



Potentiel de la combustion partiellement prémélangée pour les moteurs essence

Amine Labreche

► To cite this version:

Amine Labreche. Potentiel de la combustion partiellement prémélangée pour les moteurs essence. Autre. Université d'Orléans, 2015. Français. NNT : 2015ORLE2032 . tel-01341666

HAL Id: tel-01341666

<https://theses.hal.science/tel-01341666>

Submitted on 4 Jul 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**ÉCOLE DOCTORALE ENERGIE, MATERIAUX, SCIENCES DE LA TERRE
ET DE L'UNIVERS**

THÈSE présentée par :
Amine LABRECHE

Soutenue le : **16 Décembre 2015**

Pour obtenir le grade de : **Docteur de l'université d'Orléans**

Discipline/ Spécialité : **MECANIQUE ET ENERGETIQUE**

**Potentiel de la Combustion Partiellement
Prémélangée pour les moteurs essence**

THÈSE dirigée par :

Mme Christine MOUNAÏM-ROUSSELLE
Mr Fabrice FOUCHER

Professeur, Université d'Orléans
Professeur, Université d'Orléans

RAPPORTEURS :

Mr JULIEN SOTTON
Mr LUIS LE MOYNE

Professeur, Ensma
Professeur, Université de Bourgogne

JURY

Mr Öivind ANDERSSON
Mr David MALIGNE
Mr Toni TAHTOUH
Mr Olivier GUEZET

Professeur, Université de Lund, Suède
Ingénieur de recherche, Delphi France
Ingénieur de recherche, PSA Peugeot Citroën
Ingénieur de recherche, PSA Peugeot Citroën

Tables des matières

<i>TABLES DES MATIERES</i>	3
<i>NOMENCLATURE</i>	6
<i>Chapitre I. Introduction générale et étude bibliographique de la combustion GPPC</i>	10
<i>I.1. INTRODUCTION</i>	11
I.1.1. Le Moteur à allumage par compression (Diesel)	12
I.1.2. Le Moteur à allumage commandé (Essence)	14
I.1.3. Les émissions polluantes issues des moteurs à combustion interne	14
I.1.4. Les normes anti-pollution	18
<i>I.2. SOLUTIONS AUX DEFIS DES NORMES ANTI-POLLUTION</i>	20
I.2.1. Le post-traitement des émissions	20
I.2.2. Amélioration/modifications des modes de combustion	22
<i>I.3. LA COMBUSTION PPCI</i>	24
I.3.1. Paramètres pertinents pour la combustion PCCI	25
<i>I.4. CONCLUSION ET OBJECTIF DE CETTE ETUDE</i>	38
<i>Chapitre II. Influence des paramètres thermodynamiques et de la stratégie d'injection sur la combustion GPPC</i>	42
<i>II.1. INTRODUCTION</i>	43
<i>II.2. DISPOSITIFS ET MOYENS D'ESSAIS</i>	43
II.2.1. Le moteur monocylindre opaque	43
II.2.2. Simulation de la recirculation d'EGR	44
II.2.3. Préchauffage des gaz d'admission	44
II.2.4. Instrumentation du moteur	45
II.2.5. TRAITEMENT DES MESURES	46
<i>II.3. RESULTATS</i>	50
II.3.1. Essais réalisés chez PSA	50
II.3.2. Essais réalisés au laboratoire PRISME	52
<i>II.4. CONCLUSION</i>	73
<i>Chapitre III. Etude expérimentale de la combustion HCCI de mélanges de substitution, représentatifs de l'essence</i>	75
<i>III.1. INTRODUCTION</i>	76
<i>III.2. CHOIX DES MELANGES</i>	77
<i>III.3. MONTAGE EXPERIMENTAL</i>	79
<i>III.4. RESULTATS</i>	79
III.4.1. Influence de la pression et la température d'admission sur le phasage de la combustion	79
III.4.2. Influence du régime moteur	81
III.4.3. Influence du taux de dilution	85
III.4.4. Quantité de carburant injectée selon le type de carburant	86
III.4.5. Mesure du taux d'introduction	87
III.4.6. Comparaison entre la combustion HCCI et la combustion par Mono injection pour PRF87 et l'essence	90
<i>III.5. CONCLUSIONS</i>	95

<i>Chapitre IV. Caractérisation par diagnostics optiques de la combustion GPPC.....</i>	<i>97</i>
<i>INTRODUCTION DU CHAPITRE</i>	<i>98</i>
<i>ETUDE MACROSCOPIQUE DES CARACTERISTIQUES DU SPRAY PAR LA TECHNIQUE DE DIFFUSION DE MIE.....</i>	<i>101</i>
IV.1.1. INTRODUCTION	101
IV.1.2. PRINCIPE DE LA TECHNIQUE.....	101
IV.1.3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL	102
IV.1.4. TRAITEMENT DES IMAGES DE DIFFUSION	103
IV.1.5. RESULTATS	108
<i>ETUDE PAR FLUORESCENCE INDUITE PAR LASER DE L'ETAT DU MELANGE DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION.....</i>	<i>119</i>
IV.2.1. INTRODUCTION	119
IV.2.2. PRINCIPE DE LA FLUORESCENCE INDUITE PAR LASER	120
IV.2.3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL	124
IV.2.4. PROCEDURE DE CALIBRATION EN PHASE HOMOGENE	128
IV.2.5. CONDITIONS EXPERIMENTALES	131
IV.2.6. RESULTATS ET ANALYSE	132
<i>ETUDE DE LA COMBUSTION GPPC PAR SUIVI DU RADICAL OH* ET DU RADICAL FORMALDEHYDE.....</i>	<i>151</i>
IV.3.1. INTRODUCTION	151
IV.3.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET SYSTEME D'ACQUISITION	153
IV.3.3. Post-traitement des images	155
IV.3.4. RESULTATS	156
<i>CONCLUSION DU CHAPITRE.....</i>	<i>167</i>
<i>Chapitre V. Conclusion générale et perspectives.....</i>	<i>171</i>
<i>Références bibliographiques.....</i>	<i>177</i>

Nomenclature

Symboles latins

a_{son}	Vitesse du son dans le carburant [$m.s^{-1}$]
C_p	Chaleur spécifique à pression constant du mélange [$J/kg.K$]
C_v	Chaleur spécifique à volume constant du mélange [$J/kg.K$]
D	l'alésage du cylindre [m]
DV	Degré vilebrequin [DV]
E_{pulse}^i	Energie instantanée du pulse i
$E_{pulse_{moy}}$	Energie moyenne des pulses laser
h_c	Coefficient de convection [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
$I_{FLUO_hom_brute}^i$	Image instantanée de fluorescence homogène brute
$I_{FLUO_hom_brute_corr}^i$	Image instantanée de fluorescence homogène brute corrigée par la fluctuation de l'énergie laser
$I_{FLUO_hom_moy}$	Image de fluorescence moyenne sur le nombre d'image instantanée
$I_{FLUO_hom_norm}$	Image de fluorescence moyenne normalisée par la variation spatiale de l'énergie laser
$I_{FLUO_inj_moy}$	Image de fluorescence en mode double injection moyennée
$I_{FLUO_inj_profil_laser}^i$	Image de fluorescence instantanée corrigée par le profil spatiale du laser
$I_{FLUO_inj}^i$	Image de fluorescence instantanée en mode double injection
$I_{FOND_{brute}}^i$	Image brute instantanée de fluorescence
$I_{FOND_brute_corr}^i$	Image brute instantanée de fluorescence corrigée par la fluctuation de l'énergie laser
$I_{FOND_moy}^i$	Image de fond moyenne (sans fluorescence)
$I_{FLUO_HCHO_brute}^i$	Image brute de fluorescence instantanée de l'espèce HCHO
$I_{FLUO_HCHO_brute_corr}^i$	Image brute de fluorescence instantanée de l'espèce HCHO corrigée par l'énergie laser
$I_{FLUO_HCHO_moy}$	Image moyenne de fluorescence de l'espèce HCHO
L	Longueur de pénétration liquide
L_b	Longueur de la bielle [m]
$\dot{m}_f$	Débit massique du carburant
m_{air}	Masse de l'air [g]
m_{carb}	Masse du carburant [g]
P_{adm}	Pression d'admission [bar]
P_{cyl}	Pression cylindre [bar]
Q_{comb}	Energie développée par la combustion [J]
Q_{pertes}	Energie perdue aux parois [J]
R	Constante des gaz parfait
$R_{maneton}$	Rayon du maneton [m]
r_p	Ratio de prémélange

S	Surface d'échange entre les gaz et la paroi [m ²]
S_{Tot}	Signal de fluorescence en mode double injection
$S_{Tot,calib}$	Signal de fluorescence en mode calibration
$S_{culasse}$	Surface apparente de la culasse [m ²]
$S_{cylindre}$	Surface apparente du cylindre [m ²]
S_{piston}	Surface apparente du piston [m ²]
T_{adm}	Température d'admission [°C]
U	Energie interne des gaz dans le cylindre [J]
$T_{cylindre}$	Température dans la chambre de combustion [K]
V_{cyl}	Volume de la chambre de combustion [cm ³]
V_p	Vitesse moyenne du piston [m.s ⁻¹]
W	Travail fourni au piston [J]

Symboles grecs

α	Position Angle vilebrequin (DV)
η_{comb}	Rendement de la combustion [%]
φ_{st}	Rapport de richesse stœchiométrique
ϕ_{GPPC}	Richesse en mode double injection (GPPC)
ϕ_{HOMO}	Richesse en mode mélange Homogène
γ	Coefficient isentropique des gaz
θ	Angle du spray [°]

Abréviations

ACEA	Association Des Constructeurs Automobiles Européens
ADEME	Agence De l'Environnement Et De La Maîtrise De l'Energie
AOE	Avance Ouverture Echappement
ATAC	Active Thermo Atmosphere Combustion
CA10	DV où 10% de la masse enfermée est brûlée
CA50	DV où 50% de la masse enfermée est brûlée
CAD	Crank Angle Degree
CAI	Compression Auto Ignition
EGR	Exhaust Gaz Recirculation
EOI	End Of Injection
FAP	Filtre A Particules
FARLIF	Fuel/Air Ratio Laser Induced Fluorescence
FMB	Fraction De Masse Brûlée
GDI	Gasoline Direct Injection
GPPC	Gasoline Partially Premixed Combustion
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition

HSDI	High Speed Direct Injection
IDE	Injection Directe Essence
LIF	Laser Induced Fluorescence
LRT	Likelihood Ratio Test
LTC	Low Temperature Combustion
MON	Motor Octane Number
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
PMI	Pression Moyenne Indiquée
PPC	Partially Premixed Combustion
PPCI	Partially Premixed Compression Ignition
PRF	Primary Reference Fuel
RFA	Retard Fermeture Admission
RON	Research Octane Number
SCR	Selective Catalytic Reduction
SO1I	Start Of 1st Injection
SO2I	Start Of 2 nd Injection

***Chapitre I. Introduction générale et
étude bibliographique de la
combustion GPPC***

I.1. INTRODUCTION

Depuis les premiers prototypes parus au 19^{ème} siècle, l'automobile s'est progressivement imposée comme le moyen de transport par excellence des individus et des marchandises. De la révolution industrielle en passant par la seconde guerre mondiale, l'avènement de l'automobile a provoqué d'énormes mutations sociales et économiques. Longtemps réservée aux classes fortunées, l'automobile s'est rendue accessible aux classes moyennes par le développement de l'automobile de grande série, comme le cas de la Citroën 2 CV. Le moteur thermique qui permet de convertir l'énergie chimique stockée dans un «carburant» en travail mécanique peut être classé en différentes catégories selon le mode d'allumage, de combustion, la nature du carburant ou encore le type d'injection.

Une récente publication du groupe Bosch [1] sur la répartition des différentes technologies de propulsion à travers le monde, montre la prédominance des moteurs à allumages commandé en Chine et les États-Unis alors que le diesel est leader des ventes en Europe et en Inde. La Figure 1 donne un aperçu général de cette répartition.

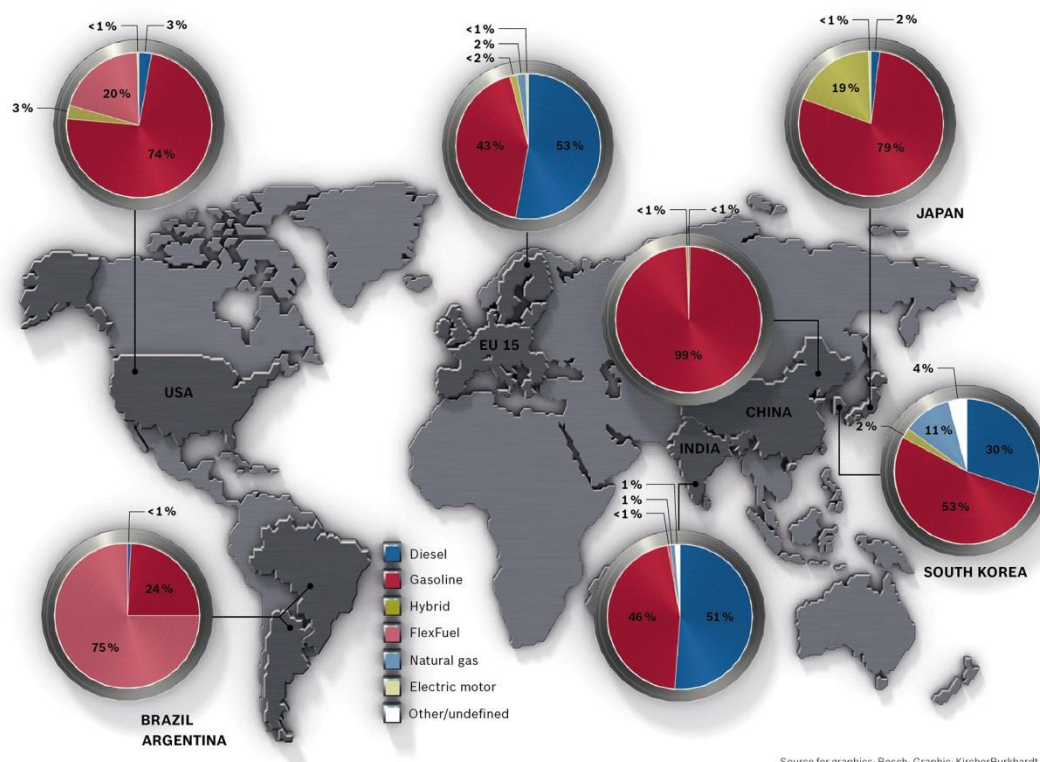


Figure 1 : Répartition des technologies moteur à travers le monde [3]

Les parts de marché des moteurs essence représentent ~100% des nouveaux véhicules vendus en Chine. Sur les marchés américain et japonais, le pourcentage décroît à 75%. Les moteurs à injection indirecte représentent plus de 50%. L'augmentation de la popularité du « downsizing » tend à rendre l'injection directe essence (IDE) plus répandue qui ensemble permettent de réduire la consommation du carburant jusqu'à 15% pour une même puissance.

La moitié des parcs automobiles indien et européen sont équipés de moteurs diesel. A part ces deux principaux marchés, le diesel commence à peine à conquérir des parts de marché aux Etats-Unis et en Corée du Sud. Un cinquième des nouvelles voitures vendues au Japon sont des hybrides. Ceci fait de ce pays l'un des premiers en matière de véhicules électrifiés. Selon les prévisions de Bosch [1], sur les 113 millions de véhicules vendus à l'horizon 2020, 6.5 millions seront des hybrides (thermique-électrique), 3 millions des hybrides rechargeables, et 2.5 millions des voitures 100% électriques.

D'autres technologies Moteur sont aussi présentes dans le monde : les moteurs à carburant modulable (Flex fuel) qui peuvent fonctionner à la fois à l'essence et à l'éthanol, particulièrement présents au Brésil et aux Etats-Unis. L'utilisation du Gaz Naturel Comprimé (GNC) comme carburant commence aussi à progresser : 50% moins cher que l'essence et 25% moins d'émission de CO₂, le GNC représente 11% de part de marché en Corée du Sud. Au niveau mondial, les ventes de véhicules fonctionnant au GNC présente une progression annuelle de 25%.

Nous rappelons ici brièvement les deux technologies principalement développées à l'heure actuelle : le moteur à allumage par compression et celui à allumage commandé, couramment appelés moteur Diesel et moteur Essence respectivement.

I.1.1. Le Moteur à allumage par compression (Diesel)

Ce type de moteur se caractérise par l'utilisation d'un carburant de forte réactivité comme le diesel. Lorsque le piston est arrivé au Point Mort Haut (PMH), le carburant (Diesel) est injecté dans le cylindre : les valeurs importantes de la pression et la température régnant dans la chambre de combustion à cet instant-là conduisent à une auto-inflammation quasi-immédiate du carburant (moyennant le délai d'auto-inflammation), poussant le piston vers le bas (détente) et produisant ainsi un travail mécanique. La combustion peut être considérée comme se déroulant en quatre étapes (Figure 2).

Etape I : le délai d'auto-inflammation

Cette première étape se situe entre le début de l'injection (apparition des premières gouttelettes) et le commencement de la combustion. Elle est le résultat à la fois d'un délai physique et d'un délai chimique, qui s'influencent mutuellement. Le délai physique se présente comme le temps entre la présence du carburant dans la chambre de

combustion et l'instant où se forment localement des régions propices à l'auto-inflammation. Ce délai est essentiellement piloté par les processus de vaporisation, d'atomisation et de mélange avec l'air ambiant. Le délai chimique représente l'intervalle entre le moment où l'air et le carburant forment un mélange homogène et l'instant d'initiation de la combustion.

Etape II : Phase de combustion rapide prémélangée

Une partie du carburant et de l'air ont pu se mélanger, une combustion de type prémélange se propage très rapidement. Durant cette phase la libération de l'énergie est très importante, il en résulte un fort gradient de pression, comme le schématise la Figure 2.

Etape III : Phase de combustion en diffusion contrôlée

Dès lors où le mélange homogène est totalement consommé, le taux de dégagement de chaleur est piloté par la vitesse à laquelle apparaissent des zones propices à la propagation de la flamme, conditionnées par le processus de mélange, de vaporisation et d'atomisation du carburant). Cette phase se caractérise par une intensité de la combustion beaucoup moins importante et décroît à mesure que la combustion se déroule.

Etape IV : Phase de combustion tardive

Le reste du carburant mal mélangé avec l'air peut s'enflammer durant la phase d'expansion du piston, libérant peu d'énergie et dépendant fortement de l'aérodynamique interne, qui joue un rôle important dans le brassage des gaz dans le cylindre et la rencontre entre l'air et le carburant.

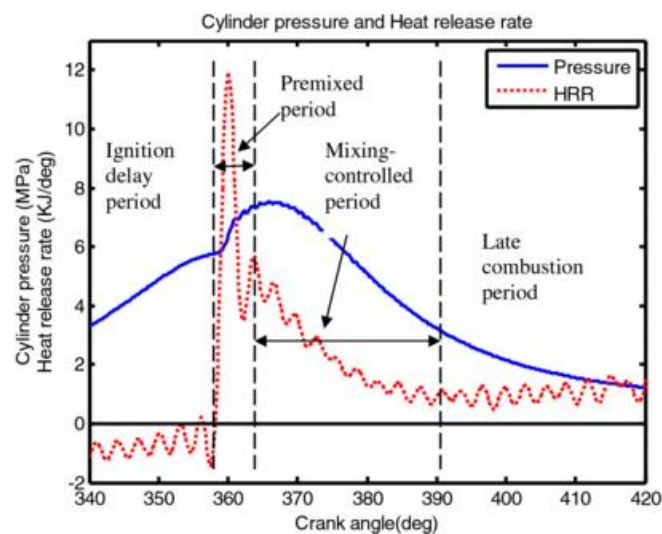


Figure 2 : Représentation schématique du déroulement d'une combustion de type Diesel (courbes de pression et de dégagement de chaleur) à partir de [2]

I.1.2. Le Moteur à allumage commandé (Essence)

L'initiation de la combustion est due à la présence d'une source locale permettant l'élévation de la température et la création d'espèces radicalaires, comme le cas classique de l'étincelle électrique.

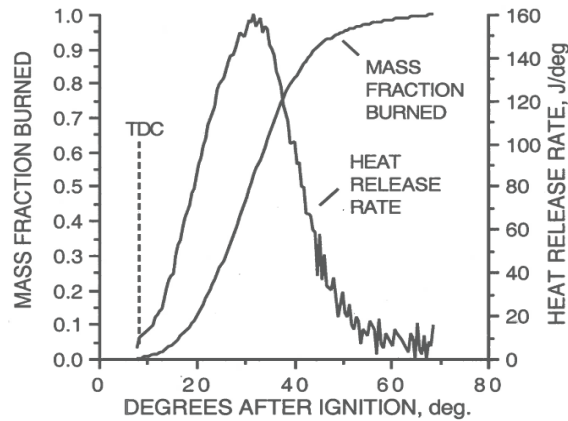
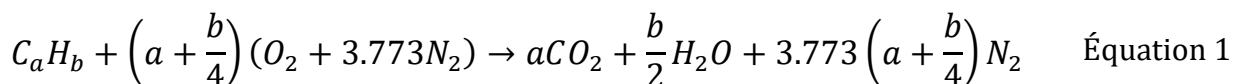


Figure 3 : Représentation schématique du déroulement d'une combustion de type allumage commandé (courbe de dégagement de chaleur et de fraction de la masse brûlée) [3]

L'instant d'allumage est de ce fait contrôlable via le déclenchement de l'étincelle (Figure 3). La combustion dans ce type de moteur se caractérise par une montée rapide en pression et température dans le cylindre traduisant le développement de la combustion.

I.1.3. Les émissions polluantes issues des moteurs à combustion interne

Dans ces 2 types de moteurs conventionnels, le processus de combustion ne peut avoir lieu que si les proportions entre l'air et le carburant ont atteint le niveau d'inflammabilité. La réaction d'oxydation du carburant (C_xH_n) avec l'air est représentée par l'équation de combustion, sous condition de conservation de la masse de chaque molécule, on obtient la formule suivante :



Le rapport stœchiométrique, ϕ_{st} , entre le carburant et l'air correspond au rapport massique entre le carburant et l'air sous conditions d'équilibre chimique. Il est calculé à partir des masses molaires de chaque élément atomique se trouvant dans les produits de l'Équation 1. Le rapport stœchiométrique dépend uniquement de la composition du

carburant et donc du rapport entre le nombre d'atome d'hydrogène et de carbone, on posant $y = b/a$ on peut écrire :

$$\phi_{st} = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right) (32 + 3.773 \times 28.16)}{12.011 + 1.008y} = \frac{34.56(4 + y)}{12.011 + 1.008y} \quad \text{Équation 2}$$

Lorsque le processus de combustion requiert plus ou moins de carburant dans le cas par exemple d'une combustion hétérogène, les Équation 1 et 2 ne permettent pas de tenir compte de la proportion réelle du combustible dans le rapport carburant-comburant à la stœchiométrie. Une meilleur caractérisation du mélange fait intervenir une variable adimensionnelle appelée la « *richesse* ». Elle est définie par le ratio entre le carburant et l'air réel rapporté au ratio à la stœchiométrie. La richesse, ϕ , représente l'écart entre le mélange présent dans le cylindre (réel) et celui menant à une combustion complète du carburant. Elle est donnée par la relation suivante :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{réel}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{stœchiométrie}} = \frac{1}{\phi_{st}} \left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{réel} \quad \text{Équation 3}$$

Où m_{carb} et m_{air} correspondent respectivement aux masses de carburant et d'air.

La combustion complète du carburant conduit à la formation du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau. L'azote, considéré comme un gaz inerte, est évacué de la chambre de combustion. En pratique, il est très difficile d'obtenir une combustion aussi parfaite, en grande partie liée à la complexité à la fois du processus de combustion et à la composition du carburant

1.1.3.a) Monoxyde de carbone

La formation du monoxyde de carbone (CO) est présentée comme un produit intermédiaire d'oxydation des hydrocarbures pour former au final le CO₂ [4]. Les émissions de CO sont gouvernées principalement par la richesse du mélange : plus le mélange est riche, plus les émissions en CO augmentent, causées par l'absence d'oxygène qui entraîne une combustion incomplète. Comme les moteurs diesel fonctionnent en mélange globalement pauvre, la formation du CO y est nettement plus faible. Cependant, l'hétérogénéité du mélange conduit localement à la formation de zone où la richesse est élevée. Le manque d'oxygène, une faible température et un temps de présence dans la chambre de combustion très court peuvent entraîner des émissions de CO importante. Les moteurs essences où le fonctionnement à mélange stœchiométrique en moyenne ou forte charge conduisent à des émissions de CO plus importantes que dans le cas des moteurs diesel [5]. Une autre source d'émissions des CO provient des phases

transitoires d'accélération et de décélération ainsi que la dispersion de la richesse entre les cylindres.

1.1.3.b) Hydrocarbures imbrûlés

Les hydrocarbures imbrûlés (HC) proviennent d'une combustion incomplète du carburant [6] ou de carburant qui n'a pas brûlé et qui se retrouve à l'échappement. D'après Heywood [5], les mécanismes de production des HC les plus significatifs sont :

- La température dans la chambre de combustion proche parois : si elle est insuffisamment importante, l'oxydation du carburant est ralentie voire stopper, d'où le « Quenching de la flamme ».
- La formation d'un mélange dont la richesse se situe à la limite inférieure du mélange pauvre ($\varphi < 0.3$) est aussi source de HC. Ces zones sont généralement formées à la périphérie du spray pendant le délai d'auto-inflammation, plus le délai d'auto-inflammation est long, plus il favorise la formation des zones de mélange pauvre. L'oxydation de ces zones est très lente et ne peut conduire à une réaction complète.
- Après la fin de l'injection, une partie du carburant contenu dans le sac de l'injecteur peut s'échapper et conduire à la production d'hydrocarbures imbrûlés. Ce carburant libéré tardivement et à faible vitesse d'entraînement, se mélange difficilement avec l'air restant et ne contribue pas à la combustion.

1.1.3.c) Oxydes d'azotes

L'oxyde nitrique NO et le dioxyde d'azote NO₂ sont généralement regroupés sous la dénomination d'oxyde d'azote (NO_x) avec une prédominance des NO. Le NO produit durant la combustion (appelé également NO thermique) est la voie de formation privilégiée du monoxyde d'azote [5]. La combustion dans un moteur diesel est de nature hétérogène, du fait que l'injection du carburant dans le cylindre a lieu juste avant le début de la combustion. Ceci entraîne la stratification de la température et de la composition des gaz brûlés. Il en résulte, malgré une richesse globale faible, la présence de zones où la richesse avoisine la stœchiométrie. Ces zones présentent un taux de production de NO très important, par simple effet d'augmentation de la température de l'air. Les facteurs les plus importants sur les émissions de NO_x dans un moteur à allumage commandé sont :

- La richesse : les températures maximales des gaz de combustion sont enregistrées à $\varphi \sim 1.1$, soit un mélange légèrement riche et une concentration en oxygène faible. Avec la diminution de la richesse, l'accroissement de la pression partielle d'oxygène contre balance la chute de la température des gaz brûlés et le pic d'émissions de NO_x apparaît pour une richesse ~ 0.9 . Cependant à mesure que le mélange s'appauvrit et que la température de flamme chute, la production des oxydes d'azote diminue rapidement.

- La fraction des gaz brûlés recirculée (*EGR, Exhaust Gaz Recirculation*) fait référence aux gaz résiduels provenant du cycle précédent et réintroduit dans la chambre de combustion. Ils sont utilisés pour contrôler les émissions de NO_x . Ils jouent un rôle de diluant du mélange et la température maximale atteinte durant la combustion est inversement proportionnelle au pourcentage de gaz résiduels utilisé et par la même occasion favorisent la diminution des émissions de NO_x . cette technique est principalement utilisée dans le mode de combustion à allumage par compression.

1.1.3.d) Particules de suies

Les particules de suies sont composées de petites sphérules de carbone (10 à 80 nm) agglomérées [6]. Sur cette matière carbonée sont adsorbées d'autres espèces organiques telles que les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) issus du carburant ou de l'huile de lubrification, de l'eau et des sulfates (Figure 4). La composition des particules est complexe, elle dépend de la nature du carburant, des conditions de pression et de température et la qualité du mélange.

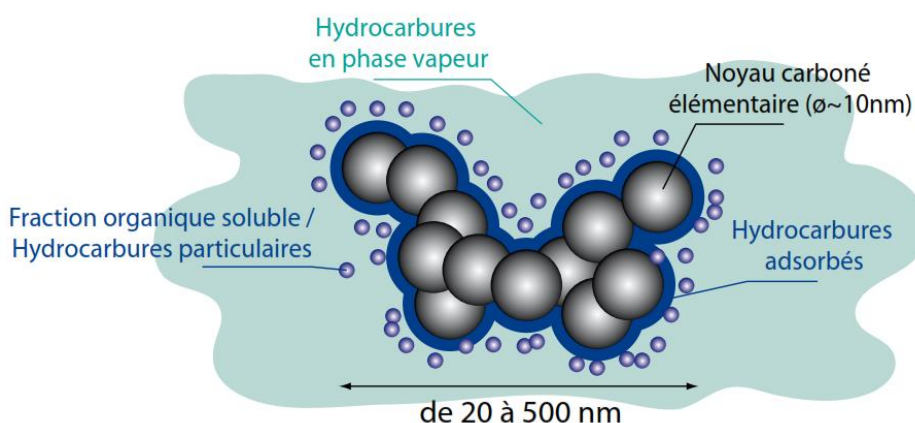


Figure 4 : Structure élémentaire d'une particule de combustion automobile [5]

La concentration en particules de suies est proportionnelle à la richesse locale du mélange. Les émissions des particules de suies sont très faibles dans les moteurs à allumage commandé dû au caractère homogène du mélange en injection indirecte et un taux de vaporisation très important des carburants comme l'essence. Une production de suies peut toutefois être remarquée dans le cas de mélanges localement très riche et surtout dans le cas d'IDE (*Injection Direct Essence*).

Elles dépendent de la nature du carburant mais aussi du nombre d'atomes de carbone de la molécule et du rapport H/C. Les émissions des suies issues des moteurs Diesel proviennent de deux sources :

- A partir de carburant et d'air essentiellement durant la phase d'auto-inflammation de la combustion

- A partir des résidus de carburant se trouvant au sein des gaz brûlés lors de la seconde phase de combustion

Il est alors clair que les quantités de suies émises seront le résultat entre la formation (pyrolyse) et destruction (oxydation) en fin de combustion. Ainsi, les suies présentes à l'échappement ne représentent qu'une faible fraction de celles produites initialement dans la combustion. En revanche, il est à rappeler qu'une élévation de température trop importante et un excès d'air favorisent la formation des NO_x. Il en résulte un compromis NO_x-particules comme illustré par le diagramme de Kitamura [7] (Figure 5), qui décrit les zones de formations des NO_x et des particules de suies en termes de température et de richesse

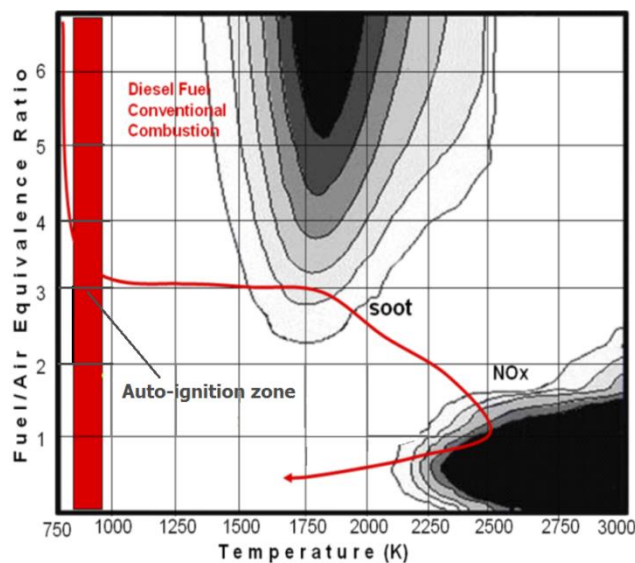


Figure 5 : Diagramme de Kitamura [6] (modifié)

I.1.4. Les normes anti-pollution

Depuis les années 70, les émissions polluantes dues au transport routier font l'objet de réglementations qui définissent les seuils limites d'émissions à respecter pour les véhicules légers, utilitaires et les poids lourds. En Europe, ces règles ont abouti à la création, depuis 1990, des «normes Euro». Des normes de plus en plus drastiques, comme le montre le Tableau 1, sont adoptées au fil du temps avec pour objectif de réduire les émissions par kilomètre parcouru. Des restrictions sont faites sur les émissions des oxydes d'azote (NO), du monoxyde de carbone (CO), des hydrocarbures imbrûlés (HC) et les particules de suies.

Normes	CO [g/km]		HC [g/km]	NO _x [g/km]		Particules [g/km]	
	Essence	Diesel	Essence	Essence	Diesel	Essence	Diesel
Euro 3 (2000)	2.3	0.64	0.2	0.15	0.5	-	0.05
Euro 4 (2005)	1	0.50	0.1	0.08	0.25	-	0.025
Euro 5 (2009)	1	0.5	0.1	0.06	0.18	0.005	0.005
Euro 6 (2014)	1	0.5	0.1	0.06	0.08	0.005	0.005
EURO 6c (2017)	1	0.5	0.1	0.06	0.08	0.0045	0.0045

Tableau 1 : Récapitulatif des normes européennes antipollution pour les véhicules de tourisme (source ACEA et ADEME)

Les émissions de CO₂ ne sont pas prises en compte dans les normes anti pollutions, mais sont néanmoins assujettis à une limitation d'émission par km. L'argument économique concernant une diminution de la consommation de carburant contribue à réduire les émissions de CO₂ qui est une des conséquences importantes sur l'effet de serre. La feuille de route rédigée par l'Union Européenne avec la participation des constructeurs automobiles pour encadrer la réduction des émissions de CO₂ est présentée sur la Figure 6 avec des objectifs annuels à atteindre.

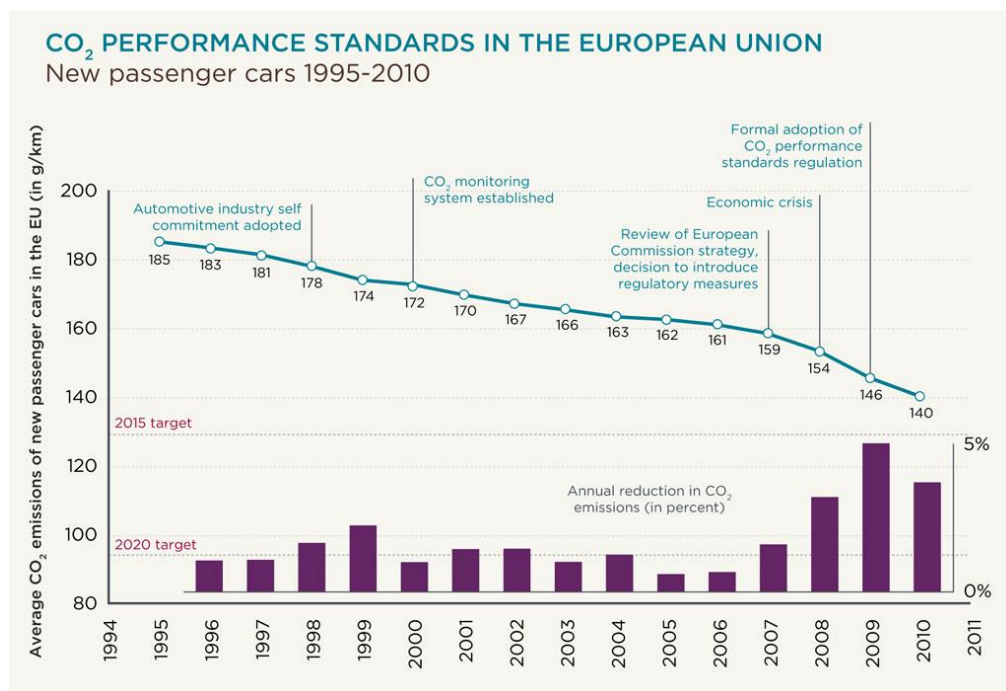


Figure 6 : Objectifs visés pour la limitation des émissions de CO₂ établis par les constructeurs de l'E.U. [7]

I.2. SOLUTIONS AUX DEFIS DES NORMES ANTI-POLLUTION

Afin d'atteindre les niveaux de polluants imposés, plusieurs voies de recherches et d'optimisations ont et sont étudiées sous plusieurs volets : le traitement des émissions proprement dites à l'échappement et la recherche de nouvelles voies d'optimisation de la combustion voire du rendement plus global.

I.2.1. Le post-traitement des émissions

Les moteurs à allumage commandé reposent sur une combustion de type homogène de la charge admise dans le cylindre avec une richesse proche de la stœchiométrie. A l'issue de la combustion, les gaz d'échappement composés d'O₂, NO_x, HC imbrulés et CO, peuvent être post-traités à l'aide d'un catalyseur dit de *trois-voies* qui permet la conversion simultanée des espèces oxydantes et réductrices avec un bon rendement, par le biais des trois réactions suivantes :

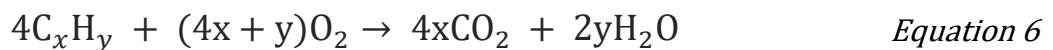
- Réduction des NO_x en N₂ et CO₂



- Oxydation du CO en CO₂



- Oxydation des HC en CO₂ et H₂O



Comme le montre la Figure 7, ces réactions d'oxydation/réduction ont un rendement optimal que si la richesse de fonctionnement est proche de la stœchiométrie. Si le mélange est trop riche ou trop pauvre, d'autres réactions ont lieu pour reformer les polluants et l'efficacité du pot catalytique se verra fortement réduite. On fait alors appel à une sonde de richesse placée à l'échappement appelée sonde lambda pour contrôler la quantité de carburant. Une autre contrainte oblige le système de post-traitement à fonctionner à une température minimale d'au moins à 400°C, ce qui entraîne une diminution de l'efficacité du catalyser trois voies lors des démarrages à froid et des premiers cycles moteurs.

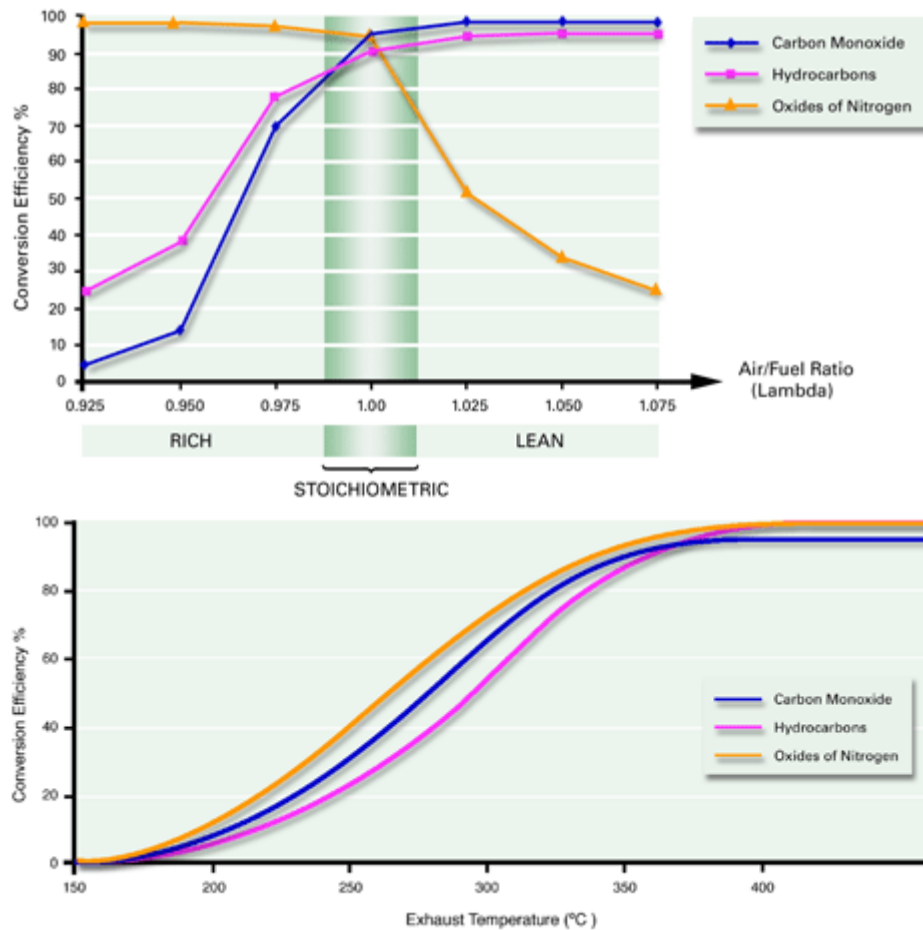


Figure 7 : Rendement de conversion du catalyseur trois-voies en fonction de l'inverse de la richesse (en haut) et l'impact de la température du catalyseur sur l'efficacité du pot catalytique à richesse stœchiométrique [8]

Dans le cas des moteurs à allumage par compression (Diesel), le processus de combustion se déroule dans un mélange de nature hétérogène avec un excès d'air. Outre la formation d'HC, CO et les NO_x , on y constate la présence de particules de suies, impliquée par la stratification du mélange ce qui implique un post-traitement plus coûteux et plus complexe. Un exemple de système de dépollution pour les moteurs Diesel est présentés sur la Figure 8, ce système comprend : un catalyseur d'oxydation pour oxyder les HC, CO, un catalyseur DeNO_x (de type SCR pour Selective Catalytic Reduction) pour réduire les oxydes d'azote même en présence d'oxygène et un Filtre à Particule (FAP), pour éliminer les particules de suies.

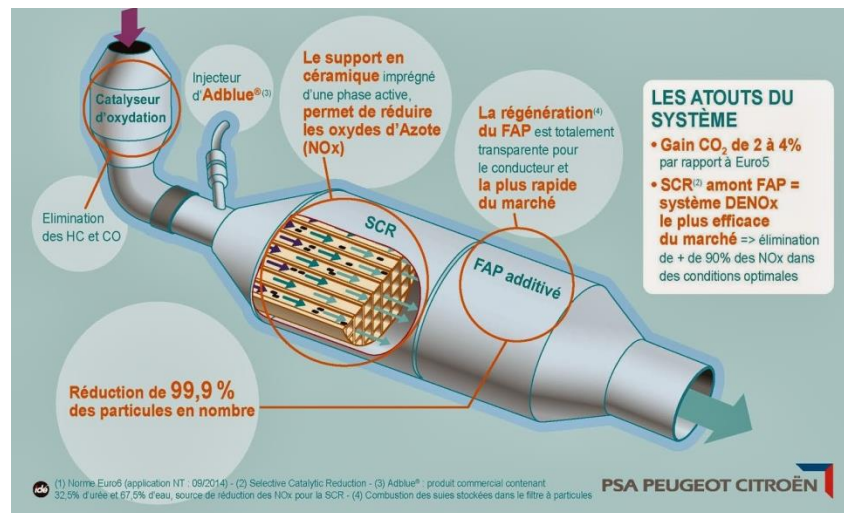


Figure 8 : Exemple de ligne d'échappement Diesel Blue HDi [Source : PSA Peugeot Citroën 2014]

I.2.2. Amélioration/modifications des modes de combustion

Travailler directement sur l'origine des émissions permet de définir potentiellement de nouveaux modes de combustion et ainsi entre autre de réduire les coûts liés à l'ajout de composants de post-traitement (FAP, SCR...) fort coûteux ou nécessitant des contrôles-moteur plus complexes.

Plusieurs stratégies de préparation du mélange et de combustion sont proposées, étudiées, voire mises au point pour palier à ces problèmes : les plus prometteuses sont les combustions de type prémélangée et/ou à basse température comme la combustion HCCI, CAI, PCCI, PPC, etc. Ces nouveaux modes de combustion offrent l'avantage d'être indépendantes de la nature du carburant utilisée, ce qui offre une liberté d'application plus importante que les modes de combustion conventionnelle.

La combustion HCCI

Dans la combustion HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition), le carburant et l'air sont totalement mélangés comme dans un moteur à allumage commandé et comprimés jusqu'à ce que la charge s'auto-enflamme (Figure 9). Le premier concept de combustion HCCI a été proposé par Onishi et al.[9] et fut testé sur des moteurs 2 temps, sous la dénomination d'ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion), permettant une augmentation du rendement et une diminution des émissions polluantes avec un démarrage de la combustion en multi-sites. Najt et Foster [10] ont étendu le concept aux moteurs à 4 temps. Ils concluent que la combustion HCCI est surtout pilotée par des réactions chimiques qui sont fortement affectées par la température d'admission et la concentration des espèces chimiques. Le principal avantage de cette combustion réside dans la faiblesse des émissions de NO_x et de particules de suies grâce à une richesse

locale très faible compte tenu du temps de mélange très important et la diminution de la température dans la chambre de combustion par l'utilisation des gaz d'échappement recirculés (EGR). Cependant, ce mode de combustion possède de nombreuses limitations comme par exemple :

- Difficultés du phasage de la combustion vu qu'elle est strictement contrôlée par la cinétique chimique [11].
- Les températures très basses de combustion engendrant des émissions de CO et d'HC très importantes [12].
- Niveau de bruit très élevé à forte charge [13].
- La préparation du mélange parfaitement homogène très complexe à obtenir. A cause de la température basse dans le cylindre, le phénomène de mouillage des parois internes du cylindre est fréquent spécialement à forte charge, ceci est d'autant plus important lors de l'utilisation de carburant avec un taux d'évaporation très faible comme le diesel par exemple. On se retrouve ainsi avec des émissions d'HC très importantes [14].

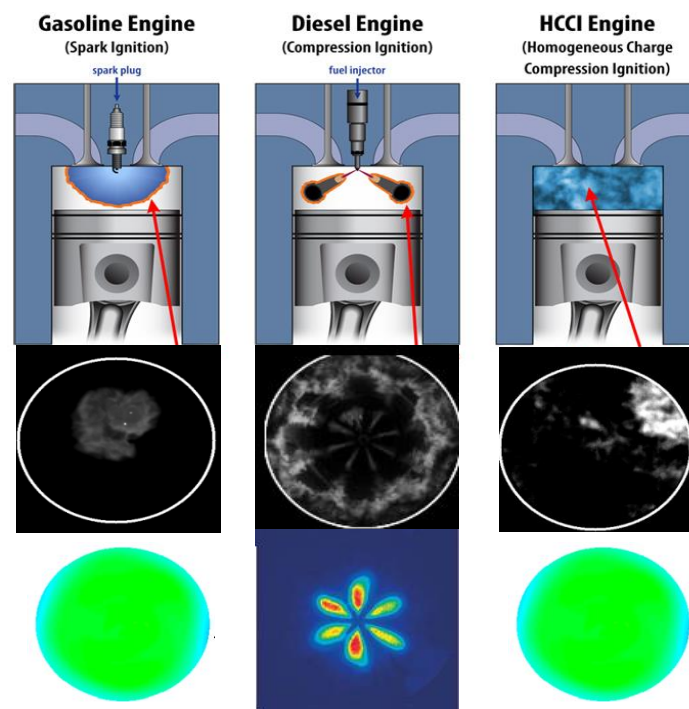


Figure 9 : Comparaison des modes de combustion classique avec la combustion HCCI/CAI [15] (modifié)

La combustion CAI

La combustion CAI (Controlled Auto-Ignition) est le même concept que la combustion HCCI, mais appliquée aux moteurs essence. L'auto-inflammation requiert une température élevée, atteinte grâce à la chaleur apportée lors de la réintroduction des gaz issus du cycle précédent. La combustion CAI produit moins de NO_x qu'une combustion classique. Elle offre l'avantage de réduire les pertes par pompage et améliore le rendement comparé au moteur à allumage commandé classique. La recirculation des gaz d'échappement à l'admission réduit les pertes de chaleur par les gaz brûlés et la production de NO_x . Cette technique offre l'avantage de réduire la consommation du carburant de 10 à 15%, mais le contrôle de la combustion reste très compliqué et nécessite un dosage fin entre le carburant et les gaz d'échappement pour maintenir la stabilité dans le moteur [16].

I.3. LA COMBUSTION PPCI

Iwabuchi et al.[17] et Kanda et al.[18] mettent au point le concept de la combustion *PPCI* (Partially Premixed Compression Ignition) qui consiste à injecter la masse de carburant en plusieurs injections afin de la vaporiser entièrement et ainsi faciliter l'interaction avec l'air, comme on peut le voir sur la Figure 10. Kimura et al. [19] [20] ont montré qu'avancer l'injection par rapport au PMH augmente la quantité de carburant qui brûle en prémélange, en agissant sur le délai d'auto-inflammation. Ils ont aussi remarqué que le pic de pression peut être minimisé quand le dégagement de chaleur se produit quelques degrés après le PMH ce qui permet d'augmenter la charge du moteur. Cependant, lorsque le dégagement de chaleur est trop retardé la combustion devient instable et le rendement chute.

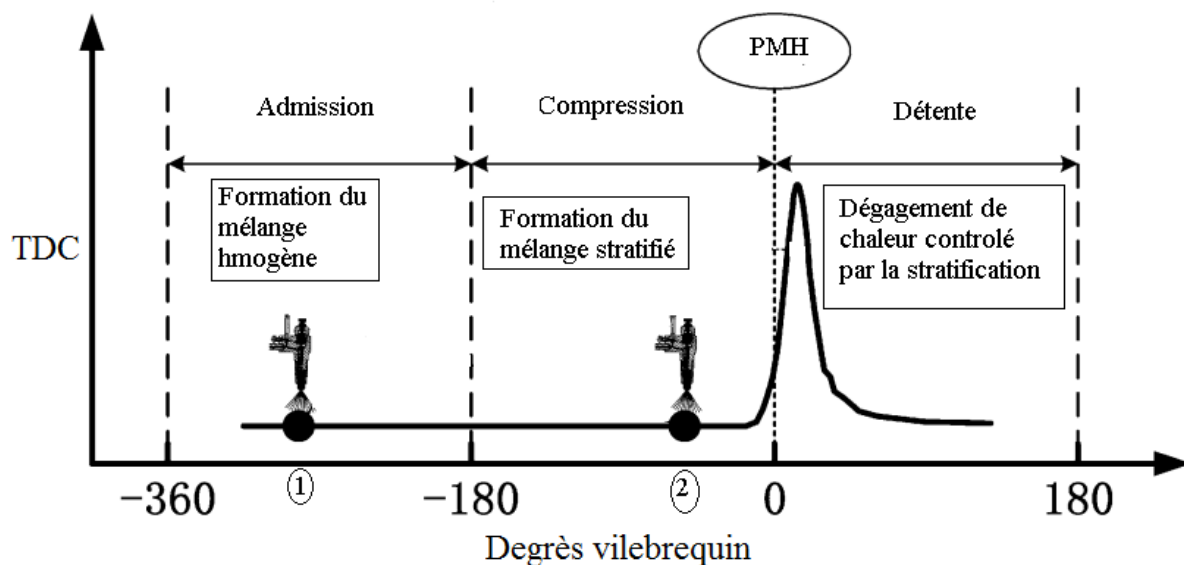


Figure 10 : Schéma représentant les instants d'injection et le taux de dégagement de chaleur dans une combustion de type PPCI [21]

I.3.1. Paramètres pertinents pour la combustion PCCI

Le concept PCCI a été étudié par Reitz et al. [22], [23], [24], Johansson et al. [25], [25], [28], [29], Manente et al. [30], [31] ainsi que Weall et Collings [32] avec des carburants à d'indices d'octane différents et en faisant varier le taux d'EGR, les températures et pressions d'admission, afin de voir l'influence de chacun de ces paramètres sur la combustion. Les résultats de leurs travaux montrent clairement le potentiel de l'utilisation de *l'essence* et la *combustion PCCI* comme moyen de réduire les émissions de NO_x et particules de suie tout en gardant la consommation de carburant à un niveau comparable de celui d'un moteur Diesel classique. En effet, l'alliance de l'essence et la combustion PCCI permet contrairement à la combustion CAI, le contrôle du phasage de la combustion vue la résistance de l'essence à l'auto-inflammation.

Dans la littérature, plusieurs paramètres ont fait l'objet d'études approfondies que ce soit par simulation numérique [33], [34] ou expérimentalement [35], [25], [28] afin de mieux comprendre leurs interactions avec la combustion PCCI. Nous présentons par la suite les principaux facteurs qui affectent cette combustion.

I.3.1.a) La stratégie d'injection et le taux de prémélange

- La stratégie d'injection

Comme le précise Nemati et al.[33], [36], injecter le carburant à quelques dizaines de degrés avant le Point Mort Haut (PMH), durant la phase de compression donne plus de temps à l'air et au carburant de bien se mélanger et produit moins de particules de suie. Par contre les émissions de NO_x sont très importantes causées par la montée en température durant la phase de prémélange. Injecter le carburant près du PMH conduit à l'opposé en termes d'émission de suie et de NO_x. Le rôle de la stratégie d'injection pour le contrôle de la combustion et la réduction des émissions polluantes est vraiment de premier ordre dans ce mode de combustion.

Lors des premiers essais sur la combustion PPC appliquée à l'essence, Manente et al.[37], ont remarqué que lorsque la quantité de carburant brûlée en prémélange est grande, le gradient de pression ainsi que celui de la température sont très importants, et cela indépendamment du carburant utilisé (essence ou diesel). Malgré les faibles émissions de NO_x et de particules de suie, le rendement n'est pas satisfaisant, le pic de pression s'avère très élevé et la charge max atteinte ne dépasse pas 11.5 bar de PMI. Pour diminuer le pic de pression, augmenter la charge maximale et diminuer la consommation de carburant, utiliser une injection pilote s'avère intéressante afin de contrôler le dégagement de chaleur et la libération de l'énergie [38].

Minami et al.[39] proposent d'utiliser les gaz brûlés issus de l'injection pilote pour contrôler le dégagement de chaleur principale et réduire les émissions de NO_x globales. Les expériences de Reitz et al.[40] sur les effets de la double injection ont montré que les émissions de NO_x sont proportionnelles à la quantité de carburant injectée durant la pilote, à l'inverse de la production des suies. En utilisant l'injection directe Marriott et Reitz [41] montrent que le phasage de la combustion peut être contrôlé en changeant le moment d'injection. Ils ont obtenu des phasages optimum de la combustion sur une large plage de températures d'admission, charges et vitesses de rotation du moteur. Leurs simulations CFD ont prouvé que le phasage de la combustion dépendait du degré de stratification de la charge qui lui-même est fonction du moment d'injection.

Hashizume et al.[42] ainsi que Neely et al.[7] ont pu aussi contrôler la température dans le cylindre en injectant une petite partie du carburant très tôt dans le cycle et la majorité de la charge autour du PMH. Ils ont aussi mis en évidence les effets de l'angle d'injection sur la combustion à basse température (LTC, *Low Temperature Combustion*) par le biais d'un moteur HSDI (High-Speed Direct Injection) diesel à accès optiques. Leurs résultats montrent aussi l'influence de l'angle du spray sur le processus de mélange air/carburant et les caractéristiques de la combustion[43]. Ils préconisent d'utiliser des angles aigus et de diminuer le diamètre des trous d'injection afin d'éviter le mouillage des parois et la forte production de suies qui en résulte [44][45].

Nemati et al.[36] examinent l'impact des différents paramètres d'injection de l'essence sur la combustion et les émissions dans un moteur à allumage par compression en utilisant le code de calcul *CFD FIRE®*. Les résultats obtenus pour la stratégie utilisant une double injection avec une pilote (30% du carburant à 137DV avant PMH) et une principale (70% du carburant) ont montré un bon accord avec les résultats expérimentaux. Les essais menés sur l'impact du phasage de l'injection principale sur les émissions de NO_x /suies ont montré que le phasage de l'injection principale influence plus la production de suies que celle des NO_x (Figure 12 (a)); plus le début de cette injection est retardé, plus la production de suies décroît. Augmenter la durée de l'injection principale tout en gardant constante la masse de carburant injectée et l'instant d'injection (8DV Avant le PMH) conduit à la diminution de la pression et de la température dans le cylindre, il en résulte aussi la réduction de la vitesse de propagation du jet et l'augmentation de la taille des gouttelettes lors de l'atomisation du spray, ce qui augmente fortement la production de suies, comme montré sur la (Figure 12 (b)).

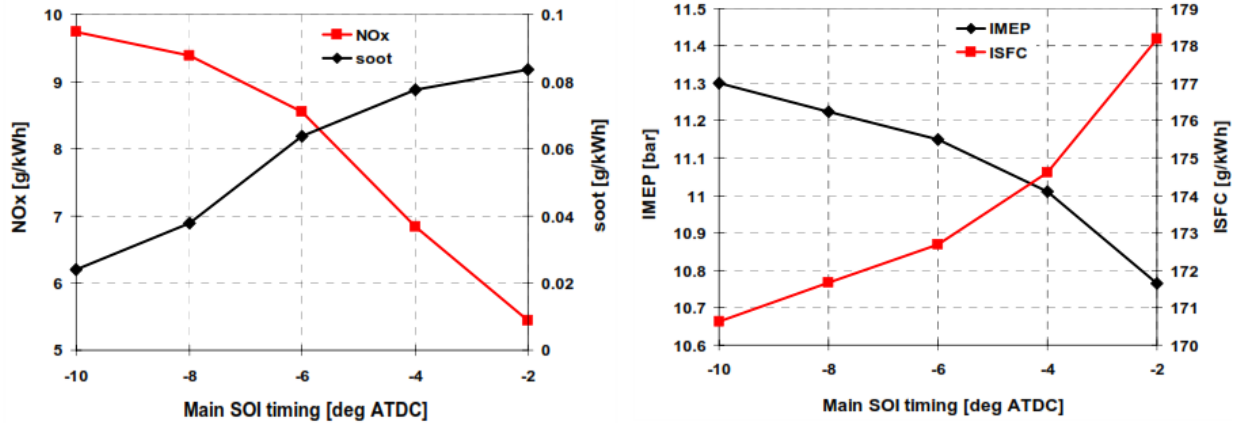


Figure 11 : (a) Production de NO_x et de particules de suie (à gauche), Valeurs de PMI et consommation spécifique (à droite) en fonction du phasage de l'injection principale [36]

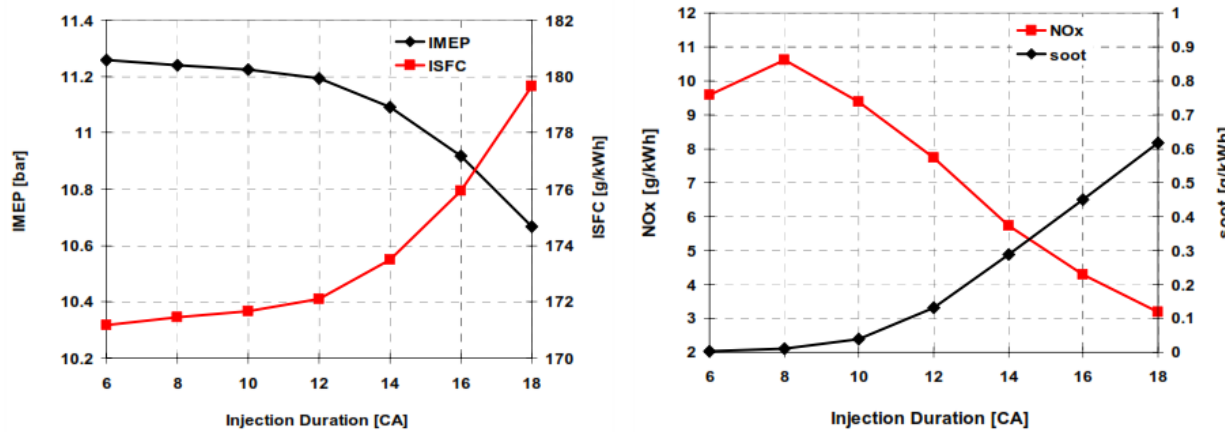


Figure 12 : (b) Valeurs de PMI et consommation spécifique (à gauche), production de NO_x et de particules de suie (à droite) en fonction de la durée de l'injection principale [33], [36]

Pour déterminer le phasage optimal de l'injection de la pilote, Manente et al.[25] ont effectué un balayage entre 80 et 20 DV avant PMH sans EGR et une injection de 20% de la masse de carburant (essence) dans l'injection pilote. Malgré une production de particules de suies plus importante, placer l'injection pilote à 20DV Avant le PMH permet de diminuer simultanément la consommation en carburant, les NO_x et le pic de pression maximal (Figure 13).

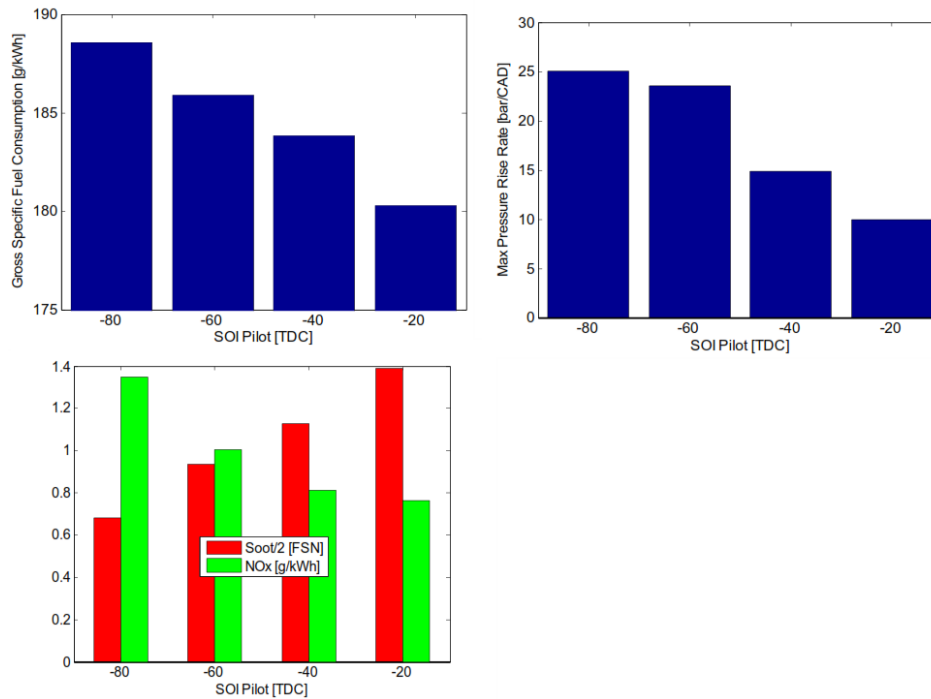


Figure 13 : Consommation de carburant, pic de pression, émission de NO_x et particules de suie en fonction du phasage de l'injection [22]

Les effets de l'injection sur la formation du mélange air/carburant ont pu être étudiés par Ciatti et al.[46] ainsi que Kalghatgi et al. [47][48]. Ils ont montré qu'une certaine stratification du mélange est nécessaire pour obtenir l'amélioration du processus d'auto-inflammation de l'essence. En effet, si on injecte très tôt dans le cycle, le mélange air/carburant a suffisamment le temps pour produire un mélange parfaitement homogène (type HCCI) et vu les caractéristiques physico-chimiques du carburant typé essence, l'auto-inflammation ne peut avoir lieu. Ciatti et al.[46] ont injecté de l'essence d'indice d'octane 84 dans un moteur diesel monocylindre, les résultats ont été comparés à une combustion classique de type Diesel, suivant 3 différentes stratégies:

La première stratégie GAS-I: consiste à obtenir une charge partiellement prémélangée en injectant une partie du carburant tôt dans le cycle (entre 140 et 40 DV avant PMH suivant la PMI avec une variation de pression d'injection de 600 à 900 bars), le reste du carburant étant injecté autour du PMH pour maintenir le niveau de taux de dégagement de chaleur.

La deuxième stratégie GAS-II: deux injections avec la même quantité de carburant (injectées 70 et 25 DV avant le PMH) en maintenant la pression d'injection à 600 bars. Cette stratégie permet de réduire les émissions polluantes à faible charge (2 bars de PMI). Par contre, l'augmentation de la charge entraîne l'augmentation du gradient de pression et d'instabilité pour une PMI entre 5.8 et 12 bars.

La troisième stratégie GAS-III : stratégie pour les moyenne et forte charges (5 et 8 bars de PMI) : même quantité de carburant entre la première injection, phasée entre 80 à 60 DV avant PMH et la principale, phasée quelques degrés après PMH.

Ils en déduisent que la production de NO_x est fonction du phasage de la combustion et de l'indice d'octane. En optimisant le pourcentage d'EGR, la combustion de l'essence montre un niveau de consommation comparable au diesel mais avec une production de NO_x plus faible alors qu'à faible charge les émissions d'HC et de CO sont plus importantes pour l'essence (Figure 14). La quantité de carburant répartie entre l'injection pilote et l'injection principale doit être optimisée pour chaque cas étudié. Quand la pilote injecte plus de 50% de la quantité totale, l'effet sera semblable à une mono-injection. Gao [49] de son côté établit que les émissions de NO_x sont réduites en retardant le début de l'injection principale, toutefois cela entraîne la diminution de l'oxydation des particules de suies présentes dans la chambre de combustion.

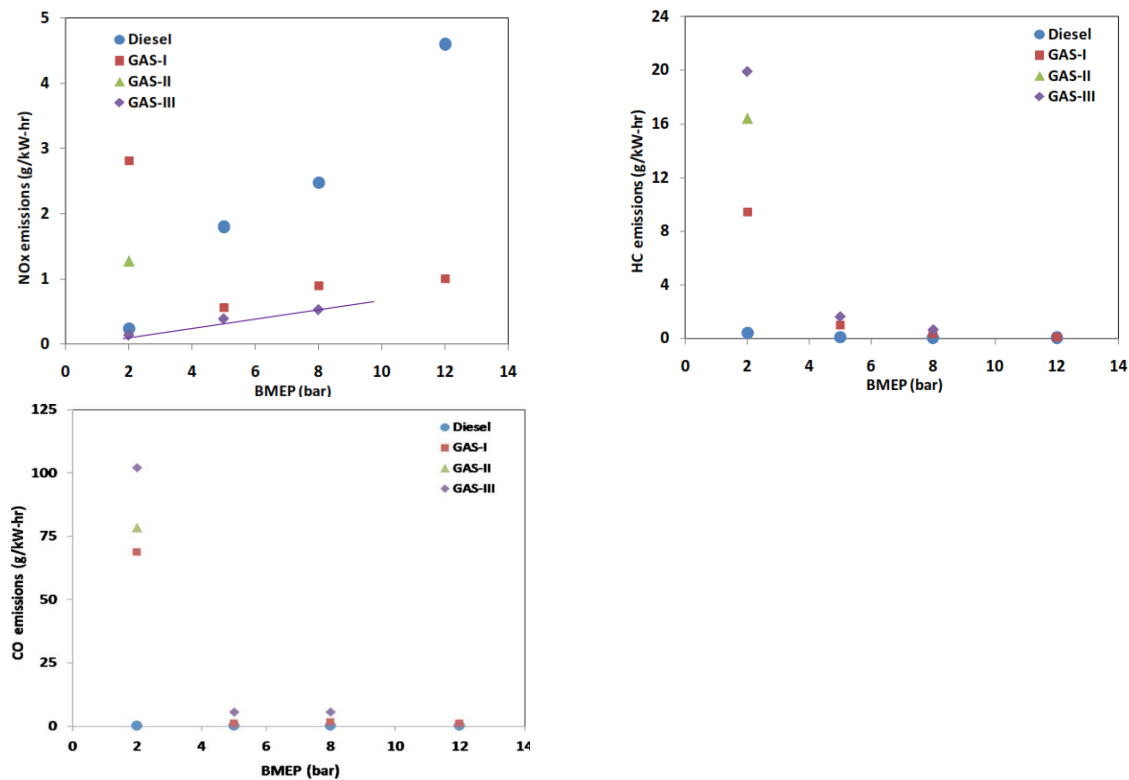


Figure 14 : Comparaison entre les polluants émis par l'essence et le diesel selon les trois stratégies d'injection et pour différentes valeurs de PMI [64]

- Le taux de prémélange

Dans l'étude d'Odaka et al.[50], la majorité du carburant est injectée dans le collecteur d'admission pour former un mélange homogène, seule une petite partie du carburant est injectée directement dans le cylindre afin d'initier la combustion : cette légère stratification permet de produire des zones localement riches où l'auto-inflammation se déclenche. Il en résulte une réduction importante à la fois des NO_x et des particules de suie comparées à une combustion Diesel classique car la majorité du mélange brûle en homogène. Berntsson et Denbratt [51] ont montré l'influence d'une stratification partielle du mélange sur le phasage de la combustion soit en variant la quantité de carburant stratifiée soit sur le phasage de début d'injection. Leurs expériences se sont déroulées sur moteurs optique et opaque avec comme carburant de substitution un mélange d'iso-octane et de n-heptane d'un indice d'octane de 50, appelé PRF50 (Primary Reference Fuel) comme carburant. D'après leurs résultats, une stratification trop importante diminue le rendement de la combustion. Le mélange étant plus pauvre près des parois, cela conduit à une augmentation des émissions de CO et HC et une augmentation de NO_x au centre vu la température plus élevée.

