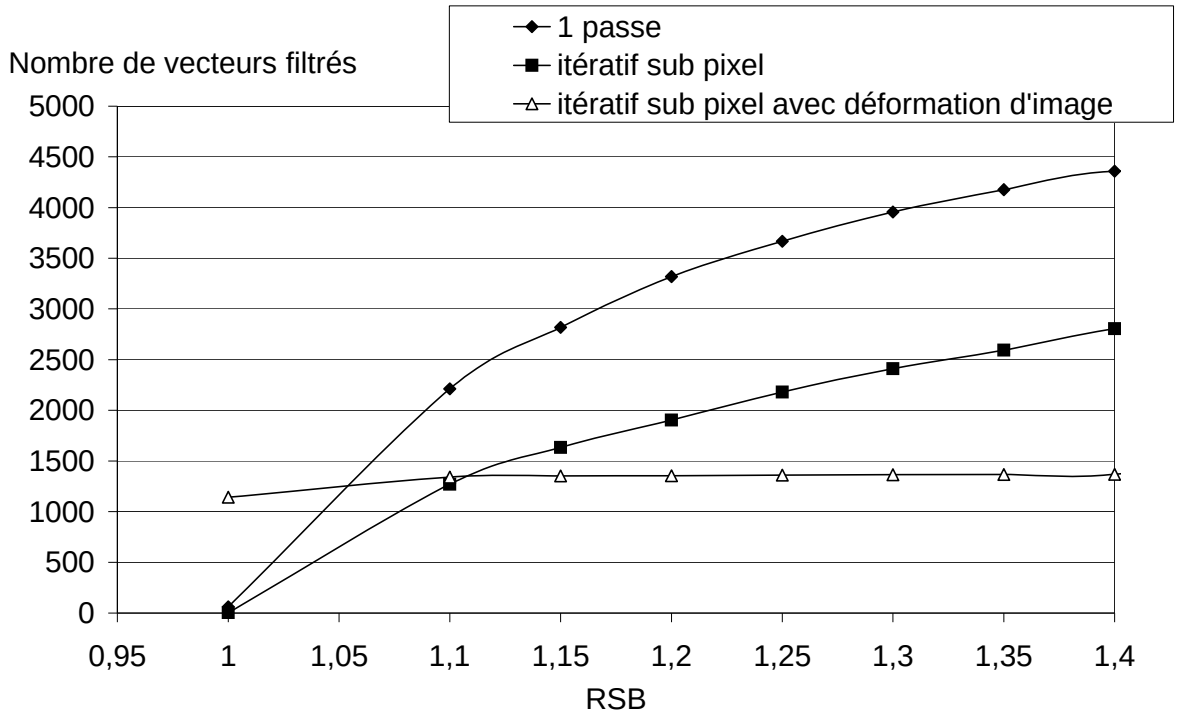


Figure 3.12 : Influence du seuillage du RSB sur le nombre de vecteurs filtrés en fonction des différents algorithmes PIV à partir d'un champ instantané

Les filtres précédemment présentés ne suffisent pas pour retirer l'ensemble des vecteurs erronés des champs de vitesse instantanés. Nous allons donc introduire deux nouveaux filtres.

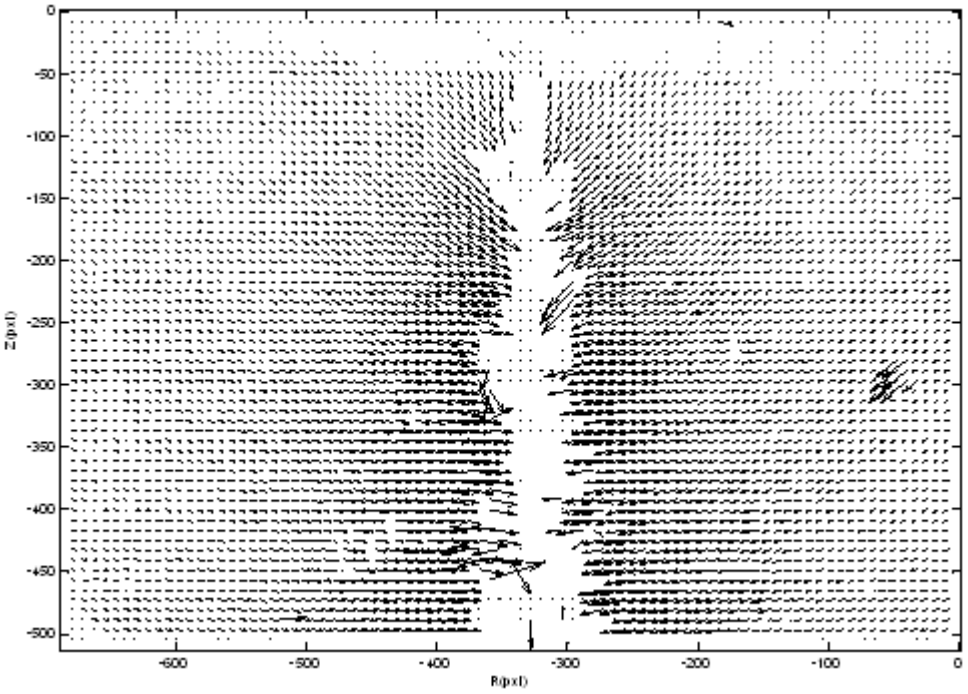


Figure 3.13 : Champ instantané de la figure 3.11 filtré par les critères de la norme = 8 et du RSB = 1,25

3. Les critères sur la normalisation des résidus médians (RMN)

Un nouveau filtre est introduit faisant intervenir la normalisation du résidu proposé par *Westerweel (2005)*. Il s'agit d'un seuillage où l'on vient comparer la vitesse locale avec la médiane des vitesses aux points entourant celui considéré. Un schéma explicite est présenté à la figure 3.14. Cette méthode filtre les structures cinématiques de tailles inférieures aux mailles lorsque ces structures sont isolées et permet de vérifier l'intensité de déplacement et la direction.

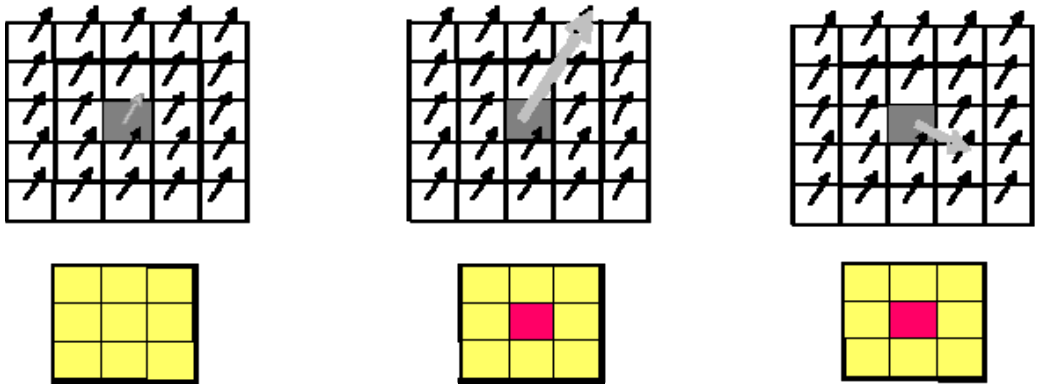


Figure 3.14 : Explication de la méthode de filtrage RMN

Dans la publication de *Westerweel (2005)*, ce critère a été appliqué à de nombreux cas monophasiques et il en ressort un résidu normalisé proche de 2. Cependant, pour notre expérience, le critère RMN = 2 n'est pas un critère satisfaisant car il se trouve au point d'inflexion de toutes les courbes (figure 3.15). Il est trop restrictif et il convient de le relaxer. Nous avons donc choisi de prendre comme critère un résidu égal à 3 c'est-à-dire que si le résidu du vecteur est supérieur à 3, il est éliminé.

Ce filtre a cependant été quelque peu modifié. En effet, le filtre prend en compte la valeur médiane de la vitesse des huit voisins pour le calcul des résidus. Or, la présence de vecteurs erronés pourrait fausser la normalisation du résidu. Nous avons donc ajouté un critère supplémentaire de filtrage. Seuls les points *a priori* valides sont pris en compte lors du calcul et il faut un minimum de 5 vecteurs valides pour valider le calcul par la normalisation du résidu. Les autres sont mis à 0 et ne seront pas pris en compte lors du calcul de la moyenne.

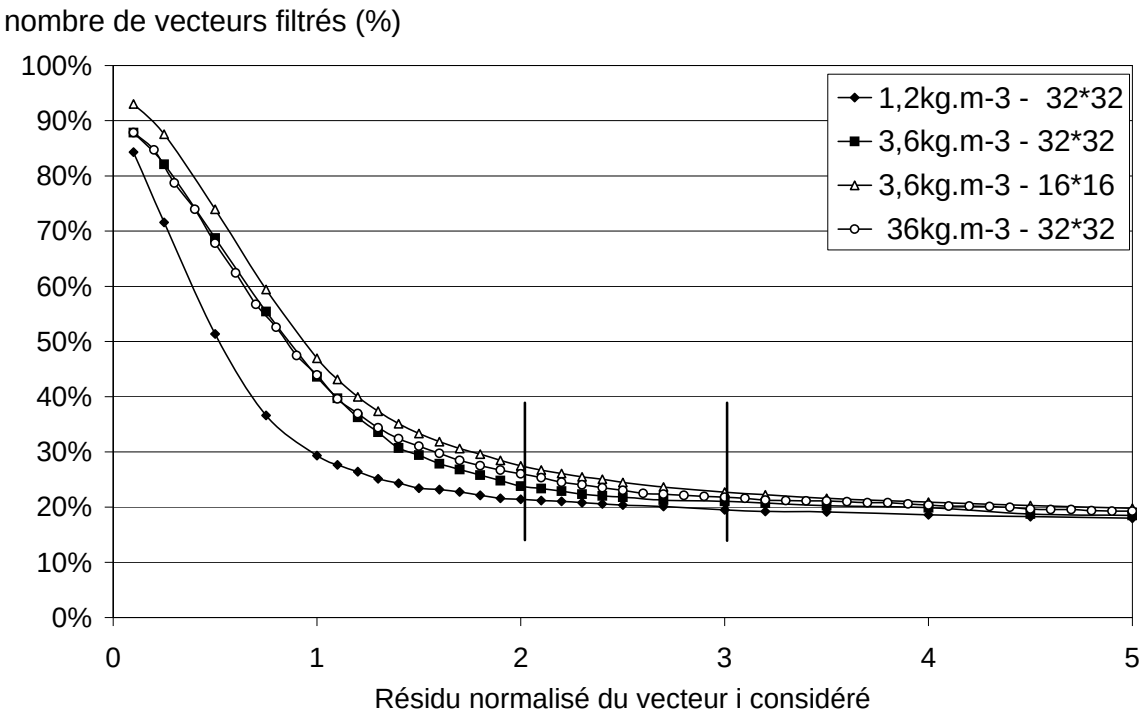


Figure 3.15 : Evolution du nombre de vecteurs filtrés en fonction du résidu normalisé pour différentes densités

Le champ de vecteurs présenté à la figure 3.13 devient le champ de vecteurs présenté à la figure 3.16 après le passage du filtre RMN.

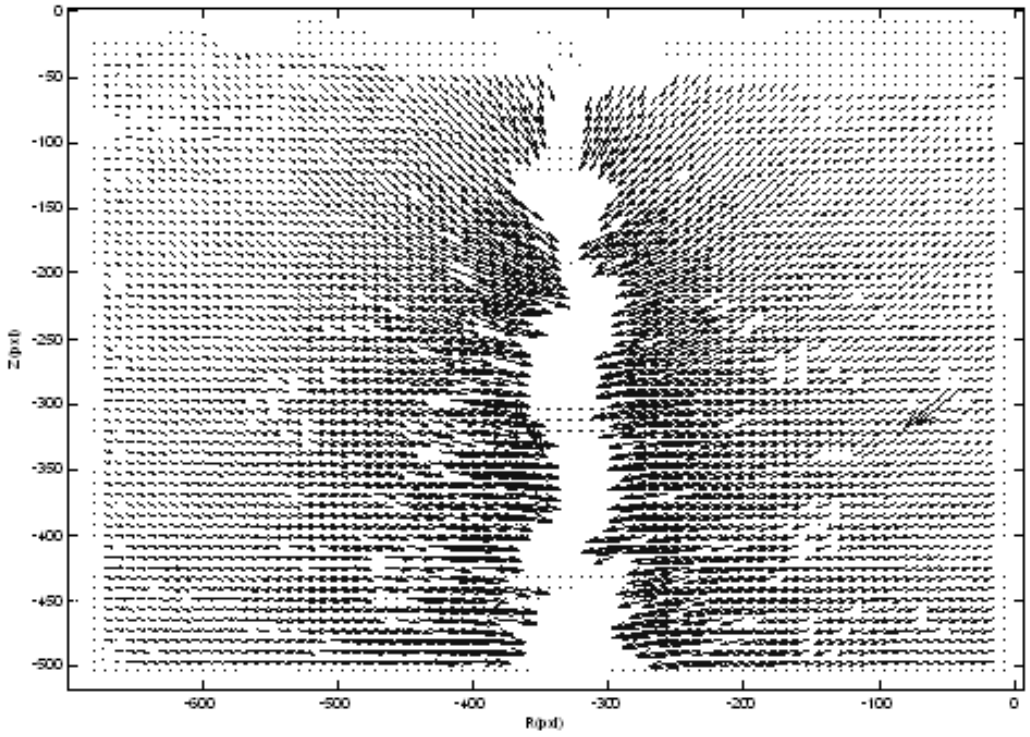


Figure 3.16 : Champ instantané de la figure 3.13, filtré par le critère RMN

4. Le critère basé sur le nombre de voisins faux

Le filtre médian normalisé ne s'avère pas totalement suffisant : certains points, qui semblent incohérents, persistent. Il s'agit de vecteurs groupés et de faible intensité de l'ordre de 10%. Il faut donc ajouter un dernier filtre qui va éliminer progressivement les vecteurs faux isolés. Pour cela, prenons l'exemple présenté à la figure 3.17. Le rectangle hachuré est le rectangle étudié. Le filtre va d'abord compter le nombre de vecteurs considérés comme bons et comme erronés parmi les huit rectangles qui entourent le rectangle actif. Ici il y a 3 rectangles bons et 5 erronés. Le critère de filtrage est ici 5 c'est-à-dire qu'à partir de 5 valeurs fausses, le rectangle actif est rejeté ce qui est le cas dans le présent exemple. Puis le programme passe au rectangle suivant.

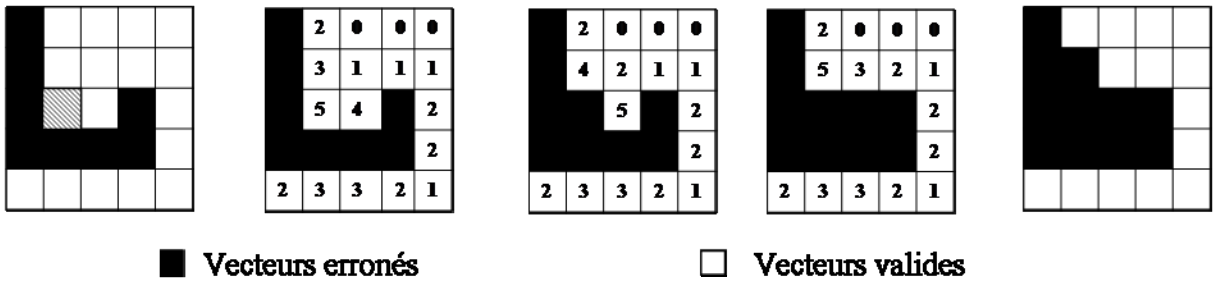


Figure 3.17 : Explication de la méthode de filtrage des voisins faux

Ce filtre a l'inconvénient de lisser la frontière des zones de validité. L'effet de ce critère sur des champs instantanés en fonction de la densité ambiante a donc été étudié et est présenté à la figure 3.18.

Il en ressort un plateau compris entre 3 et 5 voisins faux où le nombre de vecteurs filtrés est stable. Afin de ne pas trop contraindre le filtrage, le critère est choisi égal à 4. Le champ instantané après ce filtrage est présenté à la figure 3.19.

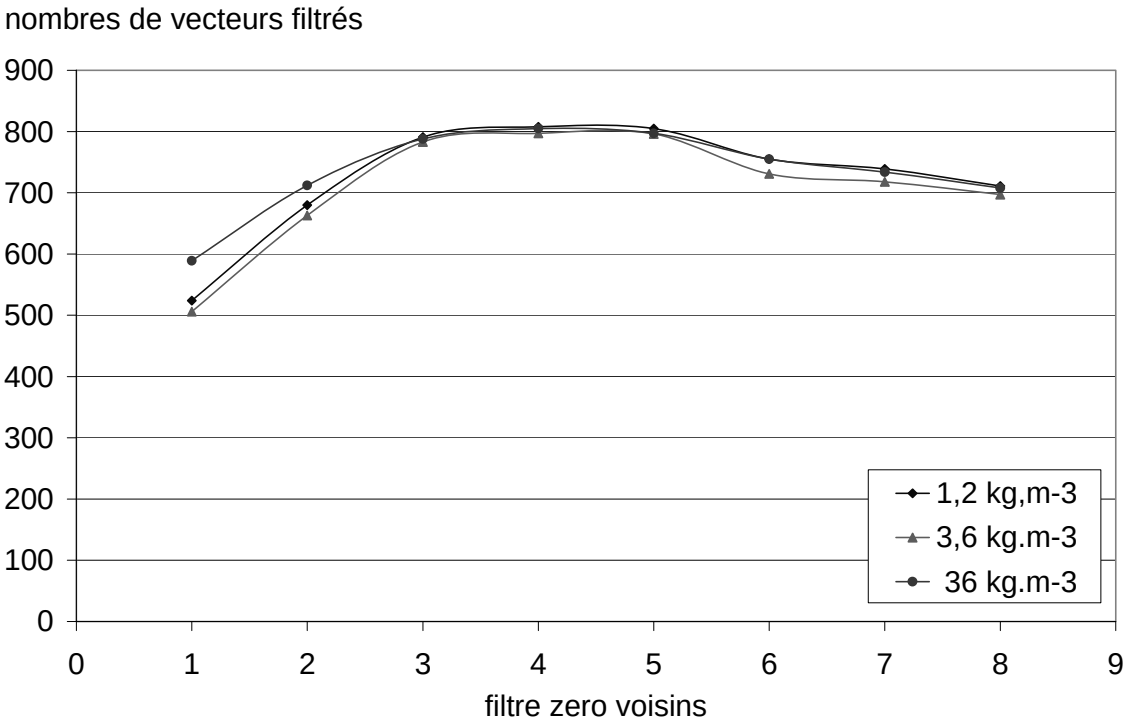


Figure 3.18 : Evolution du nombre de vecteurs filtrés en fonction du nombre de voisins faux pour différentes pressions d'injection

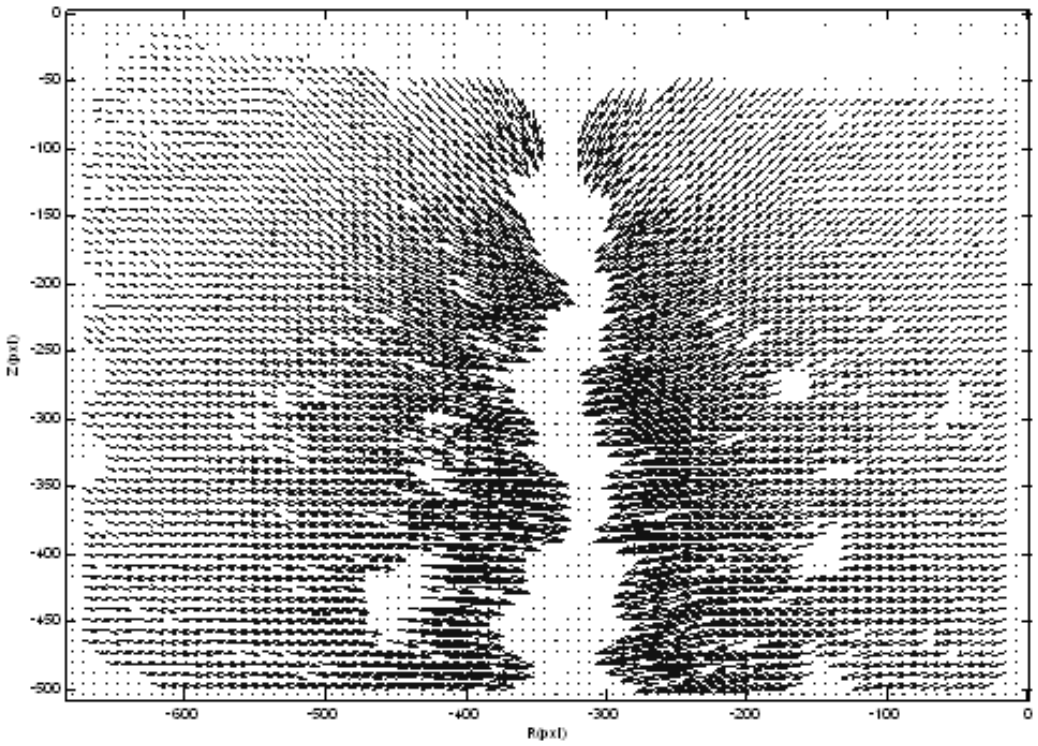


Figure 3.19 : Champ instantané de la figure 3.16, filtré par le critère des voisins faux

5. Synthèse

Pour résumer cette première partie de post traitement des mesures F-PIV, nous avons récapitulé dans le tableau 3.2 les différents critères utilisés sur chacun des champs instantanés avant le passage à la moyenne.

Filtres	Critère
Norme	8
RSB	1,25
Normalisation des résidus médians	3
Validité des voisins pour le RMN	5
Nombre de voisins faux	4

Tableau 3.2 : Récapitulatif des différents critères employés

6. Echantillonnage des mesures

A la suite du passage de tous les filtres, chaque champ instantané dispose d'un certain nombre de vecteurs valides répertoriés. Comme chaque champ est différent, les vecteurs valides du champ 1 ne correspondent peut être pas à l'identique à ceux valides du champ 2. Donc pour avoir une cohérence avec les filtres précédemment introduits et valider la notion de champs moyens, une étude de la convergence du champ de vitesse a été réalisée en fonction du nombre de champs. La figure 3.20 présente l'évolution de la composante radiale de la vitesse Ur à 100 diamètres du nez de l'injecteur. La convergence de la vitesse est très rapide : les courbes sont toutes quasi superposées dès 30 champs. La dispersion des points est très faible même pour un petit nombre de champs.

Par ailleurs, le calcul de différentes séries de champs pris au hasard pour un même point de mesure a montré une fluctuation inférieure à 2%. Les campagnes F-PIV réalisées par *Arbeau (2004)* préconisaient 60 champs pour le calcul des moyennes. Cependant, 30 à 40 champs suffisent.

Cette information est intéressante car elle va nous permettre d'établir le dernier critère de filtrage du post traitement de F-PIV. Etant donné la sévérité des filtres déjà mis en place, il sera plus judicieux de toujours **prendre 60 champs** pour les calculs de moyenne à venir. Mais nous allons mettre en place un filtre d'échantillonnage. Ce filtre servira à filtrer les vecteurs qui ne seront pas valides dans un nombre suffisant de champs.

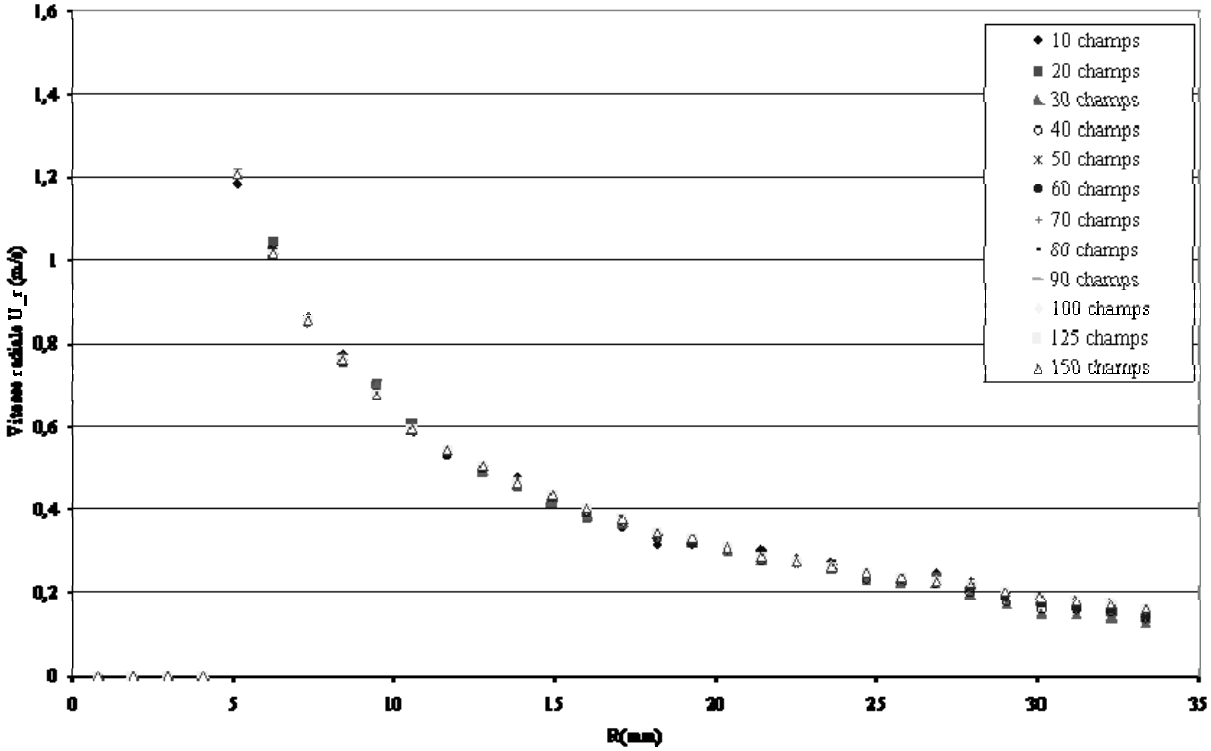


Figure 3.20 : Convergence du champ de vitesse radiale à partir des moyennes en fonction du nombre de champs (de 10 à 150) à la distance axiale $Z=100d_0$

Ainsi, les vecteurs représentant le champ moyen seront des vecteurs valides dans au moins **40 champs instantanés** selon les résultats trouvés par la convergence du vecteur de vitesse radiale. On obtiendra alors des champs moyens tels que la figure 3.21 **B** où quelques vecteurs en frontière de spray sont filtrés par rapport au champ **A** mais la perte est minimale par rapport au coefficient de confiance de ce champ pour les calculs futurs.

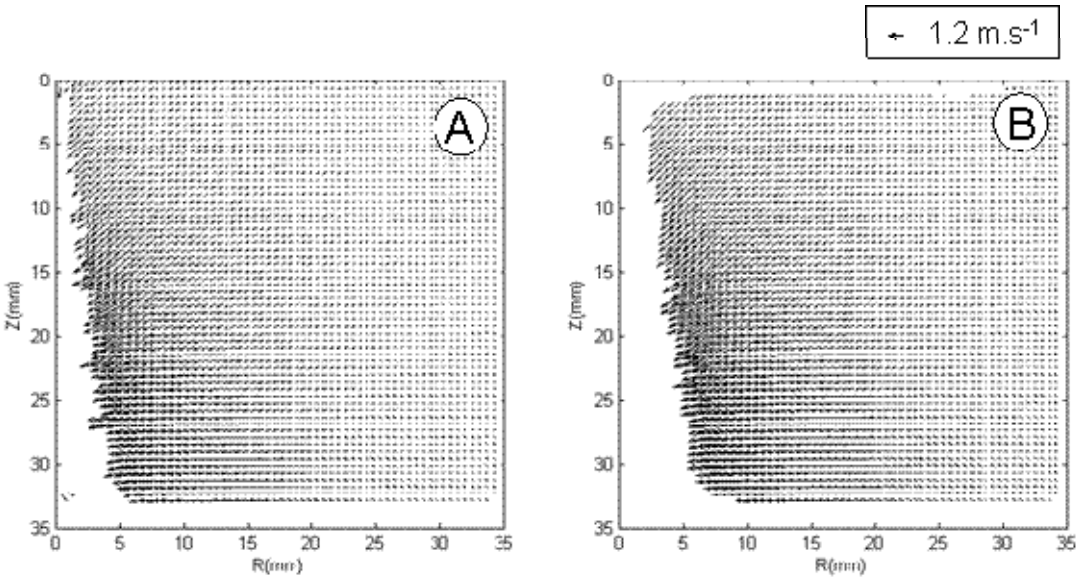


Figure 3.21 : Champs moyens obtenus à partir de 60 champs
A) sans échantillonnage, B) avec un échantillonnage de 40 champs

La figure 3.21 montre des champs de vitesse moyens situés d'un seul coté du spray. Les sprays étudiés proviennent d'injecteurs monotrous axiaux qui, normalement, génèrent des sprays axisymétriques. L'observation des sprays par images ombroscopiques et par F-PIV confirmant cette hypothèse, l'ensemble des études F-PIV sera fait d'un seul coté du spray. Au cours des différentes campagnes, les injecteurs furent tournés afin de vérifier l'axisymétrie du spray et la cohérence des résultats.

7. Conservation de la masse

Afin de vérifier la qualité des mesures réalisées, nous vérifions globalement l'équation de continuité sur la phase gazeuse incompressible. Pour cela, on considère un volume de contrôle constitué d'un tore à section rectangulaire dont l'axe est confondu avec celui du spray. On réalise alors le calcul des flux de masse entrant et sortant sur chaque face en découpant celle-là en bandes (sections verticales) ou en anneaux (sections horizontales) centrés sur le point de calcul de la vitesse :

$$Q_{face} = \sum_{k=1}^{M} \rho_{air} U_k S_k \qquad \text{Eq. (3.2)}$$

Pour un écoulement supposé axisymétrique et situé dans le plan de mesure, la somme des débits entrant et sortant doit être théoriquement nulle par conservation de la masse. De fait, l'erreur relative est définie comme étant le rapport entre la valeur du bilan de masse et la somme des valeurs absolues des débits transitant sur chaque face :

$$\Delta_{continuité} = \frac{\sum_{j=1}^{4} Q_{face\ j}}{\sum_{j=1}^{4} \left| Q_{face\ j} \right|} \qquad \text{Eq. (3.3)}$$

Le bilan de masse a été calculé selon trois positions du volume de contrôle présentées à la figure 3.22 et pour différentes densités de gaz afin de voir les variations éventuelles selon le nombre de vecteurs pris en considération dans chaque volume. Le tableau 3.3 regroupe les résultats obtenus.

Densité du gaz (kg.m^{-3})		3.6	18	36
Erreur maximale (%)	**Position 1**	4,4	4,1	4,05
	Position 2	4,3	2,5	3,08
	Position 3	2,4	0,93	0,77

Tableau 3.3 : Erreur maximale sur le bilan de masse pour différents volumes de contrôle et densités ambiantes

Le calcul du bilan de masse a été effectué sur différentes zones avec une erreur inférieure à 5%. La conservation de la masse est considérée comme vérifiée.

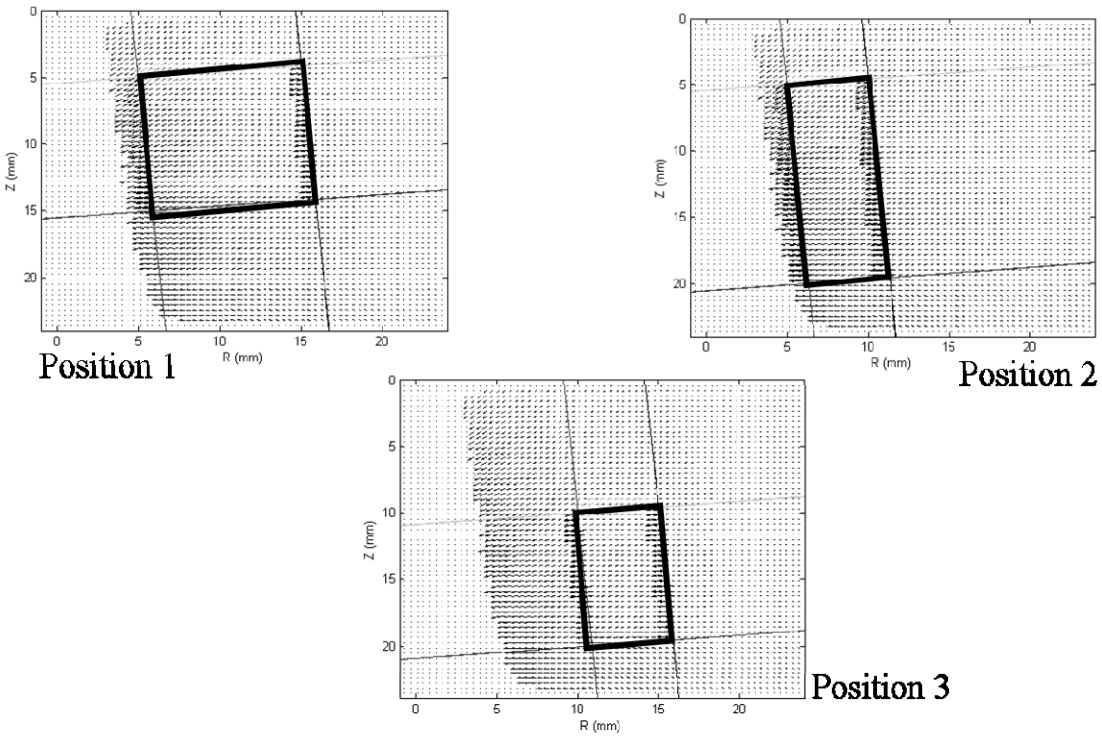


Figure 3.22 : Positions des volumes de contrôle sur un champ moyen

III.3. Conclusion

Ce chapitre a présenté les différentes étapes de la méthodologie mise en place pour l'étude des phases liquide et gazeuse de l'expérience nous permettant d'accéder à de nouvelles informations sur l'air entraîné et le mélange engendré avec le carburant. En plus de la méthodologie employée pour chaque phase, l'accent a été porté sur les post traitements associés.

Ainsi, la mise en place d'une détection automatique du seuil (maximisation de la variance interclasse, *Seneschal (2005), Otsu (1979)*) pour la binarisation des images ombroscopiques instantanées a permis un gain en temps de traitement des données et la sauvegarde des écarts type.

Nous avons ensuite exposé la technique de mesure de débit effectuée au centre technique Renault Lardy grâce à un « Bosch tube », utilisant le principe de mesure de pression dans un tube calibré proportionnelle au débit injecté.

La dernière partie de ce chapitre est consacrée à l'entraînement de la phase gazeuse par le spray mesuré grâce à la Vélocimétrie par Images de Particules sur traceurs fluorescents (F-PIV). Cette variante de la technique PIV permet de calculer les vitesses des traceurs à quelques millimètres de la frontière du spray, contrairement à la PIV classique où les premières vitesses des traceurs détectées se trouvaient à au moins 1 cm de la frontière du spray. Le post traitement mis en place avec les différents filtres appliqués aux champs de vitesse instantanés a été exposé et se résume par ce tableau de synthèse des critères choisis :

Filtres	**Critère**
Norme	8
RSB	1,25
Normalisation des résidus médians	3
Validité des voisins pour le RMN	5
Nombre de voisins faux	4

Tableau 3.2 : Récapitulatif des différents critères employés

Enfin, le bilan de masse sur différents volumes de contrôle vérifie la conservation de la masse avec une erreur maximale inférieure à 5%.

Ce chapitre clos la première partie de ce mémoire consacrée au contexte de l'étude, à la mise en place de l'expérience et aux méthodologies associées. La deuxième partie de ce document exposera les résultats obtenus d'abord dans la zone stationnaire pour la phase gazeuse uniquement, puis dans la zone instationnaire du spray où les deux phases seront étudiées.

Annexe III.1 Programme de la maximisation de la variance interclasse utilisé pour le seuillage des images ombroscopiques et Test de robustesse

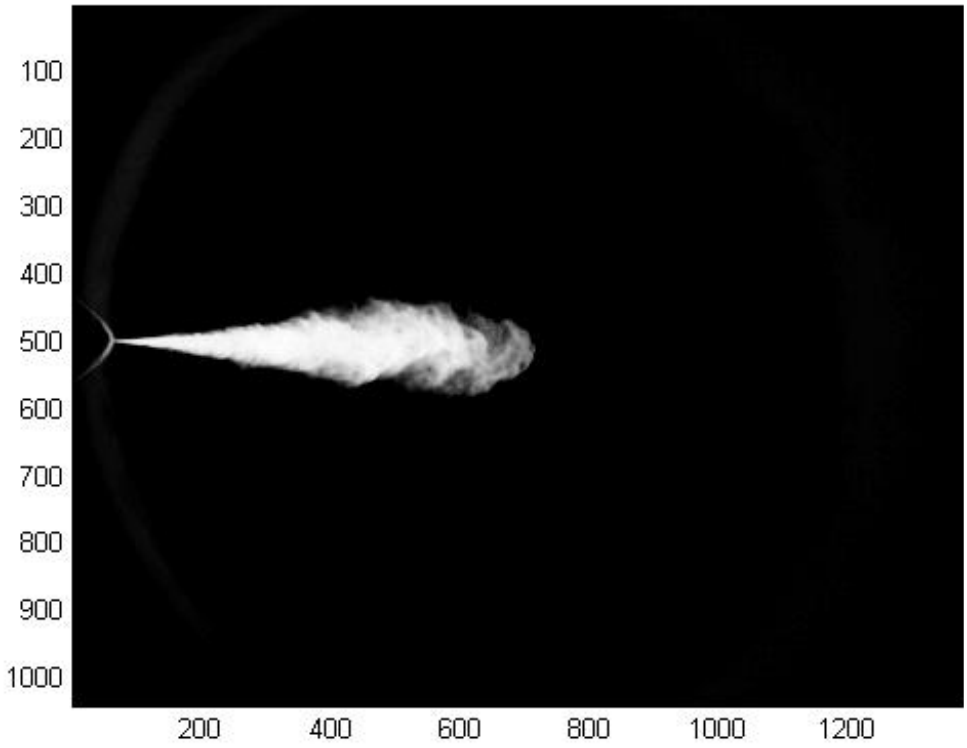


Figure A3.1 : image brute du spray (négatif)

La méthode de seuillage par maximisation de la variance interclasse est présentée à partir d'une image test présentée à la figure A3.1, qui est une image brute en négatif.

Soit une image composée de N pixels de niveaux de gris i compris entre 0 et *l*-1 (*l* = 4096 pour une images 16 bits). On peut définir un histogramme *h* de niveaux de gris de l'image où *h(i)* est le nombre de pixels ayant un niveau de gris i.

Pour un pixel donné, la probabilité d'avoir le niveau de gris est donc :

$$p(i) = \frac{h(i)}{N} \qquad \text{Eq. (A3.1)}$$

C'est en analysant cette densité de probabilité que l'on pourra déterminer automatiquement le seuil.

Supposons que l'image est divisée en deux classes C_1 et C_2 séparées par un seuil s. C_1, respectivement C_2, correspond aux pixels de niveaux de gris compris entre 0 et s, respectivement s+1 et *l*-1.

Nous pouvons alors définir :

1. La probabilité pour un pixel x d'appartenir à C_1 ou C_2 :

$$P(C_1) = \sum_{i=0}^{s} p(i) \qquad \text{Eq. (A3.2)}$$

$$P(C_2) = \sum_{i=s+1}^{l-1} p(i) \qquad \text{Eq. (A3.3)}$$

2. Les niveaux de gris moyens de C_1 et C_2 :

$$M_1 = \frac{\sum_{i=0}^{s} ip(i)}{P(C_1)} \qquad \text{Eq. (A3.4)}$$

$$M_2 = \frac{\sum_{i=s+1}^{l-1} ip(i)}{P(C_2)} \qquad \text{Eq. (A3.5)}$$

3. Le niveau de gris moyen de l'image :

$$M = \sum_{i=0}^{l-1} ip(i) \qquad \text{Eq. (A3.6)}$$

Pour obtenir la meilleure séparation entre deux classes C1 et C2, on cherche à éloigner le plus possible les classes les unes des autres, c'est-à-dire à maximiser la variance interclasse.

$$V(s) = P(C_1)(M_1 - M)^2 + P(C_2)(M_2 - M)^2 \qquad \text{Eq. (A3.7)}$$

On retient le seuil s* tel que : $V(s^*) = \max_{s \in [0,...4095]} V(s)$ Eq. (A3.8)

La figure A3.2 présente l'évolution de la variance. Le seuil correspondant au maximum de la courbe est 973 pour l'exemple présenté. On crée alors l'image binaire associée à s*.

