

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET TECHNOLOGIES

INSTITUT PRISME

THÈSE présentée par :
Mathieu ANDRÉ

soutenue le : **15 Décembre 2010**

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

Discipline : Mécanique et Énergétique

Potentiel de la combustion HCCI et injection précoce
--

THÈSE dirigée par :

M^{me} C. MOUNAÏM-ROUSSELLE
M Gilles BRUNEAUX

Professeur, Université d'Orléans
Ingénieur de recherche, IFP Énergies nouvelles

RAPPORTEURS :

M Philippe GUIBERT
M Bengt JOHANSSON

Professeur, Université Pierre et Marie Curie
Professeur, Université de Lund

JURY :

M Philippe GUIBERT - Président
M Övind ANDERSSON
M Raúl PAYRI
M^{me} C. MOUNAÏM-ROUSSELLE
M Gilles BRUNEAUX
M Bruno WALTER
M Fabrice FOUCHER

Professeur, Université Pierre et Marie Curie
Maître de conférences, Université de Lund
Professeur, Université Polytechnique de Valence
Professeur, Université d'Orléans
Ingénieur de recherche, IFP Énergies nouvelles
Ingénieur de recherche, IFP Énergies nouvelles
Maître de conférences, Université d'Orléans

Remerciements

Cette thèse a été effectuée à l'Institut PRISME, dans l'équipe Énergétique, Propulsion et Moteurs de l'Université d'Orléans ainsi qu'à l'IFP Énergies nouvelles dans le cadre d'une bourse CIFRE.

Je tiens en premier lieu à remercier chaleureusement Christine MOUNAÏM-ROUSSELLE et Fabrice FOUCHER de l'Université d'Orléans, ainsi que Gilles BRUNEAUX et Bruno WALTER de l'IFP Énergies nouvelles pour leur encadrement au cours de cette thèse. Leurs connaissances scientifiques, leur disponibilité, leur soutien ainsi que leur bonne humeur ont été une aide précieuse.

Je remercie Philippe GUIBERT et Bengt JOHANSSON d'avoir accepté d'être les rapporteurs de ce mémoire de thèse, ainsi que Öivind ANDERSSON et Raul PAYRI pour leur participation au jury.

Merci aux techniciens et ingénieurs ayant participé à cette étude, leur travail et apport technique étant totalement indispensables dans le cadre d'une thèse expérimentale. Un merci particulier à Bruno MOREAU de l'Université d'Orléans ainsi qu'à Jérôme CHEREL de l'IFP Énergies nouvelles pour leur pédagogie tout au long de nos essais. Je remercie également tous les autres techniciens et ingénieurs m'ayant apporté leur aide.

Une pensée particulière à tous les doctorants ayant partagé mon quotidien pendant ces trois années. Ils sont finalement devenus des amis. Je garderai de merveilleux souvenirs partagés en particulier avec Toni et Ludo, au labo, à Orléans, et même sur des terres plus lointaines.

Je terminerai ces remerciements par les personnes m'ayant toujours accompagné, quoi que je fasse. Un immense merci à toute ma famille, en particulier à mes parents. Depuis mon plus jeune âge, ils m'ont toujours poussé à me dépasser pour atteindre mes objectifs. Ils sont en grande partie responsables de mon succès dans les différents projets que j'ai menés. Je remercie enfin mon 'quatrième correcteur' pour son soutien inconditionnel et indispensable.

Table des matières

Nomenclature	5
---------------------------	----------

Premier Chapitre : Contexte et enjeux de l'étude.....	9
--	----------

I. Normes réglementaires pour véhicules légers Diesel	11
II. La combustion Diesel conventionnelle	13
III. Les voies pour répondre à la problématique NOx/particules/consommation	18
III.1. Le post-traitement	18
III.2. Les modes de combustion Diesel homogène	18
III.2.1. La combustion HCCI	18
III.2.2. La combustion PCCI	20
III.2.3. La combustion LTC	21
III.3. Quelle voie choisir?	21
IV. Objectifs et plan de l'étude.....	22

Deuxième Chapitre : Principe de fonctionnement de la combustion HCCI.....	25
--	-----------

I. La flamme froide	29
II. Le coefficient négatif de température.....	30
III. La combustion principale	31
IV. Espèces et réactions chimiques étudiées en combustion HCCI	31
IV.1. Le formaldéhyde	32
IV.2. Le radical OH à l'état fondamental et à l'état excité.....	32
IV.3. Le radical C ₂ •	33
IV.4. Le CO continuum.....	34
V. Influence de la pression.....	35
VI. Influence de la concentration en carburant	36

Troisième Chapitre : Moyens expérimentaux et d'analyse.....	37
--	-----------

I. Introduction	39
II. Dispositifs et moyens expérimentaux	39
II.1. Description des moteurs.....	39
II.2. Système d'injection NADI™ et bols de piston.....	41
II.3. Système d'admission	43
II.3.1. Circuit d'admission Site PRISME	44
II.3.2. Circuit d'admission Site IFP Énergies nouvelles.....	46
II.4. Instrumentation	48
III. Acquisition et traitement des mesures sur banc	49
III.1. La pression cylindre	49
III.2. Analyse de combustion	50
IV. Techniques de mesures optiques	53

IV.1.	Fluorescence induite par laser.....	53
IV.1.1.	Introduction	53
IV.1.2.	LIF biacetyl.....	55
IV.1.2.1.	Principe.....	55
IV.1.2.2.	Propriétés photophysiques du biacetyl.....	55
IV.1.2.3.	Dispositif expérimental utilisé.....	56
IV.1.2.4.	Ensemencement.....	57
IV.1.3.	LIF carburant	58
IV.1.3.1.	Principe.....	58
IV.1.3.2.	Dispositif expérimental utilisé.....	59
IV.2.	Acquisition et traitement des images	60
IV.2.1.	Images de LIF biacetyl	60
IV.2.2.	Images de LIF carburant.....	61
IV.2.3.	Post-traitement des images de LIF	63
IV.2.4.	Destruction du biacetyl.....	63
V.	Conditions expérimentales	64
VI.	Conclusion.....	68

Quatrième Chapitre : Préparation du mélange 69

I.	Introduction	71
I.1.	Étude bibliographique sur la préparation du mélange.....	71
I.1.1.	Effet du niveau de swirl.....	72
I.1.2.	Effet de la géométrie de la chambre de combustion	73
I.1.3.	Effet du phasage de l'injection	74
I.1.4.	Effet de la pression d'injection	76
I.1.5.	Effet de la durée de l'injection.....	77
I.1.6.	Effet de l'angle de nappe	79
I.1.7.	Effet du diamètre de trou.....	80
I.2.	Conclusion de l'étude bibliographique sur la préparation du mélange	82
II.	Objectifs	83
III.	Méthodologie employée.....	83
III.1.	Principe	83
III.2.	Limites	86
III.3.	Exemples d'application.....	89
IV.	Détermination de la quantité injectée maximum sans mouillage des parois du cylindre .	92
IV.1.	Cas d'une injection simple.....	92
IV.2.	Cas de l'injection multiple	97
V.	Optimisation de la stratégie injection.....	100
VI.	Qualité du mélange.....	105
VII.	Conclusions	110

Cinquième Chapitre : Contrôle de la combustion HCCI..... 113

I.	Introduction	115
I.1.	Étude bibliographique sur le contrôle de la combustion HCCI	115
I.1.1.	Contrôle du phasage de la combustion.....	116
I.1.1.1.	Effet de la stratégie injection	116
I.1.1.2.	Effet de la dilution.....	117
I.1.1.3.	Effet de la température d'admission.....	118

I.1.2. Contrôle du dégagement d'énergie	120
I.1.2.1. Effet de la dilution.....	120
I.1.2.2. Effet de la stratification de la température	121
I.1.2.3. Effet de la stratification de la richesse	123
I.1.2.4. Effet de la stratification du diluant	125
I.2. Conclusion de l'étude bibliographique sur le contrôle de la combustion HCCI	127
II. Objectifs	127
III. Effets de la dilution sur la combustion HCCI	127
III.1. Stratification de la température	127
III.1.1. Effet de la température d'admission	128
III.1.2. Effet de la stratification de la température.....	134
III.1.3. Conclusion	134
III.2. Stratification du diluant.....	134
III.2.1. Effet du taux de dilution.....	135
III.2.2. Effet de la composition du diluant.....	141
III.2.3. Effet de la stratification du diluant.....	143
III.2.3.1. Diluant dans le conduit hélicoïdal	144
III.2.3.2. Validation avec un diluant réaliste: l'EGR réel	150
III.2.3.3. Effet de l'acoustique admission	152
III.2.4. Conclusion	159
IV. Conclusions	160
Conclusions générales et perspectives	163
Références bibliographiques	167
Annexe A : Post-traitement des images de LIF	181
Annexe B : Effets de la pression d'admission et du régime sur les images de LIF biacetyl	199
Annexe C : Effet de la stratification de la température.....	203
Annexe D : Effet de la richesse à iso-taux de dilution.....	205
Annexe E: Détermination du taux de dilution massique recalculé ...	207
Annexe F : Stratification du biacetyl.....	211
Annexe G : Effet du déséquilibre des conduits en débits. Diluant dans le conduit H	219
Annexe H : Effet de l'acoustique admission	225

Nomenclature

Lettres latines

c	Célérité de la lumière	m/s
C_a	Coefficient de contraction d'aire	-
$C_{A/D}$	Facteur de gain de la caméra	e ⁻ /counts
c_v	Capacité calorifique massique à volume constant	J/kg/K
d	Diamètre du trou de l'injecteur	μm
D	Alésage du moteur	m
dil	Taux de dilution massique	%
$^{\circ}V$	Degré vilebrequin	
dQ_c	Taux de dégagement de chaleur	J/ $^{\circ}V$
$dQ_c \text{ max}$	Pic de taux de dégagement de chaleur	J/ $^{\circ}V$
dV_c	Volume correspondant à un pixel	m ³
E	Densité énergétique du laser	J/cm ²
$(F/A)_{liq}$	Rapport massique entre le carburant et l'ambient pour lequel on se trouve à l'équilibre liquide/vapeur pour le carburant	-
h	Constante de Planck	J.s
h_c	Coefficient de convection	W/m ² /K
I	Intensité	counts
k	Constante de Boltzmann	J/K/mol
L_b	Longueur de bielle	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
$m_{réelle}$	Masse entrant réellement dans le moteur	kg
$m_{théorique}$	Masse théorique entrant dans le moteur	kg
n	numéro de l'image	
P	Pression	bar
Q	Chaleur apparente dégagée par la combustion	J
Q_{inj}	Quantité de carburant injectée	mg
Q_p	Chaleur perdue aux parois	J
R	Rayon du maneton	m
$remp$	Remplissage du moteur	-
r_{cyl}	Constante spécifique des gaz dans le cylindre	J/kg/K
S	Surface d'échange entre les gaz et les parois	m ²
S_f	Nombre de photons par pixels collecté par la caméra	counts
T	Température	K
T_p	Température des parois de la chambre de combustion	K

U	Énergie interne des gaz présents dans le cylindre	J
V_{cyl}	Volume de la chambre de combustion	m^3
V_p	Vitesse moyenne du piston	m/s
W	Travail fourni aux gaz présents dans le cylindre	J
x	composante suivant la direction de propagation du laser, i.e. suivant l'horizontale	
x_l	Pénétration liquide du spray depuis le nez de l'injecteur	m
X_{tr}	Fraction molaire de la molécule produisant la fluorescence	-
y	composante suivant la perpendiculaire à la direction de propagation du laser, i.e. suivant la verticale	

Lettres grecques

α	Angle vilebrequin ($0^\circ V = PMH$ compression)	$^\circ V$
γ_{cyl}	Coefficient isentropique des gaz dans le cylindre	-
$\Delta\Phi$	Différence de richesse : $\Delta\Phi = \Phi_A - \Phi_E$	-
$\Delta\Phi_{seuil}$	Seuil d'écart de richesses	-
ΔTi	Durée de commande de l'injection	μs
η_{opt}	Efficacité du système de collection de la lumière	-
θ	Angle du spray de carburant	radian
λ	Longueur d'onde	nm
Λ	Rapport entre la longueur de bielle et le rayon du maneton	-
ρ	Densité	kg/m^3
σ	Section efficace d'absorption	$cm^2/molécule$
σ_{shot}	Shot noise de la caméra	counts
Φ	Richesse	-
Φ_A	Richesse "admission" déterminée par les débitmètres d'air et de carburant	-
Φ_E	Richesse "échappement" déterminée par la baie d'analyse de gaz	-
Φ_{fl}	Rendement quantique de fluorescence	-

Indices et exposants

a	Ambiant
adm	Admission
cam	Caméra

ch	Chambre
corr_fond	Correction par l'image moyenne de fond
corr_fond_laser	Correction par l'image de fond moyenne et par le profil d'énergie du laser
corr_fond_laser_filtre	Correction par l'image de fond moyenne et par le profil d'énergie du laser suivi d'un filtrage
cyl	Cylindre
éch	Échappement
f	Carburant
fond	Image de fond
gl	Normalisation "global mean"
h	Image homogène
im	Normalisation "image mean"
inflammation	"Injection d'inflammation"
inj	Injection
laser	Fluctuations tir à tir de l'énergie laser
max	Maximum
précoce	Injection précoce
profil	Fluctuations tir à tir du profil laser
ray	Normalisation "ray mean"
strat	Stratification du traceur dans le plan
tot	Total
traceur	Fluctuations image à image de la quantité de traceur dans le plan
T	Stratification de la température

Symboles

$\langle \rangle$	Moyenne d'ensemble sur les images	counts
$\bar{I}_n$	Moyenne spatiale de l'intensité des pixels d'une image n considérée	counts
$\tilde{I}_{y,n}$	Moyenne de l'intensité des pixels sur une ligne y considérée d'une image n considérée	counts

Acronymes

CAXX	Angle vilebrequin où XX% du carburant est brûlé	°V
CCD	Charge-Coupled Device	
COV	Coefficient Of Variation	-
CSI	Consommation Spécifique Indiquée	g/kWh

EEA	European Environment Agency	
EEE	Espace Economique Européen	
EGR	Exhaust Gas Recirculation	
FAP	Filtre A Particules	
FSN	Filter Smoke Number	
HAP	Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques	
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	
IC	Internal Conversion	
IGR	Internal Gas Recirculation	
IOF	Insoluble Organic Fraction	
ISC	InterSystem Crossing	
LIF	Laser Induced Fluorescence	
LTC	Low Temperature Combustion	
Nd :Yag	Neodymium-doped Yttrium aluminium garnet	
NEDC	New European Driving Cycle	
NTC	Negative Temperature Coefficient	
PCCI	Premixed Controlled Compression Ignition	
pdf	Probability Density Function	
PMB	Point Mort Bas	
PMH	Point Mort Haut	
PMI	Pression Moyenne Indiquée	bar
PRF	Primary Reference Fuel	
SCR	Selective Catalytic Reduction	
SOF	Soluble Organic Fraction	
VR	Vibrational Relaxation	

Premier Chapitre

Contexte et enjeux de l'étude

I. Normes réglementaires pour véhicules légers

Diesel

Depuis de nombreuses années nous observons une prise de conscience générale concernant l'impact de l'activité humaine sur l'environnement. La protection de celui-ci devient un enjeu primordial qui concerne aussi bien le monde politique que le monde industriel et économique. Nous cherchons alors, par exemple, à diminuer les rejets d'émissions polluantes et de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Le secteur des transports est directement concerné par ces considérations étant un secteur fortement émetteur de gaz à effet de serre, en particulier de CO₂ (Figure I-1), de NO_x (Figure I-2) et de particules (Figure I-3). Le monde de l'automobile sera bien évidemment directement concerné par ces données.