En 2006, Kim et al.[52] montrent l'influence du ratio r_p (le rapport entre la quantité de carburant prémélangé et la masse totale du carburant injectée[53]) sur les émissions polluantes à basse température d'admission et pour différents carburants: essence, n-heptane et diesel. Lorsque r_p est inférieur à 0.3 (Figure 11) une décroissance similaire est constatée sur les NO_x pour les trois carburants. Cependant, à partir de $r_p = 0.4$, la production de NO_x pour le n-heptane augmente, due au fait que la charge prémélangée commence à s'auto-enflammer entraînant l'augmentation de la température du milieu avant la deuxième injection. Pour l'essence et le diesel plus le taux de prémélange augmente, plus la production de NO_x diminue. La production de suies pour le diesel et le n-heptane ne semble pas être influencée par r_p (Figure 11) alors que l'essence est fortement impactée. On peut noter que dans le cas de l'essence, au fur et à mesure que le pourcentage de carburant prémélangé augmente, la production de NO_x et de suies diminue très rapidement.

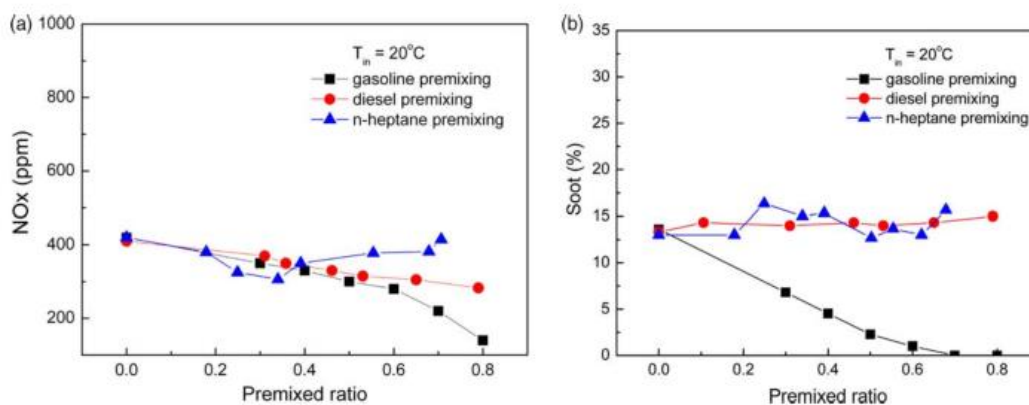


Figure 15 : Effet du taux de prémélange sur les émissions de NO_x (à gauche) et les particules de suies (à droite) [35]

Ces faibles émissions constatées pour l'essence par rapport aux deux autres carburants s'expliquent en partie, selon Kimet al.[52],[54] par les propriétés physico-chimiques de l'essence telles que sa basse température d'évaporation et son fort indice d'octane.

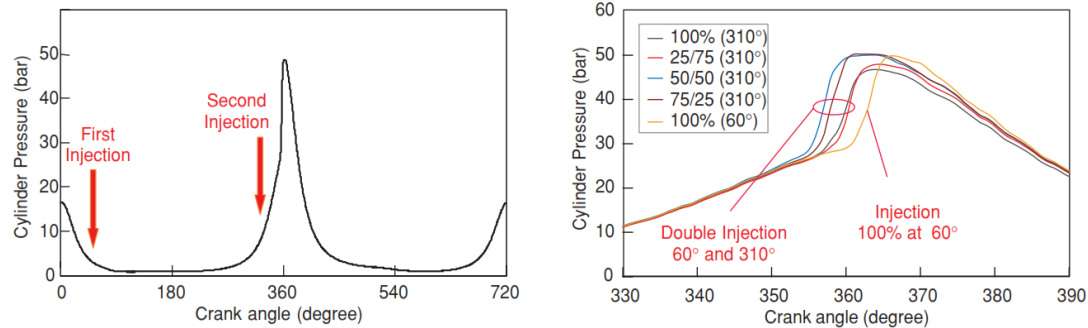


Figure 16 : Positionnement des deux injections (à gauche) et l'impact de la répartition de la masse du carburant entre les deux injections [16]

L'effet de l'importance du rapport entre la quantité de carburant prémélangée à la masse de carburant qui brûle en stratifié a aussi fait l'objet d'études par Thirouard et al.[16], [55] en utilisant l'essence (SP95) commerciale comme carburant. Ils confirment que l'auto-inflammation débute dans les zones du mélange où la richesse est importante. L'autre point souligné est la possibilité de contrôler le début de l'auto-inflammation dans une combustion type CAI en divisant la quantité totale du carburant sur deux injections comme le montre la Figure 16, la première est placée durant la phase d'admission alors que la seconde est positionnée lors de la compression. Cette stratégie d'injection offre un rendement plus élevé et une combustion plus propre qu'une mono-injection classique. Mariott et al.[41] appliquent le concept d'injection directe essence (GDI) sur un monocylindre avec un rapport de compression de 16.1 pour étudier les effets de la stratification du mélange sur le rendement d'une combustion prémélangée auto-enflammée. D'après la Figure 17, la production des NOx est fortement réduite lors de l'utilisation de plusieurs injections en comparaison à une seule injection et ce quel que soit le régime moteur.

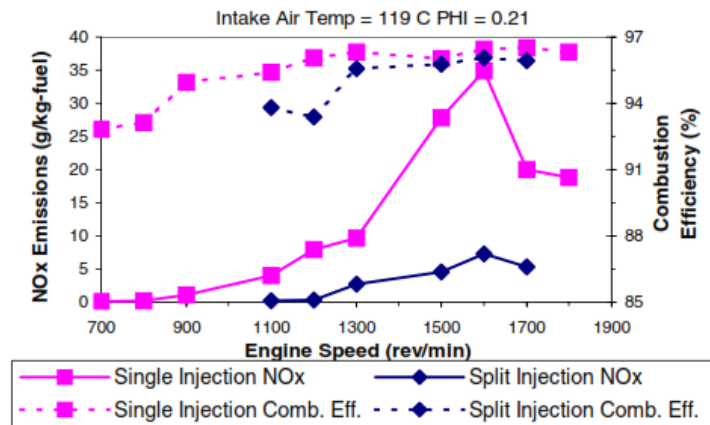


Figure 17 : Comparaison entre le rendement de la combustion et les émissions polluantes entre une mono et double injection [39]

Ils concluent qu'une stratification optimale du mélange air/carburant offre un moyen efficace pour maîtriser le phasage de la combustion sur une large plage de fonctionnement, charge et vitesse de rotation.

1.3.1.b) Les propriétés physico-chimiques du carburant

Le choix du carburant utilisé dans la combustion PPCI est primordial puisque celui-ci impacte le rendement et la nature des polluants engendrés lors de la combustion. Hashizume et al.[42] mettent en évidence la relation entre l'indice de cétane et le délai d'auto-inflammation en comparant deux carburants d'indice de cétane de 19 et 62. Shimazaki et al.[56] ont montré qu'abaisser l'indice de cétane du carburant augmente le temps de mélange avant l'auto-inflammation et diminue la production de particules de suie. Récemment, Weall et Collings [32] ont étudié l'impact de la composition d'un mélange essence-diesel sur les émissions afin de varier l'indice de cétane et la volatilité du carburant. Ils ont remarqué qu'augmenter la proportion de l'essence réduit la production de particules de suie à forte charge grâce à l'augmentation du temps de prémélange.

Manente et al.[57] ont comparé 11 carburants afin d'étudier l'influence du type de carburant sur la production de suie. Les carburants étaient :

- 9 typés essence avec différents indices d'Octane Recherche et Moteur (voir sur la Figure 18 pour les valeurs)
- 1 carburant diesel classique MK 1 avec un indice de cétane de 52
- Un mélange de 20% isooctane et 80% n-heptane (PRF20) dont l'indice de cétane est très proche du diesel MK 1 et une température d'évaporation (T_{50}) similaire à l'essence.

La Figure 18 montre le niveau de production de particules de suie pour chaque carburant à différentes valeurs de PMI. Les carburants sont référencés selon leur indice d'octane recherche et moteur. Le carburant typé diesel produit plus de 4 fois plus de suie que les autres carburants de type essence et même le PRF20 alors que l'indice de cétane est similaire. Selon Manente et al [35], plusieurs paramètres peuvent être à l'origine de cette tendance parmi lesquelles on peut citer : le temps de prémélange et le délai d'auto-inflammation, les propriétés physiques et la composition du carburant (la température de vaporisation, présence d'O₂ dans la composition...) ainsi que les caractéristiques de l'injection (angle du spray, longueur de pénétration, entrainement de l'air ...).

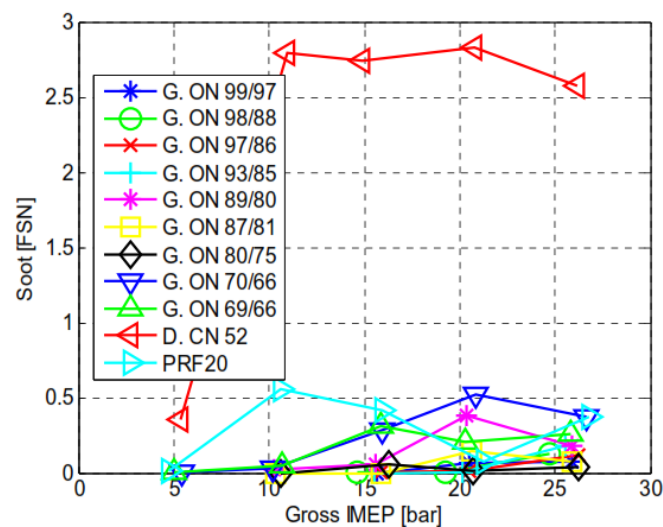


Figure 18 : Production de suie en fonction de la PMI pour les carburants testés [57]

Si l'air et le carburant ne sont pas suffisamment prémélangés, des zones riches en carburant sont formées dans la chambre de combustion favorisant la formation des particules de suies. Le temps de prémélange est défini comme la différence entre le début de la combustion (le *CA10*, l'instant où 10% de la charge est brûlé) et la fin de l'injection (*EOI*, End Of Injection). C'est un bon indicateur de la durée qu'a l'air et le carburant pour se mélanger. Si cette valeur est positive, cela veut dire que la combustion commence qu'après la fin de l'injection. D'après la Figure 19, les auteurs ont gardé 2 carburants typés essence sur les 9, car c'étaient les seuls à présenter une tendance des temps de prémélange plus proches du diesel ainsi que le PRF20 (dont le taux de dégagement de chaleur est semblable au diesel). Ils ont remarqué que le temps de prémélange n'est pas *le seul facteur* responsable des écarts entre les émissions de suies constatées sur la Figure 18, en particulier à forte charge.

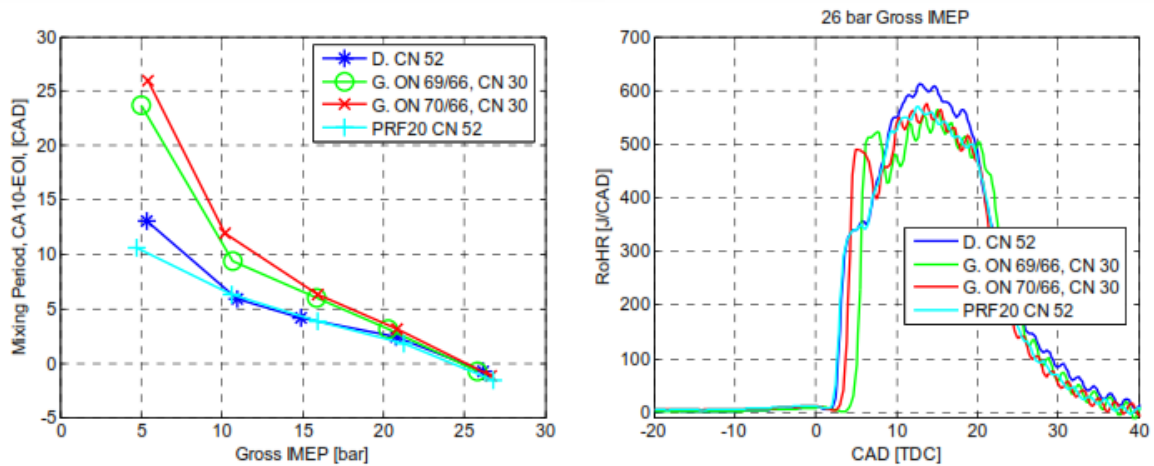


Figure 19 : Temps de prémélange en fonction de la PMI (à gauche) et taux de dégagement de chaleur pour une valeur de PMI de 26 bar (à droite) [35]

Dans le processus de formation des suies, la préparation du mélange est un facteur clé et fortement liée à la vaporisation du spray et donc à ses caractéristiques. Plus l'angle de cône du spray est grand par exemple, plus le carburant peut se mélanger avec l'air avant l'auto-inflammation et moins de suies sont produites. Les travaux d'Horn et al [58] sur le comportement de la partie liquide de spray durant la phase transitoire dans un moteur à allumage par compression, ont été réalisés sur du n-heptane pur (PRF0) et d'un diesel de type MK1. Ils ont remarqué que la longueur de pénétration du PRF0 était inférieure de 60% à celle du MK1, comme le montre la Figure 20. Ce résultat est très important pour comprendre les sources d'émission des particules de suies. Lorsque la longueur du jet liquide est importante, les parois internes du cylindre et/ou le bol du piston peuvent être mouillées lors de la phase d'injection plus particulièrement lorsque la combustion se déroule à basse température, induisant une forte production des suies par le phénomène de pyrolyse[59][60][61][62].

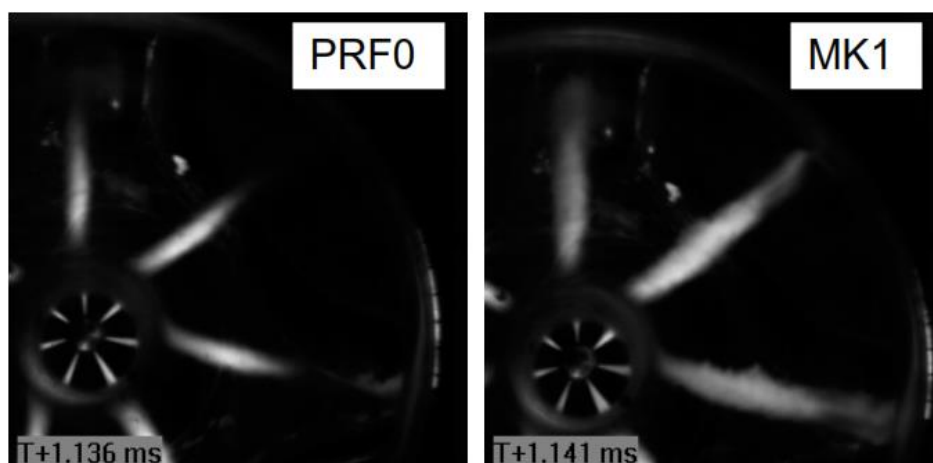


Figure 20 : Longueur de pénétration de la phase liquide pour le PRF0 et MK1 acquises dans les mêmes conditions d'essais [44]

Payri et al. [63] ont comparé expérimentalement l'influence des propriétés physiques de l'essence et du diesel sur les caractéristiques du spray lors de l'injection dans le cas d'une injection de type diesel classique et à forte pression d'injection (1200 bar). Ils ont remarqué, qu'en dehors d'une variation entre les quantités de carburant injectées (relevant de l'écart entre les masses volumiques), les images de diffusion de Mie ne montrent aucune différence significative entre l'angle du cône ou la longueur de pénétration des deux sprays, comme sur la Figure 21. Cela montre que lorsque la pression d'injection est très élevée, le mouillage des parois par le jet liquide n'est plus très présent car le carburant s'évapore avant de toucher les parois internes.

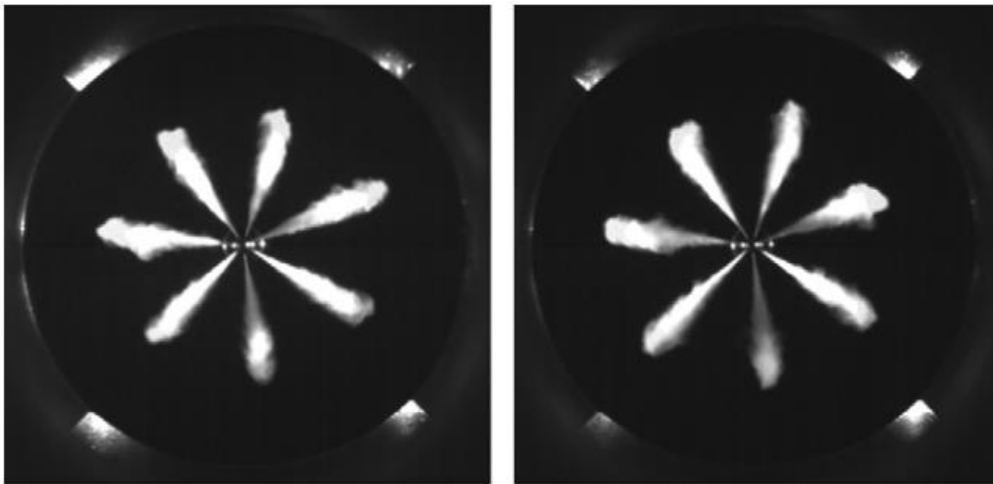


Figure 21 : Etat du spray diesel (à gauche) et essence (à droite) sous les mêmes conditions d'injection [63]

A partir des résultats présentés par Horn et al. [58] et Payri et al. [63] il apparaît clairement que le comportement des carburants présentés sur la Figure 18 ne provient pas d'un paramètre lié au processus d'injection. Si une partie des carburants de type diesel (PRF20 et MK1) s'est retrouvée sur les parois internes de la chambre de combustion ou du piston, les émissions de CO et de HC seraient très importantes [28], [31]. Manente et al. [27], [57] ont conclu que l'écart entre les émissions de particules de suies est causé principalement par les différences au niveau moléculaire (composition du carburant, rapport H/C,...) et donc du processus de formation des suies proprement dit. La composition du carburant affecte aussi la formation des suies: d'après Nakakita [64], les aromatiques et poly-aromatiques ne sont pas les seuls précurseurs de suies, mais y figurent aussi les naphtalènes. D'après Heywood [5] le processus de formation des suies commence avec des molécules contenant entre 12 et 22 atomes de carbone et un ratio d'H/C équivalent à 2 ; l'essence contient une moyenne de 7 atomes de carbone contre 16 pour le diesel. Kumar et al. [65] signalent que la formation des suies ne semble pas être affectée par l'indice de cétane mais elle est inversement proportionnelle à la température à laquelle 50% du carburant s'évapore (T_{50}), température de l'ordre de 368K pour l'essence et de 513K pour le diesel.

I.3.1.c) La richesse du mélange et le taux de dilution

La relation entre la valeur de la richesse et la quantité d'EGR peut se retrouver dans la formule de calcul de la richesse figurant sur l'Équation 3. Dans cette relation, la richesse peut varier suivant deux paramètres, la masse de carburant injectée et la quantité d'air admise dans la chambre de combustion. La richesse peut ainsi être contrôlée en remplaçant une partie de l'air frais par les gaz d'échappement (EGR), ce procédé est appelée « dilution ».

Pour déterminer les effets de la richesse sur les rendements (thermique et de combustion) ainsi que sur les polluants, Dec et al.[66] ont étudié l'impact de la variation de la richesse du mélange. Dans leur étude, le maintien du gradient de pression à des valeurs acceptables (< 8 bar/DV) lors de l'augmentation de la richesse est obtenu par l'ajout d'EGR et cela en contrôlant le phasage de la combustion. Le carburant utilisé était de l'essence d'indice d'octane de 87. Dans leurs travaux, ils ont utilisé la notion d'intensité de résonance (Ringing Intensity en anglais) pour évaluer l'évolution de la pression cylindre selon le régime moteur et la suralimentation (ici fixée à 2 bars) Cette notion, introduite par Eng [67] est donnée par formule suivante :

$$Ringing\ Intensity \approx \frac{1}{2\gamma} \frac{\left(0.05 \left(\frac{dP}{dt}\right)_{max}\right)^2}{P_{max}} \times \sqrt{\gamma R T_{max}} \quad \text{Équation 7}$$

Où

$\left(\frac{dP}{dt}\right)_{max}$	Le gradient de pression maximale
P_{max}	La pression maximale relevée dans le cylindre
T_{max}	La température maximale relevée dans le cylindre
γ	Le rapport $\frac{c_p}{c_v}$
R	La constante des gaz parfaits

La richesse, ϕ_m , doit être suffisamment élevée pour permettre de garder un bon rendement de combustion ($> 96\%$) et une valeur d'intensité de résonance inférieure à 5MW/m^2 (ce qui correspond à 8 bar/DV à 1200tr/min et P_{adm} de 1bar). Sans EGR, ces conditions sont atteintes que dans une fenêtre de richesse très étroite entre 0.3 et 0.32. Par contre, l'utilisation d'EGR élargit considérablement cette fenêtre en retardant le phasage de la combustion et permettant ainsi de limiter l'intensité de résonance entre $5 - 6\text{MW/m}^2$ comme le montre la Figure 22.

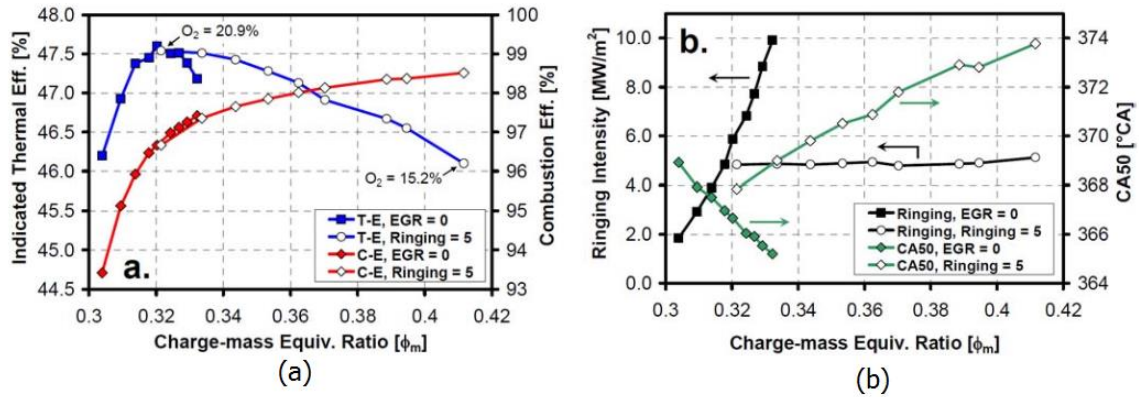


Figure 22 : Rendement thermique et de combustion (a), Intensité de résonance et le phasage de la combustion (CA50) (b) pour une richesse entre 0.3 et 0.42 sans EGR (symboles pleins) et avec EGR (symboles creux) [66]

Même dans le cas avec EGR, le rendement thermique continue à diminuer pour $\phi > 0.32$ mais moins rapidement que dans le cas sans EGR. Le rendement thermique maximal atteint sans EGR est de 47.6% pour $\phi_m = 0.32$ et une PMI de 9.5 bar. Comme le rendement diminue relativement peu avec l'augmentation de la richesse (augmentation du taux d'EGR), on peut ainsi obtenir un bon rendement pour des PMI plus importantes.

Afin de réduire simultanément CO, HC et NO_x , la température maximale dans la chambre de combustion doit rester localement entre 1500 et 2200 K pour oxyder au mieux le CO et les HC et éviter la production de NO_x . Les travaux de Manente [57] suggèrent que si l'excès d'air λ est entre 1.3 et 1.6 et le taux d'EGR entre 45-55%, la température maximale dans la chambre de combustion restera théoriquement entre 1500 et 2000 K. Ce concept a été appliqué avec succès sur un monocylindre Scania D12 (puis un D13) et pour différent type de carburant. La méthode la plus efficace pour prolonger le temps de mélange est l'utilisation d'un important taux d'EGR. Colban et al.[68] ont évalué l'impact des composants de l'EGR sur les polluants: l'ajout d' H_2O permet de diminuer le délai d'auto-inflammation alors que le CO aurait tendance à l'augmenter.

Ainsi le couple richesse-taux d'EGR doit être optimisé afin de limiter la production des suies et de NO_x tout en maintenant un bon niveau de rendement. Comme énoncé précédemment, une forte dilution est un moyen efficace pour limiter la production de NO_x . Mais selon Kumar et al.[65], l'utilisation d'un fort taux d'EGR (supérieur à 50%) conduit à la diminution de la température dans la chambre de combustion, ce qui entraîne l'augmentation de la longueur de pénétration du spray liquide et ainsi le mouillage des parois internes du cylindre. Manente et al.[30] montrent aussi que l'optimisation des valeurs de λ et d'EGR permet de réduire les émissions de suies tout en gardant celles des NO_x à un niveau très bas. Ils notent aussi que la combinaison entre le mode de combustion PPC ainsi que l'utilisation de l'essence comme carburant (quel que soit son indice d'octane) permet d'obtenir des hauts rendements et des faibles valeurs d'émissions.

I.4. CONCLUSION ET OBJECTIF DE CETTE ETUDE

Durant ces dernières années, des progrès considérables ont été faits pour comprendre et améliorer les modes de combustion, permettant en l'espace de quelques décennies l'amélioration des performances aussi bien sur le rendement que sur les émissions polluantes. Malgré cela, les contraintes en termes d'émissions polluantes et de consommation poussent à repenser complètement les modes de combustion classique. Le concept de la combustion PPCI est de loin, l'une des stratégies de combustion les plus prometteuses. A l'origine appliquée aux moteurs de fortes cylindrées, les résultats obtenus ont permis d'étendre le potentiel d'utilisation de cette combustion aux moteurs de petite cylindrée. Les travaux de Manente et al.[25] [28] et Kalghatgi et al. [69][70] [71] sont un exemple des progrès réalisés, qui montrent clairement l'avantage de la combustion PPCI essence tant sur le niveau du rendement que sur les émissions polluante, le Tableau 2 présente la synthèse des résultats.

D'un point de vue optimisation de la combustion, nous avons présenté le potentiel que peuvent avoir les différents leviers avec les propriétés physico-chimiques du carburant. Il a été ainsi montré qu'une bonne optimisation des variables telles que la richesse et la dilution par l'EGR, associées à un carburant de type essence permet à la combustion PPCI de présenter des performances semblables à la combustion diesel tout en conservant le niveau de pollution raisonnable d'un moteur essence. La combustion PPCI associé à un carburant de type essence porte la dénomination *GPPC* ou *Gasoline Partially Premixed Combustion*[72][57] et fera l'objet de ce travail.

L'objectif de ce travail de thèse est l'étude de l'influence des différents leviers (stratégie d'injection richesse, dilution par l'EGR) et les phénomènes physico-chimiques intervenant lors de l'auto-inflammation d'un mélange essence partiellement prémélangé (GPPC) afin d'en comprendre le processus de combustion et les clés de son amélioration. Une première partie concernera les résultats expérimentaux issus de l'application de ce mode de combustion sur un moteur conventionnel afin de conclure sur des modes pertinents qui seront étudiés sur moteur à accès optiques. La combinaison des différentes techniques optiques et d'outils d'analyses permettront d'identifier l'impact des variables étudiées sur le comportement de la combustion et d'en apporter des éléments de compréhension physique. Cette étude se destine à la fois à répondre aux interrogations posées le partenaire industriel sur ce nouveau concept innovant mais aussi approfondir les connaissances dans le domaine de la préparation du mélange et de la combustion.

Pour ce faire, l'étude est ainsi divisée en quatre chapitres qui sont structurés en précisant la présentation des techniques et dispositifs expérimentaux mis en œuvre et de l'analyse des résultats :

Le Chapitre II présente l'étude sur le contrôle de la combustion GPPC ainsi que l'impact de la variation des différents paramètres sur les performances globales moteur (rendements, émissions polluantes). Dans cette partie, les configurations les plus pertinentes seront retenues et étudiées plus précisément dans le chapitre 4

Le Chapitre III porte sur une étude menée en parallèle afin de valider la sélection du carburant de substitution et remplacer l'essence lors des essais de diagnostic optique. Cette étude est menée sur un moteur fonctionnant en mode parfaitement Homogène de type HCCI. Ce chapitre présente le comportement de différents carburants de substitution possibles en comparaison avec l'essence de référence face à des paramètres thermodynamiques (Pression et Température d'admission, taux de dilution, régime moteur ...).

Le Chapitre IV se focalise sur l'étude des cas sélectionnés mis en évidence dans le chapitre 2 par le biais de techniques optiques. Cette étude porte sur la préparation du mélange (phase liquide du spray, répartition de la richesse dans le cylindre) à partir des techniques de diffusion de Mie et LIF toluène mais aussi sur l'analyse phénoménologique lors de la combustion par visualisation rapide, chimiluminescence OH* et LIF formaldéhyde.

Ce mémoire se terminera sur le résumé des conclusions les plus importantes issues de ce travail et des perspectives seront proposées, allant de la connaissance scientifique au verrou technologique.

Année	Auteur	Principaux résultats
2006	Kalghatgi et al.[73], [48]	• Introduction du concept de la combustion PPC essence (GPPC) • Principaux résultats : l'utilisation de l'essence comme carburant pour la combustion PPC permet de contourner la limitation en terme de PMI observée avec du carburant diesel.
2007		• Comparé à une combustion HCCI, ce mode de combustion permet de s'affranchir du phénomène de raté de combustion à faible charge et du gradient de pression très important à forte charge
2009	Hildingsson et al.[26]	• Etude de l'impact des propriétés d'auto inflammation des carburants en mode de combustion GPPC • L'utilisation d'un carburant dont le RON varie entre 75 et 85 semble être optimale pour un moteur à taux de compression ~16 :1
2010	Manente et al.[28], [35], [57]	• Etude de l'impact des indices RON/MON sur la stratégie GPPC dans un moteur à forte cylindré unitaire (2.0l) • Optimisation du phasage des deux injections • Etude de l'ajout d'EGR : 50% d'EGR permet le maintien de la température de la combustion entre 1500 et 2000 K permettant de supprimer les émissions de CO, HC et NO_x simultanément.
2011	Ciatti et al.[74]	• L'utilisation d'un carburant à faible indice d'octane (RON 84) ainsi que la bonne proportion d'EGR permettent un meilleur contrôle de la combustion GPPC
2012	Sellnau et al.[75], [76]	• Rendement thermique supérieur lors de l'utilisation d'un carburant essence de RON91 en comparaison avec le diesel • Optimisation des instants d'ouverture et de fermeture des soupapes pour contourner les limitations à faible et forte charges
2013	Aronsson et al.[77], [78],[79]	• Présence d'un niveau optimal entre la masse de carburant qui brûle en prémélange et celle qui brûle en stratifié lors de la combustion GPPC
2014		• Le carburant optimal pour la combustion GPPC doit avoir un RON ~75 et une faible teneur en aromatiques

Tableau 2 : Tableau récapitulatif des principales études réalisées sur la GPPC

***Chapitre II. Influence des paramètres
thermodynamiques et de la stratégie
d'injection sur la combustion GPPC***

II.1. INTRODUCTION

Bien que la combustion GPPC soit un concept simple, l'influence des paramètres tels que les phasages d'injection et les conditions thermodynamiques sur ce type de combustion mérite doit être regardée dans une première phase afin d'identifier les verrous physiques qui en permettent son optimisation. Ce chapitre se consacre donc à cette étude basée sur des expérimentations en moteur Diesel monocylindre fonctionnant sur le principe du GPPC et complétées par des expériences de type HCCI et/ou simple injection. L'idée est ainsi d'avancer des hypothèses qui seront vérifiées lors des expériences menées sur le moteur à accès optiques.

Les différents paramètres étudiés ici sont la stratégie d'injection (tels que phasage de la seconde injection, répartition de la masse injectée entre les deux injections....), la température d'admission, ainsi que le taux de dilution à l'azote simulant le taux de gaz d'échappement recirculés. Nous rappelons que l'objectif n'est pas une optimisation d'un point de vue contrôle, mais une étude des phénomènes physico-chimiques et de leur importance pour le contrôle. C'est pour cela, qu'il n'a pas été choisi de multiplier le nombre d'injections par exemple pour optimiser le concept du GPPC

II.2. DISPOSITIFS ET MOYENS D'ESSAIS

Dans cette partie, le moteur monocylindre opaque utilisé sera décrit ainsi que l'instrumentation environnante. Les acquisitions et les différents traitements effectués sur les mesures sont aussi présentés avec une description des différents outils d'analyses utilisés à partir de la mesure de la pression cylindre.

II.2.1. Le moteur monocylindre opaque

Le moteur opaque utilisé dans ce travail de thèse est basé sur un moteur Diesel 4 cylindres de type DW10 (PSA) de série dont trois des quatre cylindres sont désactivés. Les caractéristiques techniques du moteur sont données dans le Tableau 3. Le moteur est couplé à un moteur électrique à courant continu (23,4kW) fonctionnant en moteur d'entraînement. Le moteur électrique est asservi par une électronique de régulation permet de maintenir la vitesse de rotation constante à $\pm 0.1\%$.

Base DW10 PSA Peugeot Citroën		
Cylindrée	cm ³	499
Alésage	mm	85
Course	mm	88
Longueur de bielle	mm	145
Taux de compression	-	16.1
Vitesse de rotation	tr/min	1500

Tableau 3 Caractéristiques du moteur utilisé

II.2.2. Simulation de la recirculation d'EGR

L'atteinte des objectifs en termes de richesse globale en mode de combustion GPPC nécessite la dilution du mélange air-carburant admis en utilisant la recirculation des gaz d'échappement à l'admission (EGR). Dans notre étude, nous avons opté pour l'utilisation de l'azote synthétique (générateur d'azote MICLAUD type N₂Maxi1) pour simuler la recirculation des gaz d'échappement. Ce choix a été fait afin d'éviter l'influence sur le développement de la combustion de certaines espèces chimiques présentes dans les gaz d'échappement et se focaliser sur l'influence du comportement du spray et la formation du mélange sur la combustion.

II.2.3. Préchauffage des gaz d'admission

Le système de préchauffage des gaz à l'admission se compose de deux résistances insérées dans deux plénums (Figure 23) qui font aussi office de volume tampon afin d'éviter la stratification thermique des gaz en assurant une bonne homogénéisation de la température. La résistance principale d'une puissance de 2700 Watts chauffe les gaz à la température de consigne. Vue la distance entre le lieu de chauffage et les soupapes d'admission du moteur, des pertes thermiques conséquentes diminuent la température des gaz d'où l'utilisation d'une seconde résistance de chauffage. La résistance secondaire de chauffage a une puissance de 400 Watts, son rôle est de compenser les pertes thermiques que subissent les gaz avant d'atteindre les soupapes d'admission.

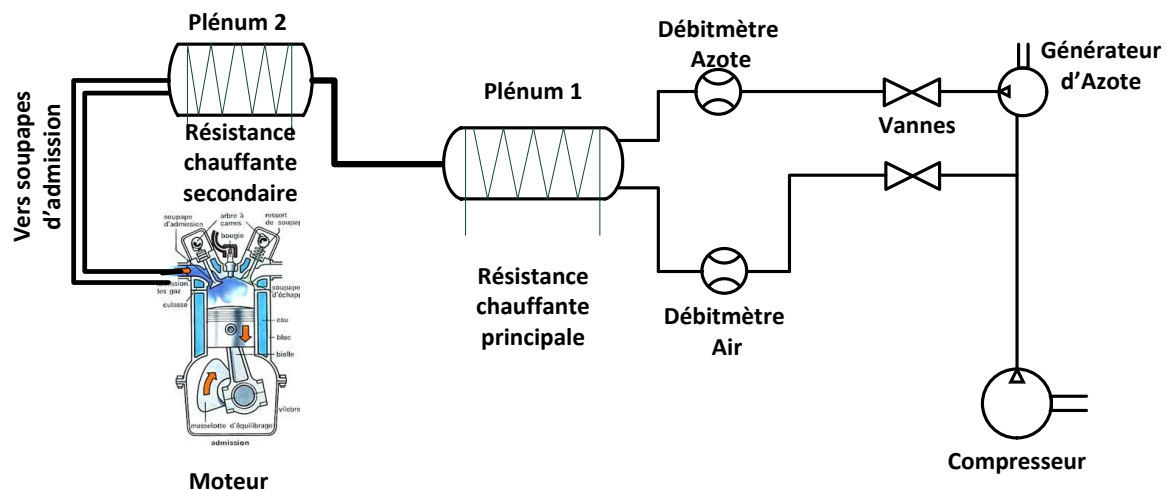


Figure 23 : Schéma du système de préchauffage des gaz d'admission

II.2.4. Instrumentation du moteur

Afin d'acquérir un maximum de données et de paramètres lors des essais sur le moteur, ce dernier est équipé de différents systèmes de mesure pouvant être résumés dans ce qui suit

II.2.4.a) Données d'acquisitions lentes

Les données qui doivent être régulées en temps réelles sur le moteur sont acquises à basse fréquence par le biais d'un automate toute les 250 ms. Ces données proviennent de différents capteurs :

- Des thermocouples de type Pt100 (Gamme de température : - 200°C à + 800°C) ont été utilisés pour les régulations de l'air d'admission, du liquide de refroidissement (80°C) ainsi que l'huile moteur (80°C) avec une précision de + /- 0.25°C.
- Un thermocouple de type K (NiCr/NiAl) dont la gamme de fonctionnement s'étend de - 150°C à + 2 315°C avec une précision de +/- 1°C est placé dans la tubulure d'échappement de manière à pouvoir mesurer l'évolution de la température des gaz d'échappement.
- Des capteurs de pressions de marque Keller Séries 33X (plage 0-10 bar) fournissent des mesures moyennes sur la pression d'admission, du liquide de refroidissement et de l'huile du moteur. Ces capteurs de pression ont une précision de 0.01% de l'étendue de mesure.
- Pour réguler les débits d'air et d' N_2 à l'admission, deux débitmètres Brooks (plage : 0-700 NL/min) ont été utilisés.

Une moyenne glissante sur les 60 dernières secondes de ces données est calculée et enregistrée. L'automate transmet l'ensemble de ces données acquises vers le PC de contrôle via un port Ethernet. L'interface de contrôle moteur récupère toutes les valeurs de ces différentes mesures et des alarmes sur chacune d'elle permettent de garantir la sécurité de l'installation durant l'expérience.

II.2.4.b) La pression cylindre

La pression dans le cylindre a été mesurée avec une résolution de 1mbar et une incertitude de +/- 0.5% par un capteur Kistler piézoélectrique à quartz de type 6043A (plage : 0-200 bar) dont la fréquence d'acquisition est conditionnée par la vitesse de rotation et la résolution du codeur optique qui sera décrit ci-après. Ce capteur est implanté dans la culasse à la place de la bougie de préchauffage.

Un amplificateur de charge de type 4618A conditionne le signal issu du capteur afin que la tension du signal fournie soit proportionnelle à la pression. Ce type de capteur ne permet pas de connaître la valeur absolue de la pression mais une valeur relative. Il est

donc nécessaire de caler cette valeur par rapport à une valeur absolue de la pression : la mesure de la pression effectuée dans la tubulure d'admission fournit une valeur absolue qui permet ce recalage. L'hypothèse dans laquelle la pression cylindre au voisinage du Point Mort Bas (PMB) est égale à la pression dans le collecteur d'admission a été utilisée [80]. La synchronisation du signal dans le cycle est réalisée grâce à un codeur angulaire (Kuebler Sendix 5000) de résolution 0.1 Degré Vilebrequin (DV).

II.2.5. TRAITEMENT DES MESURES

Ce paragraphe regroupe les différents traitements effectués sur les données acquises par les capteurs présents sur le banc d'essai, notamment le signal de pression cylindre qui nous permet d'obtenir les informations sur les caractéristiques de la combustion. L'utilisation des lois de la thermodynamique associée à la pression cylindre et à la masse du mélange à l'admission nous permet de déterminer d'autres paramètres tels que la température des gaz dans le cylindre tout au long de la combustion, le taux de dégagement de chaleur et la fraction massique des gaz brûlés. 100 cycles de pression cylindre sont enregistrés pour chaque essai réalisé. Il en est de même pour la pression d'admission, d'échappement et le courant de commande de l'injecteur.

II.2.5.a) Calcul de la Pression Moyenne Indiquée (PMI)

La pression moyenne indiquée qui représente le travail reçu par le piston sur la cylindrée du moteur est calculée par l'Équation 8

$$PMI = \frac{1}{cylindrée} \int_{cycle} -P_{cyl} dV_{cyl} \quad \text{Équation 8}$$

Où

- P_{cyl} : la pression cylindre
- V_{cyl} : le volume de la chambre de combustion

La covariance de la PMI, σPMI , exprimée en % et donnée par l'Équation 9 permet d'avoir une référence en termes de stabilité de la combustion. Dans notre étude on considérera stable une combustion dont la covariance de la PMI est inférieure à 5%.

$$Cov PMI (\%) = \frac{\sigma PMI}{PMI} \quad \text{Équation 9}$$

II.2.5.b) Estimation de la température cylindre

La température des gaz dans le cylindre est estimée à partir d'un modèle thermodynamique à une zone [5], [81], et en utilisant les courbes de pression cylindre, les conditions initiales de température et pression ainsi que le volume des gaz à l'admission. En assimilant le mélange air/carburant à un gaz parfait [5] on obtient :

$$T_{cyl} = P_{cyl} V_{cyl} \frac{P_{adm} V_{adm}}{T_{adm}} \quad \text{Équation 10}$$

Avec

- T_{cyl} : la température instantanée dans le cylindre.
- P_{adm} et T_{adm} : la pression et la température à l'admission.
- V_{adm} : le volume initial qu'occupent les gaz présents dans la chambre de combustion (la cylindrée).
- P_{cyl} et V_{cyl} : la pression cylindre et le volume instantané de la chambre de combustion.

II.2.5.c) Calcul du taux de dégagement de chaleur et de fraction de masse brûlée

Le taux de dégagement de chaleur et la fraction de masse brûlée sont calculés à partir du premier principe de la thermodynamique. La pression et la température du gaz sont considérées uniformes et l'état thermodynamique du mélange est défini en terme de propriétés moyennes[5]. Les transformations thermodynamiques se font avec un échange d'énergie (parois internes de la chambre de combustion, piston et culasse) mais sans échange de matière avec le milieu extérieur. On peut ainsi écrire :

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{dW}{d\alpha} + \frac{dQ_{comb}}{d\alpha} + \frac{dQ_{pertes}}{d\alpha} \quad \text{Équation 11}$$

Avec

- U : énergie interne des gaz présents dans la chambre de combustion
- α : angle vilebrequin
- W : le travail fourni au piston
- Q_{comb} : la chaleur produite par la combustion
- Q_{pertes} : les pertes thermiques aux parois (voir la Figure 24)

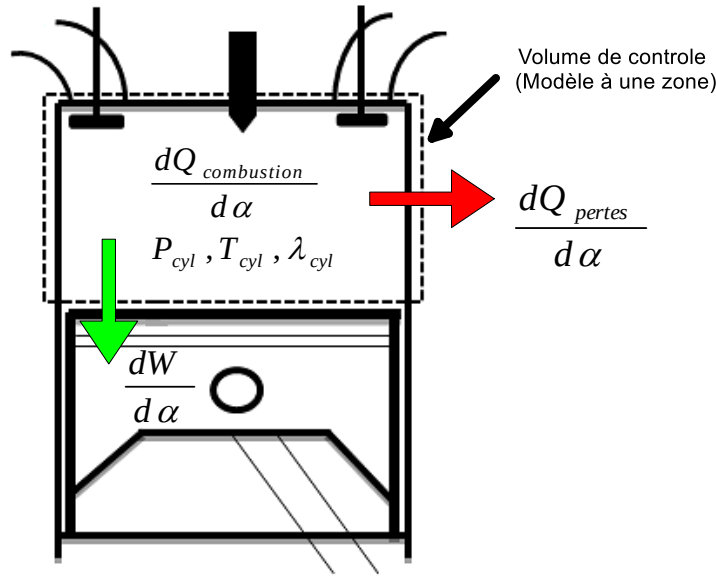


Figure 24 Schéma de principe des différents échanges de chaleur [82]

En utilisant la loi des gaz parfaits, le développement et la simplification de l'Équation 11 donnent :

$$\frac{dQ_{comb}}{d\alpha} = \frac{\gamma_{cyl}}{\gamma_{cyl} - 1} P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma_{cyl} - 1} V_{cyl} \frac{dP_{cyl}}{d\alpha} \quad \text{Équation 12}$$

Avec γ_{cyl} , le coefficient isentropique des gaz contenus dans la chambre de combustion. On considère le mélange gazeux comme étant un mélange de gaz parfait, dans ce cas de figure, les chaleurs spécifiques C_v et C_p ne dépendent que de la variation de la température. En utilisant les tables thermodynamiques *JANAF* [83], les propriétés thermodynamiques de chaque espèce sont estimées par approximation polynomiale. L'estimation de la composition chimique à l'équilibre est effectuée à l'aide de la méthode décrite dans Heywood [5].

D'après l'Équation 11, la détermination du taux de dégagement de chaleur nécessite la connaissance de la quantité de chaleur perdue aux parois Q_{pertes} , ces pertes sont estimées à l'aide de l'Équation 13.

$$\frac{dQ_{pertes}}{d\alpha} = h_c S (T_{cyl} - T_p) \quad \text{Équation 13}$$

Où

- h_c : le coefficient de convection
- S : surface d'échange entre les gaz et les parois
- T_p : la température des parois

Le coefficient de transfert convectif estimé ici est basé sur la relation de Woschni [84]. Cette corrélation, basée sur la relation de type Nusselt-Reynolds [85] est donnée par l'Équation 14.

$$h_c = C D^{-0.2} P_{cyl}^{0.8} T_{cyl}^{-0.55} w^{0.8} \quad \text{Équation 14}$$

Avec

- C : coefficient multiplicatif utilisé lors de l'optimisation
- D : l'alésage du cylindre
- w : correspond à la vitesse des gaz dans la chambre de combustion et est définie par $w = 2.28 V_p$
- V_p : vitesse moyenne du piston

La surface d'échange $S = S_{culasse} + S_{cylindre} + S_{piston}$ est définie par l'Équation 15 :

$$S = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D R \left(1 - \cos(\alpha) + \frac{L_b}{R} \left(1 - \sqrt{\frac{1 - \sin^2(\alpha)}{\left(\frac{L_b}{R}\right)^2}} \right) \right) \quad \text{Équation 15}$$

Avec L_b la longueur de la bielle et R le rayon du maneton

La Fraction de Masse Brulée (FMB) est déterminée en fonction de l'angle vilebrequin à partir de l'Équation 16

$$FMB = \frac{1}{m_{carb} PCI \eta_{comb}} \int_{RFA}^{AOE} \left(\frac{dQ_{comb}}{d\alpha} + \frac{dQ_{perte}}{d\alpha} \right) \quad \text{Équation 16}$$

Avec m_{carb} la masse de carburant injectée dans le cylindre, PCI le pouvoir calorifique inférieur du carburant, η_{comb} le rendement de la combustion, AOE l'Avance à l'Ouverture de l'Echappement et RFA le Retard de la Fermeture de l'Admission.

A partir de la fraction de la masse brulée, il est possible d'extraire d'autres paramètres nécessaires pour caractériser les durées de la combustion. On peut définir ainsi les CA_{10} , CA_{50} et CA_{90} qui représentent les angles vilebrequin pour lesquels respectivement 10%, 50% et 90% de l'énergie totale de la charge ont été libérés. La mesure du CA_{50} est un paramètre important qui permet de comparer le déroulement de la combustion et donc son phasage dans le cycle. Il est optimal lorsque le CA_{50} se situe entre 7 et 8° DV après le PMH [86].

II.2.5.d) Mesure des gaz d'échappement

La mesure dans les gaz d'échappement se fait par l'intermédiaire d'une baie d'analyse EGAS 2M d'Environnement S.A.TM [87]. A l'exception des particules de suies qui dont la mesure est obtenu à l'aide un fumimètre AVL 415S. Le Tableau 4 regroupe les polluants mesurés ainsi que les caractéristiques de leurs mesures.

Polluant	Plage de mesure	Précision
HC (ppm)	≤ 30000	1%
CO (ppm)	≤ 10000	
NO _x (ppm)	≤ 10000	
CO ₂ (%)	≤ 20	
O ₂ (%)	≤ 25	
Particules de suies (FSN)	≤ 10	0.001 FSN

Tableau 4 : Plage de mesure et précision des instruments utilisés pour la mesure des émissions polluantes à l'échappement

II.3. RESULTATS

II.3.1. Essais réalisés chez PSA

Il est à noter que ce travail n'inclut pas l'impact de la variation de la position de la première injection. Cette partie a été réalisée chez *Peugeot Citroën* lors des premiers essais pour la détermination des points intéressants de combustion GPPC à étudier au laboratoire PRISME. Les conditions de l'expérience relative aux essais effectués sont présentées sur le Tableau 5. Le moteur est basé sur une architecture moteur de type DW10 modifié, qui permet le fonctionnement avec un seul des quatre cylindres.

Variable	Unité	Valeur
Température d'admission	[°C]	40
Pression d'admission	[bar]	2
Vitesse de rotation	Tr/min	1500
Phasage de la 1 ^{ère} injection	DV Avant le PMH	60 à 25
Phasage de la 2 nd injection	DV Avant l-DV Après le PMH	10 à 10
Pression d'injection	[bar]	400
Durée de l'injection	[μs]	745
Richesse	-	0.4

Tableau 5 : Conditions expérimentales lors de la pré-étude réalisée chez PSA Peugeot Citroën

Les cartographies obtenues en termes de rendement indiqué, de gradient de pression et d'émissions polluantes sont présentées sur la Figure 25 :

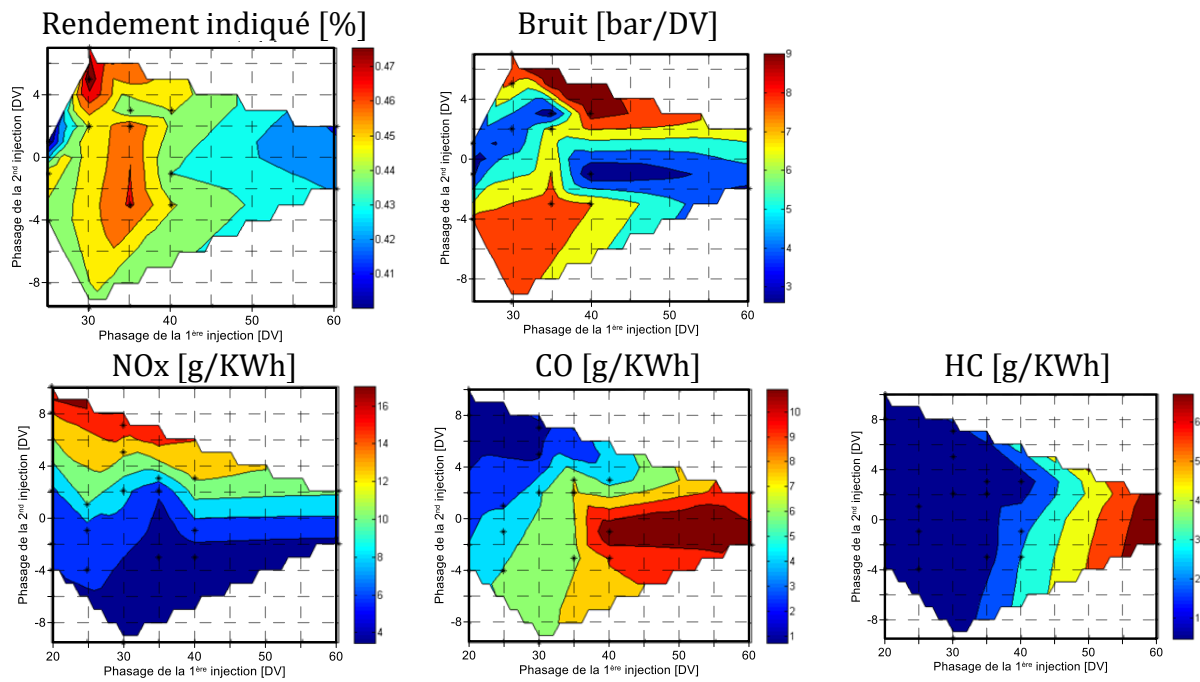


Figure 25 : Cartographies résultantes de la variation du phasage des injections
(Phasage : Avance à l'injection)

L'analyse de ces cartographies montre la présence d'un phasage optimal lorsque la première injection se situe à 30 DV Avant le PMH et une seconde injection autour du PMH. Cette configuration permet l'obtention d'un rendement indiqué très intéressant ($\sim 45\%$) tout en gardant acceptable les niveaux d'émissions polluantes et du bruit. D'un point de vue combustion, on peut constater la présence de trois modes de combustion distincts suivant l'emplacement de la seconde injection comme le montre la Figure 26.

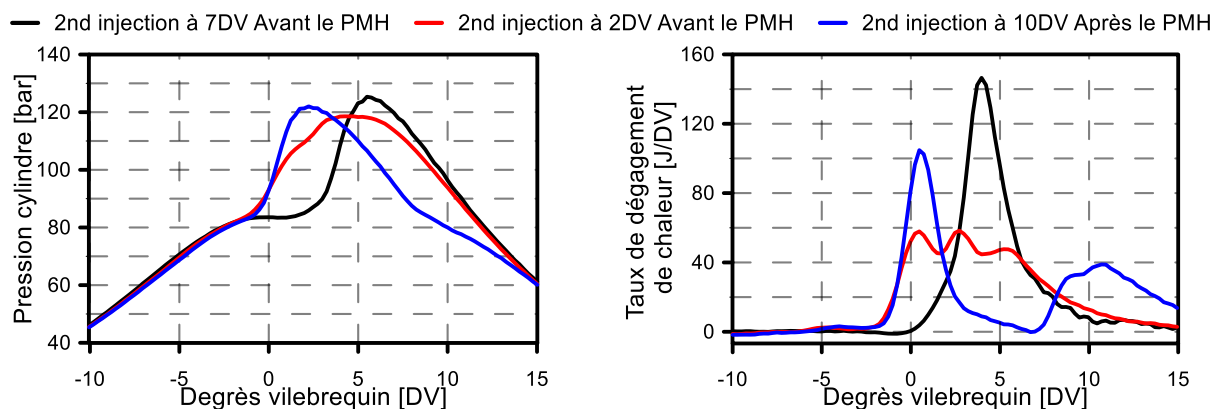


Figure 26 : Impact du phasage de la 2nd injection sur la combustion en mode GPPC

On distingue la présence d'une combustion de nature homogène lorsque la seconde injection se situe à 7 DV Avant le PMH avec un taux de dégagement de chaleur et une pression maximale très importants. Un second mode de combustion est présent lorsque la 2nd injection est placée après le PMH c'est-à-dire à 10 DV Après le PMH où deux pics de combustion sont clairement observables. Le troisième mode de combustion est le plus intéressant, car il permet d'avoir des valeurs de rendement et d'émissions polluantes très satisfaisantes (Figure 25). Cela se produit lorsque la seconde injection

est placée autour du PMH et plus précisément à 2DV Avant le PMH, où on remarque une forme de combustion moins importante en termes d'intensité mais avec une durée supérieure au premier cas.

Les essais menés sur le site de PSA Peugeot Citroën ont permis d'orienter le travail sur l'étude et la compréhension des phénomènes derrière les trois configurations obtenues (Figure 26). Ainsi, en laboratoire, nous allons nous intéresser à l'impact des leviers thermodynamiques sur le déroulement de la combustion. A partir des résultats montrés sur la Figure 25, la première injection sera maintenue 30 DV Avant le PMH tout au long de l'étude.

II.3.2. Essais réalisés au laboratoire PRISME

L'étude des différents paramètres cités dans l'introduction ci-dessus se fera suivant l'ordre de la Figure 27 : l'étude commence par l'impact de la variation du phasage de la seconde injection sur le comportement de la combustion, puis dans l'objectif de contrôler la combustion (phasage optimum pour rendement optimum, limite bruit acceptable, niveaux d'émissions polluantes acceptables) le taux de dilution par l'azote sera aussi graduellement augmenté pour garder des conditions de fonctionnement acceptable. Cela aura pour conséquence un fonctionnement à richesse plus élevé voire proche de la stœchiométrique. Toutefois, l'augmentation du pourcentage de dilution sera limitée par une diminution du rendement qu'on prendra comme repère de combustion, l'impact de la température d'admission sera alors regardé, permettant la diminution du délai d'auto-inflammation, par ailleurs pénalisé par la dilution.

La variation de ces deux leviers thermodynamiques, nous permet d'étudier la sensibilité du mode GPPC et l'impact apporté sur les délais d'auto-inflammation. L'impact de la répartition de la masse entre les deux injections sera aussi traité en particulier sur les paramètres de la combustion.

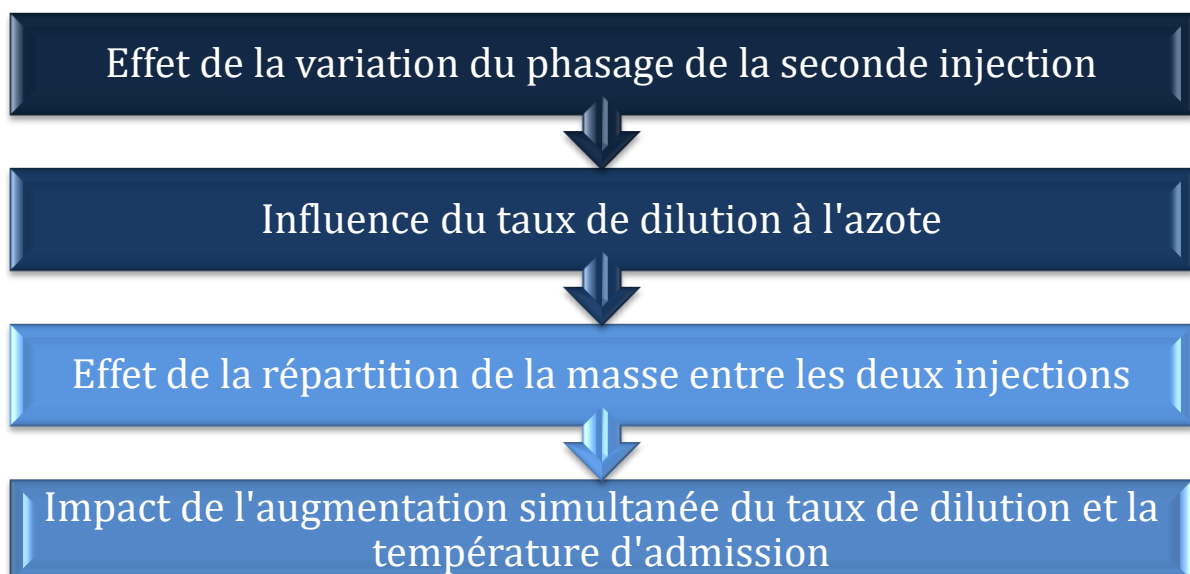


Figure 27 : Méthodologie de l'étude sur moteur opaque

Les paramètres ont pour valeur nominale celle indiquée dans le Tableau 6.

Variable	Unité	Valeur	Plage de variation
Température d'admission	[°C]	125	+/-0.1
Pression d'admission	[bar]	1.6	+/-0.001
Début de la première injection	DV	-30	+/-0.1
Pression d'injection	[bar]	400	+/-0.1
quantité injectée	mg	17	+/-0.1
Ratio quantité injectée (1 ^{er} /2 nd)	%/%	50/50	-

Tableau 6 : Valeurs nominales des paramètres utilisés dans cette étude

II.3.2.a) Effet de la Position de la seconde injection

L'observation de l'évolution des courbes de pression et taux de dégagement de chaleur sur la Figure 28 démontre la présence d'impact du positionnement de la seconde injection par rapport à la combustion. En effet, plus les deux injections sont proches et plus le mélange s'auto-enflamme rapidement. Suivant le phasage de la seconde injection on peut distinguer trois modes de combustion :

- 1) Mettre la seconde injection à 10DV avant le PMH, conduit toute la charge à s'auto-enflammer au même instant ; la seconde injection apporte du carburant dans la chambre de combustion, ce qui augmente le taux de réaction chimique et favorise l'auto-inflammation par flamme de prémélange [88]. Ce type de combustion se caractérise par un seul pic de dégagement de chaleur, une courbe de pression cylindre très importante (Figure 28), et un gradient de pression aussi très élevé (26 bar/DV)
- 2) Lorsque la seconde injection se situe après le PMH (dans notre cas à 5DV après le PMH), cette injection intervient après la combustion de la première quantité de carburant et se caractérise par la présence de deux pics de combustion respectivement à ~ 2DV et ~12 DV après PMH. Cet écart entre les deux combustions est suffisamment important pour que la seconde injection ne profite pas de l'élévation de la température issue du premier dégagement de chaleur afin d'améliorer la vaporisation de la seconde quantité de carburant admise dans la chambre de combustion [89]. Par conséquent, on constate sur la Figure 28 une combustion plutôt de type flamme de diffusion et tardive, qui commence ~7DV après la seconde injection avec un pic de dégagement de chaleur très faible.

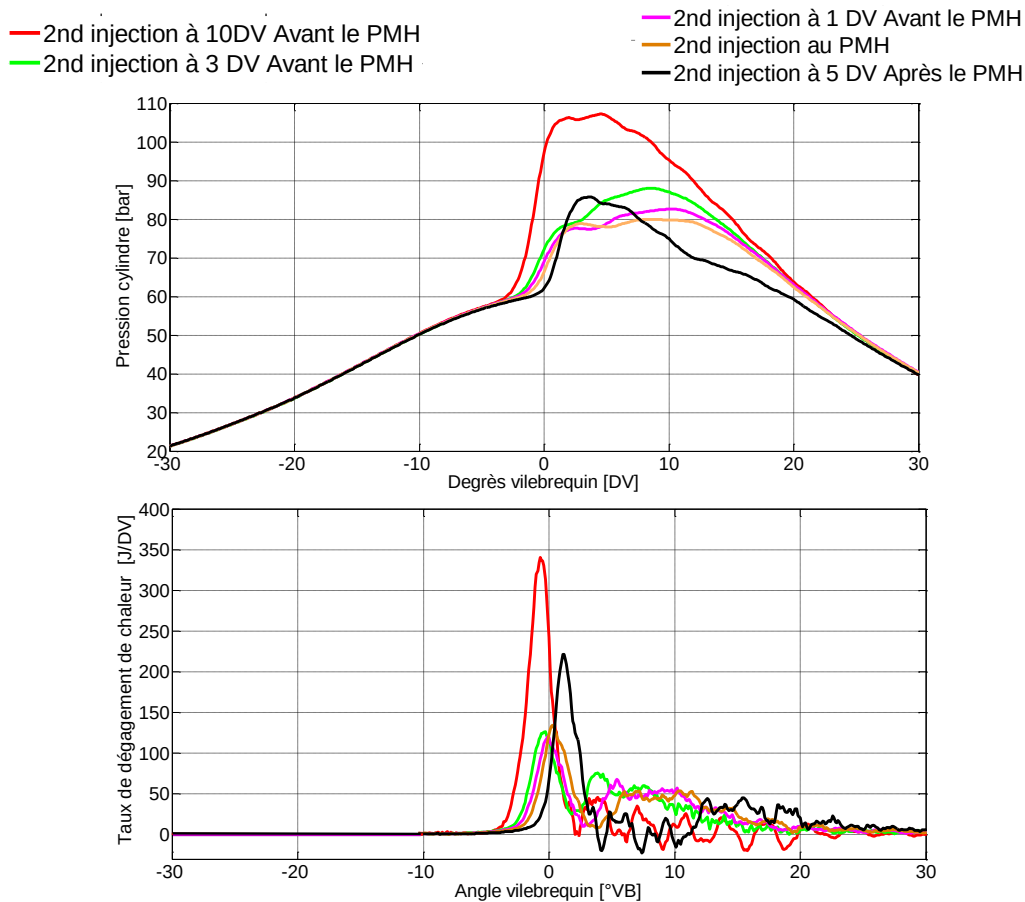


Figure 28 : Evolution de la Pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur selon le phasage de la seconde injection, première injection fixée à -30 DV Avant PMH

- 3) Placer la seconde injection à 1DV avant le PMH apporte un compromis intéressant en termes de dégagement de chaleur et de courbe de pression par rapport aux deux cas précédent. On remarque ainsi que le dégagement de chaleur s'étale plus sur la durée avec des taux de dégagements maximaux inférieurs au cas où toute la charge brûle au même moment (lorsque la seconde injection se situe à 10DV avant le PMH). Cette combustion se caractérise par un premier pic de combustion autour du PMH suivi d'un deuxième juste après, un dégagement de chaleur issu d'une combustion par flamme de diffusion est aussi remarqué après le second pic et s'étale jusqu'à 15DV après le PMH.

Les Figure 29 et Figure 30 montrent les effets du phasage de la deuxième injection sur le CA10, CA50, le gradient de pression ($dP/d\alpha$), les rendements et la PMI. Comme observé à partir des courbes de pression cylindre et de dégagement de chaleur, les CA10 et CA50 sont retardés après le PMH, (tout particulièrement le CA50 qui est retardé de 0.5 à 9.5DV) lorsque le phasage de la seconde injection passe de 10DV avant à 5DV après le PMH. Mais l'impact le plus important est sur le gradient de pression ($dP/d\alpha$) qui passe par une valeur minimale et plus acceptable (8 bars/DV) lorsque la seconde injection est proche du PMH. Il faut bien noter aussi que ce phasage de la seconde

injection a peu d'impacts sur la PMI (Figure 29), dont la valeur ne diminue que de 6.85 à 6.5 bars soit moins de 5%. Les rendements de combustion et thermique (Figure 30) sont aussi affectés à moins de 2.5% par le phasage de la seconde injection avec toutefois un rendement de combustion ~99% pour ces conditions (richesse 0.4).

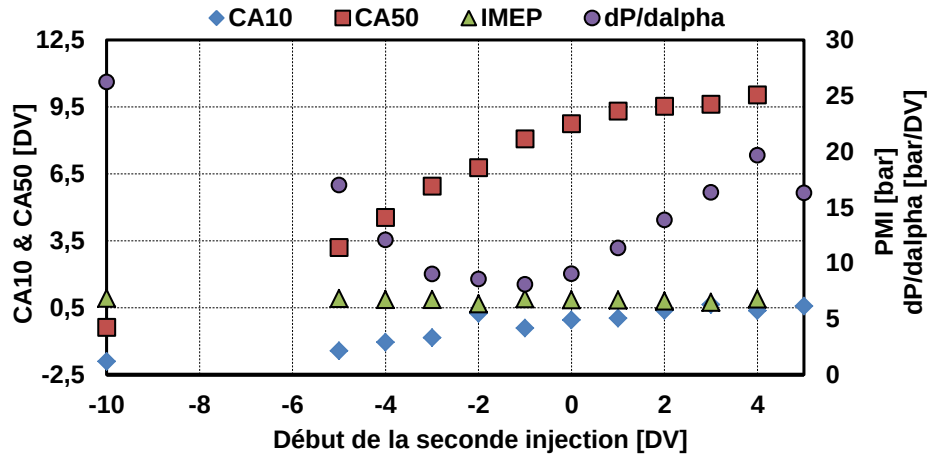


Figure 29 : Effets du phasage de la seconde injection sur les paramètres globaux de la combustion

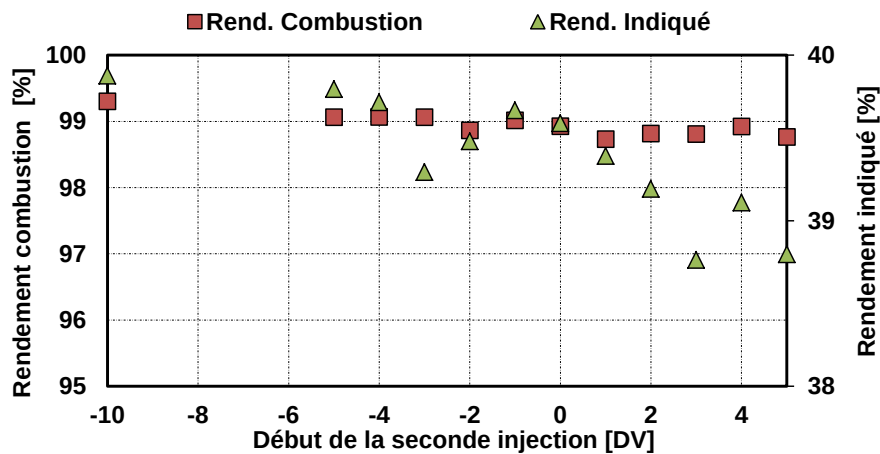


Figure 30: Effet du phasage de la seconde injection sur les rendements de combustion et rendement indiqué

Il nous a semblé important de présenter les émissions polluantes, directement liées au phasage et au déroulement de la combustion (Figure 31). On constate une légère variation des HC, de l'ordre de 1 g/kWh, mais une forte augmentation des CO ainsi que de l'indice des fumées lorsque le début de la seconde injection est retardé, ce qui reflète la légère diminution du rendement de combustion et indique une combustion incomplète.