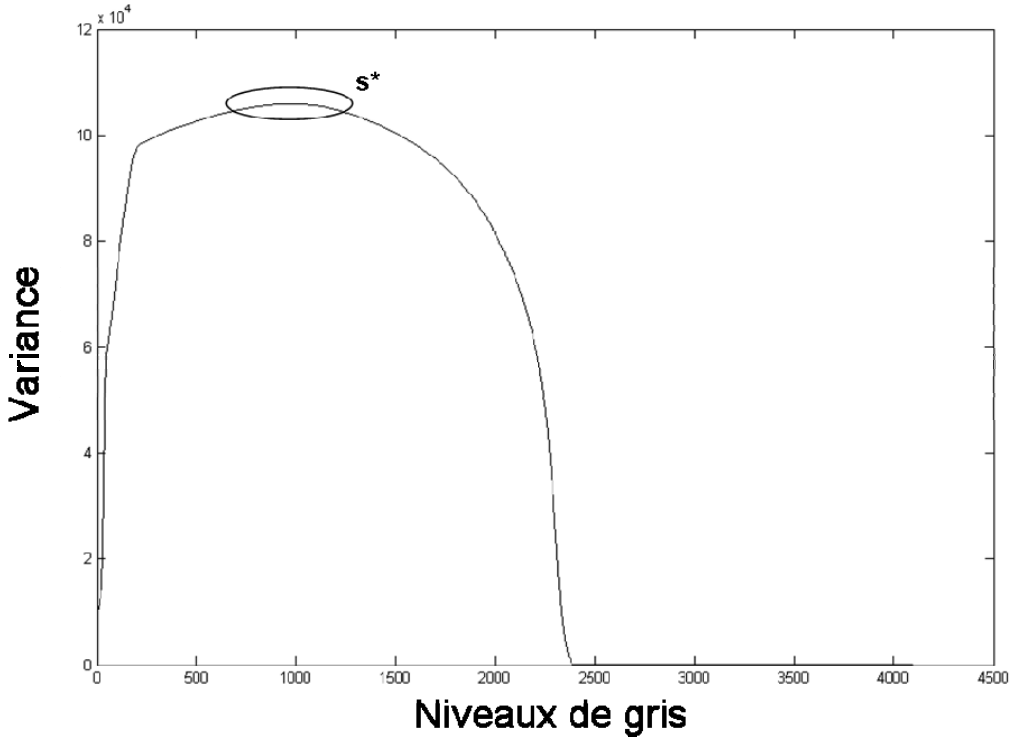


Figure A3.2 : Evolution de la variance interclasse

La figure A3.3 montre la binarisation effectuée sur l'image, c'est-à-dire que tous les niveaux de gris supérieurs à 973 prendront la valeur 1 soit blanc et appartiendront au spray et les niveaux de gris inférieurs à 973 prendront la valeur 0 soit noir et appartiendront au fond. Les deux images sont très proches l'une de l'autre.

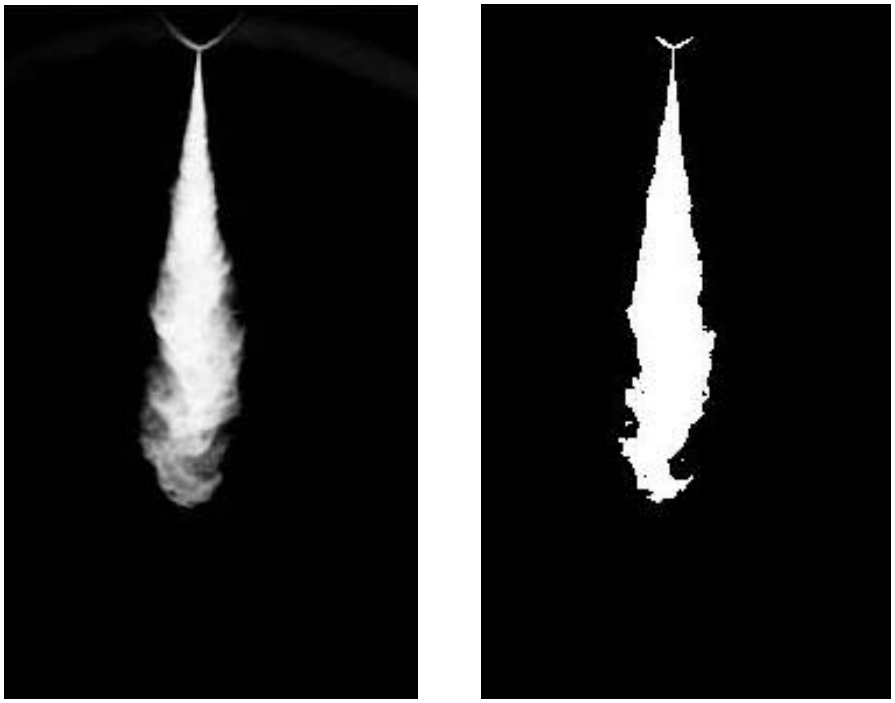


Figure A3.3 : Comparaison image brute et image binarisée du spray

Test de robustesse :

Afin de vérifier la robustesse de ce seuillage, nous avons regardé la variation de la longueur de pénétration en fonction du seuillage appliqué à l'image brute et présentée à la figure A3.4.

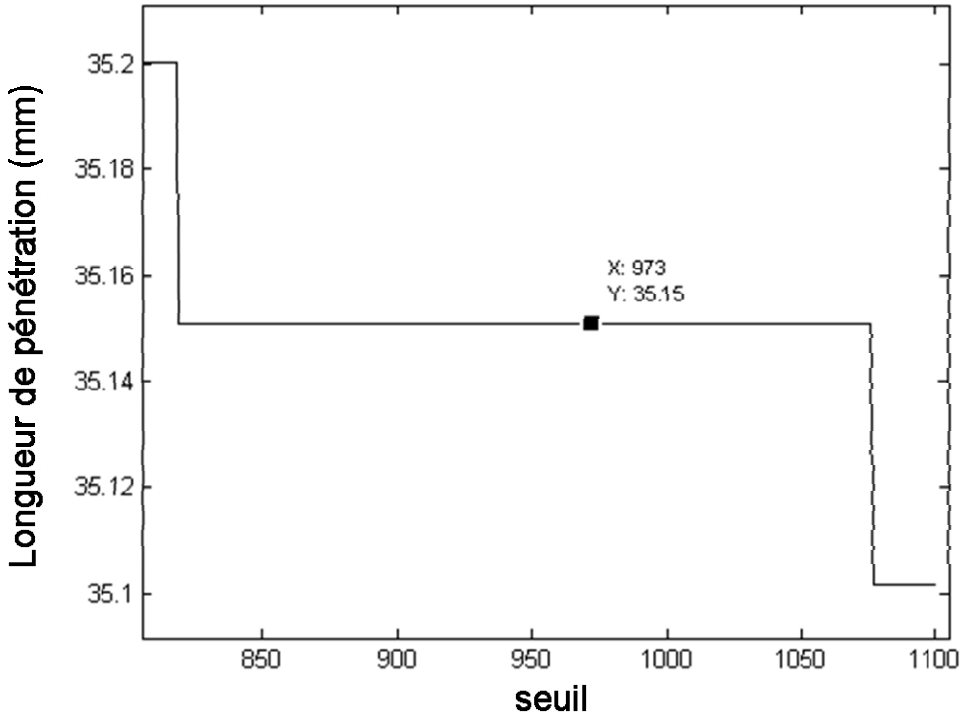


Figure A3.4 : Evolution de la longueur de pénétration en fonction du seuillage

Sur cette figure, la droite comprise entre les seuils 825 et 1075 correspond à une longueur de pénétration constante. Une modification du seuillage de 10% ne modifierait donc pas le résultat final. On peut donc considérer que ce programme de seuillage est robuste pour notre post-traitement.

Annexe III.2 Etude granulométrique de l'ensemenceur

Une étude granulométrique a été effectuée afin de connaître la répartition des gouttes du nébuliseur utilisé comme ensemenceur pour la F-PIV. Le granulomètre employé est un Mastersizer 2000 de Malvern (prêté par le laboratoire de mécanique des Mines d'Albi). Sa précision est de ± 1 % sur le Dv50 et la reproductibilité d'instrument à instrument est inférieure à 1 % RSD sur le Dv50. Cet appareil peut mesurer des particules dont la taille est comprise entre 0,02 µm et 2000 µm.

Deux paramètres ont été étudiés :

1. l'impact de la distance séparant l'ensemenceur de l'enceinte pressurisée. Pour cela, deux tailles de tuyaux ont été testé : T1 = 35 cm, T2 = 1 m.
2. la pression d'injection des particules fluorescentes afin d'optimiser l'ensemencement.

La figure A3.5 montre la répartition des gouttes en nombre, en surface et en volume pour les deux tuyaux à une pression d'injection de 1,2 bar. La longueur de tuyau n'a pas d'effet notable sur la répartition des gouttelettes que ce soit en nombre, en surface ou en volume.

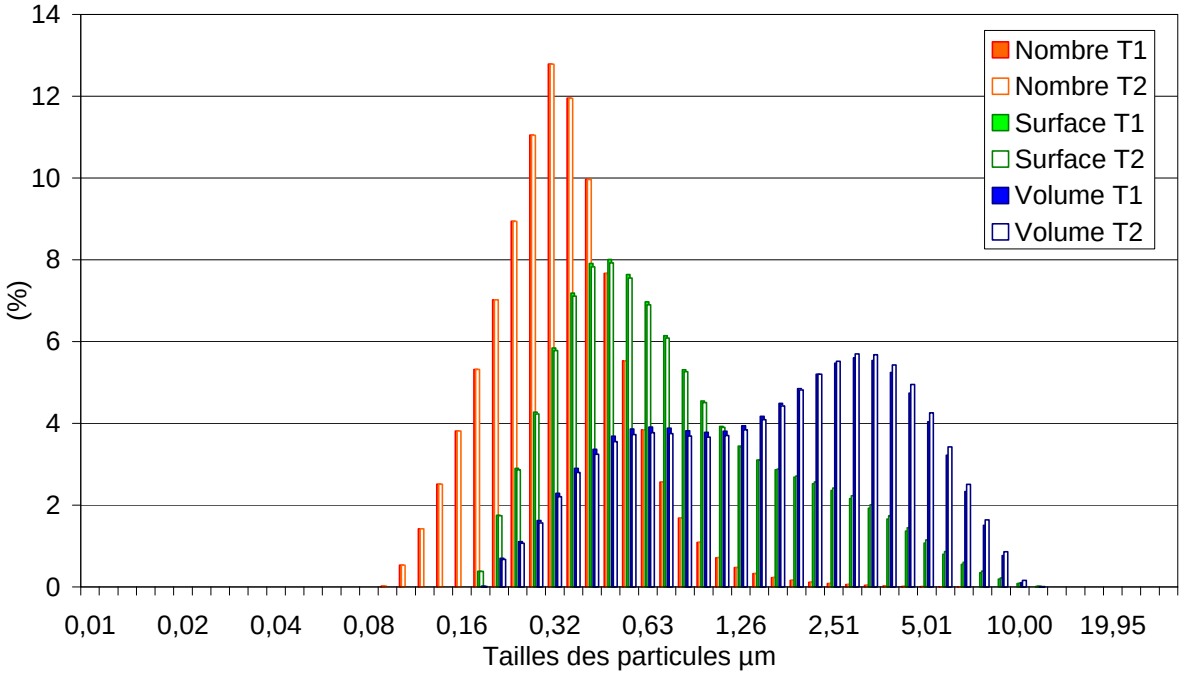


Figure A3.5 : Répartition des gouttes en nombre, en surface et en volume pour les deux longueurs de tuyaux sous 1,2 bar

Les résultats obtenus pour différentes pressions sont présentés à la figure A3.6. :

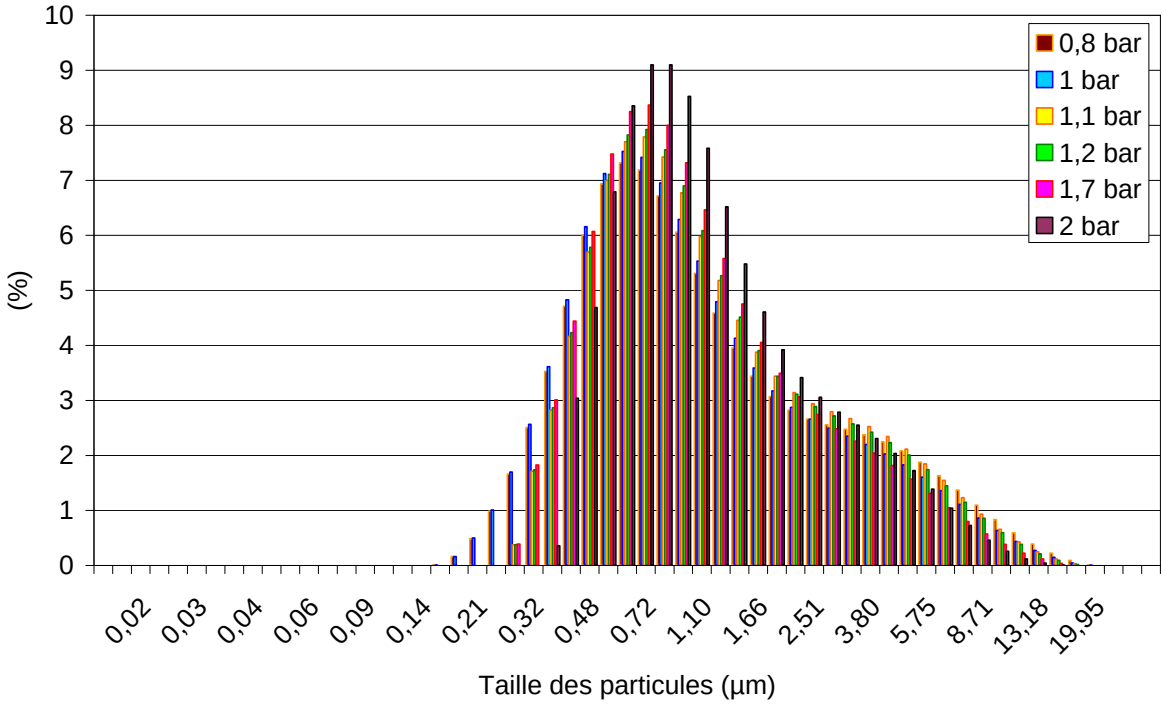


Figure A3.6 : Répartition des gouttes en surface pour différentes pressions

Un effet de pression est surtout notable à 2 bar, les autres histogrammes étant sensiblement les mêmes. Nous choisirons donc la pression d'injection 1,7 bar, celle-ci permettant d'avoir des gouttes un peu plus grosses, tout en conservant une répartition des gouttes équivalente à des pressions plus faibles (en cas de perte de pression dans la ligne d'ensemencement, l'effet sur les mesures sera moindre).

Enfin, notons que le diamètre moyen de Sauter (D_{32}) oscille entre 1,1 et 1,3 µm.

Partie II

ETUDE DE L'ENTRAINEMENT DE GAZ

Chapitre IV Etude de l'entraînement de gaz dans la zone quasi stationnaire du spray 72

Chapitre V Entraînement de gaz dans la phase de développement instationnaire du spray 107

PARTIE II

Cette seconde partie est consacrée aux mesures d'entraînement de gaz autour du spray par F – PIV.

Le chapitre IV est consacré à l'étude de l'entraînement de gaz dans la zone établie, i.e. « quasi-stationnaire » du spray. Pour cela, des injections longues (> 1 ms) sont nécessaires. Une description succincte de la morphologie du spray est introduite pour les besoins de l'étude d'entraînement dans cette zone. Elle sera complétée dans la première partie du chapitre V consacrée à la caractérisation du spray (longueur de pénétration, vitesse de front et angle de dispersion). Puis l'entraînement d'air est extrait des mesures de champs de vitesse par F-PIV. Le taux de mélange est calculé par intégration numérique du champ moyen de vitesse autour d'un volume de contrôle conique fixe. L'influence de la densité ambiante et de la taille du diamètre de trou d'injecteur est mise en évidence dans la zone stationnaire. Enfin, nos résultats sont comparés à ceux donnés par un modèle intégral d'entraînement d'air 1D (*Cossali (2001)*).

Le chapitre V présente dans une première partie le développement du spray. La deuxième partie porte sur l'entraînement de gaz par le spray pour des injections courtes (< 500 µs). Après une revue bibliographique des études portant sur la zone instationnaire du spray, une description du champ gazeux est donnée. Les difficultés de mesures engendrées par l'instationnarité du phénomène sont évoquées. Il s'ensuit la présentation d'une méthodologie d'étude de cette zone, une analyse sur l'entraînement du gaz avec en particulier l'influence de la densité ambiante et de la taille du diamètre de trou.

Chapitre IV
ETUDE DE L'ENTRAINEMENT DE GAZ DANS LA ZONE QUASI STATIONNAIRE DU SPRAY

IV.1. Conditions initiales 74

A. Structure du spray en images 74

B. Taux d'introduction 77

IV.2. Etude de l'entraînement de gaz dans la zone quasi stationnaire du spray 82

A. Champs de vecteurs moyens 83

B. Profils radiaux de vitesse moyenne 84

C. Entraînement de gaz : évolution du Taux de mélange 86

i. Calcul du débit de gaz entraîné 86

ii. Evolution du taux de mélange par tranche 88

iii. Evolution du taux de mélange cumulé 89

D. Comparaison à un modèle intégral d'entraînement (*Cossali, 2001*) 97

IV.3. Conclusion 101

Annexe IV.1 Champs de vitesse moyens pour différentes densités – Injecteur 80 µm 103

Annexe IV.2 Etude de la position de la surface de contrôle par rapport au spray 104

Chapitre IV
ETUDE DE L'ENTRAINEMENT DE GAZ DANS LA ZONE QUASI STATIONNAIRE DU SPRAY

Ce chapitre porte sur l'évolution de l'entraînement de gaz dans le spray lorsque celui-ci est pleinement développé. Afin d'observer la zone quasi stationnaire du spray, des temps d'injections longs ont été choisis et plusieurs tests ont donc été effectués afin de vérifier que la tête du spray n'influençait plus la zone de mesure.

Après une présentation des conditions initiales d'injection, nous regarderons les profils de vitesse et nous nous intéresserons à l'évolution de l'entraînement de gaz en fonction de la densité et du diamètre d'injecteur. Nous terminerons par la présentation d'un modèle intégral d'entraînement d'air avec une comparaison à nos mesures.

IV.1. Conditions initiales

A. Structure du spray en images

Les injecteurs Diesel utilisés lors de cette étude génèrent des sprays pleins très denses. La figure 4.1 montre le spray généré par l'injecteur 113 µm vu par ombroscopie à une pression d'injection de 700 bar, 600 µs après le début de l'injection.

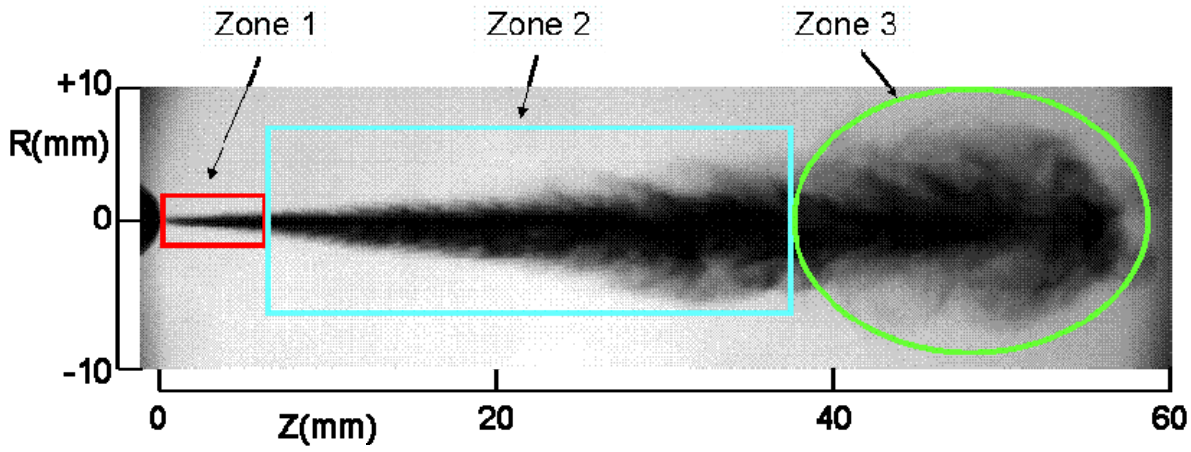


Figure 4.1 : Visualisation du spray par ombroscopie

La structure globale du spray type Diesel est en forme dite de « plume ». Il peut se décomposer en trois zones :

- Tout d'abord, une zone où le spray est extrêmement dense avec la présence éventuelle d'un cœur liquide après une atomisation primaire générée par l'injection. Les frontières apparaissent lisses sur les images ombroscopiques en champ large (Zone 1). Cependant, la figure 4.2 tirées des travaux de *Yon et Blaisot (2003)* sur la zone proche de la buse (~10 d_0) montre déjà la présence de ligaments avec une première atomisation.

- La zone 2 correspond à l'apparition et l'amplification de structures cohérentes de recirculation le long de la frontière du spray déjà observée par *Sasaki (1998)*. *Bruneaux (2001)* constate une transition entre la zone de développement proche (~10 d_0) et le spray entièrement atomisé. Il note aussi que dans l'aire atomisée, la structure du liquide est une succession de paquets. Enfin *Cao et al. (2000)* qui ont

étudié les structures internes d'un spray Diesel à faible pression d'injection (200 bar) parlent de structures en branche ou en flèche (figure 4.3) et pensent qu'elles sont le moteur du mélange air/carburant. Cette zone correspond à la zone d'atomisation secondaire.

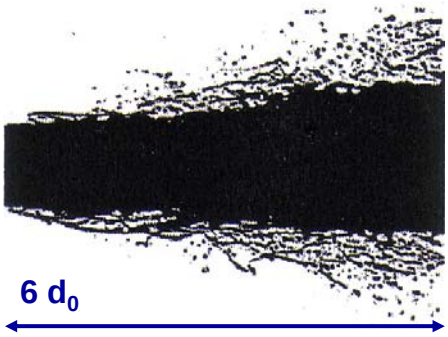


Figure 4.2 : Travaux de *Yon et Blaisot (2003)*

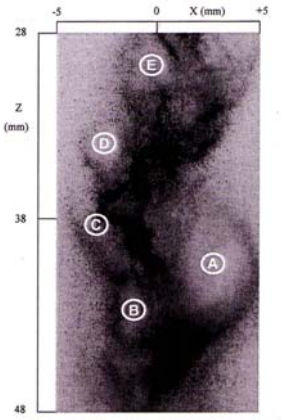


Figure 4.3 : Image de structures internes d'un spray Diesel (*Cao et al., 2000*)

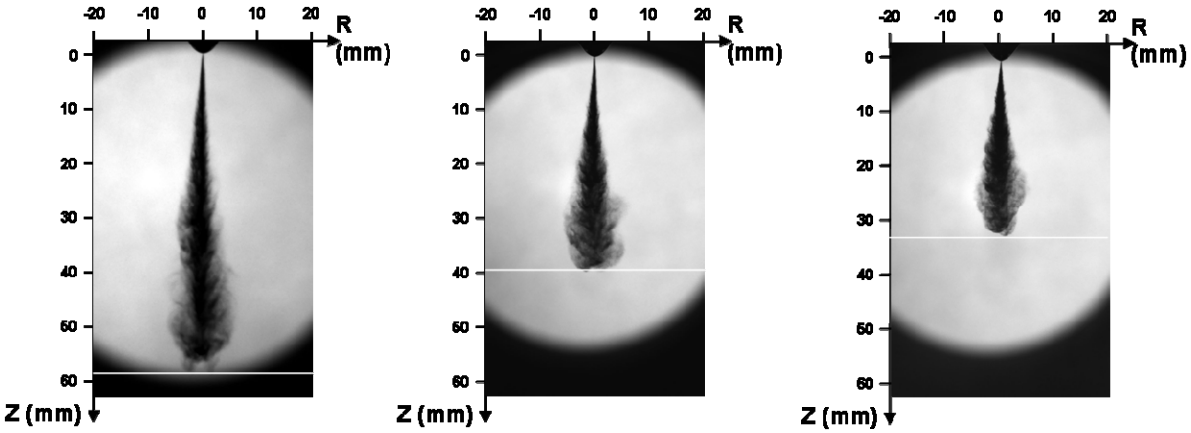
- La zone 3 correspond au vortex de tête. *Roisman et al. (2007)* le définissent comme un champignon. Il est le résultat des interactions entre la tête du spray et l'air ambiant *(Joshi et Schreiber (2006)).* Cette partie du spray sera plus approfondie au chapitre V lors de l'étude de l'écoulement gazeux dans la zone instationnaire du spray.

Nous souhaitons à travers cette étude mieux comprendre les mécanismes d'entraînement de gaz ambiant et pour cela nous faisons varier deux paramètres : la densité ambiante et le diamètre de trou de l'injecteur. Ces deux paramètres font parti des conditions limites d'injection au même titre que la pression d'injection ou encore le débit injecté présenté au paragraphe IV.1.B page 77.

L'effet de ces deux paramètres est présenté sur la figure 4.4. L'effet de la densité du gaz sur le spray est marqué par une pénétration de spray réduite : le spray de l'injecteur 113 µm pénètre deux fois moins loin lorsque la densité est multipliée par cinq. Ce ralentissement s'explique par l'échange de quantité de mouvement entre le gaz et les gouttes qui décélèrent à cause de la force de traînée exercée par le gaz environnant. Lorsque la densité ambiante augmente, le temps de réponse des gouttes diminue et cet échange de quantité de mouvement s'accentue.

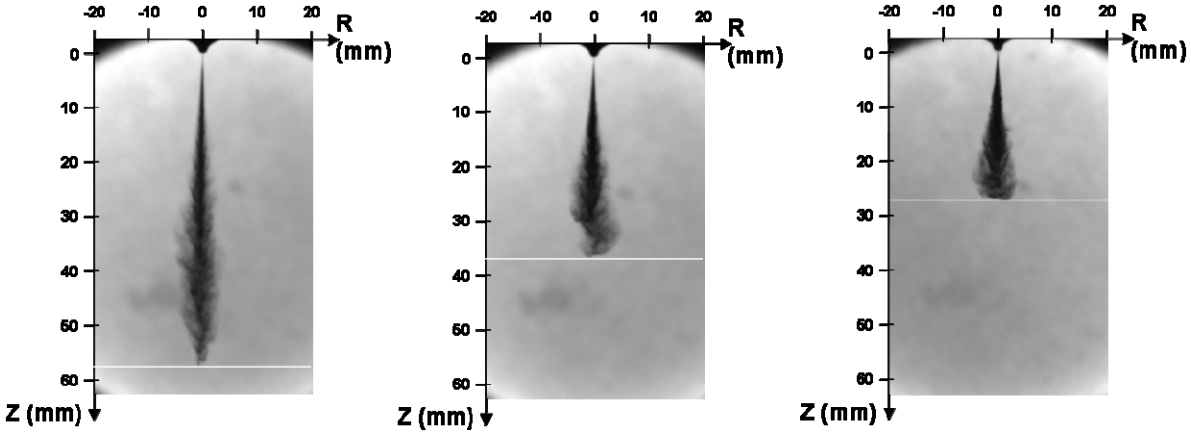
La diminution du diamètre de trou d'injecteur ne semble pas affecter la morphologie du spray, la forme en plume est conservée. Le spray de l'injecteur 80 µm est cependant plus fin que l'injecteur 113 µm puisque la section de passage du liquide injecté est divisée par 2 (cf. chapitre II). Au cours de ce chapitre, nous montrerons que la similitude entre les deux sprays ne s'arrête pas à la morphologie.

Injecteur 113 µm



7,2 kg.m^{-3} 18 kg.m^{-3} 36 kg.m^{-3}

Injecteur 80 µm



7,2 kg.m^{-3} 18 kg.m^{-3} 36 kg.m^{-3}

Figure 4.4 : Evolution du spray visualisé par ombroscopie pour différentes densités et pour les deux diamètres en fonction de Z – t_{inj} = 400 µs

Par contre, la diminution du diamètre de trou d'injecteur a un effet non négligeable sur la pénétration du spray. En effet, plus le diamètre est petit et plus l'effet de densité est important. Les images ombroscopiques montrent qu'à faible densité ambiante, les sprays des deux injecteurs ont une longueur de pénétration quasi identique, alors qu'à forte densité, le spray de l'injecteur 80 µm a pénétré moins loin que le spray de l'injecteur 113 µm. En effet, l'injecteur

80 µm injecte deux fois moins de liquide. De ce fait, la quantité de gouttes interagissant avec le milieu ambiant est plus petite. Lorsque la densité dans l'enceinte est forte, les gouttes se trouvant proche de l'axe du spray répondront plus rapidement dans le cas de l'injecteur 80 µm car les gouttes sont globalement moins nombreuses que dans le spray de l'injecteur 113 µm. Le spray de l'injecteur 80 µm ralentit donc plus vite face à la même densité ambiante. Nous montrerons lors de l'étude des profils radiaux de vitesse du gaz que la densité ambiante modifie l'entraînement plus en masse qu'en volume (cf. paragraphe IV.2.B page 84).

B. Taux d'introduction

Les courbes présentées dans ce paragraphe proviennent de mesures faites au sein de l'équipe injection Renault SA à Lardy.

La mesure du taux d'introduction, c'est-à-dire du débit injecté, nous apporte beaucoup d'informations sur le déroulement de l'injection. Tout d'abord, le taux d'introduction étant corrélé à la levée de l'aiguille, les différentes phases de l'injection sont bien déterminées et présentées sur la figure 4.5 :

- **A** et **C** sont les zones où l'aiguille est en vol libre et appelé « zone balistique » (zone instationnaire, de transition) ;
- **B** est la zone où l'aiguille est en butée (zone quasi stationnaire).

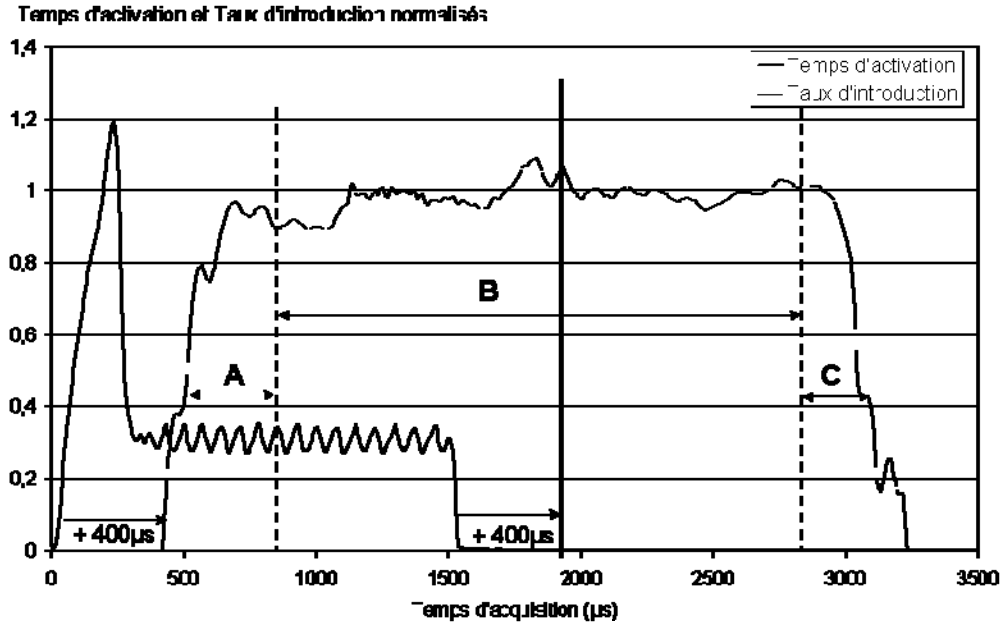


Figure 4.5 : Temps d'activation et taux d'introduction normalisé pour l'injecteur 113 µm

La figure 4.5 met en évidence le décalage existant entre le temps d'activation et le temps d'injection :

- Le temps d'activation correspond au signal envoyé au driver (cf. paragraphe II.1.iv page 33) pour l'ouverture de l'aiguille. Ce signal est maintenu pendant un temps fixé et symbolisé par la courbe en gras.

- Le temps d'injection correspond au temps de réponse de l'aiguille et donc au temps pendant lequel le carburant est injecté dans la chambre, symbolisé ici par la durée de l'injection via le taux d'introduction.

Les délais électroniques combinés à l'inertie du système d'injection (pompe, rampe, injecteur et aiguille) créent un retard à l'ouverture et à la fermeture de l'aiguille de l'ordre de 400 µs et est appelé délai hydraulique. Il engendre un temps d'injection beaucoup plus long que le temps d'activation. Par exemple, pour l'injecteur 113 µm et pour un temps d'activation de 1500 µs, le temps d'injection sera de 2800 µs, soit 1300 µs de plus pendant lequel le carburant continue d'être injecté. Or, la seule information à laquelle nous avons accès lors des campagnes expérimentales est le temps d'activation que nous fixons.

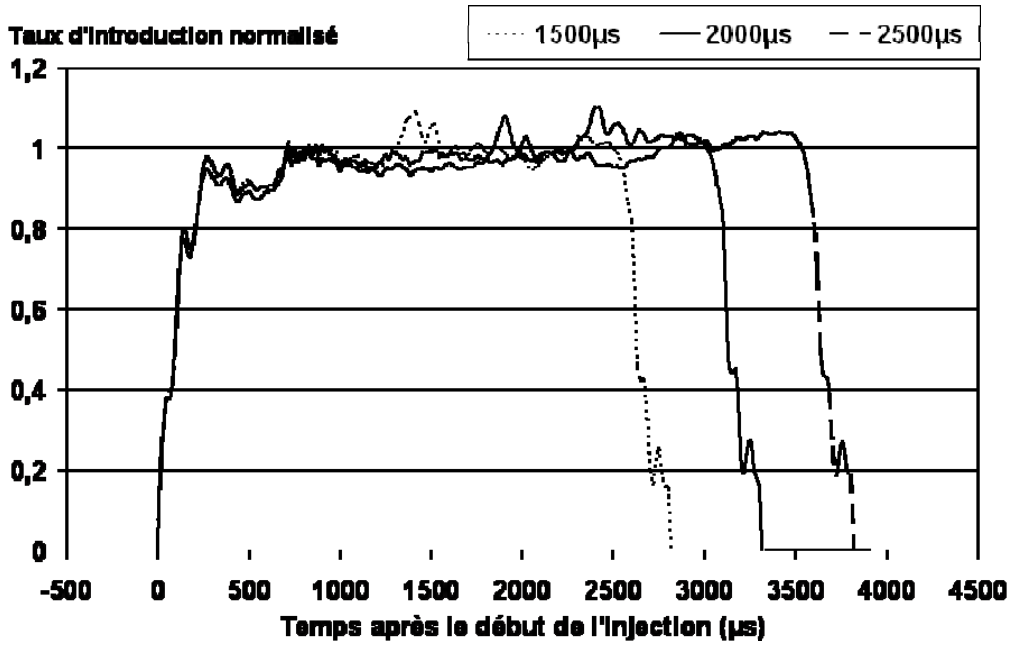


Figure 4.6 : Régularité de l'injection pour différents temps d'activation longs – injecteur 113 µm

La connaissance du délai hydraulique est donc primordiale dans le choix des points de fonctionnement pour la mesure en zone stationnaire et pour le calcul du débit injecté qui ne se fera pas sur la même base de temps. Notons cependant que dans le cas de temps d'injection longs, i.e. supérieurs à 1000 µs, cet écart reste constant lorsque l'on augmente le temps d'activation, comme nous le montre la figure 4.6 et est vérifié pour les deux injecteurs.

La mesure au tube Bosch fournit aussi les fluctuations de la pression d'injection présentées à la figure 4.7. Ces fluctuations oscillent entre 680 et 725 bar dans le cas extrême au début de l'injection au moment de l'ouverture de l'aiguille. Puis la pression d'injection oscille entre 690 et 720 bar (± 2%).

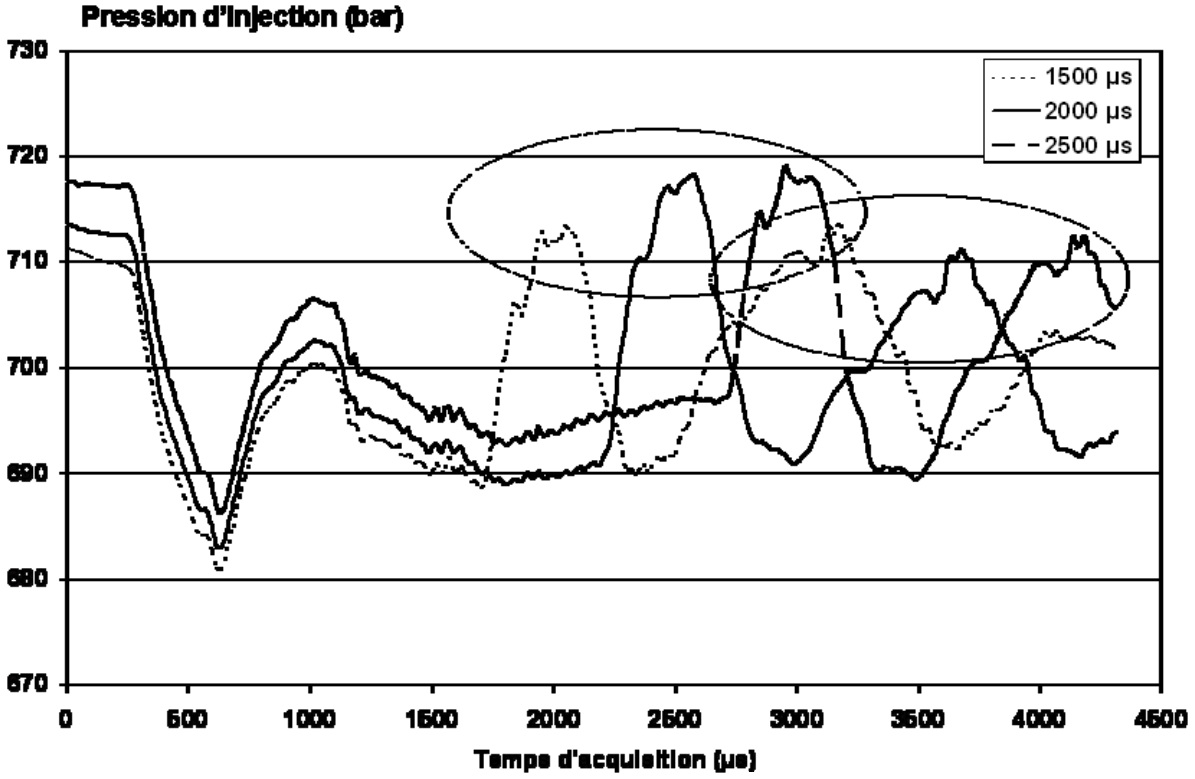


Figure 4.7 : Evolution de la pression d'injection lors de la mesure par Tube Bosch – injecteur 113 µm

Ces pics de pression sont dus aux ondes de pression consécutives à l'injection. Ces ondes se déplacent du bas de la buse d'injecteur et remontent le long du canal d'alimentation (de l'injecteur puis du tube haute pression) avant de se réfléchir sur le rail et repartir dans l'autre sens. Ces ondes se déplacent à la vitesse du son. Le décalage des pics dans le temps est dû au fait que le temps d'activation de l'injecteur et donc la quantité injectée n'est pas la même.

Le premier pic est lié à l'ouverture de l'aiguille. Cela crée une dépression puis une surpression, le système de rampe commune maintenant la pression à la consigne. La zone avant le second pic correspond à la zone stationnaire, c'est pourquoi cette zone grandit avec le temps d'activation.

Le second pic est décalé et correspond à la commande de fermeture de l'aiguille. La rampe d'injection monte alors en pression pour la maintenir et comme l'injecteur n'est pas fermé cela crée un pic de pression. L'aiguille amorce alors sa descente. Le dernier pic visible correspond à la fermeture de l'aiguille pour les mêmes raisons (cf. chapitre II.1 page 27).

La figure 4.7 nous donne des indications sur le comportement de l'aiguille lors de l'injection. Cependant, les mesures au tube Bosch sont faites avec une contre pression afin de limiter les effets éventuels de cavitation. De plus c'est un système adapté pour limiter les retours d'ondes de pression de par sa conception. Ces fluctuations de pression seront donc accentuées lors des mesures expérimentales sur le banc Diesel.

Afin de pouvoir comparer les masses de gaz mis en mouvement par chacun des sprays, il nous faut connaître le débit de carburant injecté par chaque injecteur. La zone stationnaire du spray correspond au moment où l'aiguille est en butée haute. Cet état est caractérisé par les plateaux des courbes de taux d'introduction présentés à la figure 4.8 et qui correspondent aux débits injectés moyens des deux injecteurs. Ces débits sont ici normalisés pour des raisons de confidentialité. Les fluctuations autour de ces débits moyens sont de l'ordre de 5% pour les deux injecteurs. Notons que le rapport des débits injectés entre les deux injecteurs est 2, ce qui est en accord avec la diminution de la section de passage du carburant.