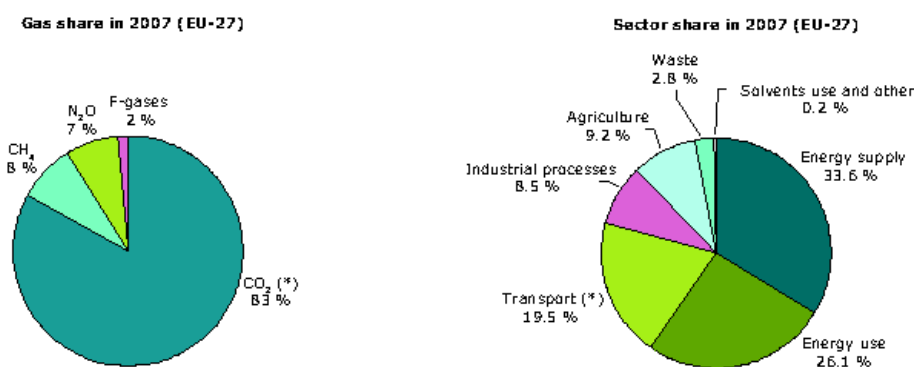


Figure I-1: Émissions de gaz à effet de serre par gaz et par secteurs pour l'Europe des 27, 2007, [1]

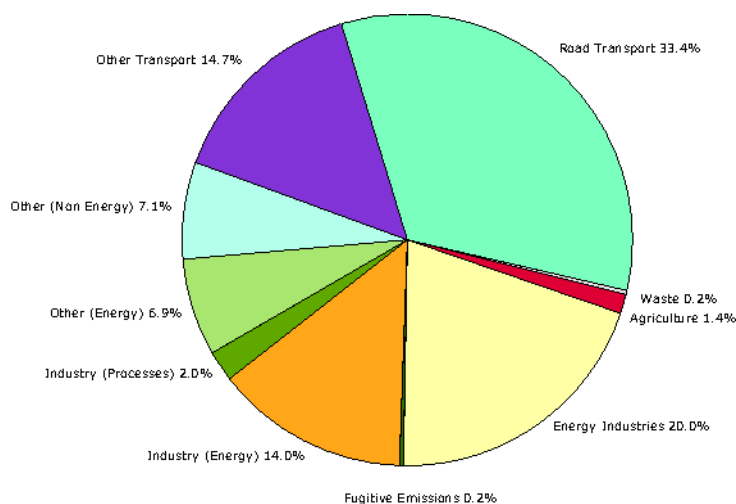


Figure I-2: Répartition des émissions de NO_x par secteurs pour les pays membres de l'EEE, 2007, [2]

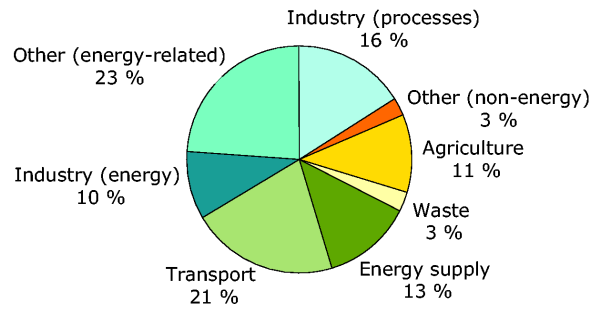


Figure I-3: Répartition des émissions de particules par secteurs pour l'Europe des 27, 2005, [3]

Si de plus nous prenons en compte l'accroissement constant du parc automobile mondial (Figure I-4), nous comprenons alors toute l'importance de l'existence de normes anti-pollution. L'Europe s'est ainsi dotée dès 1993 de normes anti-pollution (Euro1) qui se sont considérablement sévériées au fil des années.

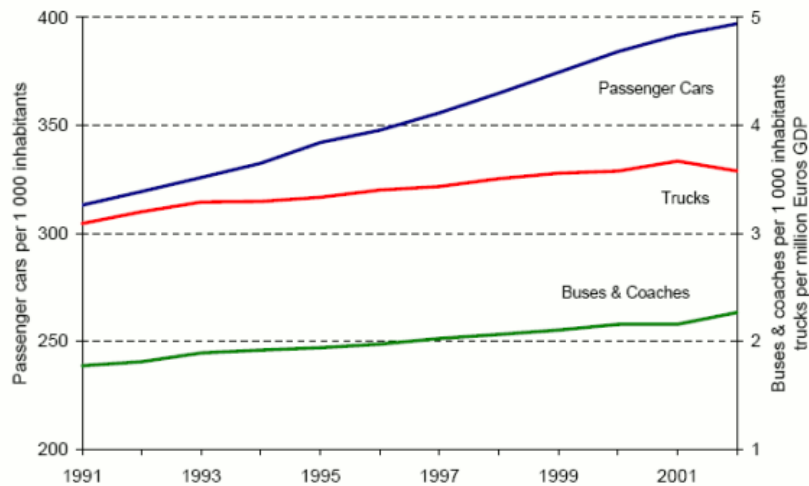


Figure I-4: Évolution du parc automobile (courbe bleue) de 1991 à 2002 pour les pays de l'EEA32, [4]

L'incitation à diminuer les émissions de gaz à effets de serre étant de plus en plus forte, le moteur Diesel semble ainsi promis à un bel avenir. En effet, grâce à son rendement supérieur à celui du moteur à allumage commandé, il conduit à de plus faibles consommations et donc à de plus faibles rejets de CO₂. Cependant, contrairement à son homologue essence, sa combustion génère le rejet dans l'atmosphère de polluants tels que les oxydes d'azote (NO_x) et les particules comme nous le développerons plus loin. La sévériisation des normes antipollution a donc bien sûr aussi concerné ce type de motorisation. La Figure I-5 présente l'évolution de ces normes de Euro 3 (2000) à Euro 6 (2014) pour les véhicules légers Diesel et montre clairement la volonté des décideurs à toujours réduire les émissions polluantes. En effet, entre Euro 3 et Euro 6, une diminution de 90% des particules et de 84% des NO_x devra être atteinte. Ces normes sont mesurées sur le cycle NEDC (New European Driving Cycle) et exprimées en mg/km.

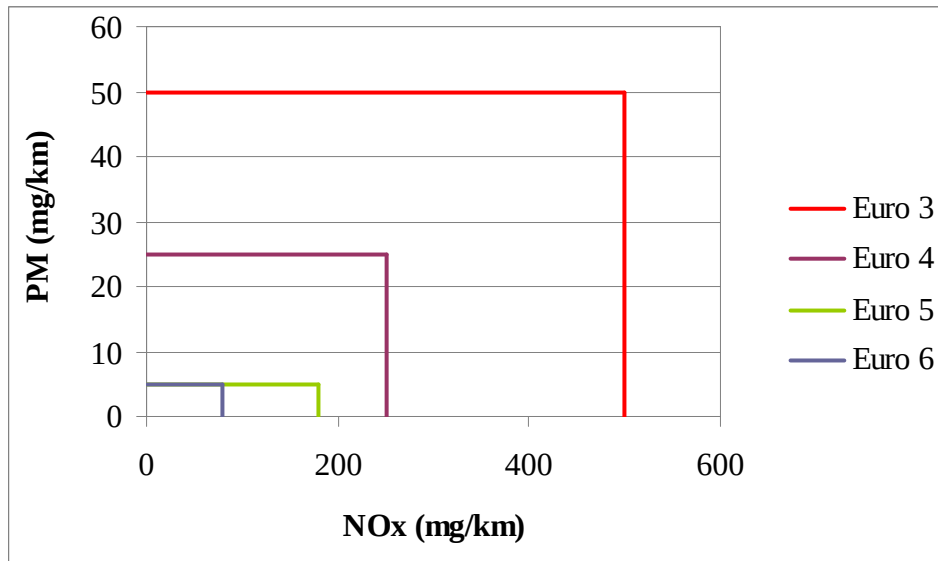


Figure I-5: Évolution des normes Euro de 2000 (Euro 3) à 2014 (Euro 6) pour les véhicules légers Diesel

Le moteur Diesel doit ainsi répondre à une problématique NO_x/particules/consommation toujours plus difficile à résoudre, d'autant plus que le downsizing actuel des moteurs Diesel oblige à dépolluer le moteur sur une plage de fonctionnement toujours plus étendue. Le paragraphe suivant présente le fonctionnement de ce mode de combustion, nommé combustion Diesel conventionnelle par la suite, ainsi que sa position actuelle par rapport à cette problématique.

II. La combustion Diesel conventionnelle

La combustion Diesel conventionnelle connaît un essor dès les années 1960, puis dans les années 1980 avec l'accélération des ventes de véhicules Diesel.

Pour ce mode de combustion, l'injection de carburant a lieu dans un environnement à haute température et à haute pression, i.e. proche du Point Mort Haut (PMH). La combustion en mode Diesel conventionnelle se déroule comme suit: le carburant est tout d'abord introduit dans la chambre de combustion. Le délai, entre le début de l'injection et le début de la combustion est la somme d'un délai physique, lié aux phénomènes d'évaporation du carburant et du mélange avec l'air, et d'un délai chimique, lié au temps mis par les réactions chimiques pour se mettre en place. La première phase de la combustion se fait là où le carburant est évaporé et mélangé: il s'agit ainsi d'une combustion en prémélange. La seconde partie de la combustion est de type diffusif.

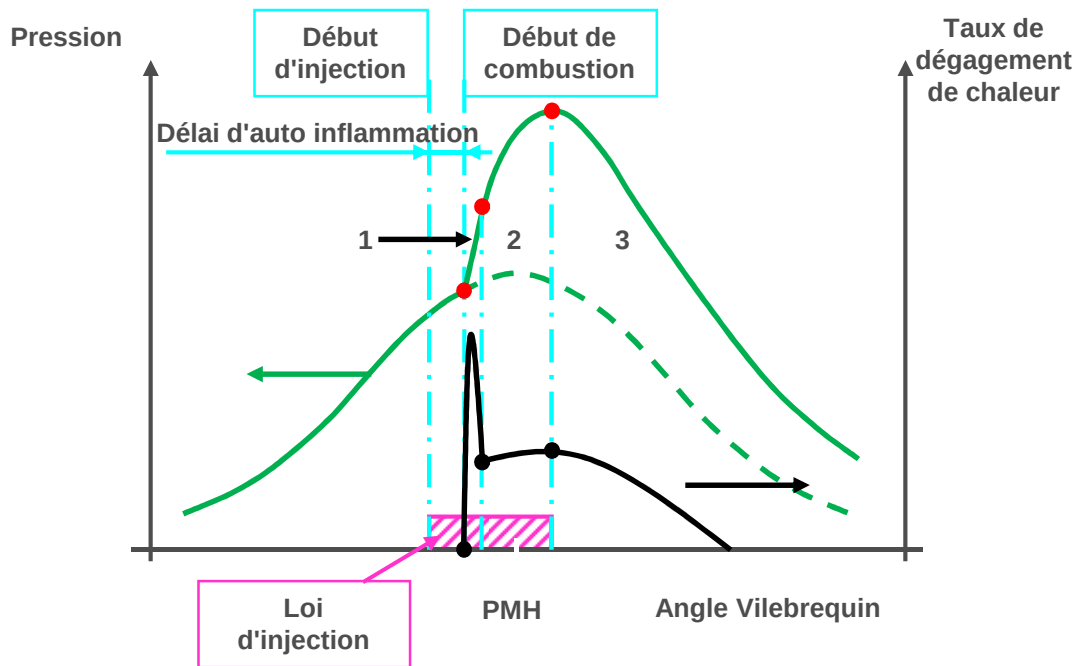


Figure I-6: Représentation schématique du déroulement de la combustion Diesel conventionnelle

La Figure I-6 présente de façon schématique le déroulement de la combustion Diesel conventionnelle. Trois zones sont mises en évidence sur cette figure:

- Zone 1: combustion en prémélange, conduisant à un pic de taux de dégagement de chaleur élevé.
- Zone 2: combustion en diffusion contrôlée (injection en cours), beaucoup moins rapide, expliquant ainsi des valeurs de taux de dégagement de chaleur moins élevées. Cette phase de la combustion est schématisée sur la Figure I-7, figure présentant les différentes richesses au sein du spray ainsi que la localisation des particules.

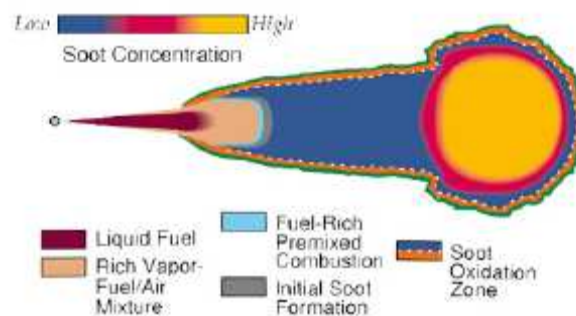


Figure I-7: Richesse et localisation des particules lors de la combustion en diffusion, d'après [5]

- Zone 3: combustion en diffusion non contrôlée (injection terminée).

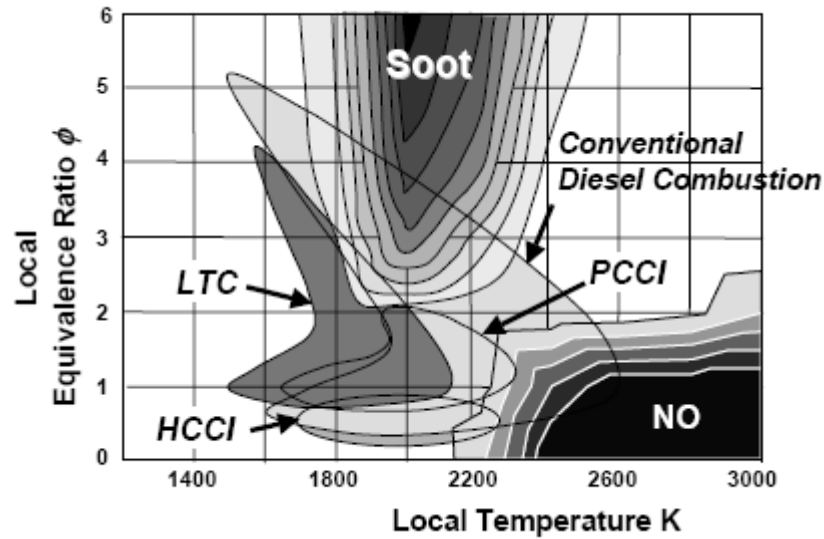


Figure I-8: Diagramme de Kitamura, d'après [6]

Ce mode de combustion possède un bon rendement mais émet dans l'atmosphère des particules et des NO_x , comme le montre la Figure I-8. Les autres modes de combustion présents sur cette figure seront détaillés par la suite.

Les émissions des deux autres polluants réglementés, les HC et le CO, sont quant à elles faibles.

L'appellation NO_x regroupe trois polluants : le monoxyde d'azote NO, le dioxyde d'azote NO_2 et le protoxyde d'azote N_2O . Les conditions rencontrées dans la chambre de combustion conduisent à la production de NO essentiellement. Sa formation est décrite par trois mécanismes [7]:

- Le NO thermique, décrit par le mécanisme de Zeldovitch : c'est la voie de formation privilégiée du monoxyde d'azote, qui provient de l'oxydation à haute température de l'azote présent dans l'air comburant. Il s'agit du polluant représenté sur la Figure I-8.
- Le NO prompt correspond au monoxyde d'azote formé au sein de la flamme.
- Le NO fuel provient non plus de l'oxydation de l'azote présent dans l'air comburant mais de l'azote présent dans le carburant. Si l'on considère les carburants utilisés pour le transport automobile, cette voie de formation du monoxyde d'azote peut être négligée car ils ne contiennent que très peu d'azote.

Les particules sont quant à elles décrites par deux fractions :

- La SOF, pour Soluble Organic Fraction, qui représente la partie soluble de la particule, i.e. les hydrocarbures imbrûlés présents dans la ligne d'échappement qui se condensent sur la partie carbonée de la particule.
- La IOF, pour Insoluble Organic Fraction, qui représente la partie non soluble de la particule, c'est à dire le noyau carboné ainsi que les composés soufrés.

Les particules sont formées dans les mélanges riches en carburant, i.e. en défaut d'oxygène (Figure I-8). Leur formation est fortement liée à celle d'hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) précurseurs des particules. Ces derniers favorisent d'autant plus la formation des suies lorsqu'ils sont déjà présents dans le carburant.

Les HC regroupent toute espèce composée de carbone et d'hydrogène s'échappant sous forme vapeur de la chambre de combustion. Des composés liquides peuvent également être trouvés dans la ligne d'échappement, non comptabilisés dans les émissions de HC, car constituant une partie de la phase soluble des particules comme déjà discuté.

Les HC sont composés de carburant pur mais également d'espèces partiellement oxydées formées durant le processus de combustion. Ils sont ainsi révélateurs d'une combustion incomplète.

Le monoxyde de carbone, CO, est quant à lui un composé majeur du processus de combustion. La plupart du CO formé est convertie en CO₂ si les températures locales sont suffisantes, i.e. supérieures à 1400 K environ pour du gazole [8]. Ainsi la présence de fortes émissions de CO à l'échappement est également révélatrice d'une combustion incomplète.

Le fonctionnement en mode hétérogène de la combustion Diesel conventionnelle est responsable de la formation des émissions de NO_x et de particules. La chambre de combustion contient en effet des zones autour de la stœchiométrie à fortes températures conduisant à la formation des NO_x, ainsi que des zones à forte richesse, responsables de la formation des particules (Figure I-8). Ces différentes zones sont notamment décrites par Flynn et al. [9] qui s'appuie sur le modèle phénoménologique de Dec [5] (Figure I-7).

Les émissions de HC et de CO sont quant à elles limitées car les températures rencontrées sont élevées, conduisant à une combustion quasi-complète.