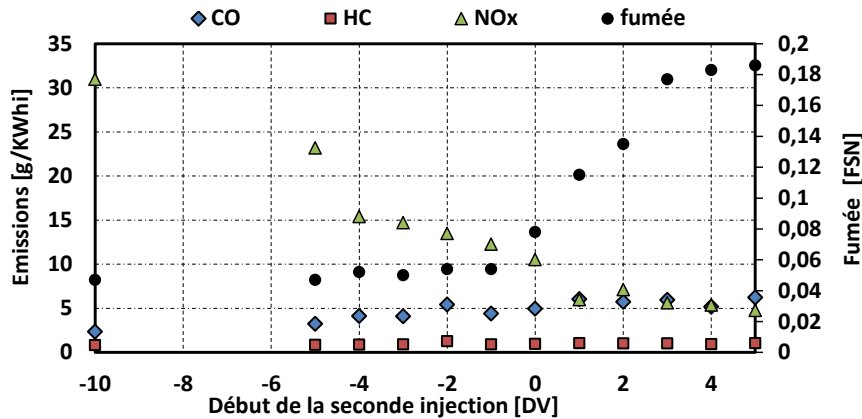


Figure 31 : Evolution des émissions polluantes à l'échappement

Afin de se mettre dans le contexte actuel du compromis NO_x /Suies les émissions de NO_x ont été tracées en fonction de l'indice FSN (Figure 32). Plus la seconde injection se fait tardivement, plus le taux d'émission de NO_x diminue vue que la combustion se fait dans des zones de températures plus froides et où la concentration en oxygène est très faible, mais plus les fumées augmentent.

Le compromis NO_x /Fumée est toujours très complexe à optimiser car les processus de formation des suies et des NO_x est intrinsèquement opposé selon les conditions de températures et de richesses locales.

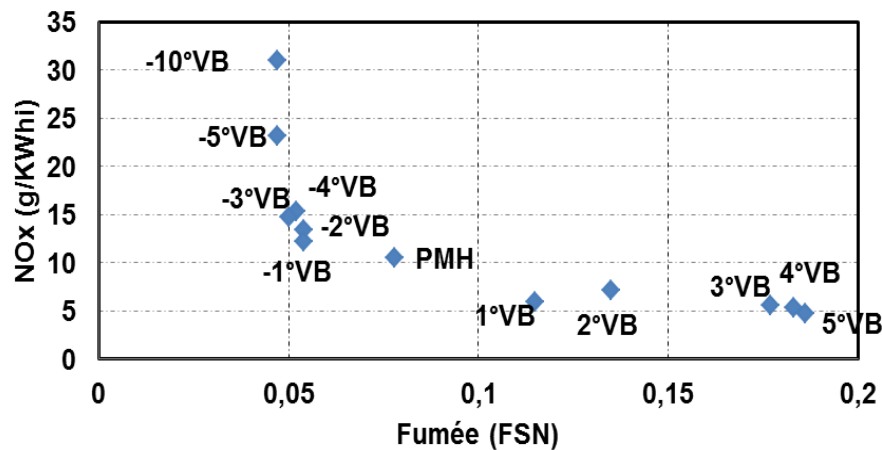


Figure 32 : Emission de NO_x en fonction des émissions de Suies

L'évolution du taux de dégagement de chaleur pour un phasage de la seconde injection à 1DV avant PMH est représentée sur la Figure 33. La forme du dégagement de chaleur est fondamentalement différente et comporte 3 phases clairement identifiables. Les deux premières phases présentent plutôt les caractéristiques d'une combustion par auto-inflammation d'un mélange air-carburant quasi-homogène : par deux pics de taux de dégagement de chaleur clairement distincts avec un gradient de pression élevé.

La forme de la troisième phase de la combustion est très différente : un maximum de taux de dégagement de chaleur moins important et une combustion qui dure plusieurs degrés : cela semble plus caractéristique d'une combustion par flamme de diffusion comme celle rencontrée dans une combustion de type combustion type Diesel classique [5].

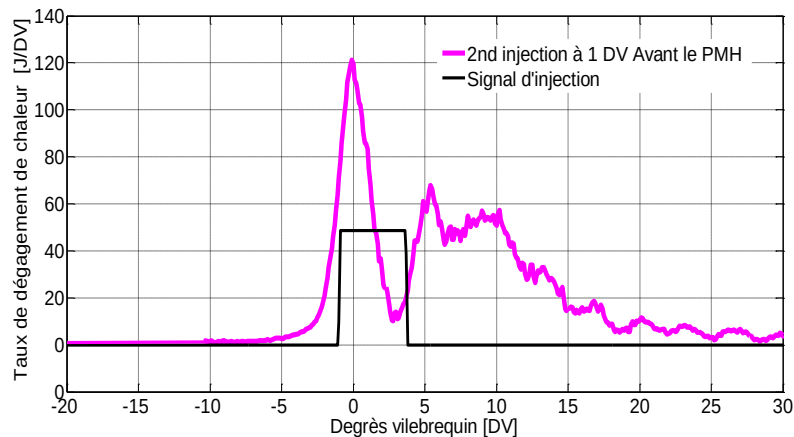


Figure 33 : Evolution du taux de dégagement de chaleur pour un phasage de la seconde injection à 1DV Avant le PMH

L'étude de l'impact de la seconde injection sur tous les paramètres (combustion, rendements, polluants), montre qu'un phasage de la seconde injection à 1DV avant le PMH semble le plus intéressant. Cette configuration de la seconde injection permet de contrôler la combustion avec des rendements satisfaisants et un gradient de pression le moins élevé. Ajouter à cela, le compromis entre les émissions de suies et de NO_x est le plus acceptable. Cette configuration de l'instant de la seconde injection à 1DV avant le PMH est considérée comme optimale. Elle sera utilisée dans le reste de l'étude afin de montrer l'influence des autres paramètres sur la combustion GPPC.

II.3.2.b) Effet de la dilution de la charge

L'utilisation de la dilution par recirculation des gaz d'échappement sur les moteurs conventionnels (allumage commandé et allumage par compression) est devenue l'un des moyens efficaces pour le contrôle du phasage de la combustion et des émissions polluantes [90]. Selon Zhao et al. [91], [92] l'ajout d'EGR affecte la combustion suivant trois mécanismes : la chimie, la dilution et la thermique. Ces trois mécanismes influencent les vitesses de réaction, la durée et la température de combustion et les émissions polluantes. Ils remarquent qu'à faible température, les effets liés à la thermique et la dilution sont plus importante que la chimie. L'utilisation de l'EGR réduit significativement les émissions de NO_x pour deux raisons :

- Premièrement, l'augmentation de la chaleur spécifique des gaz à l'admission par l'ajout d'EGR diminue la température des gaz durant la combustion et ainsi réduit la température de la flamme et augmente les délais d'auto-inflammation (effet thermique) [5], ce qui au final réduit la formation des NO_x à haute température (mécanisme de Zeldovich [5]).
- Deuxièmement, la diminution de la concentration en O_2 à l'admission (effet de dilution) réduit les réactions de formation des NO_x et contribue à l'augmentation de la richesse globale.

Cependant la réduction de la concentration en oxygène provoquée par l'utilisation excessive de l'EGR tend à augmenter les émissions de particules de suies car l'oxygène aide à réduire les émissions des particules par oxydation de ces dernières[93],[94]. On se retrouve ainsi dans un « compromis NO_x /suies ». L'utilisation d'un fort pourcentage d'EGR est aussi un moyen de limiter le gradient de pression et donc le bruit engendré par la combustion en contrôlant le début de la combustion[95]. Dans cette partie, l'influence de l'augmentation du taux de dilution sera étudiée. La dilution se fera par de l'ajout d'azote à l'admission et non par une vraie recirculation des gaz d'échappement afin de s'affranchir de la présence d'espèces chimiques actives comme le CO et NO qui risquent d'influencer le déroulement de la combustion[96]. La seconde injection sera donc maintenue à 1DV avant le PMH comme présenté précédemment avec une première injection à 30DV avant le PMH, ceci afin d'isoler les effets liés à la dilution de celui de la formation du mélange sur la combustion GPPC. L'augmentation du taux de dilution a aussi pour objectif d'approcher la richesse stœchiométrique en vue d'une vision plus réaliste de l'application de ce concept.

La Figure 34 présente les courbes de pression et de dégagement de chaleur pour les différents pourcentages de dilution utilisés. L'augmentation du pourcentage de dilution retarde le début de combustion ce qui provoque la disparition du premier pic de dégagement de chaleur (Figure 34), cette augmentation du taux de dilution est aussi caractérisée par la diminution de la pression maximale atteinte et son déplacement vers un phasage plus loin du PMH.

L'effet thermique décrit par Olsson et al. [97] de la dilution est mis en exergue par le retard du début de la combustion, qui entraîne une diminution de la pression maximale liée au phasage pendant la détente. L'effet thermique est principalement dû à l'augmentation de la chaleur spécifique de l'air engendrée par l'ajout d'azote (l'azote est une molécule diatomique avec un coefficient adiabatique proche de l'air mais des valeurs de chaleurs spécifiques supérieures [5]). Par conséquent la température atteinte dans le cylindre lors de la compression décroît avec l'augmentation du pourcentage d' N_2 et retarde le début de la combustion[93][94]. Sur la Figure 35 est représentée l'évolution des CA10 et CA50; le CA10 passe de 0DV à 10DV après le PMH et le CA50 de 8DV après le PMH à 14DV après le PMH, respectivement pour 0% et 35% de N_2 .

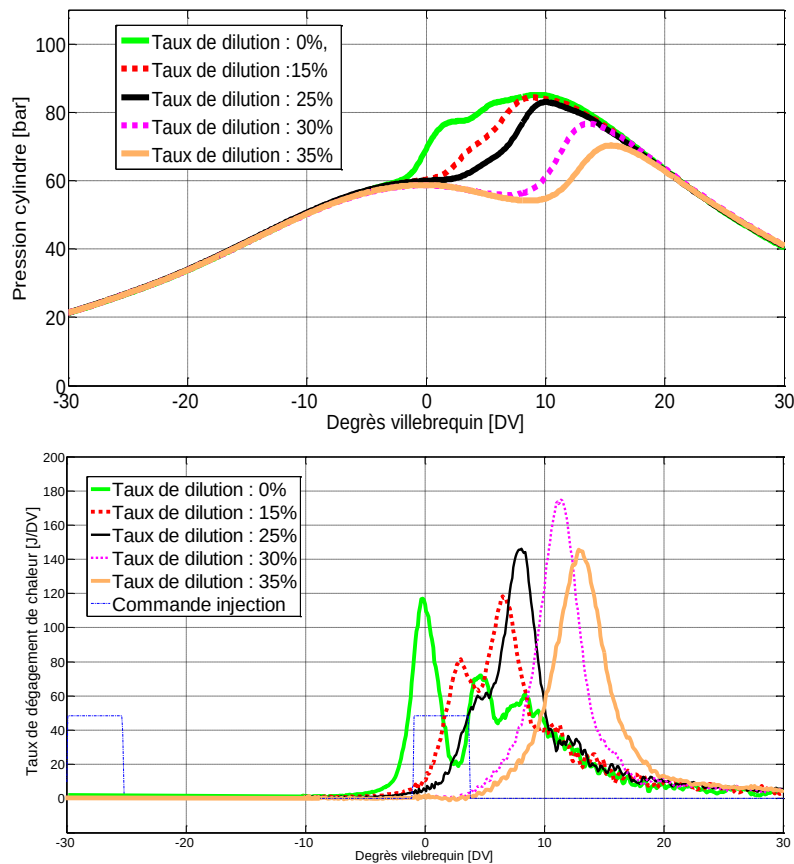


Figure 34 : Evolution de la pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur pour différents taux de dilution. Seconde injection : 1DV avant PMH.

Pour une combustion de type Diesel classique, Zhao et al. [98] présente l'effet de dilution comme moyen d'augmenter la durée de combustion. Cet effet n'est pas identifiable sur la Figure 35 où la différence entre le CA50 et CA10 diminue avec l'augmentation du pourcentage de N_2 . A partir des observations faites dans cette partie, l'augmentation du taux de dilution engendre un retard du début de la combustion mais améliore la formation du mélange entre l'air et le carburant issu de la première masse injectée. La seconde injection, apporte par le biais de la stratification l'augmentation de la richesse locale, produisant des zones propices à l'auto-inflammabilité, d'où une combustion de la totalité de la charge par flamme de prémélange. L'augmentation du taux d' N_2 jusqu'à 30% de N_2 , améliore la combustion GPPC, au-delà, le mauvais phasage du dégagement de chaleur dégrade les rendements de la combustion.

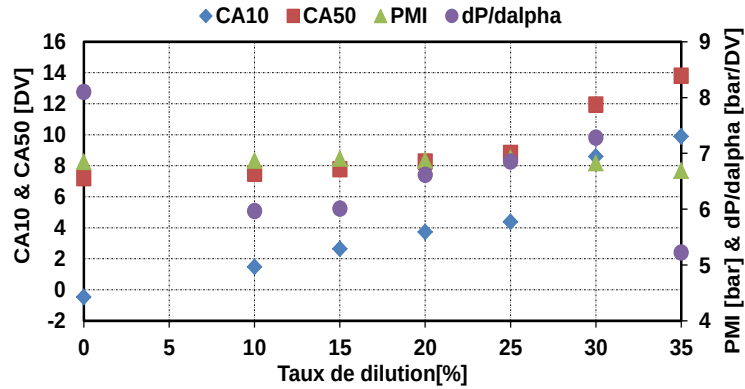


Figure 35 : Effet du taux de dilution sur les paramètres caractéristiques de la combustion (CA10, CA50, PMI et gradient de pression)

Il est aussi important de noter que la dilution de la charge jusque 15% de N₂ permet de diminuer le bruit de la combustion (Figure 35), la valeur du gradient de pression ($dP/d\alpha$) passant de 8 à 6 bar/DV. Cette diminution est due à la diminution de l'intensité du premier pic de dégagement de chaleur (qui se trouve avant le PMH) causé à la fois par le retard du début de la combustion mais aussi par l'effet de refroidissement engendré par la seconde injection. A partir de 15% de dilution, l'énergie dégagée par le deuxième pic de combustion devient plus important vu que la quantité de carburant, n'ayant pas brûlé de la première injection, s'auto-enflamme dans cette partie, ce qui explique la légère augmentation du $dP/d\alpha$ (~ 1 bar/DV) entre 15 et 30% de dilution. La diminution de gradient de pression observée pour 35% s'explique par le phasage non optimale de la combustion qui prend place lorsque le piston amorce sa descente. Malgré cela, il est important de remarquer le rôle positif de la dilution sur la diminution du gradient de pression pour le maintenir à des niveaux acceptables. On en conclut donc que l'effet reste positif même s'il n'est pas forcément optimal.

D'un point de vue rendement, la PMI n'est que très peu affectée par l'augmentation du taux de dilution, sa valeur reste autour de 6.8 bar avec une diminution de 2.2% pour le cas à 35%. Cette diminution de la PMI est très faible comparée à la combustion type HCCI, dont le phasage de la combustion est fortement impacté par la dilution. Ceci montre clairement le rôle de la seconde injection dans le mode GPPC sur le maintien et le contrôle de la combustion, et donc le potentiel de ce concept GPPC.

Les rendements de combustion et indiqué sont présentés sur la **Erreur ! Source du envoi introuvable.** Le rendement de combustion subit une légère diminution entre 0 et 25% d'N₂, puis une diminution d'1% entre 25 et 35% et passe ainsi de 99 à 98%. Cette légère diminution du rendement de la combustion vient du fait que l'apport en N₂ conduit à l'augmentation de la quantité de carburant qui brûle en phase pré mélange. Ce type de combustion se traduit sur la Figure 34 par une combustion moins étalée avec un pic de dégagement de chaleur maximal plus important que le cas initial avec 0% de dilution.

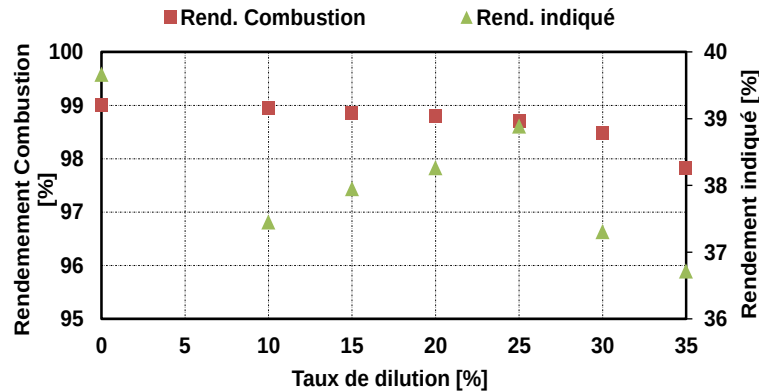


Figure 36 : Evolution des rendements de combustion et indiqué avec le taux de dilution. (Seconde injection fixée à 1DV avant PMH).

Le rendement indiqué quant à lui est fortement influencé par la dilution, avec une évolution non monotone semblable à celle du gradient de pression (Figure 35). Le rendement indiqué diminue dans un premier temps de 2,2% lorsque le taux de N_2 atteint 10% puis augmente de 2% entre 10 et 25% de N_2 avant de chuter de près de 3% entre 25 et 35% de dilution. Ce comportement peut s'expliquer par l'influence du taux de dilution sur le phasage et l'allure des courbes de dégagement de chaleur. Il est aussi rappeler que l'optimisation du phasage de la combustion est faite initialement sans dilution, une amélioration du phasage et donc des rendements peut être réalisé par une seconde optimisation du positionnement de la seconde injection.

On peut remarquer sur la Figure 36, que le cas d'une dilution à 25% est optimum en terme de rendement même si légèrement inférieur au cas sans dilution. Le retard du début du premier dégagement de chaleur (Figure 34) produit un chevauchement avec le second pic, d'où une diminution de la valeur maximale du premier pic avec une augmentation du second. De plus, le phasage du CA50 est à 8DV après le PMH qui est une valeur optimale du CA50 d'après Klimstra [86].

Pour un taux de dilution supérieur à 25% de N_2 le mauvais phasage du CA50 conduit à la chute du rendement indiqué même si le pic maximal de dégagement de chaleur augmente. Sur la Figure 37 ont été reportées les différentes valeurs des polluants ainsi que la richesse globale. Celle-ci augmente de 0.4 à 0.67 pour un taux de dilution de 0 à 35%. Les émissions d'HC ne subissent qu'une légère augmentation qui reste acceptable. Les CO augmentent d'une façon plus importante de 4 g/kWhi à 10 g/kWhi pour 0 et 35% de dilution respectivement. Quant aux valeurs des NO_x , elles passent en dessous de 2g/kWhi dès une dilution de 20% mais avec une augmentation des suies (jusqu'à un indice FSN supérieur à 1 pour 35% de dilution).

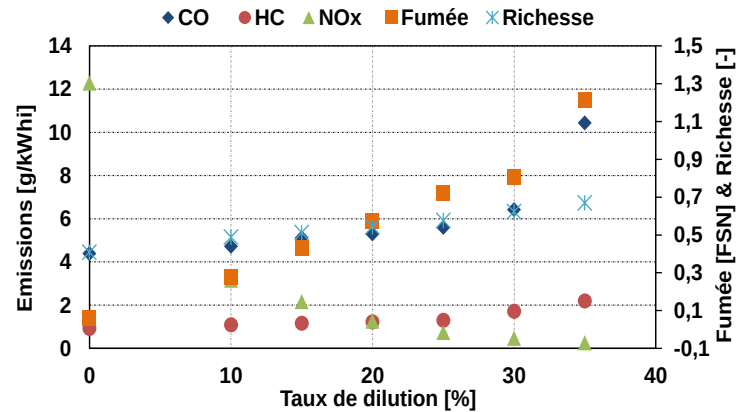


Figure 37 : Impact de la dilution sur les polluants.

L'utilisation d'un fort taux d'EGR conduit à une augmentation des CO résultant du ralentissement de la vitesse d'oxydation et la baisse de la température de flamme [21], avec en plus une diminution de la concentration en oxygène dans le cylindre qui conduit la diminution des NO_x mais aussi à la création de zones localement très riches en carburant, source d'émissions importantes de suies.

En conclusion, avec l'augmentation du pourcentage de dilution, la combustion devient de plus en plus retardée (retard des CA10 et CA50) du fait de l'augmentation de la chaleur massique des gaz d'admission qui rend le délai d'auto inflammation du mélange plus long et de la baisse de la température des flammes de combustion, ce retard conduit à la disparition des 3 pics de combustion observés précédemment (éliminant ainsi l'effet visible de refroidissement apporté par la seconde injection) et remplacer par un seul dégagement de chaleur.

Jusqu'à 30% de dilution, les changements de profil de combustion n'affectent pas la PMI, qui ne diminue que légèrement, mais influencent nettement le gradient de pression qui est diminué lorsqu'on ajoute de la dilution. La dilution a pour effet d'augmenter la quantité de suies produite mais tout en restant en un niveau acceptable. L'augmentation du pourcentage d'N₂ jusque 30% permet un passage de la richesse de 0.4 à 0.6 en gardant un bon rendement, la même PMI et des niveaux d'émissions polluantes acceptables.

II.3.2.c) Effet de la répartition de carburant entre les injections

Après avoir étudié l'influence du phasage de la seconde injection et de la dilution sur la combustion GPPC nous allons nous intéresser dans cette partie à l'influence de la répartition des quantités de carburant injectées entre les 2 injections. Pour ce faire, le taux de dilution sera maintenu à 25% afin de limiter le gradient de pression, en particulier dans le cas d'une première injection plus forte en carburant. La richesse globale sera constante et égale à 0.56, les autres paramètres tels que la pression et la température d'admission ou encore les phasages d'injection resteront inchangés.

Les courbes de pression et de taux de dégagement de chaleur pour trois répartitions de la durée d'injection de carburant entre les deux injections sont représentées sur les Figure 38 et Figure 39. La combustion GPPC est très sensible au rapport de masse entre les deux injections : une variation de 10% sur la masse de la première injection par rapport à la masse totale change l'allure du taux de dégagement de chaleur, le phasage de la combustion, et donc le maximum du pic de pression.

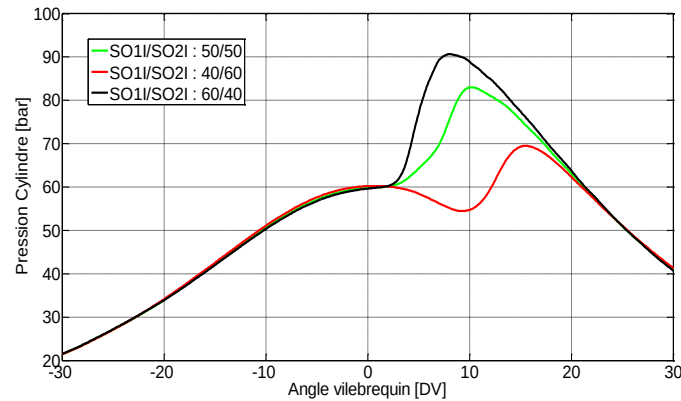


Figure 38 : Evolution de la pression cylindre pour différents rapports de masse de carburant injectée entre la première et la deuxième injection

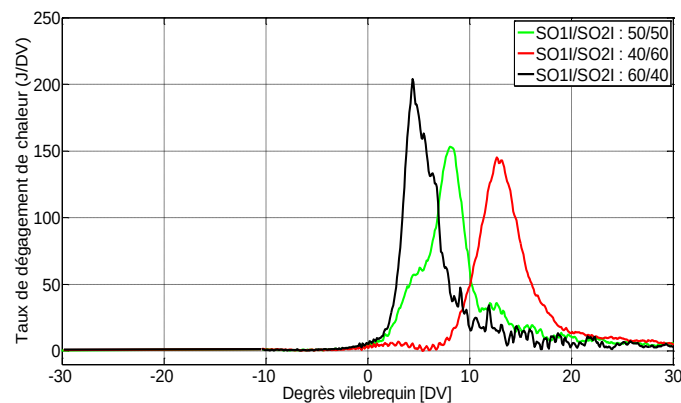


Figure 39 : Evolution du taux de dégagement de chaleur pour différents rapports de masse de carburant injectée entre la première et la deuxième injection

Les Figure 40 et Figure 41 relatives à la variation des paramètres de combustion et aux rendements montrent que les valeurs de la PMI sont sensiblement les mêmes et que le rendement de combustion n'est quasi pas affecté par la variation de la quantité de carburant entre les deux injections. Lorsque la quantité de carburant dans la première injection augmente (de 50 à 60 % de la masse totale), le CA10 décroît de 0.5DV et le CA50 diminue de ~ 3 DV, ce qui fait avancer la combustion et donc augmenter le rendement indiqué de 1%. Cette avance s'accompagne aussi de l'augmentation du $dP/d\alpha$ qui passe de 7 à 12 bar/DV.

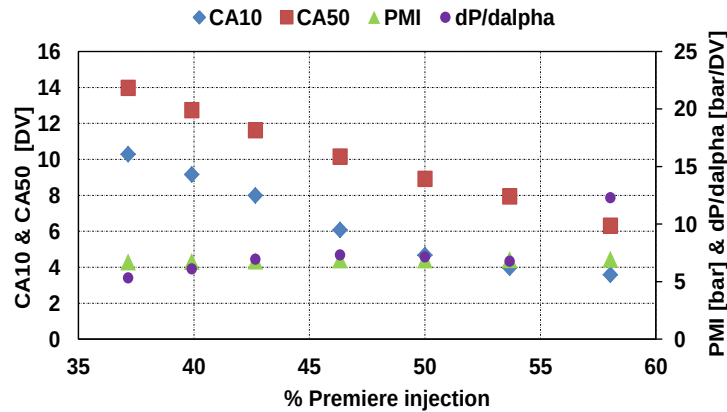


Figure 40 : Influence de la quantité de carburant injectée sur les paramètres de combustion

Lorsque la quantité de carburant dans la première injection diminue (inférieure à 50% de la masse totale), le CA10 et CA50 subissent des retards très importants : ils passent respectivement de 4.5 à 10DV après le PMH et de 9 à 14DV après le PMH.

Il en résulte aussi une décroissance mais moins importante du gradient de pression qui décroît de 1bar/DV. Les rendements de combustion et indiqué restent relativement stables par rapport aux valeurs initiales.

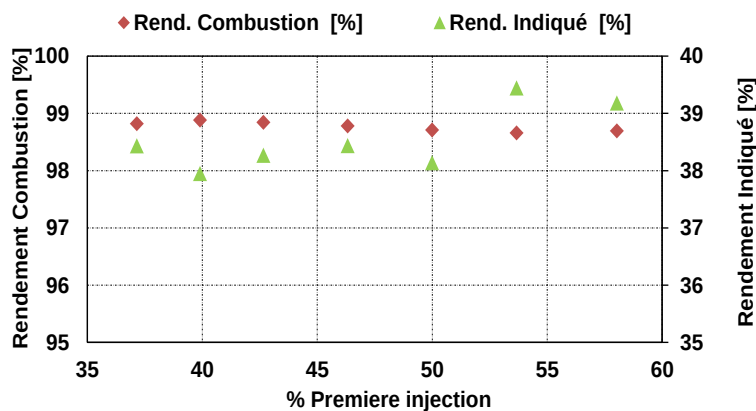


Figure 41 : Influence de la quantité de carburant injectée sur les rendements

La Figure 42 montre le comportement des polluants avec le changement de la répartition de la masse de carburant admise entre les deux injections. En prenant le cas initial où la masse entre les deux injections est identique, on remarque la forte diminution de la quantité de suie émise, on voit ainsi la valeur divisée par 2 lorsqu'on se trouve dans le cas 60/40 et par 4 dans le cas inverse (40/60). Les émissions de CO suivent une tendance similaire mais avec une diminution moins importante. Les NOx et les HC restent sensiblement aux mêmes valeurs ($\text{NO}_x < 1 \text{ g/kWh}$ et $\text{HC} < 1.5 \text{ g/kWh}$). Ce changement s'accompagne aussi d'une baisse de la quantité de suies produite, d'autant

plus importante avec la diminution de la quantité de carburant dans la première injection.

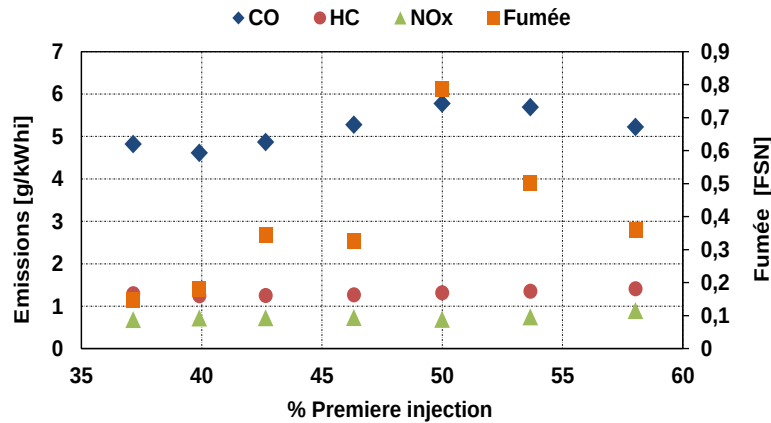


Figure 42 Evolution des émissions polluantes en fonction de la masse de carburant dans la première injection

Comme montrée sur les Figure 40, Figure 41, Figure 42, la variation du rapport de la quantité de carburant entre les deux injections affecte plus particulièrement le CA10, CA50, le rendement indiqué, le CO et surtout les émissions de particules de suies. Afin de comprendre ces interactions, les courbes de dégagement de chaleur ainsi que les signaux d'injection respectifs sont représentés sur les Figure 43, Figure 44 et Figure 45.

La Figure 43 présente le cas initial où les émissions de particules de suies sont les plus importantes. Lorsque la seconde injection s'approche des poches de gaz brûlés chauds les gouttelettes de carburant s'évaporent et cette vapeur mélangée à l'air brûle là où les conditions d'inflammabilité sont réunies. Ceci amène à conclure à la présence de zone très riche, propice à la formation des particules de suies là où le mélange air/carburant n'a pas eu le temps de se faire d'une manière optimale avant la propagation de la combustion dans le cylindre, malgré la volatilité de l'essence (Zone indiquée 1).

La seconde zone (indiquée 2) correspond plutôt à un dégagement de chaleur de type flamme de diffusion, propice à la production de suies. Cette zone correspond à l'instant où le piston amorce sa phase de détente (expansion du cylindre), qui contribue fortement aux émissions des particules de suies (baisse de la température, manque d'oxygène et temps de combustion très court).

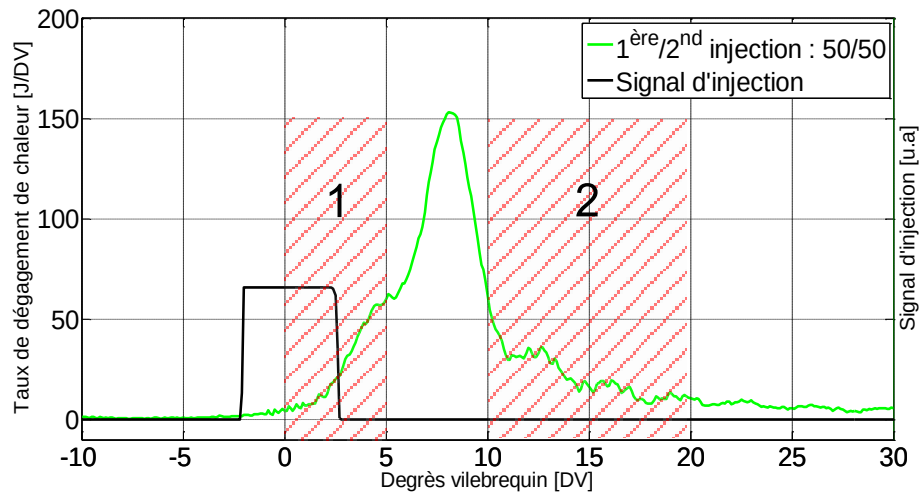


Figure 43 Evolution du taux de dégagement de chaleur et le signal d'injection pour un rapport de masse injectée de 50/50 entre la première et la seconde injection (cas initial) avec les zones probables de production des suies

La courbe de dégagement de chaleur sur la Figure 44 présente le cas où 60% de la masse totale du carburant est admise lors de la première injection. Comparée à la Figure 43, cette configuration montre une plus grande valeur de pression cylindre et un taux de dégagement de chaleur plus important, indiquant que la combustion se fait certainement par flamme de prémélange. Dans ce cas, une plus grande partie de la masse est injectée à 30 DV avant le PMH où les conditions de pression et de température ne sont pas propices à l'auto-inflammation ce qui donne plus de temps à l'air et au carburant pour bien se mélanger.

Ce premier apport de carburant ne réunit pas la condition de richesse locale nécessaire au début de la combustion au PMH car le mélange y est trop homogène et la richesse locale est inférieure au seuil d'inflammabilité. Il faut attendre la seconde injection pour que la combustion s'initie. Comme on voit sur la Figure 44, le taux de dégagement de chaleur maximal est atteint après la fin de la seconde injection, il en résulte un gradient de température plus important, ce qui a pour effet de réduire la quantité de particules de suies émises (Figure 42).

Cette configuration améliore aussi le rendement indiqué par l'optimisation du phasage de la combustion et l'augmentation du taux de dégagement de chaleur. Cette avance du phasage s'accompagne néanmoins de l'augmentation du gradient de pression qui passe de 7 à 12 bar/DV, valeur toutefois acceptable.

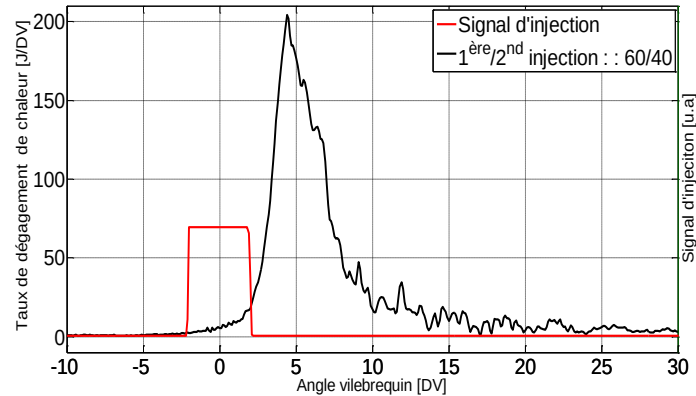


Figure 44 Evolution du taux de dégagement de chaleur et le signal d'injection pour un rapport de masse injectée de 60/40 entre la première et la seconde injection

Les émissions de particules de suies sont diminuées d'une manière plus importante lorsque la masse de carburant dans la première injection est de 40% de la quantité totale injectée (voir Figure 42). En effet, la seconde injection retarde le début du dégagement de chaleur, et refroidit globalement la charge par l'énergie prélevée pour la vaporisation du carburant, d'où l'augmentation du délai d'auto-inflammation donnant plus de temps au carburant pour se mélanger à l'air avant que toute la charge brûle en flamme de prémélange.

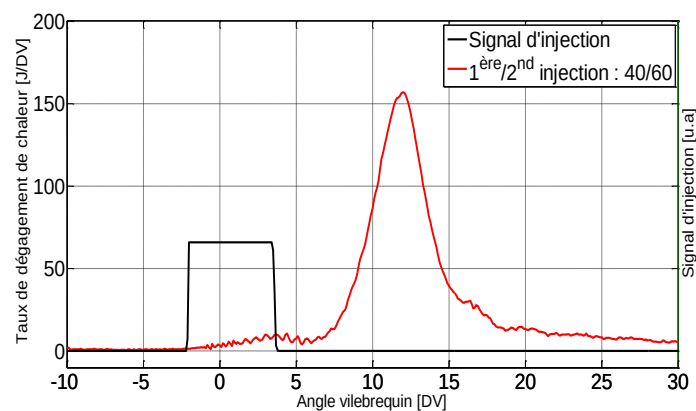


Figure 45 Evolution du taux de dégagement de chaleur et le signal d'injection pour un rapport de masse injectée de 40/60 entre la première et la seconde injection

Le rendement de combustion reste relativement stable tout au long de l'expérience avec une légère augmentation de 0.2% lorsque la masse de carburant de la première injection est à 40%. Il en résulte de cette augmentation, la diminution des émissions de particules de suies et de CO. Le rendement indiqué diminue de 39 à 38%, principalement dû au phasage de la combustion (CA50~13DV).

Dans cette partie nous avons ainsi étudié l'influence de la répartition de la quantité massique de carburant entre les deux injections sur les émissions polluantes et principalement les émissions des suies. Nous en avons conclu que plus de carburant

dans la première injection augmente le rendement indiqué sans influencer sur le rendement de combustion. Cette configuration aide à diminuer l'émission de suies et de CO, il semble qu'une plus grande quantité de carburant brûle en phase de prémélange ce qui améliore l'oxydation du CO et des particules de suies. Cette combustion est toutefois pénalisante en termes de gradient de pression (10 bar/DV). Mettre plus de carburant dans la seconde injection par rapport à la première agit plus sur la production de suies, grâce au retard du début de la combustion donnant plus de temps au carburant pour bien se mélanger avant l'auto-inflammation, mais a un effet négatif sur le rendement.

II.3.2.d) Variation de la quantité d'EGR et de la Température d'admission

Les expériences précédentes ont montré que pour les conditions expérimentales considérées précédemment, la valeur maximale du taux de dilution est limitée à 30%, au-delà le bénéfice de la dilution s'inverse (mauvais phasage de la combustion, diminution des rendements, augmentation des émissions polluantes). Ce pourcentage de dilution correspond à une richesse de 0.67, ce qui est assez loin du rapport stœchiométrique. On en conclut aussi qu'un rapport entre la masse du carburant entre les deux injections égale à 40/60 diminue les émissions de particules de suies d'un facteur quatre, mais pénalise le phasage de la combustion.

Même si les valeurs des rendements restent stables et les émissions polluantes acceptables, l'influence de la dilution vaut la peine de s'y attarder. Pour cela, une augmentation graduelle du taux de dilution de 5% a été accompagnée d'une augmentation $\sim 10^\circ\text{C}$ de la température, les valeurs détaillées sont exposées dans le Tableau 7. La quantité de carburant injectée subira aussi une légère augmentation de 18% passant de 17mg/cycle à 20mg/cycle. L'augmentation de la température et de la quantité injectée auront pour but d'améliorer le taux de réactions chimiques et ainsi stabiliser le phasage de la combustion.

Variable	Unité	Valeur			
Configuration		1	2	3	4
Température d'admission	[°C]	135	144	152	160
Taux de dilution	%	35	40	45	50
Richesse globale équivalente	-	0.84	0.87	0.92	0.99
Pression d'admission	[bar]	1.6			
Début de la première injection	DV	-30			
Début de la seconde injection	DV	-1			
Rapport entre les quantités injectées	$\frac{1^{ère} inj.}{2^{nde} inj.}$	$\frac{40}{60}$			

Tableau 7 : Conditions expérimentales

Les Figure 46 et Figure 47 montrent l'influence de l'augmentation simultanée de la température et du pourcentage de dilution. Les valeurs du CA10 et CA50 ne subissent qu'une légère variation. Cette légère influence se retrouve sur le gradient de pression

qui passe de 7 à 8 bar/DV. Par contre la PMI et les rendements sont très dégradés, la PMI chute de 8 à 6 bars même avec l'augmentation de la masse de carburant injectée. On peut ainsi constater que la conjugaison entre l'augmentation de la température d'admission et le taux de dilution dégrade les rendements de combustion et indiqué, passant respectivement de 93 à 75% et de 36 à 32% (Figure 47).

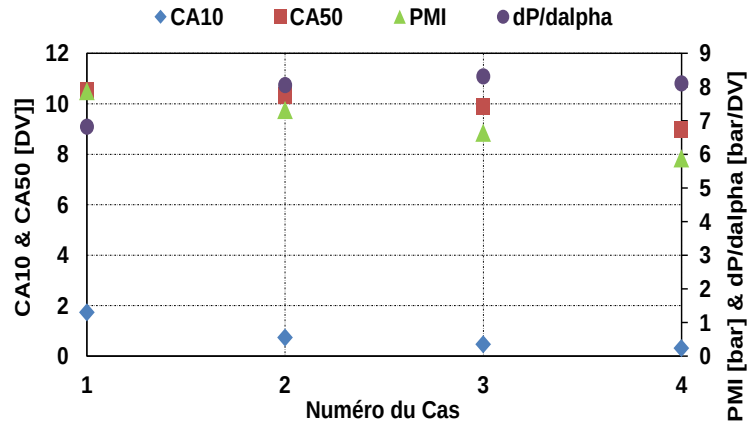


Figure 46 : Evolution des variables de la combustion en fonction du % de dilution et température utilisés

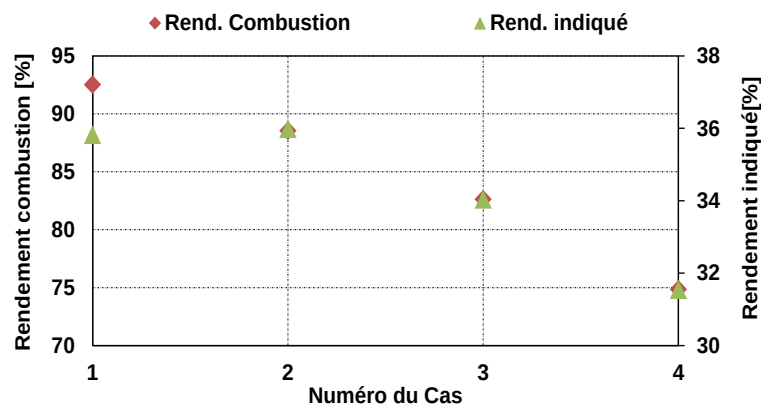


Figure 47 : Effets de la température et du % de dilution sur les rendements de combustion et indiqué

Les niveaux d'émissions polluantes ainsi que la richesse atteinte sont présentés sur la Figure 48. Les émissions de HC et CO augmentent très rapidement, en particulier celle du CO passant de 60 g/kWhi pour la configuration 1 à 160g/kWhi pour la configuration N°4, ceci est due à la diminution simultanée de la température et la concentration en oxygène dans le cylindre et qui de ce fait pénalise l'oxydation des polluants. La richesse 1 est atteinte pour la configuration 4 avec un niveau de dilution de 50%. Proche de la richesse 1 les émissions de NOx sont quasi nulles mais la quantité de particules de suies générée est inacceptable, directement liée à la mauvaise combustion du carburant (voir Figure 49).

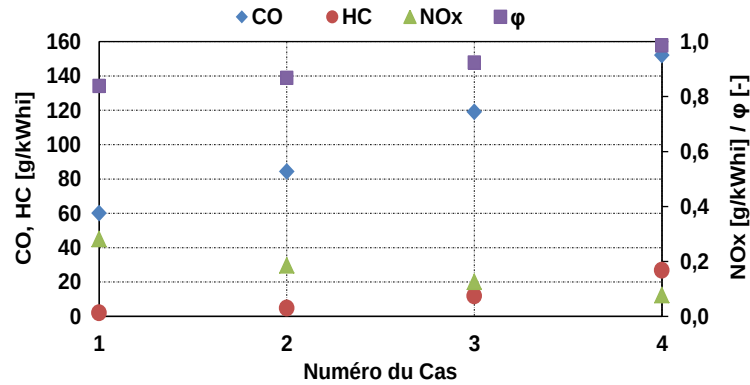


Figure 48 Evolutions des émissions polluantes et de la richesse en fonction de la température et du taux de dilution à l'admission

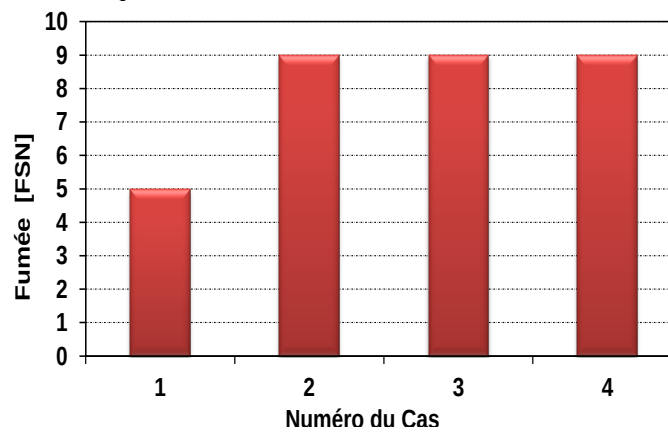


Figure 49 Impact de l'augmentation de la température d'admission et du taux de dilution sur les émissions de suies

L'effet de la température et l'augmentation de la dilution sur la pression et le taux de dégagement de chaleur sont représentés sur la Figure 50. L'utilisation d'un fort taux de dilution afin d'approcher la richesse stœchiométrique nous oblige à accroître la température d'admission pour permettre d'initier la combustion et maintenir une variation cyclique de la PMI inférieure à 5%.

L'augmentation de la température d'admission se voit essentiellement sur le premier pic de combustion. Lorsque la température et le taux de dilution sont supérieurs à 130°C et 35%, on remarque sur les courbes de dégagement de chaleur (Figure 50) l'avance du début de la combustion avec l'augmentation de la température ainsi que l'augmentation du maximum du taux de dégagement de chaleur.

L'avance et l'accroissement des premiers pics de combustion pour chaque configuration étudiée par rapport à la configuration N°1 sont liés à l'impact de la température sur l'amélioration de l'interaction air/carburant via l'amélioration de l'évaporation du carburant et l'augmentation du taux des réactions chimiques du mélange issu de la première injection. Mais l'effet de l'augmentation de la température d'admission est limité car au-delà de 140°C et 40% de dilution, les premiers pics de combustion coïncident entièrement.

Une hypothèse est que le premier pic de dégagement de chaleur par flamme de prémélange provient d'une partie de la première injection, l'autre partie additionnée à la seconde injection forme le second pic de combustion (flamme de prémélange) et la partie du dégagement de chaleur par flamme de diffusion non contrôlée [99]. Comme on le remarque sur la Figure 50, l'augmentation du premier pic de dégagement de chaleur est le résultat de combustion de toute la charge issue de la première injection, ce qui pénalise le taux de dégagement de chaleur maximal atteint par le second pic alors que celle par flamme de diffusion ne subit qu'une légère diminution.

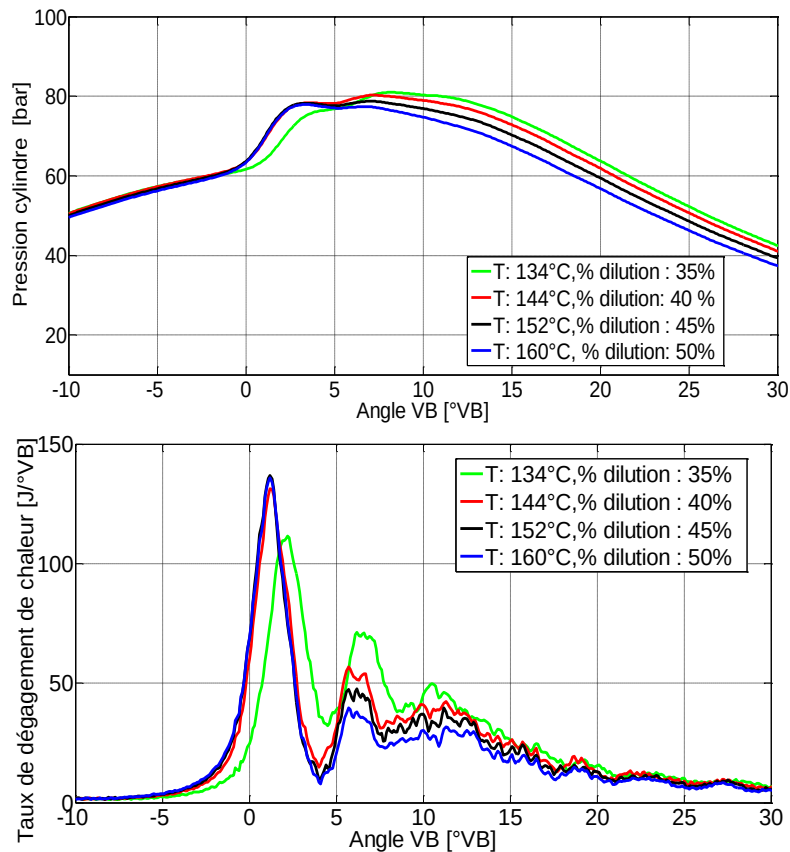


Figure 50 : Evolution de la pression cylindre (en haut) et du taux de dégagement de chaleur (en bas) pour les quatre configurations

Même si l'énergie dégagée issue des réactions chimiques de la première masse de carburant injectée est importante, la seconde auto-inflammation ne semble pas être favorisée pour autant. Ceci est dû à l'effet de l'augmentation du taux de dilution qui absorbe une partie de plus en plus grande (de par l'augmentation du pourcentage de dilution) de l'énergie dégagée par les réactions chimiques (effet thermique) ainsi il pénalise le début du second dégagement de chaleur. Résultat, une partie de la seconde masse de carburant injectée ne brûle pas et conduit par conséquent à des émissions de polluants (CO, HC et suies) très importantes et à la baisse des rendements de combustion et indiqué. En conclusion, l'augmentation du taux de dilution et de la température d'admission avait pour objectif d'atteindre la richesse stœchiométrique en augmentant la réactivité du carburant. On remarque ainsi les effets limités de

l'augmentation de la température selon le niveau de dilution sur le premier pic de combustion car à partir de la configuration 2 (140°C et 40% d' N_2) l'augmentation de la température ne mène pas à une élévation du pic de combustion ni une avance importante, et plutôt une coïncidence du premier pic de dégagement de chaleur des courbes de combustion.

II.4. CONCLUSION

L'étude de l'influence des conditions thermodynamiques et de la stratégie d'injection sur la combustion type GPPC a mis en évidence l'importance du phasage de la seconde injection et son impact sur l'allure du taux de dégagement de chaleur et les émissions polluantes. Ainsi mettre la seconde injection trop en avance par rapport au PMH conduit à une combustion par flamme de prémélange de tout le carburant présent dans le cylindre, cette combustion s'est remarquée par un violent gradient de pression et des émissions de NO_x très importantes. Placer la seconde injection plus tardivement dans le cycle ne permet pas d'interaction entre les deux quantités de carburant admises, au contraire la première injection s'auto-enflamme autour du PMH alors que la seconde (exemple 5DV après le PMH) brûle très mal, conduisant à la dégradation du rendement indiqué et des émissions de suies très importante. Lorsque la seconde injection est positionnée autour du PMH (1DV Avant le PMH), on observe trois pics de dégagement de chaleur très distincts, deux dus à une combustion qui se développe plutôt dans un milieu prémélangé et l'autre du plutôt à une combustion de type diffusion non contrôlée. Une nette amélioration des rendements (combustion et indiqué) ainsi qu'un niveau plus bas de gradient de pression est observé, mettant en évidence l'effet de refroidissement qu'apporte la vaporisation de la seconde injection et son influence à calmer la combustion. Cette configuration de la seconde injection permet aussi d'avoir des niveaux de NO_x et de suies acceptables.

La seconde partie de l'étude a porté sur l'influence de l'augmentation du pourcentage de dilution sur la combustion et les émissions polluantes. L'utilisation de la dilution a aussi pour but d'approcher la richesse stœchiométrique ce qui est l'un des objectifs de ce travail de thèse. A mesure que le pourcentage de diluant augmente, la courbe de dégagement de chaleur présente une allure différente. En effet l'augmentation de la capacité calorifique du mélange et la diminution de la concentration en oxygène avec la dilution ainsi que l'effet de refroidissement qu'apporte la seconde injection retardent le début du premier dégagement de chaleur et transforme le dégagement de chaleur initialement composé de trois pics en un seul pic de combustion. Cette transformation de l'allure de la combustion affecte légèrement le rendement de la combustion qui passe de 99 à 98%, due aussi au mauvais phasage de la combustion issu du retard dans le début de l'auto inflammation du mélange air/carburant.

L'augmentation des émissions de CO conduit à la diminution du rendement de combustion et des suies mais celle-ci reste acceptable. Le niveau de dilution maximal atteint est de 35% au-delà, la combustion devient instable et une chute brutale des rendements est observée. Ce taux de dilution correspond à une richesse de 0.67 loin de la richesse stœchiométrique mais permet de mieux cerner la problématique liée à l'augmentation de la richesse par l'ajout de la dilution.

La troisième partie de ce travail consiste en l'étude de l'impact du changement de la répartition de la quantité de carburant entre les deux injections sur la combustion GPPC. Les résultats ont montré que mettre plus de carburant dans la première injection conduit à une combustion rapide de toute la charge injectée. Ainsi on constate l'avance du CA10 et le rapprochement du CA50, ce qui entraîne une élévation du gradient de pression. Cette configuration divise les émissions de fumée par deux ainsi qu'une légère baisse des CO contribuant aussi à l'amélioration du rendement indiqué. Placer plus de carburant dans la seconde injection conduit au retard de la combustion, néanmoins, cela permet l'obtention d'un mélange plus homogène entre l'air et le carburant. Cela permet une diminution des émissions de fumée d'un facteur quatre et de produire moins de CO. D'un point de vue performance, le rendement de la combustion reste à la même valeur que dans le cas initial. Durant toute l'expérience les NO_x sont restés inférieurs à 1g/kWhi, les HC inférieur à 2g/ kWhi et le rendement de combustion est stable.

L'augmentation simultanée de la température et du taux de dilution nous a montré la possibilité d'atteindre la richesse stœchiométrique en utilisant un taux de dilution de 50%. La configuration double injection nous a permis de stabiliser le phasage et le début de la combustion malgré l'augmentation du taux de dilution. D'un point de vue pollutions, les émissions de fumée et de CO deviennent très importantes, avec une élévation sensible des émissions d'HC. Ceci a pour effet la dégradation des rendements de combustion et indiqué.

***Chapitre III. Etude expérimentale de la
combustion HCCI de mélanges de
substitution, représentatifs de
l'essence***

III.1. INTRODUCTION

L'utilisation de la technique de fluorescence induite par laser permet de déterminer la répartition du carburant dans la chambre de combustion, paramètre important à maîtriser pour l'optimisation de la combustion moteur. L'utilisation de l'essence comme carburant, dans ce cas, est délicate vue sa teneur en composés insaturés et aromatiques, très absorbants dans la région de l'ultraviolet [100], [101]. Comme l'essence est constituée de plusieurs composés chimiques, ceux-ci fluorescent différemment. Comme le montre Fansler et al. [101], la détermination quantitative de la répartition de la richesse sur les images de fluorescence est impossible sans connaître les propriétés physico-chimiques et spectroscopiques ainsi que les concentrations de chaque composé, qui évoluent tout au long du cycle. L'absorption dans le domaine de l'ultraviolet est très importante par la forte proportion d'espèces aromatiques dans le carburant, ce qui conduit à la diminution voir l'absorption de tout le signal de fluorescence dans le volume de mesure. Ces inconvénients sont le plus souvent évités par l'utilisation de carburant dit de « substitution » : l'isooctane est par exemple communément utilisé comme substitut à l'essence pour les études sur la propagation de flamme.

Mais comme mentionné dans les travaux d'Edwards et al. [102], l'utilisation de l'isooctane, seul, ne permet pas une représentativité des délais d'auto-inflammation car son indice d'octane est supérieur à celui de l'essence commerciale. Sakai et al. [103] préconise l'ajout d'un autre composé pur, le n-heptane afin d'adapter l'indice d'octane du mélange à celui de l'essence. Ce mélange est fréquemment appelé *PRFXX* (« Primary Reference Fuel »), XX sont les chiffres qui représentent la part d'iso-octane et donc l'indice d'octane du mélange.

En plus de l'utilisation de l'isooctane et du n-heptane, Mashrafi et al. [104], Johansson et al. [105] et DAGAUT et al. [106] suggèrent d'ajouter un composé aromatique comme le toluène afin de représenter avec plus de précision les propriétés de combustion et la cinétique chimique de l'essence. Le choix pour ces trois composés repose sur leurs propriétés physico-chimiques proches de celles de l'essence commerciale. Ainsi, un TRF (« *Toluene Reference Fuel* ») a pour objectif de correspondre à une spécificité de l'essence telle que la masse volumique, la température d'évaporation ou encore le délai d'auto inflammation.

L'utilisation d'un carburant de substitution contenant de l'isooctane, le n-heptane et le toluène offre l'avantage de non réactivité de l'isooctane et le n-heptane face à la longueur d'onde d'excitation utilisée pour la fluorescence induite par laser du toluène. De plus, les propriétés spectroscopiques du toluène sont bien connues et avec a un bon rendement de fluorescence (Miles et al. [107], Sahoo et al. [108], Reboux et al. [109], [110]). Le Tableau 8 présente les propriétés pour les différents composés en comparaison avec l'essence et la Figure 51 la courbe de distillation de l'essence ainsi que les points de vaporisation de l'iso-octane, du n-heptane et du toluène.

Composant	Masse volumique Kg/m ³	Masse Molaire (g/mol)	Pouvoir calorifique (kJ/kg)	Chaleur de vaporisation (kJ/mol)	MON	RON
Essence commercial	747	~110	42230	39	85.6	95.7
Isooctane	690	114	44000	35	100	100
n-heptane	684	100.21	44590	36	0	0
toluène	867	92	40500	37	103.5	120

Tableau 8 : Propriétés physico-chimiques de l'essence commercial, l'isooctane, n-heptane et du toluène[5]

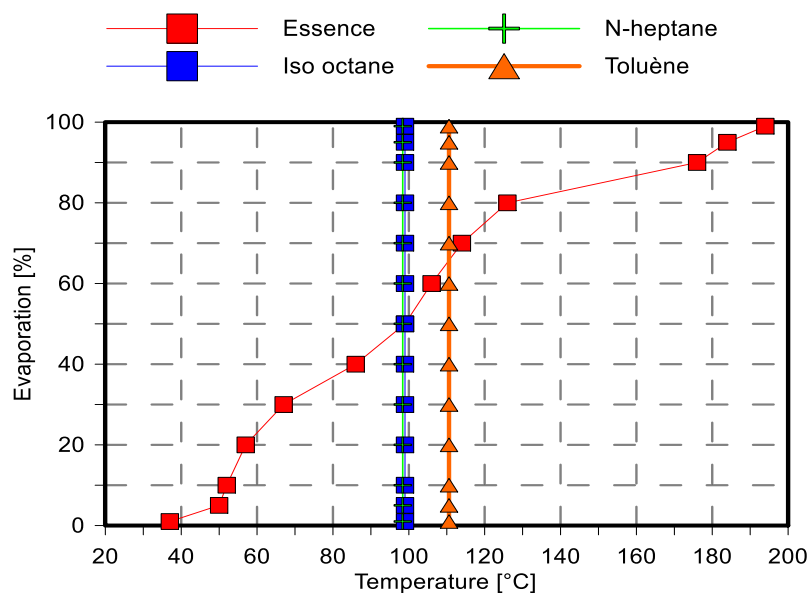


Figure 51 : Courbes de distillation de l'essence et point d'ébullition des mono-composants utilisés

III.2. CHOIX DES MELANGES

Comme l'un des volets de notre étude est la répartition du carburant dans le cylindre, le pourcentage de chaque composé formant le carburant de référence doit être établi en fonction des propriétés physico-chimiques ciblées. Dans notre cas, la masse molaire, la masse volumique et les indices d'octane Moteur et Recherche. Toutefois, le choix du PRF n'est pas si simple car l'essence se caractérise par une valeur du RON plus importante que le MON. Or, selon Kalghatgi et al. [71] un bon carburant de substitution, couramment appelé « PRF », est un mélange d'isooctane, n-heptane et toluène avec un RON et un MON identiques. La sensibilité S du mélange, c'est-à-dire $S=RON-MON$, est relativement proche de celle de l'essence par l'ajustement de la quantité de de toluène qui a un MON moins important que le RON. Mais l'utilisation du toluène ici est pour deux raisons : avoir un carburant de substitution suffisamment représentatif de l'essence et

aussi un traceur de carburant pour la LIF. Ce dernier objectif limite la concentration de toluène qui est plutôt limitée dans la littérature entre 0.2 et 5% [111], [112]. Une quantité plus importante amènerait une saturation du signal de fluorescence.

Nous avons dans un premier temps choisi 3 mélanges dont 2, avec 5% en volume de toluène et optimisés soit sur le Mon soit sur le RON, et le troisième, avec une quantité de toluène plus importante pour obtenir une sensibilité proche de celle de l'essence.

- Méthode de préparation des mélanges

La détermination de l'indice d'octane pour un mélange est basée sur une loi similaire à celle de Le Chatelier nommée « Linear-by-volume (LbV) »[113] et donnée par l'équation suivante :

$$RON = a_{tol} X_{tol} + a_{iO} X_{iO} + a_{nH} X_{nH}$$

$$MON = a_{tol} X_{tol} + a_{iO} X_{iO} + a_{nH} X_{nH}$$

Avec

X_C : La fraction volumique du composant C

a : L'indice d'octane Moteur ou Recherche du composant C

La composition en % des mélanges de substitution et leurs indices RON et MON respectifs sont présentés dans le Tableau 9. PRF96 est le plus proche du RON de l'essence PR87 du MON et TRF97/87 a un Ron et un MON proches de l'essence.

Carburant	% isooctane	% n-heptane	% toluène	RON	MON
Essence (Référence)	-	-	-	95.7	85.6
TRF 97/87	27	15	58	96.6	87.03
PRF96	89.7	5.3	5	95.7	95.7
PRF87	81.8	13,2	5	87	87

Tableau 9 : Résumé des propriétés des mélanges de substitutions étudiées

Afin de caractériser l'impact de ces différents indices d'octane, il a été choisi de comparer ces mélanges avec l'essence dans le cas de combustion de type HCCI (décrite dans le chapitre I). Cette combustion est principalement gouvernée par l'auto-inflammation du mélange homogène, directement gouvernée par la cinétique chimique selon les conditions de pression et de température dans la chambre et indirectement par les propriétés physico-chimique du carburant. Cette comparaison permet d'obtenir des informations sur le déroulement de la combustion et ainsi de déterminer quel mélange sera plus représentatif de l'essence.

III.3. MONTAGE EXPERIMENTAL

Les essais ont été réalisés dans le moteur décrit dans le chapitre II, modifié pour opérer en mode HCCI. Les modifications apportées sont présentées sur la Figure 52. Ainsi le carburant est injecté au niveau du second plénum avant d'être admis dans le cylindre, afin de former avec l'air chauffé dans le premier plénum un mélange homogène avant l'admission dans la chambre de combustion. L'étude menée a porté sur l'impact des paramètres thermodynamiques tels que la pression et la température d'admission, le régime du moteur et le taux de dilution d'azote, représentant l'EGR.

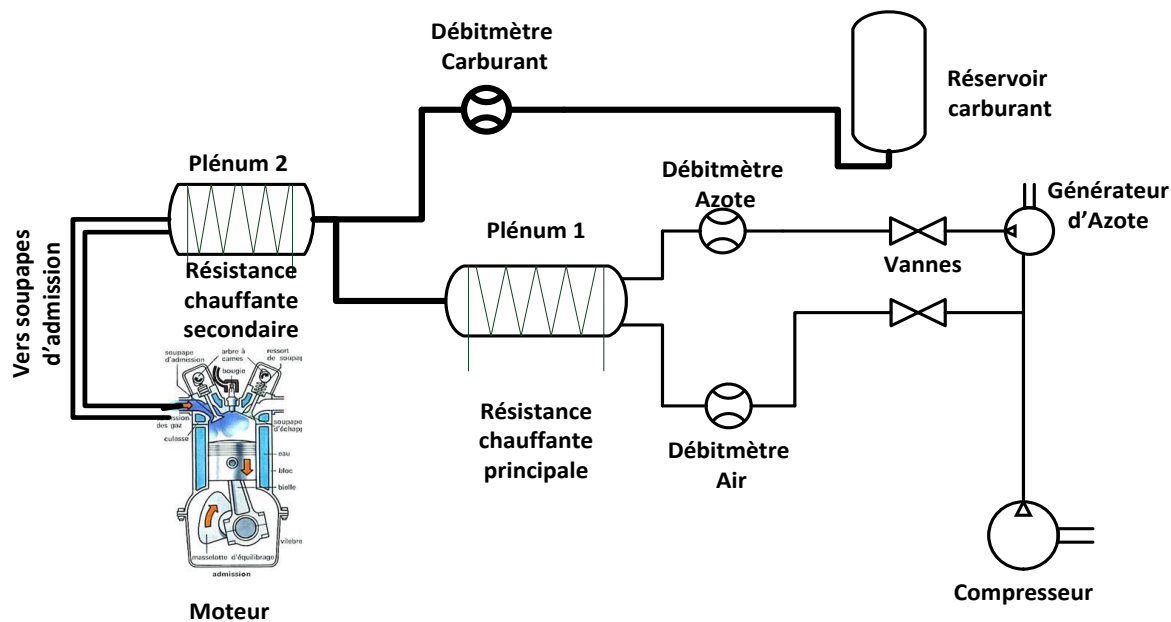


Figure 52 : Schéma expérimental en condition HCCI

III.4. RESULTATS

III.4.1. Influence de la pression et la température d'admission sur le phasage de la combustion

Le régime moteur a été fixé à 1500 tr/min et la richesse globale du mélange à 0.32. L'idée est de réaliser une cartographie des zones de fonctionnement optimales de la combustion HCCI avec ces carburants. Pour cela, on augmente indépendamment la pression et la température d'admission, et, on trace les angles correspondant à 50% de la fraction de carburant brûlée (CA50) qui sont dans la zone optimale de rendement c'est-à-dire compris entre 7 et 8DV après PMH [86]. Le comportement des carburants face aux variations de la pression et de la température permet d'obtenir les cartographies représentées sur la Figure 3. On peut ainsi faire la comparaison des mélanges de substitutions avec l'essence de référence et déterminer le carburant de

substitution dont le comportement face aux variations de la pression et la température est le plus proche de l'essence.