Ce premier paragraphe nous a permis de présenter le comportement du spray en fonction des conditions initiales d'injection telles que la densité, le diamètre de trou et le débit injecté nécessaire à l'étude de l'entraînement d'air dans la zone quasi stationnaire du spray. Il sera complété par une étude du développement instationnaire du spray dans la première partie du chapitre V.

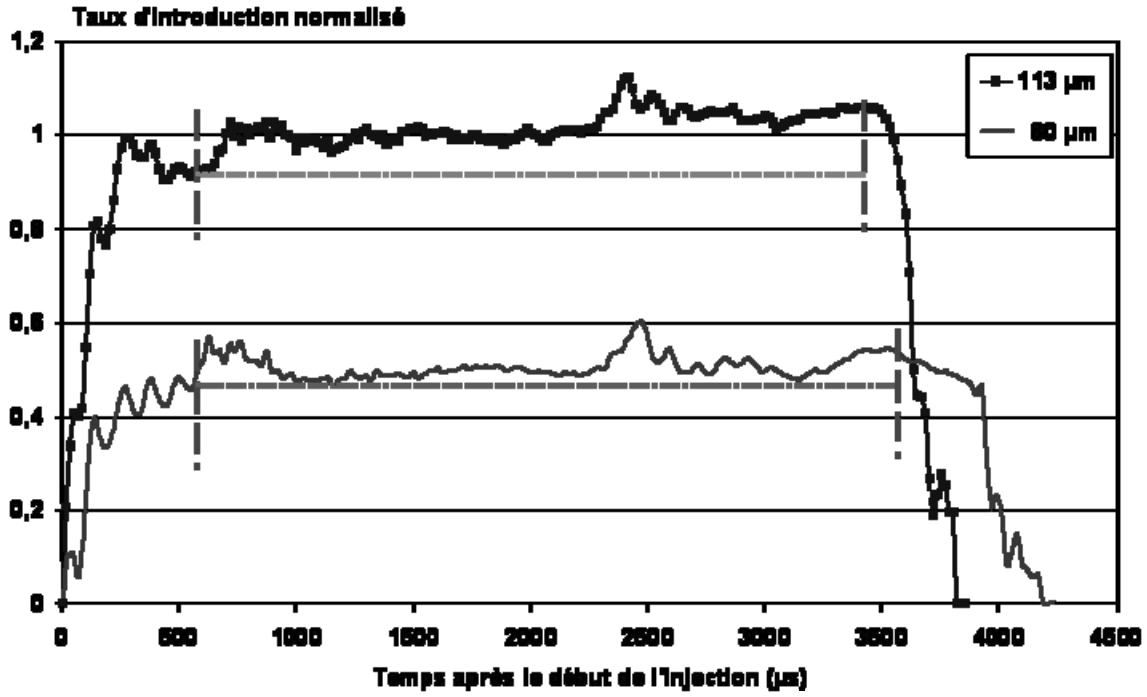


Figure 4.8 : Comparaison des débits injectés pour les deux diamètres de trous temps d'activation = 2500 µs

IV.2. Etude de l'entraînement de gaz dans la zone quasi stationnaire du spray

Dans un souci de concision, seuls les résultats mesurés sur le spray de l'injecteur 113 µm seront présentés dans ce paragraphe, sauf indication contraire. Les résultats équivalents pour le spray de l'injecteur 80 µm seront disponibles en annexe du chapitre

Avant toute mesure quantitative de l'entraînement, il est nécessaire de regarder l'ensemble de l'écoulement gazeux autour du spray. Ainsi, le premier comportement du spray vis-à-vis de l'air environnant est de le repousser vers l'extérieur (*Sasaki (1998), Lisiecki et al. (1998*)). C'est la présence du vortex de tête du spray qui est la cause de ce mouvement. Pour des temps d'injection plus importants, le spray poursuit sa pénétration dans l'air et la surface latérale d'échange entre le spray et le gaz ambiant augmente au fur et à mesure que le vortex s'éloigne. Les vitesses en proximité de nappe sont de moins en moins affectées par le vortex. Cette atténuation de l'effet du vortex par son éloignement de la zone de mesure se poursuit tout au long de l'injection. Lorsque les vitesses de reflux du gaz ambiant ne sont presque plus perceptibles, l'écoulement d'air autour du spray est en situation dite quasi-stationnaire (directions et intensités constantes).

Cette zone quasi statique est aussi repérable sur les courbes de débit injecté où la zone de débit « établi » en fonction du temps d'activation est connue (cf. chapitre IV.1.B page 77). Le temps d'activation choisi (2500 µs) correspond à un fonctionnement moteur pleine charge. Le temps d'observation choisi est 2000 µs, il se trouve ainsi loin sur la courbe de débit afin que le vortex de tête soit hors de la fenêtre de mesure et n'influence plus l'écoulement gazeux externe. Le tableau 4.1 ci-dessous réunit l'ensemble des informations correspondant au point de fonctionnement choisi :

Pression d'injection (bar)	700
Temps d'activation (µs)	2500
Durée d'injection (µs)	3800
Temps d'observation après le début de l'injection (µs)	2000
Densités ($kg.m^{-3}$)	3,6 ; 7,2 ; 14,4 ; 18 ; 25,2 ; 36
Δt_{laser} (µs)	400
Fenêtre de mesure (mm^2) (radial × axial)	47 × 36

Tableau 4.1 : Points de fonctionnement choisis

A. Champs de vecteurs moyens

A partir des doublets d'images instantanées obtenus par F-PIV et du post traitement présenté au chapitre III, nous obtenons des champs de vitesse moyennés présentés à la figure 4.9 et se situant dans la zone quasi-statique. On observe que les vecteurs vitesse représentatifs du mouvement de la phase gazeuse sont en majeure partie perpendiculaires à la frontière du spray.

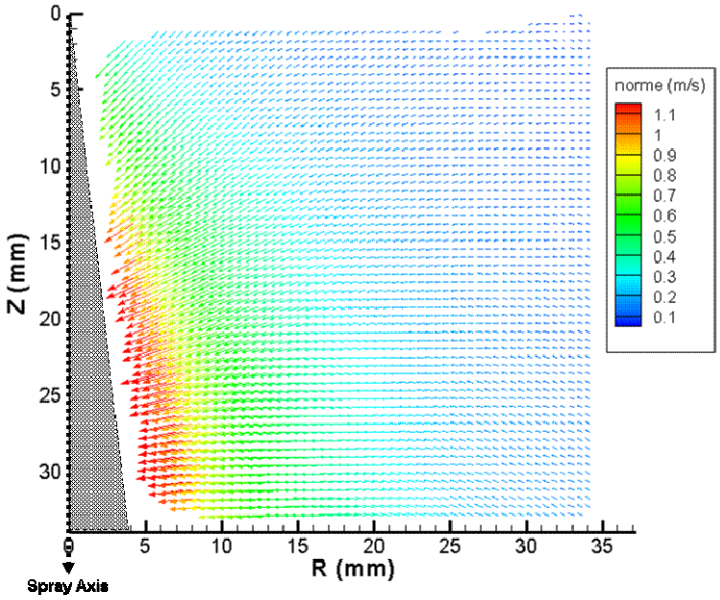


Figure 4.9: Champ de vitesse moyen du gaz entraîné (P_{inj} = 700 bar, ρ = 18 kg.m^{-3})

La vitesse du gaz ne dépasse pas 1,2 m.s^{-1} en proche frontière du spray pour toutes les densités et diamètres étudiés et diminue rapidement lorsque l'on s'éloigne du spray.

La figure 4.10 présente les champs de vecteurs vitesse moyens pour les six densités étudiées. Le dégradé de couleur correspond à l'évolution de la norme et permet de voir la zone d'influence du spray sur l'air ambiant, c'est-à-dire la zone où l'air reste en mouvement après le passage de la tête du spray. Cette zone reste quasiment la même quelque soit la densité ambiante. De 5 mm à 10 mm de l'axe du spray, les vitesses sont comprises entre 0,7 et 1,2 m.s^{-1}. Au-delà de 15 mm de l'axe du spray, l'air est proche de sa vitesse initiale, le spray n'a donc plus d'influence sur l'air ambiant.

La diminution du diamètre de trou entraîne une zone d'influence plus petite : les vitesses d'air mesurées au-delà de 10 mm de l'axe du spray sont inférieures à 0,3 m.s^{-1} contre 0,5 m.s^{-1} pour l'injecteur 113 µm (les champs correspondant à l'injecteur 80 µm sont en Annexe

IV.1 page 103). Par contre, la vitesse du gaz en proche frontière du spray reste dans le même ordre de grandeur.

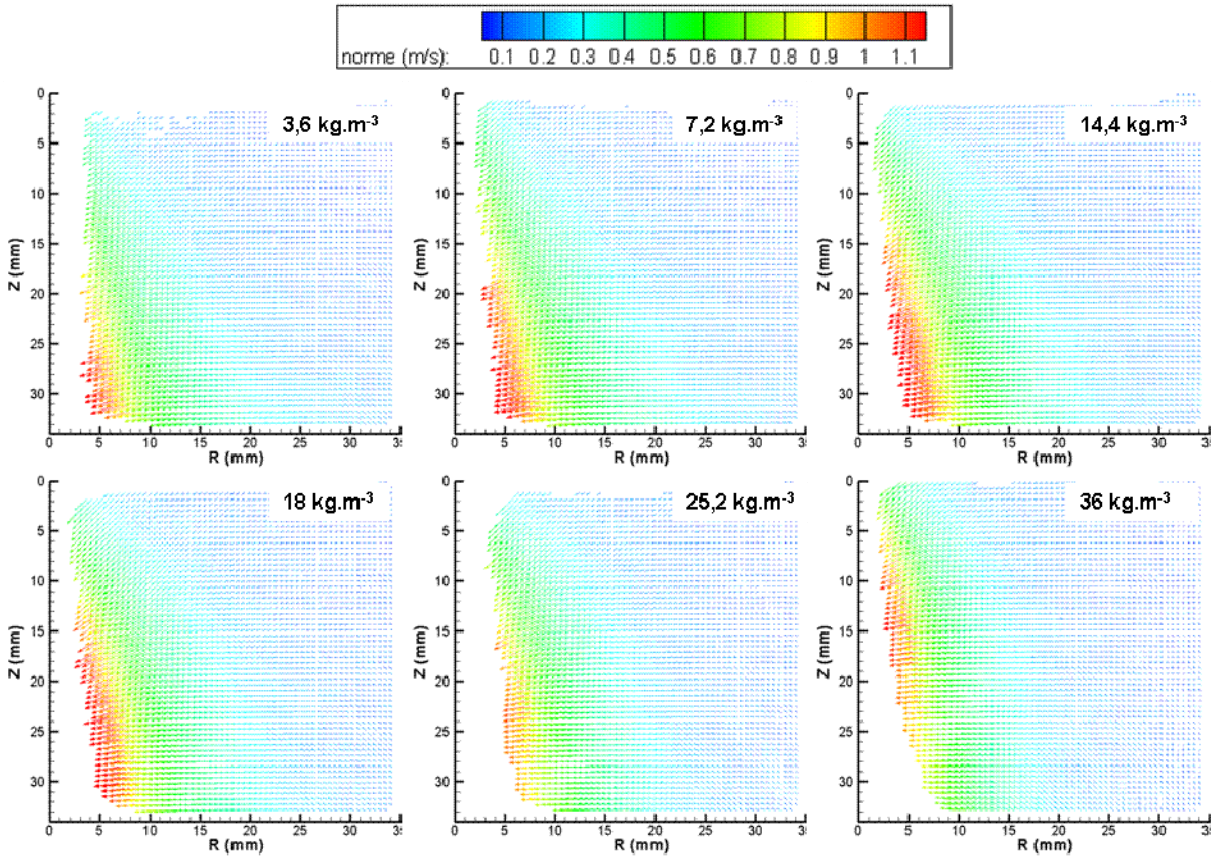


Figure 4.10: Ensemble des champs de vitesse moyens du gaz entraîné à P_{inj} = 700 bar

B. Profils radiaux de vitesse moyenne

A partir des champs moyens, la composante radiale de la vitesse peut être extraite pour différentes distances axiales Z afin de voir d'une part son évolution pour une densité donnée et d'autre part les effets de la densité ambiante sur le mouvement du gaz induit par le spray.

La figure 4.11 présente l'évolution des profils radiaux pour ρ = 18 kg.m^{-3} en fonction de la distance radiale **R** et pour différentes distances du nez de l'injecteur **Z**. Le profil de vitesse diminue ensuite rapidement lorsqu'on s'écarte du spray. C'est une autre manière de déterminer la zone d'influence du spray.

Par ailleurs, lorsque l'on s'éloigne du nez de l'injecteur, les vitesses radiales augmentent : $\mathbf{U_r}$ est multipliée par 4 entre 50 d_0 et 200 d_0 pour **R** = 5 mm. En effet, entre les deux distances axiales **Z**, le spray s'est développé et les gouttes se sont dispersées, elles offrent donc plus de

surface de contact au gaz ce qui entraîne un accroissement des échanges de quantité de mouvement. Notons enfin que $\mathbf{U_r}$ évolue en 1/**R** ce qui confirme la conservation de la masse déjà évoquée au chapitre III page 61.

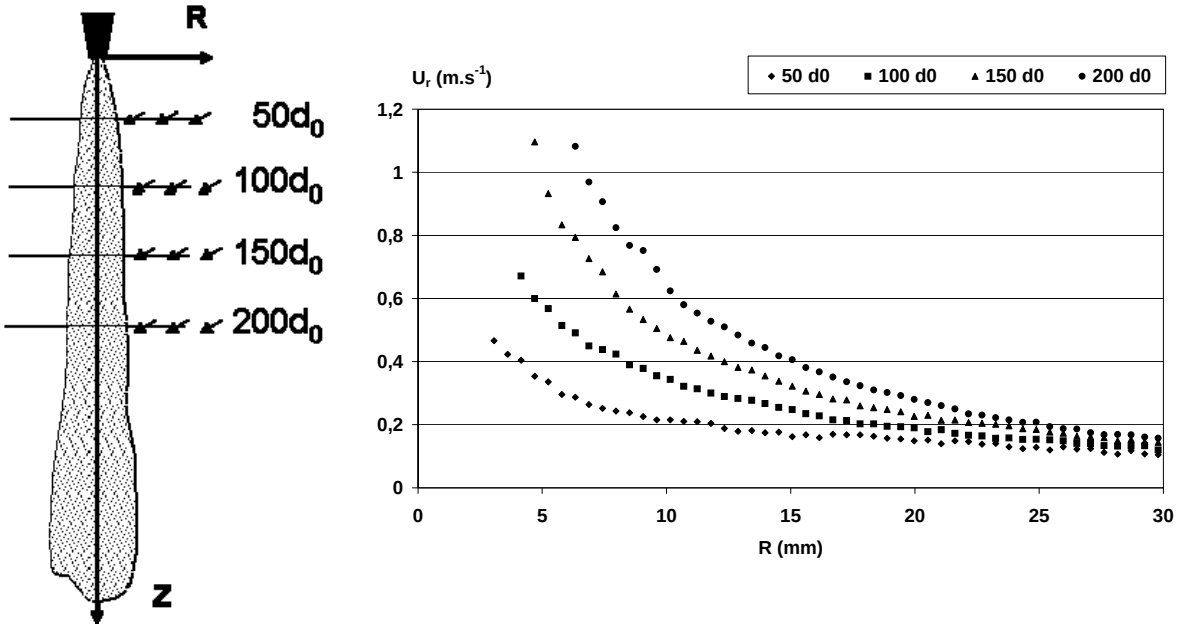


Figure 4.11: Evolution des profils radiaux à différents Z et pour ρ = 18 kg.m^{-3}

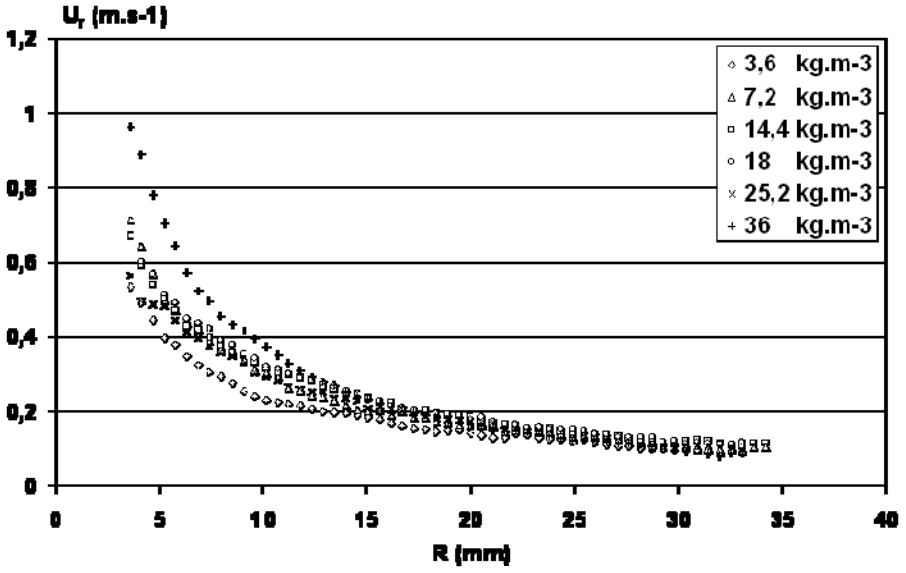


Figure 4.12 : Evolution des profils radiaux pour différentes densités à Z = 100 d_0

La figure 4.12 présente le profil de la vitesse radiale à **Z** =100 d_0 pour différentes densités. Du fait des forts écarts de densités entre les deux courbes extrêmes (3,6 et 36 kg.m^{-3}), la dispersion est de l'ordre de 40% en proche frontière du spray mais diminue rapidement. De plus, les densités intermédiaires ont des profils beaucoup plus rapprochés où l'écart entre les

courbes est en dessous de 10%. Cette faible dispersion montre que le débit volumique du gaz varie peu lorsque la densité ambiante augmente. En revanche, les effets de densité seront plus significatifs sur l'évolution du débit massique du gaz.

C. Entraînement de gaz : évolution du Taux de mélange

La mesure des champs de vitesse permet de calculer l'entraînement de gaz qui a lieu pendant la zone stationnaire du spray. Cet entraînement de gaz peut se traduire par le taux de mélange τ qui est le rapport entre le débit de gaz entraîné dans le spray et le débit de liquide injecté à l'état stationnaire du spray, soit :

$$\tau = \frac{\dot{m}_{gaz}}{\dot{m}_{injecté}} \qquad \text{Eq. (4.1)}$$

Le débit injecté à l'état stationnaire a déjà été évoqué au paragraphe précédent. Le débit d'air entraîné est calculé à partir des vecteurs vitesses.

i. Calcul du débit de gaz entraîné

De façon formelle, le débit de gaz entraîné s'écrit :

$$\dot{m}_{gaz} = \iint_S \rho \vec{U}.\vec{n}\, dS \qquad \text{Eq. (4.2)}$$

$\vec{n}$ est le vecteur normal extérieur à la surface de contrôle S fixe présentée à la figure 4.13.
$\vec{U}$ est le vecteur vitesse moyen passant à travers *dS*.

La surface de contrôle est générée à partir d'une ligne que l'on nommera Ω qui se décompose en éléments infinitésimales $d\omega$. A partir des vecteurs vitesses se trouvant à proximité d'un élément $d\omega$, un vecteur moyen est calculé et attribué à cette portion de droite. On en déduit ainsi le débit local d'air entraîné (ou débit par tranche). Un débit cumulé, somme des débits locaux est ensuite calculé.

La surface choisie pour notre calcul est celle d'un cône afin de suivre la géométrie du spray. *Han et Mungal (2001)* montrent que dans le cas d'un jet gazeux, la mesure du débit local d'air

entraîné est sensible à la position de la surface de contrôle (± 10%). Partant de cette constatation, nous avons testé plusieurs angles de cône et plusieurs distances à la frontière du spray (cf. Annexe IV.2 page 104).

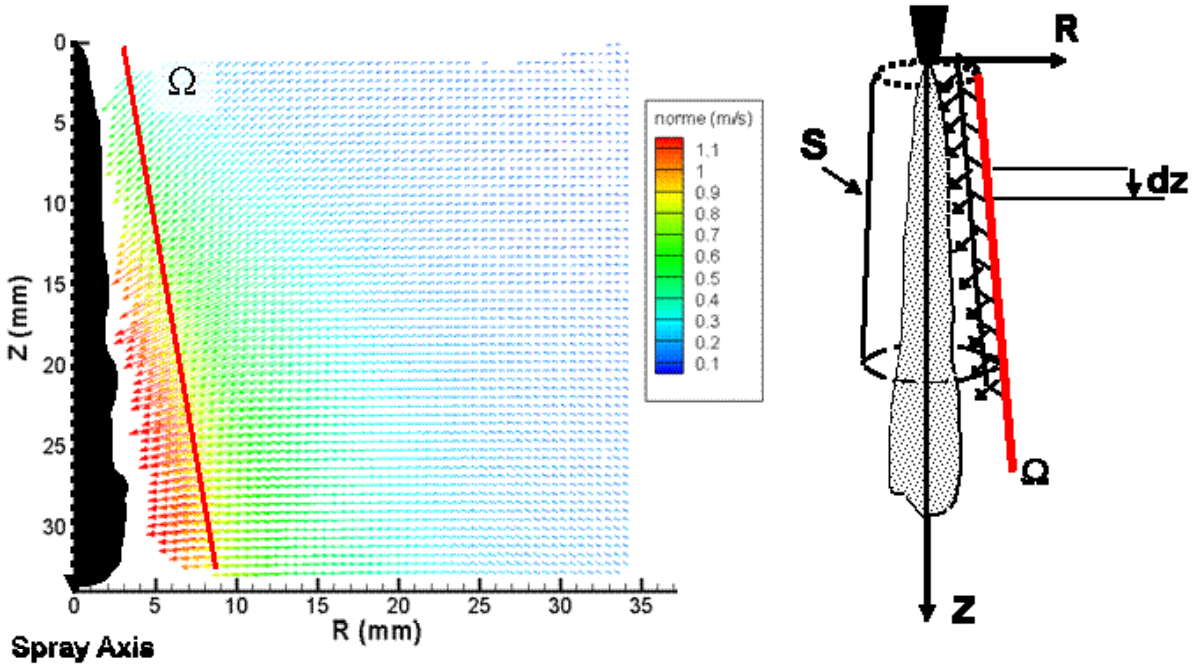


Figure 4.13 : Schéma de la surface de contrôle appliquée aux champs de vitesse moyens.

La droite de référence Ω retenue pour les calculs présentés par la suite a pour position :

- R = 3mm de la frontière du spray,
- Z = 0,2 mm du nez de l'injecteur,
- θ = 5°.

A partir de la surface de contrôle (vue détaillée figure 4.14), l'équation (4.2) du débit de gaz entraîné peut se réécrire :

$$\dot{m}_{gaz} = 2\,\pi\,\rho_{gaz} \int_{z_1}^{z_2} U_{\perp}\, r(z)\, \frac{dz}{\cos\theta} \qquad \text{Eq. (4.3)}$$

Où :

- ρ_{gaz} est la densité du gaz ;
- $U_{\perp}$ est la composante normale de la vitesse, avec :

$$U_{\perp} = \vec{U} \cdot \vec{n} = -U_R \cos\theta + U_Z \sin\theta \quad ; \qquad \text{Eq. (4.4)}$$

- r est la distance de la droite Ω à l'axe Z ;
- θ est l'angle de la surface de contrôle S.

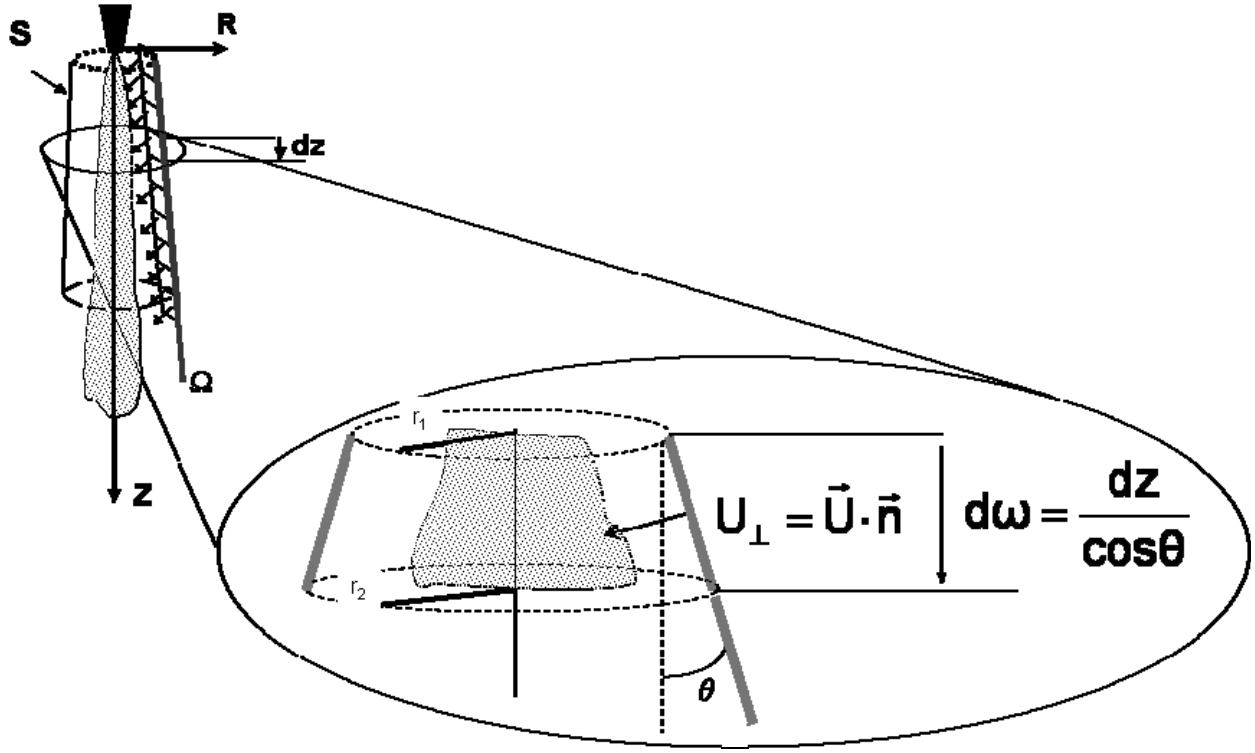


Figure 4.14 : Zoom sur une tranche de la surface de contrôle

L'équation (4.3) montre que seuls deux paramètres influenceront le débit de gaz entraîné : la densité du gaz et sa vitesse, cette dernière étant elle-même influencée par la densité.

ii. Evolution du taux de mélange par tranche

Nous allons tout d'abord regarder le taux de mélange local appelé aussi taux de mélange « par tranche ». Cette approche permet de regarder l'évolution de l'entraînement le long du spray et voir quelles sont les zones qui entraînent le plus dans la zone établie du spray. Les études de *Naber et Siebers (1996), Post et al. (2000) et Cossali (2001)* ont montré que l'entraînement s'accroît jusqu'aux environs de Z = 150 diamètres puis atteint une valeur constante, traduisant l'équilibre des phases gazeuse et liquide : le spray diphasique se comporte alors comme un jet monophasique.

Cependant, les travaux de *Ferrand (2001)* comparent des jets monophasiques à densité variable et des jets diphasiques dilués et montrent que le temps d'établissement de l'équilibre est plus long pour les jets diphasiques dilués et que plus le jet est chargé en gouttes et plus ce temps s'accroît.

La figure 4.15 présente le taux local calculé à partir de champs moyens pour différentes densités. L'ensemble des courbes est croissant sur l'ensemble du domaine de mesure. Aucune courbe n'atteint de valeur constante. Ce résultat montre le caractère fortement diphasique de notre expérience, l'équilibre des phases n'étant pas encore atteint au-delà de Z = 200 diamètres.

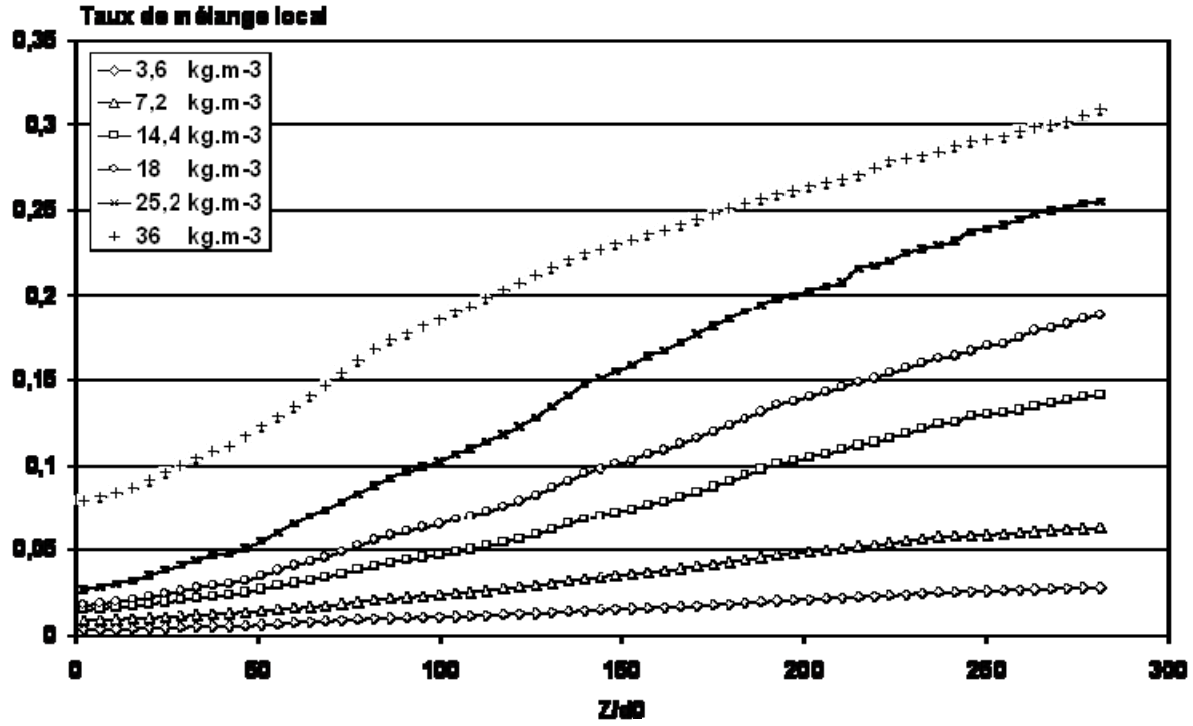


Figure 4.15 : Evolution du taux de mélange local à partir de champs moyens pour différentes densités

La croissance des courbes indique aussi que c'est dans la zone où le spray est pleinement développé[6] que l'entraînement est le plus important. Dans cette zone, le spray a déjà emmagasiné de l'air, il est donc plus dispersé qu'en amont. Le spray offre donc une surface plus importante d'échange avec l'air environnant accentuant l'entraînement de gaz dans le spray.

iii. Évolution du taux de mélange cumulé

L'évolution de l'entraînement global de gaz dans le spray se traduit par le taux de mélange cumulé, soit une sommation pas à pas du taux local. Il est présenté à la figure 4.16 pour $\rho = 18$ kg.m^{-3}.

[6] La zone où le spray est pleinement développé est située au-delà de Z =200d 0. Cela correspond à la zone 3 de la longueur de pénétration de la figure 4.1 page 73

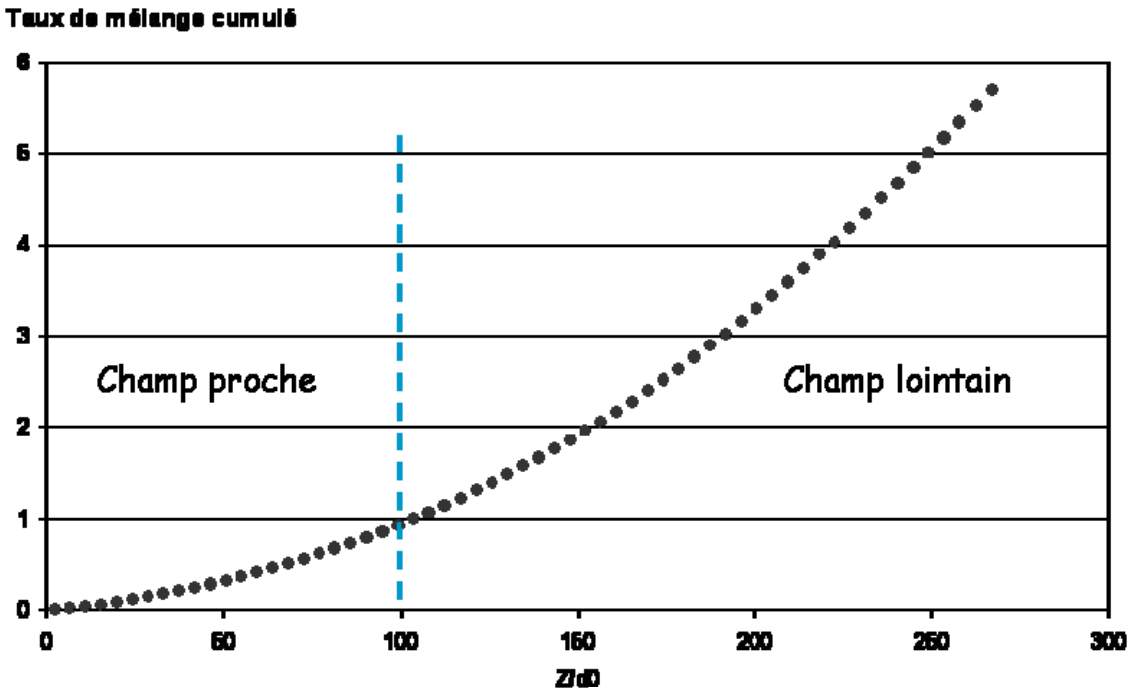


Figure 4.16 : Evolution du taux de mélange pour ρ =18kg.m^{-3} en fonction de Z/d$_0$

L'évolution du taux de mélange cumulé peut être découpé en deux zones :

- **Une zone que l'on nommera champ « proche », Z inférieur à 100 diamètres :**

C'est la zone de développement du spray où l'échange de quantité de mouvement entre les gouttes et le gaz est l'origine principale de l'entraînement de gaz. Un champ de flux se crée alors dans lequel le gaz est continuellement entraîné dans le spray. Selon *Ghosh et Hunt (1994*), cet air draine avec lui des gouttes des régions extérieures vers l'intérieur du spray (figure 4.17).

L'évolution du taux de mélange cumulé est en Z^{α} avec α >1. Ce comportement n'est pas inclus dans les modèles classiques d'entraînement d'air pour les sprays soumis à une densité ambiante variable.

- **Une zone que l'on nommera champ lointain, Z supérieur à 100 diamètres :**

C'est la zone où le spray adopte une croissance qui tend vers une évolution linéaire, laquelle indique la région où les deux phases sont proches de l'équilibre. Cependant, compte tenu de l'évolution du taux local présenté précédemment (figure 4.16), le spray est fortement diphasique et l'endroit où l'équilibre sera atteint est hors de notre zone de mesure. La zone

quasi-linéaire n'est ici pas encore atteinte et la zone lointaine de notre expérience est plutôt une zone de transition vers la zone d'équilibre.

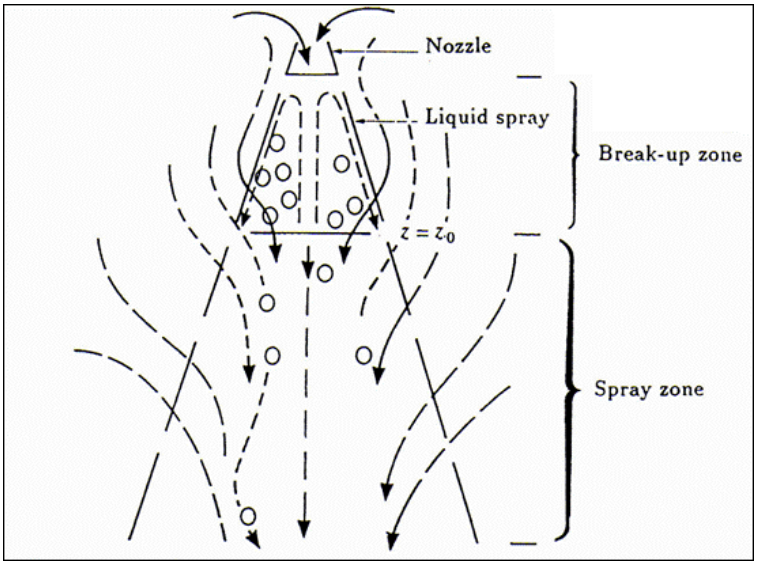


Figure 4.17 : Schéma d'un spray typique montrant le breakup et les différentes zones du spray (*Ghosh et Hunt, (1994)*)

Le mécanisme d'entraînement est dû principalement à l'échange de quantité de mouvement entre les phases lié à la force de traînée qui s'exprime :

$$\vec{F}_D = \frac{3\rho_g m_f}{4\rho_f d_0} C_D V_R^2 \qquad \text{Eq. (4.5)}$$

Avec ρ_g et ρ_f, la densité du gaz et du fluide respectivement, m_f, la masse du fluide injecté, d_0 le diamètre des gouttes, C_D le coefficient de traînée, et V_R la vitesse relative goutte/gaz.

L'effet de la force de traînée générée par l'augmentation de densité du gaz ambiant peut être traduit par l'évolution du temps de relaxation des gouttes : c'est le temps au bout duquel la vitesse du gaz serait du même ordre de grandeur que la vitesse du fluide.

Dans le cas d'une goutte isolée, c'est-à-dire une goutte dans un espace infini de gaz, le temps de relaxation s'écrit selon la corrélation de *Schiller et Naumann (1935)* pour le Reynolds particulaire :

$$\tau_p = \frac{\rho_f d_o^2}{18\mu_g} \frac{1}{1+\frac{1}{6}\mathrm{Re}_p^{0.66}} \qquad \text{Eq. (4.6)}$$

avec $\mathrm{Re}_p = \dfrac{\rho_g d_o \langle V_R \rangle}{\mu_g}$ pour $Re_p < 1000$ Eq. (4.7)

Avec μ_g, la viscosité dynamique du gaz et Re_p, le nombre de Reynolds particulaire.

La présence d'autres gouttes au sein de l'écoulement conduit à une modification de la force de traînée qui s'exerce sur la goutte considérée. A partir de la corrélation de *Wen et Yu (1965)* pour la fraction volumique, le temps de relaxation s'écrit :

1. pour $Re_p \leq 1000$ $\tau_p = \dfrac{\rho_f d_o^2}{18\mu_g} \dfrac{1}{\left(1 + 0.15\,\mathrm{Re}_p^{0.687}\right)} \left(1 - \alpha_f\right)^{2.7}$ Eq. (4.8)

avec $\mathrm{Re}_p = \left(1 - \alpha_f\right) \dfrac{\rho_g d_o \langle V_R \rangle}{\mu_g}$ Eq. (4.9)

2. pour $Re_p > 1000$ $\tau_p = \dfrac{4\rho_f d_0}{3\rho_g} \dfrac{1}{0.44 \langle V_R \rangle} \left(1 - \alpha_f\right)^{1.7}$ Eq. (4.10)

Où α_f est la fraction volumique du fluide injecté ($\alpha_f + \alpha_g = 1$).

La variable difficile à évaluer dans les équations du Reynolds particulaire est la vitesse relative V_R. En effet, cette vitesse relative est très dépendante de l'endroit où l'on observe le gaz et le fluide.

Proche de l'axe du spray, le spray est très dense, la vitesse du fluide est de l'ordre de la vitesse de front de spray soit 150 m.s^{-1}. L'air atteindra rapidement la vitesse du fluide. La vitesse relative V_R sera alors faible puisque les deux phases auront des vitesses proches. Si V_R est faible, le Re_p sera faible même s'il augmente avec la densité ambiante ρ_g. Le temps de relaxation des gouttes sera de l'ordre de 150 à 200 µs pour des gouttes de diamètre 10 µm et diminuera avec le chargement.

Porche de la frontière du spray, la détermination de la vitesse relative est plus complexe. En effet, la vitesse du front de spray est de l'ordre de 150 m.s^{-1} au début de l'injection et tend vers 25 m.s^{-1} dans la zone développée du spray (cf. chapitre V page 116 sur les vitesses de pénétration) alors que la vitesse maximale du gaz est de 1,2 m.s^{-1}, c'est-à-dire très faible

devant celle du fluide injecté. L'une des possibilités est alors d'estimer une vitesse relative moyenne de l'ordre de 50 $m.s^{-1}$.