L'utilisation sur les véhicules Diesel en mode conventionnelle de catalyseurs d'oxydation réduit considérablement la SOF de la particule, si bien que l'on peut considérer qu'il ne subsiste que la IOF de la particule à la sortie de l'échappement. L'utilisation d'un tel catalyseur permet également de traiter les faibles émissions de HC et de CO.

Afin de limiter les émissions de la IOF de la particule en mode Diesel conventionnelle, un nombre toujours croissant de véhicules Diesel se voit doté de filtres à particules (FAP). L'Agence Environnementale Européenne (EEA) prévoit que tous les véhicules Diesel respectant Euro 5 en soient équipés [10].

La diminution des émissions de NO_x ne pourra quant à elle pas être due au catalyseur d'oxydation. En effet, les oxydes d'azotes doivent être réduits et non oxydés alors que les gaz d'échappement, en combustion diesel, sont encore fortement porteurs d'oxygène. La catalyse sélective (SCR – Selective Catalytic Reduction) et le piège à NO_x (NO_x Trap) n'étant pas encore totalement déployés sur les moteurs automobiles, la principale voie utilisée aujourd'hui pour réduire les émissions de NO_x est de recirculer les gaz d'échappement à l'admission. C'est ce que l'on appelle l'EGR (Exhaust Gas Recirculation). Les espèces CO₂ et H₂O présentes dans ces gaz possèdent de fortes capacités calorifiques, ce qui réduit l'augmentation de la température suite à la compression des gaz et à la combustion. De même,

ils conduisent à remplacer une partie de l'air par des espèces inertes conduisant également à diminuer les températures cylindre lors de la combustion, et par conséquent les émissions de NO_x .

Cependant, pour une pression d'admission donnée, l'augmentation du taux d'EGR conduit à une diminution du débit d'air, augmentant ainsi les richesses et par suite les émissions de particules (Figure I-8). Cette augmentation des émissions de particules peut provoquer une saturation plus rapide du FAP. Ceci mène à une fréquence de régénération plus élevée entraînant une consommation de carburant et des émissions de CO_2 plus importantes. Les constructeurs sont également amenés à améliorer les phases de régénération des FAP, ce qui est coûteux.

Ainsi, le moteur Diesel en mode conventionnelle conduit certes à de faibles consommations de carburant mais est confronté au compromis NO_x /particules [11] (Figure I-9).

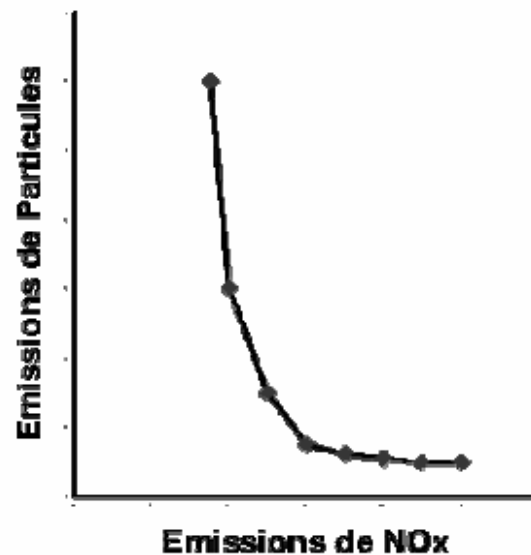


Figure I-9 : NO_x /particules sur moteur Diesel conventionnel, d'après [11]

Le passage de la norme Euro 4 à Euro 5 a été rendu possible grâce à l'amélioration des systèmes d'injection et à la généralisation des filtres à particules, couplées à l'utilisation de taux d'EGR toujours plus importants. Cependant, le passage de la norme Euro 5 à Euro 6 semble beaucoup plus délicat. En effet, si les émissions de particules seront toujours limitées à 5 mg/km, les émissions maximum autorisées concernant les NO_x diminueront de 180 mg/km à 80 mg/km, soit une baisse de plus de 55%.

Dans ce contexte, la combustion Diesel conventionnelle ne répondra plus de manière satisfaisante à la problématique NO_x /particules/consommation.

Afin de résoudre cette problématique deux voies sont envisagées :

- Le post-traitement
- La réduction des émissions à la source par de nouveaux modes de combustion: les modes de combustion Diesel homogène

Ces deux voies sont développées dans les paragraphes suivants.

III. Les voies pour répondre à la problématique NO_x/particules/consommation

III.1. Le post-traitement

Les voies par post-traitement envisagées consistent à coupler les technologies SCR ou NO_x Trap à la combustion Diesel conventionnelle. Il s'agit aujourd'hui des voies répondant au mieux à la problématique NO_x/particules/consommation. En effet, les systèmes de combustion peuvent être optimisés dans le but de réduire au maximum les consommations de carburant et les émissions de CO₂. Dans le même temps, les émissions de particules sont limitées grâce à l'absence d'EGR et à l'utilisation d'un FAP et les forts rejets de NO_x associés sont post-traités.

L'autre voie envisagée consiste à réduire les émissions polluantes à la source par la modification du mode de combustion, ces nouveaux modes de combustion étant appelés modes de combustion Diesel homogène.

Les principaux modes de combustion Diesel homogène sont développés dans la partie suivante. Les différentes définitions utilisées proviennent de Neely et al. [6].

III.2. Les modes de combustion Diesel homogène

III.2.1. La combustion HCCI

D'un point de vue historique, le premier mode de combustion Diesel homogène étudié est la combustion Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

Bien que les normes anti-pollution en Europe aient été mises en place à partir du début des années 1990, la combustion HCCI existe depuis la fin des années 1970. En effet, le premier moteur deux temps fonctionnant en mode homogène a fait l'objet d'une publication en 1979, par Onishi et al. [12], et le premier moteur quatre temps en 1983, par Najt et al [13].

L'apparition et la sévèrisation des normes anti-pollution ont renforcé l'intérêt porté par ce type de combustion, le nombre de publications relatives à la combustion HCCI ayant été multiplié par 10 en 10 ans entre 1990 et 2000 [14].

Lors de la combustion HCCI, le carburant est introduit de manière très précoce dans la chambre de combustion. La part de la combustion en prémélange est alors maximale, la combustion en diffusion n'est plus observée: il s'agit d'une combustion en masse.

Depuis l'apparition de ce mode de combustion, plusieurs stratégies d'injection ont été explorées. Nous pouvons en recenser trois:

- L'injection indirecte. Il s'agit de la stratégie la plus simple.
- La combinaison de l'injection directe et de l'injection indirecte : concept "Internal Combustion Engine with Homogeneous and Heterogeneous Charge" de ATR Corporation [15] et le concept HCDC (Homogeneous Charge Diesel Combustion) du Traffic Safety and Nuisance Research Institute [16-19].
- L'injection directe précoce. Pour cette stratégie d'injection, nous pouvons recenser celles faisant appel à un seul injecteur (HiMICs (Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion system) [20, 21], UNIBUS (UNiform BUckly combustion System) [22], PCI (Premixed Compressed Ignited combustion) [23] et le concept NADITM (Narrow Angle Direct Injection) [24, 25]) ou à deux injecteurs ou plus (PREDIC/MULDIC (PREmixed lean et MULtiple stage Diesel Combustion) Concept [26]).

Quelle que soit la stratégie d'injection employée, la combustion peut être phasée de manière optimale dans le cycle afin de conserver de faibles consommations de carburant comparables à celles rencontrées sur le mode Diesel conventionnelle.

De plus, l'injection du carburant de manière très précoce dans la chambre de combustion permet un très bon mélange entre l'air et le carburant. Les richesses locales très faibles conduisent alors à des émissions de particules et de NO_x très limitées, les zones à richesse locale supérieure à 2 et celles à température locale supérieure à 2200 K étant grandement évitées (Figure I-8). Les émissions de NO_x peuvent également être fortement réduites grâce à l'utilisation de forts taux de dilution.

La combustion HCCI s'affranchit ainsi du compromis NO_x/particules de la combustion Diesel conventionnelle tout en conservant de faibles consommations de carburant. Elle répond donc de manière adéquate à la problématique NO_x/particules/consommation du moteur Diesel. Cependant, ce mode de combustion est confronté à une double problématique:

- Le contrôle de la combustion à forte charge: la combustion en masse observée dans le cas de la combustion HCCI conduit à de très forts gradients de pression cylindre en cas de charge élevée, incompatibles avec les contraintes mécaniques des moteurs actuels. Le contrôle de la combustion se fait actuellement par l'EGR: la diminution des températures et le remplacement d'une partie de l'air par des espèces inertes conduisent en effet à un ralentissement de la cinétique chimique. Cependant, cette technique est limitée par les possibilités actuelles de la boucle d'air.
- Les fortes émissions de HC et de CO, en particulier à faible charge. Trois causes principales sont responsables de telles émissions : une température locale trop faible [8, 27-30], une richesse locale trop faible [27, 31, 32] ou trop élevée [8, 30].

Comme déjà évoqué, le downsizing des moteurs Diesel conduit à une dépollution de ces derniers sur des plages de fonctionnement toujours plus étendues. La problématique de contrôle de la combustion à charge élevée est ainsi la plus forte.

De plus, ce downsizing durcit les contraintes de performances des moteurs, des performances toujours plus élevées étant demandées. Or, l'importance de la problématique de contrôle de la combustion à forte charge est telle qu'il n'est pas envisageable de fonctionner en mode HCCI sur toute la plage de fonctionnement du moteur. Ainsi, en cas d'utilisation de la combustion HCCI sur moteur, celui-ci doit fonctionner en bi-mode: les charges faibles et partielles étant réalisées en mode HCCI, les charges les plus élevées en mode Diesel conventionnelle. Une seule stratégie d'injection permet de respecter cette contrainte technique ainsi que les contraintes économiques inhérentes au monde industriel: l'injection directe précoce à l'aide d'un seul injecteur, correspondant aux concepts HiMICs [20, 21], UNIBUS [22], PCI [23] et au concept NADITM [24, 25] évoqués précédemment.

L'utilisation d'injections directes précoces conduit néanmoins à une troisième problématique: le mouillage des parois de la chambre de combustion par du carburant liquide.

Il s'agit d'une des problématiques majeures de la combustion HCCI réalisée à l'aide de telles injections [23, 33-40]. En effet, l'injection du carburant très tôt dans le cycle, i.e. dans un environnement à faible température et à faible densité, peut entraîner une importante pénétration liquide du spray [41-45] menant au mouillage des parois et à de fortes émissions de HC [8, 23, 30, 41]. En cas d'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre, des problèmes de fiabilité moteur peuvent survenir [46].

Ce phénomène peut alors conduire à une réduction significative de la quantité de carburant pouvant être introduite dans la chambre de combustion, limitant ainsi la plage d'utilisation de la combustion HCCI à l'aide d'injections directes précoces.

Cette problématique constituant un verrou scientifique et technique très fort, de nouveaux modes de combustion Diesel homogène ont alors été étudiés. Le paragraphe suivant présente l'un d'entre eux, la combustion Premixed Controlled Compression Ignition (PCCI).

III.2.2. La combustion PCCI

La stratégie d'injection utilisée lors de la combustion PCCI fait appel à des injections directes précoces en phase de compression et à une injection directe proche du PMH. Ce mode de combustion ne fait pas appel à l'EGR pour contrôler la combustion, le phasage de la dernière injection permettant de conserver la contrôlabilité de la combustion Diesel conventionnelle.

Une part importante du carburant étant injectée de manière précoce, la combustion est moins hétérogène que dans le cas de la combustion Diesel conventionnelle, permettant de limiter les émissions de NO_x et de particules par rapport à ce mode de combustion (Figure I-8). Cependant, l'utilisation d'une injection proche du PMH afin de contrôler la combustion conduit une diminution des émissions polluantes moindre que dans le cas de la combustion HCCI. Ce mode de combustion propose ainsi une réponse à la problématique NO_x/particules/consommation moins intéressante que la combustion HCCI.

Le paragraphe suivant présente le mode de combustion Low Temperature Combustion (LTC).

III.2.3. La combustion LTC

Lors de la combustion LTC, le phasage des injections est avancé ou retardé d'une quinzaine de degrés vilebrequins environ par rapport au mode Diesel conventionnel [47]. Ce mode de combustion fait appel à de forts taux d'EGR dans le but de contrôler la combustion et d'augmenter le temps de mélange.

Les zones de fonctionnement du mode LTC sont ainsi à plus faible température (forte dilution) et à richesse plus faible (meilleur mélange) que dans le cas de la combustion Diesel conventionnelle, permettant de limiter les émissions de NO_x et de particules par rapport à ce mode de combustion (Figure I-8).

Cependant, ces émissions restent supérieures à celles observées dans le cas de la combustion HCCI. De plus, en cas de phasage tardif des injections, la combustion peut ne pas être phasée idéalement dans le cycle, conduisant à une augmentation des consommations de carburant. De la même façon que pour la combustion PCCI, le mode de combustion LTC semble moins intéressant que la combustion HCCI dans l'optique de limiter au maximum les émissions de NO_x et de particules tout en maintenant de faibles consommations de carburant.

III.3. Quelle voie choisir?

La meilleure voie envisagée aujourd'hui pour répondre à la problématique NO_x /particules/consommation est la technologie SCR, couplée à la combustion Diesel conventionnelle. Cette technologie semble plus performante que la technologie NO_x Trap en termes de vieillissement et de consommation de carburant. L'amélioration de cette technologie est rapide et permet d'optimiser les systèmes de combustion dans le but de réduire au maximum les consommations de carburant et les émissions de CO_2 . Les émissions de particules sont limitées grâce à l'absence d'EGR et à la présence du FAP et les forts rejets de NO_x associés sont post-traités.

Cependant, étudier les modes de combustion permettant de limiter les émissions polluantes à la source reste très attrayant, ceci pouvant permettre de s'affranchir d'un système de post-traitement complexe et coûteux. Dans ce contexte, la combustion HCCI en injections directes précoces, répondant également à la problématique NO_x /particules/consommation par de très faibles rejets de NO_x et de particules et par le maintien de faibles consommations, est un concept très intéressant. Néanmoins, suite au downsizing des moteurs, elle doit pouvoir être réalisée sur une plage de fonctionnement très étendue pour conserver tout son attrait.

Plusieurs points critiques doivent alors être revus et améliorés:

- Le mouillage des parois lors de la préparation du mélange
- Le contrôle de la combustion

Cette double problématique couplée à l'amélioration rapide de la technologie SCR ont mené à un abandon du mode de combustion HCCI en injections directes précoces. Cependant, cet abandon rapide est peut être lié à une mauvaise compréhension des phénomènes régissant ce mode de combustion. En cas de compréhension de ces phénomènes, la voie envisagée afin de répondre à la problématique NO_x /particules/consommation pourrait être la combustion HCCI en injections directes précoces.

IV. Objectifs et plan de l'étude

L'objectif de ce travail de thèse est donc de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors de la combustion HCCI en injections directes précoces à forte charge afin de mieux la contrôler et mieux évaluer le potentiel de ce mode de combustion.

La première étape est l'analyse des travaux de la littérature. Elle permettra de dégager des pistes de recherche pertinentes à partir de la compréhension des principaux phénomènes physiques reliés aux deux problématiques principales de la combustion HCCI en injections directes précoces à forte charge:

- La préparation du mélange air/carburant, obtenu à l'aide d'injections directes précoces. Il s'agit d'éviter toute interaction entre les parois de la chambre de combustion et le spray de carburant, tout en obtenant le mélange le plus homogène possible afin de limiter les émissions polluantes.
- Le contrôle de la combustion (phénomènes liés à la flamme froide, au démarrage de la combustion, à son phasage et sa durée) et ses conséquences sur la plage de fonctionnement en mode homogène. Une fois le mélange préparé à l'aide d'injections directes précoces sans mouiller les parois, il s'agit de contrôler la combustion obtenue. Ce contrôle se fait actuellement par l'EGR et est limité par les possibilités de la boucle d'air. L'objectif est donc de trouver d'autres moyens de contrôle.

La compréhension des phénomènes physiques associés à ces deux points permettrait, pour ce type de combustion, d'augmenter les charges admissibles aujourd'hui limitées, et ainsi diminuer les émissions polluantes sur une plage plus étendue, répondant alors au downsizing des moteurs. De plus, ceci pourrait ouvrir de nouvelles perspectives pour la combustion HCCI en injections directes précoces et ainsi fournir des règles de conception des moteurs faisant appel à ce mode de combustion.

Pour atteindre ces deux objectifs, des expériences sur moteurs opaque et à accès optiques ont été menées afin de comprendre les phénomènes physiques associés. Des variations mono-paramétriques ont été réalisées sur moteur opaque afin d'analyser l'effet de ces paramètres sur les sorties moteur. L'analyse détaillée par les expériences sur moteur à accès optiques conduit à la compréhension des mécanismes physiques à l'origine de ces effets.