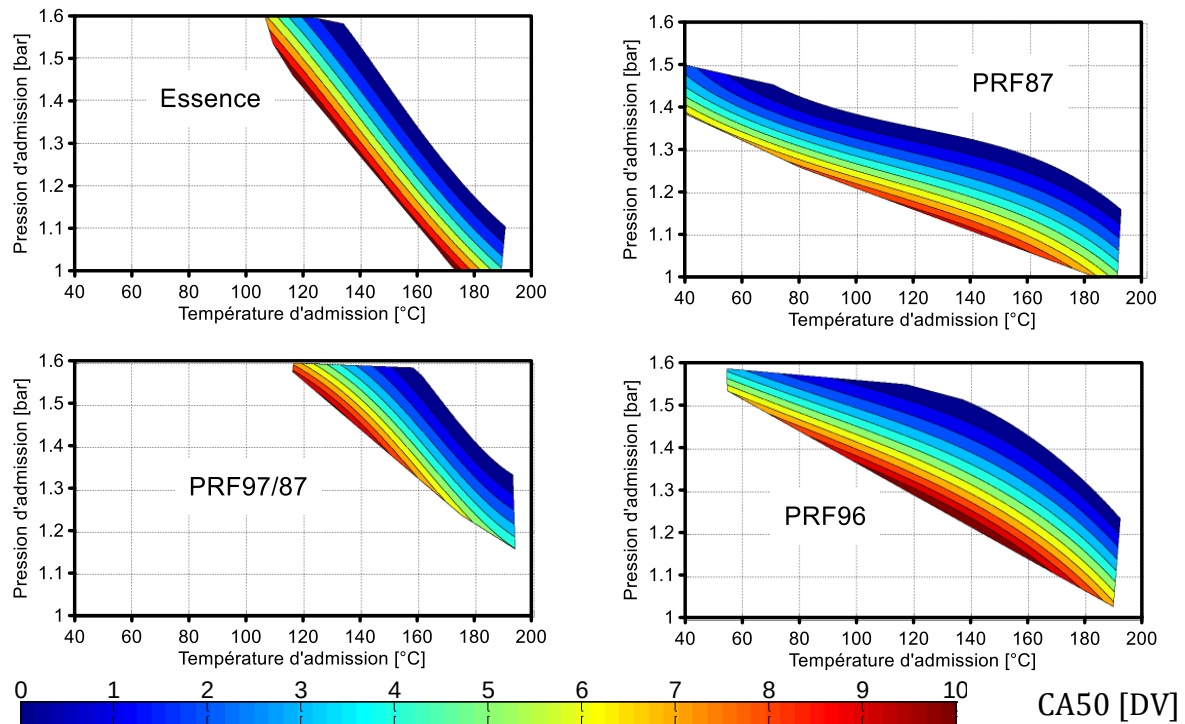


Figure 53 : Cartographie du CA50 en fonction de la pression et de la température

On peut remarquer que le TRF 97/87 a une résistance à l'auto-inflammation plus élevée que les autres carburants. En effet l'auto inflammation du PRF97/87 ne peut se faire qu'à haute température et pression d'admission ($\sim 120^{\circ}\text{C}$ et 1.6 bar) comme le montre la Figure 53. Le PR87 et PR96 sont par contre plus proche de l'essence avec des valeurs de pression et température d'auto inflammation plus comparable à ce dernier. Ce comportement a aussi été mis en évidence dans les travaux de Shibata et al. [114], ils ont ainsi remarqué qu'on ce qui concerne Les TRF et PRF, le délai d'auto-inflammation montre un comportement différent même à indice d'octane équivalent. Ils ont déduit qu'à faible température et haute pression d'admission, les carburants de type TRF montraient une forte résistance face à l'auto-inflammation, comme c'est le cas dans notre étude, mettant en évidence la sensibilité des TRF face à la température d'admission.

En règle générale, l'ajout d'une plus grande quantité de n-heptane dans un mélange diminue les délais d'auto-inflammation contrairement à l'ajout de l'isooctane. Ceci reste vrai que dans le cas des PRF (96 et 87) car si on les compare au PRF 97/87 dont le pourcentage de n-heptane est beaucoup plus important que les deux PRF (15% contre 5.3 et 13.2%). Cette tendance à retarder le début de l'auto-inflammation est aussi observable sur le PRF96 comparativement au PRF86 vue la présence d'une plus importante quantité d'isooctane dans ce mélange.

La présence d'une quantité importante de toluène (58%) dans le TRF 97/87 paraît avoir un impact plus important sur le déroulement de la combustion que le n-heptane. Selon Mashrafi et al. [104], la présence d'une forte concentration en toluène diminue la réactivité du n-heptane dans la zone de formation de la flamme froide et ainsi du début de la combustion en générale. L'oxydation des molécules de toluène consomme une très grande partie des radicaux OH, ne formant que des espèces chimiques stables, pénalisant ainsi la formation de zone de flamme froide par le n-heptane, et, par la suite, le début de combustion.

Le TRF97/87 ne sera pas sélectionné car même si les propriétés physiques et les indices d'octane Recherche et Moteur correspondent à l'essence de référence, son comportement en combustion HCCI est différent de celui de l'essence. D'après Morgan et al. [113], le choix de la méthode de préparation du mélange utilisée dans notre étude n'est pas adapté aux configurations moteur ni aux carburants actuels. Ils suggèrent une formulation de 2nd ordre de la même loi pour la proportion des carburants composant le TRF. Pera et al. [115] présentent une autre méthodologie pour la détermination du pourcentage de chaque composant, reposant sur les indices d'octane Recherche et Moteur mais aussi sur le rapport H/C, O/C ainsi que la masse molaire du carburant. Malheureusement l'obtention de ces informations pour un carburant commercial auprès des pétroliers n'est pas toujours évidente. Enfin, le TRF 97/87 a une importante quantité de toluène, or le toluène sera aussi le traceur lors des essais de fluorescence induite par laser. Une concentration très voire trop importante comme dans le cas du TRF 97/87 (58%) provoquera une saturation du signal ce qui va rendre l'analyse des résultats très difficiles voire impossibles.

III.4.2. Influence du régime moteur

La variation du régime moteur induit la variation de la durée de résidence du mélange homogène dans la chambre de combustion définie comme étant la durée entre la fermeture des soupapes d'admission et le début de la combustion. Pour se faire, nous avons choisi deux couples de pression et de température d'admission pour essayer de voir l'impact d'une variation du régime de 1000 à 2000 tr/min comme indiqué sur le Tableau 10, où les conditions de fonctionnement sont résumées.

Condition	EGR [%]	Vitesse de rotation [tr/min]	T _{admission} [°C]	P _{admission} [bar]	Richesse
I	0	1000-2000	160	1.30	0.32
II			180	1.20	

Tableau 10 : Conditions d'essais

Les courbes de pression et de dégagement de chaleur des 2 essais réalisés I et II sont tracées sur les Figure 54 et Figure 55. Pour le PRF87 en condition I, il faut atteindre un régime moteur de 1500 TR/min pour avoir une combustion acceptable en terme de gradient de pression ($dP/da \sim 15 \text{ bar/DV}$) (Figure 54). En effet, pour des régimes plus

faibles, le temps de présence très important dans la chambre de combustion diminuant les délais d'auto-inflammation des mélanges et spécialement le PRF 87 due à la présence de quantité très importante de n-heptane, s'auto-enflamme très rapidement et produit un gradient de pression très important voire même dangereux pour le moteur. Au contraire, le PRF96 et l'essence résistent mieux à l'auto-inflammation.

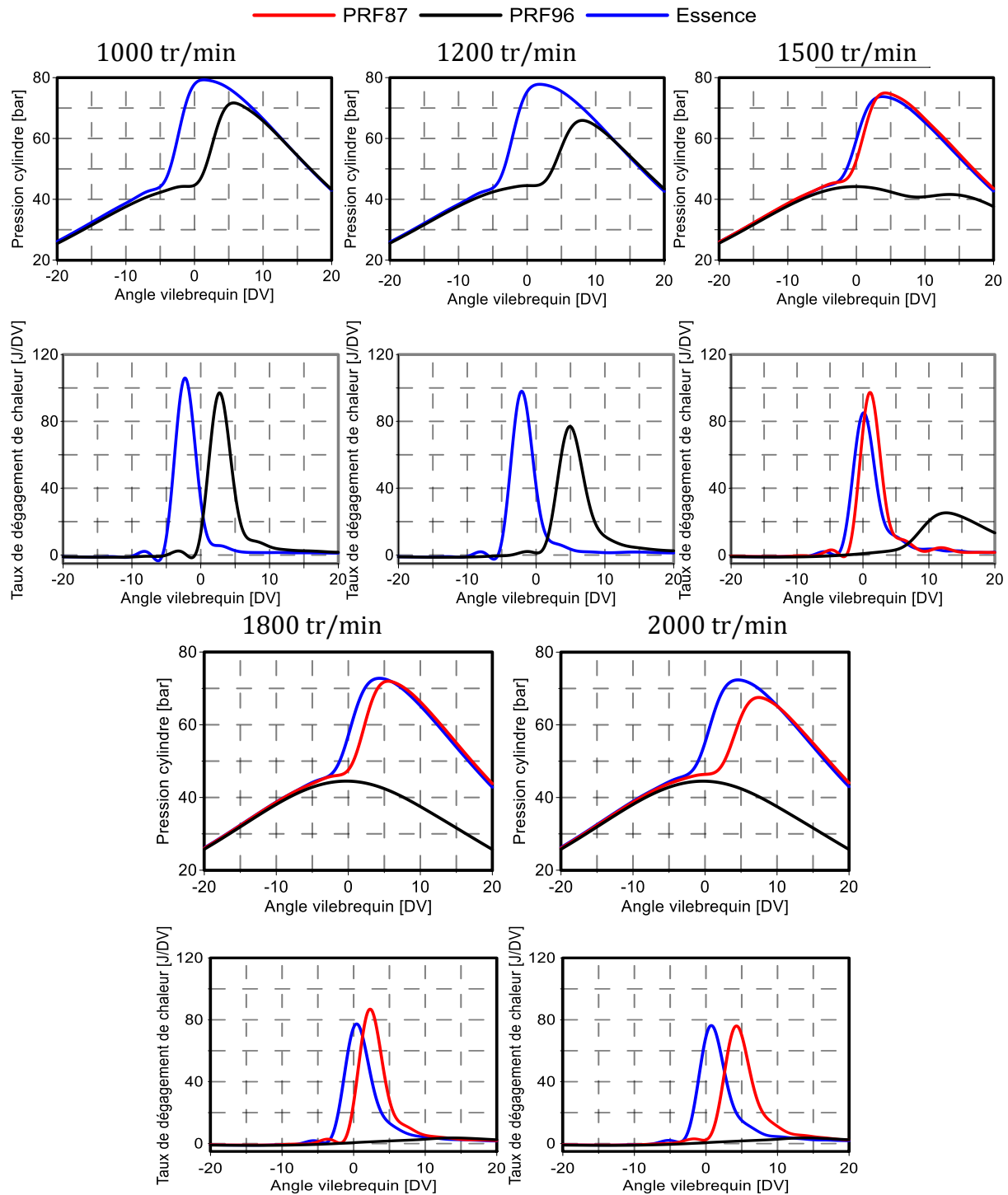


Figure 54 : Courbes de pression et de dégagement de chaleur pour les trois carburants selon les différents régimes moteur, condition I

Cette tendance n'est pas vérifiée dans la condition II où les courbes de pression des 3 carburants sont présentées, mettant en évidence l'impact de la pression d'admission sur le déroulement de la combustion ainsi que le fait qu'une augmentation de la température d'admission de 20°C ne compense pas une diminution de la pression d'admission de 0.1 bar. Lorsque la vitesse de rotation atteint 1500 tr/min, les courbes de pression du PRF87 et de l'essence coïncident puis différentes pour des régimes plus élevés, de même pour les courbes de dégagement de chaleur. L'auto-inflammation du PRF96 est, quant à elle, beaucoup plus difficile avec l'augmentation du régime moteur et ce, pour les deux conditions de fonctionnement (Figure 54 et Figure 55).

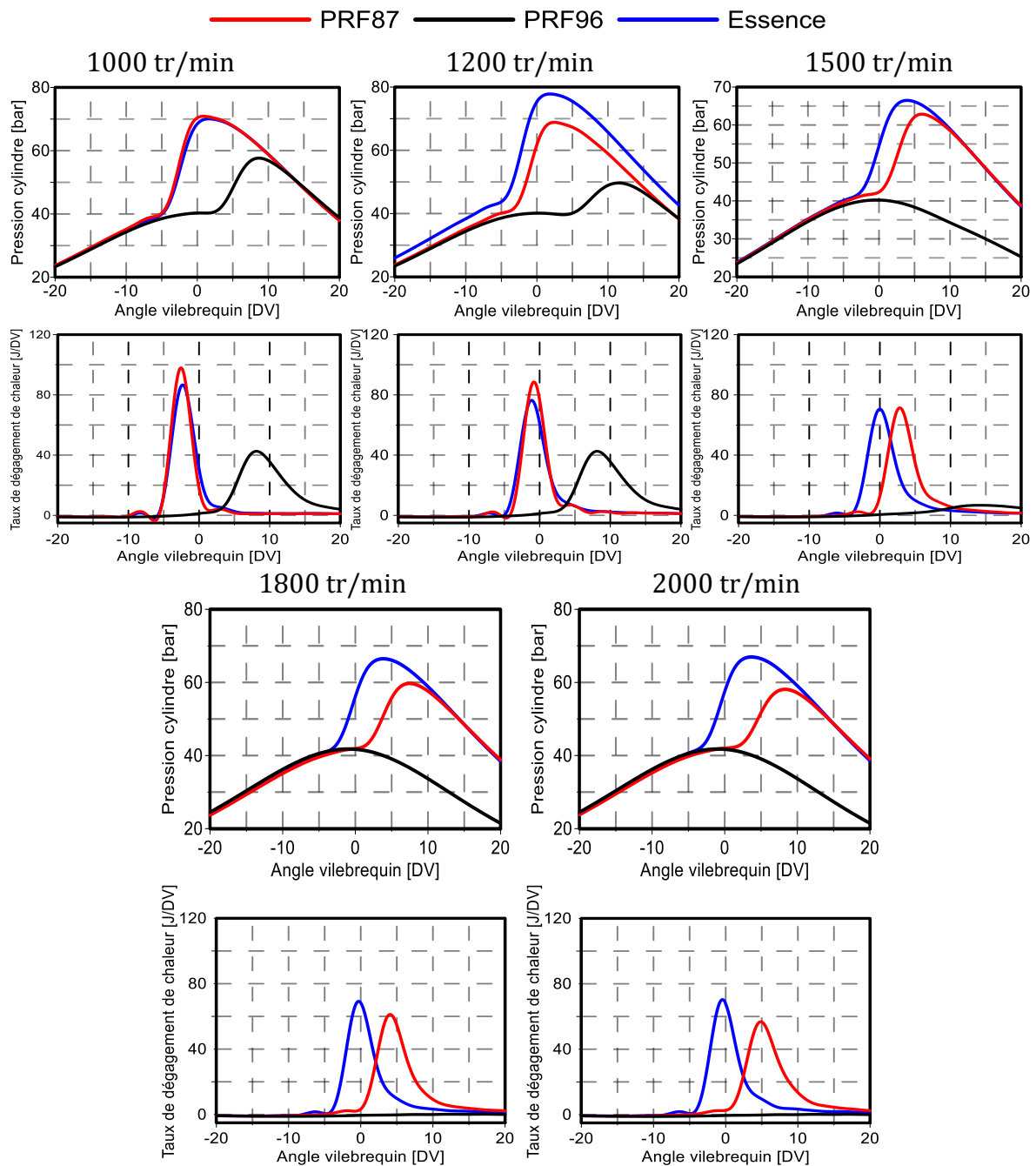


Figure 55 : Courbes de pression et de dégagement de chaleur pour les trois carburants selon les différents régimes, condition II

Sur la plupart des courbes de dégagement de chaleur et pour les 2 conditions, on peut noter l'apparition de la zone de faible dégagement de chaleur (zone de flamme froide), avant le taux de dégagement de chaleur principal qui est principalement dû à la présence de n-heptane dans les carburants. Cette zone, appelée LTHR « Low Temperature Heat Reaction », est engendrée par la présence de réactions exothermiques qui se produisent à basse température avant le début de la combustion principale et qui favorisent la production de radicaux tel que le formaldéhyde. Elle apparaît pour la majorité des hydrocarbures lorsque la température dans la chambre de combustion est inférieure à 850K (Curran et al. [116], Westbrook et al. [117]). Au fur et à mesure que la température du milieu augmente, les précurseurs des réactions sont inhibés ce qui mène à la zone à coefficient négatif de température (ou NTC en anglais) puis les réactions sont de nouveau très exothermiques, menant au taux de dégagement principal. La présence de ce coefficient négatif de température est moins importante au fur et à mesure que le régime moteur augmente le temps de présence du mélange dans la chambre de combustion est faible, comme le montre la Figure 56 pour la condition 1

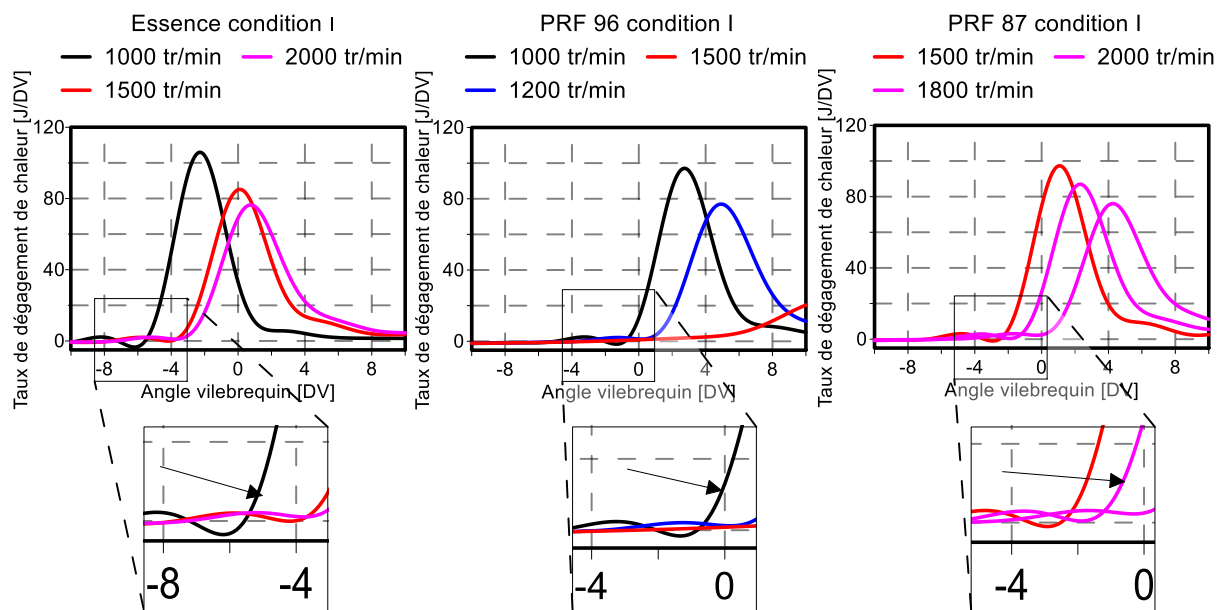


Figure 56 : Comportement de la zone LTHR en fonction de la vitesse de rotation du moteur pour la condition I

Les études menées par Leppard [9] ont montré que l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur diminue la quantité d'énergie libérée dans la zone de LTHR (Figure 56). Ceci est dû à la diminution du temps de présence dans la chambre de combustion et à une élévation de température dans le cylindre plus brusque lorsque la vitesse de rotation augmente. Sjöberg et al. [118], [119] ont démontré que cela impliquait, que pour des régimes moteur faibles, le taux de dégagement de chaleur dans cette zone était si important que la température d'admission devait être baissée pour maintenir le phasage optimum de la combustion. A l'inverse, l'augmentation du régime moteur retarde l'apparition de la zone LTHR et peut même induire sa suppression. Pour l'essence commerciale et le PRF87, la présence d'une zone LTHR est visible pour toutes

les valeurs de régime moteur. Toutefois, le PRF87 semble être plus impacté que l'essence car la zone LTHR est retardée au fur et à mesure que le régime moteur augmente alors que son phasage ne bouge quasiment pas dans le cas de l'essence. On remarque aussi, que pour ces 2 carburants le coefficient négatif de température (NTC) est moins élevé avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur. Le PRF96 ne montre quant à lui qu'une très faible zone LTHR qui disparaît très rapidement lorsque la vitesse de rotation du moteur atteint 1500 tr/min, cela est dû à la forte présence d'isooctane dans le carburant.

III.4.3. Influence du taux de dilution

Cette partie expose les résultats concernant les effets liés à l'augmentation du taux de dilution sur le comportement de la combustion des PRF et de l'essence en mode HCII. Les essais ont été réalisés pour une pression et une température d'admission de 1.3 bar et 160°C, le régime moteur a été maintenu à 1500 tr/min alors que le taux de dilution a varié de 0 à 30 %, cette augmentation conduit à une augmentation de la richesse globale dans le cylindre de 0.32 à 0.7.

L'augmentation du pourcentage d'azote se caractérise par la diminution du gradient de pression et du taux de dégagement de chaleur mais aussi par le retard de la flamme froide et la diminution de son intensité (Figure 57) sur le PRF87. Ce comportement est lié à l'effet de la dilution qui retarde le début de la combustion. Elle est due à la diminution de la concentration en oxygène mais aussi à l'augmentation de la capacité thermique du mélange causée par l'augmentation de la chaleur spécifique de l'azote (N₂), qui de son côté, va réduire la température des gaz dans le cylindre durant la phase de compression. Il est à noter que pour le cas de l'essence, seulement une légère baisse de la pression maximale est observée ainsi qu'un léger retard du taux de dégagement de chaleur mais pas d'effet sur la flamme froide qui est toujours présente.

Les tendances montrées sur la Figure 57 sont confirmées par les travaux de Lü et al. [120], [121], qui ont observé que le déroulement de la combustion est fortement retardé avec l'ajout d'EGR. Leurs essais se sont, entre autre portés, sur 2 carburants de substitution, le PRF0 et le PRF25. , Ils ont remarqué que l'augmentation du taux d'EGR retarde le taux de dégagement de chaleur pour ces 2 carburants, mais aussi que la pression maximale du PRF25 est plus impactée que celle du PRF0. La zone de la flamme froide est moins impactée comme dans le cas de l'essence. Ceci peut s'expliquer par la formulation des carburants. En effet, le PRF25 et le PRF0 présentent des concentrations élevées en n-heptane favorisant ainsi l'apparition de la flamme froide (respectivement 75% et 100%). La diminution importante du taux de dégagement de chaleur du PRF87 résulte de l'impact de l'augmentation de la dilution mais aussi du mauvais phasage de la combustion. L'auto-inflammation du mélange survient donc durant la phase d'expansion pénalisant l'apparition de la flamme froide et la combustion.

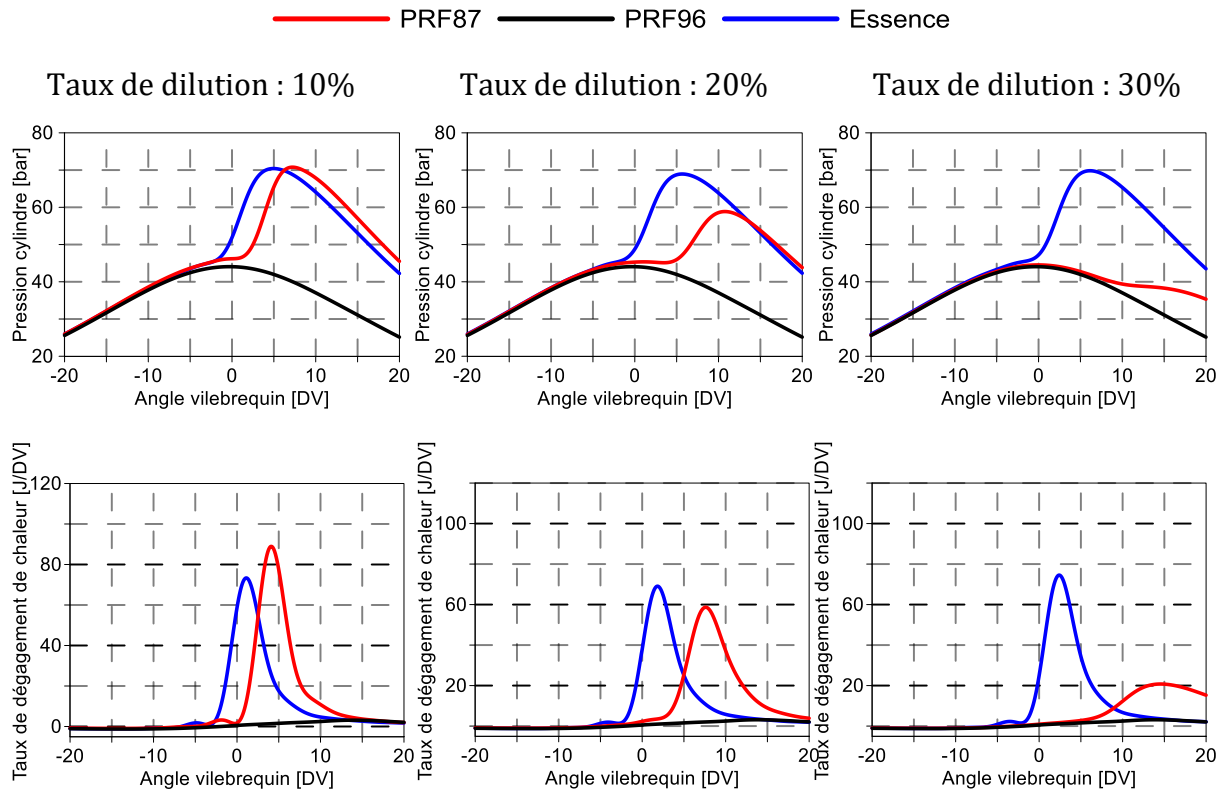


Figure 57 : Effet du taux de dilution sur l'évolution de la pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur pour les 3 carburants

Vue la très forte différence entre le PRF96 et le PRF87 quant à l'auto-inflammation, le PRF87 a été choisi comme carburant de substitution pour l'essence. Sa caractérisation en termes de quantité injectée est vérifiée par la suite.

III.4.4. Quantité de carburant injectée selon le type de carburant

Avant de procéder aux essais comparatifs entre les 2 carburants en mode HCCI et combustion Diesel mais mono-injection, il est très important de connaître l'impact de la quantité de carburant introduite par l'injecteur pour les 2 carburants, car comme l'indique le Tableau 11, la différence au niveau de la masse volumique peut induire une variation de la masse de carburant admise à chaque injection. Une étude a été menée au préalable afin de caractériser la quantité injectée en mesurant le taux d'introduction.

	Essence	PRF87
Masse Volumique (kg/m ³)	747.2	705.6
H/C ratio	1.86	2.21
O/C ratio	0.016	0
PCI (MJ/kg)	42.23	44.16
RON	95.7	87
MON	85.6	87
Aromatique (vol %)	29.6	-
oléfine (vol %)	7.2	-
Saturé (vol %)	58.3	-
Ethanol (vol %)	4.9	-
Isooctane (vol %)	-	82
N-heptane (vol %)	-	13
toluène (vol %)	-	5

Tableau 11 : Propriétés physiques de l'essence et du PRF87

III.4.5. Mesure du taux d'introduction

La mesure du taux d'introduction permet de remonter à plusieurs caractéristiques de l'injection, en particulier le débit de carburant instantané, mesuré aux bornes de l'injecteur et la masse de carburant injectée à chaque coup. La Figure 58 présente le schéma de l'installation servant à la mesure du taux d'introduction, qui se compose de l'*Injection Analyzer (IAV® GmbH)*, offrant une résolution temporelle de 10µs et une précision de mesure de +/- 0.2mg/coup. Une bouteille d'azote est reliée au système de mesure afin de régler la pression du carburant en sortie d'injecteur (contre pression) entre 5 et 180 bar.

L'injecteur est relié à un amplificateur de pression type *Maximator®* (Model M189 D) pour générer la pression d'injection dans la rampe commune, pouvant atteindre des pressions d'injection jusqu'à 2000 bar. Sur le tube reliant la rampe à l'injecteur, est placé un capteur de pression piézo-électrique Kistler (type 4067A300010) pour la mesure des fluctuations de la pression au plus proche de l'entrée de l'injecteur. L'injecteur utilisé est celui décrit dans le chapitre précédant servant dans l'étude de la combustion type GPPC.

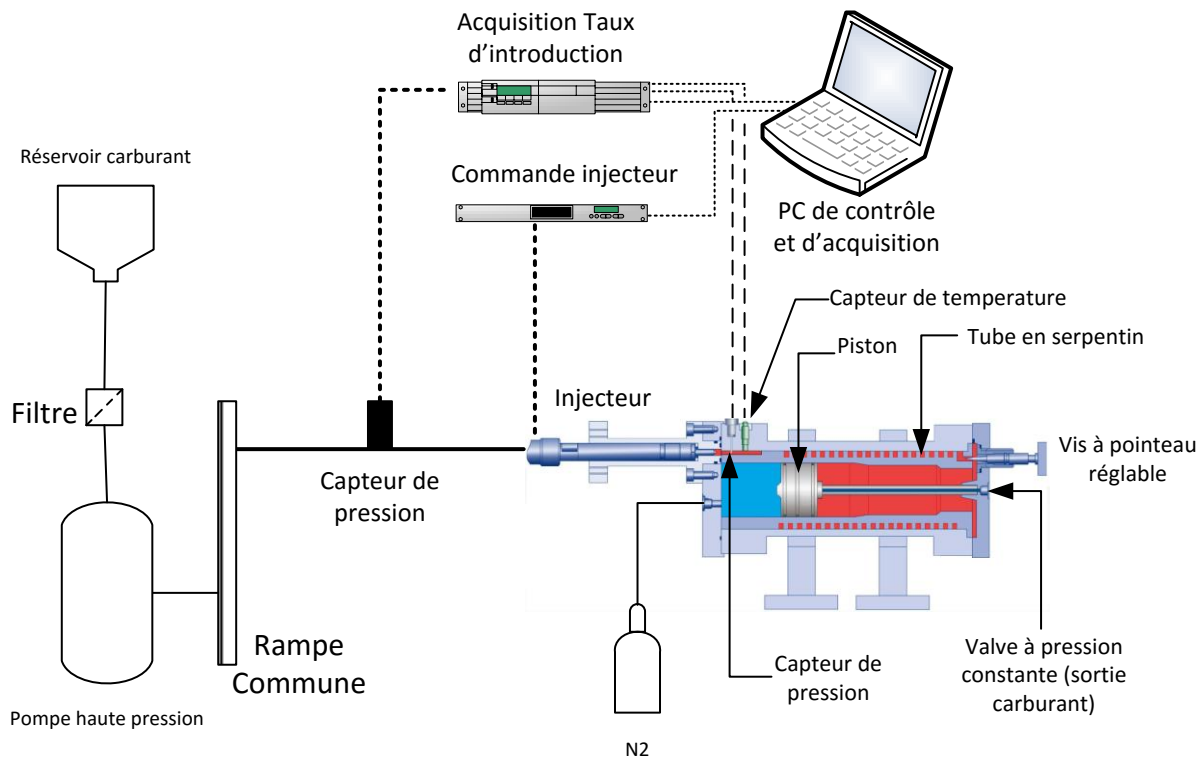


Figure 58 : Schéma du montage expérimental utilisé pour mesurer le taux d'introduction [122]

La technique de mesure du taux d'introduction utilisée est issue des travaux de Bosch[123]. Elle consiste à mesurer de l'augmentation de la pression dynamique issue d'une onde acoustique créée par le débit d'un injecteur dans un tube de longueur connue et remplie de carburant. Cette pression mesurée à l'aide d'un capteur de pression piézo-électrique est directement proportionnelle au débit de carburant comme le montre l'Équation 8. Il est à noter que le tube en forme de serpentin a pour objectif d'allonger le temps de parcours de l'onde de pression car la réflexion de cette dernière perturbe la mesure.

Un thermocouple est placé proche de la buse d'injection pour mesurer la température moyenne du carburant. Au bout du serpentin, se trouve une vis réglable qui permet d'ajuster l'amplitude des ondes réfléchies.

$$\dot{m}_f = \frac{S_{tube}}{a} \times p(t) \quad \text{Équation 17}$$

Où

- $\dot{m}_f$ débit massique du carburant
- S_{tube} Section interne du tube
- a vitesse du son dans le carburant
- $p(t)$ pression dynamique

D'après l'Équation 8, la connaissance de la vitesse de propagation du son dans le carburant est très importante pour le calcul du débit injecté. Cette mesure est réalisée à partir des essais du taux d'introduction et repose sur la détermination du délai entre le signal du taux d'introduction et la première onde de réflexion. Les essais sont réalisés à température ambiante (24°) et pour des valeurs de contre-pression allant de 10 à 140 bar.

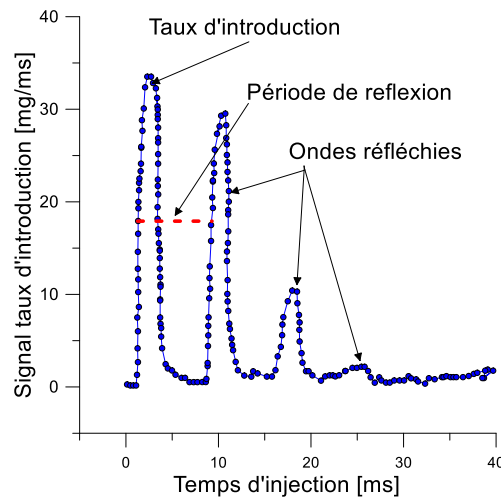


Figure 59 : Principe de mesure de la vitesse du son dans le carburant

La Figure 60 présente les résultats obtenus pour la quantité de carburant injectée et la vitesse du son : celles-ci augmentent linéairement avec l'augmentation du temps d'injection et la valeur de contre pression, comme obtenue par Tat et al. [124] et Nikolić et al [125]. L'écart entre les courbes du PRF 87 et l'essence sur le graphe du taux d'introduction et sur la vitesse du son résulte de la différence entre la densité des deux carburants. En effet, l'essence possède une masse volumique plus importante ce qui permet une propagation plus rapide de l'onde de pression, et ainsi l'introduction d'une masse de carburant plus importante durant la même durée que le PRF87. Il est donc nécessaire d'augmenter le temps d'injection pour le PRF87 pour admettre la même quantité de carburant que l'essence.

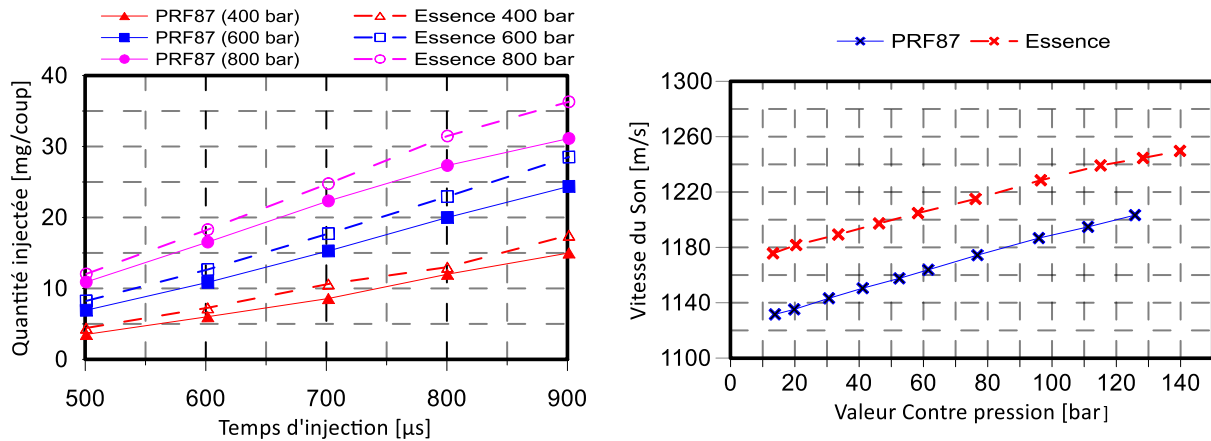


Figure 60 : Evolution de la quantité injectée différentes pressions et temps d'injection (à gauche) et de la vitesse du son en fonction de la contre-pression pour le PRF87 et l'essence

III.4.6. Comparaison entre la combustion HCCI et la combustion par Mono injection pour PRF87 et l'essence

La dernière partie de cette étude se focalise sur l'impact de la température et la pression d'admission, le taux de dilution et la méthode de préparation du mélange sur la combustion des 2 carburants. En effet, vue l'application finale est la combustion en mode GPPC, il serait intéressant de comparer l'impact sur la combustion d'un mélange issu de la première injection par le biais d'une mono injection à 30 DV Avant le PMH avec une combustion issu d'un mélange homogène (mode HCCI). Durant cette étude, la température d'admission augmente de 120 à 210°C et la pression d'admission passe de 1.4 à 1.6 bar, le taux de dilution varie de 20 à 35% suivant la valeur de la pression d'admission. L'impact de ces variations est comparé en mode HCCI (Figure 52) et Mono injection dont le schéma expérimental est décrit dans le chapitre II, le phasage de l'injection est fixé à 30 DV avant le PMH correspondant à la première injection du mode GPPC. La richesse est fixée à 0.5 et le régime moteur à 1500 tr/min.

1) La combustion HCCI

Le début et le phasage de la combustion caractérisés respectivement par CA10 et CA50 sont présentés sur la Figure 62 en fonction de la température et la pression d'admission et du taux de dilution. On remarque ainsi que l'augmentation de la température et/ou la pression d'admission conduit à la convergence des valeurs du CA10 et du CA50 pour les deux carburants. Ceci s'explique par l'impact de la température et la pression d'admission qui agissent sur la diminution des délais d'auto-inflammation en augmentant le taux de réaction chimique au sein du mélange air/carburant.

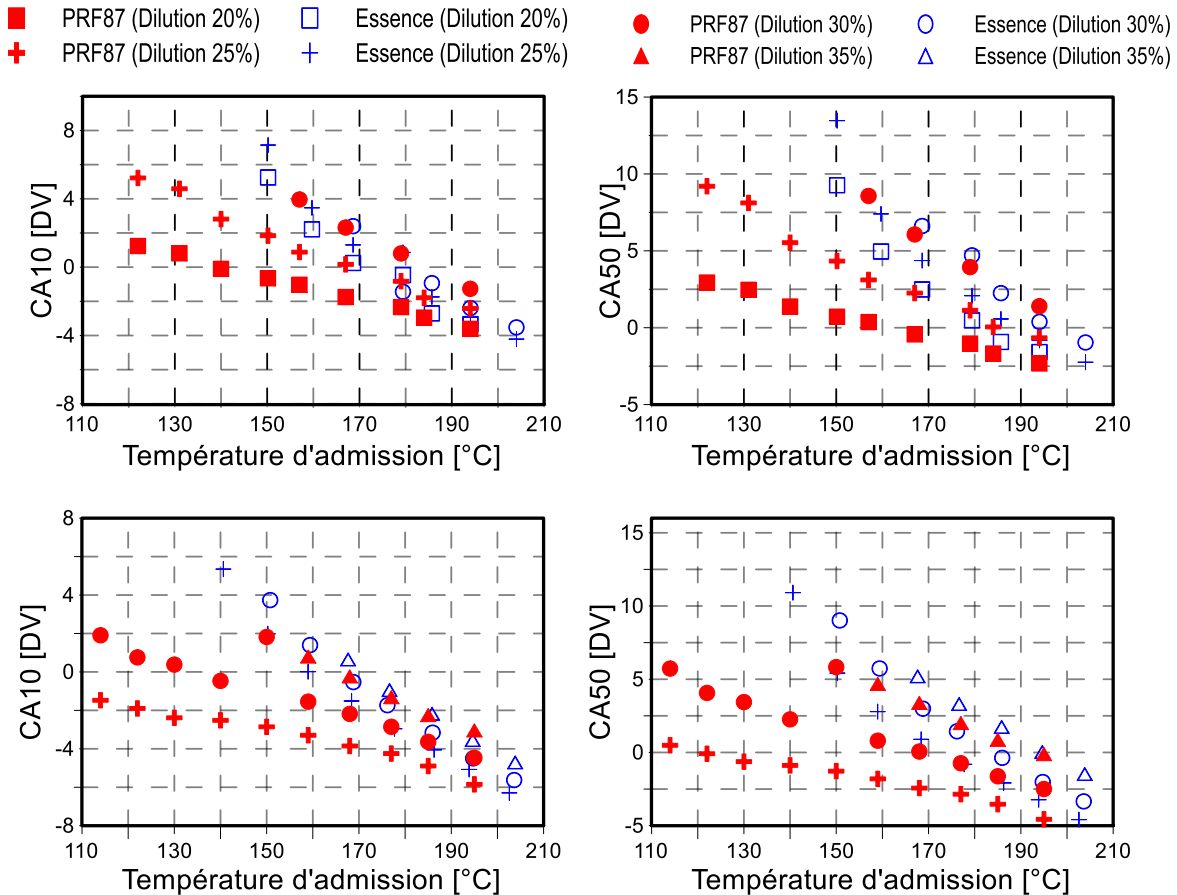


Figure 61 : Variation du CA10 et CA50 en fonction de la température et pression d'admission (haut 1.4 et bas 1.6 bar) ainsi que le taux de dilution pour TR87 et l'essence (Combustion HCCI)

Tanaka et al [126] ont remarqué que le délai d'auto-inflammation des PRF diminue lorsque la température d'admission augmente, cette tendance a été aussi observée par Djuricic et al.[127], [128] pour des carburants de référence à base de toluène et de benzène. Sur la combustion HCCI, les travaux de Flowers et al. [129], la comparaison des deux carburants montre que le PRF87 s'auto inflamme à des températures d'admission plus basses que l'essence de référence. L'effet de la pression d'admission est aussi très important d'abord, en comparant les résultats obtenus dans cette partie à la partie précédente (III.4.2, où la pression d'admission été maintenue à 1.3 bar, la pression d'admission ici est plus élevée (1.4 et 1.6 bar) ce qui rend l'auto infalmmation du PRF87 plus facile.

Cette tendance est plus remarquable au fur et à mesure que la pression d'admission augmente : en passant de 1.4 à 1.6 bar (Figure 61), le CA50 passe de 7 à 3 DV Après le PMH pour l'essence et de 3DV Après le PMH à 2DV Avant le PMH pour PRF87 et ce, pour une température d'admission de 160°C et un taux de dilution fixé à 25%. L'effet de dilution sur le retard du phasage de la combusiton est aussi observable pour les deux valeurs de pression d'admission du principalement à l'augmentation de la capacité calorifique du mélange homogène avec l'ajout d'azote. Afin de montrer les effets des variables considérées sur les courbes de pression et de dégagement de chaleur, deux

points de fonctionnement ont été tracés sur la Figure 62 pour chaque valeur de pression d'admission.

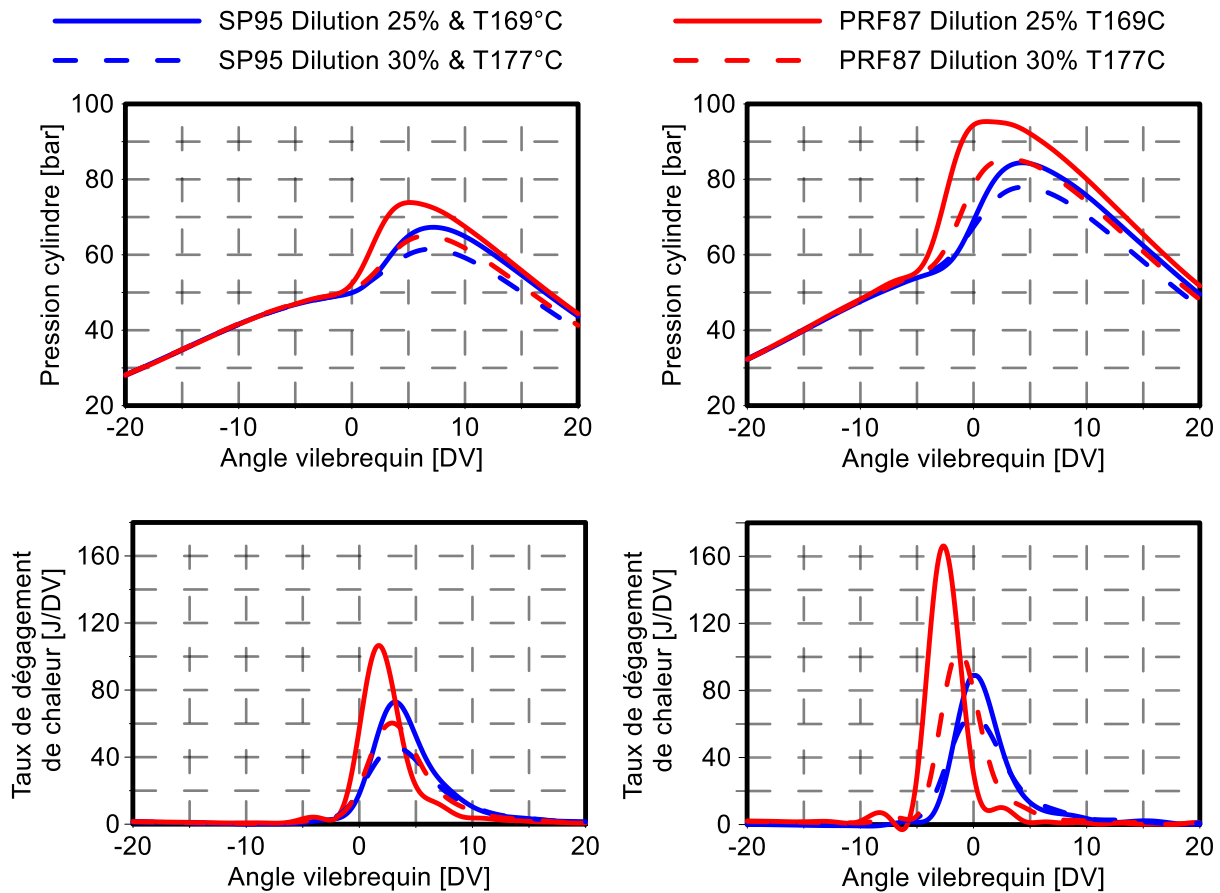


Figure 62 : Courbes de pression et de dégagement de chaleur fonction de la température et pression d'admission (gauche 1.4 et droite 1.6 bar) ainsi que le taux de dilution pour PRF87 comparativement à l'essence (Mono injection)

On peut y voir l'impact de la pression d'admission sur le phasage de la combustion et sur la valeur de la pression maximale : l'augmentation importante du taux de dégagement de chaleur de la flamme froide et du dégagement de chaleur principal pour le PRF87 alors que l'essence montre une légère augmentation du dégagement de chaleur principal mais sans impact sur la flamme froide qui est très faible. La différence du comportement des deux carburants peut être reliée à la composition plus complexe de l'essence de référence par rapport au PRF87, impliquant des réactions chimiques plus complexes [130]

2) En mode mono-injection

Lors de la variation de la température d'admission et du taux de dilution, les mêmes observations faites dans le cas HCCI pour le comportement du CA10 et CA50 sont aussi valables pour la mono-injection comme le montre la Figure 63. On notera toutefois, que pour des conditions de pression, de température et de taux de dilution comparables, les carburants ont des difficultés à s'auto-enflammer dans le mode mono-injection ce qui met en évidence la résistance des deux carburants face à l'auto- inflammation. Ceci s'explique par le temps de mélange nettement plus court lorsque l'injection a lieu à 30 DV Avant le PMH et aussi à l'abaissement de la température avec l'introduction de la quantité de carburant dans la chambre de combustion. Plus la température augmente, plus l'évaporation des carburants devient rapide améliorant le mélange avec l'air et le déclenchement des premières réactions chimiques rendant ainsi la combustion plus rapide.

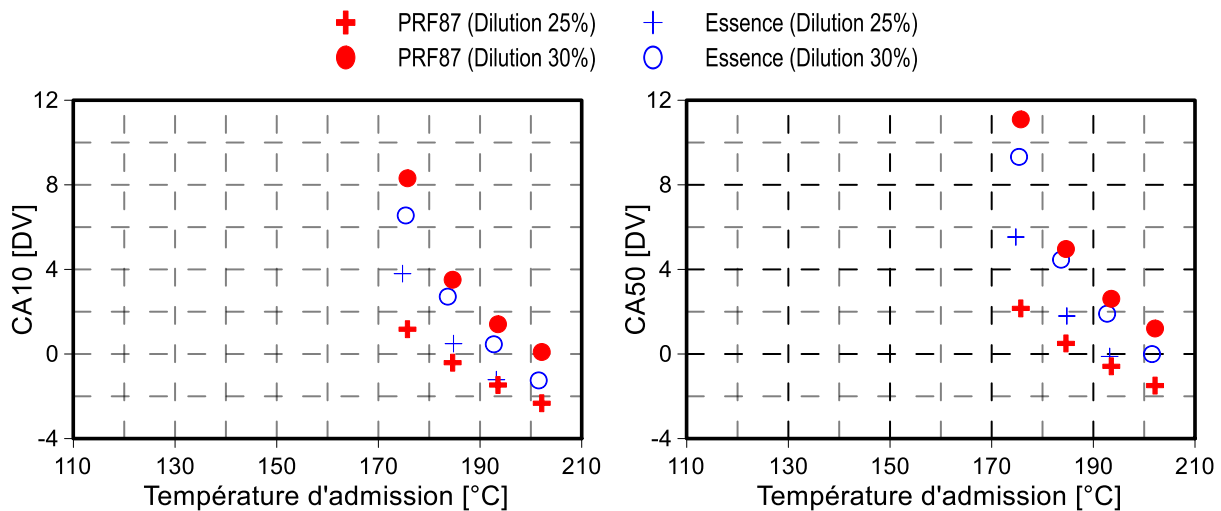


Figure 63 : Variation du CA10 et CA50 en fonction de la température d'admission et du taux de dilution pour le PRF87 en comparaison avec l'essence. Pression d'admission : 1.4 bar.

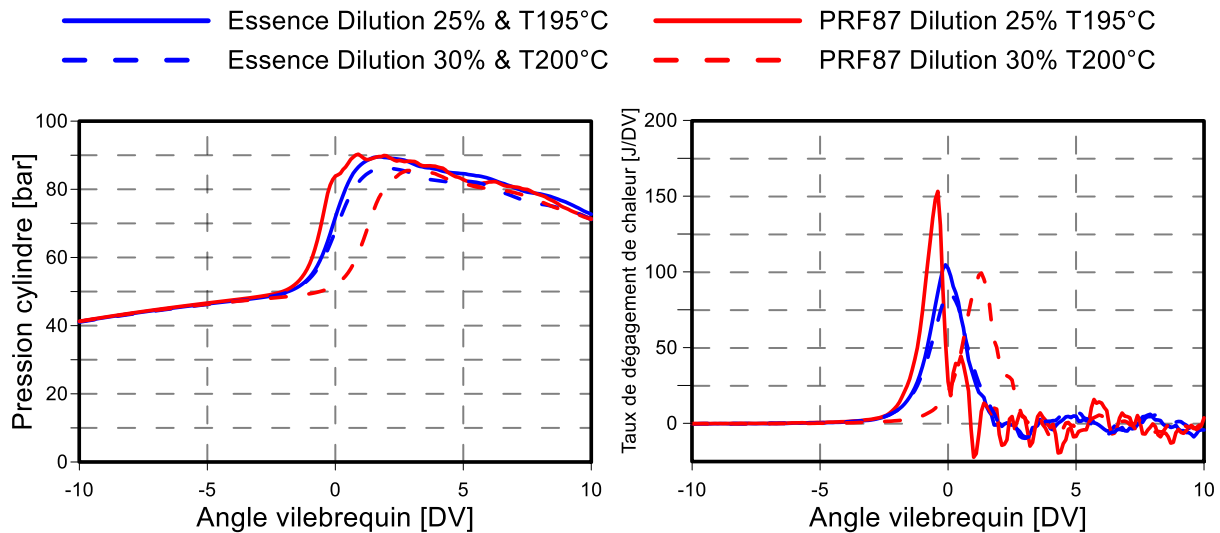


Figure 64 : Evolution de la pression et du dégagement de chaleur fonction de 2 températures d'admission et du taux de dilution pour le PRF87 en comparaison avec l'essence. Pression d'admission : 1.4 bar.

Comme dans le cas HCCI, l'écart entre le début de la combustion des deux carburants et le phasage de la combustion diminuent avec l'augmentation de la température. Sur la Figure 64, l'évolution de la pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur est présentée dans le cas d'une mono injection pour 2 conditions différentes : $T_{adm} = 105^{\circ}\text{C}$, Taux de dilution 25%, et $T_{adm} = 200^{\circ}\text{C}$, Taux de dilution 30%. Dans tous les cas, la combustion ne présente pas de flamme froide que ce soit pour le carburant de substitution ou l'essence, liée au fait que le phasage de l'injection ne permet pas l'initiation de la flamme froide, le mélange étant certainement stratifié et non homogène au moment du début de la combustion. L'augmentation du taux de dilution de 25 à 30% provoque une diminution de la pression maximale et une baisse significative du taux de dégagement de chaleur, cette diminution est plus importante pour le PRF87 que pour l'essence.

III.5. CONCLUSIONS

L'utilisation d'une essence disponible sur le marché est peu compatible avec l'utilisation de diagnostics optiques, en particulier la fluorescence induite par laser, dû à la présence de nombreux composés qui peuvent fluorescer. L'utilisation d'un carburant de substitution est donc nécessaire, avec des propriétés physico-chimiques les plus proches de celles de l'essence et une formulation plus simple avec un seul composant fluorescent. Notre choix s'est porté sur trois mélanges à base d'isooctane, de n-heptane et de toluène dont les propriétés physiques sont très proches de l'essence de référence mais différentes par leurs indices d'octane. Afin de déterminer le plus représentatif de l'essence, une étude comparative a été réalisée sur leur comportement dans un mode de combustion de type HCCI, principalement pilotée par la cinétique chimique et donc les délais d'auto-inflammation. Les résultats ont clairement montré une plus forte résistance du TRF97/87 face à l'auto-inflammation comparée à l'essence de référence le rendant peu justifiable comme carburant de substitution.

Des essais plus poussés ont montré que le PRF87 avait un comportement plus proche de l'essence que le PRF96 dû à la plus grande présence du n-heptane dans le PRF87. Malheureusement, l'effet de la dilution montre les limites de cette adéquation : en effet, un fort taux d'azote influence de manière très significative le phasage et le début de la combustion du PRF87 en mode HCCI en comparaison avec l'essence. L'utilisation du mode de combustion HCCI a clairement montré les limites de la méthode utilisée pour la formulation des carburants de substitution et aussi les limites de l'utilisation des indices d'octane Recherche et Moteur comme seuls repères pour décrire les propriétés d'auto-inflammation et le comportement des carburants de référence dans des conditions moteur. Malgré ces différences de comportement, notre choix s'est porté sur l'utilisation du PRF87 car il se rapproche plus de l'essence de référence que les deux autres carburants en présence de combustion. Il est important de signaler que le principal objectif de cette partie de l'étude est la comparaison entre les différents carburants de substitution par le biais de la combustion HCCI. Ce mode de combustion offre l'avantage de pouvoir isoler l'aspect cinétique chimique de la combustion par rapport à la partie préparation du mélange faite en amont.

Dans la combustion de type GPPC il est très difficile de séparer l'aspect préparation du mélange et son influence sur le déroulement de la combustion (délais d'auto-inflammation, cinétique chimiques...). C'est pour cela, ce travail de recherche va se focaliser principalement sur la partie préparation du mélange dans la chambre de combustion par le biais de technique de diagnostics optiques. Afin d'éviter les différences de comportement entre l'essence et le PRF87, l'air sera remplacé par de l'azote. Par conséquent, les propriétés physiques des deux carburants à considérer sont principalement la masse volumique, la viscosité et la température d'évaporation qui joueront un rôle important dans la maîtrise des quantités injectées et dans le processus de formation du mélange air/carburant dans le cylindre en mode GPPC.

***Chapitre IV. Caractérisation par
diagnostics optiques de la
combustion GPPC***

Introduction du chapitre

A partir des essais du chapitre II, il a été noté que la variation du phasage de la seconde injection conduit à un profond changement dans l'allure de la courbe de dégagement de chaleur, ce qui peut provoquer dans les cas les plus extrêmes, une augmentation du gradient de pression et une production d'HC, CO, NO_x et suies relativement importante, avec des conséquences sur les rendements. Afin de mieux appréhender l'impact du phasage de la seconde injection sur la combustion GPPC, l'utilisation des techniques de diagnostics optiques s'avère nécessaire. Pour suivre l'évolution de la combustion GPPC de l'injection jusqu'à la combustion nous avons donc choisi d'utiliser trois techniques optiques : la diffusion de Mie qui permet la caractérisation de la phase liquide du spray, la fluorescence induite par laser appliquée au toluène afin de caractériser la répartition en mélange air-carburant dans la chambre et la chimiluminescence OH* couplée à la fluorescence du formaldéhyde pour caractériser au mieux le déroulement de la combustion.

Caractéristiques du moteur à accès optiques

Les mesures à partir des diagnostics optiques ont été réalisées sur un moteur à accès optique mono-cylindre basé sur la même architecture (DW10) que le mono-cylindre opaque utilisé dans les chapitres II et III. Une rehausse creuse muni d'un miroir incliné à 45° vient se placer sur le piston pour rendre possible la visualisation par le dessous via le hublot optique de la rehausse (Figure 65).

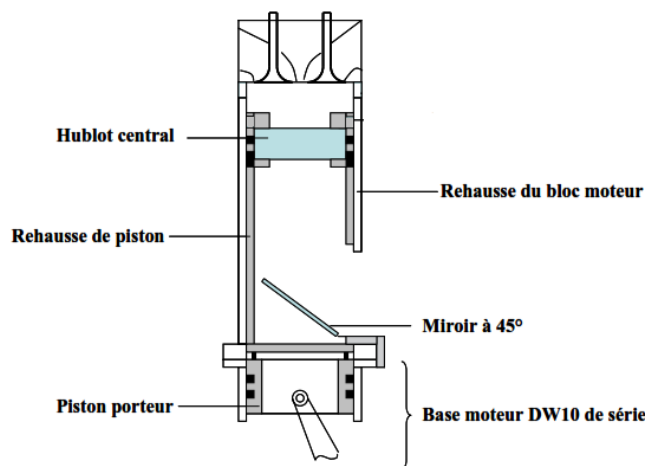


Figure 65 : Schéma général du moteur à accès optiques

Comme les deux moteurs sont issus de la même base, les caractéristiques géométriques restent identiques (Tableau 12), excepté le taux de compression qui lui est légèrement différent compte tenu des changements opérés sur le bol du moteur optique afin de permettre la visualisation de la chambre de combustion.

	Unité	Moteur opaque	Moteur optique
Cylindrée	[mm ³]	499	
Alésage	[mm]	85	
Course	[mm]	88	
Longueur de la bielle	[mm]	145	
Taux de compression	-	16.1	15.9

Tableau 12 : Comparaison géométrique des moteurs à accès optiques et opaque

Ces changements sont le remplacement de la partie inférieure du bol du piston par un hublot en quartz de 30 mm d'épaisseur et de 55 mm de diamètre. Le hublot en quartz utilisé ici n'est pas de géométrie identique à celle du piston métallique comme le montre la Figure 66. Cela a pour conséquence des conditions aérodynamiques différentes. De plus, la présence d'un hublot en quartz entraîne une modification des transferts thermiques pouvant modifier le déroulement de la combustion.

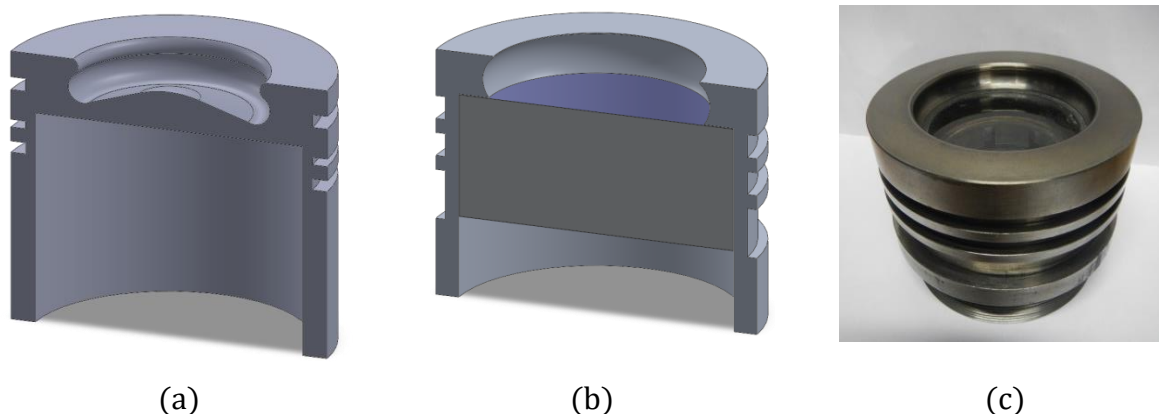


Figure 66 : Coupe verticale du piston opaque (a) et transparent (b) ainsi qu'une photo du bol du piston avec le hublot transparent (c) utilisé durant les expériences de diffusion de Mie

Afin de mieux caractériser le moteur à accès optiques vis-à-vis du moteur opaque, l'évolution de la pression cylindre en moteur entraîné a été comparée avec comme conditions de fonctionnement : la pression d'admission de 1.6 bar, la température d'admission de 125 °C au régime de 1500 tr/min. Les valeurs mesurées sont présentées sur le Tableau 13 et les courbes de pression correspondantes aux deux moteurs sur la Figure 67. Comme on peut le constater, la variation de la pression maximale (~4bar) remarquée sur la Figure 67 provient de la différence entre les deux taux de compression, des pertes aux parois différentes et des pertes de matière ('Blow bye') liées à la segmentation graphite. Cependant ces variations sont relativement faibles.

	Unité	Moteur opaque	Moteur optique
Taux de compression	-	16.1	15.9
T _{adm}	[°C]	124.15	123.6
P _{adm}	[bar]	1.6	1.6
Débit d'Air admission	[Nl/min]	418	421

Tableau 13: Comparaison des valeurs mesurées sur les deux moteurs

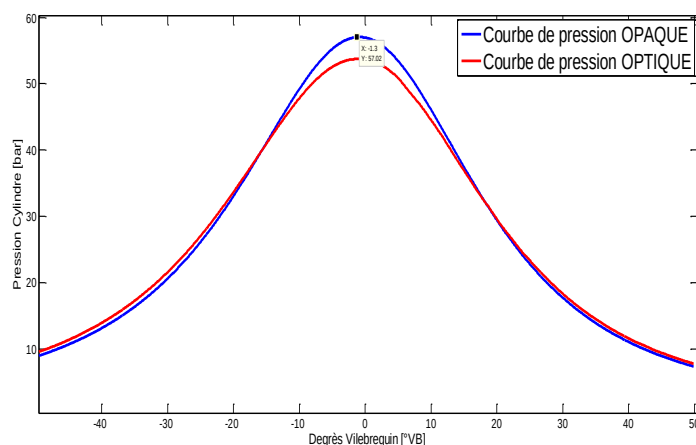


Figure 67 : Comparaison entre les courbes de pression issues des deux moteurs sans injection de carburant

Points de fonctionnement

Le système d'injection reste identique à celui utilisé dans le chapitre II. La régulation de la quantité de gaz admis se fait par un débitmètre Brooks® (700 Nl/min air). Le gaz est ensuite chauffé à l'aide de deux résistances électriques placées entre le débitmètre et la tubulure d'admission. La vitesse de rotation du moteur est fixée à 1500 tr/min, la pression et la température d'admission sont respectivement de 1.6 bar et 125°C ce qui correspond aux conditions des essais en mode double injections étudiés dans le chapitre II.

Le phasage de la première injection a donc été maintenu constant dans tous les essais qui suivront à 30 DV Avant PMH et 3 configurations sont considérées pour la seconde injection : 10, 1 DV Avant et 5 DV Après PMH (Tableau 14). La proportion en masse de carburant est maintenue à 50/50 avec une durée de 540µs par injection. Il est à noter que pour le cas de la seconde injection placée à 10 DV Avant le PMH, lors des essais réalisés en combustion, la durée de la seconde injection a été réduite à 340µs pour éviter l'endommagement du moteur à accès optiques dû à un trop fort dégagement de chaleur. Aussi le niveau de dilution est maintenant à 25% lors des essais en combustion pour les raisons énoncées précédemment.

Double injection	
1 ^{ère} injection	2 ^{de} injection
30 DV Avant le PMH	10 DV Avant le PMH
	1 DV Avant le PMH
	5 DV Après le PMH
Durée d'injection	540µs /injection
Richesse globale	0.58 (avec 25% de dilution)

Tableau 14: Points étudiés

Etude macroscopique des caractéristiques du spray par la technique de Diffusion de Mie

IV.1.1. INTRODUCTION

Les essais de combustion GPPC ont permis de mettre en évidence l'impact du phasage de la seconde injection sur le déroulement de la combustion ainsi que sur l'évolution du taux de dégagement de chaleur (début et phasage de la combustion, PMI, rendement et émissions polluantes,...).

L'atomisation et la vaporisation du spray sont influencées par les conditions génératrices du spray comme la géométrie de la buse de l'injecteur, le nombre de trous, la pression d'injection, et la stratégie d'injection elle-même (phasage et nombre). D'autres paramètres liés cette fois à l'environnement où l'injection est effectuée comme la densité des gaz dans la chambre de combustion, la température, l'aérodynamique interne de la chambre de combustion et la géométrie du bol interviennent aussi. La complexité des interactions entre l'injection, son environnement et les résultats en termes de rendement de la combustion et des émissions polluantes démontre l'importance d'approfondir les connaissances sur le processus de formation du mélange et d'isoler les paramètres influençant le comportement de l'injection.

Cette partie de l'étude se focalise ainsi sur la mesure et l'étude des caractéristiques macroscopiques de la phase liquide du spray lors du processus d'injection, basée sur l'utilisation de la technique de diffusion de Mie, pour déterminer la longueur de pénétration et l'angle du spray. L'impact des trois configurations de phasage de la seconde injection (10 et 1 DV Avant le PMH et 5DV Apres le PMH) est étudié. Dans cette partie du chapitre, la technique est décrite ainsi que le protocole expérimental et le post-traitement des images mis en place avant la présentation des résultats obtenus et leurs analyses.

IV.1.2. PRINCIPE DE LA TECHNIQUE

La détermination des caractéristiques physiques de la partie liquide du spray telles que la longueur de pénétration et l'angle du spray peuvent être obtenues par la technique de diffusion de Mie [131], [132] : en éclairant le spray dans la chambre de combustion, la lumière diffusée par les gouttes les plus denses de carburant permet l'obtention de l'information sur la partie liquide sans l'interférence avec la phase vapeur du spray.

Cette technique est couramment utilisée pour le suivi global (spatial et temporel) de la phase liquide du spray [133]. On peut citer les travaux de Siebers [134] (impact du diamètre des orifices du nez de l'injecteur), les études de Roisman et al. [135] et Naber et al. [136] sur l'effet de la densité du gaz ambiants sur le spray liquide, Dernotte et

al.[132], [137] (effet des paramètres physiques des carburants sur la phase liquide du spray en injection diesel) ainsi que Bruneaux et al.[138] qui ont étudié l'impact de la pression d'injection sur le processus de mélange. Cependant, la précision la technique de diffusion de Mie est non seulement influencée par l'orientation de la source d'illumination [139] mais aussi par le choix du seuil de binarisation qui affecte fortement la limite séparant la partie liquide du jet du bruit de fond [140], ces deux paramètres agissent fortement sur l'estimation de la longueur de pénétration ainsi que l'angle du spray liquide.

IV.1.3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le schéma du montage expérimental utilisé pour la visualisation de la diffusion de Mie est représenté sur la Figure 68.

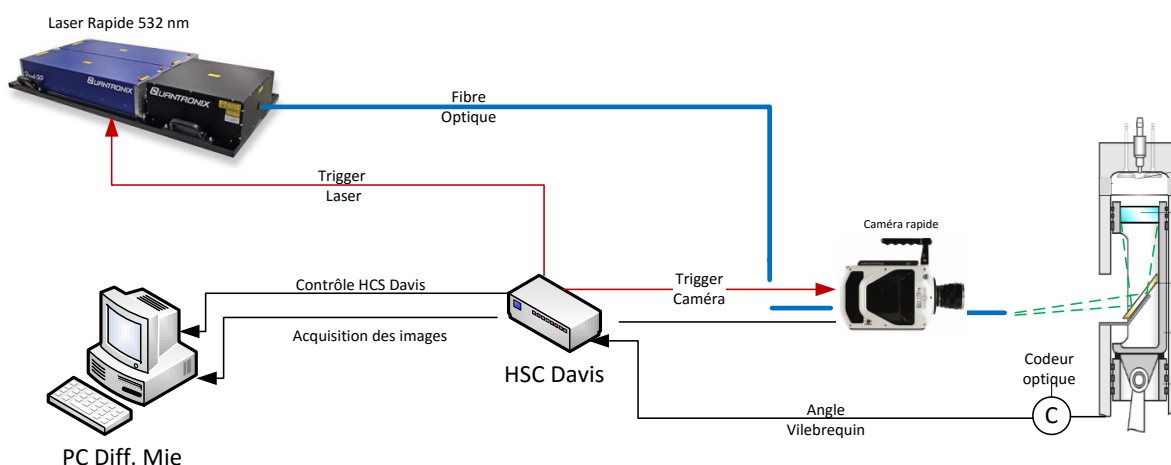


Figure 68 : Schéma expérimental utilisé lors des expériences de diffusion de Mie

La visualisation du spray liquide dans la chambre de combustion se fait par le biais de la modification apporté au piston, comme décrit ci-dessus. L'éclairage de la chambre se fait par un faisceau laser de longueur d'onde 532nm provenant d'un laser *Quantronix®* rapide dont la fréquence est fixée à 22.52kHz. Les images de diffusion de Mie sont enregistrées par une caméra rapide de type *Phantom® V1610* avec une résolution de 768x768 pixel² (grandissement de 0.0766 mm/pixel) dont la fréquence d'acquisition est alignée à la fréquence d'acquisition du pulse laser. Un objectif Nikon de 200mm de focale et d'une ouverture f/4 y est ajouté. L'ensemble est placé devant le miroir incliné à 45° afin de visualiser le développement de tous les jets par le dessous de la chambre de combustion.