Dans ce cas, si la densité ambiante ρ_g augmente, le Reynolds particulaire Re_p augmente lui aussi et le temps de relaxation des gouttes τ_p diminue, tous les autres paramètres étant gardés constants. La diminution du temps de relaxation des gouttes lorsque l'on augmente la densité ambiante indique que les gouttelettes et le milieu ambiant devraient être à la même vitesse plus rapidement. Or, le spray pénètre moins rapidement dans la chambre à densité élevée. Donc les gouttelettes sont freinées, elles échangent plus de quantité de mouvement avec le milieu environnant et répondent plus vite à l'écoulement qui les entoure. On peut donc en déduire qu'au cœur du spray, les gouttelettes et l'air sont très rapidement en équilibre. Par contre, un glissement persistera en frontière de spray à cause de la grande différence de vitesse entre le spray et l'air environnant.

Le découpage en deux zones du taux de mélange cumulé est toujours visible indépendamment de la densité comme le montre la figure 4.18. De plus, plus l'environnement est dense, plus le gaz environnant agira réciproquement avec les gouttelettes de carburant sans effet apparent de saturation.

Notons par exemple que le taux de mélange est multiplié par 13 entre les cas extrêmes tandis que le rapport de densité est égal à 10 (entre $\rho = 3{,}6\ kg.m^{-3}$ et $\rho = 36\ kg.m^{-3}$). Du fait de l'augmentation de la densité ambiante, le temps de réponse des gouttes au gaz environnant est de plus en plus court. Les gouttes se trouvant à la périphérie du spray interagissent plus vite avec le gaz ambiant d'où un échange de quantité de mouvement plus rapide.

Concernant l'effet de diamètre de trou, la figure 4.19 présente le taux de mélange cumulé pour les deux injecteurs en fonction de Z/d_0. Les résultats concernant les deux injecteurs sont presque les mêmes indépendamment de la densité du gaz. La similitude est donc conservée quand le diamètre de trou diminue et le diamètre d_0 peut être considéré comme le facteur d'échelle de cette similitude.

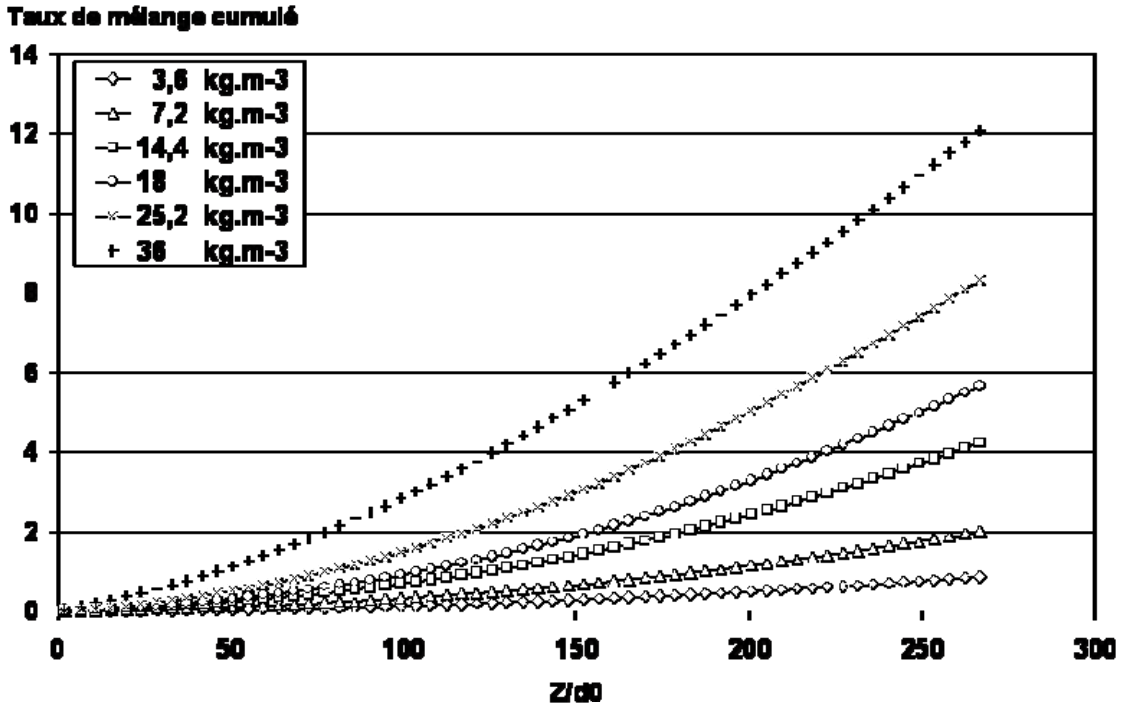


Figure 4.18 : Évolution du taux de mélange – Effet de la densité ambiante

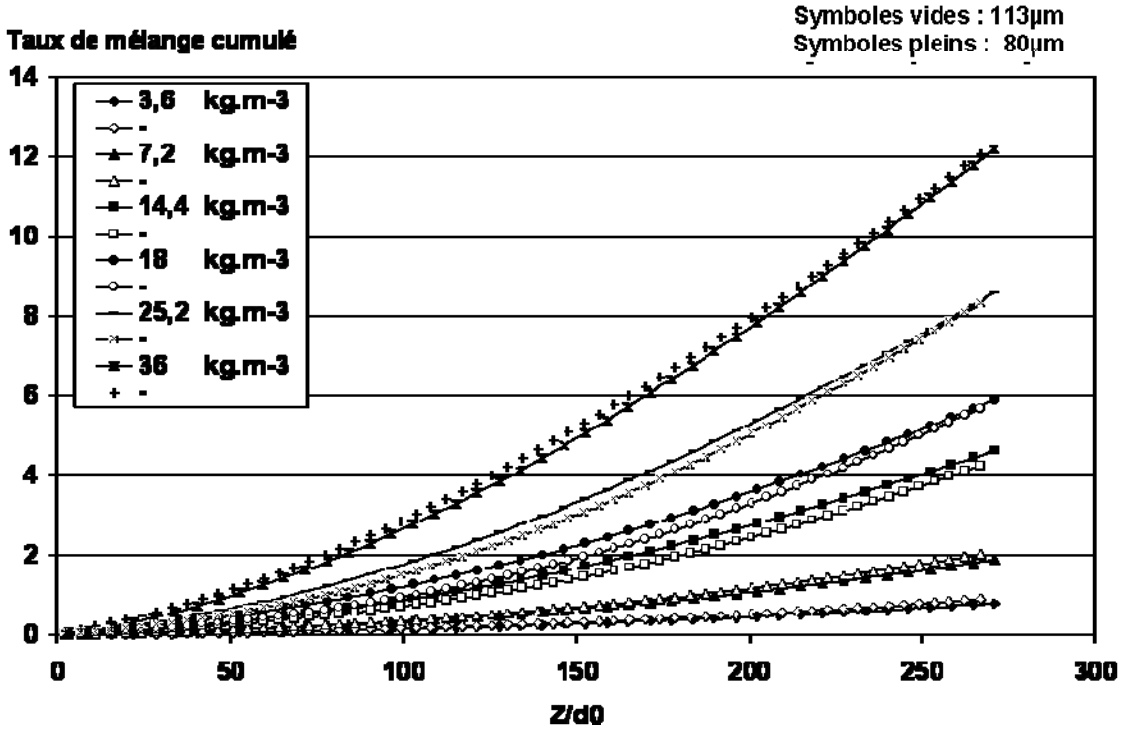


Figure 4.19 : Évolution du taux de mélange – Effet de diamètre en fonction de Z/d_0

Hormis l'aspect fondamental de l'étude, il est aussi intéressant de regarder l'évolution axiale du taux de mélange cumulé afin d'observer l'expérience avec des références motoristes. Les

chambres de combustion qui composent un moteur Diesel sont munies de bols où la pénétration des sprays n'excède pas en général 30 mm sinon le spray impacte la paroi. Nous ne sommes pas ici dans un cas moteur mais un cas modèle sans évaporation. Cependant, l'évolution du taux de mélange selon le diamètre de trou en fonction de la distance axiale peut nous donner des informations sur l'intérêt d'une réduction du diamètre. La figure 4.20 présente donc le taux de mélange cumulé pour les deux diamètres en fonction de Z.

Toutes les courbes ont la même tendance, mais pour un emplacement axial donné (et pour chaque densité), les effets de diamètre de trou sur l'entraînement du gaz sont clairement visibles : le taux de mélange de l'injecteur 80 µm est approximativement deux fois plus important que celui de l'injecteur 113 µm. Or, lorsqu'on observe l'évolution du taux de mélange en fonction de Z/d_0, on trouve une similitude entre les deux injecteurs (figure 4.19). Le spray de l'injecteur 80 µm entraîne donc plus de gaz parce que par rapport à la taille de leur diamètre de trou respectif, il est plus développé que le spray de l'injecteur 113 µm.

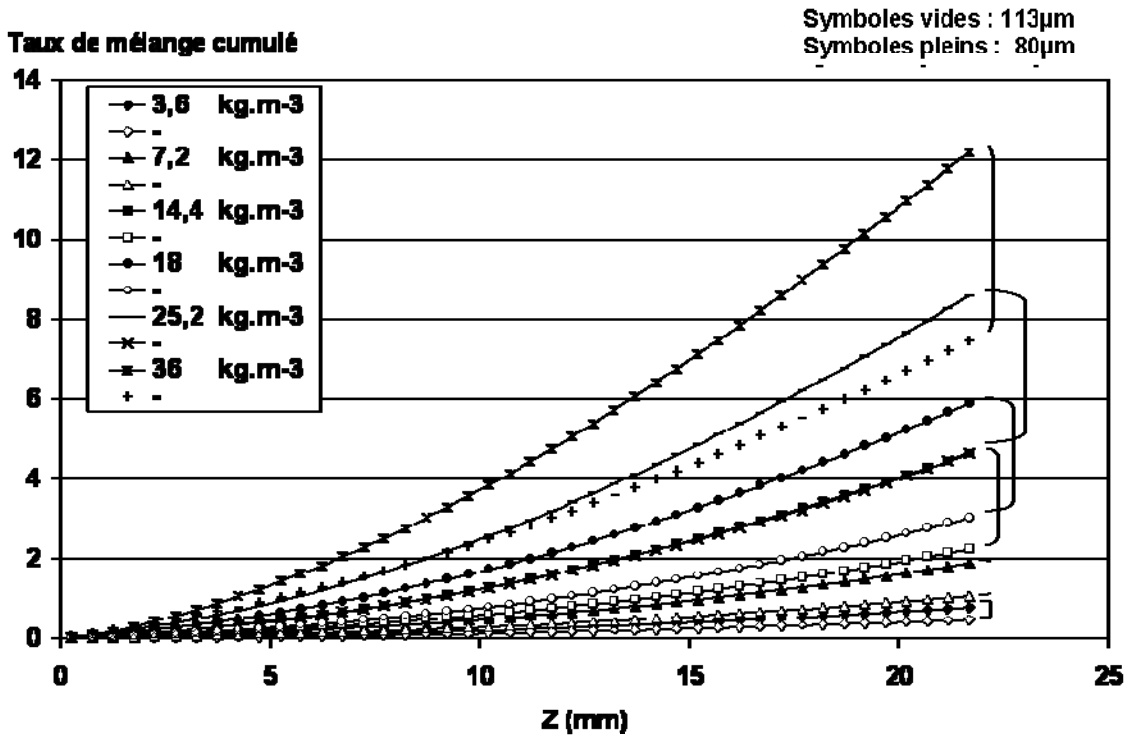


Figure 4.20 : Évolution du taux de mélange – Effet de diamètre en fonction de Z

Pour compléter cette étude, la figure 4.21 montre le gain sur le taux de mélange entre les deux injecteurs pour chaque densité à plusieurs distances axiales du nez de l'injecteur :

$$G = \frac{\tau_{80\mu m}}{\tau_{113\mu m}} - 1 \qquad \text{Eq. (4.11)}$$

Pour l'ensemble des densités, le taux de mélange de l'injecteur 80 µm est toujours plus grand que celui de l'injecteur 113 µm et le gain de taux de mélange peut atteindre des valeurs importantes (> 60%). De plus, le gain en taux de mélange se développe avec la densité du gaz : pour une distance donnée au nez de l'injecteur (par exemple Z = 10 mm), G augmente jusqu'à 14,4 kg.m^{-3} et se stabilise autour de 110%. Par ailleurs, une trop forte densité semble dégrader l'effet de diminution du diamètre de trou comme le montre les courbes pour ρ = 36 kg.m^{-3}.

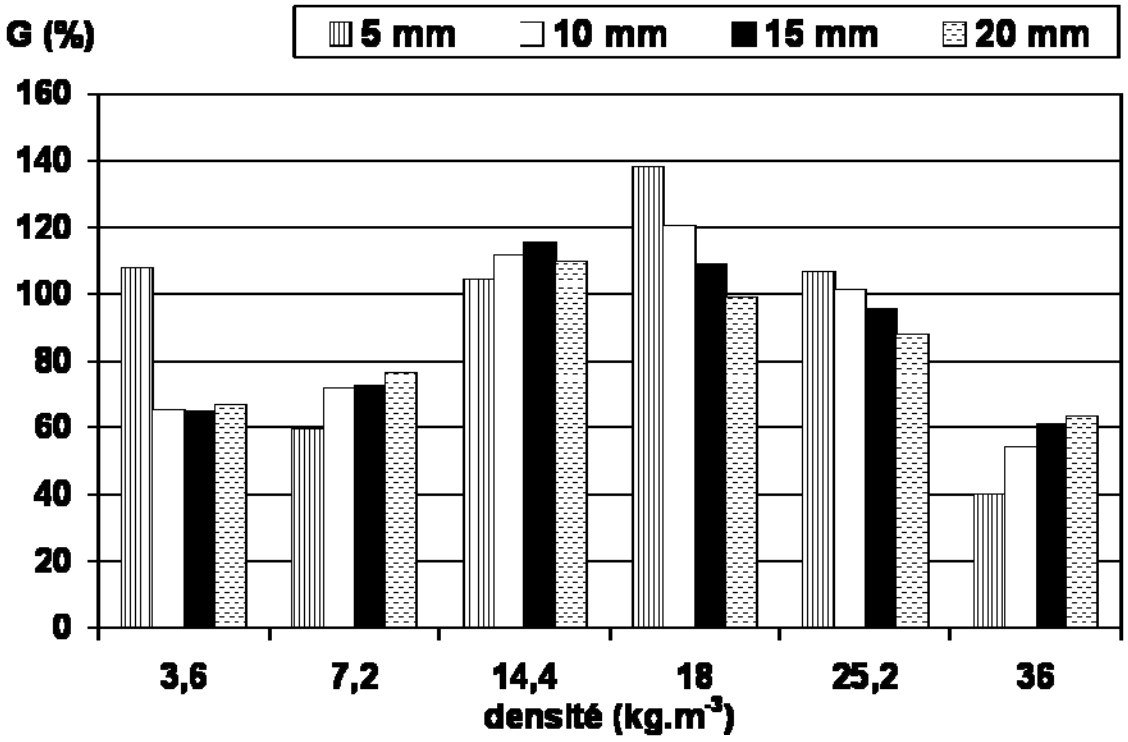


Figure 4.21 : Evolution de G, gain entre les taux cumulés des deux diamètres

En conclusion, la diminution du diamètre d'injecteur amène à un gain significatif du taux de mélange dans le domaine d'application des moteurs Diesel : près du nez (Z < 20 mm), pour une densité de gaz dans la gamme [15 kg.m^{-3} – 30 kg.m^{-3}].

D. Comparaison à un modèle intégral d'entraînement (Cossali, 2001)

A partir des équations de bilan de quantité de mouvement des deux phases, *Cossali (2001)* a développé un modèle intégral d'entraînement d'air fournissant l'évolution axiale du débit massique d'air entraîné dans un spray conique plein, en fonction de la densité du milieu ambiant.

Les hypothèses du modèle sont les suivantes :

- spray axisymétrique stationnaire,
- pas d'évaporation,
- champs de vitesses dans le spray et champs de concentration liquide supposés auto similaires.
- effets de flottabilité négligeables,
- liquide et gaz incompressibles,

Le modèle a été développé pour des densités faibles ($< 10\ kg.m^{-3}$). Au-delà de la comparaison à nos expériences, nous souhaiterions voir si le domaine de validité de ce modèle peut être étendu à des densités plus importantes. Nous n'exposerons pas ici le développement du modèle suffisamment détaillé dans la publication de *2001* et repris notamment dans la thèse de *Arbeau (2004)*.

En s'appuyant sur des études expérimentales concernant les sprays pleins disponibles dans la littérature, *Cossali* a mis en évidence deux zones (proche et lointaine) au comportement distinct vis-à-vis du mécanisme d'entraînement d'air. Ces deux zones correspondent aux deux solutions analytiques de son modèle :

- Pour le champ lointain, le spray peut être assimilé à un jet lourd à densité variable et le taux de mélange cumulé évolue donc linéairement en fonction de Z/d_0. Nous ne reviendrons donc pas sur cette zone déjà bien détaillée par ailleurs.
- Pour le champ proche ($20 < Z/d_0 < 60$, zone de validité dans le modèle), le taux de mélange cumulé en fonction de Z/d_0 évolue en puissance 3/2 :

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_f} = \tau_{cumulé} = Ke^* \cdot \left(\frac{Z}{d_0}\right)^{3/2} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{5/6} \qquad \text{Eq. (4.12)}$$

où

$$Ke^* = Ka \cdot \left(\frac{\mu_g\ d_0}{\dot{m}_f}\right)^{1/6} \qquad \text{Eq (4.13)}$$

avec *Ka*, une constante de corrélation et μ_g, la viscosité cinématique du gaz ambiant.

Selon l'équation (4.7), l'entraînement d'air dépend donc de deux paramètres : la distance axiale et la densité ambiante. Afin de voir si nos expériences suivent ces lois d'évolutions, deux variables sont introduites : Ψ et *f(ρ)*.

La variable Ψ définie à l'équation (4.14), doit suivre une évolution linéaire en zone proche, d'après le modèle de *Cossali* :

$$\Psi = \frac{\tau_{cumulé}}{\sqrt{Z/d_0}} = Ke^{*} \cdot \left(\frac{Z}{d_0}\right) \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{5/6} \qquad \text{Eq. (4.14)}$$

La figure 4.22 se compose de droites pour chacune des densités dans la zone proche c'est-à-dire sur les 100 premiers diamètres. La corrélation du modèle sur l'évolution en $Z^{3/2}$ en zone proche est vérifiée par l'expérience pour les deux injecteurs.

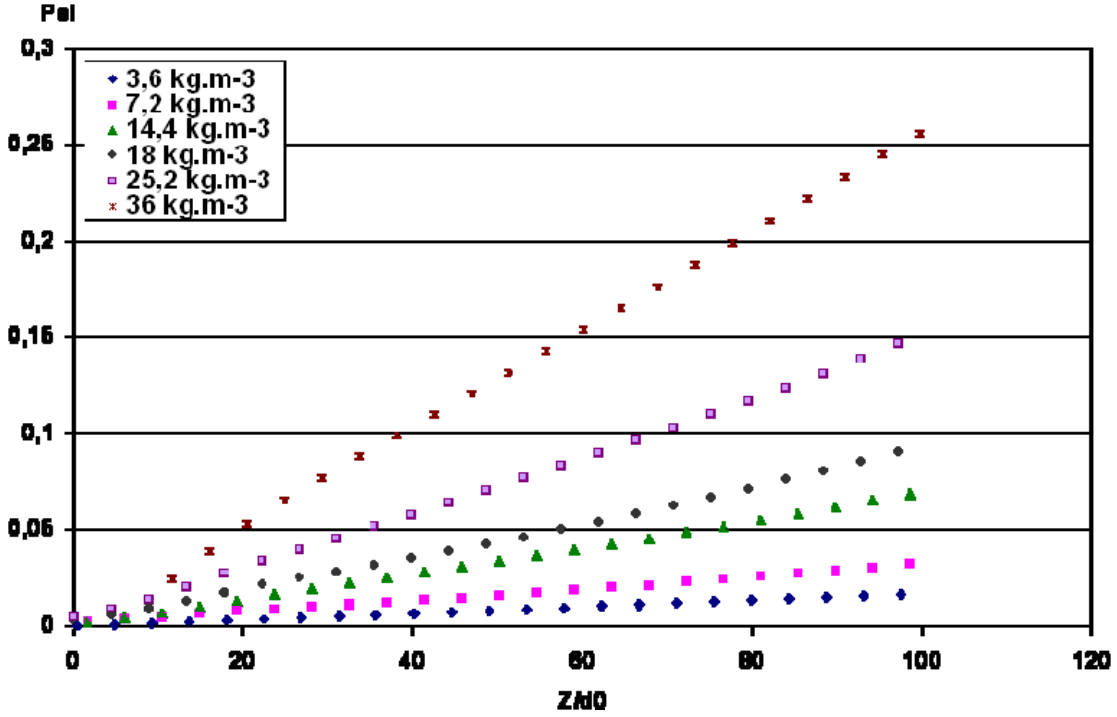


Figure 4.22 : Evolution de Ψ en fonction de la densité

Afin de vérifier l'évolution en $\rho^{5/6}$, nous construisons une fonction *f(ρ)* à partir des pentes des courbes de la figure 4.22 :

$$\Psi(\rho) = \Psi(\rho_0) \cdot f(\rho) \qquad \text{Eq. (4.15)}$$

où $\Psi(\rho_0)$ désigne la valeur de la fonction pour la densité « de référence » $\rho_0 = 3{,}6$ kg.m^{-3}.

La figure 4.23 présente cette évolution pour les deux injecteurs. La courbe en pointillés correspond à $\Psi(\rho) / \Psi(\rho_0)$ soit à ρ^{β} avec $\beta = 1$.

La figure 4.23 peut être découpée en deux domaines. Pour les densités ambiantes inférieures à 10 kg.m^{-3}, le modèle intégral indique que le taux de mélange cumulé doit évoluer selon le rapport de densité des deux phases $(\rho_{gaz} / \rho_{liquide})^{\beta}$ (avec $\beta = 5/6$) ce qui est confirmé par l'évolution de $f(\rho)$ en puissance $\beta < 1$. Cette évolution se poursuit pour l'injecteur 113 µm. Par contre l'injecteur 80 µm évolue en ρ dès 15 kg.m^{-3}. Enfin, lorsque la densité est au-delà de 20 kg.m^{-3}, l'entraînement d'air évolue en ρ^{β} avec $\beta > 1$ pour les deux injecteurs. Cette « loi en puissance » est donc mise en défaut pour les fortes densités.

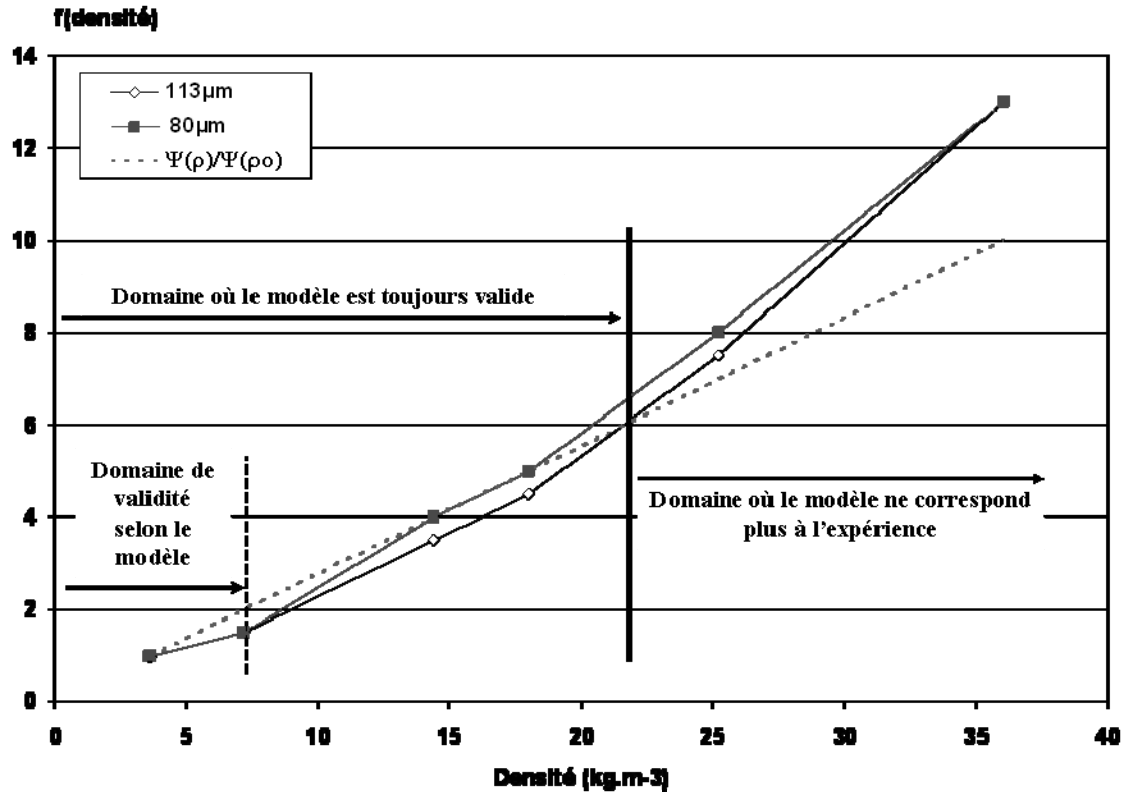


Figure 4.23 : Evolution de la fonction $f(\rho)$ pour les deux injecteurs

Pour modéliser les effets de fortes densités ambiantes, il serait certainement utile d'analyser plus finement les résultats concernant la morphologie du spray (figure 4.24) et son évolution avec la densité ambiante. On peut ainsi noter l'évolution de la structure à l'interface du spray lorsque la densité est forte, caractérisée par l'apparition de grosses structures plus marquées.

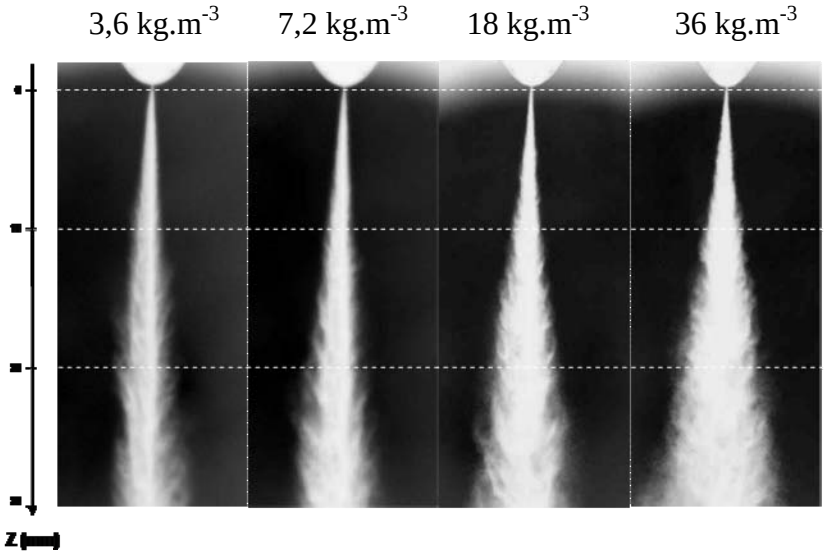


Figure 4.24 : Morphologie du spray pour différentes densités (P_{inj} = 700 bar, Injecteur 113 µm)

Ceci rejoint les constatations de *Cao et al. (2000)* qui ont mis en évidence la présence de mouvements tourbillonnaires à l'intérieur du spray, dont l'origine est attribuée au fort cisaillement air/gouttelettes à l'interface.

Par ailleurs, *Reitz (1987)* indique que l'augmentation de la densité ambiante entraîne une augmentation des collisions entre gouttes induisant une augmentation des phénomènes de coalescence et d'atomisation des gouttes. *Smallwood et Gülder (2000)* ont montré que l'augmentation de la densité ambiante induisait une diminution du cœur liquide du spray. L'atomisation serait donc accentuée plus tôt dans le développement du spray engendrant une plus grande surface d'échange entre le liquide et le gaz et donc un échange de quantité de mouvement accru entre les deux phases.

Le modèle intégral d'entraînement proposé par *Cossali* et développé pour les faibles densités, ne tient pas compte de ces modifications de l'interface du spray pour les plus fortes densités ni de l'atomisation accentuée par l'augmentation de densité ambiante. Ceci pourrait expliquer les écarts constatés au-delà de 10 kg.m^{-3}.

IV.3. Conclusion

Ce chapitre nous a permis d'aborder la zone stationnaire du spray. Nous avons tout d'abord regardé le profil des sprays et observé notamment qu'ils étaient en forme de plume comme les sprays pleins évoqués dans la littérature malgré une diminution du diamètre des trous.

L'étude de l'évolution du taux d'introduction par la mesure au tube Bosch pour les deux injecteurs nous a permis de connaître les paramètres d'injection tels que :

- le délai hydraulique, délai entre le temps d'activation et le temps réel d'injection ;
- les fluctuations de la pression d'injection (de l'ordre de 5%) ;
- le débit injecté par chaque injecteur : nous avons alors confirmé que l'injecteur 113 µm débitait deux fois plus de liquide que l'injecteur 80 µm.

Nous avons ensuite présenté les résultats du post-traitement des images obtenues par PIV sur traceurs fluorescents. L'observation des champs de vecteurs nous montre que la vitesse de l'air est faible, de l'ordre de 1.2 $m.s^{-1}$, et que la zone d'influence du spray est inférieure à 15 mm de l'axe du spray. La diminution du diamètre de trou ne modifie pas l'ordre de grandeur de la vitesse mais réduit la zone d'influence. Sur les champs de vitesse moyens, le calcul d'entraînement a été réalisé sur une surface de contrôle conique fixe. Les résultats présentés concernent essentiellement l'évolution axiale du débit cumulé d'air entraîné.
Pour une densité ambiante donnée, la courbe se découpe en deux zones :

- une zone dite « proche » du nez de l'injecteur où l'évolution est en Z^{α} avec $\alpha > 1$.
- une zone lointaine de transition vers la zone d'équilibre entre phases.

Ce comportement se répète quelque soit la densité. La vitesse du gaz entraîné dépend assez peu de la densité ambiante et par conséquent le débit massique de gaz entraîné croît régulièrement avec la densité sans effet de saturation. Remarquons aussi que la zone de transition est de plus en plus précoce lorsque l'on augmente la densité.

La dernière conclusion sur le taux de mélange mesuré est la similitude des résultats des deux injecteurs lorsque l'on se place en Z/d_0 c'est-à-dire par rapport à l'histoire propre de chaque spray. Par contre, si on se place d'un point de vue moteur c'est-à-dire par rapport à la distance Z, l'injecteur 80 µm de diamètre plus petit entraîne plus de gaz et plus tôt.

Afin de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors de l'entraînement du gaz par le spray, nous avons exposé un modèle intégral d'entraînement (*Cossali, 2001)* basé sur les échanges de quantité de mouvement entre phases. Nous avons alors montré que le modèle prenait bien en compte l'aspect diphasique dans la zone proche du nez de l'injecteur avec une évolution du taux de mélange en $Z^{3/2}$. Nous avons ensuite montré que le domaine de validité du modèle ne pouvait excéder 10 $kg.m^{-3}$ pour la densité ambiante (le taux de mélange évolue en ρ^{β} avec $\beta = 5/6$). Au-delà de 10 $kg.m^{-3}$, l'influence de la densité est plus marquée et le coefficient β augmente pour les deux injecteurs.

Nous avons alors chercher de nouvelles sources d'augmentation du taux de mélange qui n'étaient pas prise en compte dans le modèle n'étant pas prépondérante dans le domaine de validité de celui-ci. Nous avons alors remarqué que la structure même du spray était modifiée pour les fortes densités et pensons que la turbulence est un paramètre à intégrer dans les équations modélisant les échanges de quantité de mouvement lorsque la densité ambiante est forte. Le modèle intégral d'entraînement proposé par *Cossali (2001)* ne tient pas compte de ces modifications de l'interface du spray pour les plus fortes densités, ce qui pourrait expliquer les écarts constatés au-delà de 10 $kg.m^{-3}$.

Afin de compléter cette étude, le chapitre suivant aborde la zone instationnaire du spray avec dans un premier temps un approfondissement de nos connaissances sur la phase liquide par une étude ombroscopique, puis une exposition de la méthodologie appliquée pour l'obtention de mesures de la phase gazeuse en zone instationnaire.

Annexe IV.1 Champs de vitesse moyens pour différentes densités – injecteur 80 µm

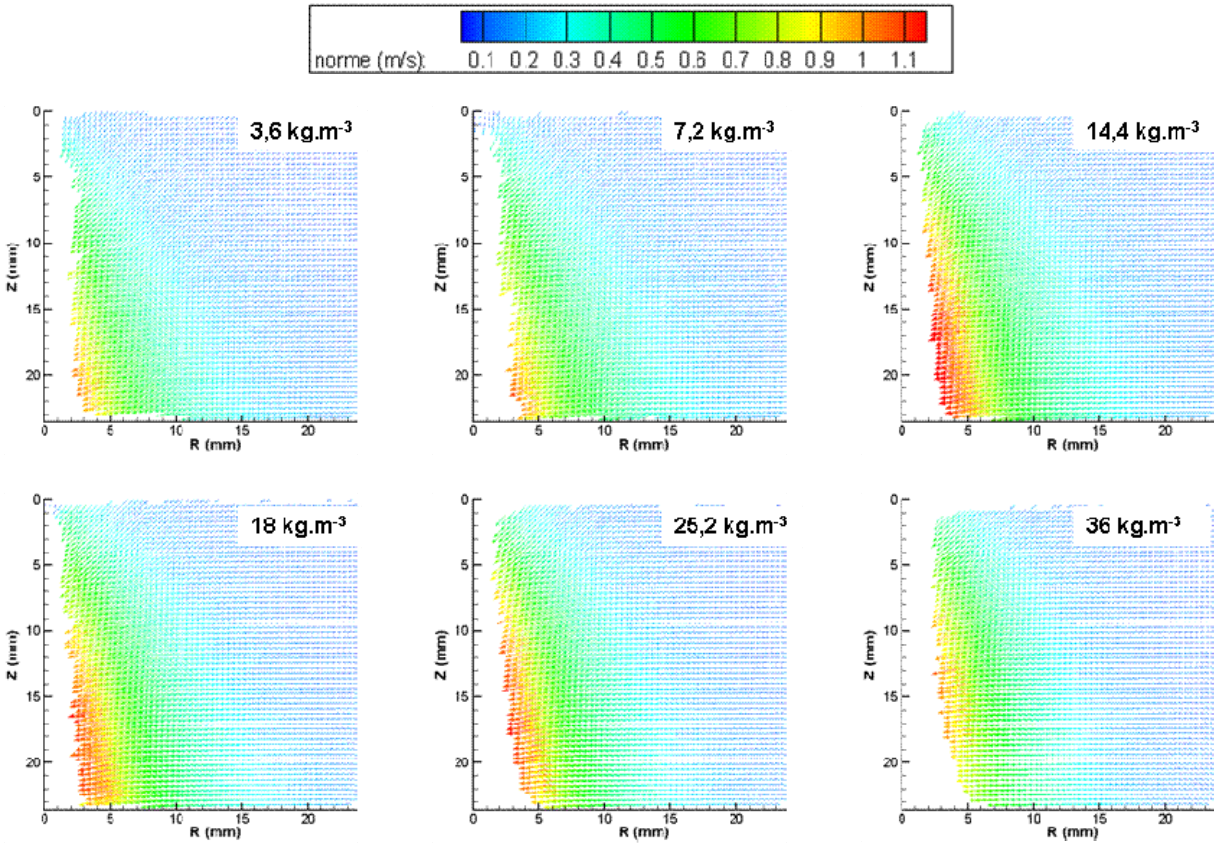


Figure 4.10 bis: Ensemble des champs de vitesse moyens du gaz entraîné à P_{inj} = 700 bar

Annexe IV.2 Etude de la position de la surface de contrôle par rapport au spray

Les figures 4.25 et 4.26 montrent l'évolution du taux de mélange cumulé comme une fonction de la distance axiale (ρ = 18 kg.m^{-3}) pour plusieurs angles de la surface de contrôle (S) pour les deux injecteurs.

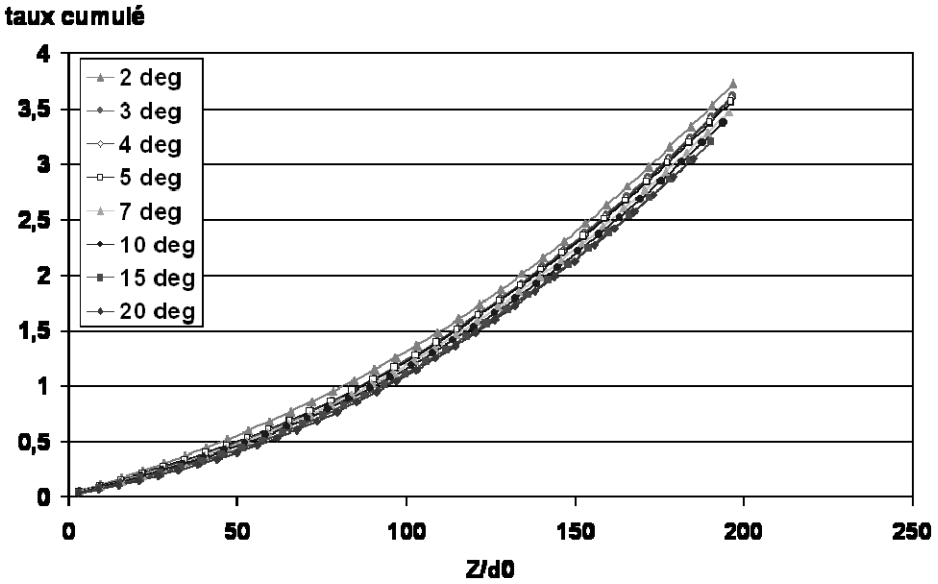


Figure 4.25 : Evolution du taux de mélange cumulé en fonction de l'angle du cône Injecteur 113 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}, R = 3 mm de la frontière du spray

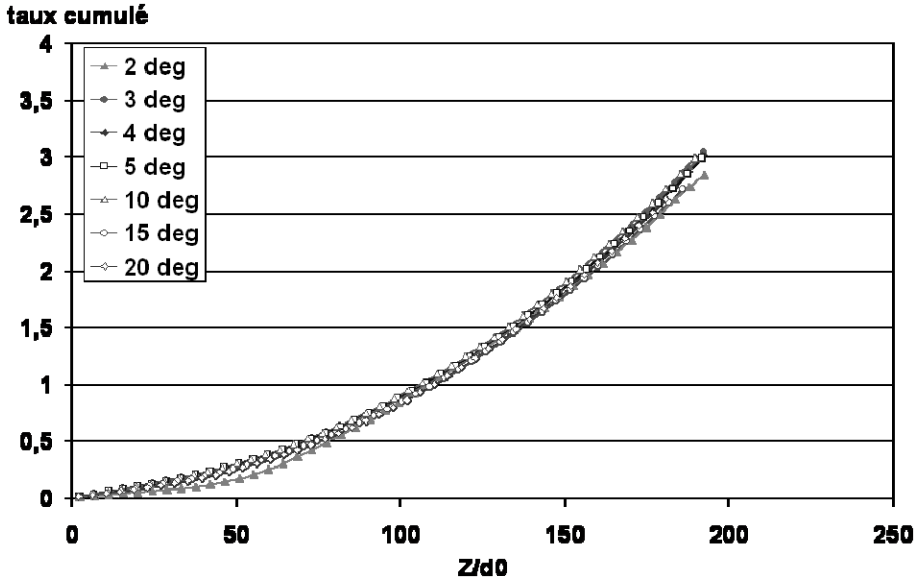


Figure 4.26 : Evolution du taux de mélange cumulé en fonction de l'angle du cône Injecteur 80 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}, R = 3 mm de la frontière du spray

L'angle de la surface de contrôle n'a pas une influence majeure puisque mis à part la courbe à 0°, les autres courbes sont très proches les unes des autres pour les deux injecteurs. La dispersion des courbes est inférieure à ± 5%. Nous avons donc choisi de prendre un angle de 5° qui correspond à la courbe moyenne des courbes présentées.