Afin de comprendre le déroulement de la combustion HCCI, le chapitre suivant est consacré à une présentation générale du principe de fonctionnement de ce type de combustion, présentation réalisée à partir des travaux de la littérature.

Le troisième chapitre de ce mémoire présentera les moyens expérimentaux et d'analyse mis au point au cours de cette étude.

L'analyse des résultats relatifs à la problématique de la préparation du mélange à l'aide d'injections directes précoces constitue quant à elle le quatrième chapitre, et le cinquième chapitre est consacré à la problématique de contrôle de la combustion HCCI à forte charge. Ces deux chapitres de résultats débiteront par une étude bibliographique approfondie, afin de mieux définir et cerner les paramètres importants à étudier.

Deuxième Chapitre

Principe de fonctionnement de la combustion HCCI

Le but de ce chapitre est de présenter, à partir d'une étude bibliographique, le principe de fonctionnement de la combustion HCCI, que celle-ci soit réalisée à l'aide d'injections directes précoces ou non.

Le carburant utilisé au cours de cette thèse étant typé gazole, l'étude bibliographique présente dans ce chapitre fera ainsi principalement appel aux travaux réalisés à partir de tels carburants.

Dans le cas de la combustion HCCI, l'introduction du carburant dans la chambre de combustion se produit de manière très précoce. Ceci conduit à une relative homogénéité du mélange entre le carburant et le comburant au moment de la combustion et donc à une combustion essentiellement prémélangée. Ce type de combustion à bas NO_x est principalement contrôlé par la cinétique chimique [31, 48-53]. La combustion est initiée localement, lorsque les conditions thermodynamiques et de mélange requises sont atteintes suite à la compression des gaz. D'un point de vue théorique, si le mélange est parfaitement homogène, le carburant doit s'oxyder simultanément dans toute la chambre de combustion: il s'agit alors d'une inflammation en masse. Cependant, le mélange comportant toujours des hétérogénéités, que ce soit en température ou en richesse, la combustion se fait plutôt en plusieurs étapes. Il ne s'agit pas d'une propagation de flamme mais plutôt d'une auto-inflammation séquentielle : les différentes zones s'allument les unes après les autres [54].

Dans le cas de l'utilisation d'un carburant typé gazole, carburant résistant peu à l'auto-inflammation, la combustion HCCI se déroule en trois temps. La première phase est une combustion lente, que l'on nomme la "flamme froide", et a lieu pour des températures comprises entre 600 K et 750 K environ pour du gazole. Cette phase est suivie d'une zone où la vitesse de réaction diminue lorsque la température augmente, c'est la zone dite de NTC (Negative Temperature Coefficient) qui se produit entre 750 et 850 K environ. Puis arrive la phase de combustion principale (ou "flamme principale", ou "flamme chaude"), beaucoup plus rapide se produisant pour des températures supérieures à 850 K environ. Ces domaines de température sont donnés à titre indicatif pour le gazole [55] et dépendent du carburant, de la richesse du mélange et de la pression.

En cas de présence de flamme froide, cette dernière amplifie l'augmentation de la température due à la compression, influençant le phasage de la combustion principale. Cette troisième phase de la combustion est alors fortement liée à la flamme froide.

La Figure II-1, issue des travaux de Hultqvist et al. [56] montre une évolution typique du taux de dégagement d'énergie pour une combustion HCCI à partir d'un carburant présentant une combustion à basse température : le PRF 35 (PRFx : mélange de n-heptane et d'iso-octane de telle sorte d'obtenir un carburant ayant un indice d'octane de x).

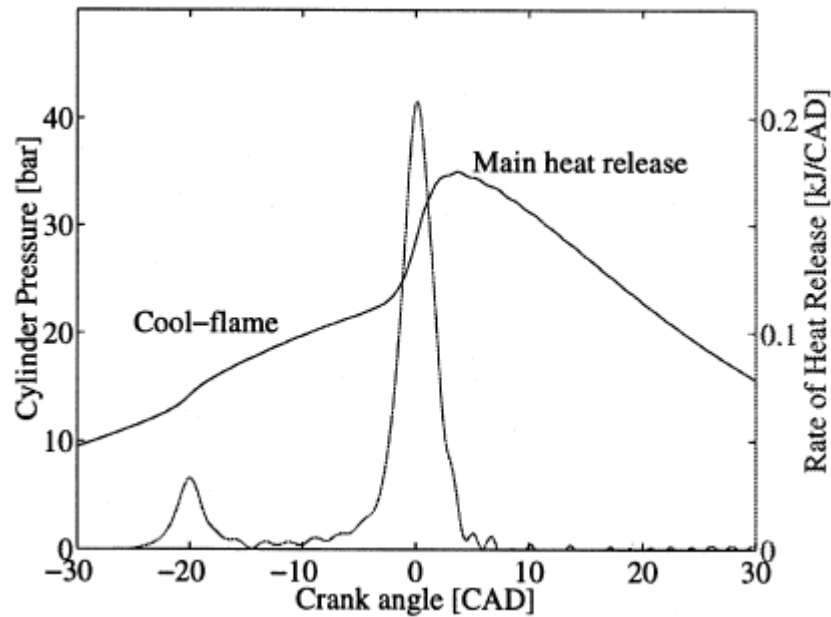


Figure II-1: Courbe de dégagement d'énergie en mode HCCI, PRF 35, d'après [56]

Le carburant utilisé au cours de cette thèse étant typé gazole, il s'agit tout d'abord de connaître les principales réactions chimiques relatives à chacune des phases de la combustion HCCI en présence de flamme froide, dans le but de comprendre le déroulement de ce type de combustion. Nous verrons ensuite les espèces et réactions chimiques les plus étudiées intervenant lors de la combustion HCCI. De même, nous étudierons l'influence de la composition du mélange air-carburant et des conditions thermodynamiques sur les réactions chimiques. Les schémas réactionnels présentés ci-après proviennent des travaux de Curran et al. [57] et sont illustrés par la Figure II-2 décrivant les différentes réactions chimiques responsables des trois phases de l'oxydation du n-heptane. Les études de Dagaut et al. [58] et Ranzi et al. [59] aboutissent au même schéma réactionnel global. Il en est de même avec les travaux de Tanaka et al. [52] pour des carburants PRF. Les différentes explications données quant aux réactions chimiques principales régissant la combustion HCCI proviennent de ces mêmes auteurs [52, 57-59].

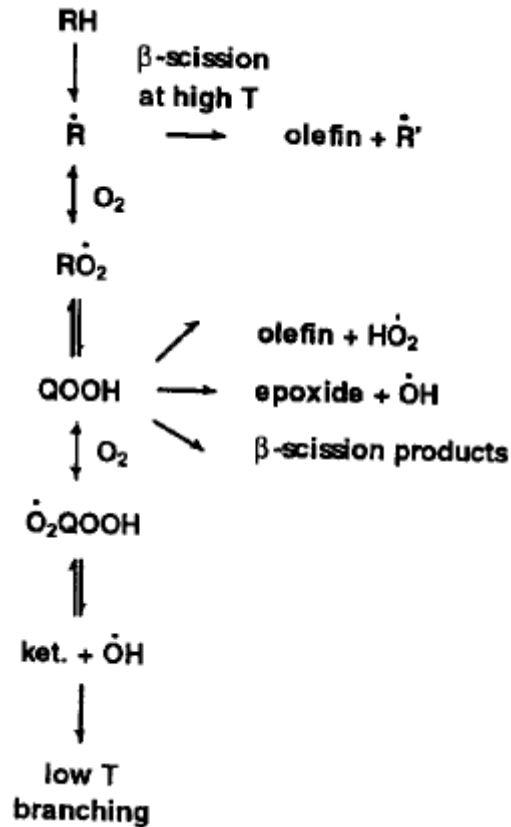


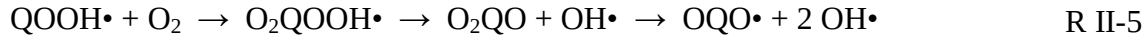
Figure II-2: Schéma global d'oxydation du n-heptane, d'après [57]

I. La flamme froide

La réaction débute par l'arrachement d'un atome d'hydrogène au carburant (R II-1 et R II-2), cet arrachement provenant d'une réaction avec O_2 (R II-1) en début de flamme froide. Cette réaction lente devient négligeable devant l'attaque des petits radicaux ($X = OH, H, HO_2, O$) sur le réactif initial (R II-2) lorsque la température augmente. Une addition du dioxygène (O_2) au radical alkyle formé $R\cdot$ aboutit à la formation d'un radical alkylperoxyde $RO_2\cdot$ (R II-3).



Le radical alkylperoxyde subit alors une isomérisation pour devenir un radical alkylhydroperoxyde $QOOH\cdot$ (R II-4). Une addition de O_2 à ce dernier conduit à la ramification de la chaîne réactionnelle responsable de l'apparition de la flamme froide (R II-5).



La formation de deux radicaux $\text{OH}\bullet$ en fin de flamme froide est particulièrement importante. En effet, ces radicaux sont grandement responsables de l'entretien des réactions chimiques relatives à cette combustion lente (R II-2).

II. Le coefficient négatif de température

Le dégagement d'énergie résultant de la combustion en flamme froide ainsi que la compression des gaz provoquent l'augmentation de la température du mélange air-carburant. Les températures étant modifiées, il en est de même pour la vitesse des différentes réactions définissant le schéma cinétique global présenté en Figure II-2. Certaines réactions chimiques, inactives pour les températures rencontrées en début de flamme froide, deviennent de plus en plus prépondérantes à mesure que la température augmente durant cette phase de la combustion. Notamment, le radical alkyl-hydroperoxide ne subit plus l'addition de O_2 mais se décompose suivant trois voies. La voie la plus importante est celle conduisant à la formation d'un alcène et d'un radical $\text{HO}_2\bullet$ (R II-6). Il s'agit en effet de la réaction chimique grandement responsable de la fin de la flamme froide et de l'apparition du phénomène de NTC.



Lors de ce phénomène de NTC, la vitesse de la réaction globale diminue lorsque la température augmente. Ceci est principalement relié à deux raisons :

- Un mécanisme de réactions en chaînes linéaires se met en place.
- Le radical formé, $\text{HO}_2\bullet$, est moins réactif que le radical $\text{OH}\bullet$

Le radical $\text{HO}_2\bullet$ formé réagit pour donner une molécule de peroxyde d'hydrogène H_2O_2 (R II-7).



III. La combustion principale

La température continuant d'augmenter, notamment par la compression des gaz, nous pouvons de nouveau observer une modification des vitesses des réactions chimiques définissant le schéma global présenté en Figure II-2.

Le peroxyde d'hydrogène se décompose alors suivant la réaction R II-8 à partir de températures de l'ordre de 750 K environ pour du n-heptane. La formation de deux radicaux OH• qui s'ensuit provoque une forte augmentation de la réactivité du système. La combustion principale apparaît alors.



La réaction R II-8 montre toute l'influence chimique de la flamme froide et du NTC sur la combustion principale. En effet, le peroxyde d'hydrogène, dont la décomposition engendre l'apparition de la combustion principale, est principalement formé à partir du radical HO₂• issu des deux premières phases de la combustion HCCI.

La combustion principale ayant débuté, les températures augmentent. La R II-3 voit alors son équilibre modifié, il est déplacé du côté des réactifs, R• et O₂. Le mécanisme conduit à la formation d'un alcène et d'un nouveau radical.

Une ramification du système est alors observée et provient de la réaction R II-9, la forte production de radicaux OH• qui en résulte, beaucoup plus importante que durant la flamme froide, permet l'entretien de la combustion principale.



IV. Espèces et réactions chimiques étudiées en combustion HCCI

L'objectif de cette partie est d'exposer les espèces chimiques significatives (produites ou intermédiaires) ainsi que les réactions chimiques largement étudiées dans le cas de la combustion HCCI, ces espèces et réactions pouvant également être étudiées pour d'autres modes de combustion. Elles permettent de mettre en avant chacune des phases de la combustion HCCI ou la formation de polluants.

IV.1. Le formaldéhyde

Le formaldéhyde, aldéhyde de formule CH_2O , est formé durant la flamme froide et le NTC par la réaction R II-10 de β scission de QOOH [57].



Cette espèce est très étudiée en combustion HCCI car il s'agit d'un marqueur des phases de flamme froide et de NTC. Elle peut être visualisée par deux techniques : la fluorescence induite par laser (LIF) [60-62] ou la spectroscopie de la chimiluminescence [56, 63-66]. La Figure II-3 montre le spectre de chimiluminescence relatif à la présence de formaldéhyde dans la chambre de combustion d'un moteur de poids lourd pour un mélange homogène PRF35/air d'une richesse de 0.3 [56]. Nous pouvons notamment remarquer des pics correspondant à ce que l'on appelle les bandes de flamme froide d'Emeléeus [67]. Ces bandes sont généralement observées pour des longueurs d'onde comprises entre 300 nm et 500 nm.

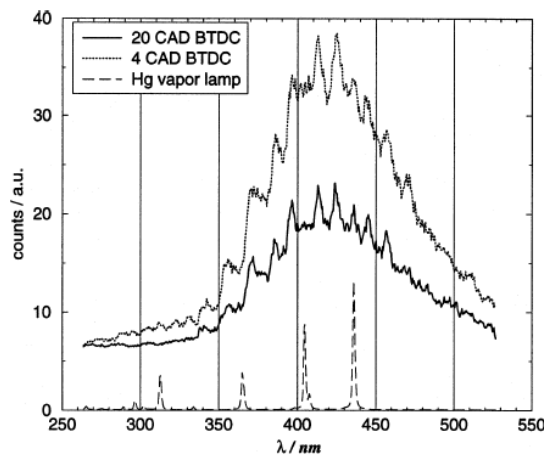


Figure II-3: Spectre d'émission du formaldéhyde, PRF 35, $\Phi = 0.3$, d'après [56]

Dans le cas de la LIF, plusieurs longueurs d'onde d'excitation sont possibles, cependant la plupart des études excitent ce traceur de la combustion à basse température à la longueur d'onde $\lambda = 355$ nm.

IV.2. Le radical OH à l'état fondamental et à l'état excité

Durant la combustion principale, le radical OH à l'état excité, $\text{OH}\cdot$, est produit lors de réactions chimiques en plus forte quantité que lors de la flamme froide (R II-9). Il s'agit ainsi d'une espèce caractéristique de la combustion principale. Elle permet de mettre en avant les zones réactionnelles. Ce radical, à l'état excité, émet de la lumière spontanément et peut donc

être observé par spectroscopie de chimiluminescence [63, 65, 66, 68]. Le radical $\text{OH}\cdot$ émet une lumière de longueur d'onde λ autour de 306 nm.

Le radical OH à l'état fondamental issu de la dissociation de l'eau est aussi formé lors de la combustion HCCI. Cette espèce se trouve dans la zone réactionnelle ainsi que dans les gaz brûlés et est donc significative de l'avancement de la combustion. Elle peut également être visualisée en moteur, grâce à la LIF [61, 62, 69].

La Figure II-4 présente un exemple de visualisation du radical OH par LIF dans le cas d'un mélange air-carburant homogène, pour un carburant PRF 35 et une richesse de $\Phi \sim 0.3$. Lors de cette étude, Richter et al. [69] ont choisi d'exciter ce radical par une longueur d'onde proche de 283 nm.

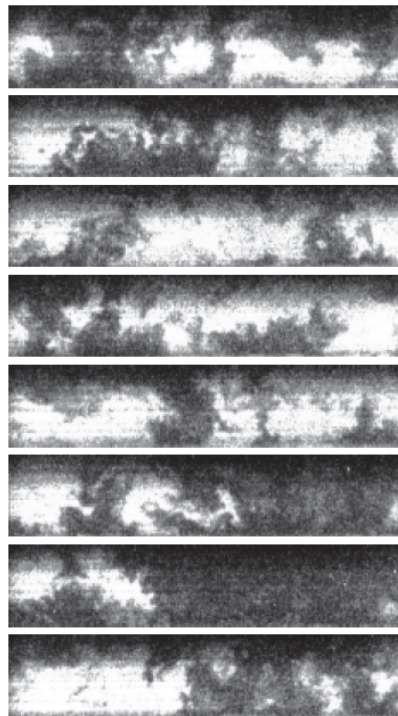


Figure II-4: Visualisation de la combustion principale par LIF OH, PRF 35, $\Phi \sim 0.3$, d'après [69]

IV.3. Le radical $\text{C}_2\cdot$

Le radical $\text{C}_2\cdot$ est souvent associé aux zones riches du mélange air-carburant responsables de la formation des suies. Son étude permet ainsi de savoir où se forme ce polluant. Ce radical peut être visualisé en moteur, principalement par spectroscopie de chimiluminescence [56, 63-65]. Le radical $\text{C}_2\cdot$ émet dans ce que l'on appelle les bandes de Swan pour des longueurs d'onde comprises entre 436 nm et 676 nm [67].