Le faisceau laser est acheminé vers la chambre de combustion via une fibre optique dont l'extrémité de sortie est placée à côté de la caméra et légèrement désaxée dans le but de visualiser les jets par rétrodiffusion. La synchronisation entre le moteur, le pulse laser et l'acquisition des images par la caméra rapide se fait par le biais d'un système de synchronisation *LaVision®* composé d'un boîtier « HSC » (High Speed Controller) générant les signaux de synchronisation et piloté via le logiciel *DaVis®* dédié.

Afin d'étudier les mêmes phases de développement du spray selon les 3 conditions de phasages de la seconde injection, l'acquisition des images se fait entre 35 DV Avant le PMH et 20 DV Après le PMH. Vu la fréquence de pulsation du laser, la résolution angulaire permise par cette configuration est donc de 0.5 DV pour un nombre total de 111 images. La Figure 69 résume le principe de synchronisation utilisé dans cette partie de l'étude.

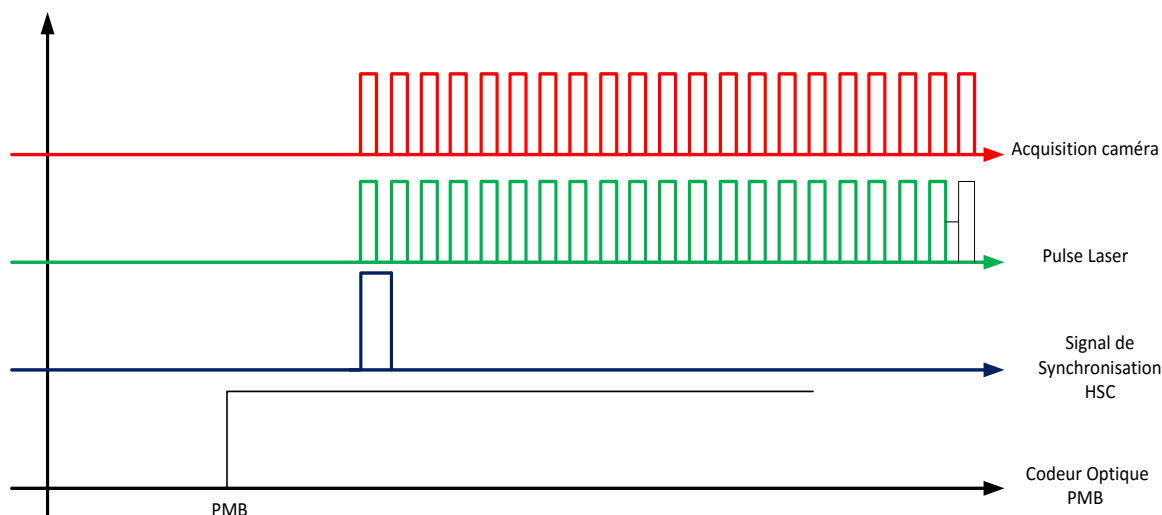


Figure 69 : Synchronisation du laser et de la caméra rapide par rapport au top du HSC

IV.1.4. TRAITEMENT DES IMAGES DE DIFFUSION

La longueur de pénétration et la valeur de l'angle du spray sont obtenues à partir des images de diffusion de Mie. Afin d'avoir un poids statistique suffisant, 50 séquences d'images successives sont prises. Plusieurs méthodes de post-traitement des images de diffusion de Mie peuvent être trouvées dans la littérature [136], [137], [141], [142]. Même si ces techniques de post-traitement diffèrent légèrement dans la méthodologie employée pour l'estimation des paramètres liés au spray, cela ne peut pas être considéré comme un facteur influençant le résultat final. Toutes ces techniques incluent les mêmes étapes de traitement des images et ne diffèrent que durant la dernière phase de calcul des variables considérées. Le facteur le plus déterminant réside dans le choix de la méthode de binarisation des images de diffusion de Mie qui est indépendant de la méthode de post-traitement choisi. Notre choix s'est ainsi porté sur l'utilisation d'une méthode de post-traitement issue des travaux de Dernet [137] et incluant les étapes suivantes :

IV.1.4.a) Acquisition des images

Une acquisition de 50 séquences d'images de fond sans injection mais avec le laser est réalisée avant l'acquisition des images avec injection. Une image de fond moyenne est alors obtenue pour chaque angle vilebrequin étudié, et sera soustraite aux images de diffusion de Mie instantanées pour minimiser l'impact des réflexions du laser et autres bruit de fond dans la chambre de combustion.

La configuration du dispositif expérimental pour l'acquisition des données en rétrodiffusion permet l'obtention d'images avec un éclairage relativement homogène. Toutefois, comme le soulignent Jeanne [143] et Maunoury [144], cette configuration génère des zones de réflexion plus ou moins lumineuses. On constate ainsi sur la Figure 70a, que les réflexions générées ici proviennent de l'écrou de fixation du hublot transparent. L'image est ensuite divisée en huit régions correspondantes aux zones de présence des sprays comme le montre la Figure 70b. On constate ainsi que le bruit issu de la réflexion (zone encadrée en jaune) du faisceau laser est localisé dans les zones 3 et 4. Pour s'affranchir de l'impact de cette réflexion, l'ensemble de l'analyse se fera uniquement sur les 6 autres jets.

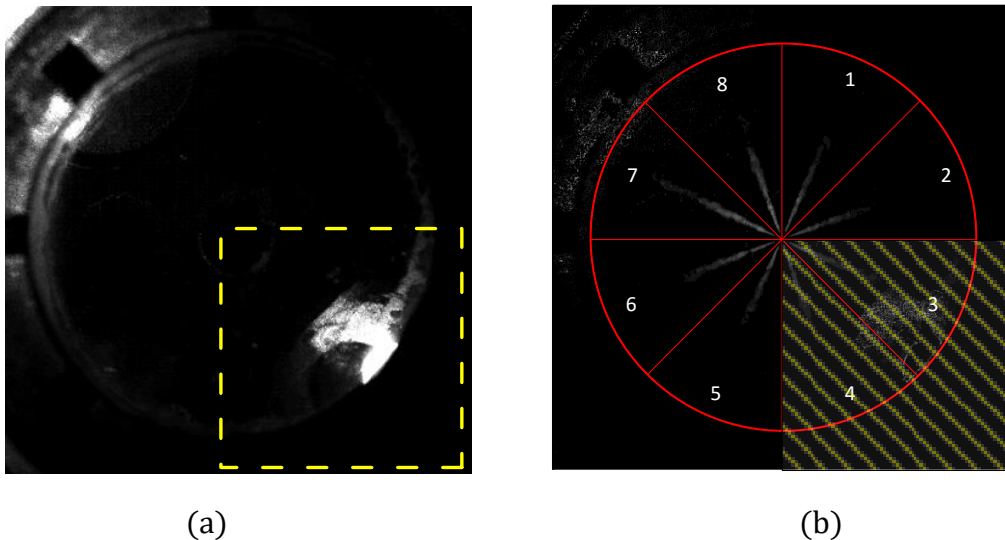


Figure 70 : Exemple d'images de fond (a) et de sprays (b) - en jaune la zone de réflexion.

IV.1.4.b) Binarisation des images de diffusion de Mie

La méthode de seuillage des images de diffusion permet de passer d'une image numérique en niveau de gris à une image binaire (noir et blanc). La conversion se fait en ne retenant dans l'image que les pixels qui ont un niveau de gris correspondant à un seuil donné. Le choix du seuil de binarisation des images de diffusion de Mie est de ce

fait un paramètre déterminant sur la précision de la mesure de la longueur de pénétration et l'angle du spray.

Il existe dans la littérature de nombreuses études sur le développement et la comparaison des différentes méthodes de seuillage, comme les travaux de Naber et Siebers [136], Delacourt et al. [145], Seneschal [140]. Selon Macian et al. [146], les méthodes de détermination du seuil de binarisation peuvent être regroupées suivant deux familles :

- *Les méthodes empiriques*: elles consistent à varier manuellement le seuil de binarisation de façon à trouver une valeur du seuil optimale pour la majeure partie des images traitées. On peut citer les travaux de Payri et al. [133], [142] et de Siebers [147], qui durant leurs expériences ont fixés la valeur du seuil à 3% de l'échelle d'intensité pour chaque image traitée. Ces méthodes simples à appliquer souffrent de deux handicaps majeurs : le premier vient du fait qu'elles reposent sur l'unique appréciation visuelle de l'opérateur, le second est que ces méthodes ne prennent pas en compte les variations qui peuvent être liées aux spécificités du dispositif expérimental [146]. On peut citer l'exemple des variations de l'illumination observées entre les séquences d'images lors des essais sur moteur optique causées par la réflexion du faisceau laser sur le hublot ou les vibrations du moteur. Ces variations proviennent aussi du changement de l'intensité lumineuse diffusée par la partie liquide qui subit des changements à la fois temporel et spatial en fonction de l'évolution de spray.
- *Les méthodes statistiques*: la valeur du seuil dans ces méthodes est déterminée statistiquement via des algorithmes appliqués à l'histogramme de l'image. Ces méthodes reposent sur l'existence (dans l'image à traiter) d'une distribution en intensité en double-bosse : une classe correspondant au signal diffusé par le spray et une classe due aux réflexions et donc au bruit de fond. L'algorithme calcule par un processus itératif le seuil optimal qui sépare ces deux classes. Parmi les plus utilisés on peut citer les méthodes Likelihood Ratio Test (LRT), utilisées tout particulièrement par Desantes et al. [148], Pastor et al. [149], [150] et la méthode d'Otsu [151] dont le développement est donnée de manière détaillée dans les travaux de Seneschal [140].

Comme le montre la Figure 71, les histogrammes des valeurs des niveaux d'intensité des images de diffusion de Mie se situent entre 0 et 100 soit moins de la moitié de la plage disponible (0 à 255) et la présence du bruit de fond est non négligeable ce qui rend l'utilisation d'une valeur fixée par l'utilisateur du seuil source d'incertitude sur les résultats obtenus. L'utilisation d'une méthode avec un seuillage adaptatif (méthodes statistiques) s'avère être la meilleure manière de traiter les images de diffusion de Mie.

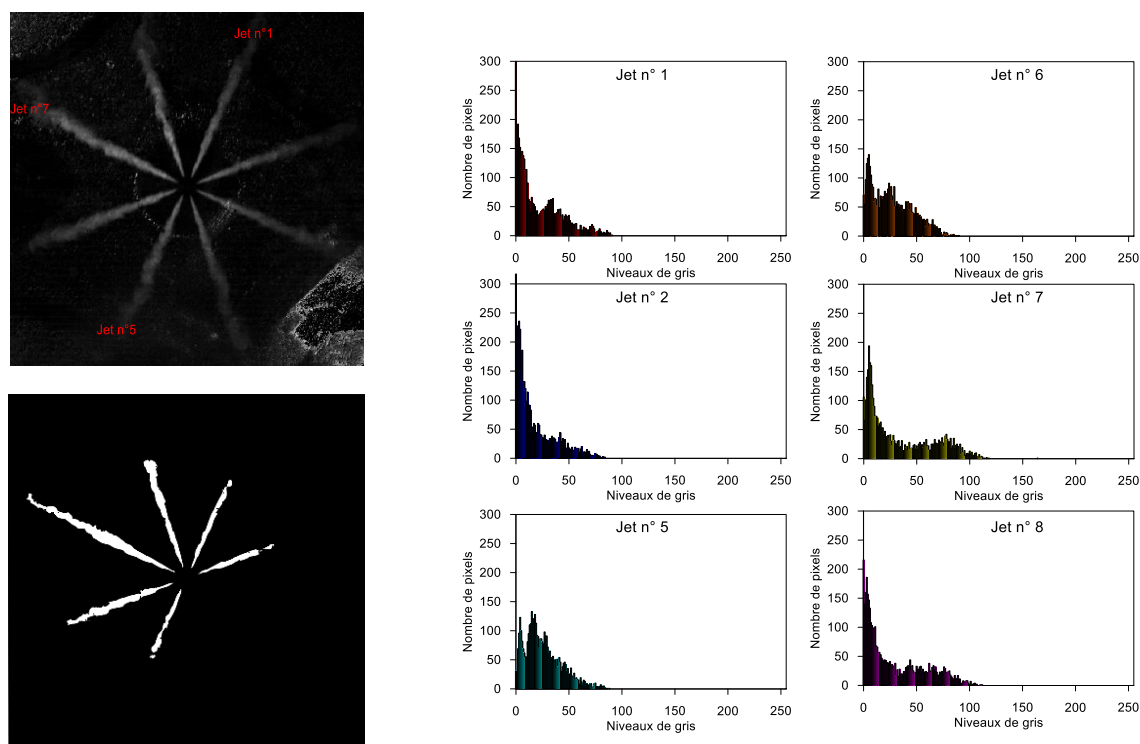


Figure 71 : Exemple d'histogramme de niveaux de gris pour les différents jets visualisés sur l'image (corrigée) et l'image binarisée correspondante obtenue par la méthode d'Otsu

Dans la présente étude, la méthode d'Otsu semble la mieux adaptée pour la binarisation des images de diffusion de Mie. Cette méthode offre de plus l'avantage d'être déjà implémentée dans le logiciel de calcul (MATLAB®) [146]. Cependant, comme toutes les techniques basées sur l'étude statistique des images, son principal défaut réside dans la sous-estimation de la longueur de pénétration comme le montre l'image binarisée sur la Figure 71. Cette remarque a aussi été faite par Pastor et al. [146] et Dernotte [137] lesquels ont remarqué que les résultats obtenus par la méthode d'Otsu n'incluaient pas la totalité du spray, ce qui en d'autres termes revient à exclure les zones moins lumineuses du spray résultant de la faible concentration en carburant et de ne garder que la partie « jugée » liquide. Comme l'objectif de cette partie est la comparaison qualitative des longueurs de pénétrations du jet liquide en fonction de l'instant de l'injection, la méthode d'Otsu a été appliquée.

IV.1.4.c) Calculs de la longueur de pénétration et de l'angle du spray

A partir des images binarisées, chaque jet est isolé et traité pour calculer la longueur de pénétration ainsi que l'angle du spray. La longueur de pénétration du jet (L) est obtenue à partir du profil longitudinal des images binarisées (Figure 72) et est définie comme la distance entre le nez de l'injecteur (abscisse = 0 pixel) et l'index (en pixel) dont l'ordonnée est égale à 0.2 au plus loin du début du jet. Selon Dernotte [137], cette valeur du seuil affecte peu la longueur de pénétration en raison du gradient d'intensité cumulée important à la fin du jet liquide. Cette valeur seuil permet néanmoins d'éviter la prise en compte d'éventuels paquets se détachant du bout du spray. La valeur de la longueur de

pénétration (en pixel) est ensuite corrigée par le grandissement de la caméra et l'inclinaison de l'injection pour obtenir la valeur réelle de la longueur de pénétration. L'angle du spray θ est obtenu en traçant les côtés d'un triangle isocèle de longueur $L/2$ [137] et de surface S comme montré sur l'Équation 8 et schématisé sur la Figure 73

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{S}{(L/2)^2} \quad \text{Équation 18}$$

Les résultats obtenus sont fortement dépendants de la disposition de l'éclairage et de l'intensité de la source lumineuse [152]. Toutes les acquisitions ont été conduites sans introduire de modification sur le dispositif expérimental afin de maintenir qualitativement les mêmes conditions et d'avoir ainsi une bonne cohérence entre les résultats obtenus.

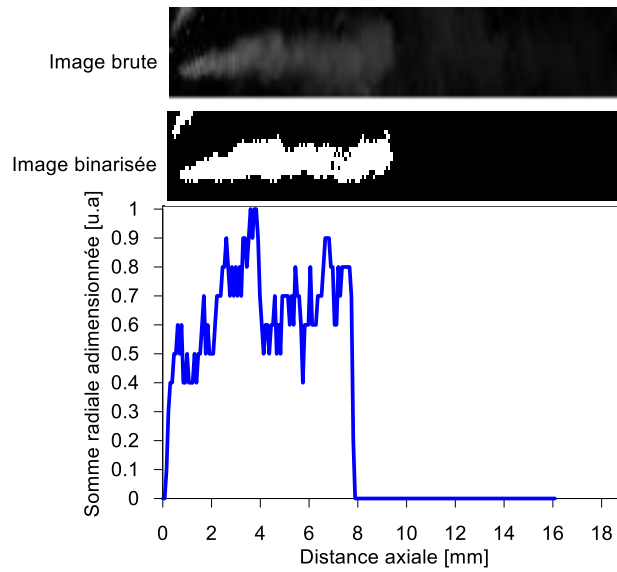


Figure 72 : Exemple d'image brute et d'image binarisée d'un jet et somme radiale adimensionnée des pixels le long de la distance longitudinale

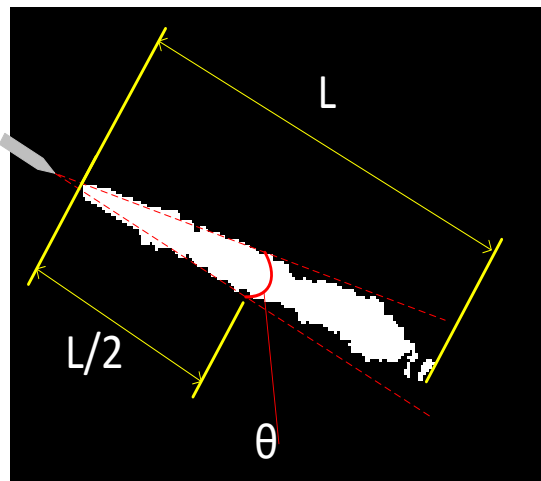


Figure 73 : Schéma du calcul de la longueur de pénétration (L) et l'angle du spray (θ)

IV.1.5. RESULTATS

L'étude porte, en première partie, sur la caractérisation des jets liquides pour la première injection et selon le phasage de la seconde injection en remplaçant l'air par de l'azote. La seconde partie se focalise sur l'interaction entre les deux injections et les effets dus à la combustion de la première quantité de carburant injectée sur l'évaporation de la seconde injection. En effet, il est remarqué dans le chapitre II, que la seconde injection se produit lorsque la première quantité de carburant s'auto-enflamme.

Dès lors, il est clair qu'une interaction entre l'auto-inflammation de la première quantité de carburant et la seconde injection nécessite d'être caractérisée. Pour cela, l'évolution temporelle de la longueur de pénétration et l'angle du jet liquide pour la seconde injection est comparée dans les cas avec et sans combustion.

Plusieurs paramètres peuvent impacter la longueur de pénétration et l'angle du spray liquide en particulier, les conditions thermodynamiques du milieu (la densité du gaz environnant et la température et la pression dans la chambre de combustion), les caractéristiques physiques du carburant (sa masse volumique et sa viscosité) et la pression d'injection. On peut aussi signaler le rôle indirect de la vitesse d'auto-inflammation du mélange sur le comportement de l'injection : le début de la combustion conduit à l'élévation de la température et de la pression dans la chambre de combustion et donc au changement de conditions thermodynamiques. Si le phasage entre le début de la combustion et le déroulement de l'injection est optimal il en résulte une amélioration de l'évaporation du spray liquide voire une combustion produisant moins de suies. Dans ce qui suit les résultats obtenus lors de l'étude de la partie liquide du spray sont présentés. Il est à noter que pour des raisons liées au système d'acquisition (fréquence d'acquisition, grandissement de la caméra, contraste entre l'image de fond et le spray) et de post-traitement, on ne peut déterminer avec précision les valeurs de la longueur de pénétration ainsi que l'angle du spray aux premiers instants de l'injection. C'est pour cela que la longueur de pénétration minimale correspondante à la visualisation du spray est fixée à 2 mm. Afin de vérifier l'existence d'impacts de la seconde injection sur la première injection du cycle suivant, l'analyse de la première injection comprend aussi les longueurs de pénétration et angle de spray acquise sans seconde injection dans un milieu non réactif.

Les travaux menés par Kook et al. [153], Siebers et al. [134], [147] ont montré que la longueur de pénétration du jet liquide dans des conditions d'évaporation est fortement impactée par les propriétés thermodynamiques. Cette même constatation a été émise par Espey et al. [154] qui ont étudié l'impact de la variation de la température et de la densité dans la chambre de combustion sur la longueur de pénétration. Ils ont remarqué que l'augmentation de la température et/ou de la densité dans la chambre de combustion conduit à la diminution de la longueur de pénétration durant la phase stabilisée de l'injection.

Le Tableau 15 présente les valeurs de la pression et de la température dans la chambre de combustion ainsi que la densité des gaz en milieu non réactif.

	Pression cylindre [bar]	Température adiabatique [°C]	Densité [kg/m ³]
30 DV Avant le PMH	21.4	517	9.14
10 DV Avant le PMH	47.5	606	18
1 DV Avant le PMH	53.5	590	20.91
5 DV Après le PMH	48.7	577	19.33

Tableau 15 : Conditions thermodynamiques dans la chambre de combustion à l'instant du début de l'injection en milieu non réactif

IV.1.5.a) Influence du phasage d'injection et de la composition du milieu sur l'évolution du spray liquide

1) Cas de la 1^{ère} injection

Afin de mieux comprendre le développement des jets, la Figure 74 présente une séquence d'images de diffusion de Mie acquise entre 400 et 800 μ s. On peut noter que l'évolution des 6 jets liquides n'est pas identique. De plus, on note une instabilité dans le processus de pénétration des jets en particulier entre 424 et 583 μ s. Cette « oscillation » de la longueur de pénétration est certes observable sur tous les jets, mais pas aux mêmes instants.

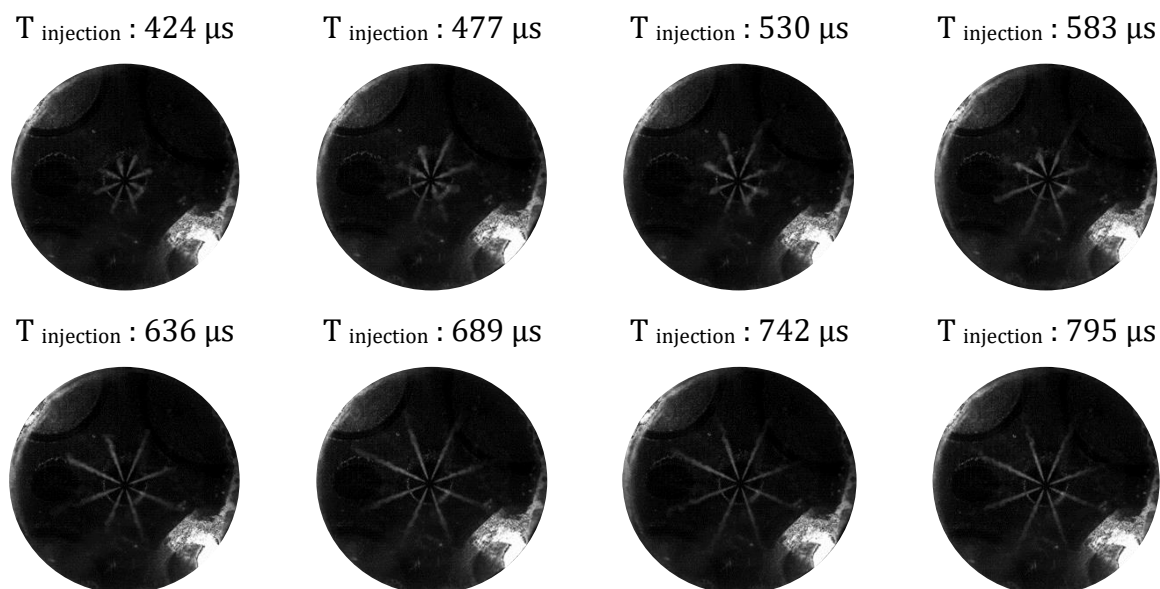


Figure 74 : Séquence d'images de diffusion de Mie pour la première injection seule (30 DV Avant PMH) acquise entre 400 et 800 μ s

L'étude des images instantanées conduit à l'analyse de la variation des longueurs de pénétration et angles de spray entre les jets. Une variation de la répartition de carburant jet/jet peut jouer un rôle dans la répartition du mélange dans la chambre et donc dans le processus de combustion et la formation de polluants. La Figure 75 présente les variations jet par jet des longueurs de pénétration et angle de spray tout le long de l'injection pour la première injection. Le cas de référence sans seconde injection est présenté ainsi que deux autres configurations pour illustrer le comportement avec une seconde injection en présence ou non de combustion. Le choix de représenter les variations de la première injection en se basant uniquement sur ces configurations vient du fait que pour toutes les configurations (phasage de la seconde injection, en milieu réactif ou non) on retrouve les mêmes évolutions temporelles et dispersions jet par jet.

La comparaison des longueurs de pénétration et des angles de spray sur la Figure 75 montre clairement l'écart entre les jets, qui reste identique en présence de la seconde injection. On peut noter toutefois qu'en milieu réactif, l'écart entre les valeurs est moins important pour les longueurs de pénétration mais reste du même ordre pour l'angle de sprays, cela est certainement dû à un échauffement dans la chambre de combustion qui améliore l'évaporation des sprays liquide.

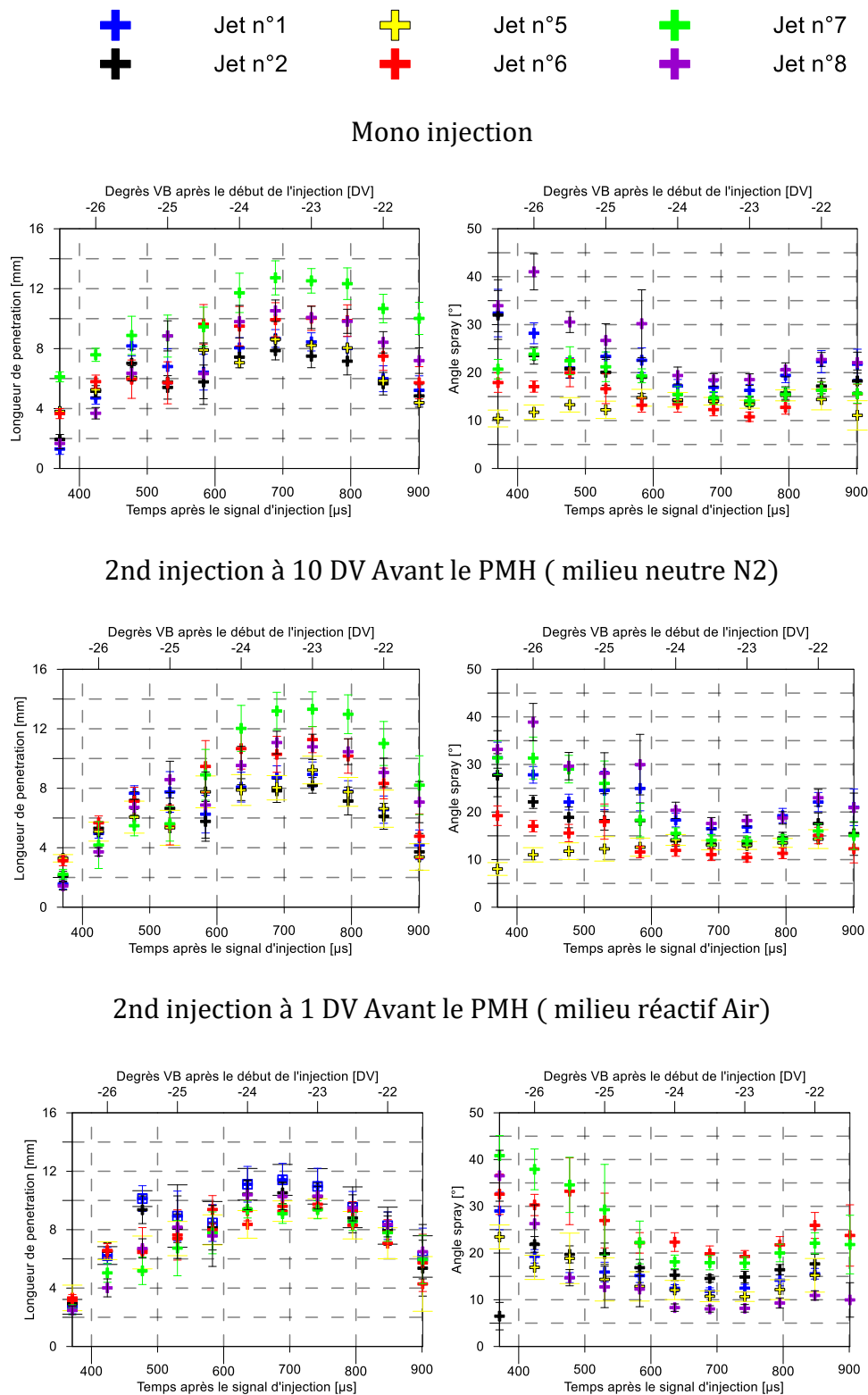


Figure 75 : Comparaison entre le comportement des jets de la première injection pour les différentes configurations

Selon Gupta et al.[155] le phénomène d'« hésitation » observée sur l'évolution des sprays (Figure 76) ainsi que les variations rencontrées entre les sprays (Figure 75) sont certainement dues aux oscillations hydrauliques qui se produisent dans la buse lors du mouvement de montée de l'aiguille, produisant un déséquilibre de la pression autour de l'aiguille dans la buse et pouvant générer un mouvement horizontal. Ces remarques ont

aussi été faites par Lacoste [156] lors de son étude sur la caractérisation des spray diesel à haute pression. Le comportement des sprays sur les Figure 74 et Figure 75 est dû aux différentes hydrodynamiques générées par chacun des orifices mais aussi, de l'excentricité de l'aiguille lors de la phase de montée.

La Figure 76 présente les valeurs moyennes des longueurs de pénétration et des angles moyennés pour les 6 jets, obtenues pour la 1^{ère} injection (fixée 30 DV Avant le PMH) sans ou en présence de la seconde injection (phasée selon les 3 conditions). L'enveloppe *min-max* a été ajoutée pour évaluer la dispersion jet à jet. Quelle que soit la configuration, on peut noter une évolution similaire de la longueur de pénétration et de l'angle de spray tout le long du processus d'évolution du spray : l'effet de température liée à la combustion de la charge n'impacte pas l'évolution moyenne de cette première injection. Pour pouvoir mieux quantifier le réel impact de l'échauffement du milieu, il faudrait pouvoir faire des expériences en passant d'un mode sans combustion à un mode avec combustion et faire l'étude d'un cycle au suivant, ce qui est difficile à contrôler expérimentalement.

La longueur de pénétration maximale n'excède pas 12 mm en moyenne, avec un maximum atteint autour de 700 μ s après la commande d'injection pour un bol de rayon de 27.5 mm. Cette valeur est en parfait accord avec celle obtenue par Kim et al. [157] pour des conditions très proches (phasage d'injection 32 DV Avant PMH, Pression d'injection 400 bar, régime 1200 tr/mn). Comme le soulignent ces auteurs, cette faible longueur de pénétration provient d'une part de l'utilisation d'une pression d'injection relativement faible (400 bar) pour un injecteur diesel [158] et surtout de l'utilisation d'un carburant de type essence, qui possède une densité et une viscosité plus faibles que le carburant diesel.

On remarque aussi que l'évolution de la longueur de pénétration n'est pas linéaire, après une augmentation, on note une phase de stabilisation entre 500 et 600 μ s avant de réaugmenter, ce plateau est appelé phase d'« hésitation » [156][159]. Cette phase est aussi visible sur l'évolution des angles des sprays qui fluctuent autour de 20° dans cette phase pour atteindre une valeur plateau plutôt de 15°.

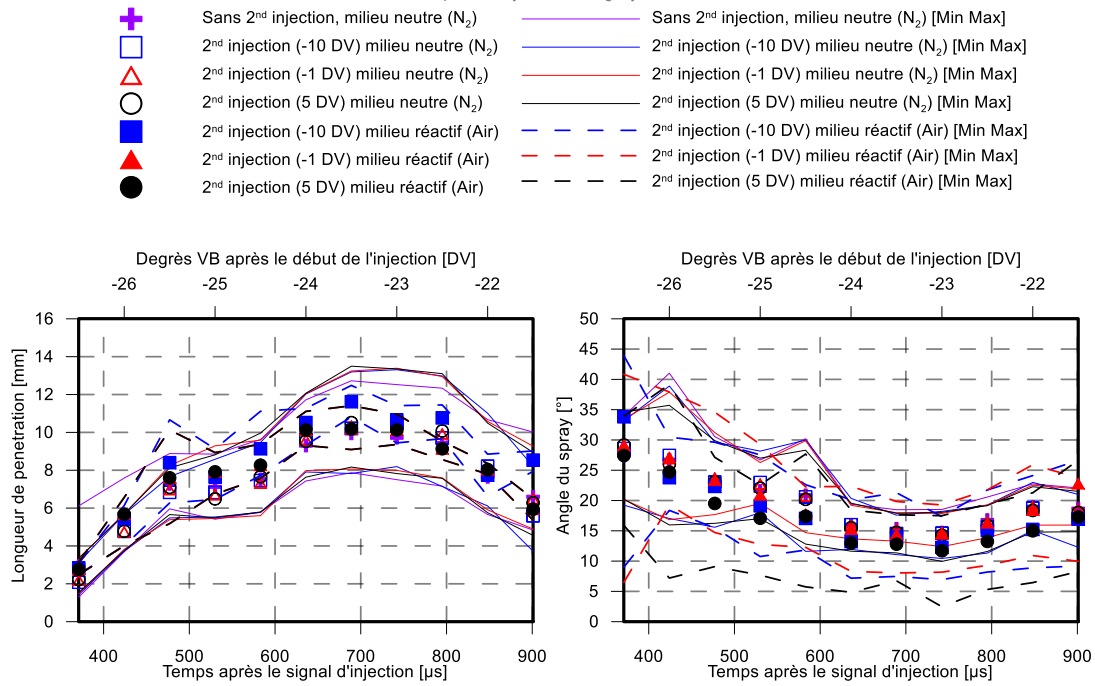


Figure 76 : Evolution de la longueur de pénétration et de l'angle moyennés pour l'ensemble des jets sélectionnés pour la 1^{ère} injection (30 DV Avant le PMH).

La comparaison des caractéristiques de la 1^{ère} injection, phasée à -30 DV avant PMH, montrent que la quantité de carburant injectée suit une évolution bien déterminée en fonction du temps après la commande d'injection. La comparaison entre les longueurs de pénétration et l'angle du spray pour les configurations mono et double injection en milieu réactif et non réactif montrent un comportement semblable. Ce résultat est important pour optimiser la combustion partialement prémélangée [160]. La faible longueur de pénétration laisse supposer peu de mouillage des parois de la chambre et/ou du bol du cylindre pour cette première injection. Bien que sur des technologies anciennes, les travaux de Jeanne [143] ont permis de mettre l'accent sur l'impact de la pression d'injection sur les irrégularités des sprays, lorsque la pression d'injection est inférieure à 600 bar. Il en conclut que la technologie des injecteurs « Common rail » n'est pas optimisée pour une utilisation à faible pression d'injection de l'essence.

2) Cas de la 2^{ème} injection

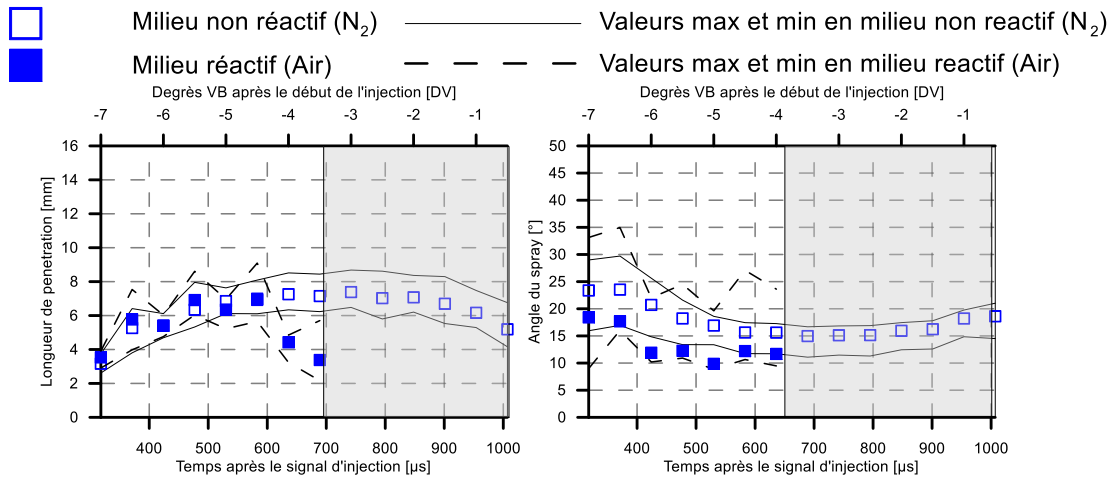
La Figure 77 présente les longueurs de pénétration et les angles de sprays pour les trois configurations de phasage de la seconde injection en milieu non réactif et réactif. Les trois configurations présentent peu de variation. Une différence de près de 4 mm (sur 12 mm) en moyenne de la longueur de pénétration est obtenue entre la première injection et la seconde injection. Cela est en parfait accord avec les conclusions de Kook et al. [153], Siebers et al. [134], [147] et Kim et al. [157]. La longueur de pénétration du jet liquide dans des conditions d'évaporation est fortement impactée par les propriétés thermodynamiques du milieu.

La différence de température globale dans la chambre de combustion (estimée par un calcul classique de compression isentropique) est au maximum de 100°C (Tableau 15), la conséquence sur la densité étant une augmentation d'un facteur proche de 2. En effet l'augmentation de la densité se traduit par l'augmentation de l'entraînement des gaz dans la chambre de combustion au cours de l'injection [136] ainsi que l'augmentation de l'énergie contenue dans les gaz d'entraînement provoquée par l'augmentation de la température, ce qui va porter le liquide à des températures plus importantes et augmenter le taux d'évaporation du carburant, comme observées par Kennaird et al. [159].

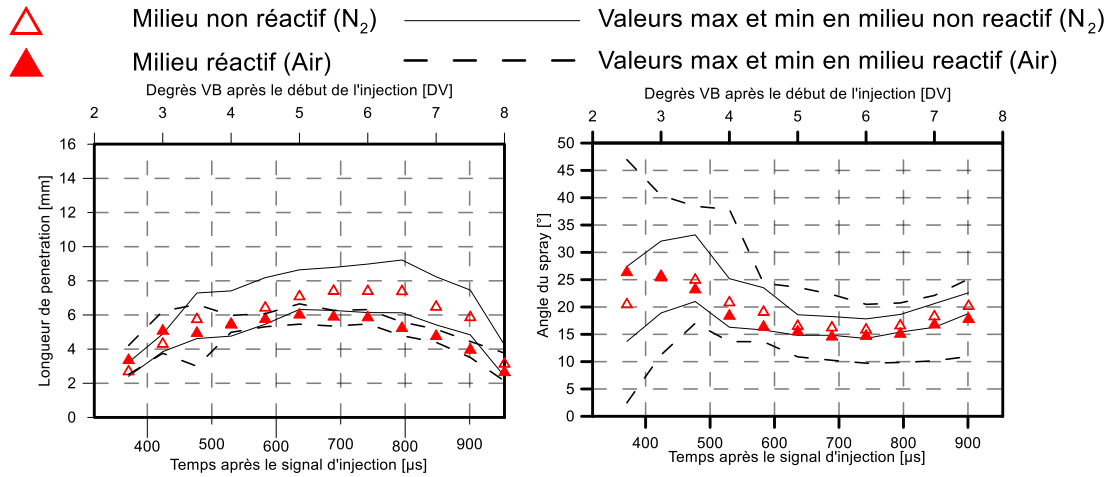
Dans le cas en combustion, l'interaction entre la seconde injection et la combustion de la première injection dépend du phasage de la seconde injection. Pour mieux comprendre cette interaction, la Figure 78 présente les courbes de pression, de dégagement de chaleur ainsi que la zone angulaire de présence du jet liquide. Lorsque la seconde injection se situe 10 DV Avant le PMH, aucune variation de la longueur de pénétration n'est constatée : la deuxième injection a lieu avant que la première charge de carburant n'ait plus s'auto-enflammée. La combustion a lieu 3 DV après le PMH pour l'ensemble de la masse de carburant. Dans cette configuration, le délai entre la fin de la seconde injection et le début de la combustion est important comme le montre la Figure 78.

Lorsque la seconde injection est placée à 1DV Avant le PMH, on constate une différence dans les longueurs de pénétration entre le cas sans et le cas avec combustion à partir de 600 μ s (soit 4,5 DV Après PMH). Cette différence entre les longueurs de pénétration continue d'augmenter pour atteindre une valeur maximale de 2mm à 800 μ s (6,5 DV après PMH). Cet écart est phasé avec l'apparition du taux de dégagement de chaleur issu de la première injection. Ce premier dégagement de chaleur fournit assez d'énergie pour améliorer l'évaporation de la seconde injection sans pour autant provoquer l'inflammation de toute la charge en carburant. Cette configuration permet une bonne évaporation de la partie liquide de la seconde injection sans toutefois dégrader la seconde combustion par l'absorption d'une partie de l'énergie dégagée pour vaporiser la seconde charge de carburant.

2nd injection : 10 DV Avant le PMH



2nd injection : 1 DV Avant le PMH



2nd injection : 5 DV Après le PMH

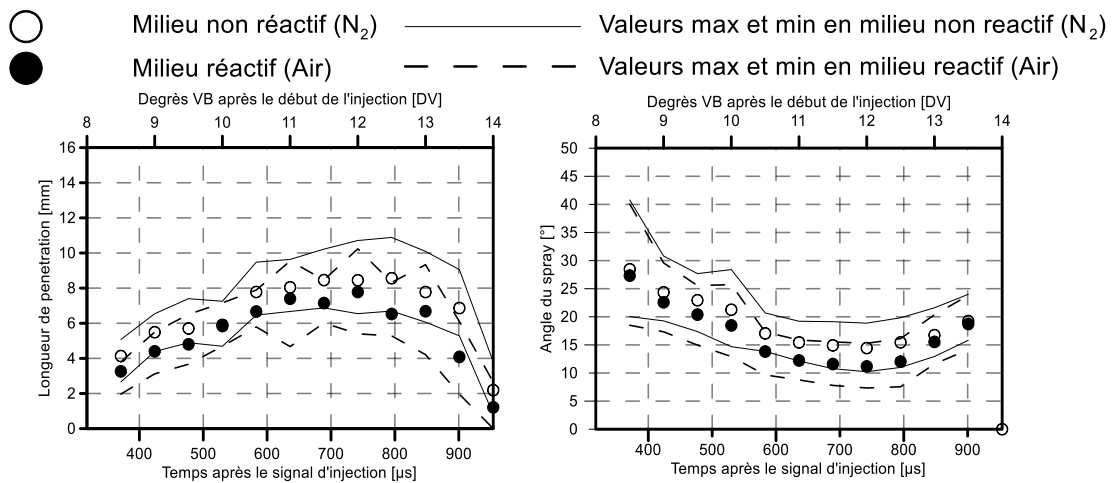


Figure 77 : Caractérisation de la 2^{de} injection sans ou avec combustion

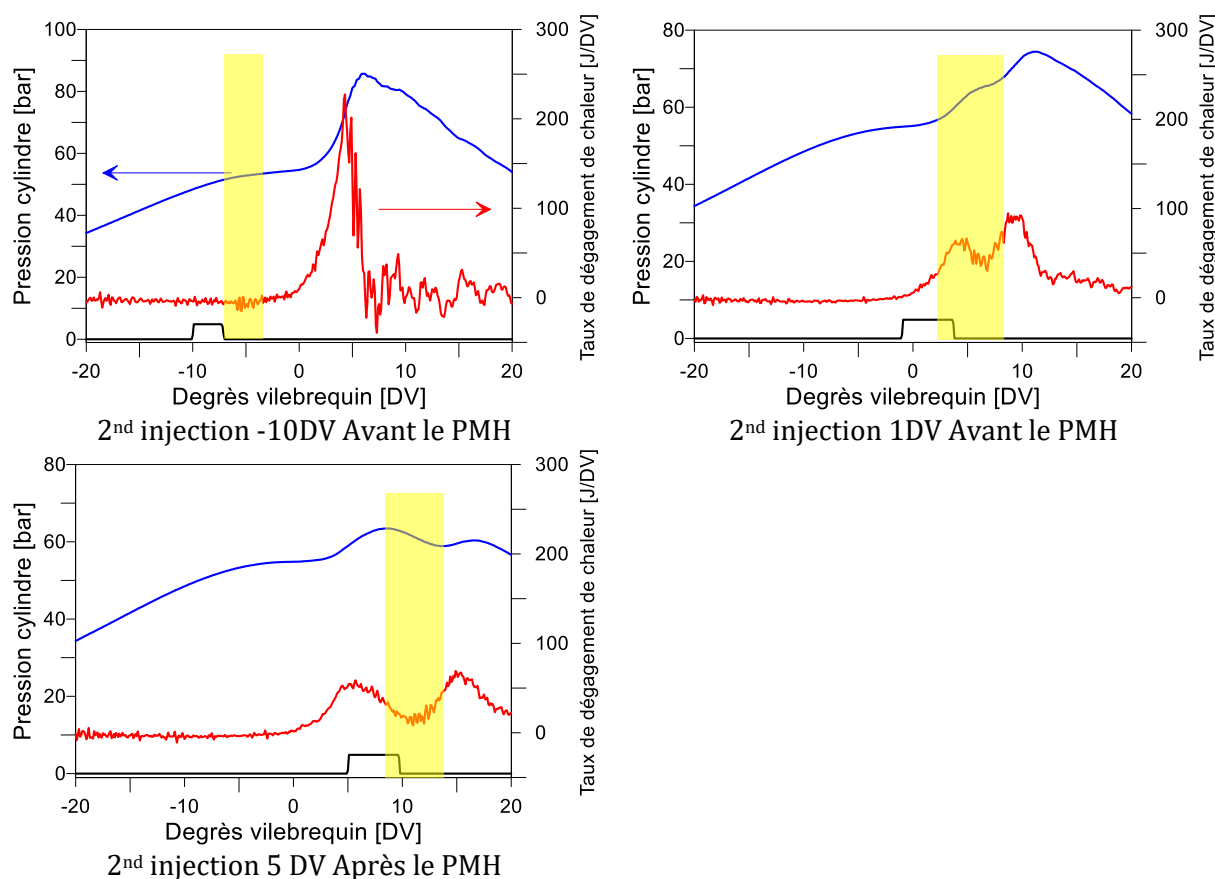


Figure 78 : Courbes de pression, taux de dégagement de chaleur et zone de présence du jet liquide de la seconde injection

L'analyse des longueurs de pénétration mesurées à 5DV Après le PMH montre un écart nettement moins important en présence de combustion. Comme on le voit sur la Figure 78, la seconde injection survient tard dans le cycle et la phase liquide de cette injection n'apparaît qu'à partir de 8DV Après le PMH. L'évolution du dégagement de la combustion montre que la seconde injection se produit lors de la décroissance du premier pic de dégagement de chaleur. Cette configuration ne permet qu'une faible amélioration de l'évaporation (Figure 77) de la seconde quantité de carburant injectée, du fait aussi que la seconde injection est placée lorsque le piston amorce sa phase de descente. Cela ne permet pas l'obtention d'une évaporation optimale comme dans le cas précédent et entraîne l'apparition de flamme de diffusion responsable de la dégradation du rendement de la combustion.

Les résultats de la variation moyenne de l'angle des sprays (sur la Figure 77) montrent qu'au contraire de la longueur de pénétration, l'impact du positionnement de la seconde injection dans le cycle sur l'angle de spray est négligeable. La valeur maximale de l'angle de spray (25°) est atteinte au début de l'injection puis se stabilise autour d'une valeur de 15° . Au fur et à mesure que la longueur de pénétration augmente la vitesse maximale du jet liquide augmente aussi, ce qui favorise l'entraînement de l'air dans la chambre de combustion et ainsi diminue l'angle du spray jusqu'à la valeur minimale de 15° , cet instant correspond à une longueur de pénétration maximale de 8mm. Au-delà de 800 μ s, l'augmentation de l'angle du spray est un indicateur de la fin de propagation du jet, en

effet, la descente de l'aiguille limite la quantité de carburant injectée et de ce fait diminue la vitesse de l'entraînement des gaz dans la chambre de combustion, provoquant à la fois, la diminution de la longueur de pénétration et l'augmentation de l'angle de spray. En comparant l'évolution de la longueur de pénétration et l'angle de spray on constate que ces deux propriétés possèdent globalement une évolution opposée.

3) Caractérisation de la réponse dynamique de l'injecteur au signal de commande

La Figure 80 présente le signal de commande, le courant d'injection et l'évolution des longueurs de pénétration en fonction de l'angle vilebrequin. La comparaison entre le signal de commande et le début de visualisation du spray liquide révèle que dans notre configuration précise, l'existence d'un délai invariable quel que soit le phasage des injections et la configuration étudiée de l'ordre de 3DV (soit 320 μ s). Ce délai entre la commande d'injection et l'apparition du spray est habituel et a été mis en évidence dans de nombreux travaux comme ceux de Ryu et al.[161]. Ils ont ainsi remarqué que le développement du spray se produit après que le courant de maintien à l'injecteur commence à diminuer (Figure 79), comme on peut le voir sur la Figure 80. Les écarts entre la commande d'injection et l'apparition du spray sont dues au système d'injection proprement dit, indépendamment du phasage dans le cycle. Ils sont causés à la fois par le temps de réponse de la bobine, responsable du mouvement de l'aiguille et les fluctuations de la pression dans le nez de l'injecteur, ce qui entraîne un retard de sortie du carburant durant les instants d'ouverture comme soulignent Chiavola et al. [162], Aditya et al. [163] et Blessing et al.[164].

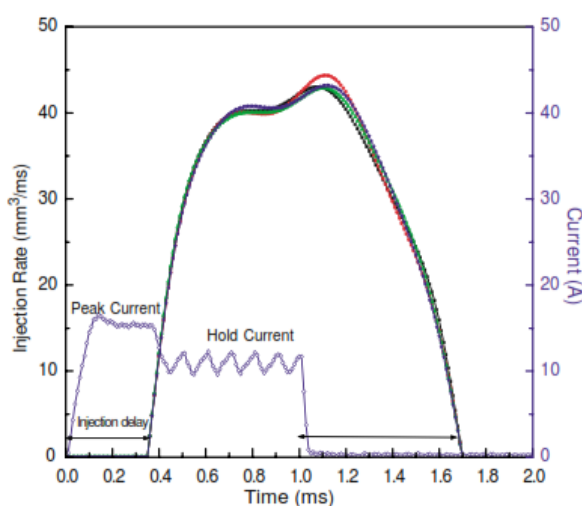


Figure 79 : Comparaison entre le signal d'injection et la longueur de pénétration selon [161]

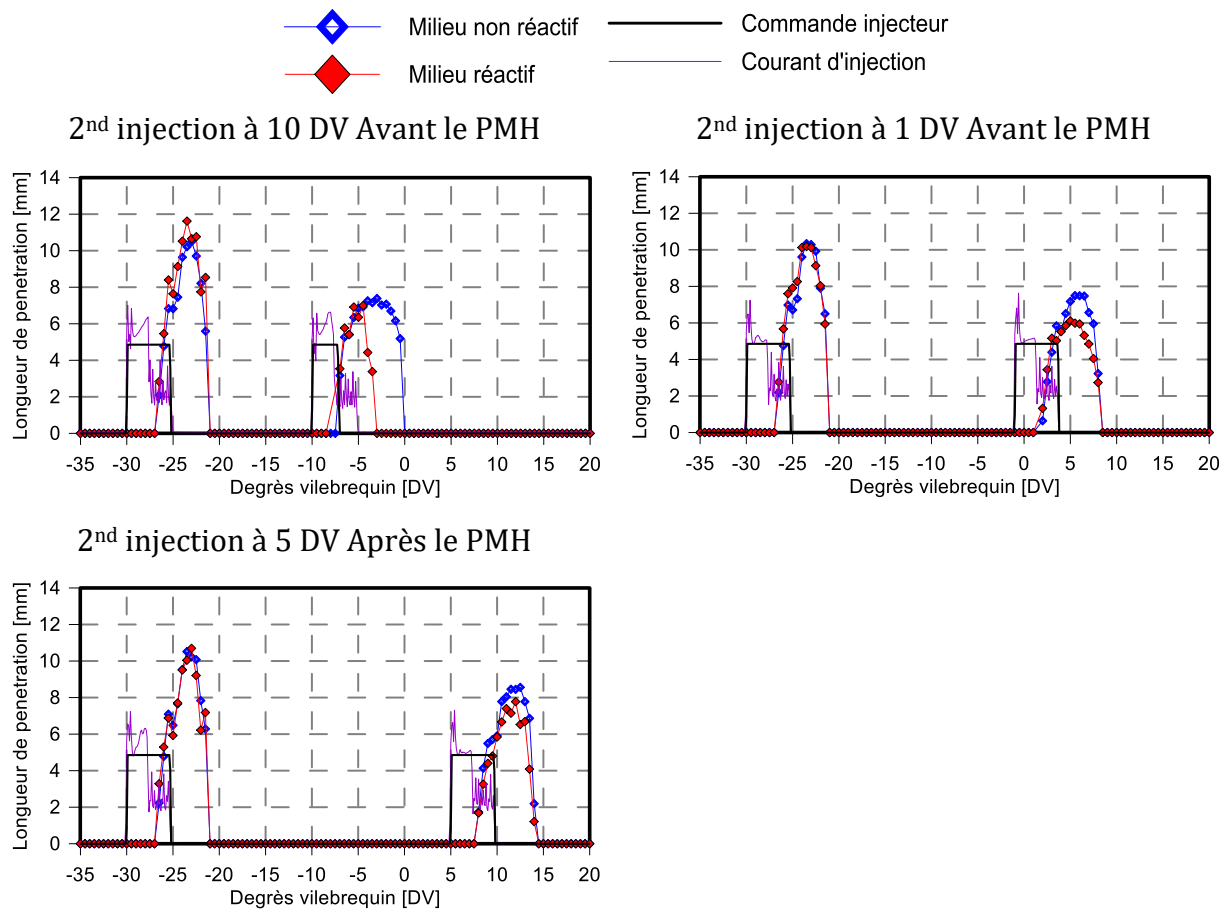


Figure 80 : Comparaison entre le signal de commande et le délai de réponse de l'injecteur, obtenu par la visualisation du jet liquide

Etude par Fluorescence induite par laser de l'état du mélange dans la chambre de combustion

IV.2.1. INTRODUCTION

Le processus de formation du mélange air/carburant dans la chambre de combustion représente un levier important pour l'optimisation de la combustion GPPC. Les résultats obtenus en utilisant la diffusion de Mie ont clairement démontré la présence d'interaction entre le processus d'injection (instant d'injection, longueur de pénétration, et l'angle du spray liquide) et la combustion. Cette partie du chapitre IV se focalise sur le phénomène d'évaporation du spray lors de l'injection et la répartition de la richesse dans la chambre de combustion avant et durant le dégagement de chaleur. L'évaporation du carburant est une étape cruciale, puisqu'elle est responsable de la répartition du mélange air/carburant au moment de l'initiation de la combustion et durant le déroulement de la combustion. Elle dépend de plusieurs paramètres liés aux conditions de pression et de température dans la chambre mais aussi à la pression d'injection et l'aérodynamique interne de la chambre qui améliorent l'atomisation puis l'évaporation du carburant.

La Fluorescence Induite par Laser (ou LIF) repose sur le principe d'excitation d'une molécule ou d'un atome vers un état électronique plus élevé par l'absorption de rayonnement laser. La fluorescence est alors définie comme étant le processus d'émission de la lumière provenant de ces espèces excitées afin de revenir à leurs états fondamentaux. La description approfondie du principe de cette technique est faite par Eckerberth [4] et Seitzman [166]. L'une des applications de la LIF est la détermination de la répartition du carburant dans la chambre. Pour cela la molécule fluorescente (appelée traceur) choisie doit posséder les mêmes propriétés physiques que le carburant. Dans notre étude, le choix s'est porté sur la molécule de toluène qui a l'avantage d'être présente dans l'essence commerciale. Il existe aussi une bibliographie très vaste concernant les propriétés photophysiques du toluène comme les travaux de Faust et al. [167], Zimmermann et al. [168] et Koban et al. [169]. L'inconvénient majeur du toluène est sa sensibilité au phénomène de « quenching » par l'oxygène qui dégrade l'intensité du signal de fluorescence [170]. Toutefois, cette technique de fluorescence induite par laser du toluène est largement utilisée dans les problématiques liées à la répartition du carburant dans les moteurs [171], [172], [169]. On peut citer tout particulièrement les travaux de Sanda et al. [173] qui porte sur l'effet de la stratification du carburant et son rôle dans la formation des particules de suies dans un moteur à allumage par compression. Bruneaux et al. [174], [175], [176] ont utilisé cette technique pour l'étude de l'évaporation du carburant issu d'un injecteur mono-trou dans une chambre à volume constant. Miles et al. [107] ont utilisé la méthode de fluorescence induite par laser sur le toluène pour étudier la formation du mélange, ils ont mis en évidence le rôle des zones

de faible richesse dans la chambre de combustion sur les émissions de CO et HC. Reboux et al. [109], [110] de leur côté, ont proposé une nouvelle approche de la LIF en utilisant le phénomène de quenching par l'oxygène du signal de fluorescence : la FARLIF (Fuel/Air Ratio measurement Laser Induced Fluorescence). Si le phénomène de quenching est le mode de désexcitation principale, le signal de fluorescence du toluène est alors proportionnel à la richesse, cette méthode offre l'avantage de pouvoir s'utiliser en milieu oxydant, ce qui est peu le cas avec la méthode de fluorescence classique.

La méthodologie utilisée ici est basée sur celle décrite dans les travaux de Sahoo et al. [108], Miles et al. [107] ainsi que Musculus et al. [177] pour l'analyse de la répartition de la richesse dans la chambre de combustion.

IV.2.2. PRINCIPE DE LA FLUORESCENCE INDUITE PAR LASER

L'équation qui régit le phénomène de fluorescence induite par laser n'est considérée valide que quand la réponse du signal de fluorescence est linéairement proportionnelle à l'excitation du laser [165]. En d'autres termes, la réponse de la molécule du traceur à l'augmentation de l'énergie d'excitation se fait par l'augmentation du signal de fluorescence. Le phénomène de saturation survient dès que l'augmentation de l'énergie d'excitation n'est plus suivie par celle du signal de fluorescence.

La dépendance du signal de fluorescence envers les conditions thermodynamiques (pression, température et densité) dans le cylindre ainsi que la réponse des coefficients physico-chimiques du traceur (toluène) s'exprime d'après [178] selon l'Équation 19

$$S_{Tol} = \frac{E\lambda}{hc} dV_c \left[\frac{\chi_{Tol} P}{kT} \right] \sigma_{Tol}(T, P, \nu, \chi_i) \eta_{Tol}(T, P, \nu, \chi_i) \frac{\Omega}{4\pi} \eta_{opt} \quad \text{Équation 19}$$

Où

S_{Tol} : Le nombre de photons par pixels de la caméra

E : l'énergie du laser « fluence » [J/cm³]

h : La constante de Planck 6.626 x10⁻³⁴ [Kg/s]

c : La vitesse de la lumière [cm/s]

λ : La longueur d'onde d'excitation du laser

dV_c : Le volume excité, correspondant au volume d'un pixel dans le plan de l'image [cm³]

χ_{Tol} : La fraction molaire locale du toluène

P : La pression totale [MPa]

k : Constante de Boltzmann [J/K]

T : Température du milieu

σ : Section efficace d'absorption du toluène [cm²]

η : Rendement quantique de fluorescence du toluène

Ω : L'angle solide de collection lié à l'objectif de la caméra de collection
 η_{opt} : Le rendement du système optique
 χ_i : Fraction molaire des espèces se trouvant dans la chambre de combustion

Comme le montre l'Équation 19, le signal de fluorescence S_{Tol} est influencé par les paramètres thermodynamique du milieu, les propriétés de la source d'excitation et par la section efficace d'absorption σ ainsi que le rendement quantique de fluorescence η du toluène. Ces deux dernières sont impactées par les conditions thermodynamiques du milieu (pression et température) et par la fraction molaire des espèces présentes dans la chambre de combustion. Dans ce qui suit, nous nous intéressons à la dépendance de chaque variable sur le signal de fluorescence

Propriétés photophysiques du toluène

Les propriétés photophysiques du toluène sont représentées par la section efficace d'absorption σ et le rendement quantique de fluorescence η , tous deux dépendant des propriétés thermodynamiques (P et T) du milieu, de la composition du mélange mais aussi de la longueur d'excitation du laser.

IV.2.2.a) Dépendance à la température

La dépendance du signal de fluorescence face à la température se retrouve directement sur le spectre de fluorescence du toluène (Figure 81).

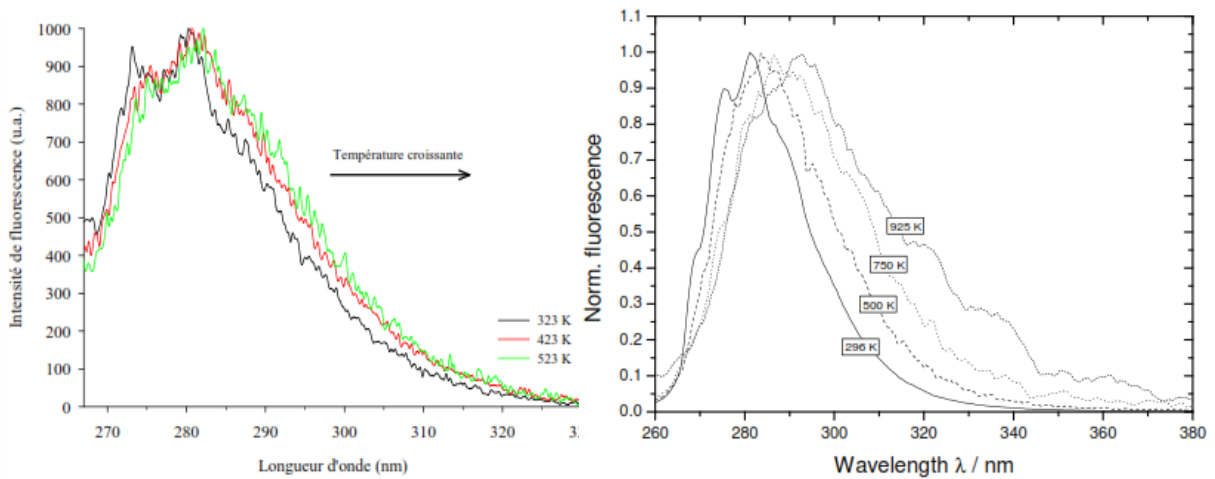


Figure 81 : Spectre de fluorescence du toluène normalisé, à gauche les résultats obtenus par Frat [179] pour une longueur d'onde d'excitation de 266nm et à droite les travaux de Koban et al. [180] pour une longueur d'onde d'excitation de 248nm

Ces études, menées indépendamment par Koban et al. [180] et Frat [179] montrent que la forme du spectre de fluorescence garde majoritairement son allure avec l'augmentation de la température quelle que soit la longueur d'onde d'excitation. Toutefois, un décalage du spectre vers de plus grandes longueurs d'onde est à noter avec en plus, un élargissement de celui-ci. A partir de 600K (Figure 81 à droite), on peut

observer que la partie de fluorescence émise vers les plus grandes longueurs d'onde (à partir de 350nm) augmente en intensité. Ossler et al. [181] et Kaiser et al.[182] ont aussi observé le même phénomène de décalage pour les autres molécules aromatiques. Cet effet de la température est principalement dû à la forte dépendance des valeurs de la section efficace d'absorption et du rendement quantique de fluorescence. Les travaux de Koban et al. [111][180] ont démontré que ces dépendances ne sont pas négligeables et doivent être prise en compte lors d'essais de fluorescence quantitatifs. Leurs travaux, réalisés sous présence d'azote pur, à pression atmosphérique et pour une plage de température allant de 600 à 1200 K montrent l'influence de la température sur la section efficace d'absorption et le rendement quantique de fluorescence et ce, pour les deux longueurs d'onde d'excitation du toluène.

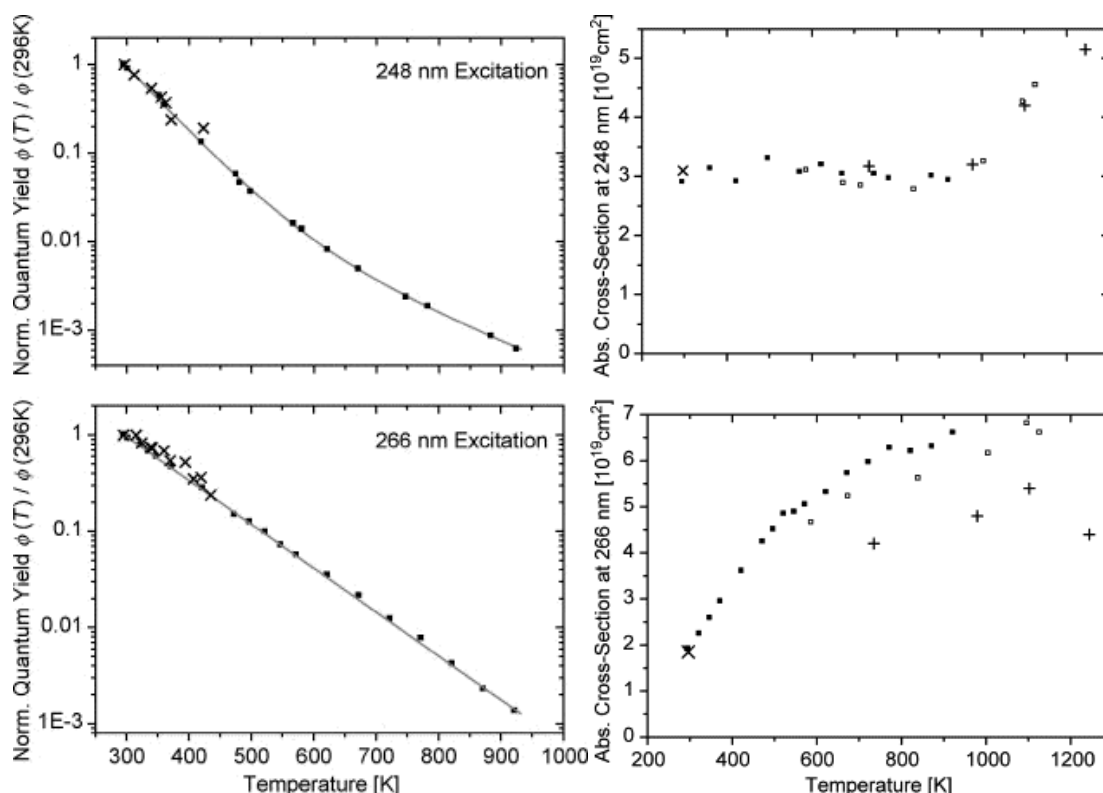


Figure 82 : Rendement quantique de fluorescence normalisé (à gauche) et section efficace d'absorption (à droite) du toluène excité à 248 nm (en haut) et 266 nm (en bas) [180], [183]

Suivant la longueur d'excitation la réponse de la section efficace d'absorption du toluène en fonction de la température est différente : pour une longueur d'onde d'excitation de 248nm, la valeur de la section efficace d'absorption reste stable jusqu'à 950K puis subit une augmentation à partir de 1000K. Cette augmentation est due au décalage vers les plus grandes longueurs d'onde du spectre de fluorescence et à son élargissement avec l'augmentation de température. Le passage à la longueur d'onde d'excitation de 266nm conduit à l'augmentation de la valeur de la section efficace d'absorption d'un facteur 3.