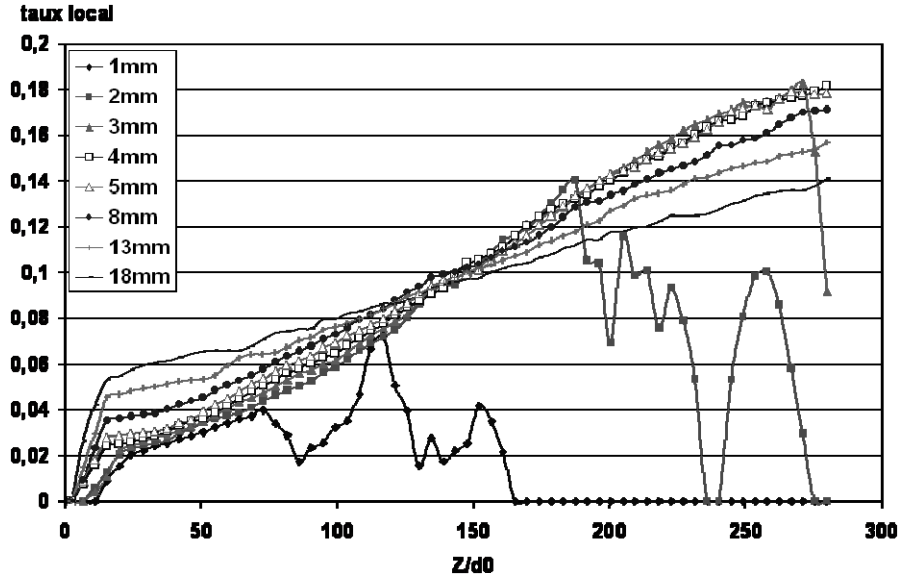


Figure 4.27 : Evolution du taux de mélange local en fonction de la distance radiale
Injecteur 113 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}, θ = 5 deg

Les figures 4.27 et 4.28 présentent le taux de mélange respectivement local et cumulé en fonction de la distance axiale pour l'injecteur 113 µm (ρ = 18 kg.m^{-3}) pour différentes distances radiales de la surface de contrôle. Notons que cette distance radiale correspond à la position de l'origine de la droite de révolution Ω par rapport à la frontière du spray. Le taux local montre que la distance radiale doit être comprise entre 3 et 5 mm, les autres courbes ne se superposant pas. Cependant, notons que le taux cumulé montre qu'au-delà de 3 mm les courbes atteignent toutes le même taux de mélange à 250 diamètres malgré une dispersion de l'ordre de ± 15% autour de 125 diamètres.

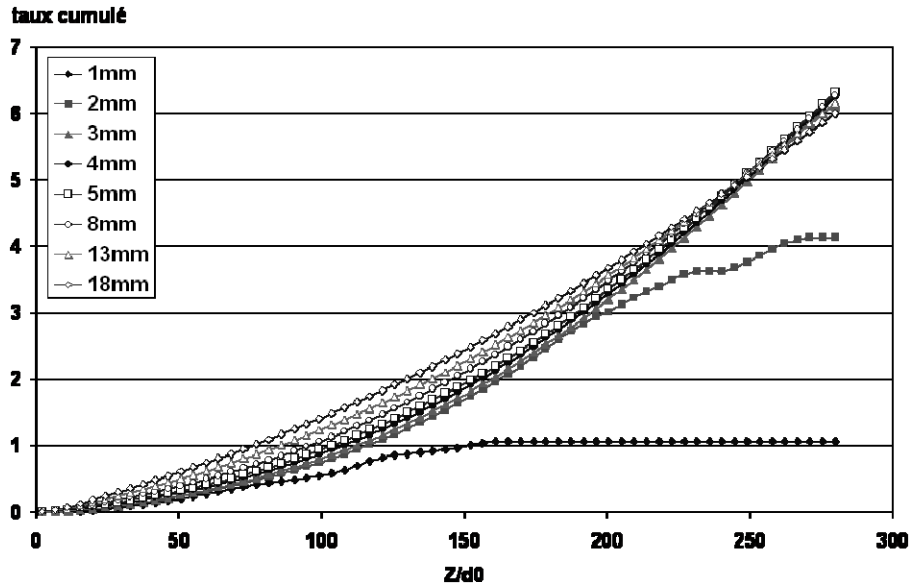


Figure 4.28 : Evolution du taux de mélange cumulé en fonction de la distance radiale
Injecteur 113 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}, θ = 5 deg

Nous avons présenté au chapitre III une technique de mesure par F-PIV qui nous permet de nous affranchir en grande partie de la diffusion du spray afin de mesurer au plus près l'entraînement de gaz. Nous choisissons donc de prendre une surface de contrôle la plus proche possible du spray soit à une distance radiale égale à 3 mm de la frontière du spray.

Si on considère la dispersion de l'angle (± 5%) et la dispersion de la position radiale (± 3% entre 3 et 5 mm), l'erreur relative à l'emplacement de la surface de contrôle est de ± 8%.

Chapitre V
ENTRAINEMENT DE GAZ DANS LA PHASE DE DEVELOPPEMENT INSTATIONNAIRE DU SPRAY

V.1. Développement instationnaire du spray 109

A. Longueurs de pénétration 110
B. Vitesse de pénétration 116
C. Angle de dispersion du spray 118
D. Comparaison aux modèles de pénétration existants 119

V.2. Entraînement latéral du gaz dans la zone instationnaire du spray 124

A. Description de l'écoulement gazeux dans la zone instationnaire du spray 125
B. Problématique de la mesure de vitesse par F-PIV 129
C. Procédures de post traitement utilisées en régime instationnaire 133
D. Résultats et discussion 134

V.3. Conclusion 145

Annexe V.1 Taux de mélange cumulé instationnaire pour l'injecteur 80 µm 147

Chapitre V
ENTRAINEMENT DE GAZ DANS LA PHASE DE DEVELOPPEMENT INSTATIONNAIRE DU SPRAY

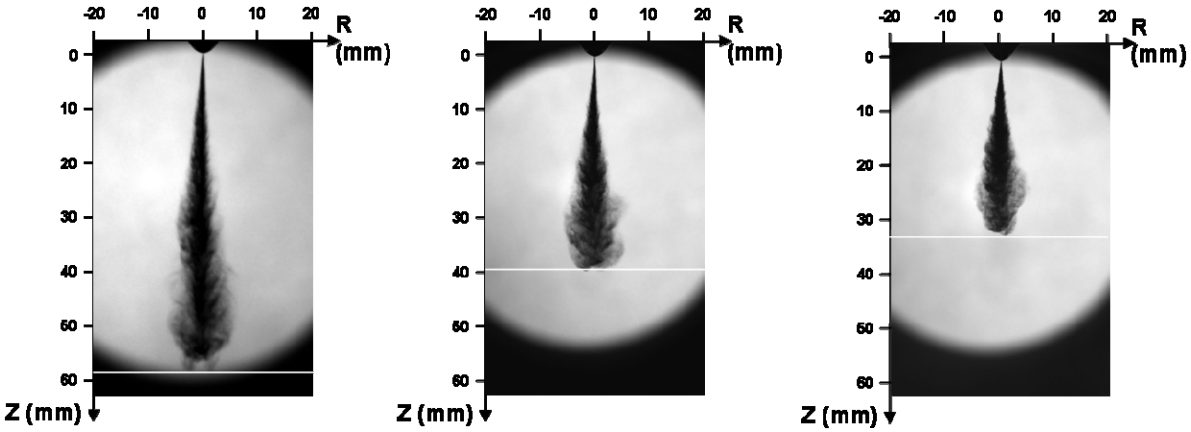
Ce chapitre aborde le développement instationnaire du spray et l'entraînement d'air pour les injections courtes. Les études publiées mettent l'accent sur la phase liquide et en particulier sur la pénétration du spray et sa modélisation (*Dent (1971), Hiroyasu et Arai (1990), Naber et Siebers (1996), Sazhin et al. (2003), Desantes (2005), Roisman et al. (2007)).* Par contre, l'étude de la phase gazeuse dans la zone instationnaire du spray est rendue difficile, les vitesses du gaz environnant et du spray étant très différentes.

Ce chapitre présente tout d'abord une étude de la phase liquide axée sur l'évolution du spray en fonction du diamètre de trou de l'injecteur et de la densité ambiante et comparée aux modèles de pénétration existants. L'écoulement d'air entraîné est ensuite décrit en détail, suivi de l'adaptation de la méthodologie de mesure d'entraînement (cf chapitre IV) aux injections courtes, des résultats obtenus et de l'analyse associée.

V.1. Développement instationnaire du spray

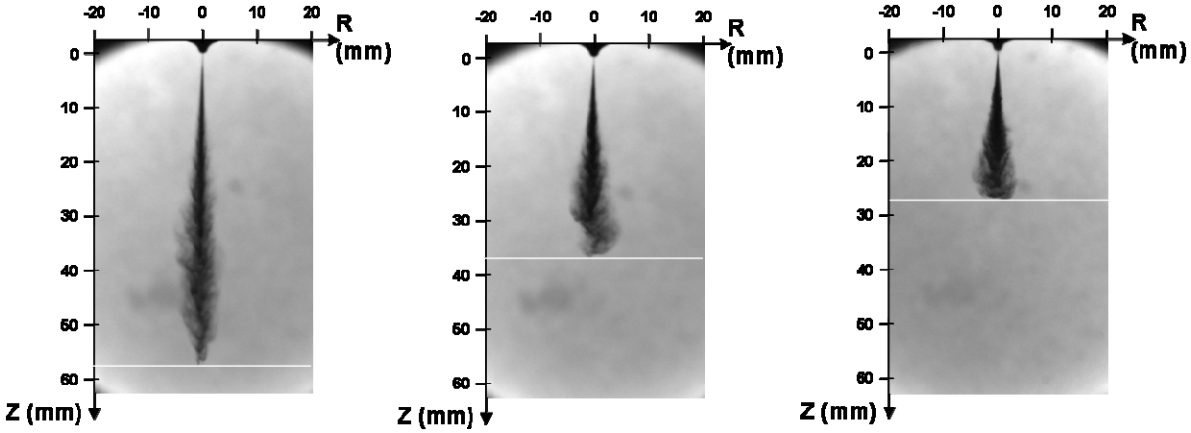
Des images ombroscopiques du spray ont été présentées au début du chapitre précédent afin de situer cette étude et de connaître les conditions initiales du spray pour l'étude de l'entraînement d'air dans la zone stationnaire qui suivait. Pour mémoire, la figure 4.4 est rappelée ici.

Injecteur 113 µm



7,2 kg.m^{-3} 18 kg.m^{-3} 36 kg.m^{-3}

Injecteur 80 µm



7,2 kg.m^{-3} 18 kg.m^{-3} 36 kg.m^{-3}

Figure 4.4 : Evolution du spray visualisé par ombroscopie pour différentes densités et pour les deux diamètres en fonction de Z

On rappelle que les principales observations se résumaient en trois points :

- lorsque la densité est forte, le spray est rapidement freiné,
- la diminution du diamètre affecte peu la forme globale du spray,

- l'augmentation de la densité ambiante entraîne un freinage plus significatif du spray lorsque le diamètre de trou de l'injecteur est plus petit.

L'évolution du spray, sa vitesse, sa dispersion radiale dans la chambre de combustion sont autant de paramètres susceptibles de modifier la combustion. Il est donc nécessaire de connaître leur évolution selon les paramètres d'injection (diamètre de trou, géométrie de la buse, cavitation) et les paramètres moteurs (température, densité). Un grand nombre d'études portent sur le sujet et de nombreux modèles de prédiction de la longueur de pénétration du spray ont été mis au point (*Wakuri et al. (1960), Dent (1971), Hiroyasu et Arai (1990), Naber et Siebers (1996), Sazhin et al. (2001), Desantes et al. (2005), Roisman et al. (2005)*).

La longueur de pénétration et l'angle de dispersion du spray décrivent sa morphologie globale et sont mesurées à partir d'images prises par ombroscopie et post traitées selon la méthode décrite au chapitre III (page 44). L'étude de la phase liquide avec la mesure de taille de gouttes n'est pas traitée ici, le spray étant injecté à haute pression, la concentration en gouttelettes est très importante rendant impossible toute mesure de taille à l'intérieur du spray.

A. Longueurs de pénétration

La figure 5.1 présente l'évolution de la longueur de pénétration (Lp) pour les deux diamètres de trou et pour deux densités ambiantes, à savoir 18 et 36 $kg.m^{-3}$. L'ensemble de l'étude est réalisée pour une pression d'injection de 700 bar. La pénétration du spray évolue en trois phases :

- *Phase 1* : le début de l'injection fortement instationnaire jusqu'à 100 µs où les sprays répondent de la même façon quelque soit la densité du milieu et le diamètre de trou.

- *Phase 2* : l'intervalle 100-200 µs où les courbes se détachent et un changement de pente des courbes s'opère : la réponse des gouttes au milieu ambiant dense devient visible.

- *Phase 3* : la partie principale située au-delà de 200 µs où les deux sprays étudiés ont une pénétration évoluant en t^{α} avec $\alpha < 1$.

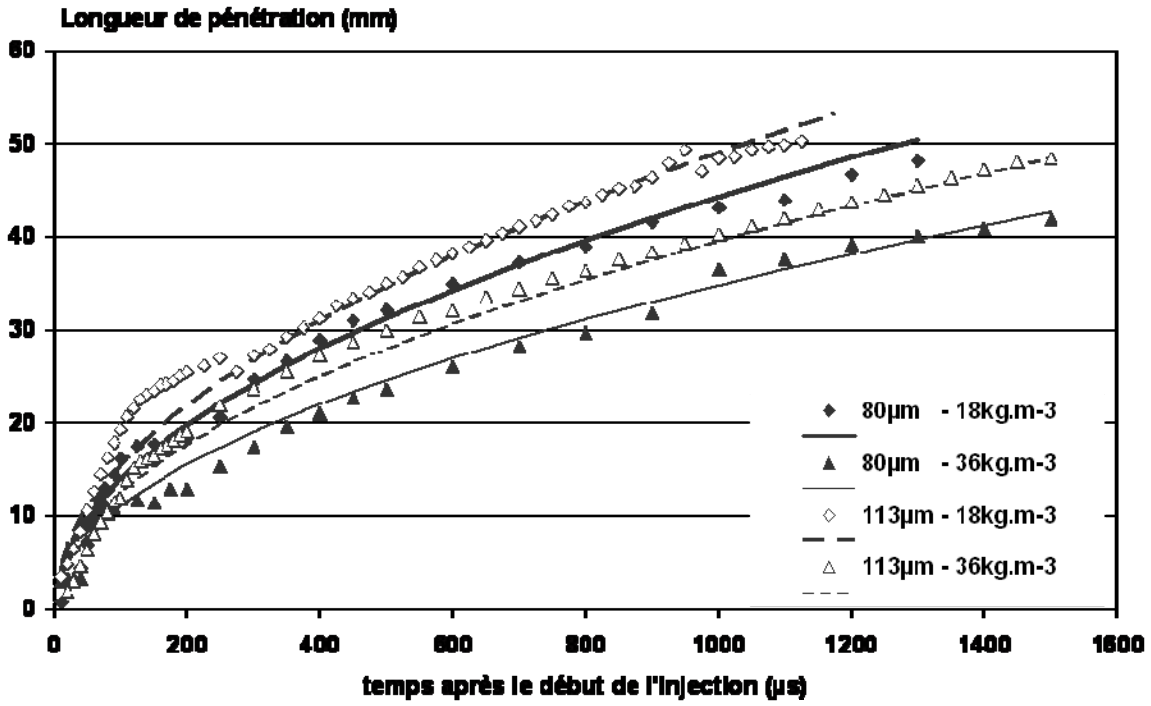


Figure 5.1 : Evolution des longueurs de pénétration – Effets de densité

Lors de la *phase 1*, au début de l'injection, le carburant sort de la buse tel un dard liquide et l'atomisation primaire est peu importante. Le processus d'atomisation, tel qu'il est décrit dans la littérature (*Reitz & Diwakar (1986), Huh (1991), Rotondi et al (2001), Dumont (2004)*), et illustré dans la figure 5.2, est une conséquence :

- de perturbations à l'intérieur de la buse, principalement en raison de la formation de cavitation, responsable de la formation d'un noyau liquide fragmenté.
- de forces aérodynamiques qui rompent le liquide en fragments minuscules.

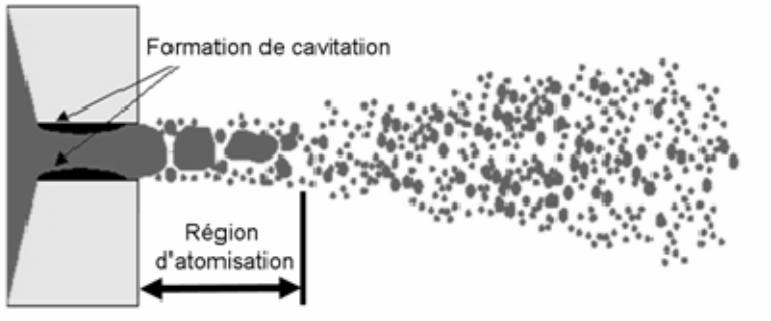


Figure 5.2 : Représentation schématique d'un spray plein Diesel Haute Pression *(Tanner, 1999)*.

Cependant, notons qu'au cours du chapitre II, lors de la présentation des injecteurs utilisés pour l'expérience, l'étude de la géométrie de la buse montrait qu'aucune cavitation n'avait pu être détectée pour les deux injecteurs. De plus, *Yon et Blaisot (2003)* ont observé un spray à la sortie d'un injecteur monotrou axial dans des conditions proches des nôtres et le décrivent comme un noyau liquide entouré de « ligaments » de carburant (cf figure 4.2, chapitre IV, page 74).

Lors de la *phase 2*, l'effet de la force de traînée, d'autant plus importante que la densité du gaz ambiant est forte, est rendu visible par le détachement des courbes. En effet, rappelons que la force de traînée s'écrit :

$$\vec{F}_D = \frac{3\rho_g m_f}{4\rho_f d_0} C_D V_R^2 \qquad \text{Eq. (5.1)}$$

Lorsque la densité du gaz augmente, la force de traînée augmente, le spray est donc freiné.

Ce phénomène se rapproche des instabilités de type Kelvin-Helmholtz : *à l'interface des phases liquide et gazeuse, la différence de vitesse entre les deux phases provoque une déstabilisation, des ondes propagatives apparaissent et grandissent jusqu'à surmonter la tension de surface menant à la rupture de l'interface*. La viscosité des deux fluides engendre un cisaillement du déplacement et donc une rotation, un tourbillon, dans chacun des fluides près de la surface de contact.

L'effet des forces aérodynamiques peut être illustré par les travaux de *Linne et al. (2006)* qui ont développé une technique optique nommée « ballistic imaging » permettant de distinguer l'intérieur du spray près du nez de l'injecteur. La figure 5.3 présente le spray au nez de l'injecteur, à 3,5 mm et à 7 mm. On peut alors observer différentes structures en frontière de spray et un cœur liquide toujours présent.

La *phase 3* correspond à l'évolution du spray lorsqu'il est pleinement développé. Comme nous l'avons vu sur les images précédentes (figure 4.4), le spray met plus de temps à traverser la chambre lorsque la densité ambiante est forte.

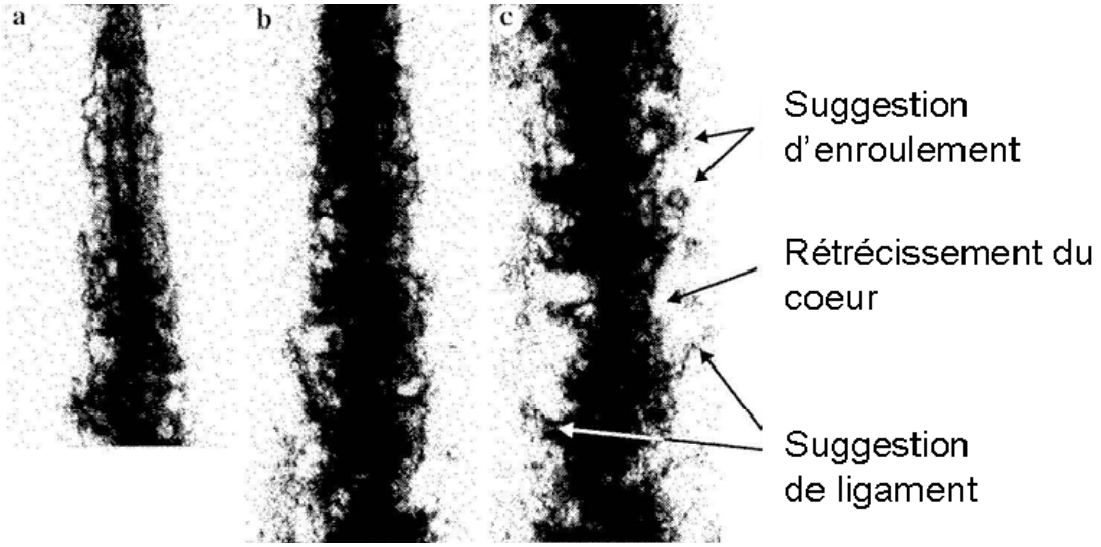


Figure 5.3 : Images balistiques à différentes distance du nez de l'injecteur : a) au nez de l'injecteur, b) 3,5 mm après le nez, c) 7 mm après le nez. P_{inj} = 1000 bar, P_{amb} = 1 bar, Injecteur monotrou de diamètre = 155 µm (*Linne et al., 2006)*.

Le tableau 5.1 montre que pour une longueur de pénétration donnée, une augmentation de la densité ambiante d'un facteur 2 (de 18 à 36 kg.m^{-3}) entraîne une augmentation moyenne du temps de parcours du spray de 50% quelque soit le diamètre de trou d'injecteur. Les gouttelettes sont freinées, elles échangent plus de quantité de mouvement avec le milieu environnant et répondent plus vite à l'écoulement qui les entoure. On peut donc en déduire qu'au cœur du spray, les gouttelettes et le gaz sont très rapidement à l'équilibre. Par contre, un glissement persistera en frontière de spray à cause de la grande différence de vitesse entre le spray et le gaz environnant.

Injecteur 113 µm

Longueur de pénétration (mm)		**10**		**20**		**30**		**40**	
Temps de parcours (µs)	**18 kg.m^{-3}**	50	+60%	110	+97%	375	+33%	675	+48%
	36 kg.m^{-3}	80		217		500		1000	

Injecteur 80 µm

Longueur de pénétration (mm)		**10**		**20**		**30**		**40**	
Temps de parcours (µs)	**18 kg.m^{-3}**	70	+14%	250	+46%	450	+81%	840	+55%
	36 kg.m^{-3}	80		365		815		1300	

Tableau 5.1 : Comparaison des temps de parcours de chaque spray en fonction de la densité ambiante pour des longueurs de pénétration données

Lorsque l'on diminue le diamètre de trou de l'injecteur, le temps de parcours augmente. Au début les temps de parcours sont du même ordre. Puis le temps de parcours moyen du spray de l'injecteur 80 µm est 30% supérieur au temps de parcours moyen du spray de l'injecteur 113 µm à densité ambiante équivalente pour atteindre la même longueur de pénétration. Le spray 80 µm est plus fin que le spray 113 µm (deux fois moins de carburant injecté) et il est plus freiné à densité ambiante équivalente. Les gouttes du spray 80 µm ont donc un temps de réponse plus petit que celles du spray 113 µm et l'équilibre entre les phases liquide et gazeuse aura lieu plus tôt dans la chambre.

Le changement de pente entre les *phases 1 et 3* est mentionné dans divers études (*Hiroyasu et Arai (1990), Naber et Siebers (1996)*). Au début de l'injection, le développement du spray est dominé par le flux de quantité de mouvement du liquide injecté et évolue linéairement en fonction du temps. Pour des temps supérieurs à 100 µs, une transition vers un régime dominé par l'entraînement de gaz a lieu. *Hiroyasu et Arai (1990)* l'associent à une atomisation secondaire du spray, l'atomisation primaire ayant lieu à la sortie de l'injecteur. Le spray évolue alors en $t^{1/2}$. *Payri et al. (2005)* ont identifié cette transition en la mettant en phase avec la stabilisation du taux d'introduction (figure 5.4).

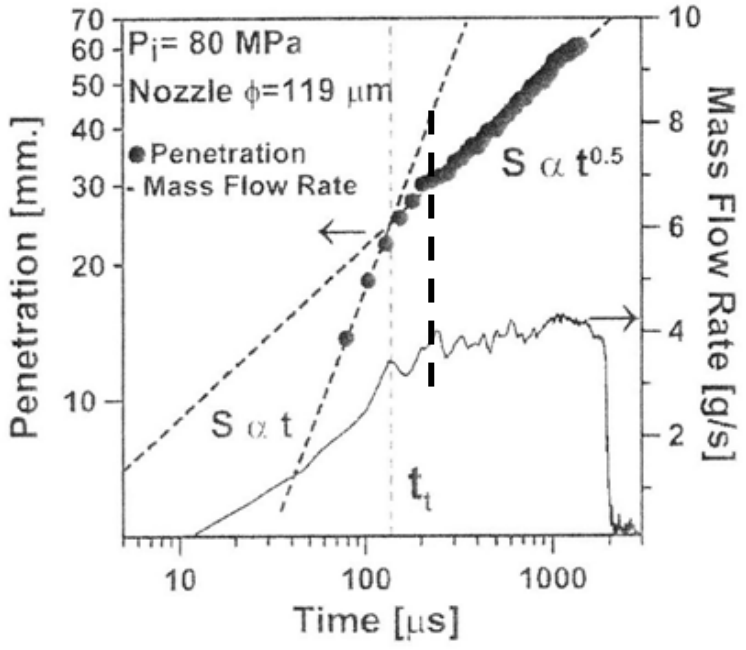


Figure 5.4 : Comparaison entre la longueur de pénétration et le débit de carburant injecté (ρ = 24 kg.m^{-3}) Travaux de *Payri et al. (2005)*

La figure 5.5 reprend la même idée et confronte le taux d'introduction normalisé obtenu pour l'injecteur 113 µm avec la longueur de pénétration mesurée pour une densité ambiante de

18 kg.m^{-3}. Le changement de pente coïncide bien avec une augmentation rapide du chargement massique en sortie d'injecteur et le début de la stabilisation du taux d'introduction.

Maintenant, en regardant plus précisément la zone de transition 100 - 200 µs, un deuxième changement de pente apparaît. Il coïncide avec une variation importante du taux d'introduction avant la stabilisation. Ce deuxième changement de pente est visible sur toutes les courbes de pénétration de notre expérience. De même, la ligne en gras et pointillée sur la figure 5.4 de *Payri et al. (2005)* indique le deuxième changement de pente. Dans cette zone, l'évolution est en t^{α} avec $\alpha = 0,4$.

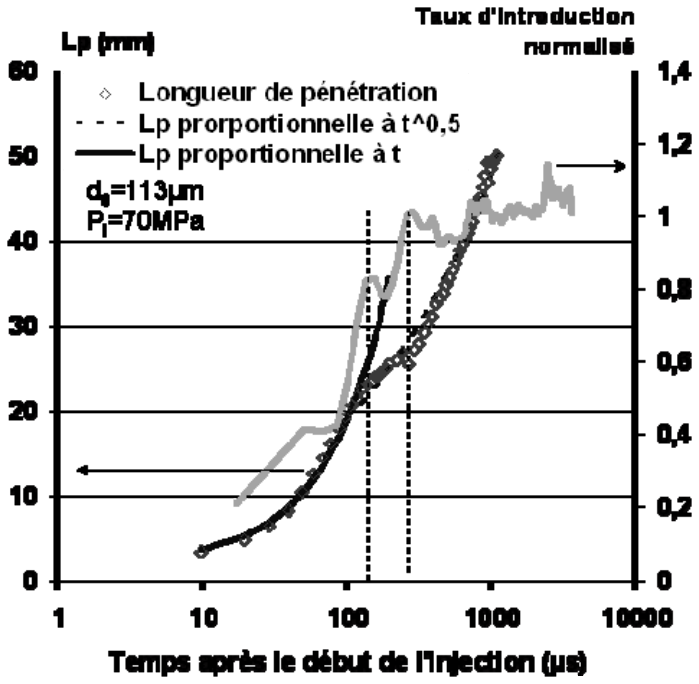


Figure 5.5 : Comparaison entre la longueur de pénétration et le débit de carburant injecté (ρ = 18 kg.m^{-3}) Pour notre expérience - Injecteur 113 µm

Le traitement des images instantanées permet d'accéder aux écarts type des grandeurs mesurées. Ils sont calculés à partir de 60 échantillons et présentés à la figure 5.6 en fonction de la longueur de pénétration.

Les écarts type sont en dessous de 10% au-delà de 10 mm (soit 100 µs après le début de l'injection), et se stabilisent autour de 5% lorsque la longueur de pénétration évolue en t^{α} ($\alpha < 1$). En début d'injection, les écarts type sont de l'ordre de 0,5 mm ce qui donne un fort

pourcentage (jusqu'à 29%) du fait de la faible pénétration du spray à ce moment là (de 0 à 10 mm).

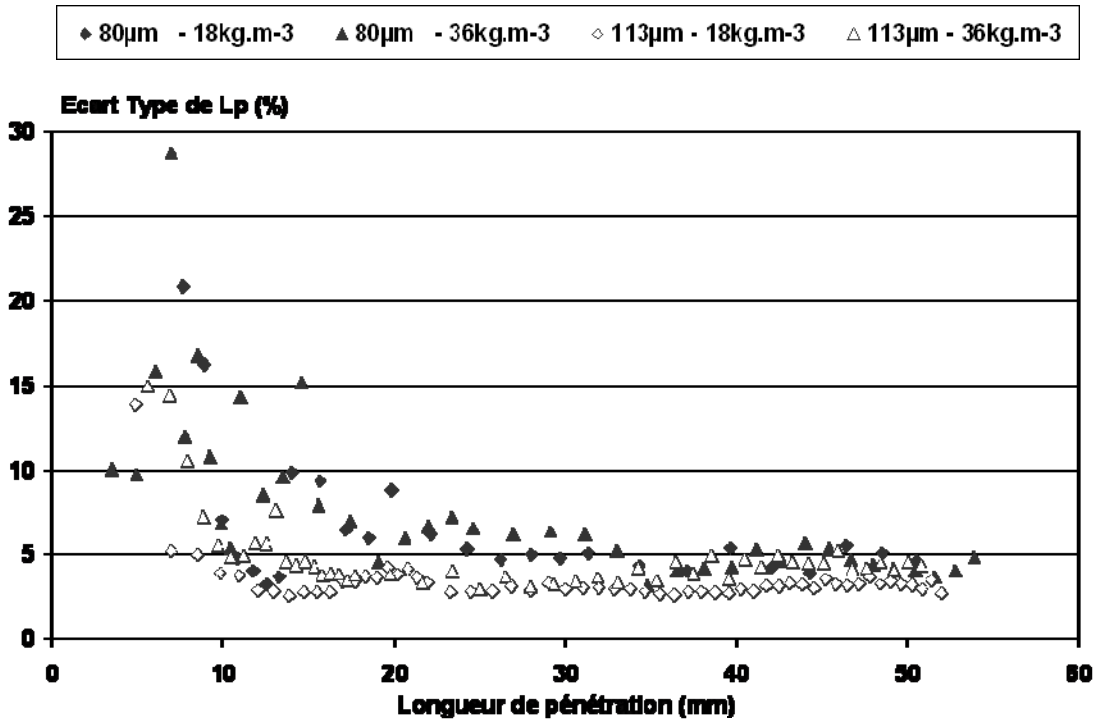


Figure 5.6 : Ecart type des longueurs de pénétration en pourcentage en fonction de la longueur de pénétration

B. Vitesse de pénétration

La vitesse de pénétration du spray (Vp) est calculée à partir des longueurs de pénétration :

$$Vp(t) = \frac{Lp(t) - Lp(t-1)}{\Delta t} \qquad \text{Eq. (5.2)}$$

La figure 5.8 montre l'évolution de ces vitesses de pénétration en fonction de la longueur de pénétration et la figure 5.9 en fonction du temps écoulé après le début de l'injection.

Les premières mesures de pénétration sont accessibles 10 µs après le début de l'injection. Cependant, à cet instant, le spray a déjà parcouru entre 4 et 7 mm selon les courbes. Pour les deux injecteurs, le coefficient de décharge (C_D) est de l'ordre de 0,8. La vitesse du spray à partir de l'équation de Bernoulli notée Eq. (5.2) est donc de l'ordre de 350 m.s^{-1}.

$$V_{bernoulli} = C_D \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\left(P_{inj} - P_{amb}\right)}{\rho_{inj}}} \qquad \text{Eq. (5.3)}$$

La vitesse du spray au début de l'injection est donc très forte (> 200 $m.s^{-1}$). Mais, très rapidement la vitesse de la tête de spray est réduite à 50 $m.s^{-1}$ (< 200 µs soit entre 15 et 25 mm du nez de l'injecteur).

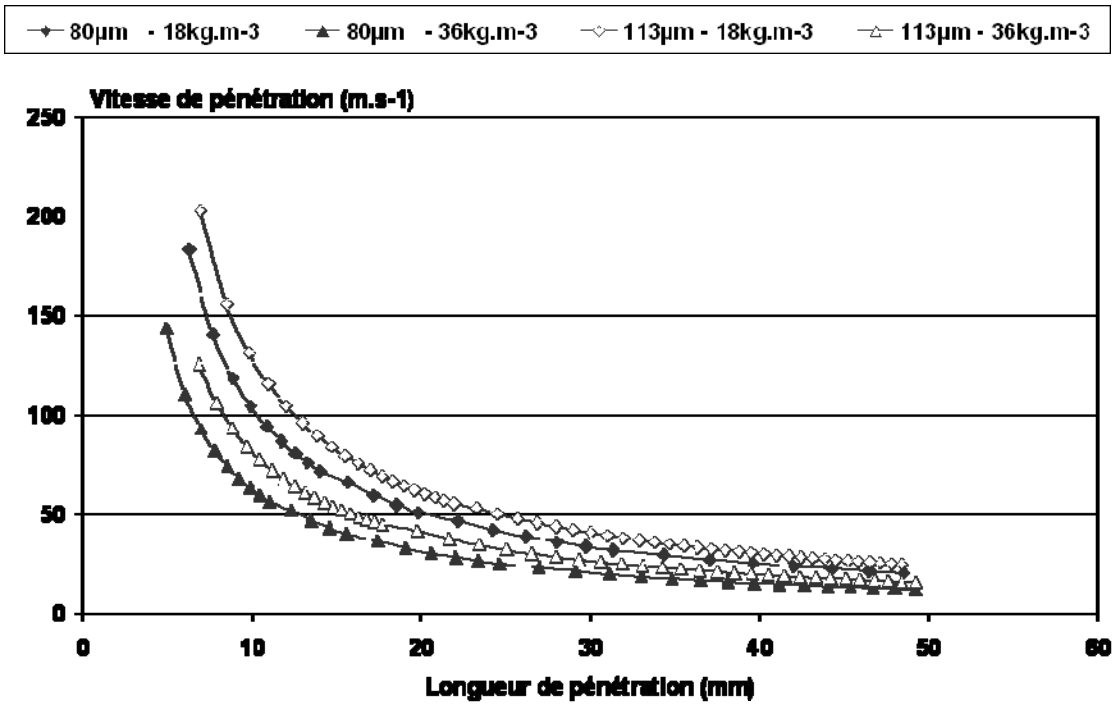


Figure 5.8 : Vitesse de pénétration en fonction de la longueur de pénétration

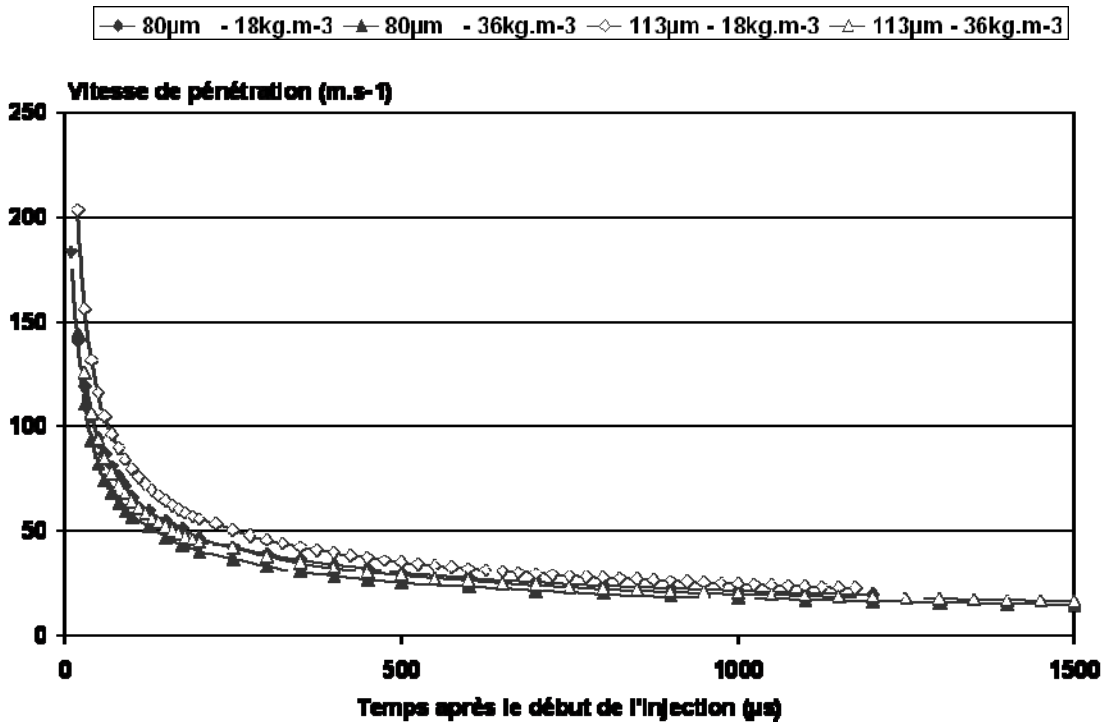


Figure 5.9 : Vitesse de pénétration en fonction du temps après le début d'injection

C. Angle de dispersion du spray

Il est calculé à partir de la largeur du spray à différentes longueurs de pénétration, ce qui nous permet de voir l'évolution radiale moyenne du spray. Les figures 5.10 et 5.11 présentent l'évolution du ½ angle de dispersion pour deux distances axiales Z :

- Proche du nez de l'injecteur (5 mm),
- à 2/3 de la longueur de pénétration, point qui correspond en moyenne à la largeur maximale du spray et qui donnera donc en moyenne l'angle maximal du spray.

Proche du nez de l'injecteur, l'angle du spray s'établit très vite pour atteindre en moyenne 10 à 15°, l'augmentation de l'angle au début de l'injection correspondant au passage du vortex. Le spray de l'injecteur 113 µm semble peu sensible à l'augmentation de densité. L'expansion radiale du spray décroît de 2° entre les deux densités ambiantes.

Par contre, l'effet de la densité ambiante est plus marqué sur le spray de l'injecteur 80 µm avec un angle d'ouverture 50% plus grand que les autres. Les gouttes sont moins inertielles du fait d'un échange de quantité de mouvement plus fort avec le milieu ambiant et de la taille des gouttes au début de l'injection. Elles se dispersent alors davantage. Cet effet est visible très tôt pour l'injecteur 80 µm.

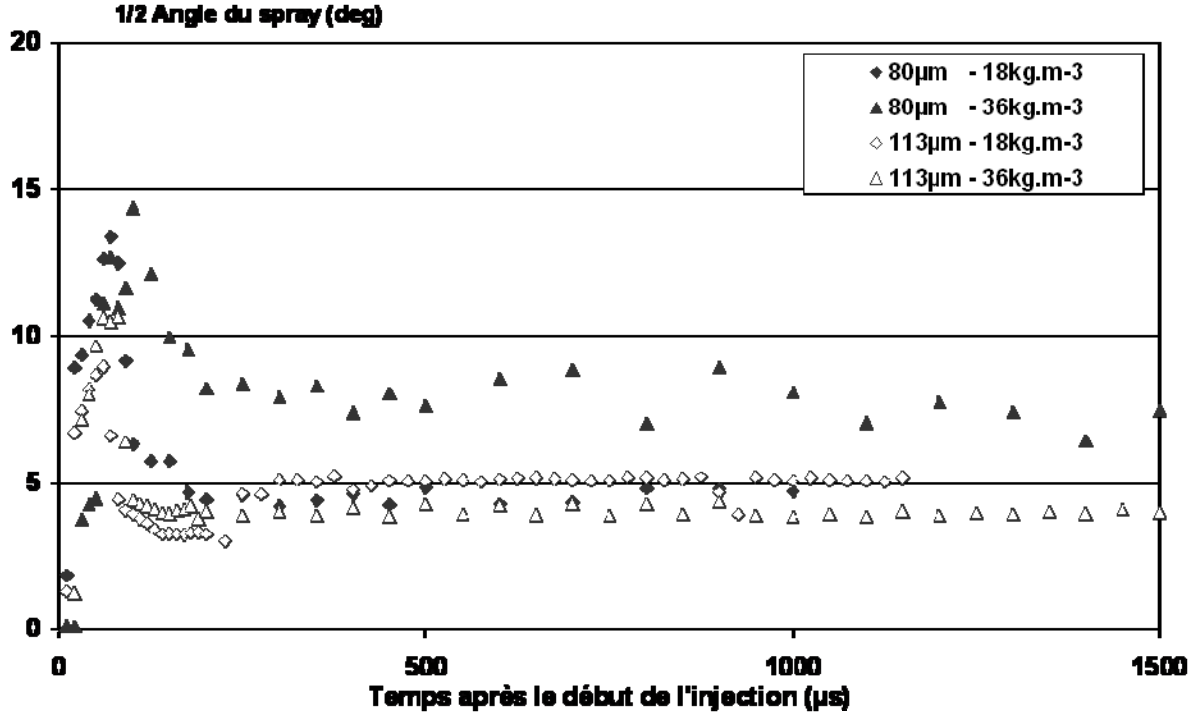


Figure 5.10 : Evolution du ½ angle de dispersion du spray en fonction du temps après le début de l'injection à 5mm du nez de l'injecteur.