IV.4. Le CO continuum

Le CO continuum (ou CO-O•) est l'émission lumineuse observée lors de la réaction d'oxydation du CO donnée par R II-11 :



Ce phénomène peut être visualisé par spectroscopie de chimiluminescence [56, 63-65]. Il permet de caractériser la combustion principale. En effet, l'intensité de la chimiluminescence observée se corrèle bien avec le taux de dégagement de chaleur durant cette phase de la combustion comme le montre la Figure II-5 [65]. En contrepartie, l'émission lumineuse durant la flamme froide est trop faible pour pouvoir établir une comparaison directe entre la chimiluminescence collectée et le taux de dégagement de chaleur durant cette phase de la combustion.

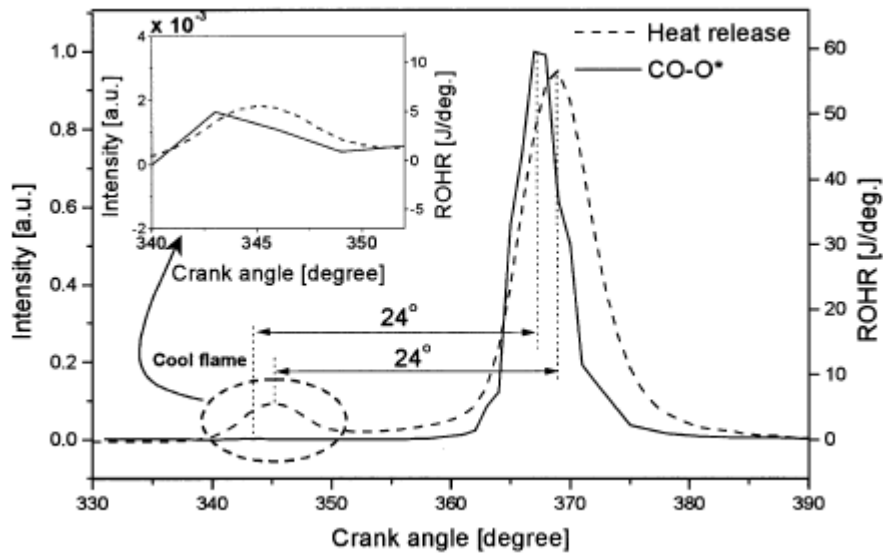


Figure II-5: Corrélation entre le taux de dégagement de chaleur durant la combustion principale et la chimiluminescence de CO-O•, PRF 50, air/carburant = 27, d'après [65]

Cette émission du CO continuum est à très large bande et possède un pic vers 410 – 420 nm [63]. Un exemple de visualisation du spectre d'émission du CO continuum est donné sur la Figure II-6. Selon Hultqvist et al. [56], le spectre d'émission lumineuse collectée représenté sur cette figure est dominé par ce phénomène.

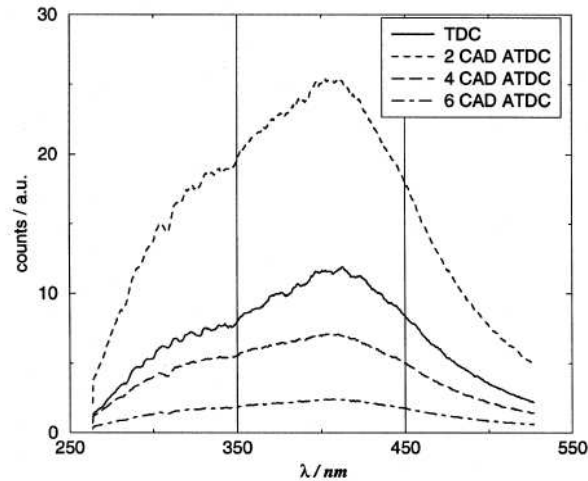


Figure II-6: Spectre d'émission lumineuse durant la combustion principale, PRF 35, $\Phi = 0.3$, d'après [56]

V. Influence de la pression

La pression régnant dans le cylindre a un impact important sur le déroulement de la combustion. En effet, une augmentation de celle-ci entraîne un dégagement d'énergie plus élevé durant la flamme froide [48-50, 52, 58, 59, 70], sur une durée plus longue [49, 52, 57-59]. Ceci est lié à la stabilité de formation du radical alkyl-hydroperoxide $\text{QOOH}\cdot$ [58]. Ce radical est en effet formé dans un état plus stable lorsque la pression est plus importante. Il a ainsi plus tendance à réagir avec O_2 qu'à se décomposer par scission, d'où une combustion à basse température plus longue (Figure II-2).

De même, la formation et la décomposition du peroxyde d'hydrogène H_2O_2 , responsable de l'apparition de la combustion principale, sont favorisées à plus fortes pressions [58]. Par conséquent, le délai entre la flamme froide et la combustion principale est plus court: la zone de NTC est ainsi réduite [48, 49, 58, 59]. C'est ce que nous pouvons observer sur la Figure II-7 [49]: plus la pression est importante, plus la flamme froide est longue, se prolongeant jusqu'à des températures plus élevées. De plus, le NTC est alors plus court. Sur cette figure, les symboles représentent les points expérimentaux et les traits pleins les résultats numériques.

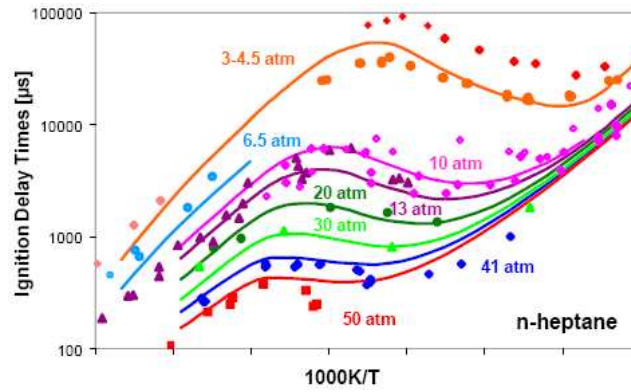


Figure II-7: Évolution des délais d'inflammation en fonction de la température pour différentes pressions, n-heptane, $\Phi = 1$, d'après [49]

VI. Influence de la concentration en carburant

La concentration locale de carburant a également un effet important sur la quantité d'énergie libérée au cours de la flamme froide ainsi que sur le phasage de la combustion principale. En effet, plus la quantité locale de carburant est élevée, plus le dégagement d'énergie observé durant la flamme froide est important [51, 53, 71, 72], dû à une production plus importante de radicaux d'après Curran et al. [57]. Ceci entraîne l'avancement de la combustion principale, comme on peut le noter sur la Figure II-8 [49], représentant l'évolution des angles pour lesquels 10% et 50% du carburant s'est oxydé en fonction de la richesse.

Sur cette figure, la quantité d'air étant fixée, la richesse représente la concentration en carburant.

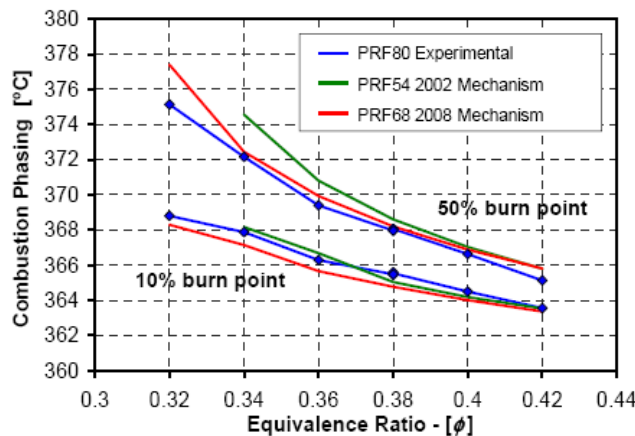


Figure II-8: Angles pour lesquels 10% et 50% du carburant s'est oxydé en fonction de la richesse pour différents mélanges PRF d'après [49]

Suite à cette présentation du principe de fonctionnement de la combustion HCCI, le troisième chapitre est consacré aux moyens expérimentaux et d'analyse mis au point au cours de cette étude.

Troisième chapitre

Moyens expérimentaux et d'analyse

I. Introduction

Ce troisième chapitre décrit les différents moyens expérimentaux et d'analyse qui ont été mis en place et utilisés durant ce travail.

En premier lieu, une description du moteur opaque et du moteur à accès optiques ainsi que de leur instrumentation respective sont présentées. Les acquisitions et les différents traitements effectués sur les mesures au banc moteur seront également décrits.

Le traitement d'images élaboré sera également abordé après une étude bibliographique sur les diagnostics optiques utilisés. La description des conditions opératoires clôturera ce chapitre.

Il est à noter que les essais sur moteur opaque ont été effectués au laboratoire PRISME (Université d'Orléans) et à l'IFP Énergies nouvelles, tandis que les essais sur moteur à accès optiques ont été réalisés à l'IFP Énergies nouvelles.

II. Dispositifs et moyens expérimentaux

II.1. Description des moteurs

Les deux moteurs monocylindres utilisés au cours de cette étude sont des dérivés d'un moteur monocylindre DW10 de PSA Peugeot Citroën. Les caractéristiques de cette base moteur sont données dans le Tableau III-1.

Base moteur	Monocylindre 500 cm ³ type DW10
Cycle	4 temps
Nombre de cylindres actifs	1
Nombre de soupapes	2 admission + 2 échappement
Alésage/course	85/88 mm
Rapport volumétrique de compression	14:1
Nombre de swirl au PMB	1.1 – 2.2
Chambre de combustion	NADI™

Tableau III-1: Caractéristiques de la base moteur

La culasse de swirl 1.1 a été utilisée lors de l'étude sur la préparation du mélange (chapitre 4) tandis que la culasse de swirl 2.2 a servi pour les expériences concernant l'étude du contrôle de la combustion (chapitre 5).

Particularités de la version moteur à accès optiques:

Lorsque le moteur est en configuration optique, il est muni d'une rehausse de culasse ainsi que d'une rehausse de piston. Cette dernière lie le piston porteur, situé sur la partie basse du moteur, et le piston rehaussé (Figure III-1). Ce montage permet l'utilisation de segments en graphite sur le piston rehaussé, sans lubrification, évitant ainsi la formation d'une pellicule d'huile dans la zone de visualisation, incompatible avec l'utilisation de diagnostics optiques. L'étanchéité en huile est réalisée à l'aide des segments du piston porteur.

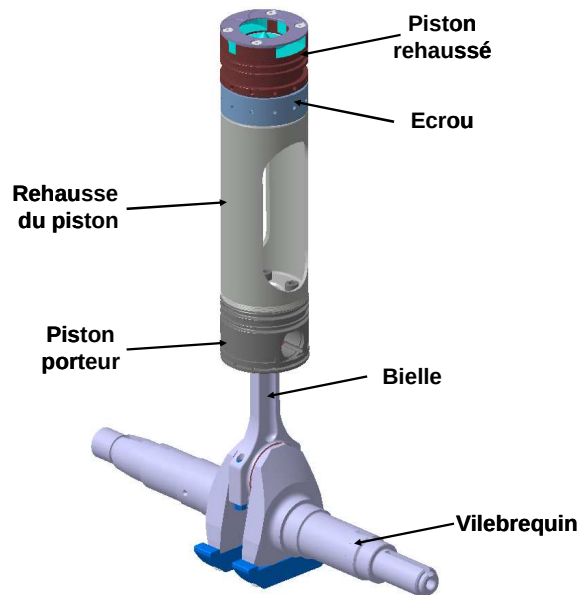


Figure III-1: Vue du montage du piston à accès optiques

Le piston rehaussé est muni de cinq accès optiques (Figure III-2):

- Un hublot en quartz formant le fond du piston rehaussé, incluant une forme de téton (hublot type A sur la Figure III-2)
- Deux larges hublots en quartz se faisant face, situés sur les cotés de la tête du piston rehaussé (hublot type B sur la Figure III-2)
- Deux autres hublots en quartz, plus petits, également situés sur les cotés de la tête du piston rehaussé (hublot type C sur la Figure III-2)

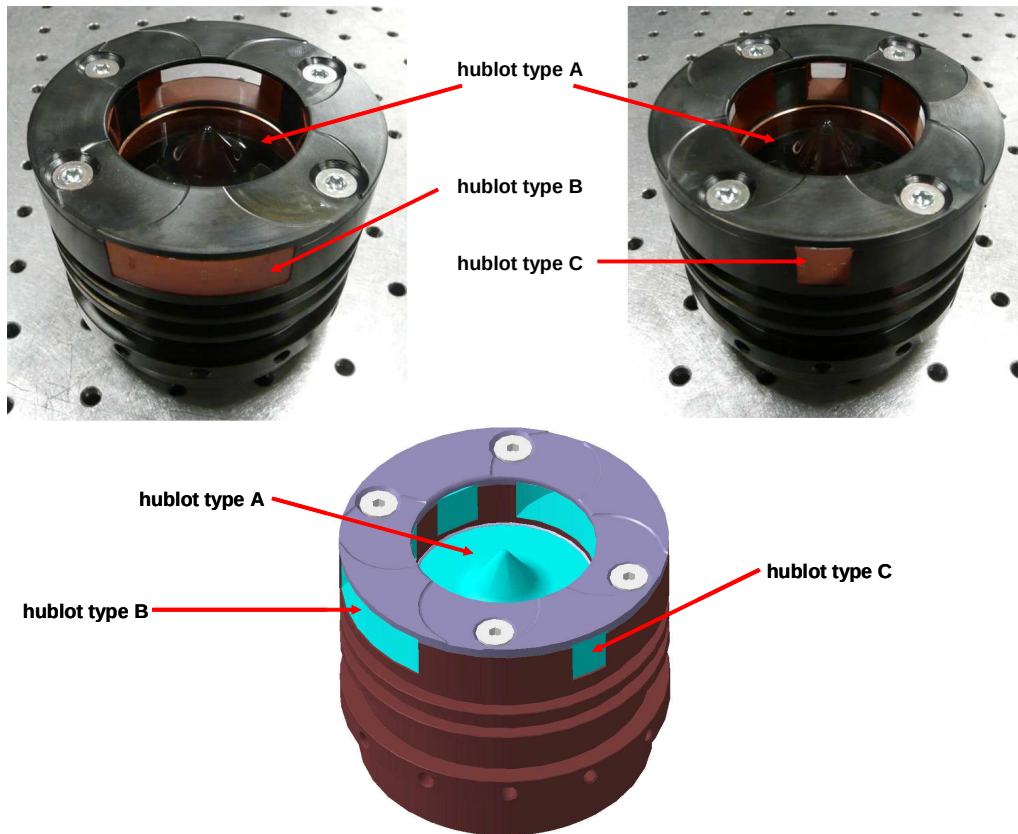


Figure III-2: Photos et schéma du piston optique avec visualisation des accès optiques en quartz

Ce moteur à accès optiques est aussi doté d'une couronne en saphir, de deux centimètres de hauteur environ et située juste en dessous de la culasse. Cette configuration permet le passage de nappe laser.

II.2. Système d'injection NADI™ et bols de piston

Le système d'injection utilisé au cours de cette étude pour l'ensemble des essais fait appel au concept NADI™ de l'IFP Énergies nouvelles [24].

Ce concept a été conçu dans le but de fonctionner en mode HCCI à faibles et moyennes charges et en mode Diesel conventionnelle à fortes charges (concept dual-mode). Pour ce faire, il fait appel à un système d'injection directe à faible angle de nappe (60° au cours de cette étude), afin de maximiser la distance entre le nez de l'injecteur et le point d'impact théorique du spray sur la chemise du cylindre. Le phénomène de mouillage des parois en cas d'injections directes précoces est ainsi limité. La chambre de combustion a de plus été adaptée à ce système d'injection afin d'obtenir un bon comportement de la combustion en mode Diesel conventionnelle.

Au cours de cette étude, la longueur du tube haute pression reliant la rampe commune à l'injecteur est de 30 cm. La commande électrique de l'injecteur est réalisée par l'intermédiaire

d'un driver injection EFS IPOD E8232 (Site PRISME) et EFS IPOD E8230 (Site IFP Énergies nouvelles).

Les caractéristiques du système d'injection et du carburant sont présentées dans le Tableau III-2.

Pompe haute pression	Bosch CP3
Injecteur	BOSCH CRI 2 NADI™
Perméabilité	407 cm ³ /30s sous 100b
Nombre de trous	5
Diamètre de trou	~ 160 μm
Angle de nappe	60°
Carburant	Gazole (nombre de cétane mesuré : 53 ou 54)

Tableau III-2: Caractéristiques du système d'injection et du carburant

Le bol du piston utilisé sur le moteur opaque est muni d'un re-entrant, i.e. les bords externes du bol sont orientés vers l'intérieur. En cas de pleine charge en mode NADI™, réalisée à l'aide d'injections directes en mode Diesel conventionnelle comme dit précédemment, une partie du carburant doit quitter le bol et se mélanger à l'air présent dans la zone de chasse. Par conséquent, le bol du piston a été dessiné afin de permettre le guidage du spray de carburant à l'extérieur du bol en cas d'injections proches du PMH compression.