Sur le même intervalle de température, le rendement quantique de fluorescence subit une diminution exponentielle. Cette diminution est moins importante lorsque la longueur d'onde d'excitation est de 266 nm comparée à 248 nm. Ainsi dans le premier cas, la décroissance du rendement quantique de fluorescence se fait suivant une fonction exponentielle d'un ordre 3 alors que dans le deuxième cas cette diminution suit aussi une fonction exponentielle mais d'un ordre supérieur au cas précédent.

L'impact de la température sur le comportement du rendement quantique de fluorescence s'explique selon Burton et al. [183] par l'augmentation de l'énergie vibrationnelle des molécules de toluène, mais selon Koban et al. [180] l'augmentation de l'énergie vibrationnelle ne peut à elle seule expliquer cette décroissance. A l'ombre des résultats ci-dessus le choix de la longueur d'onde d'excitation du laser λ s'est porté sur 266nm vu qu'elle conduit à une décroissance du signal de fluorescence moins importante que dans le cas de 248nm.

IV.2.2.b) Dépendance à la pression

La dépendance du signal de fluorescence du toluène (par le biais de la section efficace d'absorption et du rendement quantique de fluorescence) à la pression du milieu est essentiellement dictée par le phénomène de « Quenching » avec les molécules d'oxygène. Cette tendance est mise en évidence par les résultats de Schulz et al. [184] et illustrée sur la Figure 83. Cette figure montre aussi que l'effet de la pression devient moins important lorsque cette dernière augmente.

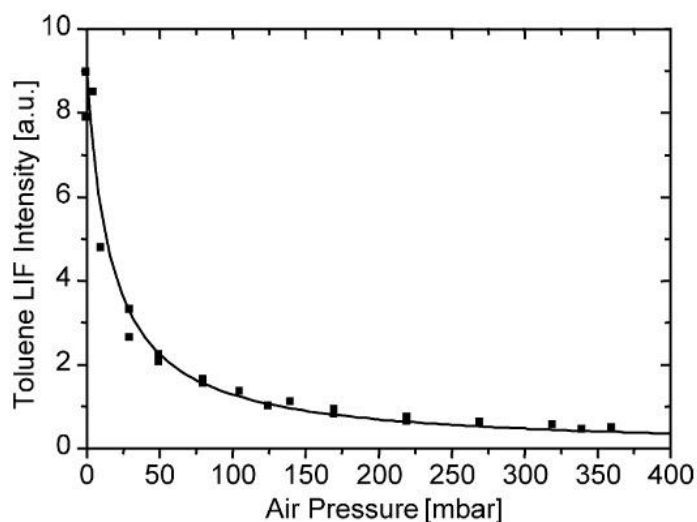


Figure 83 : Variation de l'intensité de fluorescence du toluène en fonction de la pression d'air [184]

Musculus et al. [177] et Sahoo et al. [108] ont montré que la dépendance des valeurs du rendement quantique de fluorescence et de la section efficace d'absorption du toluène à la pression régnant dans la chambre de combustion est négligeable si on la compare à celle de la température. Ils ont aussi reporté que, dans un moteur les effets de pression et de température ne peuvent être séparés, en particulier, lorsque les valeurs du couple pression - température sont très importantes. La décroissance du signal de fluorescence

est plus due à la température qu'à la pression. En substituant l'air par de l'azote pur, le phénomène de Quenching devient minimal et peut être considéré comme négligeable, on suppose ainsi que le produit $\sigma \times \eta$ est indépendant de la pression et la fraction molaire des espèces se trouvant dans la chambre de combustion (χ_i).

IV.2.2.c) Du signal de LIF à la richesse

A partir des simplifications énoncées précédemment, l'Équation 19 peut être réécrite sous la forme suivante :

$$S_{Tol} = \frac{E\lambda}{hc} dV_c \left[\frac{\chi_{Tol} P}{kT} \right] \sigma_{Tol}(T) \eta_{Tol}(T) \frac{\Omega}{4\pi} \eta_{opt} \quad \text{Équation 20}$$

Les paramètres tels que le rendement du système optique η_{opt} et le volume excité dV_c sont difficilement quantifiables d'un point de vue expérimental. Pour contourner ce problème, Sahoo et al. [108] préconisent l'utilisation du même dispositif expérimental pour acquérir des images de calibration et ainsi quantifier les images de LIF. L'acquisition des images de fluorescence aux mêmes points de fonctionnement du moteur avec la même puissance du laser (moyennant sa fluctuation pulse à pulse et sa distribution spatiale) permet de s'affranchir des corrections liées à la variation de pression, de température ainsi que de l'énergie d'excitation. En rapportant le signal de fluorescence obtenu dans une configuration donnée à celui acquis durant la phase de calibration cela donne :

$$\frac{S_{Tol}}{S_{Tol,calib}} = \frac{\chi_{Tol}}{\chi_{Tol,calib}} \quad \text{Équation 21}$$

IV.2.3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le schéma du dispositif utilisé pour la visualisation de la répartition du carburant par fluorescence induite par laser est représenté sur la Figure 84. La nappe laser passe par une couronne en quartz placée au bas de la culasse formant ainsi un plan horizontal. Les caméras sont placées en face du miroir à 45° positionné sous le piston afin d'observer la chambre de combustion par le dessous via le hublot transparent du bol du piston. La complexité des chemins optiques vient du fait que l'on acquiert simultanément les images de fluorescence et celles de diffusion de Mie. De plus, afin de corriger la variation de l'intensité laser pulse par pulse, le signal de fluorescence émis par l'acétone contenu dans une cuve est enregistré simultanément sur l'image de LIF, comme le montre l'image présentée sur la Figure 85.

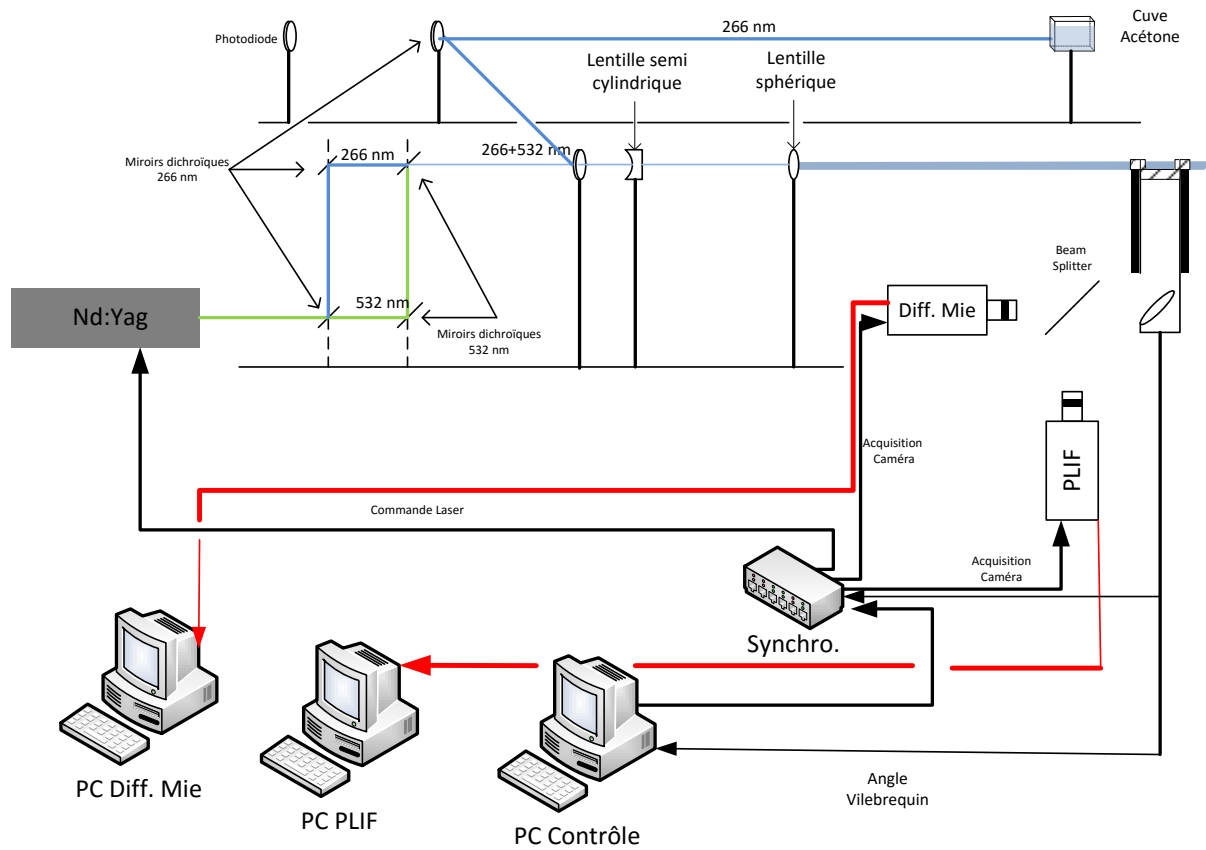


Figure 84 : Dispositif expérimental utilisé pour la PLIF

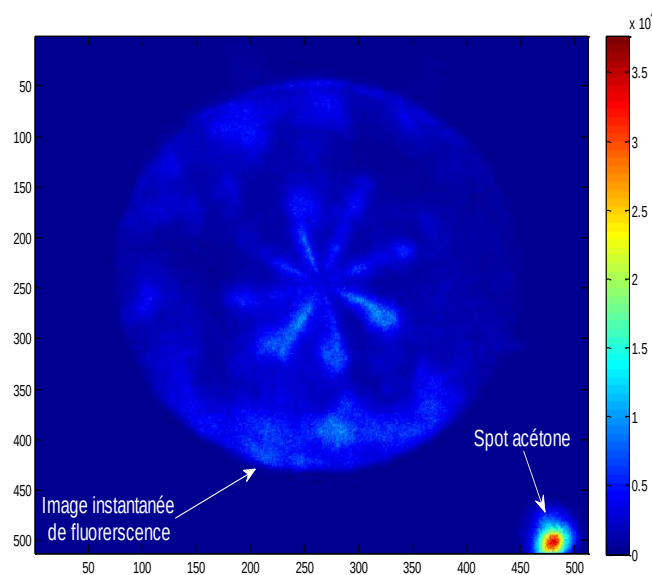


Figure 85 : Un exemple du spot de fluorescence acétone pour corriger la variation d'intensité

Notre choix s'est porté sur la longueur d'onde de 266 nm, issu d'un laser pulsé quadruplé de type Nd-Yag de Quanta-Ray. Le rayonnement résiduel à 532 nm a été utilisé pour acquérir simultanément des images de diffusion de Mie de la phase liquide du spray. La fréquence maximale de pulsation laser est de 10Hz et chaque pulse a une durée ~ 15 ns (voir Figure 86), délivrant une énergie moyenne de 45 mJ/pulse. La synchronisation du laser se fait par un signal externe un top par cycle ce qui représente une fréquence de 12.5 Hz à 1500 tr/min.

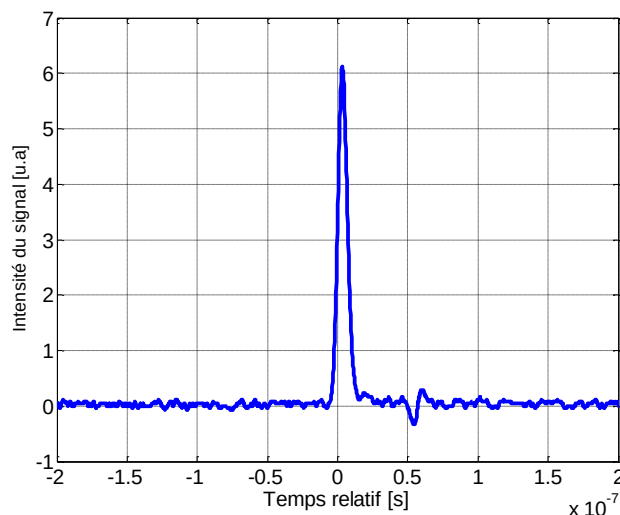


Figure 86 : Exemple de profil temporel d'un pulse laser

Le faisceau laser à sa sortie est de forme circulaire avec un diamètre de section égal à 9 mm. Le faisceau principal à 266 nm et le résiduel à 532 nm ne sont pas parfaitement alignés dès la sortie, on accentue ce désalignement pour mieux les recentrer. Le faisceau passe par un périscope comportant deux miroirs dichroïques UV qui reflètent le 266nm et laissent passer le 532 nm. Ce dernier passe par un second périscope muni de deux miroirs dichroïques à 532 nm, afin d'élever et d'aligner les deux faisceaux avec la couronne transparente latérale du cylindre. Un jeu de lentilles est utilisé pour l'obtention d'une nappe laser de faible épaisseur et d'une largeur qui correspond à la zone d'études pour limiter les pertes d'énergie. La nappe laser est obtenue en combinant une lentille semi-cylindrique de 76.2 mm de focale et une autre lentille sphérique de 500 mm de focale. La nappe laser ainsi obtenue a une épaisseur approximative de 0.5 mm et de 57 mm de largeur.

L'acquisition des images de fluorescence est réalisée par une caméra ICCD (*Intensified Coupled Charge Device*) Princeton Instruments *PI-MAX 4*. Les images enregistrées ont une taille de 512x512 pixel² et une dynamique de 16bits par pixel ce qui représente 65536 niveaux de gris. La caméra est couplée à un objectif UV type « *B. Halle* », d'une focale de 100 mm et d'une ouverture de f/2. Les données récoltées sont ensuite sauvegardées sur un PC d'acquisition par le biais d'une carte réseau *GigE*.

Pour la diffusion de Mie, l'acquisition des images se fait par l'intermédiaire d'une caméra ICCD *PI-MAX 2* couplé à un objectif *Zeiss « Makro Planar »* de 100mm de focale

et une ouverture $f/2$. Les images ont une taille de 512×512 pixel². Cette configuration des caméras nous permet de superposer les images de diffusion de Mie sur les images de fluorescence en mode double injection afin de localiser les contours des jets liquides dans les images de fluorescence. Les images acquises sont ensuite stockées sur un PC d'acquisition dédié par l'intermédiaire d'une carte d'acquisition *ST-133 Controller Princeton Instruments*.

Afin de récupérer au maximum le signal de fluorescence du toluène et d'éviter les signaux parasites tels que les réflexions du laser dans la chambre de combustion et la diffusion de Mie, un premier filtre passe haut CGA-345 à 345 nm, a été placé à 45° entre les deux caméras ; son rôle étant de laisser passer le signal de diffusion de Mie et de réfléchir le signal de fluorescence vers la caméra. La caméra PI-MAX 4 est équipée de deux autres filtres, un passe-haut à 280 nm pour couper la longueur d'onde d'excitation du laser et un passe-bande (UG11) entre 270 et 380 nm. Sur la caméra servant pour l'acquisition des images de diffusion de Mie un filtre passe-bande centré à 532 nm est placé pour ne prendre en compte que le signal de Diffusion de Mie issu des jets liquides.

Comme le signal de fluorescence ne dure que quelques centaines de nanosecondes, et celui de diffusion de Mie une dizaine de nanoseconde, il est très important de bien synchroniser les signaux de déclenchement du laser et des deux caméras pour que les images acquises soient de qualité optimale. Le signal C provenant du codeur optique est injecté dans un système de contrôle et de surveillance de type *CompactRIO*, qui commandé par un programme *LabVIEW* permet de générer un signal S décaler d'un nombre de degrés vilebrequin choisi par l'opérateur. Le signal S est ensuite introduit dans un synchroniseur de pulse « *Laser Pulse Synchronizer* » de TSI® qui déclenche le laser et les caméras (voir Figure 87).

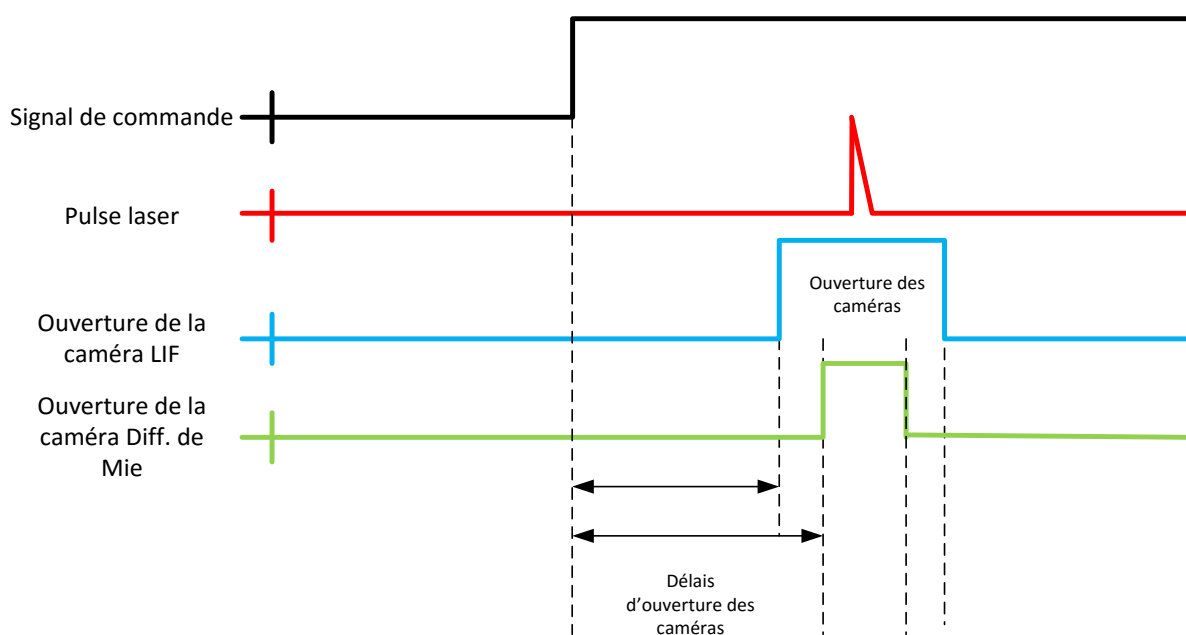


Figure 87 : Synchronisation des signaux du laser et des caméras d'acquisitions

IV.2.4. PROCEDURE DE CALIBRATION EN PHASE HOMOGÈNE

L'intensité du signal de fluorescence est proportionnelle à la concentration en traceur dans le mélange, à partir d'une calibration à iso-conditions thermodynamiques et pour différentes quantités de carburant. Il est alors possible de remonter à une richesse [107][177][108]. Pour cela, un mélange parfaitement homogène d'azote et de carburant correspondant à une richesse donnée est admis dans le cylindre. Des modifications ont été apportées pour générer un mélange homogène (Figure 88) : le carburant, injecté via un injecteur essence indirect et l'azote sont mélangés dans le Plénum 2 qui est chauffé afin de garantir l'évaporation du carburant. De cette manière, nous pouvons émettre l'hypothèse d'obtenir un bon niveau d'homogénéité du mélange avant son admission.

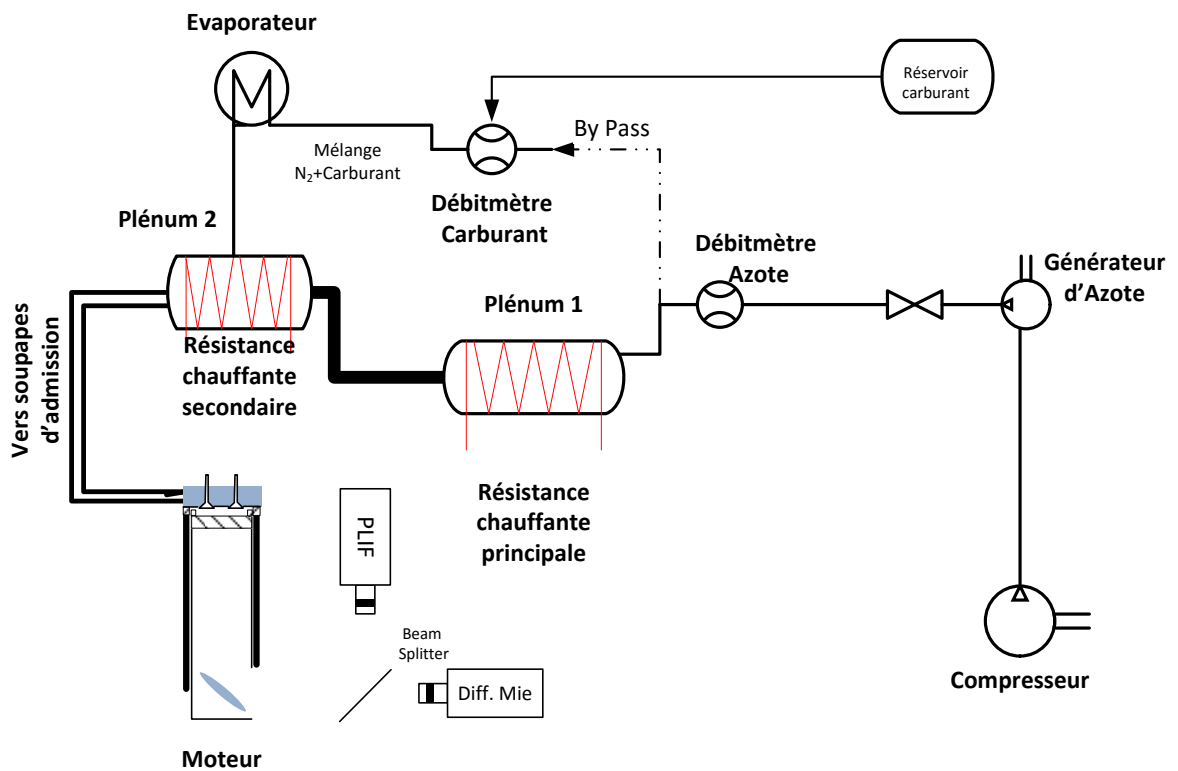


Figure 88 : Schéma du montage pour le processus de calibration en mode homogène

IV.2.4.a) Traitement des images de calibration homogène

L'étude des images de fluorescence induite par laser nécessite la mise en place d'un post traitement des images acquises dont les principales étapes sont décrites ici:

- Correction des images brutes du fond due à la variation du pulse laser

$$I_{FOND_brute_corr}^i = I_{FOND_brute}^i \cdot \frac{E_{pulse_moy}}{E_{pulse}^i}$$

- Calcul de l'image de fond moyenne

$$I_{FOND_moy} = \frac{\sum_{k=1}^n I_{FOND_brute_corr}^k}{n}$$

- Correction des images brute de fluorescence homogène due à la variation du pulse laser

$$I_{FLUO_hom_brute_corr}^i = I_{FLUO_hom_brute}^i \cdot \frac{E_{pulse_moy}}{E_{pulse}^i}$$

- Correction de l'image de fluorescence par l'image de fond moyen

$$I_{FLUO_hom}^i = I_{FLUO_hom_brute_corr}^i - I_{FOND_moy}$$

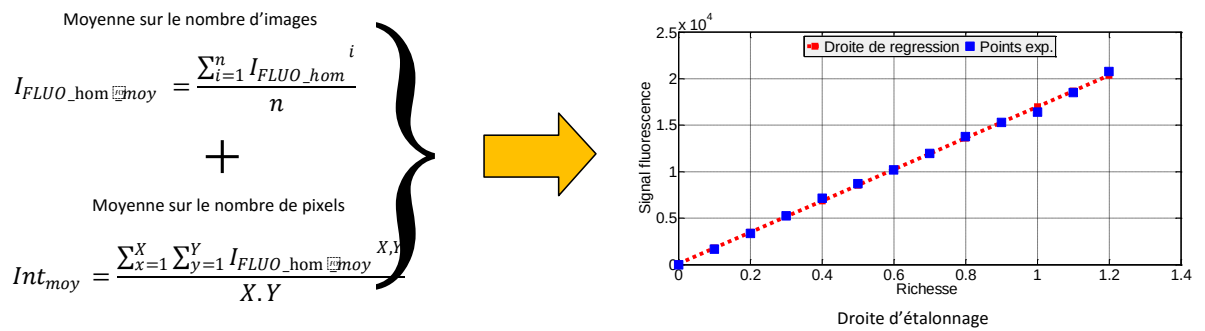
- Calcul de l'image de fluorescence homogène moyenne à partir de la moyenne des n images traitées précédemment

$$I_{FLUO_hom_moy} = \frac{\sum_{i=1}^n I_{FLUO_hom}^i}{n}$$

- Calcul de la moyenne de l'intensité du signal de fluorescence de tous les pixels sur la zone d'étude.

$$Int_{moy} = \frac{\sum_{x=1}^X \sum_{y=1}^Y I_{FLUO_hom_moy}^{X,Y}}{X \cdot Y}$$

Avec X le nombre de pixel suivant la direction de propagation du laser et Y perpendiculaire au laser



La courbe d'étalonnage qui relie la variation de l'intensité de la fluorescence en fonction de la richesse sur la Figure 89 est linéaire. Elle permet ainsi d'utiliser le coefficient de calibration pour déterminer la richesse dans les images GPPC. Cette courbe d'étalonnage a été réalisée pour chaque angle vilebrequin.

IV.2.4.b) Traitement des images double injections

Le traitement des images de fluorescence en mode double injections est réalisé de la même manière que les images de calibration. Une étape supplémentaire est nécessaire : l'image instantanée de fluorescence en mode double injection doit être corrigée par la variation spatiale du profil de l'énergie laser obtenue via les images de fluorescence homogène.

$$I_{FLUO_inj_profil_laser}^i = \frac{I_{FLUO_inj}^i}{I_{FLUO_hom_norm}}$$

Sachant que

$$I_{FLUO_hom_norm} = \frac{I_{FLUO_hom_moy} \cdot X \cdot Y}{\sum_{x=1}^X \sum_{y=1}^Y I_{FLUO_hom_moy}}$$

Moyenne des images ainsi traitées

$$I_{FLUO_inj_moy} = \frac{\sum_{i=1}^n I_{FLUO_inj_profil_laser}^i}{n}$$

Conversion des images d'intensité vers des images de richesse par la fonction de régression linéaire obtenu lors de la procédure de calibration.

$$I_{FLUO_richesse} = f(I_{FLUO_inj_moy})$$

IV.2.5. CONDITIONS EXPERIMENTALES

Les conditions expérimentales en mode calibration (mélange homogène) et en mode GPPC (double injections) avec et sans combustion sont résumées sur Tableau 16.

En mode calibration (homogène)	
Mode d'injection	Homogène
Richesse	Entre 0.1 et 1.2
Pourcentage dilution	100%
En mode GPPC (double injections)	
Pourcentage dilution	25%
Comburant	N ₂ ou Air
Pression d'injection	400 bar
Durée d'injection	540µs /injection
1 ^{er} injection	30 DV Avant le PMH
2 nd injection	1 DV Avant et 5DV Après le PMH
Cas particulier : Pour la seconde injection 10 DV avant PMH	
Durée d'injection	340µs /injection

Tableau 16 : Configuration des injections

Les essais de LIF toluène ont été réalisés en remplaçant l'air par l'azote pur pour étudier le processus de formation de mélange sans présence d'oxygène afin d'éviter le phénomène de quenching de l'oxygène et de l'effet de température sur le signal de LIF toluène, et ainsi obtenir une répartition la plus quantitative de la richesse.

En mode calibration, le mélange carburant et comburant est réalisé (comme expliqué dans la procédure de calibration de la phase homogène), avant l'admission (par l'injection indirecte du carburant) afin de s'assurer du bon niveau d'homogénéisation du mélange. La variation de richesse est de 0.1 à 1.2 avec un pas de 0.1, et pour chaque valeur une séquence d'acquisition d'image de calibration a été réalisée.

En mode GPPC, la première injection a été placée à 30 DV Avant le PMH alors que la seconde a été fixée respectivement à 10DV, 1DV Avant le PMH et 5DV Après le PMH. La durée des deux injections a été fixée à 540µs/injection ce qui correspond à une richesse globale de 0.58 en tenant compte du pourcentage de dilution fixé à 25%.

Afin d'estimer l'impact du dégagement de chaleur sur l'évaporation du carburant dans la chambre de combustion, les expériences ont été refaites mais en remplaçant l'azote par l'air, ceci entraîne une diminution de la qualité des images compte tenu des difficultés engendrées par la présence d'oxygène (Quenching) et l'encrassement des parties optiques par les particules de suie, ce qui réduit fortement le signal de fluorescence dans le cylindre.

Les images de fluorescence en mode calibration et GPPC ont été obtenues en variant l'instant d'acquisition entre 15 DV Avant jusqu'à 15 DV Après le PMH. Ce balayage permet de couvrir le processus de mélange, l'interaction entre les deux injections et l'acquisition d'informations quantitatives et qualitatives sur la répartition de la richesse dans la chambre de combustion.

IV.2.6. RESULTATS ET ANALYSE

IV.2.6.a) Mélange homogène

Bien que le mélange soit réalisé de manière à être le plus homogène possible dans la chambre de combustion. Les images de fluorescence enregistrée montrent une répartition spatiale du signal de fluorescence non uniforme suivant les deux dimensions, un exemple des images obtenues est présenté sur la Figure 90.

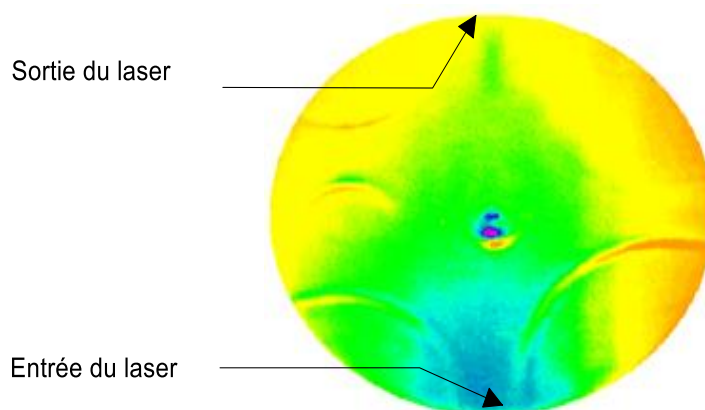


Figure 90 : Exemple d'image de fluorescence non uniforme

La variation horizontale du signal de fluorescence est due à la répartition de type gaussienne de l'énergie issue du laser : le signal de fluorescence est plus important au centre de la nappe laser que sur les bords dû à la nature même de la puissance laser et à la concentration du faisceau à travers les hublots.

La diminution du signal de fluorescence en fonction de la distance par rapport au point d'entrée de la nappe laser est causé par l'absorption de l'énergie du laser par les molécules de toluène elle-même, se trouvant dans les zones les plus proches du lieu de pénétration du faisceau laser dans la chambre de combustion. Ce phénomène est plus apparent lorsque la richesse du milieu augmente comme présenté sur la Figure 91, à mesure que la concentration en carburant (toluène) augmente, la diminution du signal de fluorescence en fonction de la distance axiale augmente. Ce qui représente une preuve que l'absorption de l'énergie laser par le toluène est bien la cause de la diminution du signal. La calibration ne peut être faite sur l'image entière, une zone dans l'image doit être choisie, où le signal de fluorescence est le plus homogène possible.

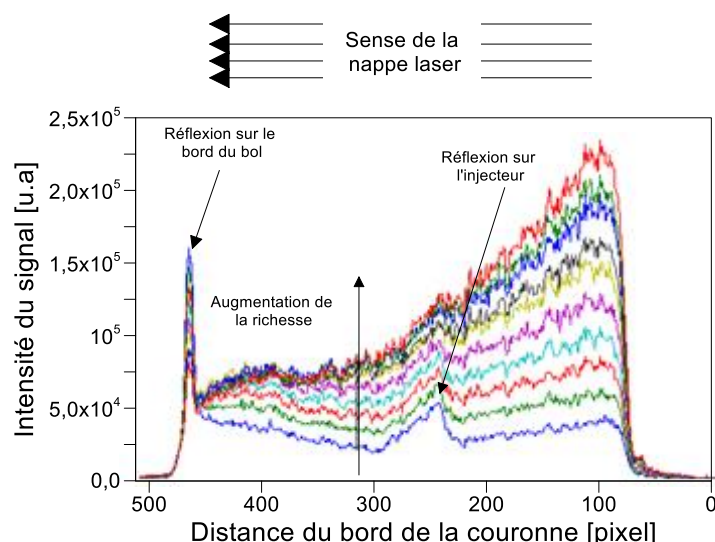


Figure 91 : Exemple de diminution du signal de fluorescence avec l'augmentation de la richesse et de la distance de l'entrée du bol

Afin de contourner le phénomène de variation du signal en fonction de la profondeur, l'analyse des images de calibration et en mode double injection va se faire sur le demi-cercle inférieure des images de fluorescence limitée entre l'entrée du laser et l'injecteur, comme présenté sur la Figure 90 où la variation du signal en fonction de la profondeur est moins importante.

La Figure 92 montre les images de fluorescence moyenne obtenues à 15 DV Avant le PMH et servant à la calibration, elles sont représentées sur une échelle de niveau d'intensité. Le signal de fluorescence suit une évolution proportionnelle à la richesse mais la répartition spatiale du signal n'est pas homogène. Il se pose alors la question du choix de la zone d'intensité à sélectionner pour la calibration. En effet les variations de l'intensité de fluorescence dans la chambre de combustion empêchent la sélection de toute la surface des images homogène pour le calcul de la droite de calibration. Pour répondre à cette question trois zones (A, B et C) ont été choisies sur l'image de fluorescence homogène pour le calcul des courbes de calibration, elles sont présentées sur la Figure 93.

La zone « A » se trouve en haute à gauche de l'image, elle subit l'impact de la variation du signal de fluorescence causé par les deux phénomènes décrits plus haut. La zone « C », se trouvant au centre de l'image près de l'injecteur n'est impactée que par la variation de l'intensité en fonction de la profondeur, alors que la zone « B » située au centre de l'image à l'entrée du volume de mesure est le lieu du signal maximal.

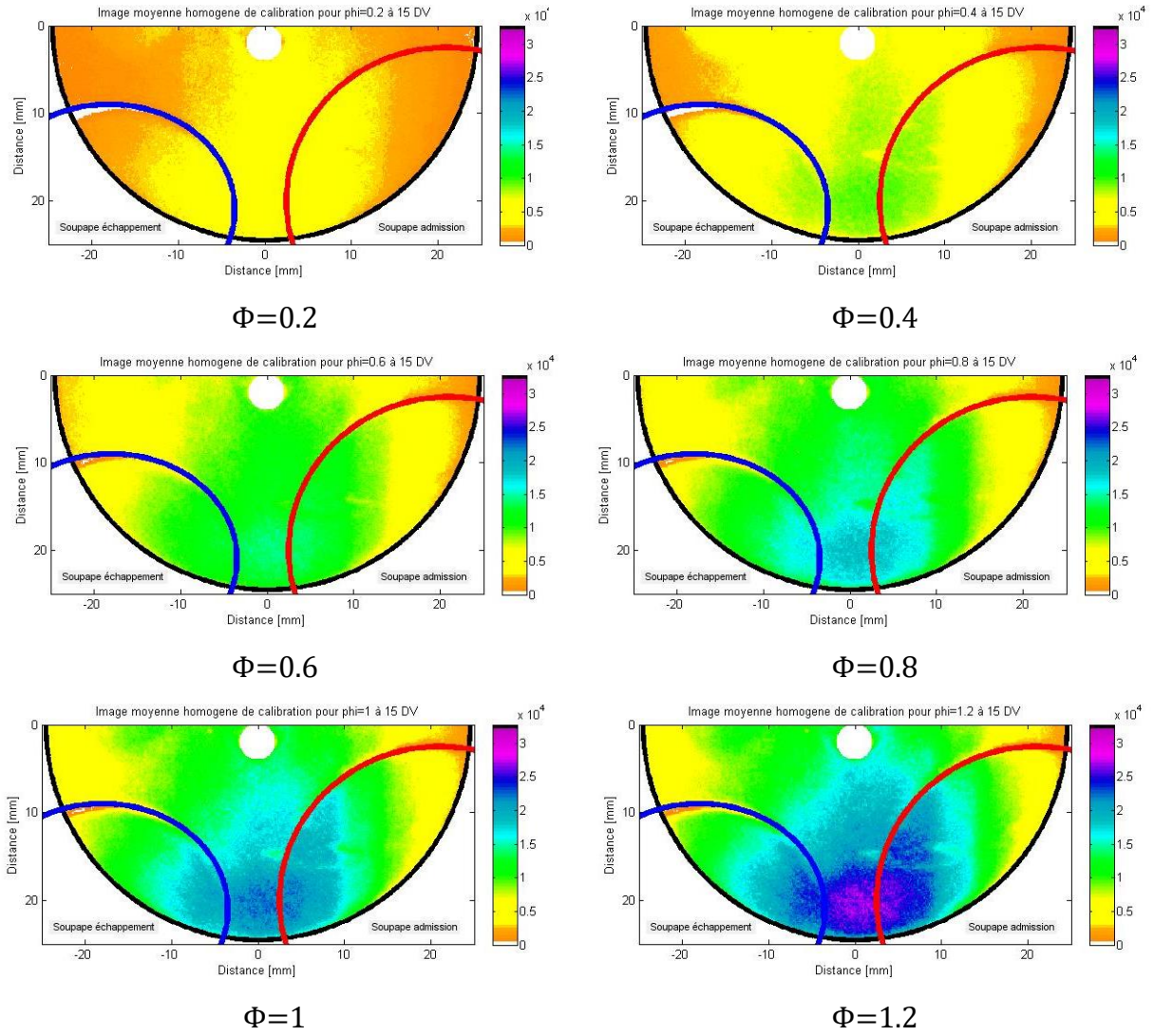


Figure 92 : Images moyennes d'intensité de la fluorescence pour des mélanges homogènes acquises à 15DV Après le PMH

Les résultats présentés sur la courbe de calibration (Figure 93) montrent que dans le cas des zones « A et C », l'augmentation de la richesse s'accompagne d'une faible variation de l'intensité du signal. Cette faiblesse dans le signal de fluorescence se traduira lors de l'analyse des images de répartition de richesse en mode GPPC par des difficultés dans l'analyse des images en présence de stratification du mélange.

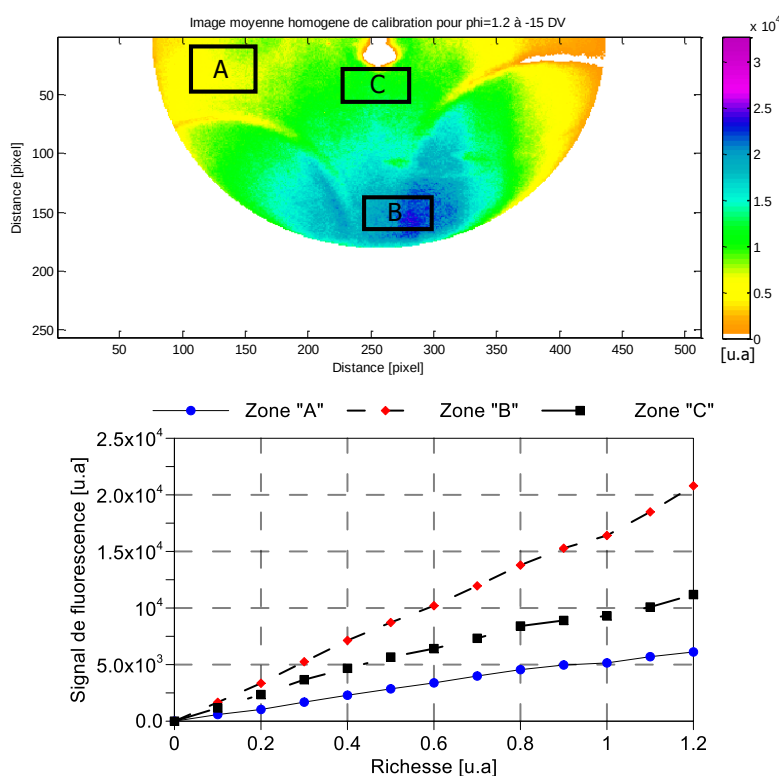


Figure 93 : Présentation des zones sélectionnées (en haut) ainsi que les résultats sur la courbe de calibration (en bas)

L'utilisation de la zone « B » en revanche montre une réponse plus importante du signal de fluorescence en fonction de l'augmentation de la richesse ce qui en fait la zone optimale lors des calculs des droite de calibration.

IV.2.6.b) Impact de la variation des conditions thermodynamiques au cours du cycle sur l'évolution du signal de fluorescence

Dans un moteur à combustion interne, la variation du volume, de la température et de la pression dans la chambre de combustion intervient au même instant. Bien que d'après la littérature l'impact de la pression sur le signal de fluorescence du toluène reste négligeable [108], nous avons tracé sur la Figure 94 le signal d'intensité de la fluorescence moyennée spatialement et sur 50 images, collectées dans la même zone d'intensité servant dans la procédure de calibration et pour différentes richesses moyennes entre 15 Avant à 15DV Après le PMH.

La diminution du signal de fluorescence est flagrante durant la compression, due à l'augmentation de la température dans la chambre de combustion, cette diminution passe par une valeur minimale autour de 3 DV Avant le PMH avant que le signal commence à augmenter après le PMH ce qui correspond à la phase de détente et la diminution de la température.

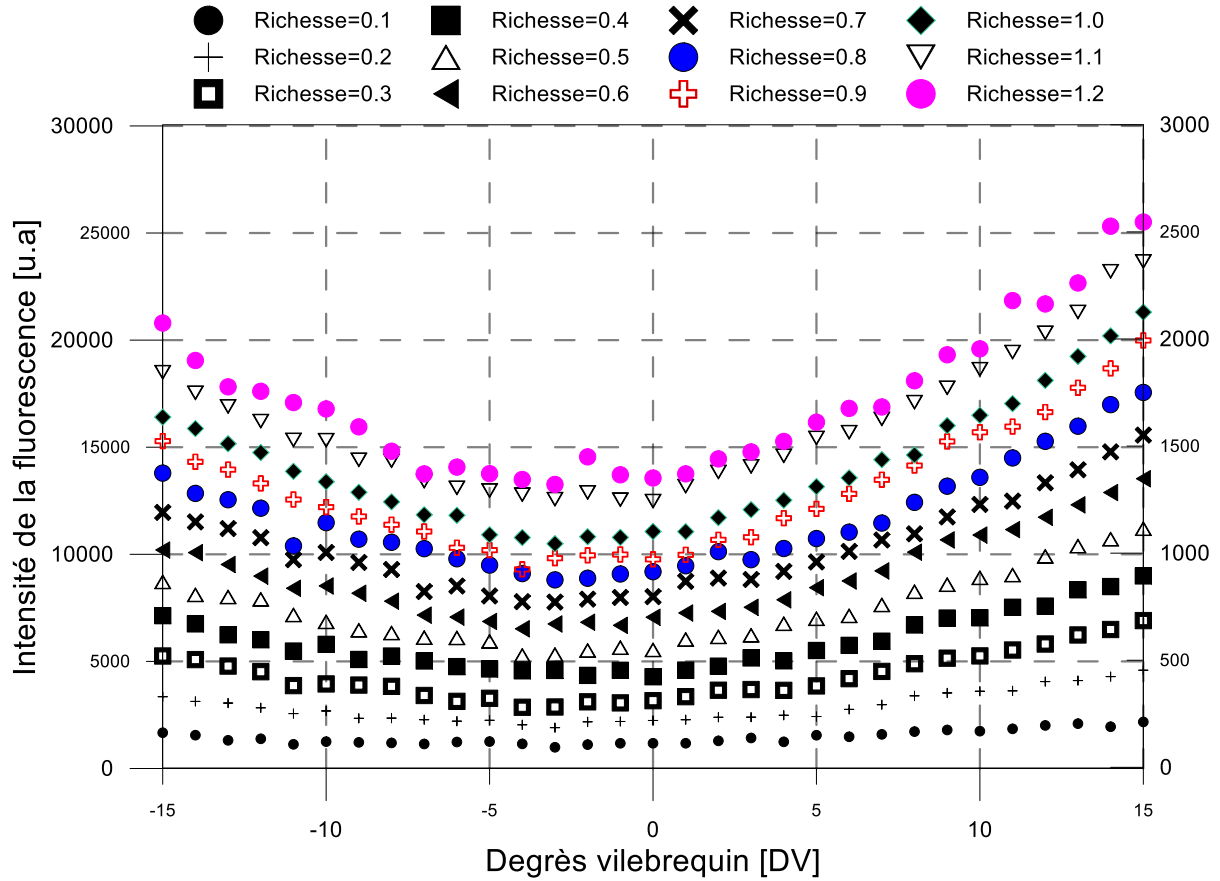


Figure 94: Evolution du signal moyen de fluorescence du toluène en fonction de la richesse moyenne autour du PMH.

Si on considère la chambre de combustion comme étant un milieu adiabatique, la courbe de pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin suit une fonction gaussienne symétrique avec un maximum (pression et température) au PMH [5], il en résulterait une évolution de l'intensité du signal de fluorescence symétrique. Or, on remarque sur la Figure 94 que le signal de fluorescence est dissymétrique et que les intensités atteintes sont plus importantes lors de la phase de détente que durant la phase de compression. Cet impact est plus visible à mesure que la richesse augmente, c'est à dire avec l'augmentation de la concentration en traceur dans la chambre de combustion.

Selon Frieden et al. [185], Wermuth et al. [186] la dissymétrie de la courbe de fluorescence du toluène au PMH est causée par les pertes de chaleurs du mélange vers les parois de la chambre de combustion spécialement à la fin de la compression, ce qui entraîne des différences dans les valeurs de la température dans la chambre tout au long du cycle moteur comme le montre la Figure 95. Cet impact est de plus, associé aux pertes de matière liées aux caractéristiques du moteur transparent (étanchéité et lubrification, « blow-by ») et augmente avec l'augmentation de la pression dans la chambre de combustion.

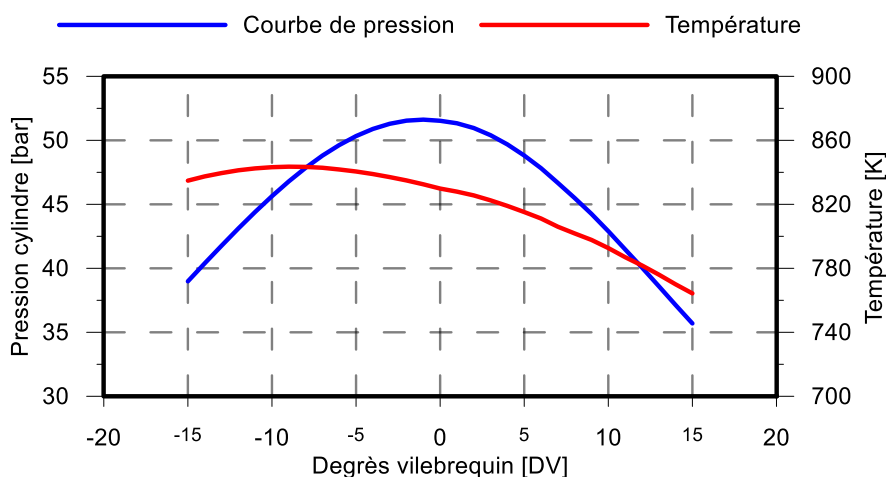


Figure 95 : Exemple d'évolution de la pression cylindre et de la température pour une richesse de 1.2

IV.2.6.c) Impact du phasage de la seconde injection sur la répartition du carburant en milieu neutre

Pour compléter l'analyse, la partie liquide du spray obtenue par diffusion de Mie a été représentée en couleur blanche et superposée aux images de fluorescence présentées en fausse couleur afin d'identifier la phase liquide et vapeur du carburant. La Figure 98 représente l'évolution de la distribution de la richesse pour les 3 phasages de la seconde injection étudiées (10DV, 1DV Avant et 5 DV Après le PMH).

On peut constater que le comportement de la seconde injection est identique quel que soit l'instant d'injection étudiée. En effet même si la variation de l'instant d'injection conduit à la variation des paramètres thermodynamiques dans le cylindre tel le couple pression température ainsi que la densité (Tableau 15) mais ces variations ne sont pas si importantes pour conduire à des changements appréciables dans le processus d'évaporation du carburant.

L'apparition de la phase gazeuse se fait quasiment dès le début de l'injection simultanément avec la phase liquide, confirmant que l'évaporation du carburant, dans ces conditions commence au même instant que l'apparition du jet liquide, comme l'ont observé Miles et al. [107]. Au fur et à mesure que l'injection progresse la longueur de pénétration de la phase vapeur continue à augmenter alors que le spray liquide a atteint sa longueur maximale de pénétration (Figure 96).

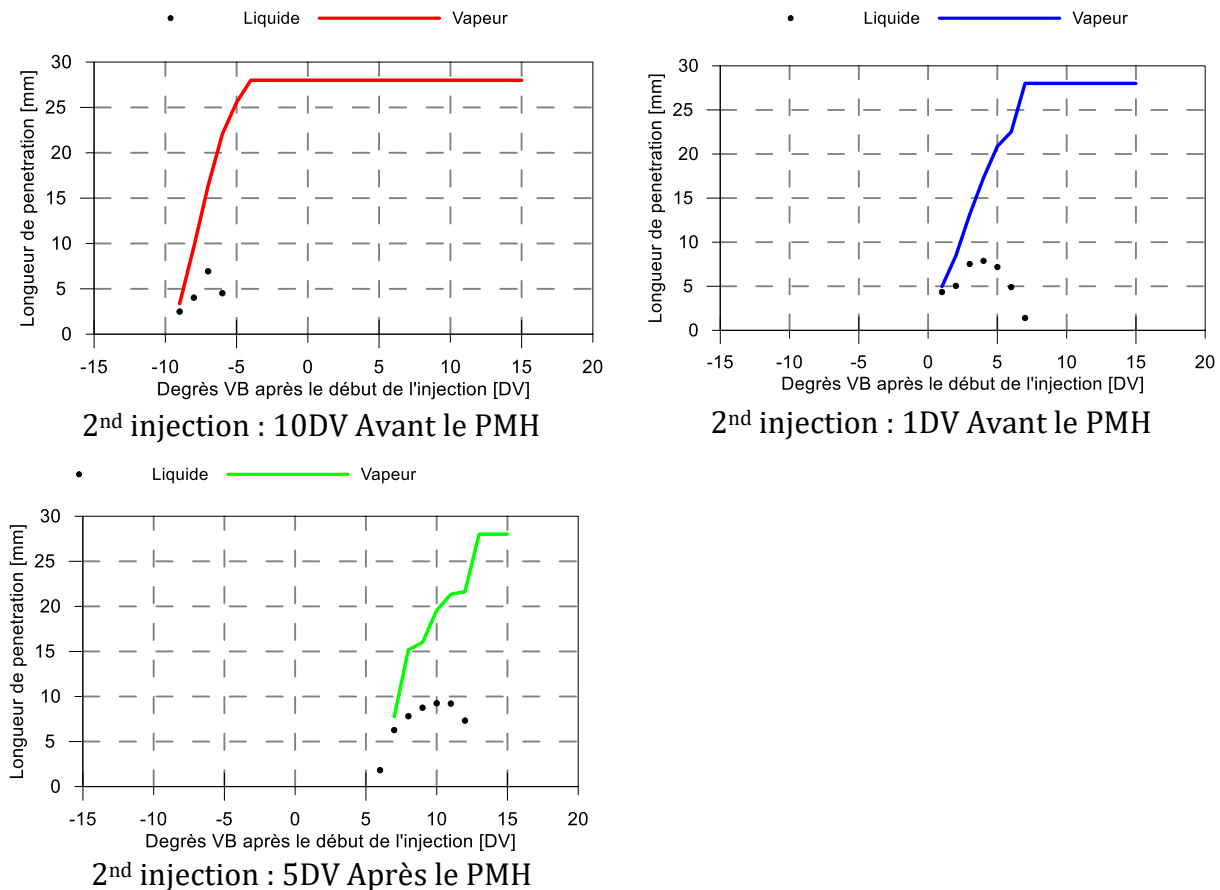


Figure 96 : Longueurs de pénétration de la phase liquide et vapeur pour les trois configurations étudiées

L'évolution de la phase vapeur se fait aussi en largeur pour atteindre le triple de la largeur de la phase liquide. Les observations sur l'évaporation sont aussi représentées par le modèle de Dec [187] dans lequel l'évaporation du carburant débute sur les côtés du spray liquide avant d'intervenir sur la partie avant, même si la longueur de pénétration de la phase liquide reste constante. La Figure 97 présente un agrandissement des images de fluorescence/diffusion de Mie pour une seconde injection à 1DV Avant le PMH, on remarque que l'évaporation du carburant commence avant que la partie liquide ne soit détectée par le système d'acquisition, ce qui est différent de l'étude de Dec [187] et peut être dû au fait que le carburant est typé essence et non Diesel. On notera toutefois que l'évaporation latérale des sprays atteint son maximum et couvre la totalité de la surface entre les jets à 1DV Après le Début de l'injection et représente à cette étape une surface plus importante que l'évaporation au bout des sprays, ce qui en partie confirme les résultats de Dec [187] sur le processus d'évaporation.

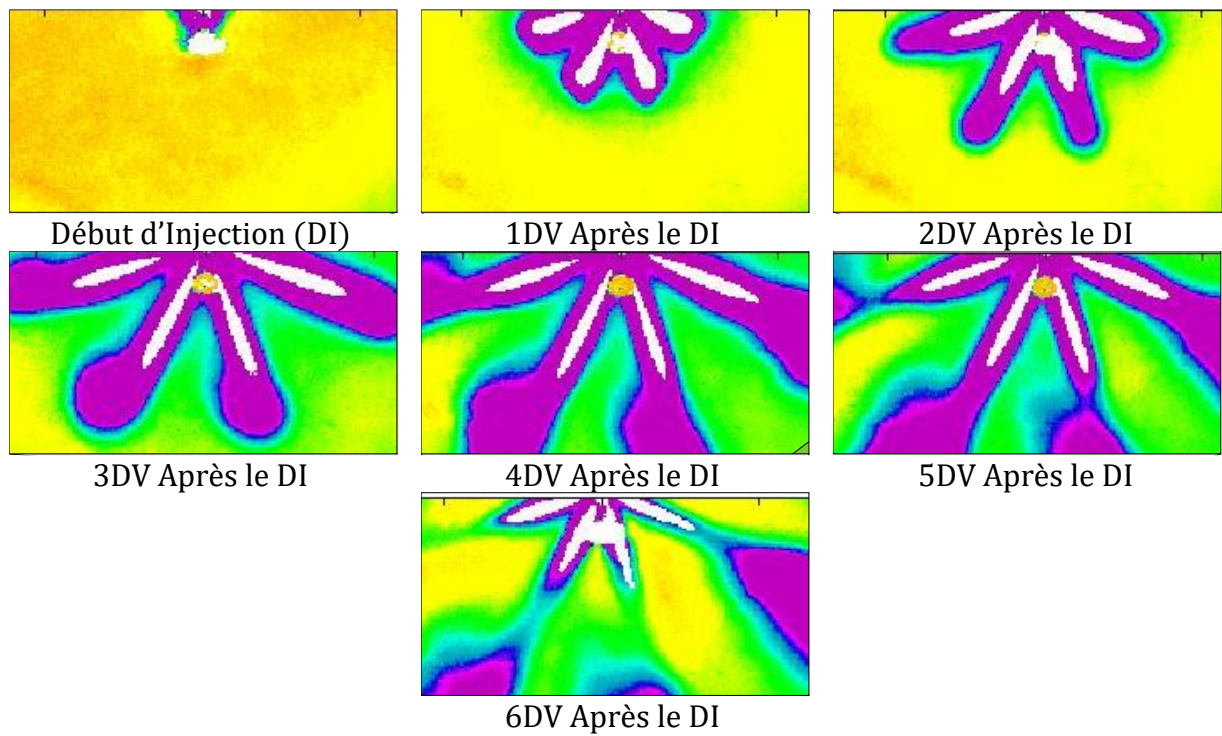
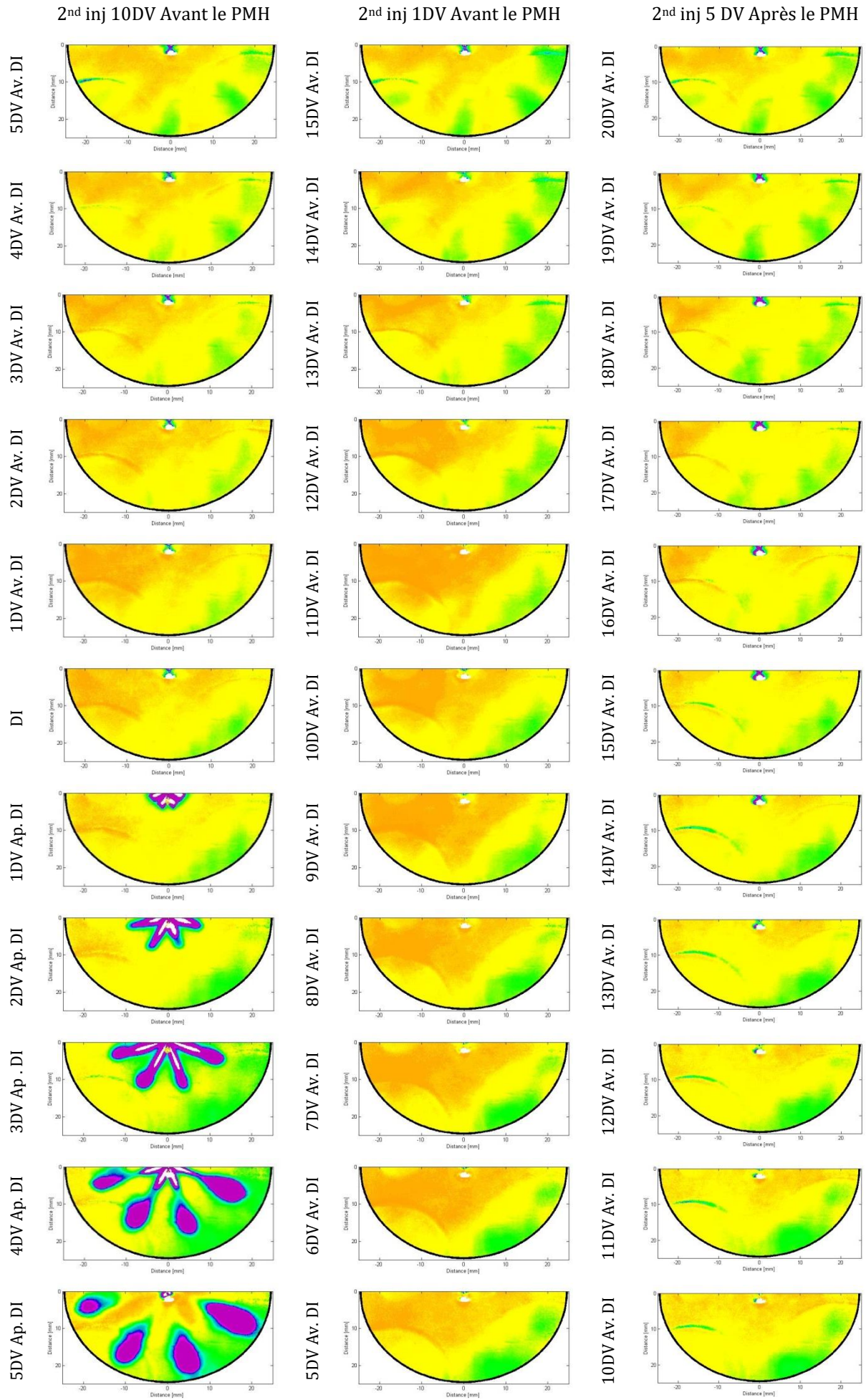
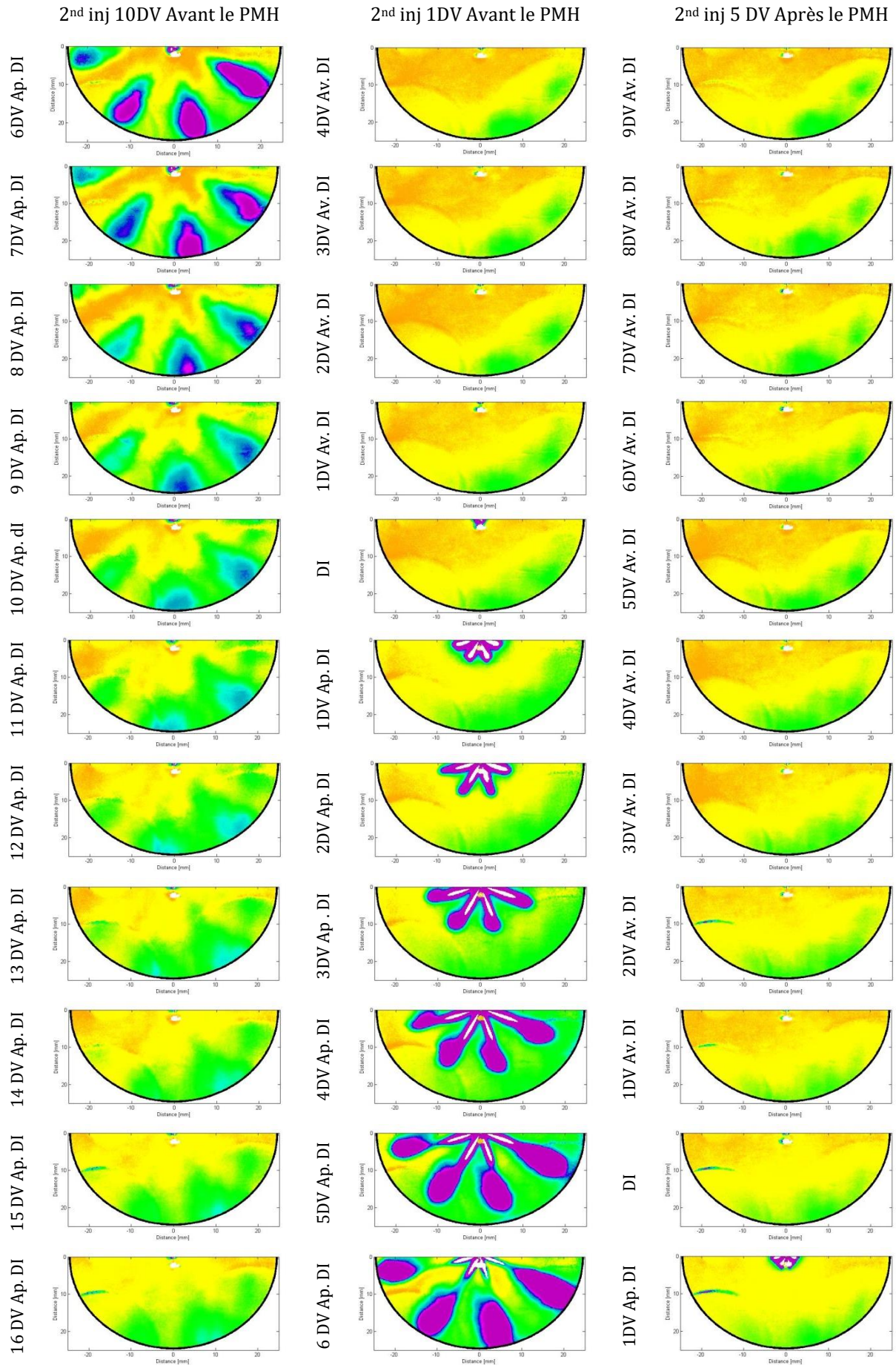


Figure 97 : Exemple du processus d'évaporation pour la seconde injection placée à 1DV Avant le PMH





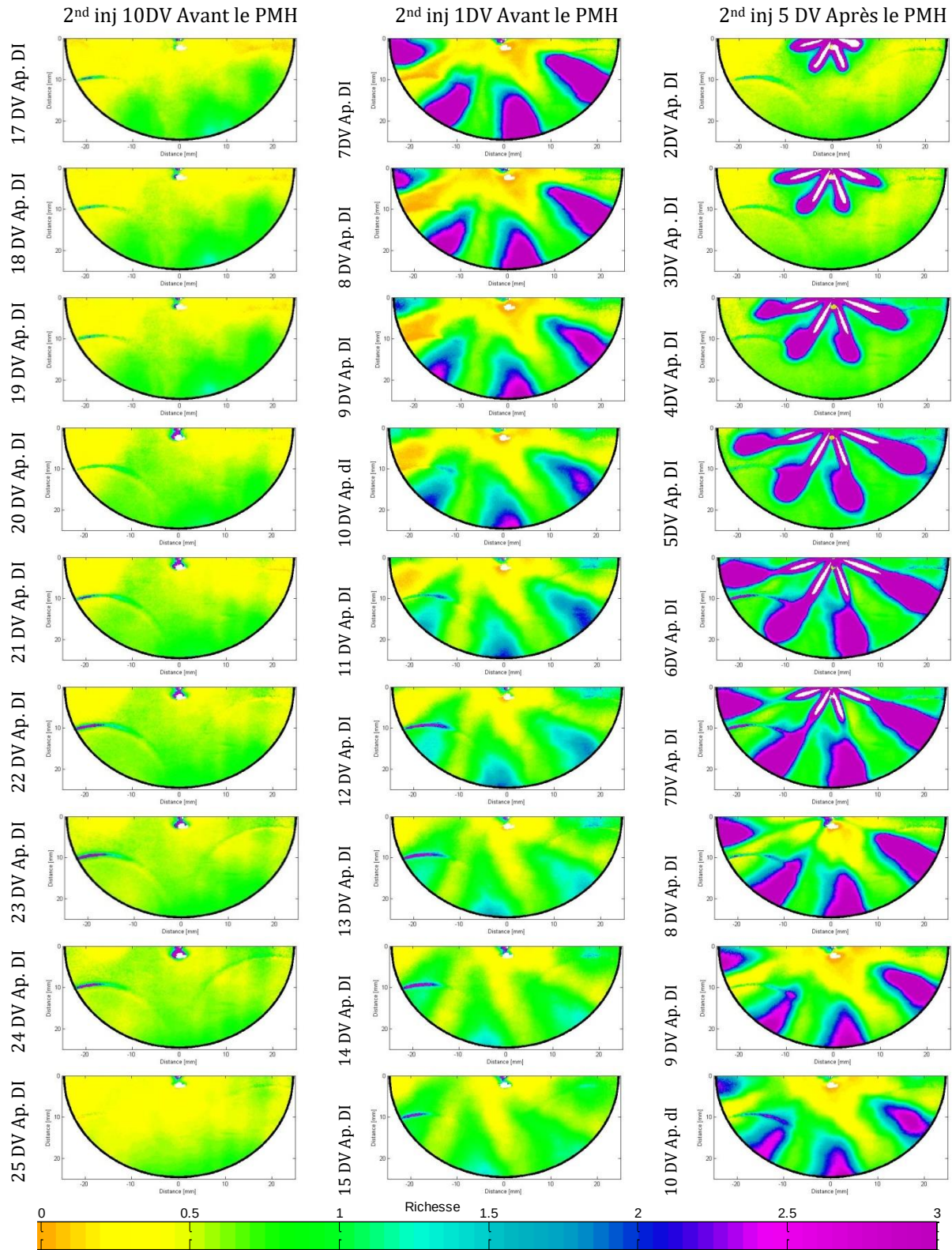


Figure 98 : Répartition de richesse obtenue par LIF toluène pour les 3 phasages d'injection. Milieu neutre (N_2). (DI : Début d'injection, Ap. : Après, Av. : Avant)

IV.2.6.d) Dynamique des sprays et la répartition spatiale de la richesse

L'injection de carburant à forte pression conduit généralement au mouvement des gaz présents dans la chambre de combustion. Ce mouvement aérodynamique impacte de façon importante le processus de mélange entre le milieu ambiant et le spray. Parmi ces impacts on peut citer, la diminution de la longueur de pénétration et l'élargissement du spray vapeur ainsi que l'augmentation de l'effet du swirl [188]. L'interaction est aussi de nature thermodynamique puisque l'entraînement des gaz joue un rôle important dans le processus de transfert de chaleur et de matière entre le gaz ambiant, le carburant et les parois internes de la chambre de combustion. On remarque dès lors le rôle important de l'entraînement des gaz sur le processus de mélange mais aussi sur le déroulement de la combustion. 15 DV après la commande de la première injection, on remarque la présence de zones de richesse proche de la stœchiométrie localisées près de la surface interne du bol. Ces zones résultent des poches de carburant formées par les sprays lors de l'injection. On remarque aussi la présence de régions beaucoup plus étendues entourant les poches stœchiométrique de richesse plus faible (<0.5). Cette configuration met en évidence le phénomène d'évaporation qui survient autour des noyaux de carburant formée à la fin de l'injection où la richesse est élevée. Ces poches de carburant à richesse stœchiométrique se rejoignent par l'action de l'aérodynamique interne près des bords du bol pour former une seule zone de richesse stœchiométrique qui est présente jusqu'au début de la seconde injection et ce, quel que soit le phasage de cette seconde injection.