De plus, la stabilisation de l'angle à 36 kg.m^{-3} se fait plus tardivement que les autres. Le spray de l'injecteur 80 µm subit un freinage plus important à cette densité (cf figure 5.8 sur les vitesses de pénétration), la tête de spray est donc freinée et est visible plus longtemps sur la courbes 36 kg.m^{-3}. Ce décalage est aussi visible pour l'angle de dispersion à 2/3 de la longueur de pénétration, mais il est moins marqué. Enfin, d'un point de vue global, le spray s'ouvre allant de 10° en moyenne à 5 mm du nez de l'injecteur vers 15° à 2/3 de la longueur de pénétration.

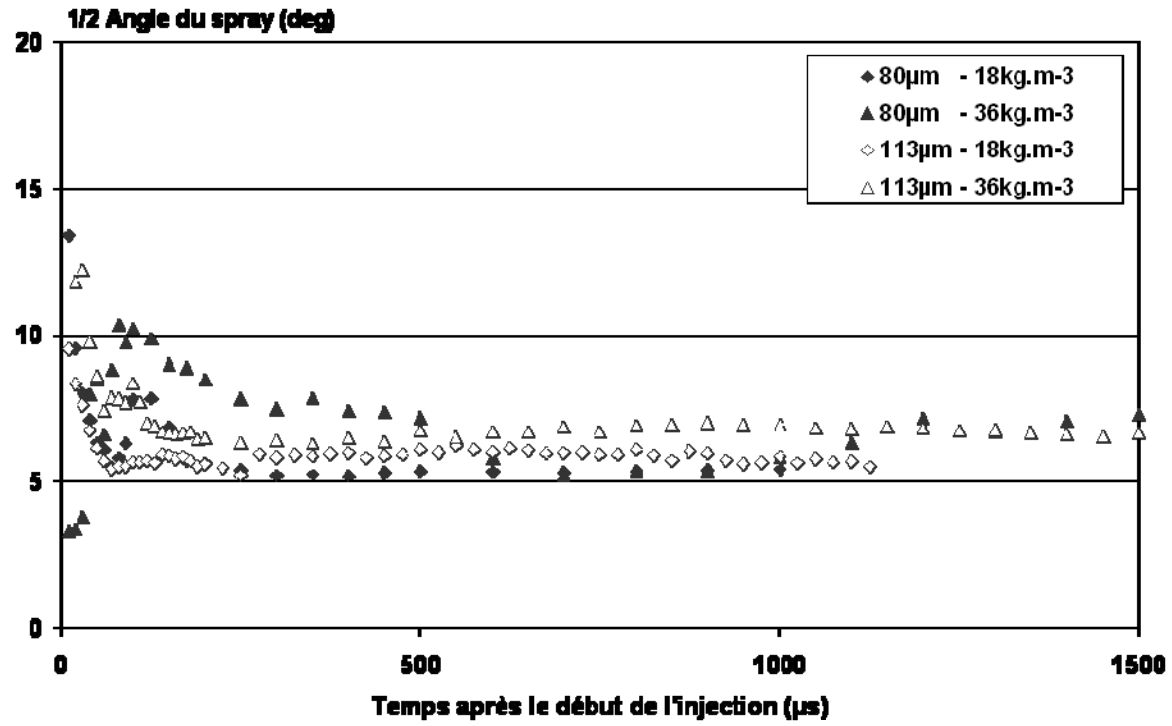


Figure 5.11 : Evolution du ½ angle de dispersion du spray en fonction du temps après le début de l'injection à 2/3 de la longueur de pénétration

D. Comparaison aux modèles de pénétration existants

Les longueurs de pénétration présentées au paragraphe A de ce chapitre sont confrontées à des modèles de pénétration. La plupart des modèles existants sont basés sur l'atomisation du spray (*Hiroyasu et Arai (1990), Sazhin et al. (2001), Roisman et al. (2005)*). Or c'est une donnée dont nous ne disposons pas. Nous nous sommes donc intéressés à deux modèles dont l'approche scientifique est différente et où les expériences associées sont des études modèles se rapprochant de la nôtre : tout d'abord, le modèle de pénétration de *Naber et Siebers (1996)*

basé sur une analyse dimensionnelle de l'injection ; puis le modèle de *Desantes et al. (2005)* basé sur la conservation du flux de quantité de mouvement.

1. Modèle de Naber et Siebers (1996) – noté M1

C'est un modèle phénoménologique basé sur les grandeurs caractéristiques de l'écoulement (échelle de temps et de longueur) et la géométrie de l'injecteur.

Expérience :

- Injecteur monotrou, trou orienté à 34° par rapport à l'axe de l'injecteur.
- P_{inj} = 750 à 1600 bar.
- Diamètre : 198 et 257 µm.
- Densité ambiante : de 3 à 61 $kg.m^{-3}$.
- Sans évaporation.

Hypothèses :

- Profil de vitesse uniforme dès la sortie de l'injecteur.
- Vitesse d'injection constante avec un démarrage instantané.
- Equilibre des phases (gouttes/gaz) très rapidement atteint.
- Écoulement quasi statique avec un taux d'expansion uniforme.

Domaine de Validité :

- Spray pleinement développé au-delà de 100 µs

2. Modèle de Desantes et al. (2005) – *noté M2*

C'est un modèle de pénétration de jet basé sur la conservation du flux de quantité de mouvement.

Expérience :

- Injecteur monotrou axial.
- P_{inj} = 500 à 1300 bar.
- Diamètre : 119 et 206 µm.
- Densité ambiante : de 12 à 69 $kg.m^{-3}$.
- Sans évaporation.

Hypothèse :

- Echange de quantité de mouvement entre le liquide injecté (J_2) et le gaz ambiant (J_1) faible pour les temps courts.

$$J_2(x) = \int_0^R 2\pi\,\rho(x,r)\,r\,U^2(x,r)\,dr = J_{20} \qquad \text{Eq (5.4)}$$

J_{20} étant le flux de quantité de mouvement à la sortie de l'injecteur et ρ est la densité locale. $U(x,r)$ est la vitesse le long de l'axe x représentée par une distribution gaussienne :

$$U(x,r) = U_{axis}(x)\ \exp\left(-\alpha\left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \qquad \text{Eq (5.5)}$$

Domaine de Validité :

- Spray pleinement développé au-delà de 100 µs.
- densités ambiantes supérieures à 12 kg.m^{-3}.

3. Equation finale de la longueur de pénétration

Même si les deux modèles ont des approches différentes, l'équation de prédiction de la longueur de pénétration peut être réduite à :

$$Lp = \lambda \cdot \rho_a^{-1/4} \cdot t^{1/2} \cdot \tan^{-1/2}\left(\frac{\theta}{2}\right) \qquad \text{Eq (5.6)}$$

Cette équation est valable pour un diamètre donné et une différence de pression constante. λ est la constante de corrélation selon le modèle employé. Elle est reportée dans le tableau 5.2 pour chaque modèle et chaque diamètre de trou d'injecteur de notre étude. Les constantes de corrélations calculées pour notre étude sont du même ordre de grandeur que celles des expériences attachées aux modèles respectifs *M1* et *M2*.

	113 µm		**80 µm**	
	18 kg.m^{-3}	**36 kg.m^{-3}**	**18 kg.m^{-3}**	**36 kg.m^{-3}**
Expérience Sepret	25	22,9	19,6	19,45
M1	22,55	22,43	19	18,9
M2	27,28	27,28	19,63	19,63

Tableau 5.2 : Valeurs de la constante λ en fonction des modèles présentés et des diamètres d'injecteurs

L'équation 5.6 fait apparaître une dépendance de la longueur de pénétration en fonction de la densité ambiante. Si la dépendance existe, les courbes du produit ($Lp*\rho_a^{1/4}$) présentées à la figure 5.12 en fonction du temps après le début de l'injection doivent se superposées. En comparaison de la figure 5.1 qui présente l'évolution de *Lp*, les courbes sont ici quasiment superposées. La dépendance de la longueur de pénétration en $\rho_a^{1/4}$ est donc vérifiée pour notre expérience.

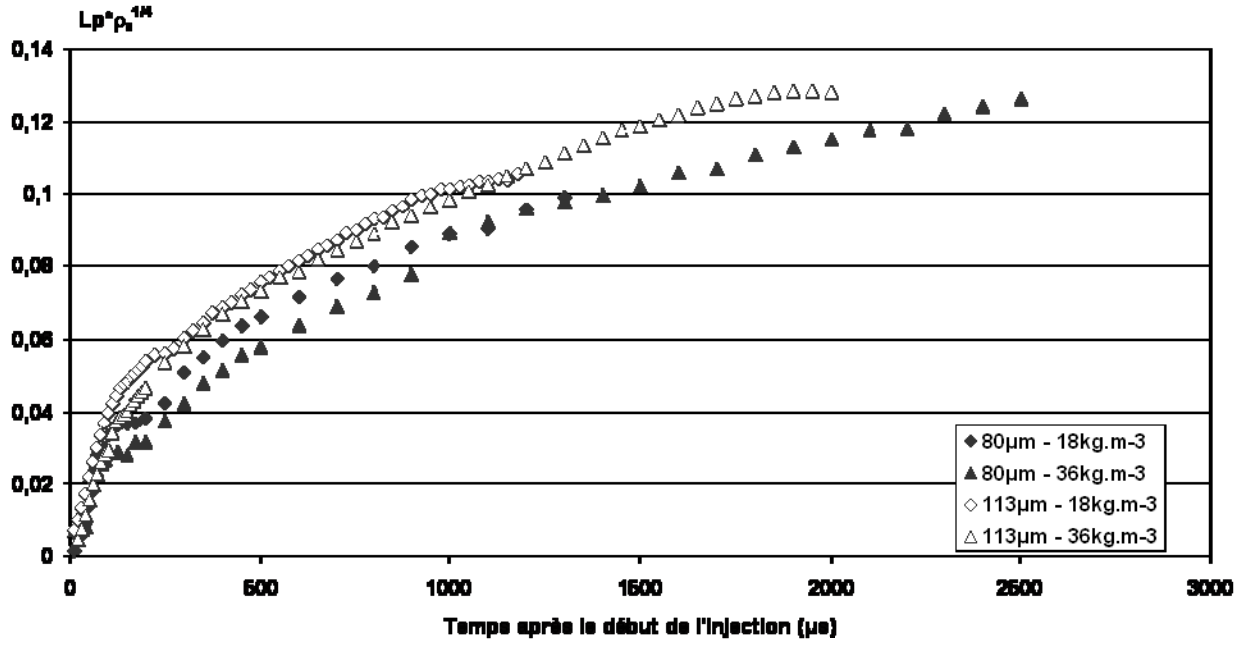


Figure 5.12 : Pondération de la longueur de pénétration par la densité ambiante en fonction du temps après le début de l'injection pour les deux diamètres d'injecteurs et les deux densités étudiées

4. Comparaison des modèles à nos données :

Les figures 5.13 et 5.14 présentent les courbes de pénétration obtenues avec les modèles de *M1* et de *M2* et les données de l'expérience pour chaque injecteur.

Dans le cas de l'injecteur 113 µm (figure 5.13), la constante de corrélation λ de notre expérience étant plus proche de l'expérience *M1,* les courbes expérimentales sont plus proches du modèle *M1* que du modèle *M2*. Le modèle *M1* sous-estime la longueur de pénétration de l'ordre de 10%, quelque soit la densité ambiante. Le modèle *M2* sous-estime la longueur de pénétration de l'ordre de 5% au début de l'injection puis la surestime de 10% pour la densité 18 $kg.m^{-3}$ et 25% pour la densité 36 $kg.m^{-3}$.

Lorsque le diamètre de trou diminue, les deux modèles sont quasiment confondus comme le monte la figure 5.14 représentant les modèles et la longueur de pénétration expérimentale pour l'injecteur 80 µm. Les deux modèles sous estiment la longueur de pénétration de l'ordre de 15% pour la densité 18 $kg.m^{-3}$. Par contre, pour la densité 36 $kg.m^{-3}$, leur prédiction est confondue avec la longueur de pénétration, l'écart ne dépassant pas les 2%.

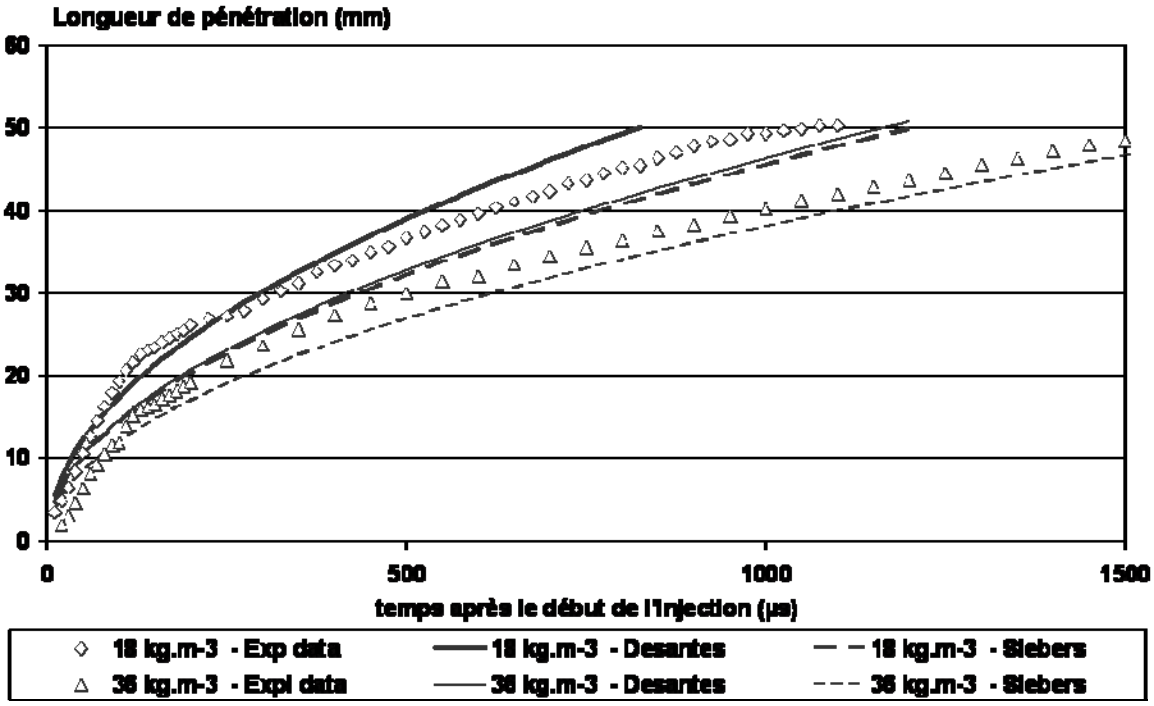


Figure 5.13 : Comparaison des données expérimentales avec les modèles *M1* et *M2* - Injecteur 113 µm

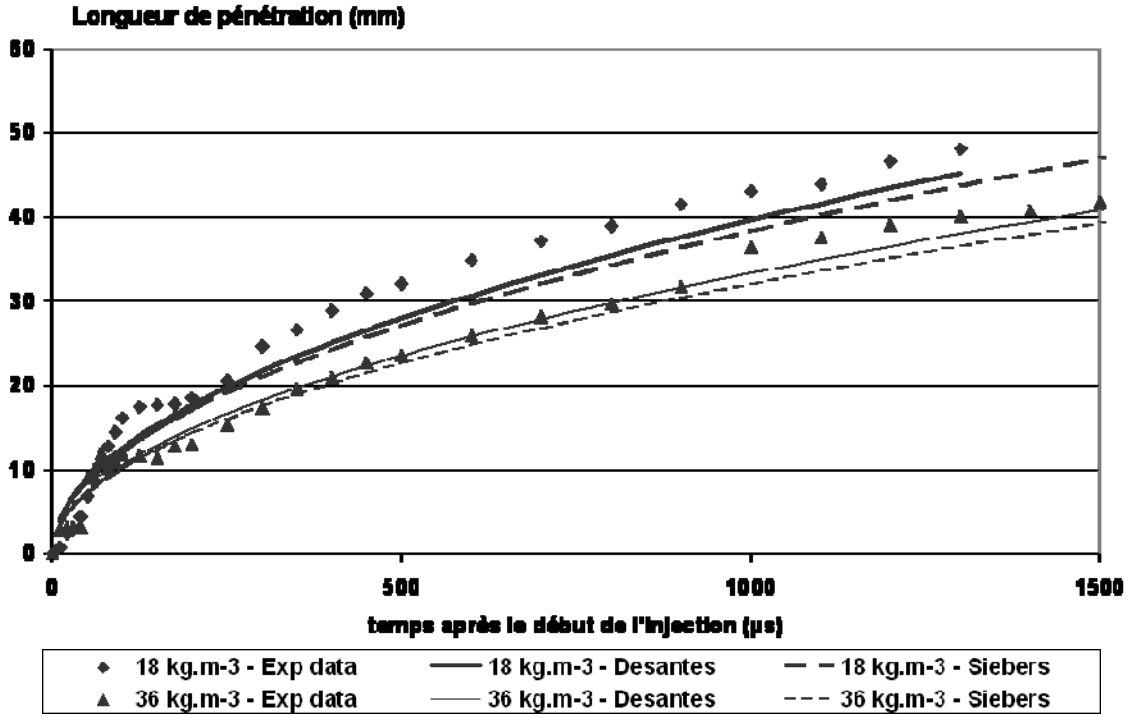


Figure 5.14 : Comparaison des données expérimentales avec les modèles de *M1* et *M2* - Injecteur 80 µm

En conclusion, ces deux modèles sont bien adaptés à des configurations « moteur » où la densité ambiante est forte et le diamètre des trous d'injecteurs est de plus en plus petit.

V.2. Entraînement latéral du gaz dans la zone instationnaire du spray

Dans la littérature, la zone instationnaire du spray est étudiée depuis longtemps. Les recherches ont principalement portées sur l'angle de dispersion et la pénétration du spray car ce sont des paramètres utilisés dans les modèles numériques. Par contre, les échanges de quantité de mouvement entre phases dans la zone instationnaire du spray Diesel ont été peu étudiés. Or, pour améliorer la combustion, le protocole d'injection intégré dans les moteurs Diesel actuels pilote, pour chaque cycle moteur, plusieurs injections de très courte durée. Une meilleure connaissance de l'entraînement d'air dans la zone instationnaire du spray permettrait donc une meilleure compréhension du mélange air/carburant dans cette zone.

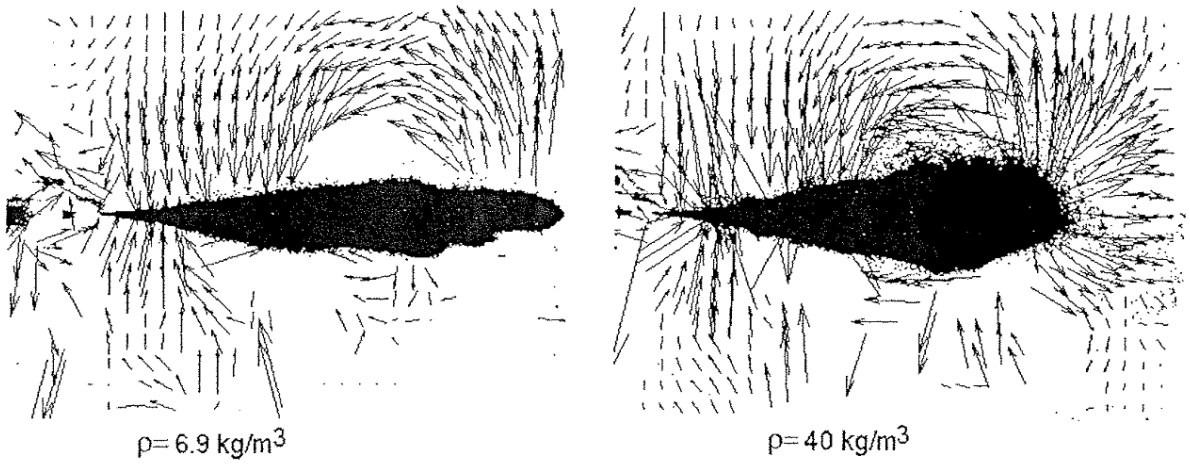


Figure 5.15 : Champs de vitesse autour du spray par mesure PIV pour deux densités ambiantes (*Araneo et al. (1999)*).

L'une des premières mesures (*Cossali et al. (1991)*) fut réalisée par LDV (Laser Doppler Velocimetry) dans un cas modèle (injecteur monotrou axial implanté dans une chambre pressurisée) sur des temps d'injection longs (de l'ordre de 5 ms). Dans cette étude, la technique LDV a permis une mesure temporelle de la vitesse radiale de la phase gazeuse. Au début de l'injection, le gaz est poussé par le spray vers l'extérieur puis recircule en amont du spray. Ces constatations sont renforcées par des mesures PIV permettant de voir le champ de vitesse en proche frontière de spray présenté à la figure 5.15 et particulièrement la zone de recirculation en amont du spray (*Araneo et al. (1999), Rajalingam et Farrell (1999) et Rhim et Farrell (2002*)).

D’autres études portent sur les effets des différents paramètres d’injection (pression d’injection, diamètre de trou) sur l’entraînement d’air en zone instationnaire. Les effets de la pression d’injection sont semblables à ceux en zone stationnaire : lorsque la pression d’injection augmente, le débit d’air entraîné croît (*Rajalingam et Farrell (1999), Choi et Choi (2005)*). *Sanchez et al. (2000)* notent que le vortex n’est pas altéré par l’augmentation de la pression d’injection. Une modification du diamètre de trou ou de la géométrie interne de la buse de l’injecteur peut en revanche modifier le spray résultant et la morphologie du vortex associé. Cependant, la nature du vortex ne change pas, mais il s’étire au cours du temps. *Araneo et al. (1999)* précisent qu’il prend une forme elliptique contrairement aux modèles qui considèrent la tête de spray comme une boule.

Compte tenu de ces études essentiellement qualitatives voire descriptives du phénomène, la fin de ce chapitre sera consacrée à l’étude quantitative de l’entraînement d’air dans la zone instationnaire du spray pour tenter d’approfondir nos connaissances sur cette zone. L’étude sera effectuée pour des temps d’injection courts (< 1 ms), afin de se positionner dans un cas modèle plus proche du cas moteur. L’écoulement gazeux sera décrit dans un premier paragraphe. Il sera suivi d’une discussion sur les contraintes expérimentales rencontrées pour visualiser le spray en F-PIV et de la méthodologie employée. Le dernier paragraphe présente une analyse des résultats obtenus.

A. Description de l’écoulement gazeux dans la zone instationnaire du spray

La figure 5.16 présente un champ moyen de la phase gazeuse dans la zone instationnaire du spray obtenu par F-PIV pour l’injecteur 113 µm, une pression d’injection de 700 bar et une densité ambiante de 18 $kg.m^{-3}$. Le temps d’observation moyen de ce champ est 250 µs après le début de l’injection soit une première image prise 200 µs après le début de l’injection et la deuxième image prise 300 µs après le début de l’injection.

Le champ est divisible en trois parties :

- La zone 1 proche du nez de l’injecteur, où le gaz est entraîné par le spray et où la composante tangentielle de la vitesse du gaz est proche de 0. Cette zone préfigure le début de la zone quasi stationnaire du spray.
- La zone 2, où une recirculation du gaz vers l’amont du spray apparaît.
- La zone 3 en tête du spray contenant le vortex et qui pousse le gaz vers l’extérieur.

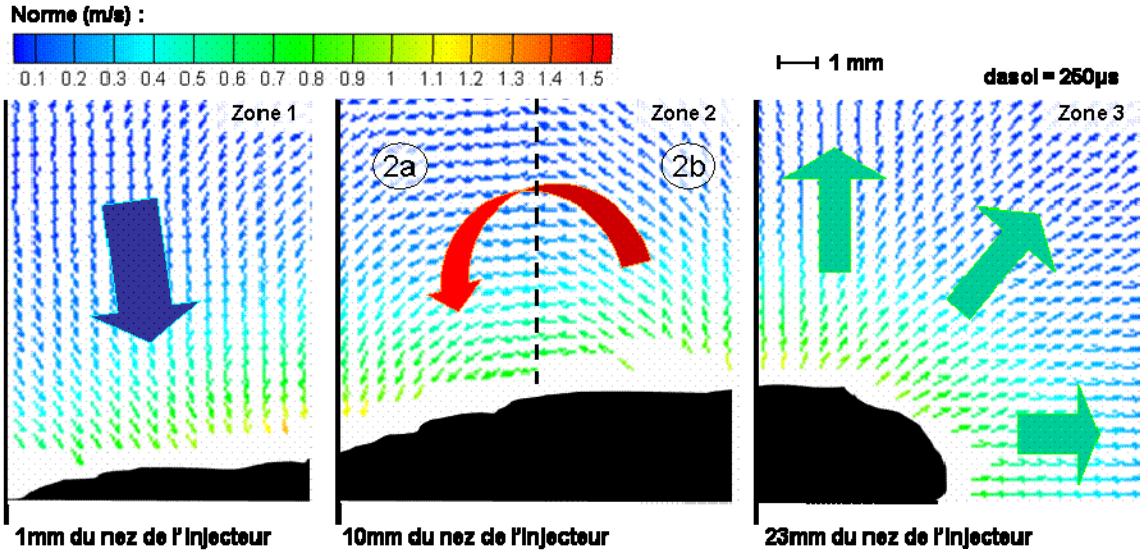


Figure 5.16 : Champ moyen de la phase gazeuse dans la zone instationnaire du spray

La zone de recirculation du gaz induite par le passage du vortex (zone 2) peut être divisée en deux « sous parties » (ligne en pointillés sur la figure 5.16) : la partie amont où le gaz proche du spray est aspiré par celui-ci et notée zone 2a ; la partie aval où le gaz est repoussé par le spray dans la direction amont de celui-ci et notée zone 2b. Les deux parties de la zone 2 sont distinguées par le passage à 0 de la coordonnée radiale de la vitesse du gaz.

La transition entre les zones 2 et 3 s'effectue lorsque la composante tangentielle de la vitesse du gaz est à nouveau proche de 0, le gaz étant repoussé vers l'extérieur du spray. *Coghe et al. (2000)* font coïncider cette localisation avec le centre du vortex. La description du champ gazeux est en adéquation avec les travaux de *Araneo et al., (1999) (figure 5.15), Rajalingam et Farrell, (1999) et Rhim et Farrell,(2002).*

Les tableaux 5.3 et 5.4 indiquent la taille des différentes zones de l'écoulement gazeux en fonction du temps d'observation pour l'injecteur 113 µm et chacune des densités.

Temps d'observation (µs)	125	150	170	225	250	315	350	450
Longueur de pénétration (mm)	22	23	25	27	27	32	33	38
Zone 1 (mm)	5	6	8	10	11	14	15	18
Zone 2a (mm)	5	5	5	7	7	7	6	8
Zone 2b (mm)	7	6	6	6	5	7	7	7
Zone 2 (mm)	12	11	11	13	12	14	13	15
Zone 3 (mm)	5	6	6	4	4	4	5	5

Tableau 5.3 : Evolution des différentes zones de l'écoulement gazeux en fonction du temps
Injecteur 113 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}

Temps d'observation (µs)	125	150	170	225	250	315	350	450
Longueur de pénétration (mm)	15	16	18	20	22	24	26	29
Zone 1 (mm)	4	5	6	8	8	11	12	14
Zone 2a (mm)	4	4	4	6	5	6	5	6
Zone 2b (mm)	5	4	5	4	6	4	5	6
Zone 2 (mm)	9	8	9	10	11	10	10	12
Zone 3 (mm)	2	3	3	2	3	3	4	3

Tableau 5.4 : Evolution des différentes zones de l'écoulement gazeux en fonction du temps
Injecteur 113 µm, ρ = 36 kg.m^{-3}

La zone 1 occupe plus de 20 % de l'écoulement latéral d'air entraîné, 125 µs après le début de l'injection. Elle s'étend au cours du temps pour atteindre près de 50 % du champ de vitesse du gaz 450 µs après le début de l'injection quelque soit la densité ambiante.

La zone 2 occupe plus de 50 % de l'écoulement latéral d'air entraîné au début de l'injection. Au cours du temps, cette zone s'allonge de quelques millimètres, mais n'occupe plus que 40 % de l'écoulement 450 µs après le début de l'injection. L'évolution des deux sous parties (aspiration et refoulement) de la zone 2 est précisée. On note qu'elles sont de taille égale et qu'elles évoluent de façon équivalente quelque soit la densité ambiante.

La taille de la zone 3 reste quasi constante au cours du temps quelque soit la densité et occupe environ 10 % de l'écoulement gazeux. Dans notre expérience, la zone de vortex ne s'allonge donc pas contrairement aux observations de *Sanchez et al. (2000)* et de *Coghe et al. (2000).*

Le tableau 5.5 présente l'évolution des différentes phases de l'écoulement gazeux au cours du temps pour l'injecteur 80 µm et une densité ambiante de 36 kg.m^{-3}. La diminution du diamètre de buse de l'injecteur n'affecte pas l'évolution des différentes zones. Les proportions indiquées pour l'injecteur 113 µm sont aussi valables pour l'injecteur 80 µm.

Temps d'observation (µs)	150	250	350	450
Longueur de pénétration (mm)	16	20	25	27
Zone 1 (mm)	5	9	12	14
Zone 2a (mm)	4	4	4	5
Zone 2b (mm)	5	4	5	5
Zone 2 (mm)	9	8	9	10
Zone 3 (mm)	2	3	4	3

Tableau 5.5 : Evolution des différentes zones de l'écoulement gazeux en fonction du temps
Injecteur 80 µm, ρ = 36 kg.m^{-3}

Notre étude porte sur **l'entraînement latéral du gaz** par le spray. Aussi, dans la suite de ce chapitre, les zones de refoulement du gaz, à savoir **la zone 2b et la zone 3, ne seront pas traitées.**

Par ailleurs, les mesures d'entraînement qui seront présentées dans le dernier paragraphe peuvent d'ores et déjà être reliées aux zones de l'écoulement gazeux externe comme le montre la figure 5.17. $U_\perp$ correspond à la composante normale au spray de la vitesse du gaz le long d'une ligne de contrôle et intervient dans le calcul du débit d'air entraîné (cf. chapitre IV Eq. (4.3) page 86).

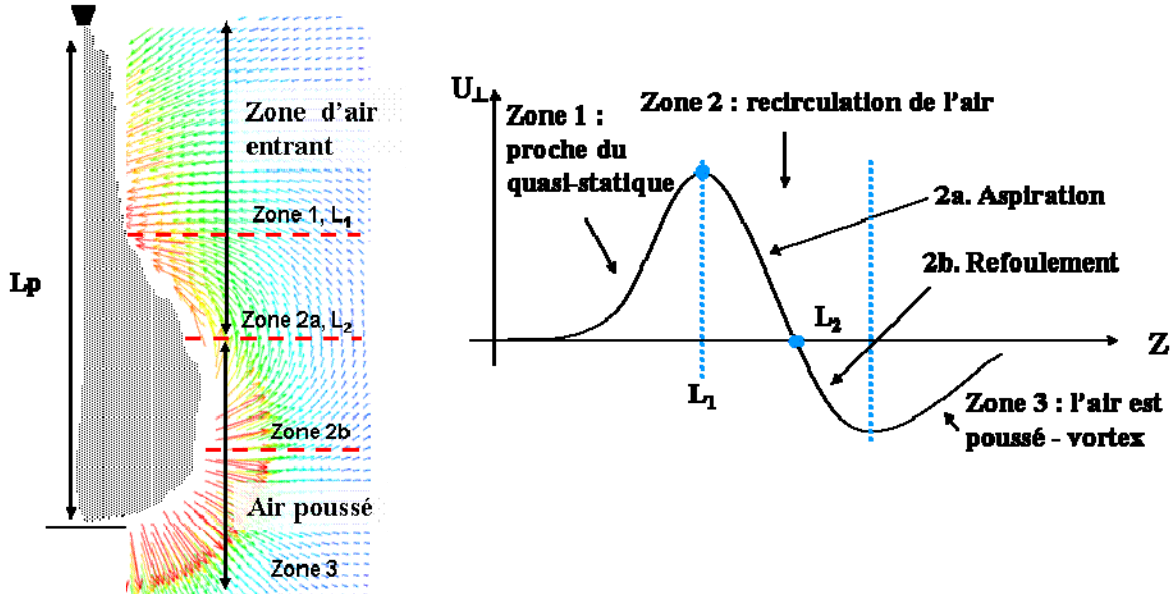


Figure 5.17 : Schéma explicatif de l'évolution de $U_\perp$ en fonction des différentes zones de l'écoulement gazeux

Dans la zone d'air entrant dans le spray composé par la zone 1 et la zone 2a, deux longueurs peuvent être définies :

- la **longueur L_1**, longueur entre le nez de l'injecteur et la distance Z correspondant au maximum des courbes de vitesse $U_\perp$.
- La **longueur L_2,** longueur entre le nez de l'injecteur et la distance Z correspondant au passage à 0 des courbes de vitesse $U_\perp$.

L'évolution de ces deux longueurs sera présentée avec les autres résultats expérimentaux dans le dernier paragraphe de ce chapitre.

B. Problématique de la mesure de vitesse par F-PIV

La mesure d'entraînement latéral du gaz par le spray est conditionnée par la taille de la fenêtre de mesure qui doit contenir au moins la zone d'aspiration de l'écoulement gazeux. D'autre part, le but de cette étude étant une meilleure compréhension de l'entraînement d'air par le spray pour une amélioration du mélange dans les moteurs Diesel, il est important de garder à l'esprit que les chambres de combustion Diesel n'excèdent pas 35 mm de diamètre. La fenêtre de mesure aura donc une longueur Z de 35 mm. Dans ces conditions, pour pouvoir observer la zone instationnaire du spray, il est nécessaire de choisir des temps d'observation courts ($\leq$ 500 µs). L'ensemble du spray sera alors visible dans la fenêtre de mesure pour la plupart des temps d'observations choisis.

La technique de mesure employée est toujours la F-PIV. Rappelons que cette technique nécessite la prise de deux images séparées d'un intervalle de temps (Δt_{laser}) choisi de telle sorte que *le déplacement maximal des particules est inférieur ou égal au quart de la maille choisie pour la résolution des champs PIV*. Nous avons choisi une résolution de 16 par 16 pixels pour chaque maille ; le déplacement maximal d'un traceur fluorescent ne doit donc pas dépasser 4 pixels. L'intervalle de temps Δt_{laser} entre les deux images est alors borné tel que le déplacement soit compris entre 0,1 pixel qui est l'incertitude de mesure de la PIV (*Lecordier (2002)*) et 4 pixels qui est le déplacement maximal d'un traceur du gaz.

La dynamique de la vitesse du spray lors des mesures F-PIV pose ici un problème. En effet, les vitesses du spray et du gaz n'ont pas le même ordre de grandeur :

- dans la zone quasi-statique présentée au chapitre IV, les vitesses maximales d'air sont de l'ordre de **1,2 m.s^{-1}**,
- selon les résultats présentés à la figure 5.9 page 116, la vitesse de pénétration du spray est comprise entre **100 et 200 m.s^{-1}** en début d'injection et entre **25 et 50 m.s^{-1}** à 30 mm du nez de l'injecteur pour des densités ambiantes fortes.

Cette différence de vitesse se traduit par une avancée de plusieurs millimètres du spray entre les deux images F-PIV comme le montre la figure 5.18. Les doublets d'images F-PIV sont ici séparés par un intervalle de temps de 100 µs pour deux temps d'observations : 250 µs (t_1 = 200 µs, t_2 = 300 µs) et 450 µs (t_1 = 400 µs, t_2 = 500 µs), ($\Delta t_{laser} = t_2 - t_1$).

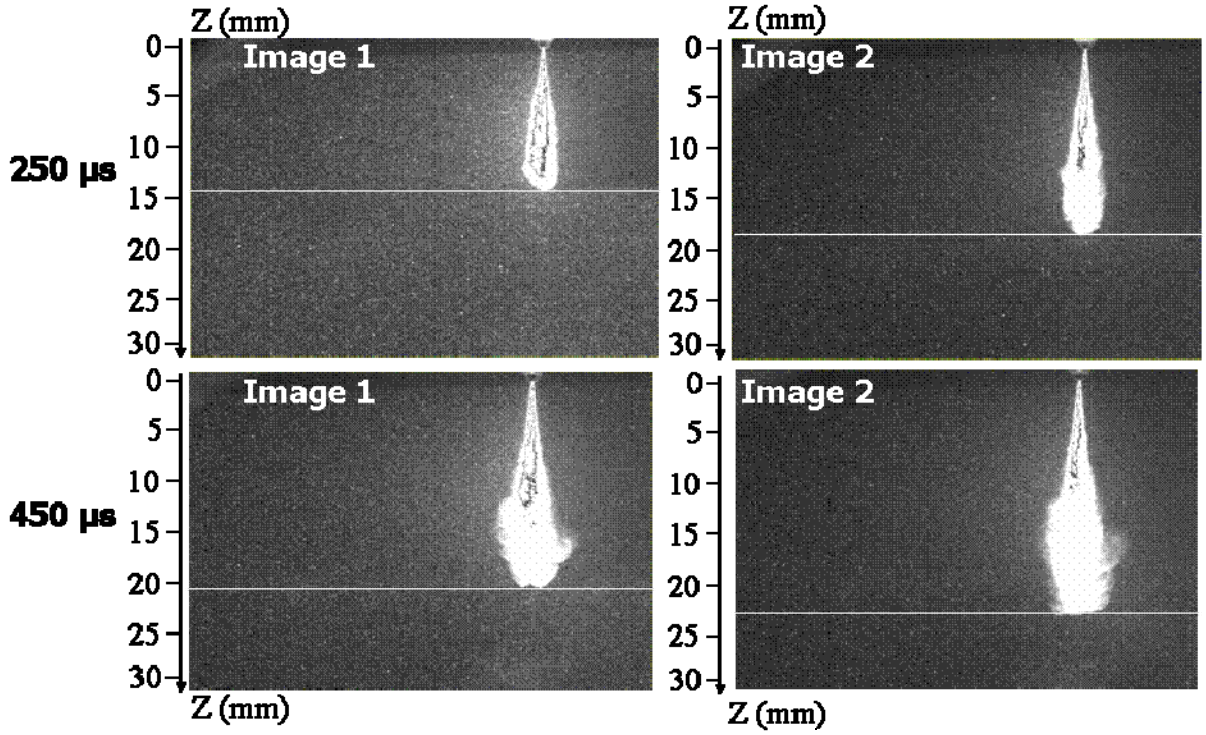


Figure 5.18 : Déplacement du spray entre deux tirs laser (Δt_{laser} = 100 µs) pour deux temps d'observations

Lors de l'étude en zone quasi stationnaire, la tête de spray est très loin de la fenêtre de mesure. La différence de vitesse entre les deux phases n'est donc pas un problème et le Δt_{laser} est choisi selon la règle du quart de maille énoncée précédemment. Par contre, la présence de la tête de spray dans la zone de mesure pour l'étude de la zone instationnaire impose le choix d'un Δt_{laser} très court afin de capter les instationnarités. Cependant, la diminution du Δt_{laser} entraîne une augmentation de l'incertitude de mesure.

En effet, si le Δt_{laser} est très petit (de l'ordre de 10 µs), les traceurs se seront très peu déplacés et ce déplacement ne pourra pas être correctement déterminé par le calcul d'inter corrélation d'image. Les vecteurs vitesse obtenus alors par le logiciel PIVIS ne seront pas fiables.

Par ailleurs, si le Δt_{laser} choisi est très grand (de l'ordre de 400 µs, temps choisi pour l'étude de la zone stationnaire du spray), le spray va se déplacer de plusieurs millimètres entre les deux images. Si ce déplacement dépasse la taille de la zone 2a (aspiration) c'est-à-dire de l'ordre de 5 à 7 mm, le déplacement trop important des traceurs conduira à une « déformation » du champ de vitesse au delà de la zone « quasi-stationnaire » du spray (zone 2 et 3) : en effet, les traceurs qui étaient repoussés parce qu'ils se trouvaient dans la zone 2b (refoulement) à

l'image 1, se trouveront aspirés par le spray dans l'image 2. Les vecteurs vitesses résultants ne représenteront donc pas le mouvement réel du gaz (figure 5.19).