Une représentation du piston opaque est donnée sur la Figure III-3.

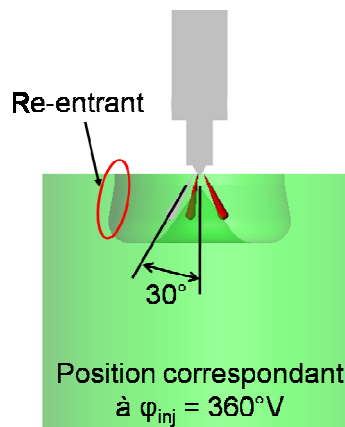


Figure III-3: Schéma représentatif du piston NADI™

Il est à noter que le bol du piston utilisé sur le moteur à accès optiques est à bords droits et ne dispose donc pas de ce re-entrant, pour éviter la déviation de la nappe laser (Figure III-4).

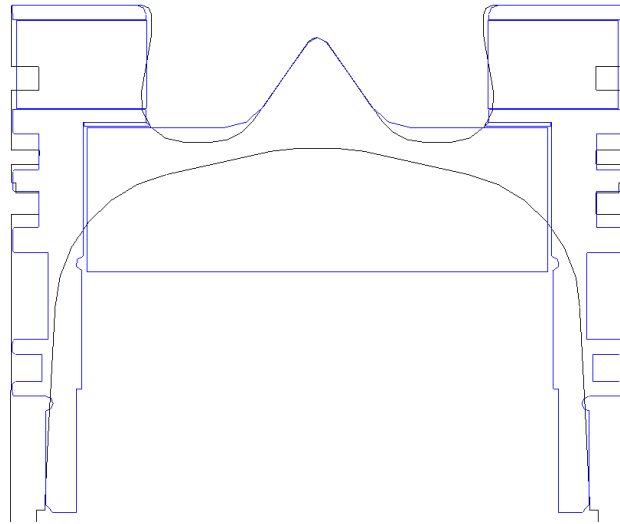


Figure III-4: Superposition des schémas des 2 bols utilisés lors des expériences sur le moteur opaque (noir) et à accès optiques (bleu)

II.3. Système d'admission

Le cinquième chapitre, concernant le contrôle de la combustion HCCI à forte charge, présentera des résultats de stratification de la température ou du diluant. La culasse possédant deux conduits séparés à l'admission (tangentielle et hélicoïdale - Figure III-5), un système d'admission a été mis au point afin de maintenir la stratification jusqu'aux soupapes d'admission.

Ce système d'admission nous permet de chauffer un seul conduit ou d'introduire le diluant au sein du moteur par une seule des soupapes d'admission.

Nous décrivons ainsi dans cette partie les différents systèmes d'admission qui ont été utilisés lors des essais de stratification réalisés sur les deux sites. La géométrie de ces systèmes peut influencer les résultats obtenus dans le cinquième chapitre et nécessite donc d'être donnée en détails.

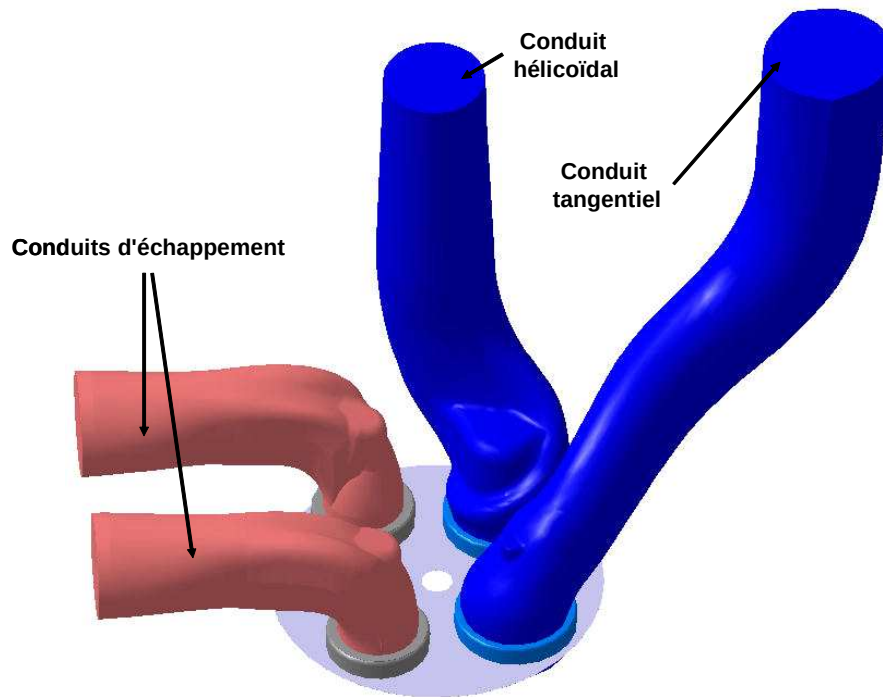


Figure III-5: Schéma représentatif des conduits de la culasse

II.3.1. Circuit d'admission Site PRISME

Le schéma représenté sur la Figure III-6 montre le circuit d'admission utilisé lors des essais réalisés en mode homogène. Dans cette configuration, les gaz empruntant le conduit hélicoïdal (H) et le conduit tangentiel (T) ont la même composition chimique et la même température.

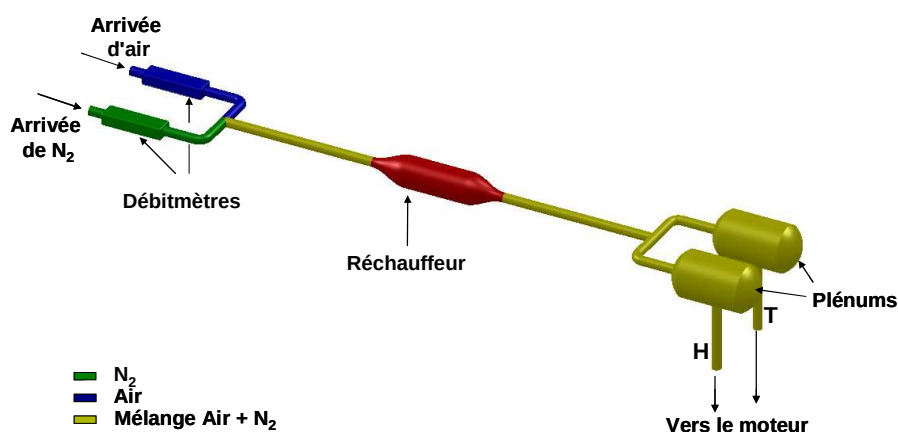


Figure III-6: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en configuration homogène (Site PRISME)

La Figure III-7 montre quant à elle le circuit utilisé lors des essais concernant la stratification du diluant. Comme l'indique cette figure, le conduit tangentiel et le conduit hélicoïdal sont

séparés, permettant de maintenir la stratification gazeuse jusqu'aux soupapes d'admission. L'exemple porté sur cette figure montre le cas pour lequel l'azote, en tant que diluant, emprunte uniquement le conduit hélicoïdal. Il est à noter que dans cette configuration le réchauffeur est inactif, de telle sorte que seule une stratification de la composition gazeuse est introduite au sein du moteur.

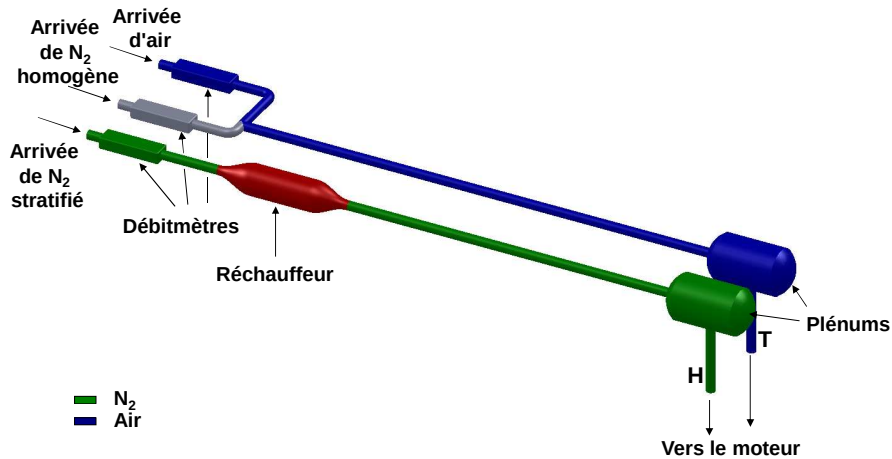


Figure III-7: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en configuration stratifiée (diluant, N₂, dans le conduit hélicoïdal) (Site PRISME)

Enfin, la Figure III-8 présente la configuration utilisée en cas de stratification en température où un seul des deux conduits est chauffé. Il est à noter que seule la température est différente entre les deux conduits, la composition chimique étant identique. L'exemple porté sur la figure représente le cas pour lequel le conduit H est chauffé, le conduit T étant laissé à la température ambiante.

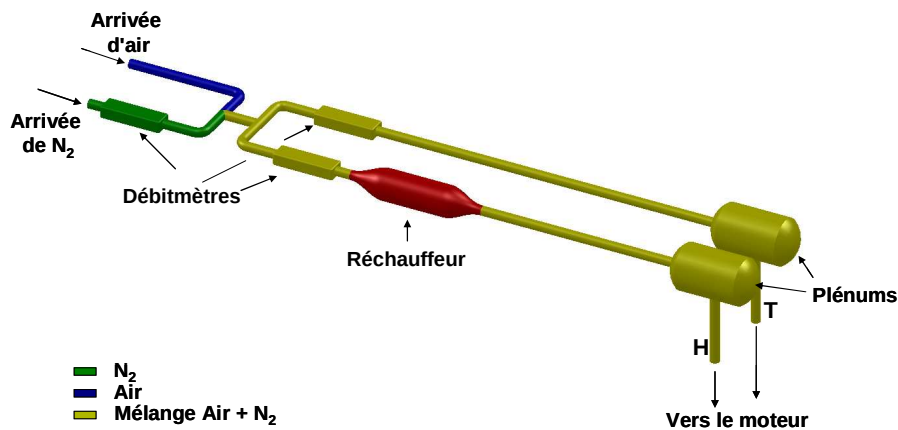


Figure III-8: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en cas de stratification en température (Site PRISME)

II.3.2. Circuit d'admission Site IFP Énergies nouvelles

Lors des expériences réalisées sur ce site, un circuit d'admission différent a été utilisé. En effet, la réalisation d'un système d'admission identique n'a pas été possible car nous ne disposons pas du temps nécessaire à l'élaboration des plenums individuels situés juste en amont de l'entrée culasse (Figure III-8 par exemple). De plus, comme des expériences ont été réalisées à partir d'EGR réel, l'utilisation d'une branche relative à la recirculation des gaz brûlés a complexifié le système.

La Figure III-9 présente la configuration utilisée à l'admission lors des expériences en mode homogène, lorsque le diluant est N_2 . Dans ce cas, la vanne secondaire est fermée, le débit en N_2 stratifié étant nul, tandis que les deux vannes principales restent ouvertes. L'air et l'azote se mélangent au niveau du volume tampon puis se répartissent dans les deux conduits. Le circuit EGR est alors en position fermée.

De même que précédemment, la composition ainsi que la température des gaz empruntant le conduit H et le conduit T sont identiques.

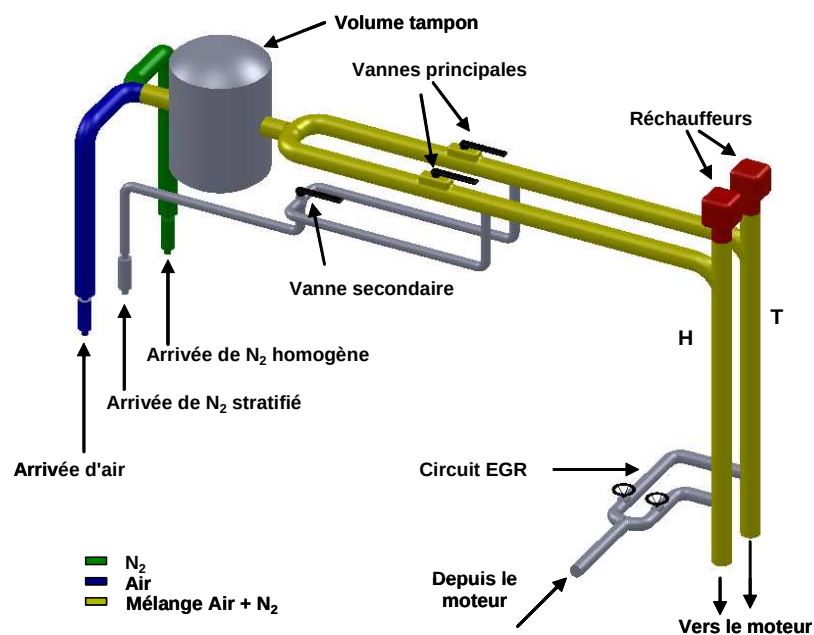


Figure III-9: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en configuration homogène (Site IFP Énergies nouvelles)

La Figure III-10 présente quant à elle le circuit utilisé lors des essais concernant la stratification du diluant, l'exemple montrant le cas pour lequel le diluant, N_2 , est injecté dans le conduit hélicoïdal. Les vannes principales et la vanne secondaire schématisées permettent de maintenir séparées les masses gazeuses empruntant les deux conduits jusqu'aux soupapes d'admission. De même que lors des expériences réalisées sur le site de PRISME, seule une stratification de la composition est introduite dans le moteur, la stratification en température étant nulle.

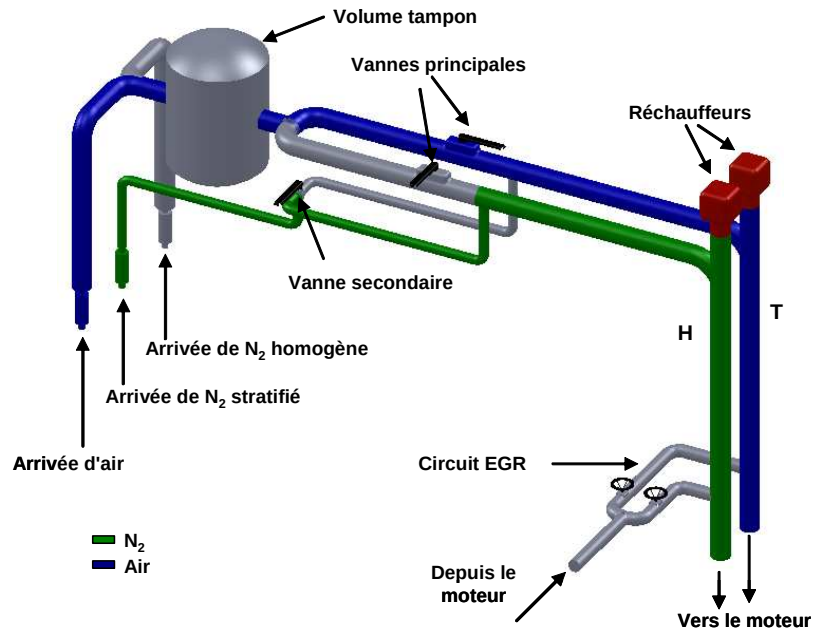


Figure III-10: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en configuration stratifiée (diluant, N₂, dans le conduit hélicoïdal) (Site IFP Énergies nouvelles)

En cas d'utilisation d'EGR réel, les branches relatives à l'arrivée de l'azote sont inactives. Un exemple est donné sur la Figure III-11 et représente le cas pour lequel l'EGR est introduit dans le conduit tangentiel.