L'état du mélange au moment de la seconde injection est identique pour les 3 conditions : le signal de diffusion de Mie étant totalement absent, on peut considérer que le carburant a eu le temps de s'évaporer entre la première et la seconde injection même lorsque celle-ci n'est qu'à 20 DV plus tard (soit 2.22 ms après le signal de commande de l'injection). Dès le début de la seconde injection on constate la formation de zones à forte richesse localisées autour des jets liquide avec une zone de mélange de richesse stœchiométrique à la tête des sprays vapeur. A mesure que l'injection progresse dans le cycle, la longueur de pénétration liquide atteint rapidement sa valeur maximale tandis que la pénétration vapeur continue de se développer en avant du jet. Ce phénomène est appelée Break-Up primaire[189] et forme un spray dense près du nez de l'injecteur, dans le cas d'une injection à forte pression, le phénomène de Break-Up primaire est généré principalement par la cavitation et la turbulence présente dans le trou de l'injecteur [190], [189]. La production de gouttelettes plus fines en aval du spray dense est appelée Break-Up secondaire, elle est principalement due aux forces aérodynamiques causées par la vitesse relative entre le gaz ambiant et les gouttelettes de spray (Figure 99).

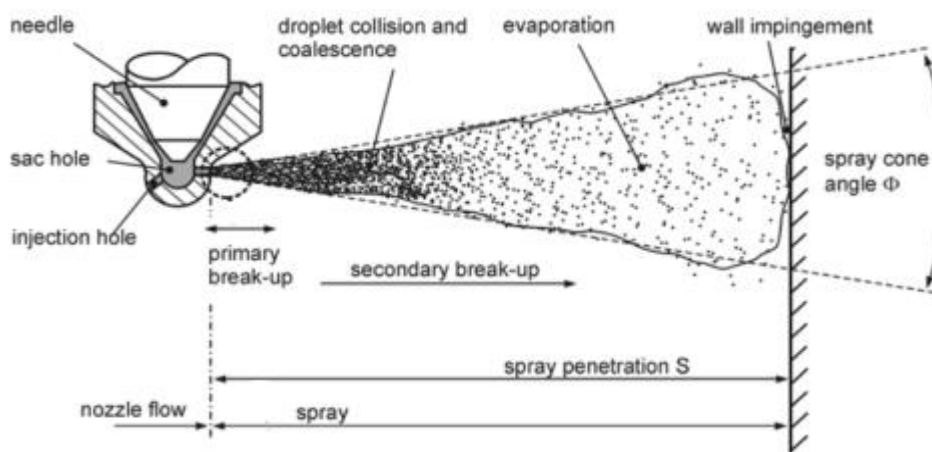


Figure 99 : Schéma illustrant les processus de Break-Up selon Baumgarten [191]

Durant leur propagation dans la chambre de combustion et sous l'influence des conditions thermodynamiques, les gouttelettes de carburant subissent plusieurs effets qui conduisent à l'amélioration du mélange avec le gaz environnant d'où la présence d'une zone importante où la richesse est proche de la stœchiométrie et qui s'étend à la périphérie des sprays. L'amélioration de la formation du mélange par l'aérodynamique interne de la chambre de combustion est aussi mise en évidence sur la Figure 98. Son impact apparaît au fur et à mesure que la longueur de la phase vapeur devient importante. Cela se traduit par le ralentissement de cette pénétration de la phase vapeur au plus proche du bol du piston et le développement radial de ce dernier en suivant le mouvement de swirl (sens des aiguilles d'une montre). La configuration du piston a aussi un rôle important dans la formation du mélange [192]. Après la fin de l'injection, la phase vapeur est freinée à l'approche de la paroi interne du bol mais poursuit son mouvement radial ce qui a pour effet d'améliorer le mélange avec le gaz ambiant.

IV.2.6.e) Comparaison qualitative de la distribution du carburant dans un milieu réactif

Les images de répartition de la richesse dans le cylindre en milieu neutre (N₂, non réactif) donnent des éléments d'informations pour la compréhension du processus de mélange et la répartition spatiale de la richesse dans la chambre de combustion. Ces informations ne sont pas complètes car le phénomène d'évaporation du carburant est fortement impacté par la température du milieu qui sera différent lorsque la combustion de la première quantité de carburant sera possible en présence d'oxygène. On rappelle ici que les résultats présentés ne sont que qualitatifs vu l'impact du quenching de l'oxygène et de la température sur le signal de fluorescence, les images de distribution de carburant sont donc présentées en unité arbitraire. De plus, comme présentés dans les essais opaques, ces conditions de fonctionnement induisent un fort encrassement des accès optiques ce qui compliquent l'obtention d'images de qualité. Les évolutions de pression et de dégagement de chaleur pour les 3 conditions étudiées sont présentées sur la Figure 100.

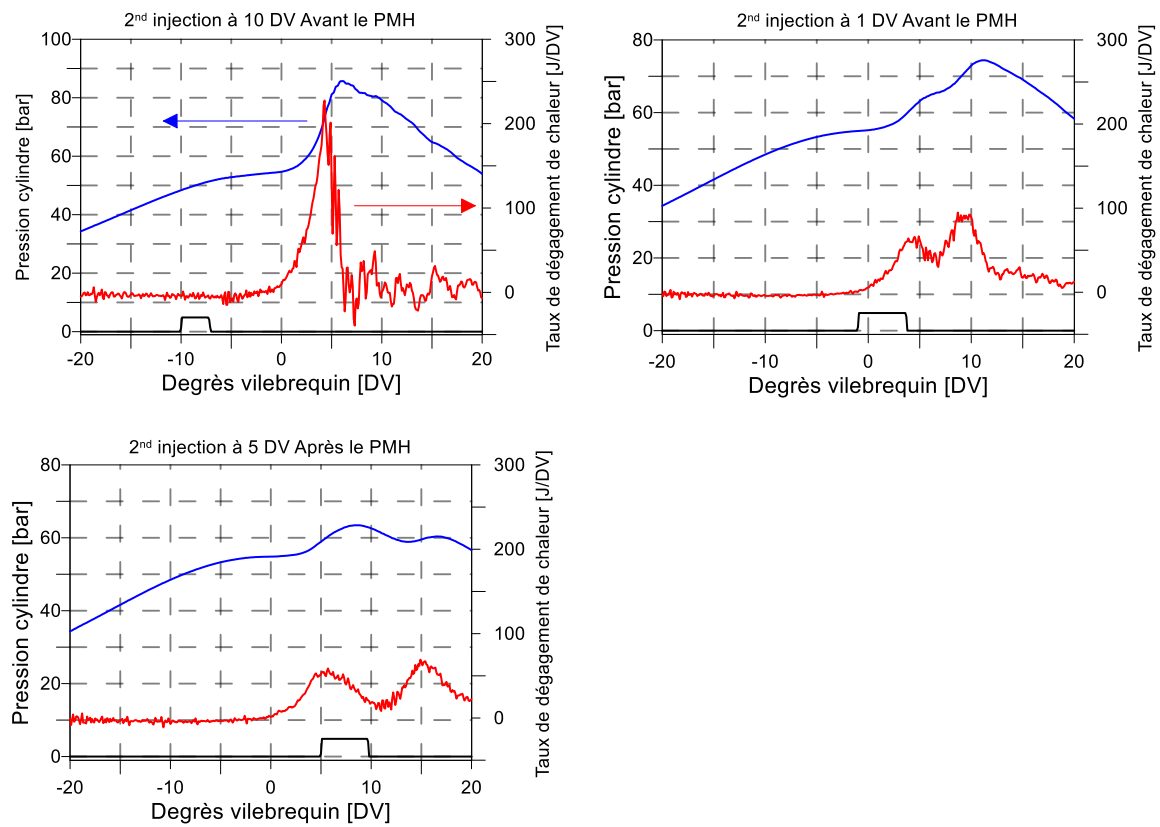
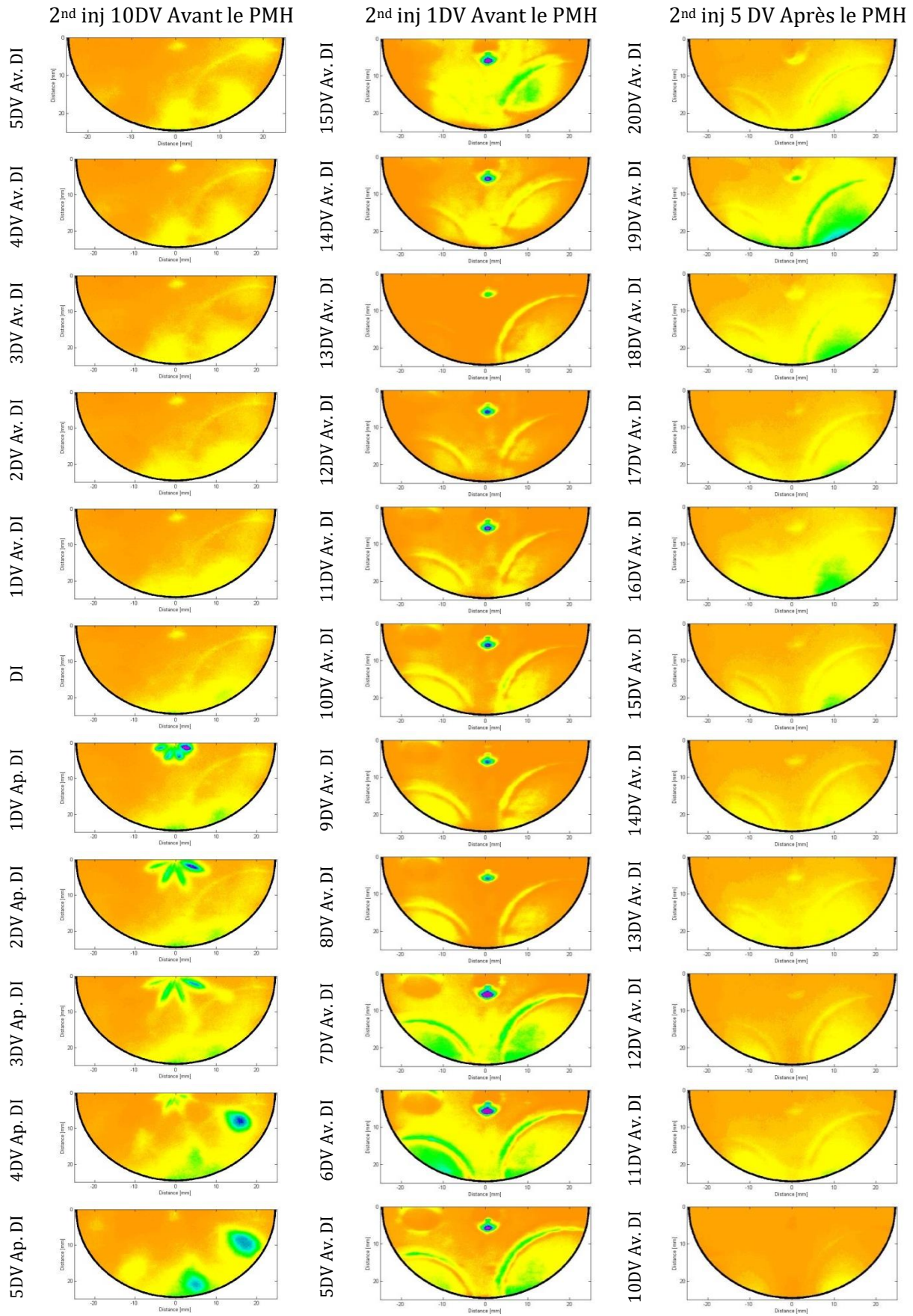
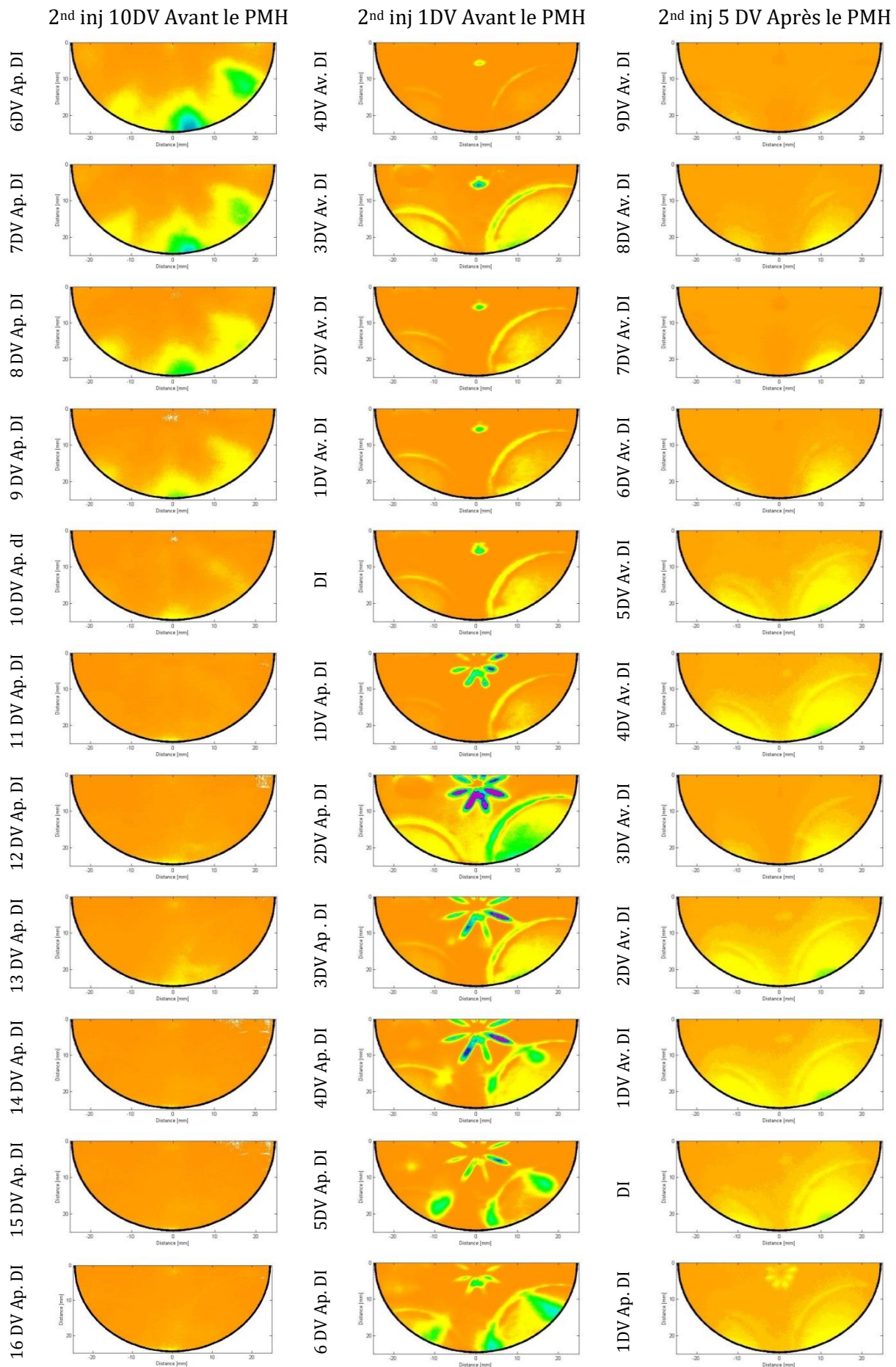


Figure 100 Courbes de pression et de dégagement de chaleur pour les trois configurations étudiées





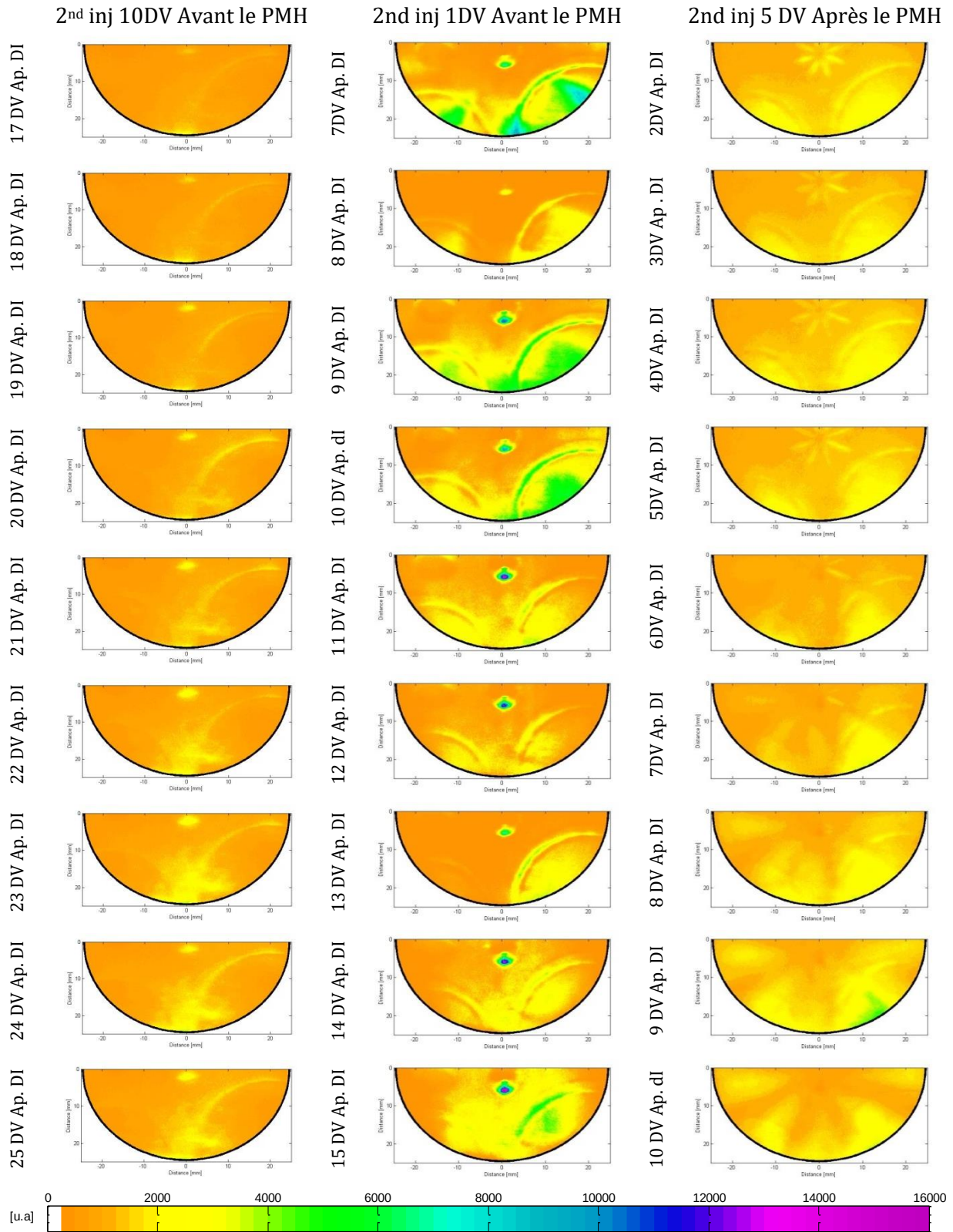


Figure 101 : Image LIF caractérisant l'évolution de la seconde injection et la répartition et la richesse pour les trois configurations étudiées dans un milieu avec combustion. (Av. ou Ap. DI Avant ou Après le Début d'Injection)

Lorsque la 2nd injection est placée à 10 DV Avant le PMH, la combustion se développe comme dans le cas d'une combustion classique de type Diesel avec un grand pic de combustion. Comme dans le cas sans combustion, on remarque la présence de carburant plus importante près de la surface interne du bol. La quantité de carburant introduite lors de la seconde injection ajoute aussi du délai à la combustion de la première quantité de carburant car l'évaporation de la seconde injection pompe de la chaleur au milieu, qui aurait été disponibles pour initier les réactions chimiques de combustion.

Sur l'image des courbes de pression et du dégagement de chaleur (Figure 100) on peut remarquer un léger dégagement de chaleur entre 5 DV Avant le PMH et le PMH, cela peut être dû à la présence d'une flamme froide issue des réactions chimiques primaires de dégradation du carburant et de formation de formaldéhyde. Ce dégagement de chaleur améliore le phénomène d'évaporation vu que la surface de la zone des sprays liquides est diminuée (Figure 102) comparée au cas sans combustion. A partir du PMH l'intensité du signal de fluorescence diminue très vite jusqu'à sa disparition totale à partir de 4 DV Après le PMH là où le taux de dégagement de chaleur est maximal. Cette configuration d'injection permet d'avoir une combustion par auto-inflammation de toute la masse du carburant injectée.

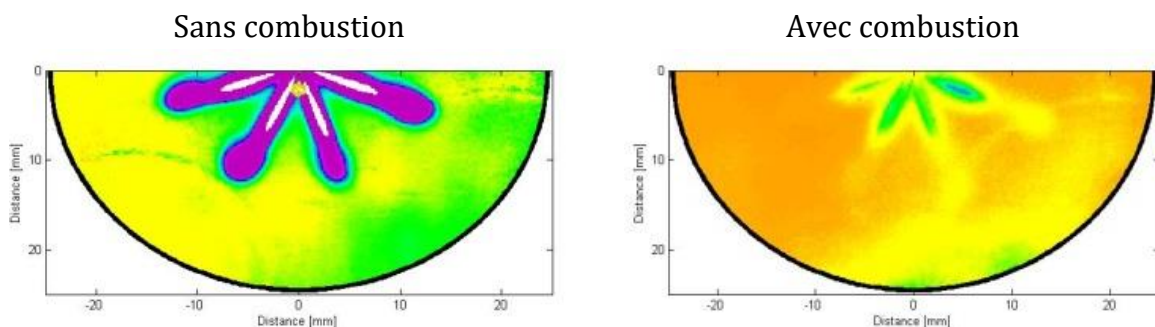


Figure 102 : Comparaison relative entre les images de fluorescence avec et sans combustion 3DV Après le début de l'injection (2nd injection 1DV Avant le PMH)

Lorsque la seconde injection est placée à 1 DV Avant ou 5 DV Après le PMH, l'acquisition d'images de qualité suffisante est plus délicate à cause de l'encrassement des accès optiques, qui absorbent une grande partie du signal de fluorescence. Mettre la seconde injection à 1 DV Avant le PMH permet à la masse de carburant injectée d'être dans un milieu à forte pression et forte température durant la seconde injection. En effet, le dégagement de chaleur issu de la première masse de carburant (combustion relativement homogène) commence au PMH et se poursuit jusqu'à 5DV Après le PMH, alors que l'injection commence réellement (visualisation du spray) à 1 DV Après le PMH et dure jusqu'à 7 DV Après le PMH (Figure 101).

Ce phasage de la seconde injection permet à une plus grande partie de la masse injectée d'être mieux évaporée : la seconde quantité de carburant introduite se retrouve dans un milieu où la température et la pression sont très importantes comparées au cas où la seconde injection est tardive, ce qui améliore son évaporation, d'où l'observation d'une longueur de pénétration vapeur moins importante que dans le cas sans combustion. A la

fin de l'injection le deuxième pic de combustion se produit à 7 DV Après le PMH ce qui entraîne un chevauchement des deux dégagements de chaleur. Sur les images de fluorescence 9 DV Après le PMH sur la Figure 101, on remarque la présence d'une zone localisée près du bord du bol où sont localisées des poches de carburant vapeur. Cette zone de carburant est responsable de la combustion par flamme de diffusion à partir de 12 DV Après le PMH.

L'analyse de la courbe de dégagement de chaleur lorsque la seconde injection est placée 5DV Après le PMH montre la présence de deux pics de dégagement de chaleur très distinct. Comme le premier pic se produit avant le début de la seconde injection, il correspond à la combustion de la première quantité injectée, qui a eu le temps de se vaporiser et de mieux se mélanger avec l'air, comme le montrent les images de fluorescence. Lorsque la seconde injection commence, le taux de dégagement de chaleur de la première injection a atteint son maximum (6DV Après le PMH). La seconde quantité de carburant injectée se retrouve dans un milieu très chaud qui favorise son évaporation mais cet effet reste localisé sur la première partie du spray. Peu après le début de l'injection le taux de dégagement de chaleur décroît rapidement (à partir de 7DV Après le PMH) et la température dans le cylindre aussi. En effet, les images sur la Figure 101 montrent une longueur de la phase vapeur moins importante avec une largeur correspondant au spray liquide obtenue sans combustion. Cette différence est essentiellement due à l'amélioration de l'évaporation latérale du carburant dans la chambre de combustion. Les images de fluorescence montrent aussi la présence de poche de carburant issue de la seconde injection même après que le second pic de combustion ait atteint le maximum. Le mauvais phasage du second dégagement de chaleur, c'est-à-dire lors de la phase d'expansion, conduit à la chute de la pression et de la température dans la chambre de combustion. La conséquence est donc un mélange entre l'air et la vapeur de carburant moins efficace qui conduit à une moins bonne combustion des poches de vapeur (flamme de diffusion).

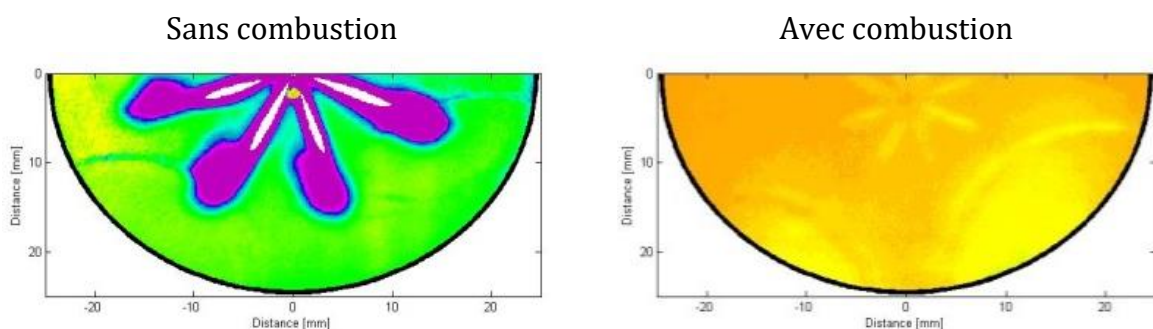


Figure 103 : Comparaison entre les images de fluorescence avec et sans combustion 4DV Après le début de l'injection (2nd injection 5DV Après le PMH)

Etude de la combustion GPPC par suivi du radical OH et du radical formaldéhyde*

IV.3.1. INTRODUCTION

Cette partie de l'étude de la combustion GPPC se porte sur le déroulement de la combustion par l'analyse du signal de chimiluminescence de la combustion. En effet, ce signal est issu du rayonnement électromagnétique émis lors de la désexcitation des espèces intermédiaires radicalaires, présentes à l'état excité pendant les réactions chimiques. Il est ainsi possible d'isoler l'émission des radicaux issus de la zone de réaction chimique par le biais de l'utilisation des filtres. La chimiluminescence des radicaux tels que OH*, CH*, HCHO et C₂* sont en grande partie responsables du rayonnement dans le visible et l'ultra-violet des flammes d'hydrocarbures comme l'illustre le Tableau 17, permettant ainsi une analyse du déroulement de la combustion. En effet ces radicaux sont formés dans les zones de réactions et l'intensité de leurs émissions est liée à la concentration en carburant ce qui en fait un indicateur des taux de réactions chimiques [193].

Espèce chimique	Domaine spectral d'émission [nm]
OH*	260-350
CH*	410-440
HCHO	300-500
C ₂ *	450-600

Tableau 17 : Domaine d'émission spectrale des principaux radicaux émis durant la combustion des hydrocarbures

Comme montré dans le chapitre III (essais GPPC), l'emplacement de la seconde injection impacte fortement la courbe de dégagement de chaleur, qui passe d'une combustion par flamme de type prémélangée à une combustion possédant les caractéristiques à la fois d'une combustion prémélangée et de diffusion (diesel). Selon le mode de combustion, les radicaux seront plus ou moins présents et leur chimiluminescence en est un indicateur.

Si les modes de combustion révèlent la présence d'une flamme froide, la présence d'espèces telles que CH* et C₂* et le formaldéhyde (HCHO) en particulier dans le cas d'un carburant typé Diesel a été relevée par Dec et Espey [194]. Ces émissions sont caractérisées par leur faible intensité du fait du faible taux de dégagement de chaleur dans la zone de la flamme froide mais aussi que du domaine spectral s'étendant de 360 à 560 nm. Lors de la phase de combustion principale, l'intensité du signal de chimiluminescence est généralement la plus importante et provient de la présence en plus grande quantité des radicaux OH*, CH* et CO* [195] [196]. Enfin, les émissions

causées par la formation de particules de suies sont d'intensité nettement plus importante que les émissions des radicaux [196].

Plusieurs espèces sont potentiellement intéressantes pour l'analyse de la combustion GPPC. Dans le cadre de notre étude, nous avons choisi de nous intéresser au radical hydroxyle (OH^*) et au formaldéhyde (HCHO). La sélection de ces deux espèces réside dans leur présence respective durant la phase de la flamme principale à haute température et durant des phases de combustion à plus faible température, comme le précise Ohta et al. [197]. La détection de ces deux radicaux peut se faire par le biais de deux techniques.

- La *chimiluminescence* repose sur l'enregistrement du rayonnement électromagnétique émit lors de la désexcitation des radicaux formés dans la zone de combustion. Elle offre l'avantage d'être relativement facile à mettre en place et permet d'obtenir une topologie des zones de réactions. Très utilisée lors des études sur la combustion de type diesel [198], [199], [200], [201], [202]. Cependant, cette technique repose sur une intégration spatiale de l'ensemble du signal de chimiluminescence et ne permet qu'une vision structurelle de la flamme
- La *fluorescence induite par laser*, diffère par l'utilisation d'une source d'excitation extérieure (laser), qui produit un faisceau énergétique suffisamment élevé pour exciter le radical observé. A l'inverse de la technique de chimiluminescence, la fluorescence induite par laser permet d'obtenir une vue plus précise de la structure interne de la flamme [203], [204], [205], [206], [207], [128], [208], [209] et est centrée sur une espèce.

Le choix des deux espèces sélectionnées provient aussi de leur grande utilisation dans la littérature. On peut citer l'étude de Zhao et al.[210] sur la combustion HCCI qui a montré la présence d'une forte concentration en formaldéhyde (HCHO) durant la phase de flamme froide et suivi d'une diminution rapide durant la phase de combustion principale qui s'accompagne de l'apparition dans la zone de réaction des radicaux CH^* et OH^* . La mesure du radical OH^* par Dec et Coy [204] a démontré son potentiel pour détecter les zones de réactions. Par la fluorescence induite par laser sur le radical OH^* , il a été montré l'existence d'une couche fine mince de ce radical à la périphérie des sprays. La conséquence est la présence d'une flamme de diffusion autour des sprays avec une disparition du radical formaldéhyde dans cette zone, comme aussi remarqué par Kosaka et al.[207]. Bruneaux [211] a étudié la relation entre la disparition du formaldéhyde et l'apparition du radical OH^* . En utilisant une enceinte à précombustion, il a noté qu'aux premiers instants après le début de l'injection et l'apparition de la flamme de diffusion, une mince bande du radical formaldéhyde est présente dans les zones où le radical OH^* sera détecté. Il en a conclu la présence du radical formaldéhyde, issu d'une flamme de type prémélange produite par le mélange pauvre se trouvant à la périphérie du spray.

Genzale et al.[212] ont simultanément détecté le signal de chimiluminescence du radical OH^* et le signal de fluorescence du formaldéhyde pour des conditions de combustion de type *LTC*. Les essais ont été réalisés sur un moteur diesel à accès optiques fonctionnant en mode dilué par un EGR reconstitué. Leurs résultats ont clairement montré l'existence d'un lien entre la disparition du radical formaldéhyde et l'apparition du radical hydroxyle, le formaldéhyde étant issue l'une des premières phases d'oxydation partielles du carburant (Chartier et al.[213]).

Nous avons initialement choisi d'utiliser la chimiluminescence appliquée sur le radical OH^* et le formaldéhyde, ce qui permet d'utiliser l'essence comme carburant et ainsi d'être plus proche des conditions du moteur opaque. Les pré-essais de chimiluminescence sur le radical formaldéhyde ont montré que le signal était trop faible pour pouvoir être exploité. Nous avons donc opté pour la fluorescence induite par laser qui a un meilleur rapport signal/bruit. En contre-partie, cela a impliqué de remplacer l'essence commerciale par le carburant de substitution (PRF87) afin d'éviter la présence de signaux provenant de la fluorescence de composants de l'essence.

IV.3.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET SYSTEME D'ACQUISITION

Ce paragraphe présente les dispositifs expérimentaux utilisés pour l'acquisition des images de chimiluminescences OH^* et la LIF formaldéhyde, présentés schématiquement sur la Figure 104. L'acquisition des images du radical OH^* se fait par le biais d'une caméra CCD intensifiée Pi MAX4 (512×512 pixels²) couplée à un objectif « B. Halle » UV avec 100mm de focale et f/2 d'ouverture. Un filtre passe-haut 345nm (CGA-345) est placé devant le miroir à 45°. La caméra est ensuite positionnée de manière à collecter le signal rejeté par le filtre ($< 345\text{nm}$). Deux filtres, un passe-bande entre 250-400 nm (UG11) et un passe-haut 305nm (WG305) sont placés devant la caméra afin de restreindre la lumière collectée entre 305 et 345nm.

La fluorescence du formaldéhyde est générée grâce à l'excitation par un laser Nd:YAG triplé à 355nm. Comme le présente la Figure 104, le faisceau laser est dirigé vers un périscope contenant deux miroirs dichroïques pour faciliter l'ajustement vertical et le passage dans la couronne optique du cylindre. La nappe laser est générée en superposant deux lentilles : une semi-cylindrique et une sphérique de 76.2 mm et 500 mm de focale respective. L'acquisition des images se fait par l'intermédiaire d'une caméra ICCD PI-MAX2, couplée à un objectif Zeiss « Makro Planar » de 100mm de focale avec f/2 d'ouverture. Les images ont une taille de 512×512 pixel². Un filtre passe-haut 385nm (GG585) est utilisé afin de couper la longueur d'onde incidente du laser et un filtre passe-bas 450nm (03SWP606) est ajouté. En tenant en compte des pertes d'énergie causées par les lentilles et les couronnes en quartz, l'énergie laser dans la chambre de combustion a été mesurée de l'ordre de ~ 60 mJ/pulse.

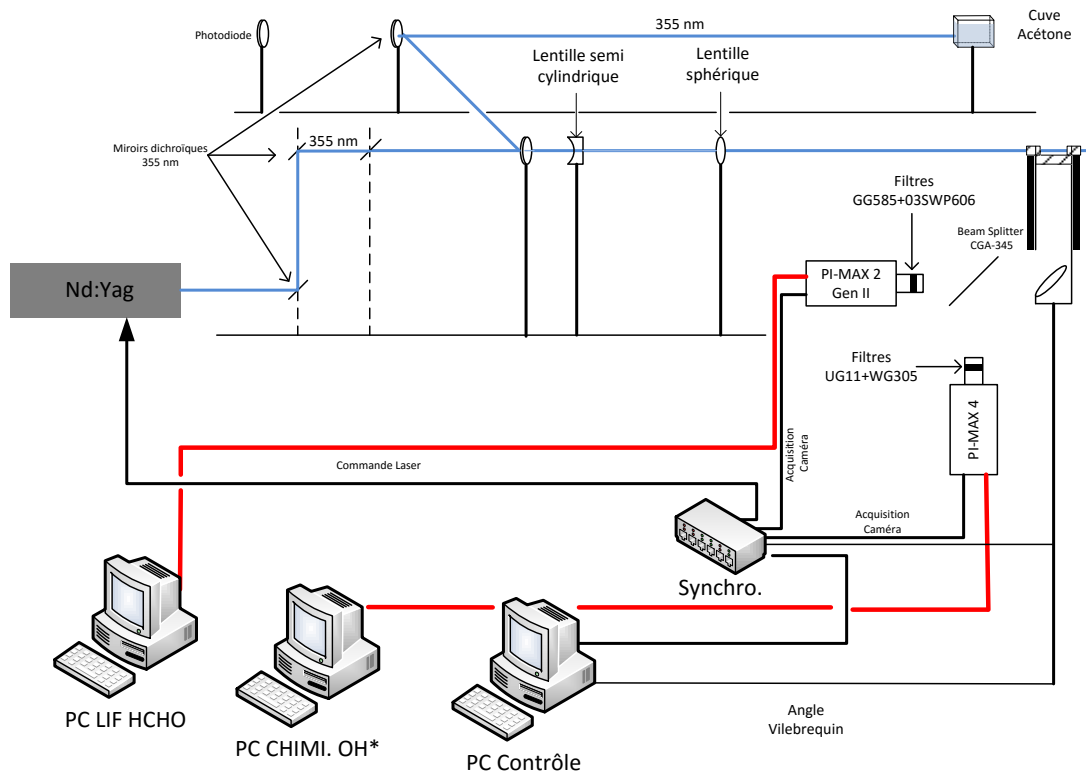


Figure 104 : Dispositif expérimental pour la chimiluminescence du radical OH^* et la LIF formaldéhyde

Les conditions d'admission, de régime moteur et d'injection restent identiques aux expériences précédentes. La spécificité réside dans le fait que dans le cas de la visualisation du radical OH^* , le carburant était l'essence, remplacé par le PRF87 pour le suivi du formaldéhyde. L'acquisition des images a été faite entre 11DV Avant et 15 DV Après le PMH, cette plage a été choisie pour éviter les réflexions de la nappe laser sur les bords du bol. A chaque degré vilebrequin une séquence de 50 images brutes et 50 images de fond (sans carburant) sont enregistrées, un récapitulatif des éléments de configuration des caméras est présentée sur le Tableau 18. Afin d'éviter l'endommagement du moteur et l'absorption du laser et du signal par l'encrassement, le temps d'utilisation en combustion en moteur optique a été limité à ~ 3 min. Cette durée de fonctionnement correspond au temps nécessaire pour la stabilisation de la combustion et l'acquisition d'une séquence d'image. A chaque arrêt du moteur, on procède au nettoyage des parties optiques.

	Chimiluminescence OH^*	Fluorescence HCHO
Plage d'acquisition	11 DV Avant et 15 DV Après le PMH	
Nombre d'image instantanée	50	
Taille de l'image	512x512 pixel ²	
Grandissement	0.1444 mm/pixel	0.1370 mm/pixel
Durée d'ouverture des caméras	10 μ s	50 ns

Tableau 18 : Configuration des caméras

IV.3.3. Post-traitement des images

L'étude des images de fluorescence de formaldéhyde et de chimiluminescence OH* nécessite la mise en place d'une routine de post-traitement des images acquises. Les principales étapes du post-traitement des images de fluorescence sont décrites dans ce qui suit:

- Correction des images brutes du fond de la variation du pulse laser (pour chaque angle de prise d'images)

$$I_{FOND_brute_corr}^i = I_{FOND_brute}^i \cdot \frac{E_{pulse_moy}}{E_{pulse}^i}$$

- Calcul de l'image moyenne de fond, avec n le nombre d'image

$$I_{FOND_moy} = \frac{\sum_{k=1}^n I_{FOND_brute_corr}^k}{n}$$

- Correction des images brutes de fluorescence de formaldéhyde de la variation du pulse laser

$$I_{FLUO_HCHO_brute_corr}^i = I_{FLUO_HCHO_brute}^i \cdot \frac{E_{pulse_moy}}{E_{pulse}^i}$$

- Correction de l'image de fluorescence par l'image moyenne de fond

$$I_{FLUO_HCHO}^i = I_{FLUO_HCHO_brute_corr}^i - I_{FOND_moy}$$

- Calcul de l'image moyenne de fluorescence

$$I_{FLUO_HCHO_moy} = \frac{\sum_{i=1}^n I_{FLUO_HCHO}^i}{n}$$

Le post-traitement des images de chimiluminescence est similaire à celui des images de fluorescence sans la correction liée à la variation de l'énergie du laser.

IV.3.4. RESULTATS

IV.3.4.a) Comparaison du comportement global de la combustion de l'essence et du PRF87

Avant l'analyse des images de fluorescence du formaldéhyde et de la chimiluminescence OH*, il est important de comparer les courbes de pression et de dégagement de chaleur des deux carburants, présentées sur la Figure 105.

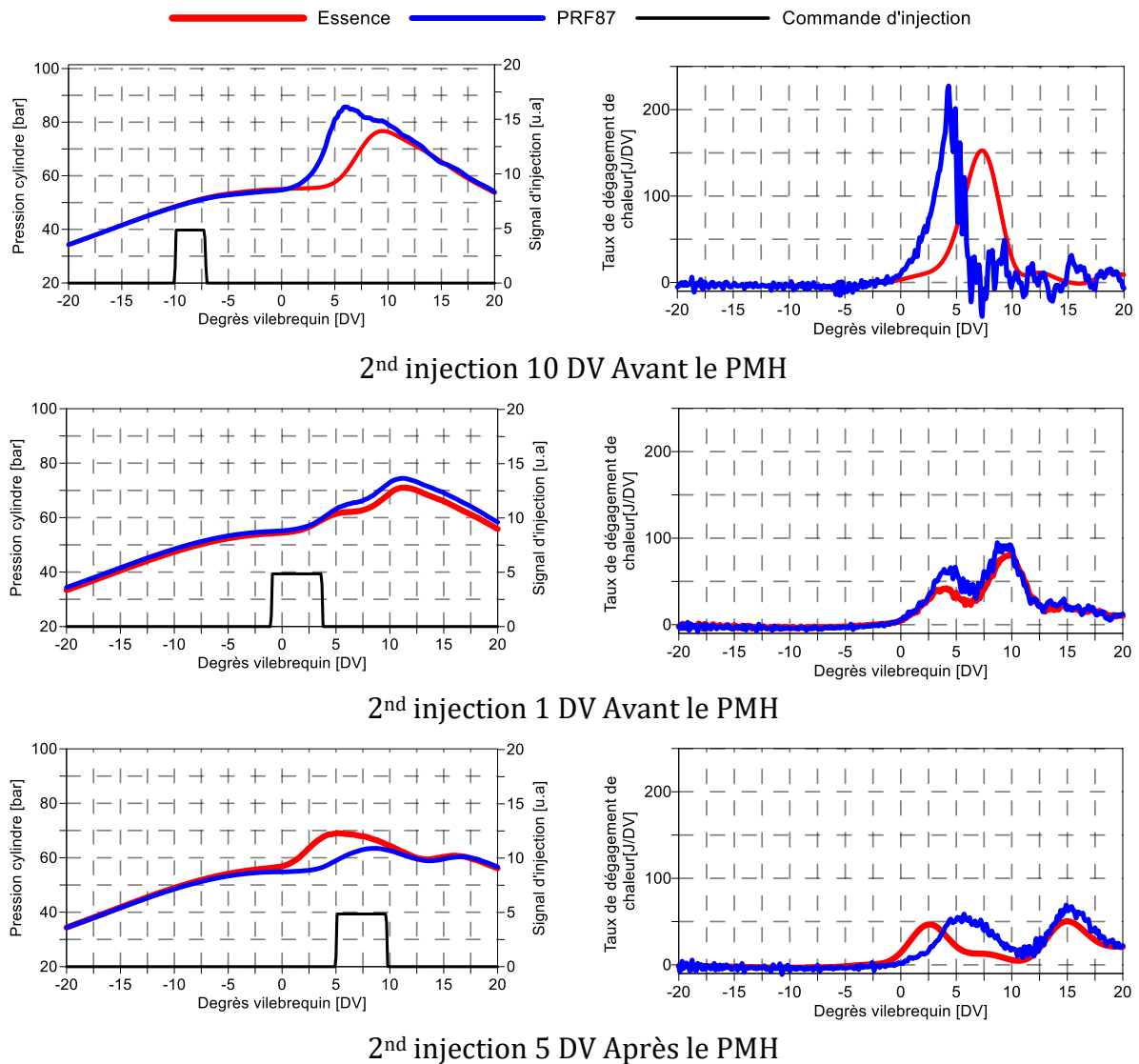


Figure 105 : Comparaison de l'évolution de la pression et du dégagement de chaleur pour les deux carburants et les trois configurations d'injection

Lorsque la seconde injection est placée 10 DV Avant le PMH, le PRF87 a tendance à s'auto-enflammer plus vite que l'essence. Ceci vient du fait que dans cette configuration, le mode de combustion prédominant est de type prémélangé, principalement piloté par la cinétique chimique. Or, comme nous l'avons montré sur les essais réalisés en HCCI (Chapitre III), même si le PR87 était proche de l'essence, les délais d'auto-inflammation n'étaient pas exactement identiques. Cette différence tend à diminuer : les courbes

coïncident pour le cas d'injection 1DV Avant le PMH. La différence constatée sur le premier pic de dégagement de chaleur lorsque la seconde injection est à 5DV Après le PMH n'est pas simple à expliquer : le délai peut être aussi causé par les variations thermiques entre les deux essais.

IV.3.4.b) Cas de la seconde injection 10 DV Avant PMH

La Figure 106 regroupe les images moyennes de fluorescence du formaldéhyde et de chimiluminescence OH*. Dans cette configuration, l'apparition du signal de fluorescence commence peu avant la fin de la seconde injection soit 4DV après le début de l'injection. 13 DV après le début de l'injection (soit 3 DV après PMH), le signal de fluorescence atteint son maximum. Globalement le signal de fluorescence est assez bien réparti dans toute la chambre, si ce n'est proche des parois, ce qui confirme une combustion plutôt de type prémélangé avec ce phasage. La diminution du signal de fluorescence traduit une « réaction » du formaldéhyde jusqu'à sa disparition complète à 16 DV après le début de l'injection. On remarque la présence d'une zone où le signal de fluorescence est saturé au milieu de la chambre de combustion. Ce signal est dû à la fuite du carburant au nez de l'injecteur brûlant comme une flamme de diffusion riche en carburant et générateur de suies.

Contrairement au signal de fluorescence du formaldéhyde qui couvre la majeure partie du bol, le signal de chimiluminescence OH* est plutôt localisé dans les zones où la richesse et la température sont des plus importantes, soit là où les poches de carburant sont formées lors de la seconde injection et sont en mouvement suivant le swirl, ce qui indique la présence d'une stratification de richesse et de température dans la chambre de combustion.

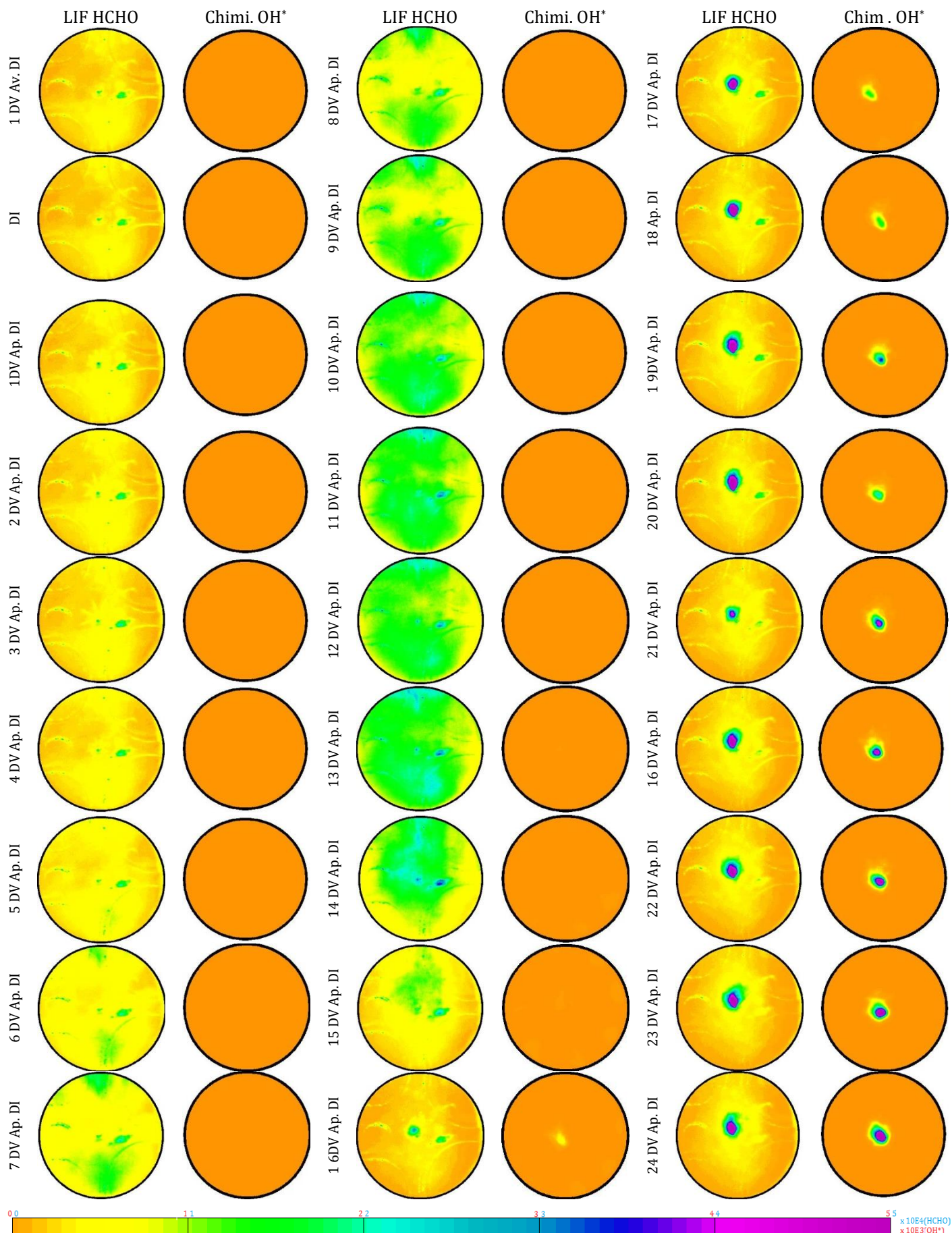


Figure 106 : Images de LIF formaldéhyde et de chimiluminescence OH*
 2^{de} injection : 10 DV Avant le PMH (Ap. ou AV DI: Après ou Avant Début d'Injection)

Sur la Figure 107, l'évolution du signal moyen de fluorescence du formaldéhyde normalisé et du taux de dégagement de chaleur enregistré lors des essais avec le PRF87 est présentée. D'après la littérature [214],[215],[202] l'apparition du formaldéhyde est étroitement liée à la présence de flamme froide, bon indicateur de présence d'une combustion par l'auto-inflammation d'un mélange air-carburant. En effet l'auto-inflammation d'un mélange relativement homogène produit une courbe de dégagement de chaleur qui comporte une première zone de « *flamme froide* », générant un faible dégagement de chaleur issu de réactions chimiques basse température.

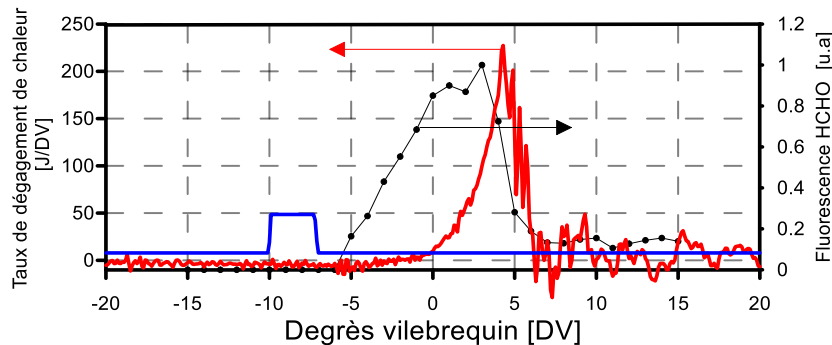


Figure 107 : Evolution du signal de fluorescence normalisé du formaldéhyde et du taux de dégagement de chaleur (2^{de} injection 10 DV Avant le PMH, PRF87)

La zone de « flamme principale » représente le dégagement de chaleur principal. Entre ces deux zones de dégagement de chaleur se trouve la zone du « coefficient négatif de température » compris entre 650 et 800 K [216], cette phase se distingue par la diminution du taux de réaction chimique avec l'augmentation de la température. Dans le cas du dégagement de chaleur dans la Figure 107, la phase du coefficient négatif de température n'est pas identifiable. Cette tendance peut s'expliquer par l'impact simultané du couple pression et température et de l'utilisation d'un fort taux de dilution (25%) lors de la combustion.

Sur la Figure 108, l'évolution du signal moyen de chimiluminescence OH* normalisé et du taux de dégagement de chaleur enregistré lors des essais avec l'essence est présentée. Même si les expériences n'ont pas été faites simultanément, on peut confirmer les travaux d'Hildingsson et al. [217] et de Collin et al [202] qui concluent en une corrélation entre l'atténuation du signal du formaldéhyde et l'apparition du radical OH*.

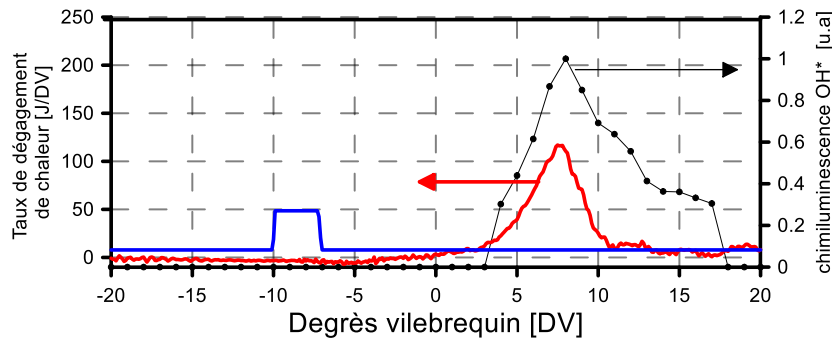


Figure 108 : Evolution du signal de chimiluminescence OH^* et du taux de dégagement de chaleur (2^{nd} e injection 10 DV Avant PMH, essence)

IV.3.4.c) Cas de la seconde injection 1DV Avant PMH

Les Figure 109, Figure 110 et Figure 111 présentent respectivement l'évolution des profils normalisés du signal de fluorescence formaldéhyde et de la chimiluminescence OH et les images moyennes correspondantes. Le signal du formaldéhyde normalisé montre la présence de deux phases distinctes : une première phase commence avec l'apparition du signal de fluorescence ~ 3 DV Avant le début de la seconde injection jusqu'à la diminution du premier pic de combustion. Cette phase se distingue par la présence d'un léger signal de fluorescence du formaldéhyde due à la première injection qui a eu assez de temps pour se mélanger avec l'air. On peut remarquer sur les images que le formaldéhyde est en premier lieu produit près du bord du bol pour ensuite progresser vers le centre de la chambre. Le taux de dégagement de chaleur dans cette zone correspond au premier pic de combustion. Ce contrôle de la production du formaldéhyde peut être expliqué par le second apport en carburant de la seconde injection. En effet, l'injection de la seconde quantité de carburant tend à freiner l'augmentation de l'intensité du signal de fluorescence en abaissant la température dans la chambre de combustion sans pour autant inhiber complètement les réactions chimiques liées à la formation du formaldéhyde. L'impact de l'abaissement de la température dû à la seconde masse de carburant est aussi présent sur la courbe de dégagement de chaleur où on remarque la diminution de la quantité de chaleur libérée avant l'apparition du second pic de combustion. Le contrôle du développement de la combustion est ainsi possible par le biais de la seconde injection.

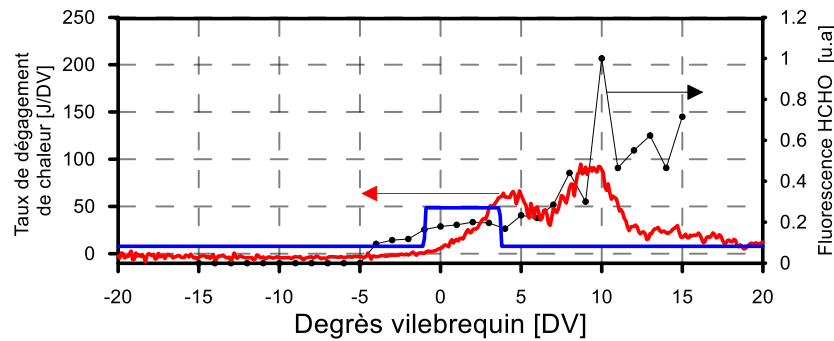


Figure 109 : Evolution du signal de fluorescence normalisé du formaldéhyde et du taux de dégagement de chaleur (2nd injection 1 DV Avant le PMH, PRF87)

La seconde phase de production de HCHO est comprise entre la fin de la seconde injection et se poursuit jusqu'à la fin de l'acquisition des images de fluorescence du formaldéhyde. Dans cette partie, le signal est beaucoup plus important, à partir des images on remarque une augmentation de l'intensité du signal de fluorescence quasiment sur la totalité de la zone. A cela s'ajoute la présence de régions près du bord du bol où le signal de fluorescence est saturé. Localisées sur les trajets des sprays, ces zones très riches représentent les poches du carburant issues de la seconde injection. Nous notons la différence entre l'intensité de fluorescence de ces zones de carburant et le reste de la chambre. Toutefois, le signal de fluorescence peut être aussi augmenté par la présence du radical C_2^* , dont le spectre d'émission est situé entre 450 et 600 nm, soit une partie de la plage de transmittance [218]. Ce radical est de plus particulièrement présent dans les régions riches du mélange ou dans les zones productrices de suies.

Dans la présente configuration, l'apport de carburant par la seconde injection conduit à la diminution de la température dans la chambre de combustion ce qui produit un retard de l'apparition du signal du radical OH^* (Figure 110). Sur cette courbe, le signal commence à apparaître 3 DV Après le PMH et sur les images, la visualisation du signal commence à 5 DV Après le début de la seconde injection (4DV Après le PMH, soit une différence de 1 DV constatée). A cet angle, la température dans le cylindre est assez importante pour déclencher la formation du OH^* . Il est à signaler que cette configuration de la seconde injection produit un mélange à fort taux de stratification comprenant des zones de richesse très élevée sur les zones de passage des jets de carburant. De ces zones, le signal enregistré par la caméra est trop important pour être uniquement dû à la chimiluminescence du OH^* .

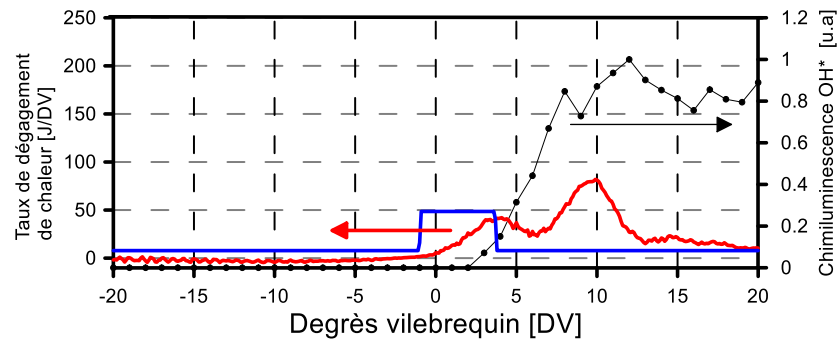


Figure 110 : Evolution du signal de chimiluminescence OH^* et du taux de dégagement de chaleur (2^{nd} injection 1DV Avant le PMH, essence)

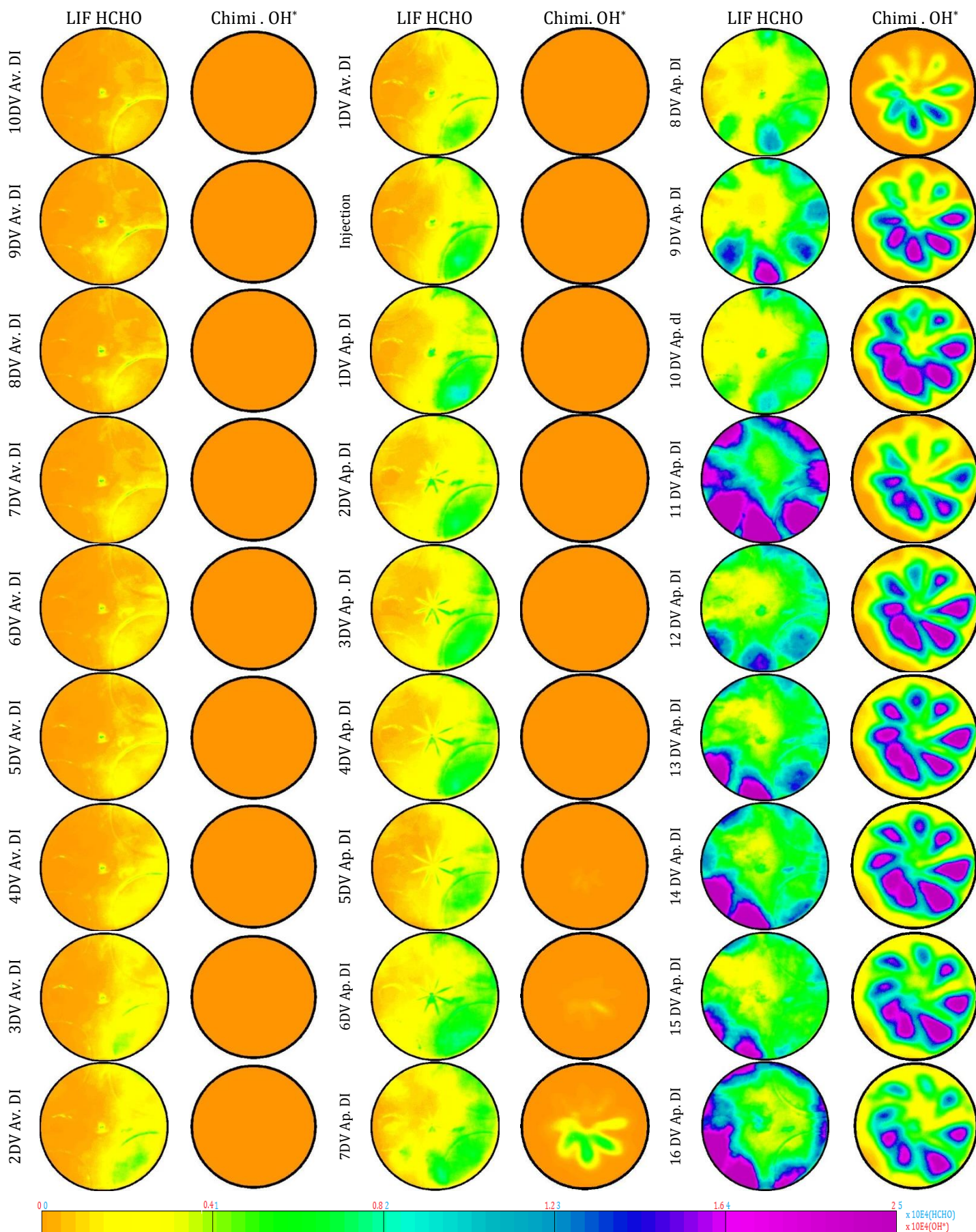


Figure 111 : Images de fluorescence du formaldéhyde et de chimiluminescence OH*
2^{de} injection 1DV Avant le PMH

IV.3.4.d) Cas de la seconde injection 5DV Après PMH

L'analyse des images de fluorescence du formaldéhyde ainsi que la chimiluminescence OH* lorsque la 2nd injection est placée à 5DV Après le PMH est limitée suite à l'encrassement des parties optiques du moteur réduisant ainsi l'intensité du signal récupérée par les caméras. Cela est dû au fait qu'une grande quantité de carburant brûle par flamme de diffusion mais aussi à la petite fuite de l'injecteur qui peut entraîner un dépôt de carbone sur le hublot du piston.

La Figure 112 présente l'évolution de la courbe de dégagement de chaleur ainsi que le signal normalisé de la fluorescence du formaldéhyde. Il est important de signaler que le premier pic de dégagement de chaleur enregistré dans cette configuration obéit au même comportement que le premier pic de combustion issu de la configuration précédente. On observe sur les images de fluorescence (Figure 115) une augmentation de l'intensité du signal à partir de 9DV Avant le début de la seconde injection (soit 4DV Avant le PMH). L'augmentation du signal se poursuit même après le premier pic de dégagement de chaleur, cette constatation s'explique par l'impact du début de la seconde injection.

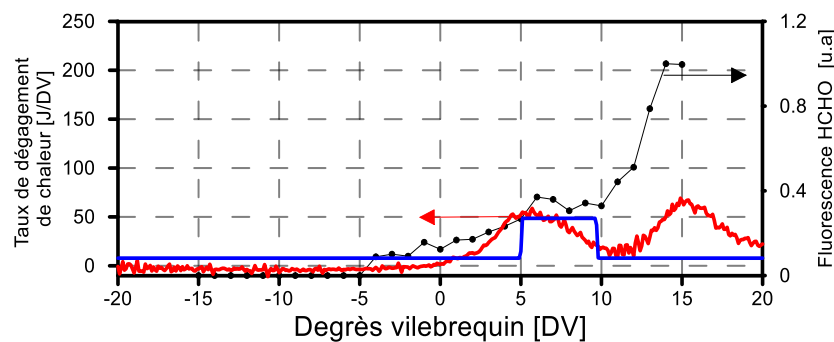


Figure 112 : Evolution du signal de fluorescence normalisé du formaldéhyde et du taux de dégagement de chaleur (2^{de} injection 5DV Après le PMH, PRF87)

Sur la courbe de l'intensité du OH* sur la Figure 113, on ne remarque pas la présence du radical hydroxyle lors du premier dégagement de chaleur contrairement au cas précédent (Figure 110), mais plutôt une forte augmentation du signal pendant la combustion de type diffusion, qui peut être aussi liée à une production de particules de suies plus importantes.

Comme on peut le constater à partir de la seconde injection sur la Figure 115, l'apparition de la partie liquide du spray n'implique pas une diminution du signal de fluorescence mais plutôt l'effet opposé. Cette seconde injection intervient dans une atmosphère déjà chauffée par le premier dégagement de chaleur, ce qui a pour effet d'améliorer l'évaporation de la première quantité de carburant introduite par la seconde injection dans la chambre de combustion.

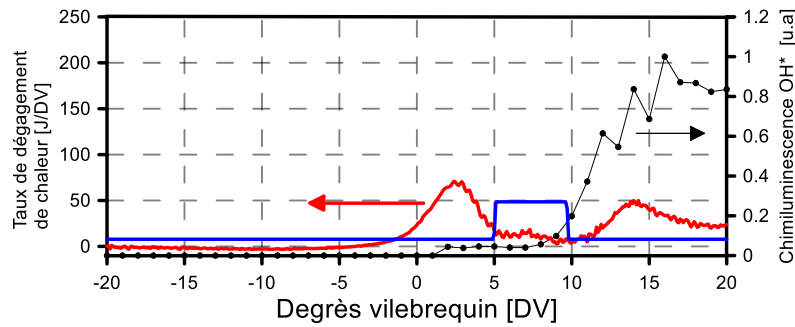


Figure 113 : Evolution du signal de chimiluminescence OH^* et du taux de dégagement de chaleur (2^{de} injection 5DV Après le PMH, essence)

A partir de 5DV Après le début de l'injection, une zone de forte présence de signal de fluorescence est créée. Au même instant, le signal de chimiluminescence est aussi observable, localisé principalement dans les zones des jets où la richesse est élevée et la combustion se fait principalement par diffusion. Comme dans le cas précédent, ces zones se manifestent sur les trajets des sprays lors de l'injection. Elles peuvent ainsi être produites par la chimiluminescence des radicaux CO_2^* et HCO^* dans les zones à richesse élevée [219]. En avançant dans le cycle, l'intensité du signal de fluorescence continue d'augmenter.