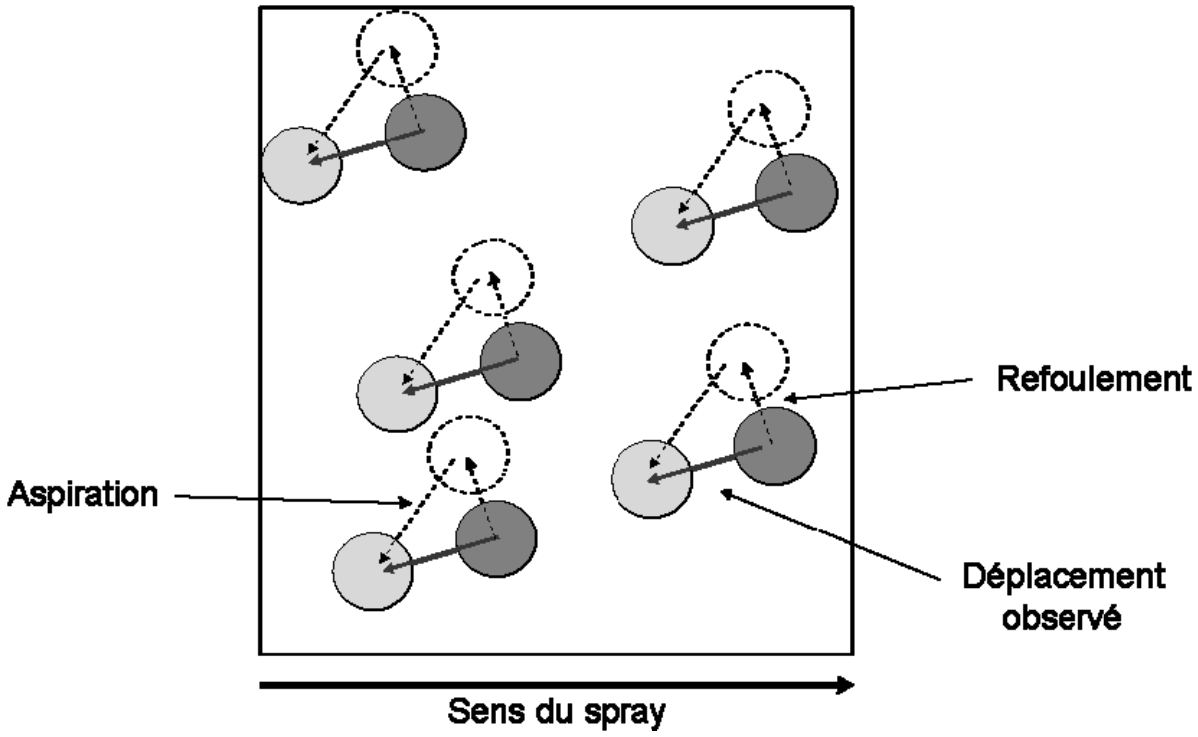


Figure 5.19 : Exemple du déplacement du gaz pour un Δt_{laser} trop grand

Un temps caractéristique du spray est défini comme le rapport entre la taille de la zone 2a, (zone d'aspiration) et la vitesse de pénétration du spray à l'instant observé :

$$\tau_{spray} = \frac{L_2 - L_1}{v_p} \qquad \text{Eq (5.7)}$$

Ce temps permet d'orienter le choix du Δt_{laser}. Il faut que $\tau_{spray} \geq \Delta t_{laser}$ pour que le champ trouvé soit représentatif. Le tableau 5.6 récapitule ce temps de parcours du spray pour l'injecteur 113 µm à une densité de 36 kg.m^{-3} pour différents temps d'observation.

Temps d'observation (µs)	**125**	**150**	**170**	**225**	**250**	**315**	**350**	**450**
L_2-L_1 (mm)	4	4	4	6	5	6	5	6
Vitesse de front du spray (m.s^{-1})	57	52	49	43	42	37	35	30
τ_{spray} (µs)	79	87	92	127	108	149	130	198

Tableau 5.6 : Temps caractéristique du spray pour les différents temps d'observation de l'étude

Le Δt_{laser} peut donc être pris entre 100 et 200 µs. 200 µs est un intervalle de temps trop long pour la plupart des temps d'observation choisis pour cette étude. L'intervalle de temps de 100 µs est adapté pour les temps d'observation supérieurs à 225µs et permet d'avoir une norme des vecteurs vitesse en proche frontière du spray de l'ordre du pixel ce qui conduit à une incertitude de l'ordre de 10% (*Lecordier (2002)*).

Pour les temps plus courts, l'écart entre τ_{spray} et Δt_{laser} sera la source d'une avancée de la zone 1 plus conséquente que la réalité. L'effet sera un décalage des courbes de vitesses radiales de l'ordre de 1 mm selon Z et est considéré ici comme négligeable.

Au-delà, il est supérieur à 100 µs donc supérieur au Δt_{laser}. Le champ de vitesse moyen et les mesures en résultant seront donc représentatifs du phénomène pour ces temps d'observation.

Par ailleurs, nous avons noté lors de l'étude du développement instationnaire du spray que :

- la longueur de pénétration évoluait linéairement en fonction du temps jusqu'à 100 µs puis tendait progressivement vers une fonction en $t^{1/2}$ pour des temps plus longs. La longueur de pénétration évoluera donc moins vite si le temps d'observation est supérieur à 100 µs.
- l'augmentation de la densité ambiante entraînait une forte diminution de la vitesse du spray. Les deux densités ambiantes étudiées (18 et 36 $kg.m^{-3}$), en provoquant une décélération rapide du spray, représentent des conditions favorables à la mesure d'entraînement en situation instationnaire.

Le tableau 5.7 récapitule les points de fonctionnement choisis pour l'injecteur 113 µm en fonction des contraintes exposées précédemment :

Pression d'injection (bar)	700
Temps d'activation (µs)	700
Durée d'injection (µs)	900
Temps d'observation après le début de l'injection (µs)	150, 250, 350, 450 125, 170, 225, 315
Densités ($kg.m^{-3}$)	18, 36
Δt_{laser} (µs)	100
Fenêtre de mesure (mm^2) (radial × axial)	47 × 35

Tableau 5.7 : Points de fonctionnement choisis pour la campagne de mesure sur la zone instationnaire du spray en F-PIV

C. Procédures de post traitement utilisées en régime instationnaire

La figure 5.20 présente l'évolution des champs de vitesse du gaz en fonction du temps d'observation. Ces champs de vitesse sont obtenus par F-PIV et post traités de la même façon que lors de l'étude en zone stationnaire.

Notons que lorsque le temps d'observation indiqué sur le champ moyen est 150 µs, cela correspond à la 1ère image F-PIV prise à 100 µs après le début de l'injection et la 2ème à 200 µs après le début de l'injection. Les vecteurs en couleur permettent de voir la mise en mouvement progressive du gaz.

L'exploitation des champs de vitesse du gaz entraîné en régime instationnaire suit la même méthodologie que celle appliquée aux champs stationnaires. Le spray est considéré axisymétrique et nous utilisons un volume de contrôle pour obtenir les vitesses du gaz en frontière du spray. Nous en déduisons les débits locaux et cumulés. Le volume de contrôle en forme de cône fixe est conservé.

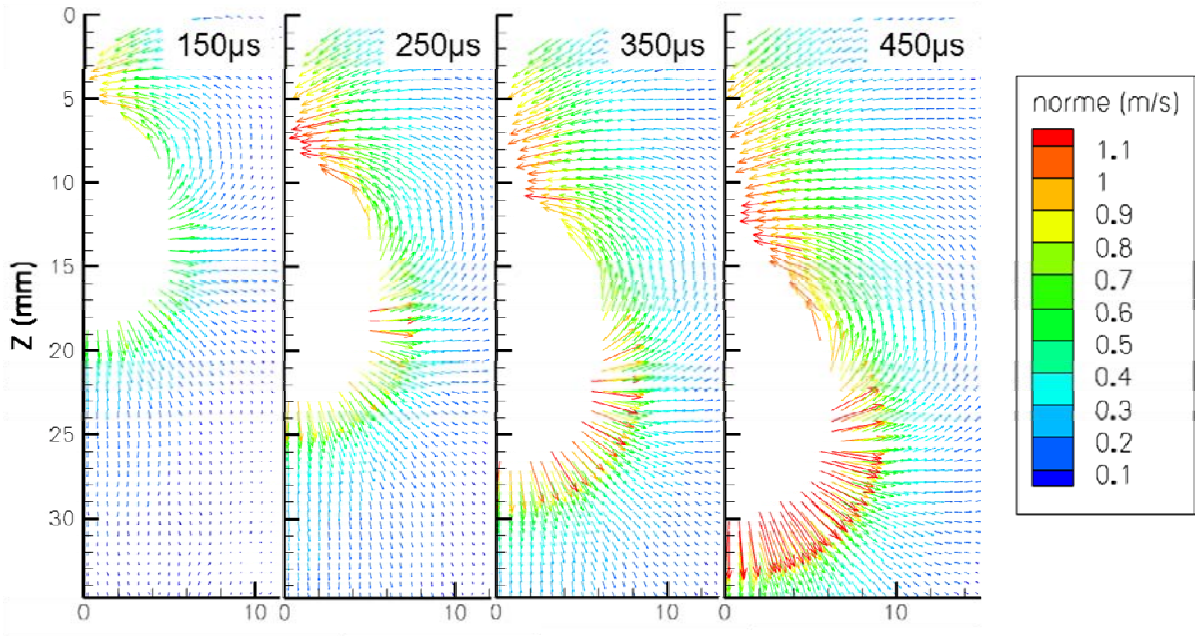


Figure 5.20 : Champs de vitesse du gaz en proche frontière de spray pour différents temps d'observation Injecteur 113 µm, ρ = 36 kg.m^{-3}

Lisiecki et al. (1998) ont défini un volume de contrôle qui s'adapte à la forme du spray étudié. Cependant, dans cette étude, l'avancement du spray est visible, le volume de contrôle ne sera donc pas le même pour chaque temps observé. Par ailleurs, seule la zone d'aspiration est étudiée ici. Un volume fixe construit à partir d'une ligne de contrôle le long de la frontière du

spray est donc suffisant. Une étude de la position du volume de contrôle semblable à celle réalisée pour la zone stationnaire a été faite. La droite de référence Ω utilisée pour les calculs présentés par la suite a pour position :

- R = 4 mm de la frontière du spray,
- θ = 10°,
- Z > 0,5 mm du nez de l'injecteur.

D. Résultats et discussion

1. Evolution des longueurs d'entraînement L_1 et L_2

La figure 5.21 présente l'évolution de la composante normale $U_\perp$ de la vitesse moyenne du gaz mesurée sur la ligne de contrôle le long de la frontière du spray. Sur les premiers millimètres, toutes les courbes sont tout d'abord croissantes, atteignent un maximum puis décroissent.

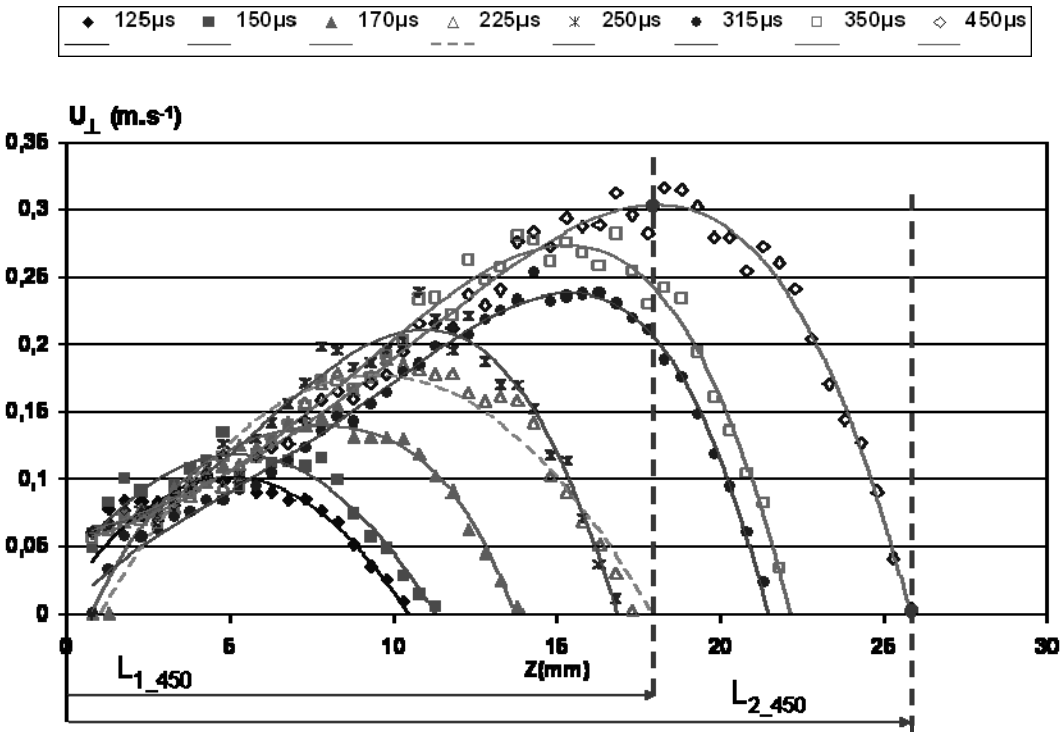


Figure 5.21 : Evolution de la composante normale $U_\perp$ de la vitesse du gaz le long de la frontière du spray en fonction de Z - Injecteur 113 µm, ρ = 18 kg.m^{-3}

La figure 5.17 page 125 présentait la définition des différentes zones de l'écoulement gazeux à partir de l'évolution de $U_{\perp}$:

- le maximum de $U_{\perp}$ est atteint pour la distance L_1.
- le passage à 0 de $U_{\perp}$ a lieu à la distance L_2 (fin de la zone d'aspiration).

L'évolution des longueurs d'entraînement L_1 et L_2 (normalisées par la longueur de pénétration) sont représentées en fonction des différents temps d'observations sur la figure 5.22 pour les deux densités.

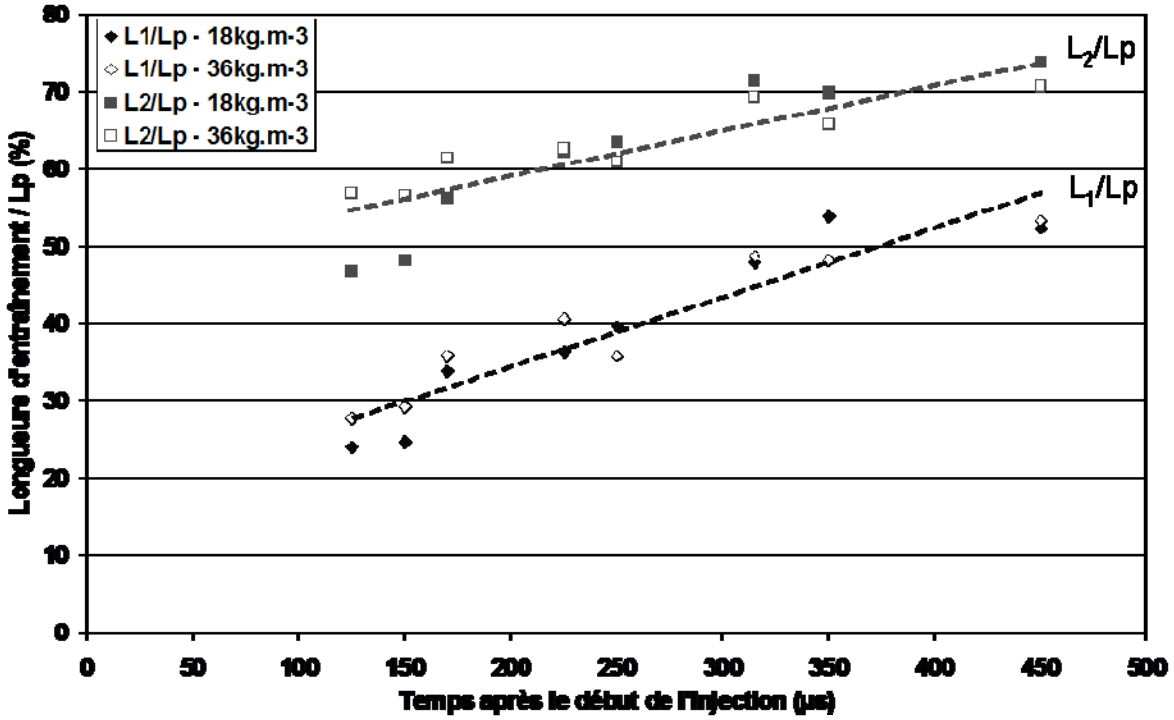


Figure 5.22 : Evolution des ratio L_1/Lp et L_2/Lp en fonction des temps d'observation pour les deux densités - Injecteur 113µm

Les points de chacune des longueurs d'entraînement se répartissent autour de deux droites. L_1 et L_2 évoluent linéairement en fonction du temps.

La longueur L_1 débute à 25% de la longueur de pénétration et occupe plus de 55% de celle-ci au bout de 450 µs après le début de l'injection. La longueur L_2 croît aussi et passe de 55% à 75% de la longueur de pénétration. La zone d'aspiration du spray est de plus en plus grande par rapport à la longueur du spray, L_1 ayant la plus forte progression. Notons que la densité ambiante n'a pas d'effet sur l'évolution de ces deux grandeurs.

2. Taux local instationnaire

Le taux local instationnaire est défini comme le rapport entre le débit de gaz entraîné local et le débit moyen de carburant injecté jusqu'au temps d'observation :

$$\tau_{local_inst} = \frac{\dot{m}_{local_gaz}}{\dot{m}_{injecté\ jusqu'au\ temps\ d'observation}} \qquad \text{Eq. (5.8)}$$

Rappelons que le débit local de gaz entraîné est le débit calculé à partir de la composante normale $U_{\perp}$ de la vitesse moyenne du gaz sur chaque élément infinitésimal qui compose la ligne de contrôle le long de la frontière du spray (cf Eq. 4.3 chapitre IV page 86). Le débit moyen injecté jusqu'au temps d'observation est calculé à partir des courbes de taux d'introduction.

Le taux local instationnaire est ici présenté pour deux temps d'observation : 250 µs à la figure 5.23 et 450 µs à la figure 5.24 et comparé à l'évolution du taux local stationnaire pour chaque densité (figure 4.15, chapitre IV, page 88). Les courbes représentent un fit des valeurs instationnaires pour chaque densité afin de mieux se rendre compte de leur évolution.

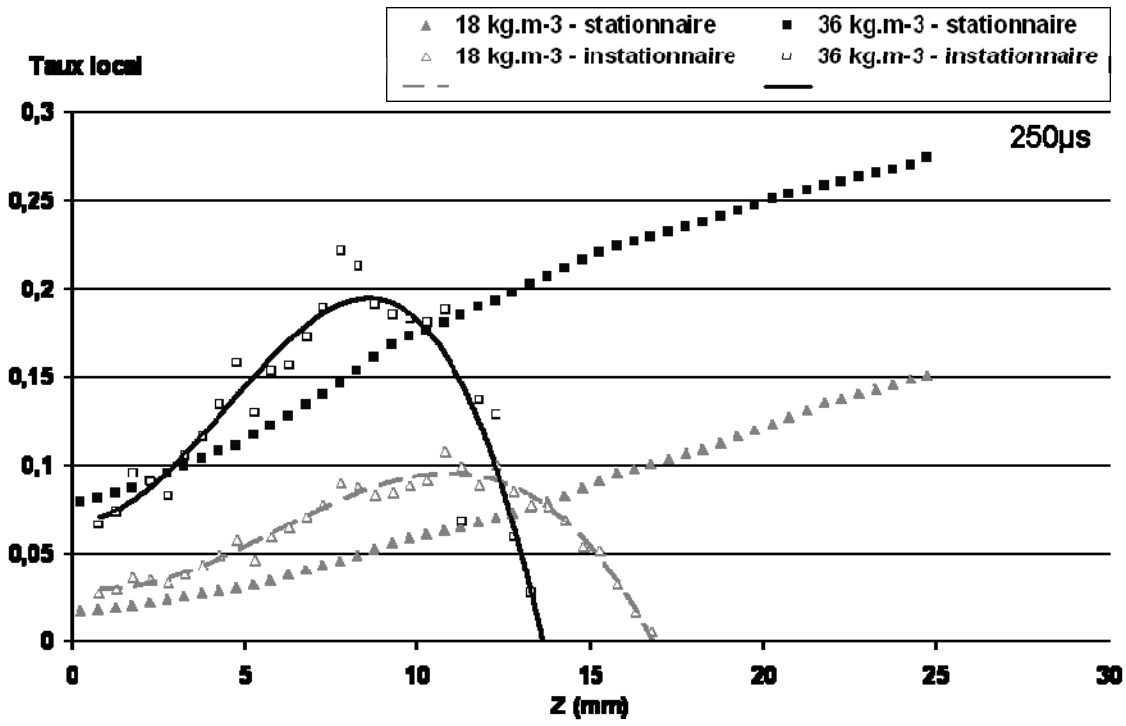


Figure 5.23 : Evolution des taux locaux instationnaires et stationnaires en fonction de Z pour le temps d'observation 250 µs - Injecteur 113 µm

Comme pour la composante normale de vitesse du gaz, les taux locaux instationnaires évoluent en forme de cloche : la partie croissante correspond à la zone 1 et la partie décroissante correspond à la zone 2a ou zone d'aspiration.

La zone 1 est la zone qui amorce la zone quasi stationnaire. La figure 5.23 montre en effet que les courbes de taux local instationnaire sont au dessus de la courbe stationnaire associée pour chaque densité, 250 µs après le début de l'injection. Au début de l'injection, la quantité de gaz entraîné dans le spray est amplifiée par la recirculation du gaz générée par le récent passage du vortex. L'écart est de l'ordre de 40% pour la densité 18 kg.m^{-3} et 20% pour 36 kg.m^{-3}.

La figure 5.24 montre que lorsque le temps d'observation est plus grand (ici 450 µs) les courbes de taux local instationnaire se rapprochent de la courbe de taux local stationnaire associée. Le vortex de tête s'éloigne du nez de l'injecteur, l'entraînement de gaz amplifié par la recirculation s'atténue et la zone 1 rejoint progressivement l'état stationnaire. L'écart n'est plus que de 15% pour la densité 18 kg.m^{-3}. A 36 kg.m^{-3}, la courbe de taux local instationnaire est même confondue avec la courbe stationnaire sur les 10 premiers millimètres. Elle est ensuite au dessus de la courbe stationnaire de 10% en moyenne. L'augmentation de densité accentue la progression de la zone 1 vers l'état stationnaire.

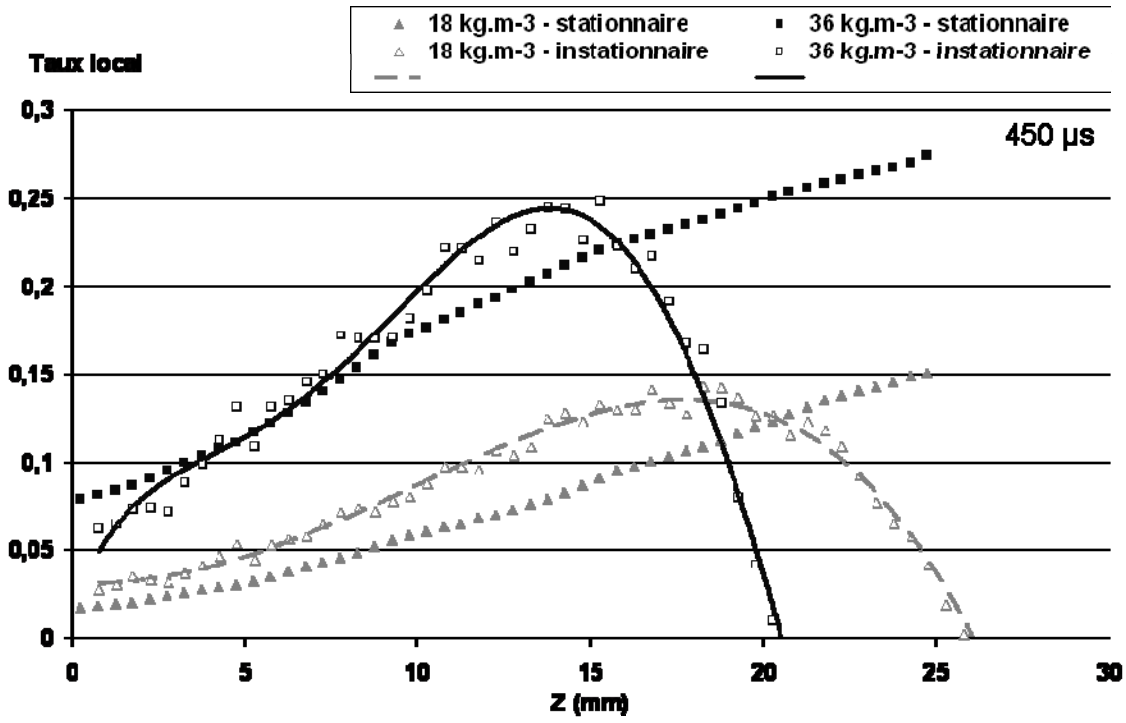


Figure 5.24 : Evolution des taux locaux instationnaires et stationnaires en fonction de Z pour le temps d'observation 450 µs - Injecteur 113 µm

3. Taux cumulé instationnaire

Le taux de mélange cumulé instationnaire est le taux de mélange local instationnaire cumulé sur la ligne de contrôle. L'évolution du taux de mélange local nous permet d'observer l'entraînement pas à pas pour les différentes zones du spray, l'évolution du taux de mélange cumulé permet quant à lui d'observer l'entraînement de gaz global et de voir sa progression en fonction de Z. Ce taux est comparé au taux cumulé stationnaire déjà présenté au chapitre IV page 89. Les figures 5.25 et 5.26 présentent cette comparaison pour l'injecteur 113 µm et chaque densité. Les longueurs d'entraînement L_1 (évoluant avec le temps) sont marquées par les points rouges.

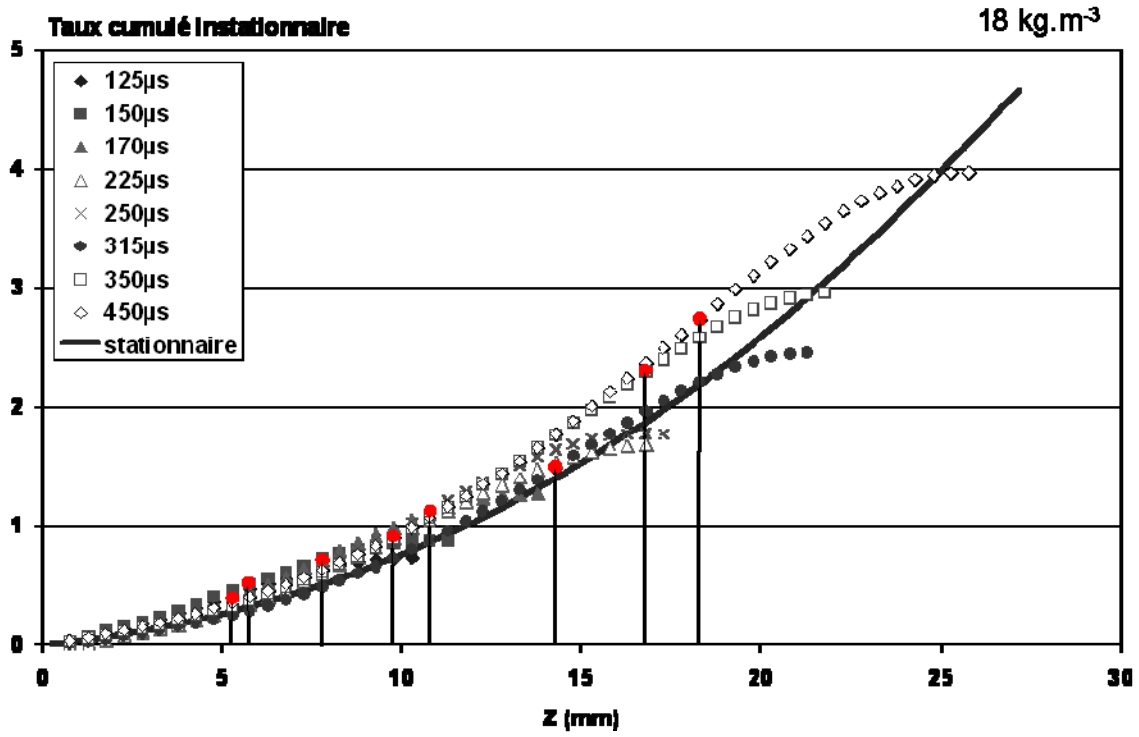


Figure 5.25 : Comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 113 µm et la densité 18 kg.m^{-3} (les points rouges indiquent L_1)

On remarque que pour la densité 18 kg.m^{-3}, les taux cumulés instationnaires jusqu'à la longueur L_1 sont supérieurs au cas stationnaire. Par contre, pour la densité 36 kg.m^{-3}, les taux cumulés instationnaire et stationnaire sont plus proches (figure 5.26). Notons que le taux cumulé découlant des taux locaux, il est normal de retrouver que l'augmentation de la densité ambiante accentue la progression de la phase gazeuse vers un état stationnaire.

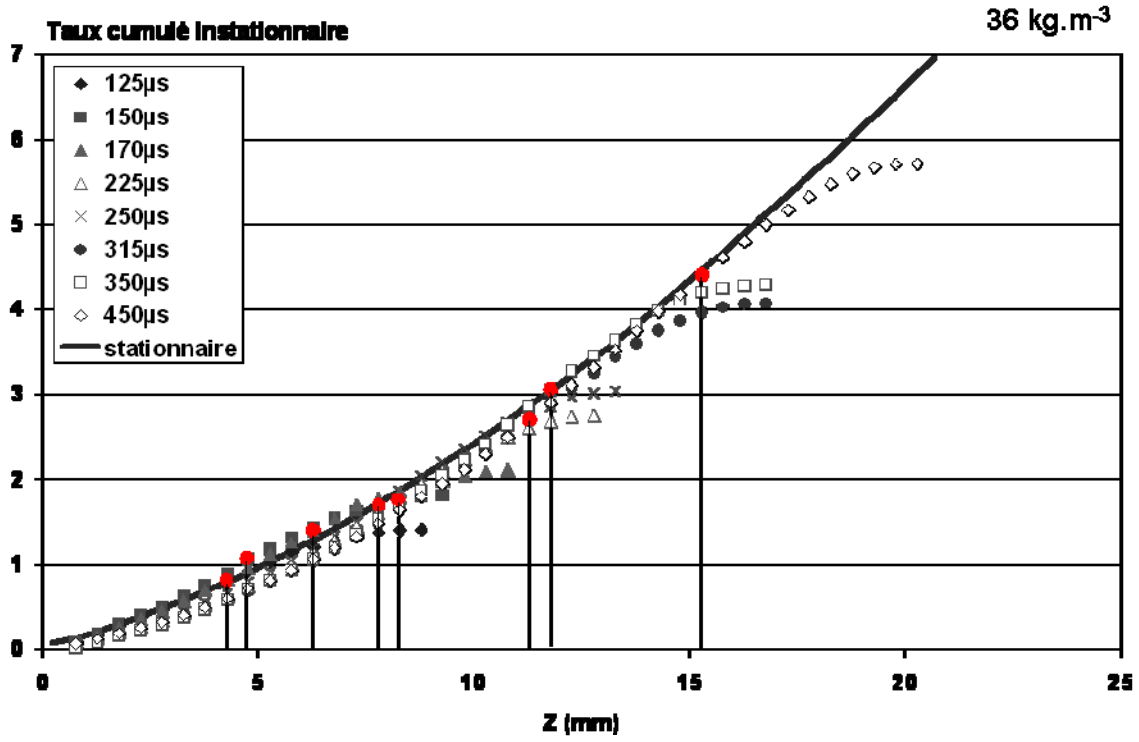


Figure 5.26 : Comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 113 µm et la densité 36 kg.m^{-3}(les points rouges indiquent L_1)

Le tableau 5.8 confirme ces observations avec des écarts entre les cas instationnaires et stationnaire compris entre 25 et 50% pour la densité 18 kg.m^{-3} et de l'ordre de 5% pour la densité 36 kg.m^{-3}.

Temps d'observation (µs)		125	150	170	225	250	315	350	450
18 kg.m^{-3}	τ_{instat} (L_1)	0,42	0,50	0,79	0,89	1,12	1,49	2,29	2,73
	τ_{stat} (L_1)	0,28	0,32	0,55	0,72	0,85	1,39	1,85	2,17
	Ecart	50%	60%	43%	24%	32%	7%	24%	26%
36 kg.m^{-3}	τ_{instat} (L_1)	0,82	1,05	1,39	1,79	1,69	2,88	3,27	4,40
	τ_{stat} (L_1)	0,78	0,90	1,28	1,85	1,70	3,02	3,21	4,42
	Ecart	5%	17%	9%	3%	1%	5%	2%	0,5%

Tableau 5.8 : Ecart relatif à la longueur L_1 entre les taux cumulés instationnaires et stationnaire pour chaque densité – Injecteur 113 µm

La zone d'entraînement dans la zone instationnaire se poursuit jusqu'à la longueur L_2 correspondant à la longueur d'aspiration totale du spray. Cette longueur correspond au plateau des courbes de taux cumulés. Le tableau 5.9 présente l'écart relatif entre les taux cumulés instationnaires et stationnaire à cette longueur L_2 pour chaque densité.

Temps d'observation (µs)		125	150	170	225	250	315	350	450
18 kg.m^{-3}	τ_{instat_max}	0,73	0,87	1,27	1,68	1,77	2,45	2,95	3,97
	τ_{stat} (L_2)	0,79	0,92	1,30	1,85	1,95	2,89	3,02	4,19
	Ecart	7%	5%	3%	10%	9%	15%	2%	5%
36 kg.m^{-3}	τ_{instat_max}	1,41	1,81	2,11	2,75	3,04	4,06	4,28	5,71
	τ_{stat} (L_2)	2,00	2,16	2,66	3,40	3,59	5,08	5,08	6,71
	Ecart	30%	16%	21%	19%	15%	20%	16%	15%

Tableau 5.9 : Ecart relatif à la longueur L_2 entre les taux cumulés instationnaires et stationnaire pour chaque densité - Injecteur 113 µm

Pour la densité 18 kg.m^{-3}, l'écart entre les taux instationnaires et stationnaire est de l'ordre de 7% alors que pour la densité 36 kg.m^{-3}, il est de l'ordre de 20%. A la longueur L_2, le gaz n'entre plus dans le spray. La quantité de gaz entraîné décroît dans la zone 2a (cf. taux locaux, figures 5.23 et 5.24 page 136). Par contre, en état stationnaire pour une distance équivalente Z du nez de l'injecteur, la quantité de gaz continue d'augmenter. L'écart entre les deux états est d'autant plus grand que la densité est forte puisque la quantité de gaz entraîné à 36 kg.m^{-3} est plus importante qu'à 18 kg.m^{-3}.

Cette étude des taux cumulés montre qu'à partir de la mesure de la phase gazeuse externe en zone stationnaire du spray (plus simple à mesurer) et la longueur d'entraînement L_2 (figure 5.22), il est possible d'estimer le taux de mélange cumulé instationnaire pour l'injecteur 113 µm et à forte densité à 15% près pour des temps d'observation supérieurs à 400 µs, la longueur d'entraînement pouvant être obtenue par la mesure de quelques champs instationnaires sans une étude statistique poussée.

4. Réduction du diamètre de trou : effet sur l'entraînement

La figure 5.27 présente l'évolution du taux local pour les deux diamètres de trous, 113 µm et 80 µm pour les densités ambiantes 18 et 36 kg.m^{-3} en fonction de Z. Le tableau 5.10 reprend les valeurs des longueurs d'entraînement L_1 et L_2 et le taux local maximal à la longueur L_1 pour chaque diamètre et chaque densité ambiante.

Quelque soit la densité, l'injecteur 80 µm entraîne plus de gaz et à une distance du nez de l'injecteur plus petite que l'injecteur 113 µm. De plus, plus la densité est forte et plus la quantité de gaz entraîné est importante (de 64 à 80% de gaz entraîné supplémentaire pour le 80 µm par rapport à l'injecteur 113 µm).

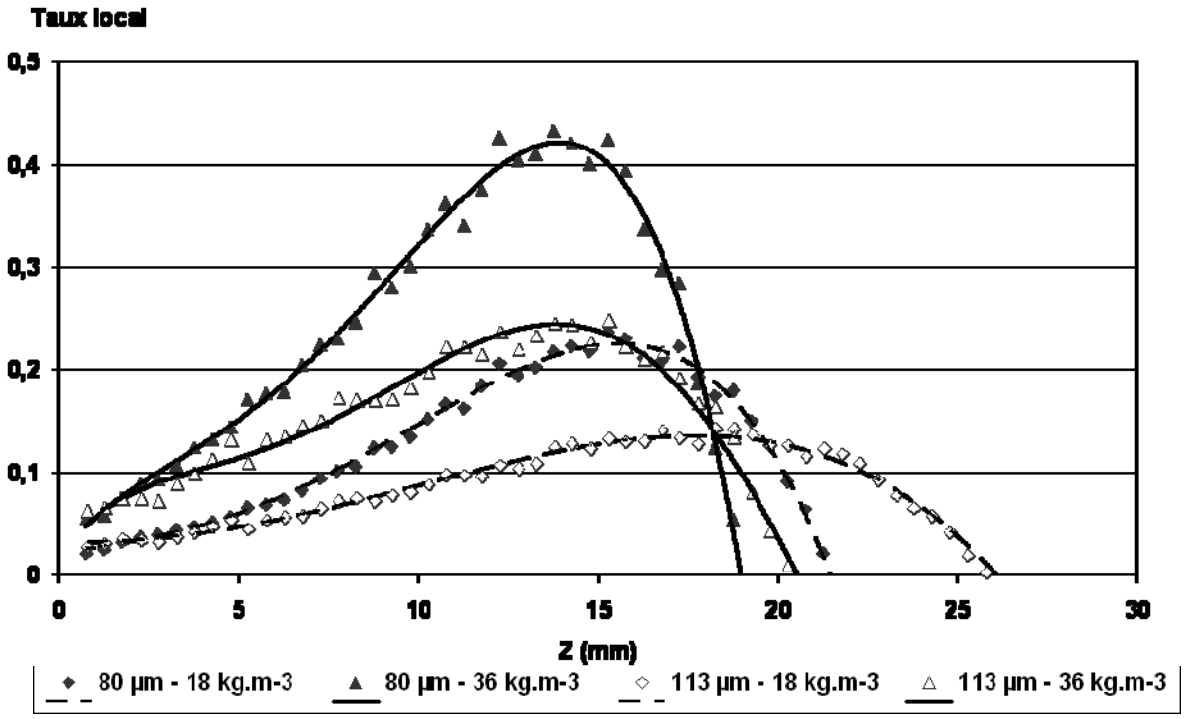


Figure 5.27 : Comparaison du taux local pour les deux diamètres de trou en fonction de Z, 450 µs après le début de l'injection

	18 kg.m^{-3}		36 kg.m^{-3}	
	80 µm	**113 µm**	**80 µm**	**113 µm**
L_1 (mm)	16	19	14	14
τ_{local_inst} (L_1)	0,23	0,14	0,43	0,24
Ecart	64%		80%	
L_2 (mm)	21	26	19	20

Tableau 5.10 : Synthèse des valeurs L_1, L_2 et du taux local à la longueur L_1 pour chaque diamètre de trou et chaque densité ambiante

Afin d'aller plus loin concernant l'effet du diamètre de trou sur l'entraînement du gaz, nous avons regarder les résultats en fonction de Z/d_0. L'adimensionnement de la coordonnée axiale Z par le diamètre nous permet de regarder si les résultats obtenus sont liées à des effets d'échelle comme nous l'avions constaté lors de l'étude stationnaire du taux cumulé (cf. chapitre IV page 89).

La figure 5.28 reprend l'évolution de la longueur de pénétration adimensionnée par le diamètre de trou de chaque injecteur respectivement. En début d'injection, les sprays ont un comportement similaire jusqu'à 100 diamètres, l'adimensionnement par le diamètre ne change rien. Par contre, au-delà de 100 diamètres, les courbes se détachent et celles du spray 80 µm sont supérieurs aux courbes du spray 113 µm quelque soit la densité ambiante à temps

d'observation équivalent. Le spray 113 µm se développe plus lentement que le spray 80 µm. Le spray 80 µm est donc à un stade de développement plus avancé que le spray 113 µm pour des temps d'observation équivalents.