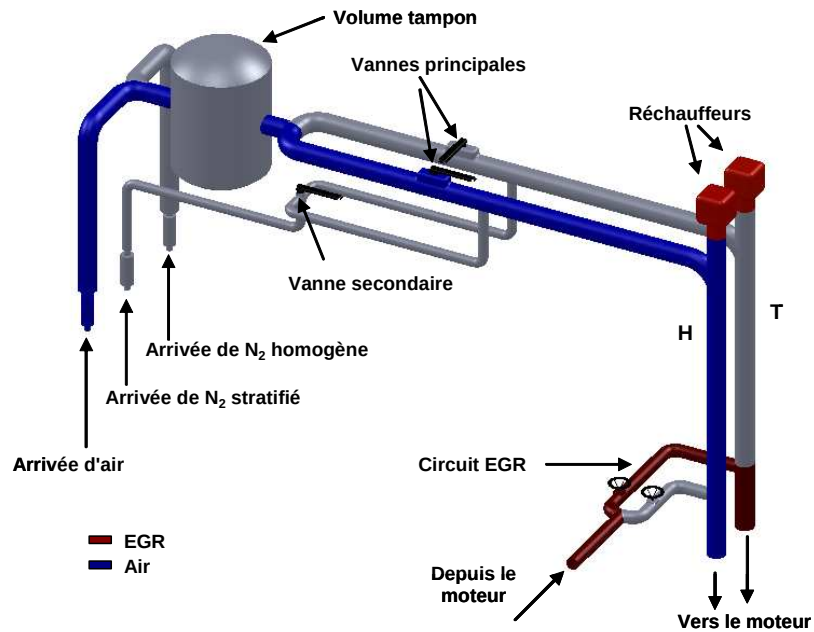


Figure III-11: Schéma représentatif de la configuration utilisée à l'admission du moteur en configuration stratifiée (diluant, EGR, dans le conduit tangentiel) (Site IFP Énergies nouvelles)

II.4. Instrumentation

Cette section présente l'ensemble des capteurs utilisés sur les deux moyens expérimentaux lors des essais réalisés sur le site de PRISME et sur le site de l'IFP Énergies nouvelles. Une majorité des capteurs utilisés sont identiques sur les deux sites, ce qui permet de recouper les essais réalisés.

- Contrôle et régulation de l'admission et de l'échappement :
 - Des capteurs de pression lente et de température à l'admission et à l'échappement sont utilisés pour contrôler les conditions moteur.
 - Les mesures de pression rapides à l'admission et à l'échappement du moteur sont réalisées soit
 - par des capteurs Keller (plage : 0-10 bar) (sur le site de PRISME).
 - par deux capteurs Kulit (plage: 0-3.45 bar) (pour l'admission) et par un capteur Kistler (pour l'échappement, étalonné sur la plage 0-10 bar) (sur le site de l'IFP Énergies nouvelles).
 - Pour réguler les débits à l'admission sont utilisés:
 - des débitmètres Brooks (plage : 0-700 NL/min) (sur le site de PRISME).
 - de cols soniques étalonnés (sur le site de l'IFP Énergies nouvelles). Le principe de fonctionnement d'un col sonique est que, pour une forme de col et un gaz donnés, lorsque le col sonique est amorcé, le débit calculé ne dépend que des conditions en température et en pression amont col.
 - Une vanne de contre-pression permet l'ajustement des pressions à l'échappement.
- Contrôle et régulation de l'injection de carburant:
 - 2 capteurs de pression Bosch et Kistler permettent le contrôle de la pression d'injection : ils mesurent respectivement la pression dans la rampe commune et dans le tube haute pression reliant le rail à l'injecteur. Le capteur Kistler est situé à 5 cm avant l'entrée de l'injecteur. La pression dans la rampe commune est régulée à l'aide d'un régulateur Bosch.
 - Une pince ampèremétrique mesure le courant de commande de l'injecteur.
 - Le débit massique de carburant est mesuré par un débitmètre massique Quantim (plage : 0-8 kg/h) (sur le site de PRISME). Il n'est pas mesuré à l'IFP Énergies nouvelles.
- Mesure de la pression cylindre: elle se fait par un capteur de pression Kistler (plage : 0-200 bar ou 0-250 bar) et la synchronisation du signal dans le cycle est réalisée grâce à un encodeur angulaire (Kuebler ou AVL) de résolution : 0.1 degré vilebrequin (°V) (sur le site de PRISME et de l'IFP Énergies nouvelles respectivement). Il est à noter

que dans cette étude, la référence 0°V correspond au PMH admission, le PMH compression correspondant donc à 360°V.

- Mesure de couple moteur: elle est réalisée soit par un capteur de type Kistler (sur le site de PRISME) soit par jauges de contraintes (Revere) (sur le site de l'IFP Énergies nouvelles).
- Mesure des gaz d'échappement et bruit émis:
 - La mesure des gaz d'échappement et de polluants (HC, CO, NO_x, CH₄, CO₂, O₂) se fait :
 - Par une baie d'analyse de gaz Environnement SA (sur le site de PRISME).
 - Soit par des analyseurs séparés (sur le site de l'IFP Énergies nouvelles) (CO – CO₂: analyseur Rosemount, HC: analyseur Jum, NO_x: analyseur Environnement SA, O₂: analyseur Maihak). Pas de mesure de CH₄.
 - Le niveau d'émission de suies est mesuré par un fumimètre AVL 415 S (sur le site de PRISME) ou par un fumimètre AVL 415 (sur le site de l'IFP Énergies nouvelles).
 - Le bruit de combustion est mesuré par un noisemeter de type AVL 450.

III. Acquisition et traitement des mesures sur banc

Dans ce paragraphe, nous exposons les différents traitements effectués sur les grandeurs collectées par les capteurs présents sur les moyens expérimentaux, notamment le signal de pression cylindre. Les calculs réalisés permettent de déterminer le taux de dégagement de chaleur associé à la combustion. Nous verrons également les hypothèses et modèles utilisés lors de ces calculs.

III.1. La pression cylindre

Pour chaque point moteur réalisé, cent cycles de pression cylindre combustion ont été enregistrés. Il en est de même pour toutes les autres grandeurs rapides: les pressions d'admission et d'échappement, la pression d'injection mesurée dans le tube haute pression, ainsi que le courant de commande de l'injecteur. Concernant les grandeurs lentes, une moyenne glissante sur les 60 dernières secondes est calculée et enregistrée.

Le signal de pression cylindre, acquis par un capteur piézo-électrique, est relatif, i.e. seules les variations temporelles (ou angulaires) sont exploitables, et non les valeurs absolues. Il

nécessite un recalage par rapport à une autre grandeur de pression absolue, ici le signal de pression rapide admission.

La moyenne des 100 cycles de pression cylindre recalés est ensuite filtrée par un filtre passe bas de fréquence de coupure égale à 4500 Hz.

III.2. Analyse de combustion

Ce paragraphe présente les calculs effectués afin de déterminer deux grandeurs caractéristiques de la combustion: le taux de dégagement de chaleur et la température moyenne dans le cylindre. Ces calculs sont menés par itération.

Le calcul de la température est issu de la loi des gaz parfaits (Équation III-1):

$$T_{cyl} = \frac{P_{cyl} V_{cyl}}{m_{cyl} r_{cyl}} \quad \text{Équation III-1}$$

avec:

- T_{cyl} : température cylindre moyenne
- P_{cyl} : pression cylindre
- m_{cyl} : masse enfermée dans la chambre de combustion
- r_{cyl} : constante spécifique des gaz présents dans la chambre de combustion
- V_{cyl} : volume de la chambre de combustion

Selon le premier principe de la thermodynamique nous avons (Équation III-2):

$$\frac{dU}{d\alpha} = m_{cyl} \cdot c_v \cdot \frac{dT_{cyl}}{d\alpha} = \frac{dQ}{d\alpha} + \frac{dW}{d\alpha} = \frac{dQ}{d\alpha} - P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\alpha} \quad \text{Équation III-2}$$

avec:

- U : énergie interne des gaz présents dans le cylindre
- α : angle vilebrequin
- Q : chaleur apparente dégagée par la combustion
- W : travail fourni aux gaz présents dans le cylindre
- c_v : capacité calorifique massique à volume constant

En utilisant la loi des gaz parfaits, le développement et la simplification de l'Équation III-2 mènent à (Équation III-3):

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{\gamma_{cyl}}{\gamma_{cyl} - 1} P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma_{cyl} - 1} V_{cyl} \frac{dP_{cyl}}{d\alpha} \quad \text{Équation III-3}$$

avec γ_{cyl} le coefficient isentropique des gaz présents dans la chambre de combustion, fonction de la température et de la composition des gaz. De même, cette composition des gaz dépend du degré d'avancement de la combustion, lui-même déterminé à l'aide de γ_{cyl} . Le calcul est donc itératif comme le montre le schéma de la Figure III-12.

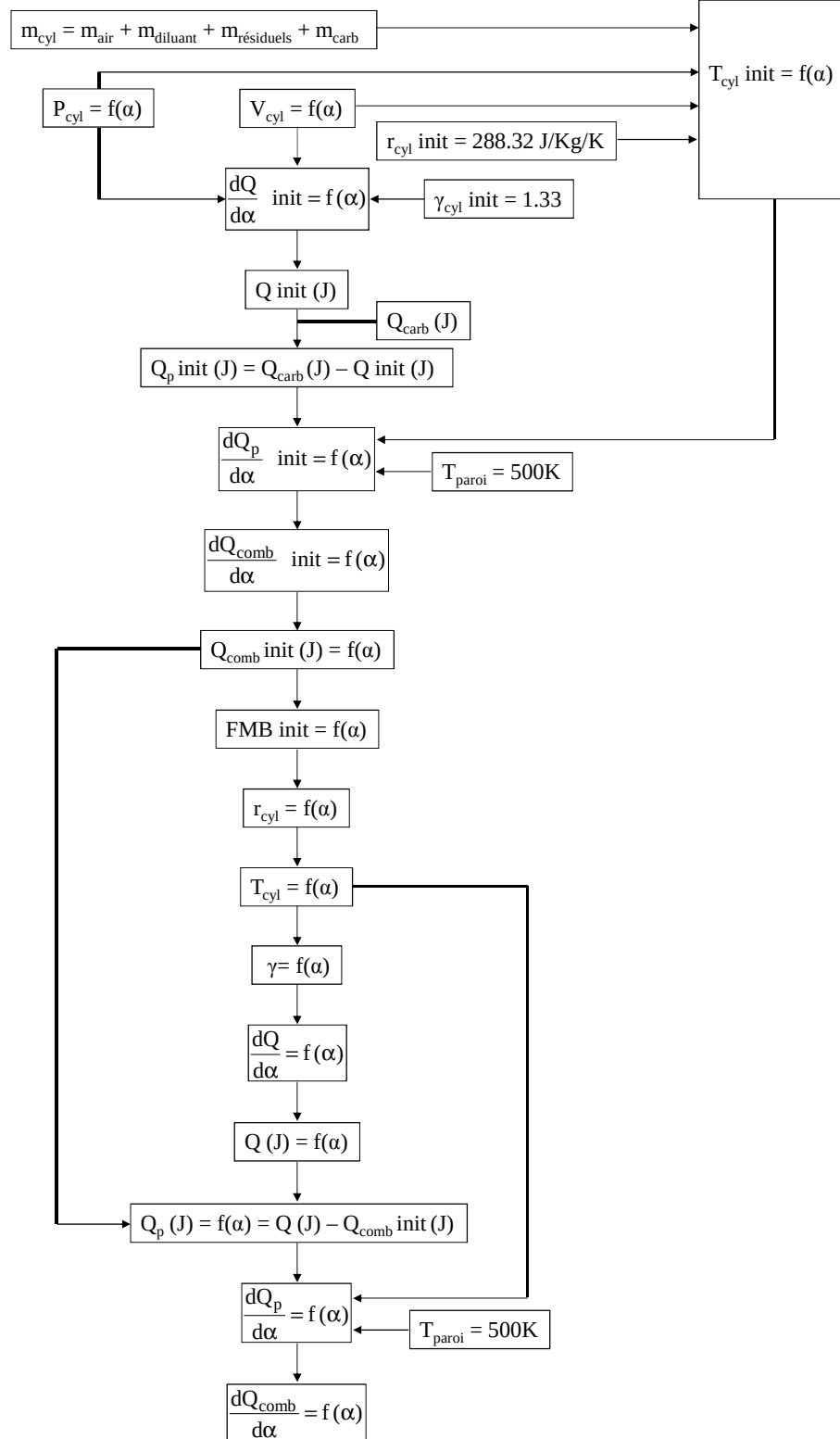


Figure III-12: Schématisation des calculs menant au taux de dégagement de chaleur et à la température moyenne

La détermination du taux de dégagement de chaleur nécessite ainsi la connaissance de la quantité de chaleur perdue aux parois, exprimée par l'Équation III-4:

$$\frac{dQ_p}{d\alpha} = h_c \cdot S \cdot (T_{cyl} - T_p) \quad \text{Équation III-4}$$

avec:

- Q_p : chaleur perdue aux parois
- h_c : coefficient de convection
- S : surface d'échange entre les gaz et les parois
- T_p : température des parois

Une approximation de cette quantité de chaleur perdue aux parois est déterminée par l'intermédiaire d'un modèle de type Woschni. Le coefficient de convection provient des travaux de Chang et al. [73], plus approprié pour la combustion de type HCCI (Équation III-5):

$$h_c = K \cdot D^{b-1} \cdot W^b \cdot \left(\frac{P_{cyl}}{10^3}\right)^b \cdot T_{cyl}^{-0.73} \quad \text{Équation III-5}$$

avec:

- K : coefficient multiplicatif utilisé lors de l'optimisation
- D : alésage du moteur
- $W = 2.28 \cdot V_p$ avec V_p : vitesse moyenne du piston
- $b = 0.8$

La surface d'échange S est quant à elle définie par l'Équation III-6 :

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \pi \cdot D \cdot R \cdot (1 - \cos(\alpha) + \Lambda \cdot (1 - \sqrt{\frac{1 - \sin^2(\alpha)}{\Lambda^2}})) \quad \text{Équation III-6}$$

avec :

- $\Lambda = \frac{L_b}{R}$
- R : rayon du maneton
- L_b : longueur de bielle

IV. Techniques de mesures optiques

IV.1. Fluorescence induite par laser

IV.1.1. Introduction

Les diagnostics optiques sont largement utilisés dans les domaines de la combustion dans le but d'investiguer des phénomènes transitoires sans perturber le système étudié par l'insertion de capteurs [74]. En particulier, la fluorescence induite par laser (LIF) est fréquemment employée et fait l'objet de nombreuses recherches [74-83]. Cette technique permet notamment de déterminer localement les concentrations en carburant, les températures ou encore les richesses.

Le signal de fluorescence est émis par une molécule se trouvant dans un état excité. L'absorption par cette espèce de l'énergie provenant d'un faisceau (ou d'une nappe 2D) laser provoque en effet une modification de sa structure électronique, du niveau fondamental à des niveaux d'énergie supérieurs. La molécule cherche alors à se désexciter, en produisant notamment un signal lumineux: la fluorescence. La Figure III-13 présente les différents phénomènes photophysiques menant à la désexcitation de la molécule.

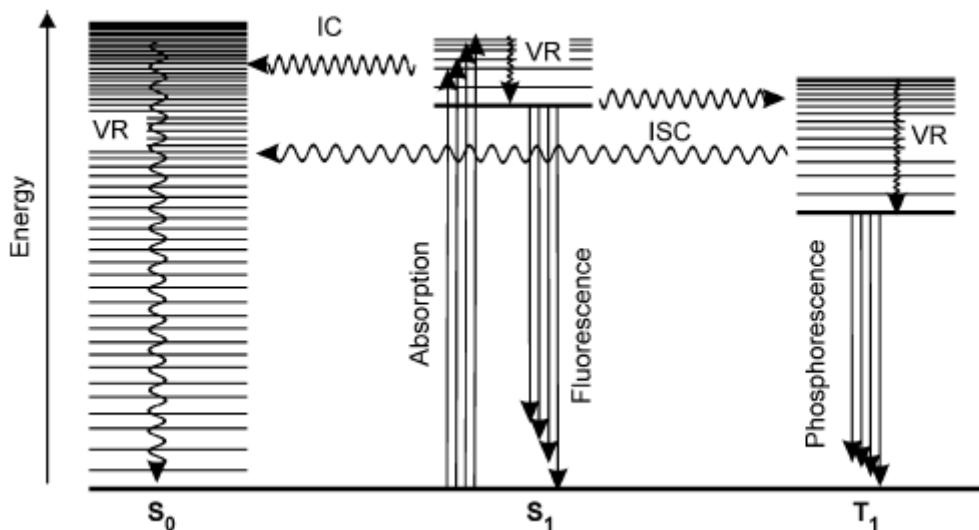


Figure III-13: Diagramme de Jablonski présentant les processus photophysiques durant la désexcitation de la molécule excitée, d'après [74]

Comme le montre la Figure III-13, l'émission d'un signal lumineux de fluorescence n'est pas la seule source de désexcitation de la molécule. Nous pouvons scinder les processus de désexcitation en trois catégories [74]:

- Les processus radiatifs: une partie de l'énergie absorbée est émise sous forme d'émission spontanée de fluorescence ou de phosphorescence, le signal de fluorescence étant observé durant des intervalles de l'ordre de 1-100 ns, intervalles beaucoup plus courts que ceux observés en cas de phosphorescence.
- Les processus non radiatifs: une partie de l'énergie absorbée est transformée en énergie de vibration ou de rotation de la molécule.
- Quenching par collision: une partie de l'énergie absorbée est transférée à une autre molécule entrant en collision avec la molécule excitée.