La combustion GPPC est tout particulièrement complexe à analyser avec seulement ces deux diagnostics particulièrement lorsque la seconde injection est placée à 1DV Avant et 5DV Après le PMH. La combustion de la seconde masse injectée est plutôt de type diffusive mettant en jeu de nombreux radicaux en plus d' OH^* et $HCHO^*$, CO_2^* , CH^* , HCO^* et le C_2^* (qui est l'un des précurseurs des suie) comme le montre la Figure 114 mais pouvant aussi menée à une augmentation des OH^* et $HCHO^*$ proprement dite[196].

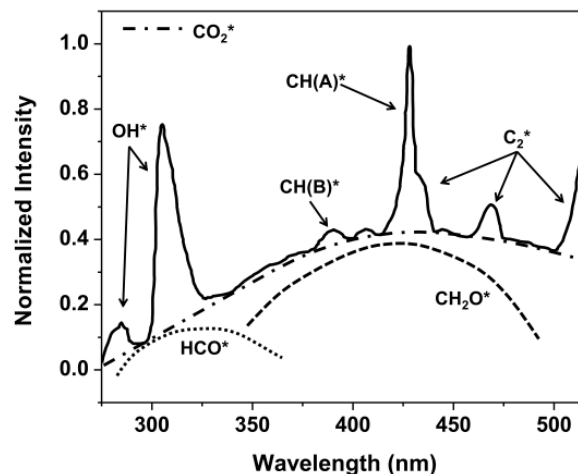


Figure 114 : Spectre d'émissions de chimiluminescence de quelques radicaux présents lors de la combustion d'hydrocarbure [219]

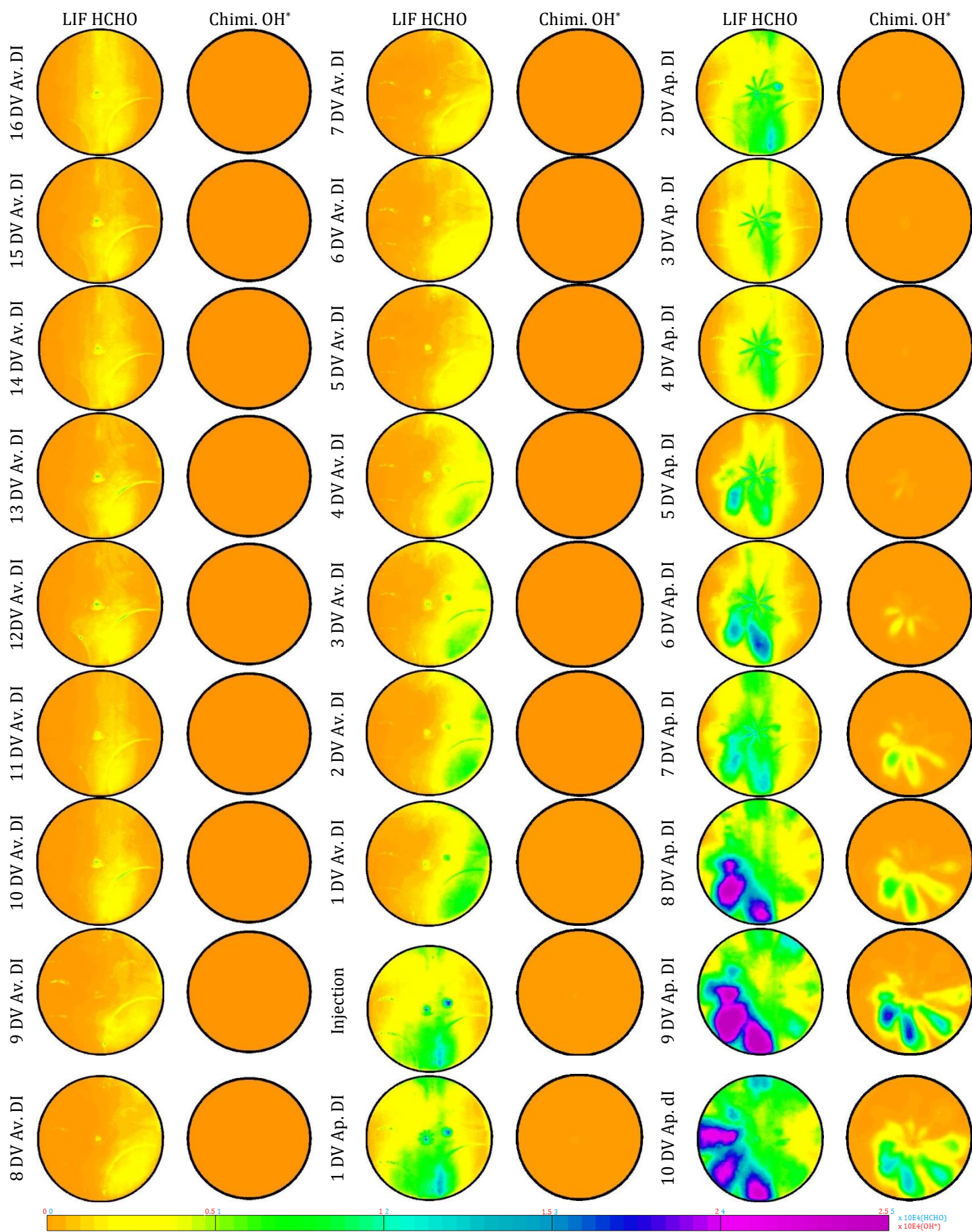


Figure 115 : Images de fluorescence du formaldéhyde et de chimiluminescence OH*
2^{de} injection 5DV Après le PMH

Conclusion du chapitre

L'objectif de ce chapitre était d'apporter des éléments de compréhension quant aux phénomènes régissant la préparation du mélange et tout particulièrement le rôle de la seconde injection sur le déroulement de la combustion. Pour cela, des diagnostics optiques ont été mis en place afin d'analyser les différents processus des conditions aux les plus proches des conditions moteur opaque obtenues dans le chapitre II.

La première partie du chapitre a donc été dédiée à la présentation de la technique de diffusion de Mie afin de caractériser la phase liquide du spray, par la longueur de pénétration et l'angle du jet, selon les conditions thermodynamiques et le phasage de la seconde injection. Les résultats obtenus en utilisant cette technique ont montré :

- Après une phase de croissance, les longueurs de pénétrations des différents jets ont tendance à diminuer, certainement dû à la présence d'un mouvement périphérique de l'aiguille dans la buse durant sa phase de levée, les longueurs de pénétration continuent de progresser et ne semblent pas atteindre les parois du bol quel que soit le phasage.
- Les conditions thermodynamiques de la chambre de combustion (pression, température et densité) engendrent une diminution de la longueur de pénétration issus de la seconde injection si on la compare à la première qui est de même pression d'injection et de même durée d'injection, et ce quel que soit le phasage de la seconde injection.
- Les expériences ont été menées aussi en présence de combustion, malgré la difficulté expérimentale (stabilité, charge admissible pour le moteur à accès optiques) : l'amélioration de l'évaporation du carburant est observée lorsque la seconde injection est placée à 1DV Avant le PMH. L'augmentation de la température dans la chambre de combustion causée par le dégagement de chaleur est évidemment favorable à la vaporisation du carburant et de ce fait agit sur la longueur de pénétration du spray liquide. Dans cette configuration, le dégagement de chaleur issu de la première combustion intervient en même temps que la seconde injection. Ceci conduit à la présence d'une énergie plus importante pour l'évaporation de la seconde masse du carburant injectée que dans le cas sans combustion. Par contre, cette interaction entre le premier dégagement de chaleur et la seconde injection n'affecte pas le processus de combustion.

La seconde partie traite du processus de formation du mélange proprement dit entre l'air et le carburant en estimant la richesse locale du mélange dans la chambre de combustion par l'utilisation de la fluorescence induite par laser appliquée au toluène, utilisé comme traceur du carburant.

- En mode sans combustion, nous avons remarqué que la masse de carburant admise par la première injection ne produit pas un mélange totalement homogène. En effet et ce, pour les trois phasages d'injection, on constate la présence de zones de richesse plus importante proches des parois internes du bol du piston. La fin de la seconde injection conduit à la formation de poches de carburant à richesse élevée près des bords du bol. Ces zones dont une fraction importante se vaporise rapidement au début de leurs formation, mais la vitesse d'évaporation diminue lorsque la richesse locale atteint la stœchiométrie. Ceci peut être dû à la relativement faible température dans le cylindre mais aussi à l'aérodynamique interne de la chambre de combustion dont le rôle est essentiel pour le brassage des gaz et la préparation du mélange entre l'air et le carburant.
- En présence de combustion, le quenching par l'oxygène du signal de fluorescence du toluène et l'encrassement des parties optiques ne permettent pas d'avoir une vue assez claire du processus de formation du mélange, ni une valeur même relative de la richesse locale. Mais en associant les résultats obtenus à ceux issus du mode sans combustion, on peut clairement observer le rôle de la thermique dans le processus d'évaporation. L'élévation de la température dans le cylindre causée par la combustion dans le cycle précédent permet une meilleure vaporisation de la première quantité de carburant. Le processus d'évaporation de la seconde injection est nettement amélioré, mais cela n'empêche pas la présence de zones de stratification du carburant, même durant le second dégagement de chaleur.
- La dernière partie de ce chapitre concerne l'analyse de l'impact des différents phasages d'injection sur la combustion proprement dite. Dans cette partie, la visualisation de la chimiluminescence OH^* et la fluorescence du radical formaldéhyde ont été utilisées. Il est à noter que les expérimentations n'ont pas pu être entièrement réalisées en utilisant de l'essence mais le carburant de substitution (PRF87) dans le cas de la fluorescence formaldéhyde.

La combinaison de ces différentes informations permet d'identifier les différents modes de combustion. Une combustion plutôt de type LTC est observable lorsque la seconde injection est placée tôt dans le cycle, là où on observe un signal de fluorescence du formaldéhyde le plus important. Ce pic avec cette intensité est aussi observé pour le premier pic de dégagement de chaleur lorsque la seconde injection se situe à 1DV Avant et 5DV Après le PMH. Dans ces deux configurations, le premier pic de combustion est issu d'une flamme typé prémélange.

Selon le phasage entre la seconde injection et le premier pic de dégagement de chaleur, la première partie de la seconde injection commence à brûler par auto-inflammation. En effet la vaporisation immédiate de cette première quantité de carburant et son mélange avec l'air favorisent la formation d'un mélange relativement homogène avant le début de la combustion. Mais cela n'est valable que pour une partie de l'injection, la seconde partie dont la proportion est fonction du phasage de l'injection n'a pas le temps de bien se mélanger avec l'air et forme un mélange hétérogène avec des zones très riches en carburant. Cette partie du carburant brûle plutôt en flamme de diffusion d'où la présence d'un fort signal à la fois sur les acquisitions de chimiluminescence OH^* et sur la fluorescence centrée sur la longueur d'onde du formaldéhyde, qui peut aussi être dû à d'autres espèces radicalaires voir aux particules de suies.

*Chapitre V. Conclusion générale et
perspectives*

Dans le but d'optimiser et de contrôler un nouveau mode de combustion prometteur qu'est la combustion partiellement prémélangée avec l'essence comme carburant (*Gasoline Partially Premixed Combustion*), l'objectif principal de ce travail de thèse a été d'apporter des éléments de compréhension sur les phénomènes physiques régissant ce type de combustion tout en investiguant les limites du contrôle de la combustion. Le contexte fixé par le partenaire industriel, PSA, était d'atteindre des conditions de fonctionnement en richesse la plus proche de celles de moteurs à allumage commandé permettant l'utilisation pour une implémentation sur véhicules, des systèmes de post-traitements usuels en contrôlant la combustion par l'utilisation de fort taux de dilution (EGR).

Lors de la première partie, un monocylindre métallique de type Diesel (DW10) dont le taux de compression a été modifié a été utilisé afin de déterminer les cas d'études qui seront utilisés pour la compréhension. L'impact du phasage des injections, de la charge en carburant, du taux de dilution et de la température d'admission sur le comportement de la combustion a été tout particulièrement investigué. Une configuration optimale a été déterminée permettant un phasage optimal de la combustion avec un niveau de bruit lié au gradient de pression acceptable ainsi qu'un bon compromis entre les émissions de NO_x et les particules de suies. D'un point de vue des rendements, le rendement indiqué est le plus affecté par l'ensemble des paramètres étudiés alors que le rendement de la combustion et la PMI sont peu affectés.

Le balayage du phasage de la seconde injection a mis en évidence la présence de trois modes de dégagement de chaleur très distincts. Un phasage de la seconde injection une dizaine de degrés vilebrequin avant le PMH provoque l'auto-inflammation de toute la masse de carburant injectée par flamme de prémélange, ce qui engendre un gradient de pression très violent et d'importantes émissions de NO_x . Au contraire, lorsque la seconde injection est placée après le PMH, cela conduit les deux masses de carburant à brûler séparément ; la première s'auto-enflamme autour du PMH alors que la seconde brûle très mal, provoquant la diminution des performances et d'importantes émissions de particules de suies. La configuration optimale est observée lorsque la seconde injection est placée autour du PMH, la courbe de dégagement de chaleur montre la présence de trois pics de dégagement de chaleur dont deux sont du fait d'une combustion plutôt de type prémélangée alors que le troisième brûle par flamme de diffusion non contrôlée. Le dégagement de chaleur obtenu est suffisamment important pour maintenir une PMI stable à la valeur de référence sans pour autant provoquer un gradient de pression trop brutal. En effet, cette configuration permet l'utilisation de l'énergie dégagée par le premier pic de combustion pour améliorer l'évaporation de la seconde masse de carburant. Cette optimisation du phasage d'injection conduit aussi à l'obtention d'un bon niveau de rendement (combustion, thermique) tout en gardant les émissions polluantes à des valeurs acceptables (NO_x /suies, gradient de pression,...).

Comme l'un des objectifs de ce travail de thèse est d'approcher la richesse stœchiométrique, l'utilisation de la dilution s'avère nécessaire. Dans ce contexte, la seconde étape a consisté à étudier l'impact de l'augmentation graduelle du pourcentage de dilution (simulée par l'azote) sur la configuration optimisée précédente. Les résultats ont montré qu'à mesure que le taux de dilution augmente, le début de la combustion est retardé et la courbe de dégagement de chaleur change de forme, preuve que le mode de combustion a aussi subi des changements. Ce comportement résulte de l'augmentation de la capacité calorifique du mélange et la diminution de la concentration en oxygène, causée par l'augmentation du taux de dilution ainsi que l'effet de refroidissement apporté par la seconde masse de carburant injectée. La courbe de dégagement de chaleur initialement passe de trois à un seul pic de combustion. Cette variation conduit au mauvais phasage de la combustion provoquant l'augmentation des émissions de CO et des suies restant toutefois à un niveau acceptable. Le taux de dilution maximal permettant de garantir une combustion stable et un bon rendement est de 35% ce qui correspond à une richesse de 0.67. L'augmentation simultanée de la température d'admission et du taux de dilution a permis d'atteindre la richesse stœchiométrique avec un taux de dilution de 50% avec une bonne stabilité du phasage de la combustion. Cependant, les émissions de CO et de particules de suies sont très importantes et une élévation des émissions d'HC est aussi enregistrée.

De cette première partie, trois points de fonctionnement ont été sélectionnés afin de mener une étude plus approfondie par l'utilisation de techniques de diagnostics optiques. Deux de ces points représentent les phasages extrêmes de la seconde injection alors que le troisième le phasage optimal. L'utilisation des moyens de diagnostics optiques pour l'étude de la combustion GPPC nécessite l'utilisation d'un carburant de substitution à l'essence commerciale dont les propriétés physico-chimiques doivent être les plus proches possibles. Notre choix s'est porté sur 3 mélanges différents dont les propriétés physiques correspondent à celles de l'essence, mais leurs indices d'Octane Recherche et Moteur : deux PRF reposant sur des mélanges n-heptane/iso-octane: PRF96 (96 étant le RON de l'essence), PRF87 (87 étant le MON de l'essence) et le troisième mélange est un mélange comportant en plus un troisième composé le toluène, qui sera utilisé pour la Fluorescence Induite par laser pour quantifier la répartition du carburant TRF96/87, dont les deux indices RON et MON correspondent simultanément à ceux de l'essence. L'étude comparative entre ces carburants a été menée dans une configuration de type HCCI avec des variations des conditions d'admission (pression, température) et du taux de dilution. Le PRF87 possède un comportement le plus proche de l'essence, mais l'impact de la dilution sur le comportement du carburant de substitution a montré les limites de cette sélection en considérant seulement les indices d'octane Recherche et Moteur comme critères représentatifs des propriétés liées à la combustion du carburant.

La troisième partie de ce travail a porté sur l'utilisation des techniques de diagnostics optiques et des dispositifs expérimentaux pour l'étude et le suivi des différentes phases du spray lors du processus d'injection ainsi que l'interaction entre le carburant et l'air lors de la formation du mélange dans la chambre de combustion. L'impact des conditions thermodynamiques dans la chambre de combustion sur l'évaporation du spray a été démontré par l'utilisation de la technique de diffusion de Mie appliquée pour identifier la partie liquide du spray. Lors de cette investigation, il a été clairement observé l'influence du phasage de la première et la seconde injection sur les conditions d'évaporation du carburant. En effet, la longueur de pénétration de la seconde injection présente une diminution de $\sim 30\%$ par rapport à la première, et cela quel que soit le phasage de la seconde injection, en présence ou non de combustion. Néanmoins, cet impact n'est pas observable sur les angles de spray qui demeure très proches en fonction du phasage des injections.

La comparaison entre les valeurs des longueurs de pénétration dans des conditions de présence ou non de combustion ont montré que pour la configuration optimale, on remarque la présence d'interaction entre la seconde quantité de carburant injectée et le dégagement de chaleur issu de la première injection. Cette synchronisation entre l'avènement du premier dégagement d'énergie et le début de la seconde injection est à l'origine du phénomène de contrôle de la combustion observé lors des essais sur moteur opaque. En effet, le premier pic de dégagement de chaleur est ralenti par l'effet de refroidissement dû à la présence de la seconde masse de carburant qui de son côté utilise une partie de cette énergie générée pour se vaporiser.

L'étude du processus de mélange a été faite en utilisant la fluorescence induite par laser appliquée au toluène. Dans le cas de la première injection, les essais réalisés en milieu neutre (N_2) et avec présence de combustion ont montré une bonne répartition du carburant dans la chambre de combustion résultant à la fois de la résistance du carburant face à l'auto-inflammation et à la thermique permettant au carburant de disposer de plus de délais et d'énergie pour l'évaporation proprement dit. En transposant ce résultat sur ceux obtenus lors de la première partie de l'étude, la nature et l'origine du premier pic de dégagement de chaleur ont été validées : ce premier pic de dégagement de chaleur est bien issu d'une combustion par flamme de prémélange. En fonction du phasage d'injection et le début de la combustion, la seconde masse de carburant introduite dans le cylindre produit un mélange partiellement stratifié avec la présence dans la chambre de combustion de zones où la richesse est supérieure à la stœchiométrie. Malgré une volatilité importante, le processus d'évaporation du PRF87 est fortement ralenti, d'une part, par le début de la seconde combustion et d'autre part par la diminution de la concentration en oxygène dans le cylindre. Ces difficultés d'évaporation permettent de mettre l'accent sur le rôle de la seconde injection dans le processus de formation des émissions d'HC, CO et de particules de suies. Les essais de chimiluminescence OH^* et de fluorescence du formaldéhyde ont permis d'apporter des éléments quant aux processus régis lors de la combustion pour les trois configurations

de seconde injection. Ces résultats ont aidé à valider les hypothèses établies sur l'origine des dégagements de chaleur observés lors des essais en moteur opaque.

Les études réalisées ont permis d'apporter des éléments de réponse aux interrogations liées au processus de formation du mélange dans la combustion type GPPC. Les résultats obtenus montrent les limites de l'amélioration de ce type de combustion par l'intermédiaire de la formation du mélange. En effet, l'augmentation de la dilution pénalise la réactivité du carburant, et cela indépendamment de la qualité du mélange. Cependant, il est à rappeler que la configuration optimale des deux injections étudiée dans cette thèse n'est vérifiée que dans le cas sans dilution. L'objectif était d'étudier les différents mécanismes derrière la combustion GPPC et d'en comprendre les leviers/limites et non la recherche de performance. Il est fort probable que pour une valeur du taux de dilution donnée, effectuer un balayage du phasage des injections permettra de mieux contrôler la combustion et des résultats en termes de rendement et d'émissions polluantes beaucoup plus intéressantes.

Plusieurs perspectives sont présentées ci-dessous dans le but de lever les verrous scientifiques en ce qui concerne l'utilisation du GPPC comme possibilité pour la combustion essence. Comme on a pu le remarquer, les verrous du concept de la combustion GPPC tel qu'envisagé (rendement optimal, faibles émissions polluantes, richesse globale proche de la stœchiométrie) résident en priorité dans la partie réactivité du carburant en plus que dans la préparation du mélange. Augmenter la réactivité du carburant en modifiant sa composition par l'ajout d'additif ou en diminuant sa résistance face à l'auto-inflammation par la diminution de l'indice d'octane serait un bon moyen pour augmenter la réactivité du mélange et ainsi pouvoir dépasser la limite en termes de pourcentage de dilution.

Cette étude n'a traité que l'effet de dilution par l'azote sur la combustion GPPC, alors que dans la pratique la dilution se fait par l'intermédiaire de la recirculation des gaz d'échappement (EGR ou IGR), dont l'impact de la composition et de la température n'a pas été étudié. A ce titre, l'influence des espèces radicalaires présentes dans les gaz de recirculation sur l'amélioration de la combustion doit être considéré, et peut aussi être couplé à l'ajout d'espèces minoritaires favorables à l'auto-inflammation comme l'ozone (O_3) ou les oxydes d'azotes (NO_x) dont les propriétés oxydantes et le potentiel d'amélioration de la réactivité des mélanges ont été largement étudiées en combustion *HCCI*, en particulier par l'équipe d'Orléans.

Références bibliographiques

- [1] "<http://www.bosch.com/>."
- [2] D. Zhen, T. Wang, F. Gu, B. Tesfa, and A. Ball, "Acoustic measurements for the combustion diagnosis of diesel engines fuelled with biodiesels," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 24, p. 055005, 2013.
- [3] G. P. Blair, *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*. SAE International, 1999.
- [4] P. Degobert, "Pollution atmosphérique. Origine et réduction des émissions au niveau moteur," *Tech. l'ingénieur. Génie mécanique*, vol. 33, 1994.
- [5] J. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*. 1988.
- [6] O. Hirao and R. K. Pefley, *Present and future automotive fuels : performance and exhaust clarification*, John Wiley. New York, NY, 1988.
- [7] G. D. Neely, S. Sasaki, Y. Huang, J. A. Leet, and D. W. Stewart, "New Diesel Emission Control Strategy to Meet US Tier 2 Emissions Regulations," *SAE Tech. Pap.*, no. 2005-01-10, Apr. 2005.
- [8] "<http://www.blackthorn.net/gas-engines/>."
- [9] P. Onishi, S., Jo, S., Shoda, K., Jo, "Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) : a new combustion process for internal combustion engines," *SAE Pap.*, no. 790501, 1979.
- [10] P. M. Najt and D. E. Foster, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 830264, 1983.
- [11] R. Stanglmaier and C. Roberts, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications," *SAE Tech. Pap.*, no. 1999-01-36, 1999.
- [12] J. E. Dec, "A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-13, Mar. 2002.

- [13] J. A. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition Engines," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2002-01-2859, 2002.
- [14] R. H. Stanglmaier, J. Li, and R. D. Matthews, "The Effect of In-Cylinder Wall Wetting Location on the HC Emissions from SI Engines," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, Mar. 1999.
- [15] H. Bendu and S. Murugan, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 38, pp. 732–746, Oct. 2014.
- [16] B. Thirouard and J. Cherel, "Investigation of mixture quality effect on CAI combustion," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2005-01-0141, 2005.
- [17] Y. Iwabuchi, K. Kawai, and T. Shoji, "Trial of new concept diesel combustion system-premixed compression-ignited combustion," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 1999-01-01, 1999.
- [18] T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, and J. Hatano, "PCCI operation with early injection of conventional diesel fuel," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2005-01-0378, 2005.
- [19] S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, and E. Aiyoshizawa, "Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2001-01-02, 2001.
- [20] S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa, S. Muranaka, and E. Y., "New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 1999-01-36, 1999.
- [21] H. Yang, S. Shuai, Z. Wang, and J. Wang, "Fuel octane effects on gasoline multiple premixed compression ignition (MPCI) mode," in *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 373–379.
- [22] R. Hanson, D. Splitter, and R. Reitz, "Operating a Heavy-Duty Direct-Injection Compression-Ignition Engine with Gasoline for Low Emissions," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2009-01-1442, 2009.
- [23] Y. Shi and R. D. Reitz, "Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels," *Fuel*, vol. 89, no. 11, pp. 3416–3430,

Nov. 2010.

- [24] A. B. Dempsey and R. D. Reitz, "Computational Optimization of a Heavy-Duty Compression Ignition Engine Fueled with Conventional Gasoline," *SAE Int. J. Engines*, no. 2011-01-03, 2011.
- [25] V. Manente, B. Johansson, T. Per, and P. Tunestal, "Partially Premixed Combustion at High Load using Gasoline and Ethanol, a Comparison with Diesel," *SAE Tech. Pap. SER*, no. 2009-01-0944, 2009.
- [26] L. Hildingsson, G. T. Kalghatgi, N. Tait, B. Johansson, and A. Harrison, "Fuel Octane Effects in the Partially Premixed Combustion Regime in Compression Ignition Engines," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2009-01-2648, 2010.
- [27] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "Effects of Different Type of Gasoline Fuels on Heavy Duty Partially Premixed Combustion," *Fuel*, vol. 2, no. 2, pp. 71-88, 2009.
- [28] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "Effects of Different Type of Gasoline Fuels on Heavy Duty Partially Premixed Combustion," *SAE Int. J. Engines*, no. 2009-01-2668, 2009.
- [29] L. Hildingsson, B. Johansson, G. T. Kalghatgi, and A. J. Harrison, "Some Effects of Fuel Autoignition Quality and Volatility in Premixed Compression Ignition Engines," *SAE Int. J. Engines*, no. 2010-01-0607, 2010.
- [30] V. Manente, P. Tunestal, Johansson B., and W. Cannella, "Effects of Ethanol and Different Type of Gasoline Fuels on Partially Premixed Combustion from Low to High Load," *SAE Tech. Pap.*, no. 2010-01-0871, 2010.
- [31] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "Influence of Inlet Pressure , EGR , Combustion Phasing , Speed and Pilot Ratio on High Load Gasoline Partially Premixed Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2010-01-1471, 2010.
- [32] N. Collings and A. Weall, "Investigation into partially premixed combustion in a light-duty multi-cylinder diesel engine fuelled with a mixture of gasoline and diesel," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2007-01-4058, 2007.
- [33] A. Nemati and S. Khalilarya, "Numerical parametric investigation of a gasoline fuelled partially-premixed compression-ignition engine," *Int. J. ENERGY Environ.*, vol. 2, no. 4, pp. 739-748, 2011.

- [34] A. Nemati, R. Barzegar, A. Khalil, and H. Khatamnezhad, "Decreasing the emissions of a partially premixed gasoline fueled compression ignition engine by means of injection characteristics and EGR," *Therm. Sci.*, vol. 15, no. 4, pp. 939–952, 2011.
- [35] V. Manente, C. Zander, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "An Advanced Internal Combustion Engine Concept for Low Emissions and High Efficiency from Idle to Max Load Using Gasoline Partially Premixed Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2010-01-2198, 2010.
- [36] A. Nemati, R. Barzegar, A. Khalil, and H. Khatamnezhad, "Decreasing the emissions of a partially premixed gasoline fueled compression ignition engine by means of injection characteristics and EGR," *Therm. Sci.*, vol. 15, no. 4, pp. 939–952, 2011.
- [37] V. Manente, B. Johansson, and P. Tunestal, "Characterization of Partially Premixed Combustion With Ethanol: EGR Sweeps, Low and Maximum Loads," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 132, no. 8, p. 082802, 2010.
- [38] S. Shundoh, M. Komori, K. Tsujimura, and S. Kobayashi, "NO_x Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection," *SAE Tech. Pap.*, no. 920461, Feb. 1992.
- [39] T. Minami, K. Takeuchi, and N. Shimazaki, "Reduction of Diesel Engine NO_x Using Pilot Injection," *SAE Tech. Pap.*, no. 950611, 1995.
- [40] D. A. Nehmer and R. D. Reitz, "Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 940668, 1994.
- [41] C. D. Marriott and R. D. Reitz, "Experimental investigation of direct injection-gasoline for premixed compression ignited combustion phasing control," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-0418, 2002.
- [42] T. Hashizume, T. Miyamoto, H. Akagawa, and K. Tsujimura, "Combustion and emission characteristics of multiple stage diesel combustion.," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 980505, 1998.
- [43] T. Fang, R. Coverdill, and C. Lee, "Smokeless combustion within a small-bore HSDI diesel engine using a narrow angle injector," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2007-01-0203, 2007.
- [44] D. L. G., S. Simescu, N. G. D., and M. M. J., "Effect of Small Holes and High Injection Pressures on Diesel Engine Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-04, 2002.

- [45] H. Brian S., C. J. Mueller, and D. L. Siebers, "Measurements of Fuel Effects on Liquid-Phase Penetration in DI Sprays," *SAE Tech. Pap.*, no. 1999-01-05, 1999.
- [46] S. Ciatti and S. N. Subramanian, "An Experimental Investigation of Low-Octane Gasoline in Diesel Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 133, no. 9, p. 092802, 2011.
- [47] G. T. Kalghatgi, P. Risberg, and H. Ångström, "Advantages of Fuels with High Resistance to Compression Ignition Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2006-01-3385, 2006.
- [48] G. T. Kalghatgi and P. Risberg, "Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel," *SAE Tech. Pap.*, no. 2007-01-0006, 2007.
- [49] Z. GAO and W. SCHREIBER, "The Effects of EGR and Split Fuel Injection on Diesel Engine Emission," *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 2, no. 4, pp. 123-133, 2001.
- [50] M. Odaka, H. Suzuki, and N. Koike, "Search for optimizing control method of homogeneous charge diesel combustion," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 1999-01-0184, 1999.
- [51] A. W. Berntsson and I. Denbratt, "HCCI Combustion Using Charge Stratification for Combustion Control," *SAE Tech. Pap.*, no. 2007-01-0210, Apr. 2007.
- [52] D. S. Kim and C. S. Lee, "Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR," *Fuel*, vol. 85, no. 5-6, pp. 695-704, 2006.
- [53] D. S. Kim, M. Y. Kim, and C. S. Lee, "Combustion and emission characteristics of a partial homogeneous charge compression ignition engine when using two-stage injection," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 179, no. 3, pp. 531-551, Mar. 2007.
- [54] D. S. Kim, M. Y. Kim, and C. S. Lee, "Effect of Premixed Gasoline Fuel on the Combustion Characteristics of Compression Ignition Engine," *Energy & Fuels*, vol. 19, no. 2, pp. 1213-1219, 2004.
- [55] B. Thirouard and J. Cherel, "Nature of CAI Combustion and Air/Fuel Ratio Stratification Effects," *Oil Gas Sci. Technol.*, vol. 61, no. 1, pp. 95-119, 2006.
- [56] N. Shimazaki, T. Tsurushima, T. Nishimura, and N. T., "Dual Mode Combustion

- Concept With Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center,” *SAE Int.*, no. 2003-01-07, 2003.
- [57] Vittorio Manente, “Gasoline Partially Premixed Combustion An Advanced Internal Combustion Engine Concept Aimed to High Efficiency, Low Emissions and Low Acoustic Noise in the Whole Load Range,” Lund University, 2010.
- [58] U. Horn, H. Persson, R. Egnell, O. Andersson, and E. Rijk, “The Influence of Fuel Properties on Transient Liquid-Phase Spray Geometry and on CI-Combustion Characteristics,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 2009-01-27, Nov. 2009.
- [59] A. E. Karataş and Ö. L. Gülder, “Soot formation in high pressure laminar diffusion flames,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 38, no. 6, pp. 818–845, Dec. 2012.
- [60] X. Cheng, L. Chen, G. Hong, F. Yan, and S. Dong, “Modeling study of soot formation and oxidation in di diesel engine using an improved soot model,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 62, no. 2, pp. 303–312, 2014.
- [61] H. Aydın and C. İlkılıç, “Analysis of combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine using low sulfur tire fuel,” *Fuel*, vol. 143, pp. 373–382, Mar. 2015.
- [62] K. C. Oh, C. B. Lee, and E. J. Lee, “Characteristics of soot particles formed by diesel pyrolysis,” *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 92, no. 2, pp. 456–462, Nov. 2011.
- [63] R. Payri, A. García, V. Domenech, R. Durrett, and A. H. Plazas, “An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system,” *Fuel*, vol. 97, pp. 390–399, Jul. 2012.
- [64] K. Nakakita, “Effect of the hydrocarbon molecular structure in diesel fuel on the in cylinder soot formation and exhaust emissions,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 6, no. 3, pp. 187–205, 2005.
- [65] S. Kumar, “The Effect of Diesel fuel properties on Emissions-Restrained Fuel Economy at Mid-Load Conditions,” 2008.
- [66] J. E. Dec, Y. Yang, and N. Dronniou, “Improving Efficiency and Using E10 for Higher Loads in Boosted HCCI Engines,” *SAE Int. J. Engines*, no. 2012-01-1107, Apr. 2012.
- [67] J. a. Eng, “Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2002-01-28, Oct. 2002.

- [68] W. Colban, D. Kim, and P. Miles, "A detailed comparison of emissions and combustion performance between optical and metal single-cylinder diesel engines at low temperature combustion conditions," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2008-01-1066, 2008.
- [69] P. Risberg, G. T. Kalghatgi, and H. Angstrom, "Auto-ignition quality of diesel-like fuels in HCCI engines," *SAE Tech. Pap.*, no. 2005-01-2127, 2005.
- [70] G. T. Kalghatgi and R. a Head, "The Available and Required Autoignition Quality of Gasoline-Like Fuels in HCCI Engines at High Temperatures," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2004-01-1969, 2004.
- [71] G. T. Kalghatgi, L. Hildingsson, A. J. Harrison, and B. Johansson, "Autoignition quality of gasoline fuels in partially premixed combustion in diesel engines," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 33, no. 2, pp. 3015-3021, 2011.
- [72] V. Manente, B. Johansson, and W. Cannella, "Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines?," *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 194-208, Jun. 2011.
- [73] G. T. Kalghatgi, P. Risberg, and H.-E. Ångström, "Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2006-01-3385, 2006.
- [74] S. Ciatti and S. Subramanian, "An Experimental Investigation of Low Octane Gasoline in Diesel Engines," in *DEER conference*, 2010.
- [75] M. Sellnau, J. Sinnamon, K. Hoyer, and H. Husted, "Gasoline Direct Injection Compression Ignition (GDCI) - Diesel-like Efficiency with Low CO2 Emissions," *SAE Int.*, no. 2011-01-1386, 2011.
- [76] M. C. Sellnau, J. Sinnamon, K. Hoyer, and H. Husted, "Full-Time Gasoline Direct-Injection Compression Ignition (GDCI) for High Efficiency and Low NOx and PM," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2012-01-0384, 2012.
- [77] H. Solaka, U. Aronsson, M. Tuner, and B. Johansson, "Investigation of Partially Premixed Combustion Characteristics in Low Load Range with Regards to Fuel Octane Number in a Light-Duty Diesel Engine," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2012-01-06, 2012.
- [78] H. Solaka, M. Tuner, B. Johansson, and W. Cannella, "Gasoline Surrogate Fuels for

- Partially Premixed Combustion, of Toluene Ethanol Reference Fuels," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2013-01-25, 2013.
- [79] H. S. Aronsson, "Impact of Fuel Properties on Partially Premixed Combustion," Lund University, 2014.
- [80] M. F. J. Brunt and C. R. Pond, "Evaluation of Techniques for Absolute Cylinder Pressure Correction," *SAE Tech. Pap.*, no. 970036, 1997.
- [81] A. Alexandre and L. Tomaselli, "Modélisation thermique des moteurs Modélisation de la combustion," *Tech. l'ingénieur*, 2014.
- [82] "<http://www.caranddriver.com/>."
- [83] J. McBride and A. Reno, "Coefficients Thermodynamic Properties for Calculating and Transport of Individual Species," *Nasa Tech. Memo.*, vol. 4513, no. NASA-TM-4513, p. 98, 1993.
- [84] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *SAE Tech. Pap.*, vol. 670931, 1967.
- [85] P. Borgqvist, "The Low Load Limit of Gasoline Partially Premixed Combustion Experiments in a Light Duty Diesel Engine," Lund University, 2013.
- [86] J. Klimstra, "The Optimum Combustion Phasing Angle—A Convenient Engine Tuning Criterion," *SAE Tech. Pap.*, no. 852090, 1985.
- [87] "<http://www.environnement-sa.fr/>."
- [88] B. Bougie, M. Tulej, T. Dreier, N. J. Dam, J. J. Meulen, and T. Gerber, "Optical diagnostics of diesel spray injections and combustion in a high-pressure high-temperature cell," *Appl. Phys. B*, vol. 80, no. 8, pp. 1039-1045, Jun. 2005.
- [89] L. Shi, Y. Cui, K. Deng, H. Peng, and Y. Chen, "Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)," *Energy*, vol. 31, no. 14, pp. 2665-2676, Nov. 2006.
- [90] S. Choi, W. Park, S. Lee, K. Min, and H. Choi, "Methods for in-cylinder EGR stratification and its effects on combustion and emission characteristics in a diesel

- engine," *Energy*, vol. 36, no. 12, pp. 6948–6959, Dec. 2011.
- [91] H. Zhao, Z. Peng, J. Williams, and N. Ladommatos, "Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines," *SAE Tech. Pap.*, no. 2001-01-36, 2001.
- [92] H. Zhao, J. Li, T. Ma, and N. Ladommatos, "Performance and analysis of a 4-stroke multi-cylinder gasoline engine with CAI combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-0420, Mar. 2002.
- [93] A. Maiboom, X. Tauzia, and J.-F. Hétet, "Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine," *Energy*, vol. 33, no. 1, pp. 22–34, Jan. 2008.
- [94] A. Maiboom, X. Tauzia, and J.-F. Hétet, "Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NO_x-PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 10, pp. 2043–2050, Jul. 2009.
- [95] A. J. Torregrosa, A. Broatch, R. Novella, and L. F. Mónico, "Suitability analysis of advanced diesel combustion concepts for emissions and noise control," *Energy*, vol. 36, pp. 825–838, 2011.
- [96] W. Sahashi, A. Azetsu, and C. Oikawa, "Effects of N₂ and CO₂ mixing on ignition and combustion in a homogeneous charge compression ignition engine operated on dimethyl ether," *Int. J. Engine Res.*, vol. 6, no. 5, pp. 423–431, Jan. 2005.
- [97] J. Olsson, P. Tunestål, J. Ulfvik, and B. Johansson, "The Effect of Cooled EGR on Emissions and Performance of a Turbocharged HCCI Engine," *SAE Tech. Pap.*, no. 2003-01-07, 2003.
- [98] H. Zhao, Z. Peng, and N. Ladommatos, "Understanding of controlled autoignition combustion in a four-stroke gasoline engine," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 215, no. 12, pp. 1297–1310, Jan. 2001.
- [99] C. M. Rousselle, F. Foucher, and A. Labreche, "Optimization of Gasoline Partially Premixed Combustion Mode," *SAE Int.*, no. x, pp. 1–10, Oct. 2013.
- [100] G. Jean-Claude, *Carburants et moteurs*, Publicatio. Technip, Edition, 1997.
- [101] T. D. Fansler, D. T. French, and M. C. Drake, "Fuel Distributions in a Firing Direct-Injection Spark-Ignition Engine Using Laser-Induced Fluorescence Imaging," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 950110, 1995.

- [102] T. Edwards, M. Colket, N. Cernansky, F. Dryer, F. Egolfopoulos, D. Friend, E. Law, D. Lenhert, P. Lindstedt, H. Pitsch, A. Sarofim, K. Seshadri, M. Smooke, W. Tsang, and S. Williams, "Development of an Experimental Database and Kinetic Models for Surrogate Jet Fuels," in *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 2007.
- [103] Y. Sakai, H. Ozawa, T. Ogura, A. Miyoshi, M. Koshi, and W. J. Pitz, "Effects of Toluene Addition to Primary Reference Fuel at High Temperature," in *Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition*, 2007.
- [104] H. Machrafi, S. Cavadias, and P. Gilbert, "An experimental and numerical analysis of the HCCI auto-ignition process of primary reference fuels, toluene reference fuels and diesel fuel in an engine, varying the engine parameters," *Fuel Process. Technol.*, vol. 89, no. 11, pp. 1007–1016, 2008.
- [105] J. Andrae, D. Johansson, P. Björnbom, P. Risberg, and G. Kalghatgi, "Co-oxidation in the auto-ignition of primary reference fuels and n-heptane/toluene blends," *Combust. Flame*, vol. 140, pp. 267–286, 2005.
- [106] P. Dagaut, G. Pengloan, and A. Ristori, "Oxidation, ignition and combustion of toluene: Experimental and detailed chemical kinetic modeling," *Phys. Chem. Chem. Phys.*, vol. 4, no. 10, pp. 1846–1854, 2002.
- [107] P. C. Miles, B. R. Petersen, and D. Sahoo, "Quantitative mixture preparation studies in late-injection diesel combustion systems using Toluene LIF," in *AVL Engine Diagnostics Conference*, 2012, pp. 232–241.
- [108] D. Sahoo, B. Petersen, and P. Miles, "Measurement of Equivalence Ratio in a Light-Duty Low Temperature Combustion Diesel Engine by Planar Laser Induced Fluorescence of a Fuel Tracer," *SAE Int. J. ...*, no. 2011–24–0064, 2011.
- [109] J. Reboux, D. Puechberty, and F. Dionnet, "Study of Mixture Inhomogeneities and Combustion Development in a S.I. Engine Using a New Approach of Laser Induced Fluorescence (FARLIF)," *SAE Tech. Pap.*, no. 961205, 1996.
- [110] J. Reboux, D. Puechberty, and U. R. A. Cnrs, "A New Approach of Planar Laser Induced Fluorescence Applied to Fuel / Air Ratio Measurement in the Compression Stroke of an Optical S. I. Engine," *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 941988, 1994.
- [111] W. Koban, J. D. Koch, V. Sick, N. Wermuth, R. K. Hanson, and C. Schulz, "Predicting LIF signal strength for toluene and 3-pentanone under engine-related

- temperature and pressure conditions," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 1, pp. 1545–1553, Jan. 2005.
- [112] W. Koban, J. D. Koch, R. K. Hanson, and C. Schulz, "Oxygen quenching of toluene fluorescence at elevated temperatures," *Appl. Phys. B*, vol. 80, no. 6, pp. 777–784, Mar. 2005.
- [113] N. Morgan, A. Smallbone, A. Bhave, M. Kraft, R. Cracknell, and G. T. Kalghatgi, "Mapping surrogate gasoline compositions into RON/MON space," *Combust. Flame*, vol. 157, no. 6, pp. 1122–1131, Jun. 2010.
- [114] G. Shibata and T. Urushihara, "Dual Phase High Temperature Heat Release Combustion," *SAE Int. J. Engines*, vol. 1, no. 1, pp. 2008–01–0007, Apr. 2008.
- [115] C. Pera and V. Knop, "Methodology to define gasoline surrogates dedicated to auto-ignition in engines," *Fuel*, vol. 96, pp. 59–69, Jun. 2012.
- [116] H. J. Curran, P. Gaffuri, W. J. Pitz, C. K. Westbrook, and W. R. Leppard, "Autoignition Chemistry of the Hexane Isomers: An Experimental and Kinetic Modeling Study," *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 952406, 1995.
- [117] C. K. Westbrook, H. J. Curran, W. J. Pitz, J. F. Griffiths, C. Mohamed, and S. K. Wo, "The effects of pressure, temperature, and concentration on the reactivity of alkanes: Experiments and modeling in a rapid compression machine," *Symp. Combust.*, vol. 27, pp. 371–378, 1998.
- [118] J. E. Dec and M. Sjöberg, "Combined Effects of Fuel Type and Engine Speed on the Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk Gas Reactions for HCCI Combustion," *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 2003–01–31, 2003.
- [119] M. Sjöberg and J. Dec, "EGR and Intake Boost for Managing HCCI Low-Temperature Heat Release over Wide Ranges of Engine Speed," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2007–01–00, 2007.
- [120] X.-C. Lü, W. Chen, and Z. Huang, "A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion," *Fuel*, vol. 84, no. 9, pp. 1074–1083, Jun. 2005.
- [121] X.-C. Lü, W. Chen, and Z. Huang, "A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion," *Fuel*,

- vol. 84, no. 9, pp. 1084–1092, Jun. 2005.
- [122] J. Dernet, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé, and C. Mounaïm-Rousselle, “Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector,” *Fuel*, vol. 96, pp. 153–160, Jun. 2012.
- [123] W. Bosch, “The Fuel Rate Indicator: A New Measuring Instrument For Display of the Characteristics of Individual Injection,” *SAE Tech. Pap.*, no. 660749, 1966.
- [124] M. E. Tat and J. H. Gerpen, “Effect of temperature and pressure on the speed of sound and isentropic bulk modulus of mixtures of biodiesel and diesel fuel,” *J. Am. Oil Chem. Soc.*, vol. 80, pp. 1127–1130, 2003.
- [125] B. D. Nikolić, B. Kegl, S. D. Marković, and M. S. Mitrović, “Determining the speed of sound, density, and bulk modulus of rapeseed oil, biodiesel, and diesel fuel,” *Therm. Sci.*, vol. 16, 2013.
- [126] S. Tanaka, F. Ayala, J. C. Keck, and J. B. Heywood, “Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives,” *Combust. Flame*, vol. 132, pp. 219–239, 2003.
- [127] D. Zoran, Ameya V. Joshi, and W. Hai, “Detailed Kinetic Modeling of Benzene and Toluene Combustion,” in *Second Joint Meeting of the U.S. Sections of the Combustion Institute, Oakland*, 2001, pp. 1–8.
- [128] J. C. G. Andrae, T. Brinck, and G. T. Kalghatgi, “HCCI experiments with toluene reference fuels modeled by a semidetalled chemical kinetic model,” *Combust. Flame*, vol. 155, no. 4, pp. 696–712, Dec. 2008.
- [129] D. Flowers, S. Aceves, R. Smith, M. Au, J. Girard, and R. Dibble, “Operation of a Four-cylinder 1 . 9L Propane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine : Basic Operating Characteristics and Cylinder-to Cylinder Effects,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 2001-01-18, 2001.
- [130] M. Riazi, *Characterization and properties of petroleum fractions*. 2005.
- [131] A. Anne, P. Leick, G. Bittlinger, and C. Schulz, “Visualization of the evaporation of a diesel spray using combined Mie and Rayleigh scattering techniques,” *Exp. Fluids*, vol. 47, no. 3, pp. 439–449, May 2009.
- [132] J. Dernet, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé, and C. Mounaïm-Rousselle, “Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector,” *Fuel*, vol. 96,

- pp. 153–160, 2012.
- [133] R. Payri, J. Gimeno, M. Bardi, and A. H. Plazas, “Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector,” *Appl. Energy*, vol. 106, pp. 152–162, 2013.
 - [134] D. L. Siebers, “Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 980809, 1998.
 - [135] I. V. Roisman, L. Araneo, and C. Tropea, “Effect of ambient pressure on penetration of a diesel spray,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 33, no. 8, pp. 904–920, 2007.
 - [136] D. S. J. Naber, “Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 960034, 1996.
 - [137] J. Dernotte, “Influence des propriétés physico-chimiques des hydrocarbures sur l’injection et la combustion Diesel,” Université d’Orléans, 2012.
 - [138] G. Bruneaux and C. Mounaim-Rousselle, “Ideal sprays for new generation of automotive engines,” in *ILASS*, 2007.
 - [139] A. Zhang, A. Montanaro, L. Allocca, J. Naber, and S.-Y. Lee, “Measurement of Diesel Spray Formation and Combustion upon Different Nozzle Geometry using Hybrid Imaging Technique,” *SAE Int. J. Engines*, no. 2014–01–1410, Apr. 2014.
 - [140] J. Seneschal, “Etude et réalisation d’un système automatique de caractérisation de jets diesel en champ proche et lointain,” Université Jean Monnet - Saint-Etienne, 2005.
 - [141] M. Bardi, R. Payri, L. M. Malbec, G. Bruneaux, L. M. Pickett, J. Manin, T. Bazyn, and C. Genzale, “Engine combustion network: comparison of spray development, vaporization, and combustion in different combustion vessels,” *At. Sprays*, vol. 22, pp. 807–842, 2012.
 - [142] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno, and L. D. Zapata, “Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions,” *Fuel*, vol. 87, pp. 1165–1176, 2008.
 - [143] B. Jeanne, “Etude par diagnostics optiques de l’impact d’une très haute pression d’injection sur le fonctionnement d’un moteur à injection directe essence,” Université de Rouen, 2004.

- [144] B. Maunoury and F. Lacas, "Etude expérimentale de l'injection et de la combustion dans un moteur Diesel," 2001.
- [145] E. Delacourt, B. Desmet, and B. Besson, "Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques," *Fuel*, vol. 84, no. 7–8, pp. 859–867, May 2005.
- [146] V. MacIán, R. Payri, a. Garcia, and M. Bardi, "Experimental evaluation of the best approach for diesel spray images segmentation," *Exp. Tech.*, vol. 36, no. 6, pp. 26–34, 2012.
- [147] D. L. Siebers, "Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization," *SAE Tech. Pap.*, no. 1999-01-0528, 1999.
- [148] J. M. Desantes, J. V. Pastor, R. Payri, and J. M. Pastor, "Experimental characterization of internal nozzle flow and diesel spray behavior. Part ii: evaporative conditions," *At. Sprays*, vol. 15, no. 5, pp. 517–544, 2005.
- [149] J. V. Pastor, J. Arrègle, J. M. García, and L. D. Zapata, "Segmentation of diesel spray images with log-likelihood ratio test algorithm for non-Gaussian distributions," *Appl. Opt.*, vol. 46, no. 6, p. 888, 2007.
- [150] J. V. Pastor, J. Arrègle, and A. Palomares, "Diesel Spray Image Segmentation With a Likelihood Ratio Test," *Appl. Opt.*, vol. 40, no. 17, p. 2876, 2001.
- [151] N. Otsu, "A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms," *IEEE Trans. Syst. Man. Cybern.*, vol. 9, no. 1, pp. 62–66, 1979.
- [152] L. Pickett, C. Genzale, and J. Manin, "Measurement uncertainty of liquid penetration in evaporating diesel sprays," *ILASS*, no. May, 2011.
- [153] S. Kook and L. M. Pickett, "Liquid length and vapor penetration of conventional, Fischer-Tropsch, coal-derived, and surrogate fuel sprays at high-temperature and high-pressure ambient conditions," *Fuel*, vol. 93, pp. 539–548, Mar. 2012.
- [154] C. Espey and J. E. Dec, "The Effect of TDC Temperature and Density on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a D . I . Diesel Engine," *SAE Pap. 952456*, 1995.
- [155] S. Gupta, R. Poola, and R. Sekar, "Injection Parameter Effects on Diesel Spray Characteristics," *SAE Tech. Pap.*, no. 2000-01-2787, Oct. 2000.

- [156] J. Lacoste, "Characteristics of diesel sprays at high temperatures and pressures," University of Brighton, 2006.
- [157] K. Kim, D. Kim, Y. Jung, and C. Bae, "Spray and combustion characteristics of gasoline and diesel in a direct injection compression ignition engine," *Fuel*, vol. 109, no. x, pp. 616–626, Jul. 2013.
- [158] C. Mounaïm-Rousselle, J. Dernet, C. Hespel, F. Foucher, and S. Houillé, "Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector," *Fuel*, vol. 96, pp. 153–160, 2012.
- [159] D. a Kennaird, C. Crua, J. Lacoste, M. R. Heikal, M. R. Gold, and N. S. Jackson, "In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injection System," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-1626, 2002.
- [160] J. J. López, J. M. García-Oliver, A. García, and V. Domenech, "Gasoline effects on spray characteristics, mixing and auto-ignition processes in a CI engine under Partially Premixed Combustion conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, pp. 996–1006, 2014.
- [161] J. Ryu, H. Kim, and K. Lee, "A study on the spray structure and evaporation characteristic of common rail type high pressure injector in homogeneous charge compression ignition engine," *Fuel*, vol. 84, no. 18, pp. 2341–2350, 2005.
- [162] O. Chiavola and P. Giulianelli, "Modelling and Simulation of Common Rail Systems," *SAE Tech. Pap.*, no. 2001-01-3183, 2001.
- [163] A. Mulemane, J. Han, P. Lu, S. Yoon, and M. Lai, "Modeling Dynamic Behavior of Diesel Fuel Injection Systems," *Diesel Fuel Inject. Sprays*, vol. SAE paper, 2004.
- [164] M. Blessing, G. König, C. Krüger, U. Michels, and V. Schwarz, "Analysis of Flow and Cavitation Phenomena in Diesel Injection Nozzles and Its Effects on Spray and Mixture Formation," *SAE Pap. 2003-01-1358*, 2003.
- [165] A. C. Eckbreth, *Laser diagnostics for combustion temperature and species*. Amsterdam, The Netherlands: Gordon and Breach Publishers, 1996.
- [166] R. K. Hanson, J. M. Seitzman, and P. H. Paul, "Planar laser-fluorescence imaging of combustion gases," *Appl. Phys. B Photophysics Laser Chem.*, vol. 50, no. 6, pp. 441–454, Jun. 1990.
- [167] S. Faust, T. Dreier, and C. Schulz, "Temperature and bath gas composition

- dependence of effective fluorescence lifetimes of toluene excited at 266nm," *Chem. Phys.*, vol. 383, no. 1–3, pp. 6–11, May 2011.
- [168] F. P. Zimmermann, W. Koban, C. M. Roth, D.-P. Hertel, and C. Schulz, "Fluorescence lifetime of gas-phase toluene at elevated temperatures," *Chem. Phys. Lett.*, vol. 426, no. 4–6, pp. 248–251, Aug. 2006.
- [169] W. Koban, J. Schorr, and C. Schulz, "Oxygen-distribution imaging with a novel two-tracer laser-induced fluorescence technique," *Appl. Phys. B Lasers Opt.*, vol. 74, no. 1, pp. 111–114, Jan. 2002.
- [170] K. Kikuchi, C. Sato, M. Watabe, H. Ikeda, Y. Takahashi, and T. Miyashi, "New aspects of fluorescence quenching by molecular oxygen," *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 115, no. 12, pp. 5180–5184, Jun. 1993.
- [171] W. Ipp, J. Egermann, I. Schmitz, V. Wagner, A. Leipertz, M. Hartmann, and M. Schenk, "2D Mapping and Quantification of the In-Cylinder Air/Fuel-Ratio in a GDI Engine by Means of LIF and Comparison to Simultaneous Results from 1D Raman Measurements," *SAE Tech. Pap.*, no. 2001-01-1977, 2001.
- [172] L. A. Blotvogel T1, Hartmann M, Rottengruber H, "Tracer-based laser-induced fluorescence measurement technique for quantitative fuel/air-ratio measurements in a hydrogen internal combustion engine," *Appl. Opt.*, vol. 47(35), pp. p. 6488–6496, 2008.
- [173] J. Senda, D. Choi, M. Iwamuro, and H. Fujimoto, "Experimental Analysis on Soot Formation Process in DI Diesel Combustion Chamber by Use of Optical Diagnostics In-Cylinder Diesel Particulates and NOx Control," *SAE Tech. Pap.*, no. 2002-01-0893, 2002.
- [174] G. Bruneaux and G. Bruneaux, "Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence Part I: Free Jet," *Analysis*, 2005.
- [175] G. Bruneaux, "Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence Part II: Wall Impinging Versus Free Jet," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2005-01-2097, 2005.
- [176] G. Bruneaux and D. Maligne, "Study of the Mixing and Combustion Processes of Consecutive Short Double Diesel Injections," *SAE Int. J. Engines*, no. 2009-01-1352, 2009.
- [177] M. Musculus, T. Lachaux, L. M. Pickett, and C. A. Idicheria, "End-of-Injection Over-

- Mixing and Unburned Hydrocarbon Emissions in Low-Temperature-Combustion Diesel Engines," *SAE Tech. Pap.*, no. 2007-01-0907, 2007.
- [178] D. a. Rothamer, J. a. Snyder, R. K. Hanson, and R. R. Steeper, "Optimization of a tracer-based PLIF diagnostic for simultaneous imaging of EGR and temperature in IC engines," *Appl. Phys. B*, vol. 99, no. 1-2, pp. 371-384, Nov. 2009.
- [179] F. FRAT, "Etude par diagnostics optiques de l'impact d'une très haute pression d'injection sur le fonctionnement d'un moteur à injection directe essence," Université de Rouen, 2007.
- [180] W. Koban, J. D. Koch, R. K. Hanson, and C. Schulz, "Absorption and fluorescence of toluene vapor at elevated temperatures," *Phys. Chem. Chem. Phys.*, vol. 6, no. 11, p. 2940, 2004.
- [181] F. Ossler, T. Metz, and M. Ald, "Picosecond laser-induced fluorescence from gas-phase polycyclic aromatic hydrocarbons at elevated temperatures . I . Cell measurements," *Energy & Fuels*, vol. 72, pp. 465-478, 2001.
- [182] S. a. Kaiser and M. B. Long, "Quantitative planar laser-induced fluorescence of naphthalenes as fuel tracers," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 1, pp. 1555-1563, Jan. 2005.
- [183] C. S. Burton, "Electronic Energy Relaxation in Toluene Vapor," *J. Chem. Phys.*, vol. 49, no. 4, p. 1705, 1968.
- [184] C. Schulz and V. Sick, "Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 31, no. 1, pp. 75-121, Jan. 2005.
- [185] D. Frieden, V. Sick, J. Gronki, and C. Schulz, "Quantitative oxygen imaging in an engine," *Appl. Phys. B Lasers Opt.*, vol. 75, no. 1, pp. 137-141, Jul. 2002.
- [186] N. Wermuth and V. Sick, "Absorption and fluorescence data of acetone, 3-pentanone, biacetyl, and toluene at engine-specific combinations of temperature and pressure," *SAE TECH Pap. Ser.*, no. 2005-01-2090, 2005.
- [187] J. E. Dec, "A conceptual model of DI diesel combustion based on laser sheet imaging," *SAE Tech. Pap.*, no. 970873, 1997.
- [188] H. W. Dembinski, "The effects of injection pressure and swirl on in-cylinder flow pattern and combustion in a compression-ignition engine," *Int. J. Engine Res.*, vol.

- 15, no. 4, pp. 444–459, Jun. 2014.
- [189] H. Hiroyasu, “Spray breakup mechanism from the hole-type nozzle and its applications,” *At. Sprays*, vol. 10, no. 3–5, pp. 511–527, 2000.
- [190] S. Dabiri, W. A. Sirignano, and D. D. Joseph, “Effects of Cavitation on the Breakup of Liquid Jets : Bubble Growth , Distortion , and Collapse in an Orifice Flow,” *Am. Inst. Aeronaut. Astronaut.*, 2009.
- [191] C. Baumgarten, *Mixture Formation in Internal Combustion Engine*. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [192] J. Li, W. M. Yang, H. An, a. Maghbouli, and S. K. Chou, “Effects of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines,” *Fuel*, vol. 120, pp. 66–73, 2014.
- [193] A. G. Gaydon, *The Spectroscopy of Flames*, vol. 54, no. 4. Dordrecht: Springer Netherlands, 1974.
- [194] J. E. Dec and C. Espey, “Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2-D Imaging Diagnostics,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 950456, 1995.
- [195] W. Hwang, J. Dec, and M. Sjöberg, “Spectroscopic and chemical-kinetic analysis of the phases of HCCI autoignition and combustion for single- and two-stage ignition fuels,” *Combust. Flame*, vol. 154, no. 3, pp. 387–409, 2008.
- [196] L. M. Pickett, D. L. Siebers, and C. a. Idicheria, “Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 114, no. 3, pp. 1714–1731, 2005.
- [197] Y. Ohta and M. Furutani, “Identification of cool and blue flames in compression ignition,” *Arch. Combust. Polish Acad. Sci.*, vol. 11, no. 1–2, pp. 43–52, 1991.
- [198] B. Higgins, M. Q. McQuay, F. Lacas, J. C. Rolon, N. Darabiha, and S. Candel, “Systematic measurements of OH chemiluminescence for fuel-lean, high-pressure, premixed, laminar flames,” *Fuel*, vol. 80, no. x, pp. 67–74, 2001.
- [199] B. Higgins and D. L. Siebers, “Measurement of the Flame Lift-Off Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence,” *SAE Tech. Pap.*, no. 2001–01–09, 2001.

- [200] L. M. Pickett and D. L. Siebers, "Soot Formation in Diesel Fuel Jets Near the Lift-Off Length," *Int. J. Engine Res.*, vol. 7, no. June 2005, pp. 103–130, 2006.
- [201] J. Zhang, W. Jing, and T. Fang, "High speed imaging of OH * chemiluminescence and natural luminosity of low temperature diesel spray combustion," *Fuel*, vol. 99, pp. 226–234, 2012.
- [202] R. Collin, J. Nygren, M. Richter, M. Aldén, L. Hildingsson, and B. Johansson, "Simultaneous OH- and Formaldehyde-LIF Measurements in an HCCI Engine," *SAE Tech. Pap.*, no. 2003-01-3218, 2003.
- [203] M. P. B. Musculus, "Effects of the In-Cylinder Environment on Diffusion Flame Lift-Off in a DI Diesel Engine," *SAE Tech. Pap.*, no. 2003-01-0074, Mar. 2003.
- [204] J. E. Dec and E. B. Coy, "OH Radical Imaging in a DI Diesel Engine and the Structure of the Early Diffusion Flame," *SAE Tech. Pap.*, no. 960831, Feb. 1996.
- [205] K. Cung, A. Moiz, J. Johnson, S. Y. Lee, C. B. Kweon, and A. Montanaro, "Spray-combustion interaction mechanism of multiple-injection under diesel engine conditions," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3061–3068, 2014.
- [206] M. P. B. Musculus, "Multiple Simultaneous Optical Diagnostic Imaging of Early-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine," *SAE Tech. Pap.*, no. 2006-01-0079, 2006.
- [207] H. Kosaka, T. Aizawa, and T. Kamimoto, "Two-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame," *Int. J. Engine Res.*, vol. 6, no. 1, pp. 21–42, 2005.
- [208] S. W. Benson, "Combustion, A Chemical and Kinetic View," *Twenty-First Symp. Combust.*, vol. 21, pp. 703–711, 1986.
- [209] B. Bäuerle, F. Hoffmann, F. Behrendt, and J. Warnatz, "Detection of hot spots in the end gas of an internal combustion engine using two-dimensional lif of formaldehyde," *Symp. Combust.*, vol. 25, no. 1, pp. 135–141, Jan. 1994.
- [210] H. Zhao, *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry*. CambridgeUnited Kingdom: Woodhead Publishing Ltd, 2007.
- [211] G. Bruneaux, "Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxides," *Int. J. Engine Res.*, vol. 9, no. 3, pp. 249–265, 2008.

- [212] C. L. Genzale, R. D. Reitz, and M. P. B. Musculus, "Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine," *SAE Int. J. Engines*, no. 2008-01-1330, 2008.
- [213] C. Chartier, U. Aronsson, O. Andersson, R. Egnell, R. Collin, H. Seyfried, M. Richter, and M. Aldén, "Analysis of Smokeless Spray Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine by Combined Simultaneous Optical Diagnostics," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2009-01-13, Apr. 2009.
- [214] N. Graf, J. Gronki, C. Schulz, T. Baritaud, J. Cherel, P. Duret, and J. Lavy, "In-Cylinder Combustion Visualization in an Auto-Igniting Gasoline Engine using Fuel Tracer- and Formaldehyde-LIF Imaging," in *SAE Technical Paper*, 2001, no. 2001-01-1924.
- [215] T. Kim and J. B. Ghandhi, "Investigation of light load HCCI combustion using formaldehyde planar laser-induced fluorescence," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 2, pp. 2675-2682, Jan. 2005.
- [216] G. Moréac, "Etude expérimentale et modélisation des interactions chimiques entre gaz résiduels et gaz frais dans l'allumage spontané homogène des moteurs à essence," 2003.
- [217] L. Hildingsson, H. Persson, B. Johansson, R. Collin, J. Nygren, M. Richter, and M. Aldén, "Optical Diagnostics of HCCI and Low-Temperature Diesel Using Simultaneous 2-D PLIF of OH and Formaldehyde Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition," no. 724, 2004.
- [218] S. Karnani and D. Dunn-Rankin, "Visualizing CH* chemiluminescence in sooting flames," *Combust. Flame*, vol. 160, no. 10, pp. 2275-2278, 2013.
- [219] M. Kopp, M. Brower, O. Mathieu, E. Petersen, and F. Güthe, "CO*2 chemiluminescence study at low and elevated pressures," *Appl. Phys. B*, vol. 107, no. 3, pp. 529-538, Jun. 2012.

Potentiel de la Combustion Partiellement Prémélangée pour les moteurs essence

La limitation des rejets en CO_2 associés aux normes européennes antipollution de plus en plus sévères ont conduit les constructeurs automobiles à innover dans de nouveaux concepts de combustion, dans l'objectif d'augmenter le rendement des moteurs essence conventionnels. La combustion de type Partiellement Prémélangée, communément appelée Gasoline Partially Premixed Combustion (soit GPPC) semble être l'un des possibilités pour répondre à ces problématiques, en particulier s'il était possible d'atteindre un rendement proche des rendements Diesel avec des émissions polluantes plutôt de type moteur à allumage commandé et qui pourraient donc être traitées par systèmes de post-traitement classiques. Cette étude vise, par une approche expérimentale, à comprendre les processus physiques qui permettent d'optimiser ce nouveau mode de combustion, en particulier en termes de préparation du mélange et de déroulement de la combustion proprement dite. La première partie de ce travail a consisté en la détermination de l'impact des différentes conditions thermodynamiques, de la stratégie d'injections et du taux de dilution sur le déroulement de la combustion à partir de données obtenues sur un moteur opaque. Trois modes de dégagements de chaleur très distincts ont été sélectionnés, l'un représentant la configuration optimale en termes de rendement et d'émissions polluantes à partir d'expériences réalisées sur moteur monocylindre à fort taux de compression et avec une chambre typée Diesel. Des techniques de diagnostics optiques ont été mises en place sur un moteur identique mais à accès optiques dans l'objectif d'isoler tout particulièrement l'impact du phasage de la seconde injection sur le déroulement de la combustion. L'étude de la propagation liquide du spray lors de l'injection, de l'interaction entre l'air et le carburant lors du processus de formation du mélange et de la phase d'oxydation du carburant a ainsi pu être réalisée et a permis de valider les hypothèses émises lors des essais sur moteur opaque pour expliquer les processus de combustion et donner des pistes de contrôle de ce type de combustion.

Mots clés : GPPC, Fluorescence induite par laser, double injection, contrôle de la combustion

Investigation on the potential of partially premixed combustion for gasoline engine

Carbon dioxide (CO_2) and other pollutant emission limitations are more and more rigorous. These limits conduct cars manufacturers to study new combustion concept, in order to increase conventional gasoline engine efficiencies. Gasoline Partially premixed combustion concept (GPPC) seems to have the potential to reach these objectives, in other terms an efficiencies comparable to diesel engine by with emissions of gasoline engine, which mean a low cost after-treatment system. This study investigates, by an experimental approach, the physical process responsible on controlling this combustion concept and by the way improves it. This will be done by studying the mixture preparation and the combustion behaviour. The first part of this work concerns on determining the impact of in-cylinder thermodynamic conditions, injection strategy and the dilution rate on combustion behaviour using a single cylinder all metal engine. Three distinctive heat release rates were selected; where one represent the optimized injection phasing in term of efficiencies and pollutant emissions. The second part was dedicated to studying the process involved in GPPC combustion mode by optical diagnostic techniques on single cylinder optical access diesel engine. The impact of second injection phasing, fuel and air interaction and also the fuel combustion process allowed the validation of hypothesis emitted in the first part to explain the combustion behaviour and give ways to control this combustion mode.

Keywords : GPPC, LIF, double injection, control of combustion



Laboratoire PRISME
Polytech'Orléans
8 rue Leonard de Vinci
45072 Orléans Cedex 2

PSA PEUGEOT CITROËN