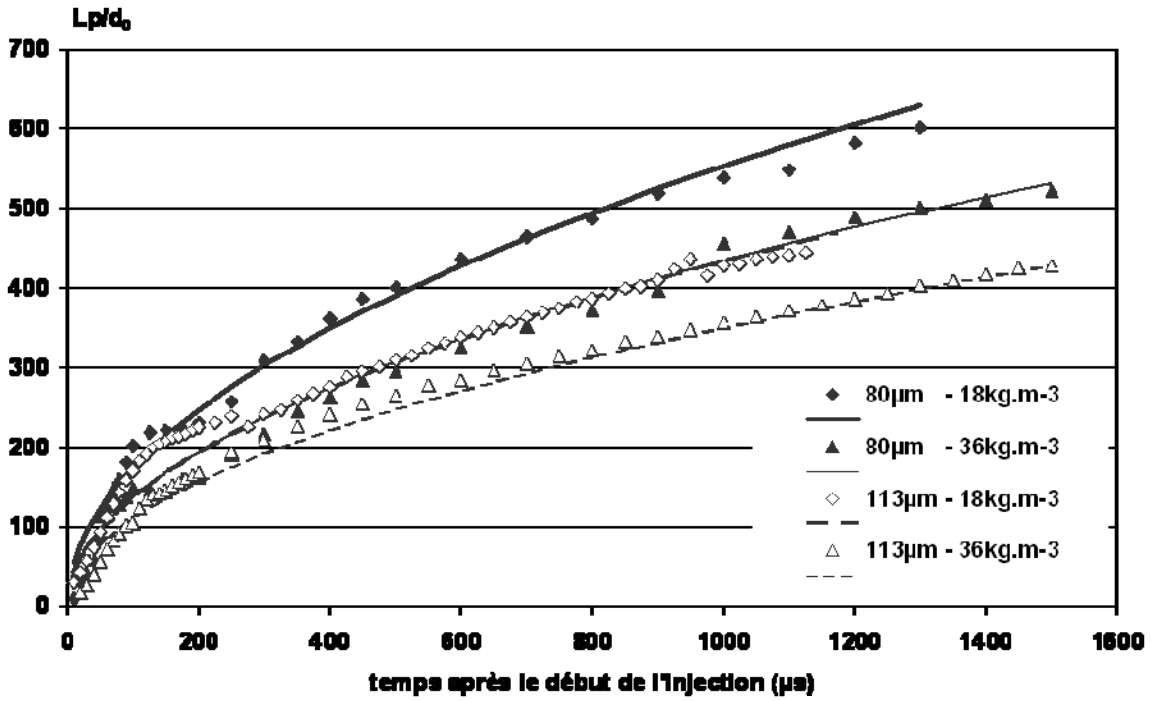


Figure 5.28 : Evolution de la longueur de pénétration normalisée par le diamètre de trou en fonction du temps après le début de l'injection

La figure 5.29 présente l'évolution du taux local pour chaque diamètre de trou et chaque densité en fonction de Z/d_0. Sur les 100 premiers diamètres, l'évolution des deux sprays est confondue pour chaque densité. Ceci rejoint les résultats stationnaires trouvés au chapitre IV. C'est la zone établie du spray. Dans cette zone, l'effet de diamètre du trou d'injecteur est négligeable.

Par la suite, l'évolution des deux sprays se poursuit différemment. Les maxima des taux locaux sont décalés : le taux local du spray 80 µm atteint son maximum lorsque l'entraînement de gaz est déjà en décroissance pour le spray 113 µm. Cela implique que les deux injecteurs ont des comportements différents. Ils n'entraînent pas le gaz de la même façon. Il n'y a pas ici d'effet d'échelle sur les mesures. La similitude entre les deux sprays n'existe que dans la zone stationnaire du spray. Cependant, les résultats obtenus en zone stationnaire seuls ne sont donc pas suffisants pour une estimation de l'entraînement du gaz par le spray.

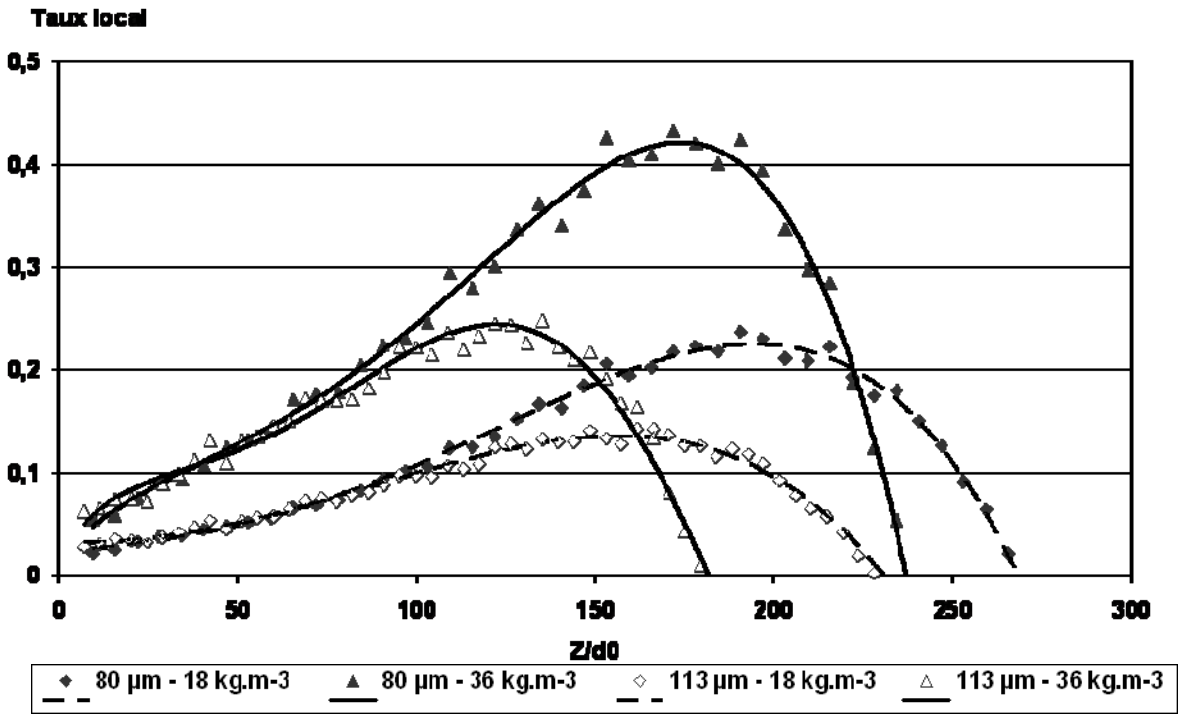


Figure 5.29 : Comparaison du taux local pour les deux diamètres de trou en fonction de Z/d_0, 450 µs après le début de l'injection

Les résultats présentés dans ce paragraphe sont les derniers de ces travaux de thèse. Les effets de diamètre de trou d'injecteur sont forts et une étude plus détaillée sur la zone instationnaire est nécessaire pour comprendre la physique du spray et son interaction avec son environnement dans cette zone. La différence de comportement entre les deux sprays est le résultat de divers phénomènes couplés. Nous évoquons ici deux pistes de réflexion qui ne sont pas exhaustives :

Tout d'abord, l'injecteur 113 µm injecte deux fois plus de liquide que l'injecteur 80 µm, la fraction volumique du liquide est donc plus importante. Selon *Ferrand (2001)*, l'augmentation du chargement en gouttes (donc de la fraction volumique) dans un jet d'air génère une réduction de l'entraînement d'air extérieur sur les premiers diamètres du jet puis s'estompe progressivement. L'auteur explique que le processus d'entraînement est directement lié à l'activité des structures turbulentes qui se développent dans la zone de mélange. Or, le développement des instabilités dans la zone de mélange est affecté par le chargement en gouttes.

Selon *Saffman (1962)*, les particules fines (nombre de Stokes (St) << 1) déstabilisent l'écoulement alors que les autres le stabilisent proportionnellement au chargement.

L'effet de déstabilisation pour des nombres de Stokes très faibles (St < 0.01) est attribué à l'augmentation de l'inertie effective du jet qui entraîne une augmentation du nombre de Reynolds de l'écoulement (*Tong et Wang (1998)*). L'effet de stabilisation pour les autres nombres de Stokes est lié à la modification du rotationnel du fluide par les particules. Les particules détruisent le rotationnel aux centres des tourbillons (dépeuplé) et l'augmentent à l'extérieur (surpeuplé), s'opposant ainsi au développement de l'instabilité (*Dimas et Kiger (1998)*).

Plus les jets sont chargés, plus le volume d'air engouffré à chaque appariement de tourbillon est abaissé et l'entraînement résultant est moindre. Dans notre cas, le spray 113 µm est plus dense que le spray 80 µm, les échanges avec le gaz ambiant ont lieu plus tard et le taux de mélange diminue.

D'autre part, rappelons que les deux injecteurs n'ont pas la même buse (l'injecteur 80 µm a une buse conique, l'injecteur 113 µm a une buse cylindrique). Or, même si aucune cavitation n'a pu être détectée, la morphologie du spray peut tout de même être affecté par cette différence de géométrie. L'évolution du spray dans la chambre se trouve modifiée par une atomisation plus tardive ou moins importante. Les échanges de quantité de mouvement avec le milieu ambiant sont alors affectés.

V.3. Conclusion

Ce chapitre a présenté le développement instationnaire du spray et l'évolution de l'entraînement de l'écoulement gazeux externe dans cette zone.

L'évolution des grandeurs caractéristiques du spray (longueur de pénétration, vitesse du front de spray et angle de dispersion) ont été étudié pour les deux injecteurs et sont présentés pour deux densités ambiantes (18 et 36 $kg.m^{-3}$) : la longueur de pénétration évolue en trois phases : une évolution proportionnelle à t sur les premières 100 µs, puis une évolution transitoire (comprise entre 100 et 200 µs) tendant vers une évolution en $t^{1/2}$; la vitesse du front de spray est très forte en début d'injection (> 200 $m.s^{-1}$), puis décroît très rapidement pour atteindre 25 $m.s^{-1}$ à 50 mm du nez de l'injecteur. Le spray freine d'autant plus vite que la densité ambiante et forte et le diamètre de trou petit. La longueur de pénétration mesurée expérimentalement a été ensuite comparée à des modèles de pénétration basés sur l'analyse dimensionnelle de l'injection (*Naber et Siebers (1996)*) et la conservation du flux de quantité de mouvement (*Desantes et al. (2005)*). Ces modèles sont bien adaptés à des configurations « moteur » où la densité ambiante est forte et le diamètre des trous d'injecteurs est de plus en plus petit.

L'entraînement latéral du gaz dans la zone instationnaire a ensuite été introduit. Pour le définir, une étude du champ gazeux externe au spray est menée. Il est découpé en plusieurs zones :

- La zone 1 proche du nez de l'injecteur où le gaz est entraîné par le spray et où la composante tangentielle de la vitesse du gaz est proche de 0. Cette zone préfigure le début de la zone quasi stationnaire du spray.
- La zone 2 où une recirculation du gaz vers l'amont du spray apparaît
- La zone 3 en tête du spray contenant le vortex et qui pousse le gaz vers l'extérieur.

La différence de vitesse entre la phase gazeuse externe et le spray rend difficile la mesure par F-PIV. Un compromis est alors choisi et expliqué. Le post traitement des mesures F-PIV n'est pas modifié.

Des longueurs d'entraînement sont mesurées et quantifient l'évolution des zones d'entraînement (zone 1 et 2a) par rapport à la longueur de pénétration. La densité ambiante n'a pas d'effet sur l'évolution de ces longueurs d'entraînement (entre 18 et 36 $kg.m^{-3}$).

L'étude du taux local instationnaire montre qu'au début de l'injection, la quantité de gaz entraîné dans le spray est amplifiée par la recirculation du gaz générée par le récent passage du vortex. Pour des temps plus longs, la zone 1 rejoint progressivement l'état stationnaire. L'augmentation de densité ambiante accentue le phénomène.

La diminution du diamètre de trou engendre une augmentation de la quantité de gaz entraîné à une distance du nez de l'injecteur plus courte. Ceci n'est pas lié à un effet d'échelle contrairement à l'étude de la zone stationnaire. L'évolution des deux sprays est similaire sur les 100 premiers diamètres. Ensuite les deux sprays se comportent différemment. Le gaz n'est pas entraîné de la même façon. Des pistes de réflexion sont alors exposées pour comprendre cette différence.

Annexe V.1 Taux de mélange cumulé instationnaire pour l'injecteur 80 µm

La figure 5.30 présente la comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 80 µm et la densité 18 kg.m^{-3}. Comme pour l'injecteur 113 µm, les taux cumulés instationnaires sont au dessus de la courbe du taux cumulé stationnaire. Notons aussi que le taux cumulé instationnaire maximum est ici au dessus de la courbe stationnaire ce qui n'était pas le cas pour l'injecteur 113 µm. Cependant, le taux cumulé instationnaire de l'injecteur 80 µm rejoint plus rapidement le taux cumulé stationnaire que l'injecteur 113 µm à densité ambiante équivalente : 450 µs après le début de l'injection, les courbes sont quasiment confondues. Cela s'explique par le fait que 450 µs après le début de l'injection, l'injecteur 80 µm est plus développé que l'injecteur 113 µm. L'amorce de la zone 1 vers la zone stationnaire est donc plus avancée.

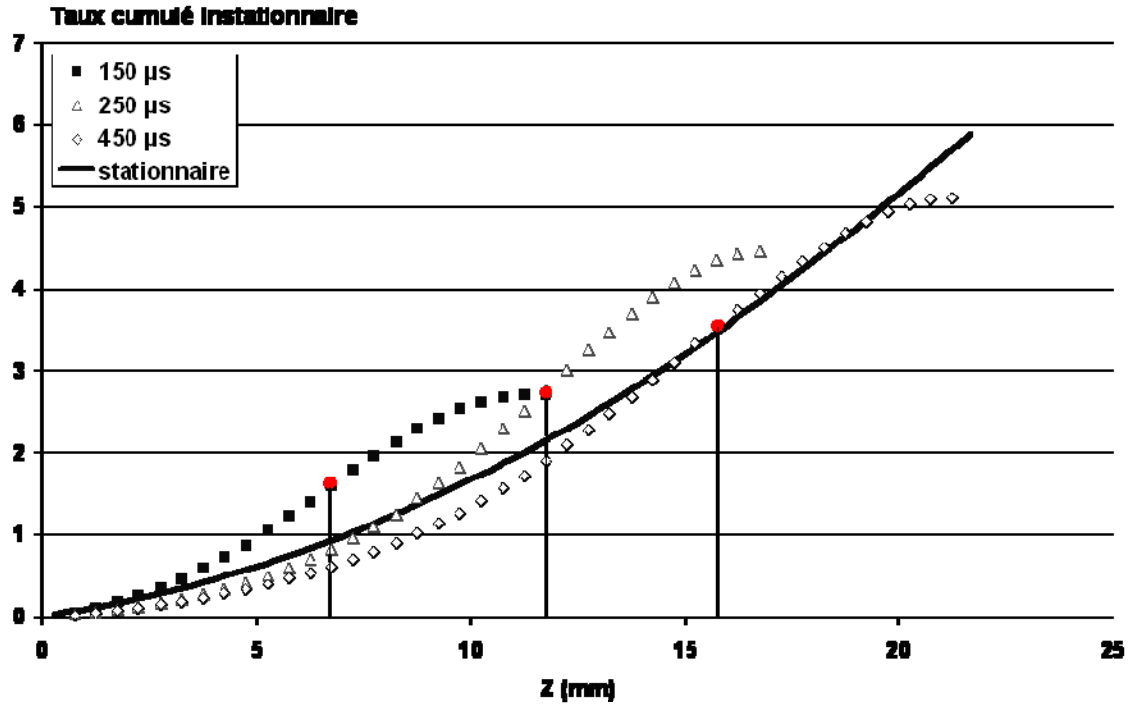


Figure 5.30 : Comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 80 µm et la densité 18 kg.m^{-3}

La figure 5.31 présente la comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 80 µm et la densité 36 kg.m^{-3}. Lorsque la densité augmente, les courbes instationnaires se rapprochent de la courbe stationnaire.

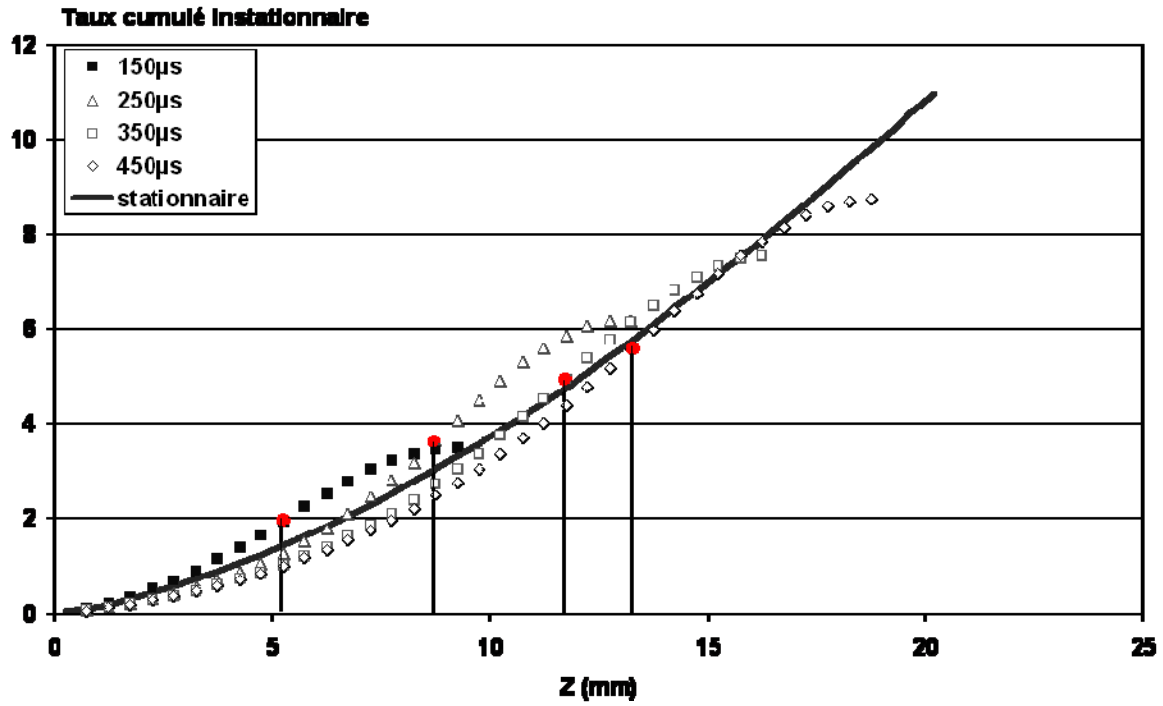


Figure 5.31 : Comparaison des taux cumulés instationnaires et stationnaire pour l'injecteur 80 µm et la densité 36 kg.m^{-3}

Chapitre VI

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

VI.1. Conclusions 150

VI.2. Perspectives de l'étude 154

Chapitre VI
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

VI.1. Conclusions

Ce travail expérimental s'inscrit dans le contexte des **écoulements diphasiques denses**. Il concerne plus particulièrement l'étude de l'entraînement de gaz dans **les sprays denses haute pression** tels qu'on les rencontre dans les moteurs à pistons du secteur automobile. Il vise à l'amélioration des connaissances des mécanismes d'entraînement d'air qui contribue à la répartition des espèces lors de la formation du mélange air/carburant, *in fine*, des émissions polluantes post-combustion.

Lors de cette étude un dispositif expérimental modèle a été mis en place, afin de simplifier le système d'injection Common Rail Haute Pression des moteurs Diesel. Il se compose en particulier d'une pompe haute pression, d'une rampe commune et **d'injecteurs prototypes monotrous axiaux**, de diamètre **113 et 80 µm**.

La **Vélocimétrie par Images de Particules Fluorescentes** (F-PIV) est une technique de mesure laser adaptée à l'étude de l'entraînement de gaz en milieux diphasiques denses. Cette variante de la technique PIV permet de calculer les vitesses des traceurs à quelques

millimètres de la frontière du spray, contrairement à la PIV classique où les premières vitesses des traceurs détectés se trouvaient à au moins 1 cm de la frontière du spray. Les images sont traitées par un algorithme PIV "classique" menant à la mesure des champs instantanés de vitesse du gaz autour du spray. Un **traitement spécifique** de ces champs a été développé pour éliminer les vecteurs faux ou douteux à proximité de la frontière du spray. Les champs instantanés ainsi traités sont utilisés pour le calcul de champs moyens sur lesquels portent les analyses.
La technique F-PIV est ensuite utilisée pour **analyser l'entraînement de gaz induit par le développement du spray** suivant deux axes distincts. Le premier axe d'étude concerne la zone stationnaire et le second la zone instationnaire. Les résultats d'entraînement ont été présentés sous forme de **taux de mélange locaux et cumulés** pouvant correspondre à une richesse locale du mélange. Cette quantité a été définie comme la normalisation du débit massique de gaz entraîné par le débit de liquide injecté. L'**influence de la densité ambiante et le diamètre de trou d'injecteur** a été étudiée sur la phase liquide (visualisations de l'évolution temporelle du spray) et sur la phase gazeuse (entraînement d'air) dans une enceinte pressurisée et à température ambiante (sans évaporation)

Dans la première partie de l'étude, une longue durée d'injection est fixée pour observer la **zone latérale d'entraînement en amont de la recirculation et pendant l'injection**. Le calcul d'entraînement a été réalisé sur les champs de vitesse moyens du gaz à partir d'une surface de contrôle conique fixe. Pour une densité ambiante donnée, l'évolution du taux de mélange cumulé se découpe en deux zones : une zone dite « proche » du nez de l'injecteur où l'évolution est en Z^{α} avec $\alpha > 1$ et une zone lointaine de transition vers la zone d'équilibre entre phases. Ce comportement se répète quelque soit la densité. La vitesse du gaz entraîné dépend assez peu de la densité ambiante et par conséquent le débit massique de gaz entraîné croît régulièrement avec la densité sans effet de saturation. D'autre part, la zone de transition est de plus en plus précoce lorsque l'on augmente la densité. Concernant le diamètre de trou d'injecteur, on a pu observer une similitude des résultats des deux injecteurs lorsque l'on se place en Z/d_0 c'est-à-dire par rapport à l'histoire propre de chaque spray. Par contre, si on se place d'un point de vue moteur c'est-à-dire par rapport à la distance Z du nez de l'injecteur, l'injecteur 80 µm de diamètre plus petit entraîne plus de gaz et plus tôt.

Afin de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors de l'entraînement du gaz par le spray, un modèle intégral d'entraînement (*Cossali* (*2001)*) basé sur les échanges de quantité

de mouvement entre phases est exposé. Le modèle prend en compte l'aspect diphasique dans la zone proche du nez de l'injecteur avec une évolution du taux de mélange en $Z^{3/2}$, mais le domaine de validité du modèle ne peut excéder 10 $kg.m^{-3}$ pour la densité ambiante (le taux de mélange évolue en ρ^{β} avec $\beta = 5/6$). Au-delà de 10 $kg.m^{-3}$, l'influence de la densité est plus marquée et le coefficient β augmente pour les deux injecteurs.

Nous avons alors chercher de nouvelles sources d'augmentation du taux de mélange qui n'étaient pas prises en compte dans le modèle n'étant pas prépondérantes dans le domaine de validité de celui-ci. Or la structure même du spray est modifiée pour les fortes densités. La turbulence est donc un paramètre à intégrer dans les équations modélisant les échanges de quantité de mouvement lorsque la densité ambiante est forte.

Dans la deuxième partie de l'étude, des durées d'injections courtes sont choisies pour observer **le développement instationnaire du spray et l'évolution de l'entraînement de l'écoulement gazeux externe** dans cette zone.

Dans un premier temps, l'influence de la densité ambiante et du diamètre de trou ont été mises en évidence sur les caractéristiques globales du spray. La longueur de pénétration évolue en trois phases : une évolution proportionnelle à t sur les premières 100 µs, puis une évolution transitoire (comprise entre 100 et 200 µs) tendant vers une évolution en $t^{1/2}$; la vitesse du front de spray est très forte en début d'injection (> 200 $m.s^{-1}$), puis décroît très rapidement pour atteindre 25 $m.s^{-1}$ à 50 mm du nez de l'injecteur. Le spray freine d'autant plus vite que la densité ambiante et forte et le diamètre de trou d'injecteur petit.

Dans un deuxième temps, l'entraînement latéral du gaz dans la zone instationnaire est introduit. La différence de vitesse entre la phase gazeuse externe et le spray rend difficile la mesure par F-PIV. Une méthodologie d'étude est alors proposée. Un compromis sur les paramètres de mesure (Δt_{laser}, point de fonctionnement) choisis est expliqué. Le post traitement des mesures F-PIV n'est pas modifié.

La structure de l'écoulement autour du spray est décrite qualitativement à partir des champs de vitesse de la phase gazeuse externe puis quantitativement à partir de paramètres d'entraînement. Lors de l'avancée du spray dans l'enceinte, une recirculation externe se

développe. Le gaz est aspiré le long du spray jusqu'à la recirculation. Au delà, *i.e.* en front de spray, le gaz est repoussé.

Des longueurs d'entraînement sont définies et mesurées et quantifient l'évolution des zones d'entraînement par rapport à la longueur de pénétration. La densité ambiante n'a pas d'effet sur l'évolution de ces longueurs d'entraînement (entre 18 et 36 $kg.m^{-3}$).

L'étude du taux local instationnaire montre qu'au début de l'injection, la quantité de gaz entraîné dans le spray est amplifiée par la recirculation du gaz générée par le récent passage du vortex. Pour des temps plus longs, la zone d'entraînement proche du nez de l'injecteur rejoint progressivement l'état stationnaire. L'augmentation de densité ambiante accentue le phénomène.

La diminution du diamètre de trou engendre une augmentation de la quantité de gaz entraîné à une distance du nez de l'injecteur plus courte. Ceci n'est pas lié à un effet d'échelle contrairement à l'étude de la zone stationnaire. L'évolution des deux sprays est similaire sur les 100 premiers diamètres. Ensuite les deux sprays se comportent différemment. Le gaz n'est pas entraîné de la même façon. Des pistes de réflexion sont alors exposées pour comprendre cette différence.

VI.2. Perspectives de l'étude

Plusieurs perspectives à cette étude sont envisagées :

Tout d'abord, la transposition de la métrologie F-PIV dans la zone instationnaire du spray permet d'envisager une étude plus approfondie de cette zone avec la mise en place d'un nouveau cône de contrôle s'adaptant à la morphologie du spray et prenant en compte le gaz entrant dans le spray et le gaz poussé par le spray. L'évolution des taux d'entraînement des deux sprays à iso masse et suivant la pression d'injection complèterait l'étude présentée ici.

Une suite de l'étude pourrait aussi porter sur l'analyse des structures de frontière de jet. En effet, l'influence des gouttelettes sur l'évolution des structures cohérentes générées en frontière de jet joue un rôle primordial dans le processus d'entraînement d'air dans les sprays. La difficulté est d'ordre métrologique. Etant donné l'épaisseur de la zone de mélange diphasique, il est nécessaire de mettre en place un système d'imagerie instantané à fort grandissement optique, pouvant supporter les contraintes de confinement.
Cette étude apporterait des informations sur l'influence de la turbulence lors du développement du spray, comme nous l'avons suggéré lors de la comparaison des résultats de l'étude stationnaire au modèle intégral d'entraînement de *Cossali (2001)*.

Dans la présente étude, deux injecteurs monotrous axiaux ont été utilisés. En conditions réelles moteur, les injecteurs sont multi trous et peuvent interagir entre eux. Dans cette optique, l'étude d'un spray sur un injecteur 3 trous a été initiée au cours du stage recherche de Jürgen Klein afin de regarder la faisabilité de la F-PIV. Les premiers résultats sont encourageants et ouvrent des perspectives sur la possibilité de regarder l'interaction entre deux sprays selon la distance des trous sur la buse d'injecteur et l'angle d'ouverture du spray dépendant des paramètres d'injection et de la chambre de combustion.

BIBLIOGRAPHIE

R.J. **Adrian,** *Twenty years of particle image velocimetry*, Exp. in Fluids, vol. 39, 2005.

T. **Aizawa**, H. Kodasa, Y. Matsui, *2-D Imaging of soot formation Process in a Transient Spray Flame by Laser induced Fluorescence and Incandescence Techniques*, SAE 2002 01 2669, 2002.

L. **Araneo**, A. Coghe, G. Brunello, G.E. Cossali, *Experimental investigation of gas density effects on diesel spray penetration and entrainment*, SAE 1999-01-0525, 1999.

A. **Arbeau**, *Etude de l'entraînement d'air dans un spray haute pression. Diagnostics optiques et application à l'injection Diesel*, Thèse de Doctorat INPT, Toulouse, 2004.

B. **Argueyrolles**, D. Maligne, D. Passerel, *Influence of the nozzle geometry on diesel injector internal flow: a computional approach*, THIESEL 2004, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp 43-56, Valencia, Spain, 2004.

F.G.S. **Benatt**, P. Eisenklam, *Gaseous entrainment into axisymetric liquid sprays*, J. of Institute of Fuel, pp 309-315, 1969.

P. **Bergstrand**, I. Denbratt, *Diesel Combustion with Reduced Nozzle Orifice Diameter*, SAE 2001-01-2010, 2001.

H. **Binark**, W.E. Ranz, *Induced Air Flows in Fuel Sprays*, 1958.

G. **Bruneaux**, *Liquid and Vapor Spray Structure in High Pressure common rail Diesel Injection*, Atomization and Sprays, vol. 11, pp 533-556, 2001.

G. **Bruneaux**, *Mixing process in high pressure diesel jets by normalized laser induced exciplex fluorescence. Part I: Free jet*, SAE 2005-01-2100, 2005.

Z. **Cao**, K. Nishino, S. Mizumo, K. Torii, *PIV measurement of internal structure of Diesel fuel spray*, Experiments in Fluids, suppl. S211-S219, 2000.

V. **Chagras**, *Simulation eulérienne-lagrangienne d'écoulement gaz solide non isothermes : interactions particules-turbulence, application aux écoulements en conduite*, Thèse ESSTIN, Nancy, 2004.

H. **Chaves,** M. Knapp, A. Kubitzek, F. Obermeier, T. Schneider, *Experimental study of cavitation in the nozzle hole of diesel injectors using transparent nozzles*, SAE 950290, 1995.

W. **Choi**, B. C. Choi, *Estimation of the air entrianement characteirstics of a transient high pressure diesel spray*, Proc. IMechE vol. 219, Part D, J. automobile Engineering, 2005.

A. **Coghe**, G.E. Cossali, L. Araneo, *Gas entrainment in Diesel Sprays*, THIESEL 2000, Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, Spain, 2000.

G.E. **Cossali**, G. Brunello, A. Coghe, *LDV Characterization of Air Entrainment in Transient Diesel Sprays*, SAE 910178, 1991.

G.E. **Cossali**, A. Gerla, A. Coghe, G. Brunello, *Effect of gas density and temperature on air entrainment in a transient diesel spray*, SAE 960862, 1996.

G.E. **Cossali**, A. Coghe, L. Araneo, *Near-Field Entrainment in an Impulsively Started Turbulent Gas Jet*, AIAA journal, vol. 39, Issue 6, pp 1113-1122, 2001.

G.E. **Cossali**, *An integral model for gas entrainment into full cone sprays*, JFM, vol. 439, pp 353-366, 2001.

G. **Delay**, *Analyse des écoulements transitoires dans les systèmes d'injection directe essence. Effets sur l'entraînement d'air instationnaire du spray*, Thèse de Doctorat INPT, Toulouse, 2005.

J.M. **Desantes**, R. Payri, F.J Salvador, A. Gil, *Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration*, Fuel 85, pp 910-917, 2006.

A.A. **Dimas**, K.T. Kiger, *Linear instability of a particle-laden mixing layer with a dynamic dispersed phase*, Phys. Fluids., 1998.

L.G. **Dodge** et al., *Effect of Small Holes and High Injection Pressures on Diesel Engine Combustion*, SAE 2002-01-0494, 2002.

J. **Dec** et al., *Diesel Combustion: An integrated View combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation*, SAE 1999-01-0509, 1999.

J.C. **Dent**, *A Basic Comparisons of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration*, SAE 710571, 1971.

Donghee Han, M.G. Mungal, *Direct measurement of entrainment in reacting/non-reacting turbulent jets*, Combustion and Flame, vol. 124, pp 370-386, 2001.

N. **Dumont,** *Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel*, Thèse de Doctorat INPT, Toulouse, 2004.

V. **Ferrand**, *Etude expérimentale d'un jet d'air turbulent fortement chargé en gouttes. Application à l'injection directe essence dans les moteurs à combustion interne*, Thèse de Doctorat INPT, Toulouse, 2001.

S. **Ghosh**, J. Hunt, *Induced air velocity within droplet driven sprays*, Proc. R. Soc. Lond. A, vol. 444, pp 105-127, 1994.

S. **Ghosh**, J. Hunt, *Spray jets in cross-flow*, J. Fluids Mech., vol. 365, pp 109-136, 1998.

N. **Guerrassi**, D. Schoeppe, P. Bercher, H. Breitbach, *Latest Developments in Diesel Common Rail Technology to Meet Future Demands*, SIA Congress Lyon, 2004.

H. **Hattori,** K. Narumiya, M. Tsue, T. Kadota, *Analysis of Initial Breakup Mechanism of Diesel Spray Injected Into High-Pressure Ambience*, SAE 2004-01-0528, 2004.

A. **Higgins**, D. Siebers, A. Aradi, *Diesel Spray Ignition and Premixed Burn Behavior*, SAE 2000-01-0940, 2000.

B.J. **Hill**, *Measurement of local entrainment rate in the initial region of axisymmetric turbulent air jets*, JFM., vol. 51, Issue 4, 1971.

H. **Hiroyasu,** M. Arai, *Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines*, SAE 900475, 1990.

K.Y. **Huh**, A.D. Gosman, *A phenomenological model of Diesel spray atomisation*, International Conference on Multiphase Flows, Tsukuba, Japon, 1991.

A. **Joshi**, W. Schreiber, *An experimental examination of an impulsively started incompressible turbulent jet*, Exp. in Fluids, vol. 40, pp 156-160, 2006.

H. **Kano**, M. Kato, T. Kojima M. Katagiri, *Contribution of Optimum Design for Nozzle Configuration to Spray Formation*, SAE 900824, 1990.

W. **Kosiwczuk**, A. Cessou, M. Trinité, B. Lecordier, *Simultaneous velocity field measurements in two-phase flows for turbulent mixing of sprays by means of two-phase PIV*, Exp. in Fluids, vol. 39, pp 895–908, 2005.

B. **Lecordier**, *Méthode de PIV avec déformation des images pour l'amélioration des mesures des gradients de vitesse*, 8ème congrès francophone de vélocimétrie laser, pp 97-103, 2002.

M. **Linne**, M. Paciaroni, T. Hall, T. parker, *Ballistic imaging of the near field in a diesel spray*, Exp. in Fluids, vol. 40, pp 836-846, 2006.

D. **Lisiecki** et al., *The Structure of the Air Flow entrained by a High Pressure Diesel Jet*, ILASS Europe 99 proceedings, Toulouse, France, 1999.

S.A**. MacGregor**, *Air entrainment in sprays jets*, Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 12, Issue 3, 1991.

S. **Maurel,** *Etude par imagerie laser de la génération et de la rupture d'un écoulement tourbillonnaire compressé. Situation modèle pour la validation de simulations aux grandes échelles dans les moteurs*, Thèse de Doctorat INPT, Toulouse, 2001.

C. **Mendez**, B. Gimenez, F. Castro, F.Tinaut, *Experimental and Numérical investigation of transient sprays formation*, THIESEL 2004, Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, Spain, 2004.

R. **Morgan**, J. Wray, D.A. Keinnard, C. Crua, M.R. Heikal, *The influence of Injector Parameters on the Formation and Break-Up of a Diesel Spray*, SAE 2001-01-0529, 2001.

J.D. **Naber**, D. Siebers, *Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays*, SAE 960034, 1996.

N. **Otsu**, A *threshold selection method from gray-level histograms*, IEEE Trans. Sys., Man., Cyber., vol. 9, pp 62-66, 1979.

F. **Payri**, V. Bermudez, R. Payri, F.J. Salvador, *The influence on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles*, Fuel 83, pp 419-431, 2004.

F. **Payri**, J.M. Garcia, F.J. Salvador, J. Gimeno, *Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics*, Fuel 84, pp 551 - 561, 2005.

L. **Pickett** et D. Siebers, *Orifice Diameter Effects on Diesel Fuel Jet Flame Structure*, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 127, pp 187-196, 2005.

L. **Pickett**, D. Siebers, C.A. Idicheria, *Relationship between ignition processes and the lift-off length of diesel fuel jets*, SAE 2005-01-3843, 2005.

S. **Post,** V. Iyer, J. Abraham, *A study of near-field entrainment in gas jets and sprays under diesel conditions*, JFE, vol. 122, pp 385-395, 2000.

J.P. **Pouille**, *Combustion Diesel. Moteurs Diesel : conception – Evolution*, Formation Industrie ENSPM, 2000.

N. **Rajaratnam**, *Turbulent Jets*, Ed Elsevier Scientific, 1976.

B.V. **Rajalingam**, P. V. Farrell, *The effect of injection pressure on air entrainment into transient diesel sprays*, SAE 1999-01-0523, 1999.

R.D. **Reitz**, R. Diwakar, *Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays*, SAE 860469, 1986.

R.D. **Reitz**, *Modeling Atomization Processes in High Pressure Vaporizing Sprays*, Atomisation and Spray Technology, vol. 3, pp 309-337, 1987.

F.P. **Ricou**, D.B. Spalding, *Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets*, J. Fluid. Mech., vol. 11, 1960.

D.R. **Rhim**, P. Farrell, *Air flow surrounding burning transient diesel sprays*, SAE 2002 01 2668, 2002.

I.V. **Roisman**, L. Araneo, C. Tropea, *Effect of ambient pressure on penetration of a diesel spray*, Int. J. Multiphase Flow, vol.33, pp 904-920, 2007.

G. **Rottenkolber** et al., *Combined PDA and LDV measurements : phase discrimination inside a spray using fluorescent seeding particles*, ICLASS 2003 proceedings, Sorento, Italy, 2003.

R. **Rotondi** et al., *Atomization of High Pressure Diesel Spray : Experimental Validation of a New Breakup Model*, SAE 2001-01-1070, 2001.

M. **Saffman,** *On the stability of laminar flow of a dusty gas***,** J. Fluid. Mech., Vol. 13, pp 120 - 128**,** 1962.

M.L. **Sanchez**, F. Castro, F.V. Tinaut, A. Melgar, *Considerations on the gas-phase velocity field in a nonevaporating diesel spray*, Atomization and Sprays, vol. 10, pp 529-543, 2000.

S. **Sasaki**, H. Akagawa, K. Tsujimura, *A Study on Surrounding Air Flow Induced by Diesel Sprays*, SAE 980805, 1998.

SS **Sazhin**, G Feng, MR Heikal , *A model for fuel spray penetration*, Fuel 80 (15), pp 2171-2180, 2001.

L. **Schiller**, A. Naumann, *A drag coefficient correlation,* Z. Ver. Deutsch. Ing., vol.77, pp 318, 1935.

J. **Séneschal**, *Etude et réalisation d'un système automatique de caractérisation de jets Diesel en champ proche et lointain,* Thèse de l'Université de Saint Etienne, 2005.

D. **Siebers**, *Liquid Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays,* SAE 980809, 1998.

D. **Siebers,** *Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel spray based on mixing-limited* vaporization, SAE 1999-01-0528, 1999.

D. **Siebers**, B. Higgins, *Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions,* SAE 2001-01-0530, 2001.

G.J. **Smallwood**, O.L. Gülder, *Views on the Structure of Transient Diesel Sprays,* Atomization and Sprays, vol.10, pp 355-386, 2000.

F.X. **Tanner**, *Atomization and Droplet Breakup Modeling of Diesel Sprays,* www.math.mtu.edu/~tanner/Research/Project3/poster_new/poster_new.html, 1999.

X.L. **Tong**, L.P. Wang, *Two-way coupled particle-laden mixing layer. Part 1: Linear instability,* Int. J. Multiphase Flow, vol. 25, pp 575-598, 1998.

A.A. **Townsend**, *Entrainment and the structure of turbulent flow,* J. Fluid. Mech., vol. 41, pp 13-46, 1970.

Y. **Wakuri**, M. Fujii, T. Amitani and R. Tsuneya, *Studies of the penetration of a fuel spray in a Diesel engine*, Bull JSME **3,** vol.9, pp 123–130, 1960.

J. **Wang**, *X-ray Visions of Multiphase Flow*, 13th Int. Symp. on Appl. Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 2006.

C.Y. **Wen**, Y.H. Yu, *Mechanics of fluidization*, Fluid Particle Technology, Chemical engineering progress symposium series, vol. 62, pp 100-111, 1965.

J. **Westerweel**, F. Scarano, *Universal outlier detection for PIV data*, Exp. in Fluids, vol 39, pp 1096-1100, 2005.

G.**Wigley**, G. Pitcher, *PDA Analysis of a polydisperse GDI fuel spray with drop size class discrimination*, ILASS Europe, Zürich, Suisse, 2001.

Y. Yamane, H. Yokota, T. Kamimoto, *Atomization and air-entrainment characteristics of unsteady dense sprays,* JSME Series B, vol. 37, No.3, 1994.

J. **Yon**, J.B. Blaizot, *Morphological analysis of the Diesel jet at the nozzle outlet,* Congrès ICLASS 2003, Sorento, Italie, 2003.