Sur la Figure III-13 sont représentés les deux premiers modes de désexcitation. Les traits pleins indiquent les processus radiatifs tandis que les traits ondulés représentent les processus non radiatifs.

Concernant les processus radiatifs, l'émission de lumière par fluorescence et par phosphorescence sont illustrés. Concernant les processus non radiatifs, nous pouvons mentionner la conversion interne (IC), par croisement intersystème (ISC) ou par relaxation vibrationnelle (VR).

Les différents phénomènes photophysiques menant à la désexcitation de la molécule peuvent ainsi entrer en compétition avec l'émission spontanée de lumière sous forme de fluorescence.

Le signal de fluorescence émis par la molécule et collecté par la caméra est décrit par l'Équation III-7 [78]:

$$S_f = \frac{E}{hc/\lambda} \cdot dV_c \left[\frac{X_{tr} P}{kT} \right] \cdot \sigma(\lambda, T) \cdot \phi_f(\lambda, T, P, X_i) \cdot \eta_{opt} \quad \text{Équation III-7}$$

avec:

- S_f : nombre de photons par pixels collecté par la caméra
- E : densité énergétique du laser
- hc/λ : énergie d'un photon à une longueur d'onde λ
- dV_c : volume excité, i.e. volume correspondant à un pixel dans le plan de visualisation
- X_{tr} : fraction molaire de la molécule produisant la fluorescence
- P : pression du milieu
- k : constante de Boltzmann
- T : température du milieu
- σ : section efficace d'absorption
- Φ_f : rendement quantique de fluorescence
- η_{opt} : efficacité du système de collection de la lumière

Le signal de fluorescence est proportionnel au premier ordre à l'énergie laser ainsi qu'à la concentration en traceur.

Cependant, il dépend également de la pression et de la température du milieu, ainsi que de la présence de molécules conduisant au quenching de la fluorescence, notamment l'oxygène. La

dépendance du signal à ces paramètres est fonction de la molécule utilisée en tant que traceur. Le post-traitement réalisé sur le signal collecté doit prendre en compte ces différents effets.

Après cette introduction générale relative à la fluorescence induite par laser, voyons plus précisément dans quels cas cette technique a été utilisée au cours de cette thèse.

IV.1.2. LIF biacetyl

IV.1.2.1. Principe

Afin de comprendre les mécanismes physiques à l'origine des effets de la stratification du diluant sur la combustion HCCI observés lors d'expériences sur le moteur opaque, des essais sur le moteur à accès optiques ont été réalisés par l'introduction d'un traceur fluorescent dans un seul des deux conduits d'admission, i.e. dans le conduit hélicoïdal ou dans le conduit tangentiel. La visualisation de la fluorescence du traceur au cours du cycle conduit ainsi à la connaissance de la distribution des espèces provenant du conduit emprunté par le traceur.

Le biacetyl a été choisi en tant que traceur pour ces expériences de par la possibilité d'utiliser un faisceau lumineux de 355 nm de longueur d'onde comme nous le verrons par la suite. Une telle longueur d'onde conduit à une énergie élevée en sortie laser, permettant de fortement exciter le biacetyl dans la chambre de combustion.

IV.1.2.2. Propriétés photophysiques du biacetyl

Le biacetyl, ou 2,3 – butanedione a pour formule chimique $C_4H_6O_2$.

Selon Schulz et al. [74], le biacetyl absorbe l'énergie de signaux lumineux pour une longueur d'onde comprise entre 350 nm et 460 nm, avec un maximum autour de 417 nm (Figure III-14 (a)). Il est donc possible d'utiliser la fréquence triplée d'un Nd :Yag (355 nm). L'excitation à de plus faibles longueurs d'onde est à éviter, celle – ci pouvant mener à une destruction photolytique du traceur [74].

L'émission de fluorescence est observée pour des longueurs d'onde comprises entre 440 nm et 520 nm environ, comme on peut le voir sur la Figure III-14 (b).

Les études relatives à cette espèce ont conduit à la détermination de la dépendance de son signal de fluorescence à la température, à la pression et au quenching à l'oxygène (Guibert et al. [78], Wermuth et al. [83], Smith et al. [82], Deschamps et al. [84], Baritaud et al. [85]).

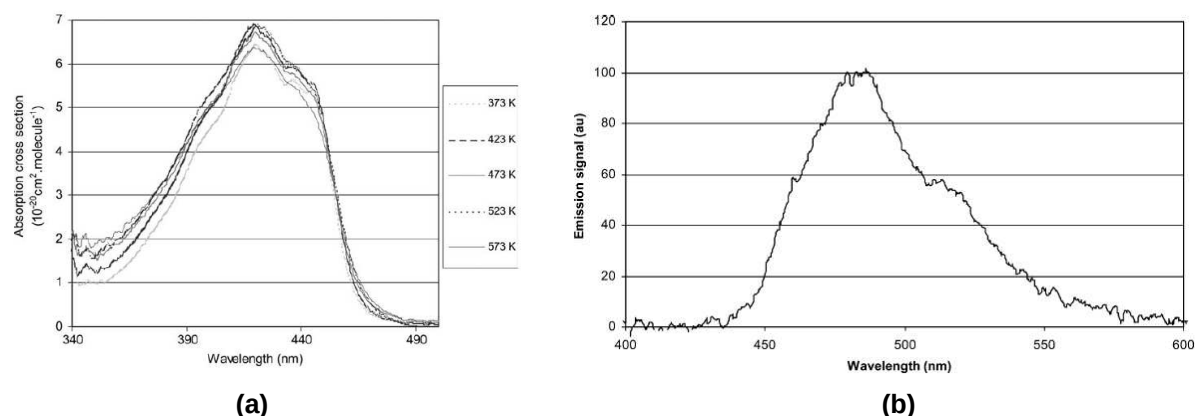


Figure III-14: Section efficace d'absorption du biacetyl vapeur ($P = 1 \text{ bar}$, différentes T) (a) et spectre d'émission de fluorescence du biacetyl dans l'azote ($T=523 \text{ K}$, $P=20 \text{ bar}$) (b), d'après [78]

IV.1.2.3. Dispositif expérimental utilisé

Les expériences de LIF biacetyl ont été réalisées à l'aide d'un laser Nd:YAG triplé de 120 mJ. Comme le montre la Figure III-15, une double nappe laser verticale a été créée grâce à une lame séparatrice et une lame demi-onde permettant d'avoir de faisceaux laser de même énergie. Les faisceaux forment ensuite deux nappes laser grâce à une lentille sphérique de focale 1000 mm et une lentille cylindrique divergente de focale -100 mm. Chaque nappe ainsi obtenue illumine la chambre de combustion depuis le côté des soupapes d'admission ou d'échappement (Figure III-16). Un tel montage a été réalisé afin d'obtenir du signal de fluorescence du biacetyl de part et d'autre du téton du bol du piston pour des angles vilebrequins proches du PMH. La hauteur des nappes laser à l'entrée de la couronne a été limitée à la hauteur de la couronne, afin de maximiser la densité énergétique dans la chambre de combustion.

Le signal de fluorescence est capturé à l'aide d'une caméra CCD intensifiée Princeton 16 bits ($512 \times 512 \text{ pixels}^2$) munie d'un objectif Nikon (focale 50 mm, ouverture 1.4) et d'une bague allonge de 8 mm. Devant cet objectif est placé un filtre large bande centré à 435 nm et de 70 nm de largeur de bande.

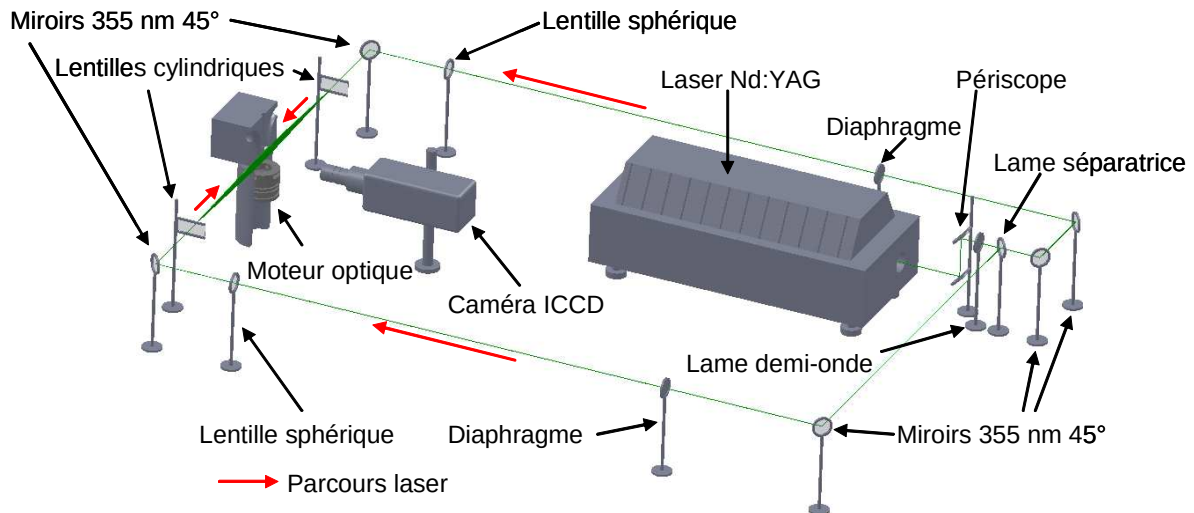


Figure III-15: Dispositif expérimental utilisé lors des expériences de LIF biacetyl

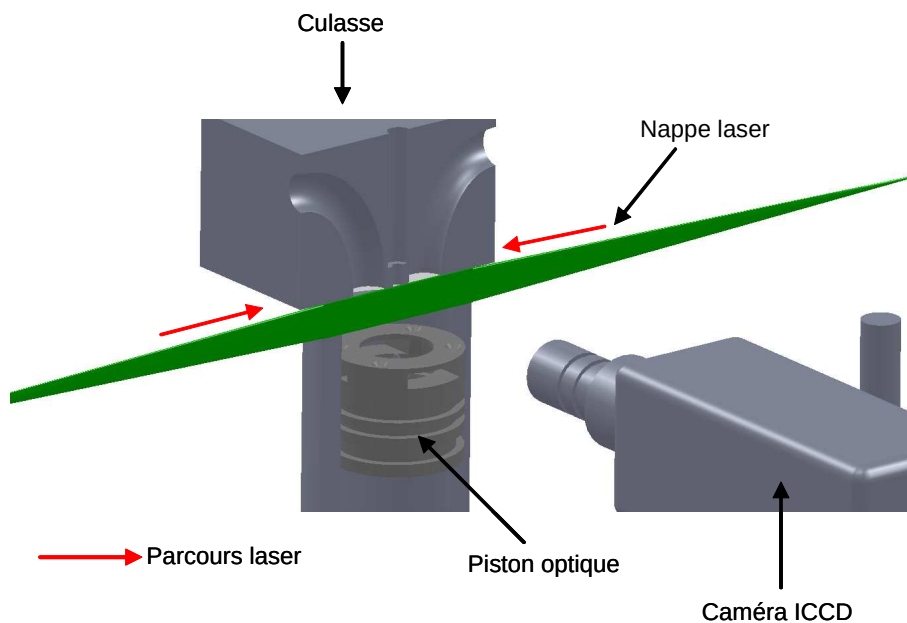


Figure III-16: Nappe laser et moteur optique

IV.1.2.4. Ensemencement

La Figure III-17 présente la configuration retenue pour l'ensemencement lors des essais de LIF biacetyl. Ces essais en LIF biacetyl ont été réalisés sans oxygène, seulement du N_2 , afin de limiter l'effet de quenching par l'oxygène [78] et l'oxydation du traceur lors de la compression, et de limiter ainsi les incertitudes. De même, aucune injection de carburant n'est réalisée.

Le biacetyl n'est introduit que dans un seul des deux conduits d'admission menant au moteur, comme par l'exemple présenté sur la Figure III-17 où le biacetyl n'est injecté que dans le conduit tangentiel. Une partie du débit de N_2 passe dans l'ensemencement, transitant tout d'abord

dans une première cuve, remplie de biacetyl liquide, puis dans une chambre de tranquillisation. Le gazensemencé se mélange alors avec le N_2 pur au niveau du volume tampon et le mélange est ensuite dirigé vers le moteur.

La quantité de biacetylensemencé dans l'écoulement est contrôlée à l'aide de la vanne de régulation représentée sur la Figure III-17. Seule une analyse qualitative peut être réalisée car la quantité est contrôlée mais non mesurée.

Le N_2 ensemencé est introduit dans le conduit d'admission emprunté par l'air lors des expériences réalisées sur moteur opaque (comparaison de la Figure III-17 et de la Figure III-10), et non pas le diluant. L'exemple de la Figure III-17 correspond ainsi au cas pour lequel le diluant est introduit dans le conduit hélicoïdal.

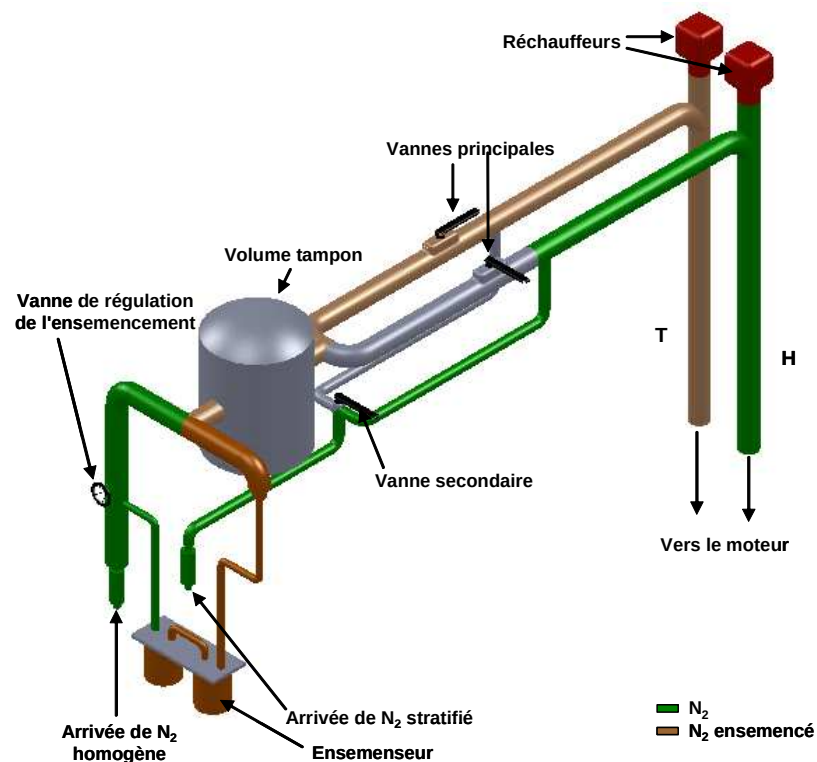


Figure III-17: Schéma représentatif du circuit d'ensemencement du biacetyl à l'admission (traceur dans le conduit tangentiel)

IV.1.3. LIF carburant

IV.1.3.1. Principe

Afin de vérifier l'homogénéité du mélange entre le comburant et le carburant avant l'initiation de la combustion, une étude de LIF sur le carburant a été réalisée.

Le gazole est composé de nombreuses espèces, certaines conduisant à l'émission de lumière par fluorescence, notamment les composés insaturés et les aromatiques [74]. Le signal lumineux collecté est ainsi la somme de multiples signaux provenant de chacune des espèces fluorescentes. Les caractéristiques de fluorescence, qu'il s'agisse de la section efficace d'absorption, du rendement quantique de fluorescence ou encore de l'importance du quenching, dépendent de la molécule excitée. Il n'est ainsi pas possible d'utiliser l'Équation III-7 pour déterminer localement les concentrations en carburant. Toutefois, cette analyse qualitative conduit à la connaissance de la localisation du carburant au sein de la chambre de combustion au cours du cycle.

IV.1.3.2. Dispositif expérimental utilisé

Les expériences de LIF carburant ont été réalisées à l'aide d'un laser Nd:YAG triplé de 120 mJ. Comme le montre la Figure III-18, seule une nappe laser verticale a été créée, vue la symétrie de l'injecteur et du bol. La nappe est formée comme précédemment grâce à l'utilisation d'une lentille sphérique de focale 1000 mm et d'une lentille cylindrique divergente de focale -100 mm.

Le signal de fluorescence est enregistré à l'aide de la caméra CCD intensifiée Princeton 16 bits (512×512 pixels²) munie de l'objectif Nikon (focale 50 mm et ouverture 1.4) et d'une bague allonge de 8 mm. Afin de limiter la diffusion de Mie issue des gouttelettes liquides du carburant, un miroir dichroïque à 355 nm a été utilisé, placé devant l'objectif, rejetant une grande partie du signal lumineux provenant de ce processus d'émission lumineuse.

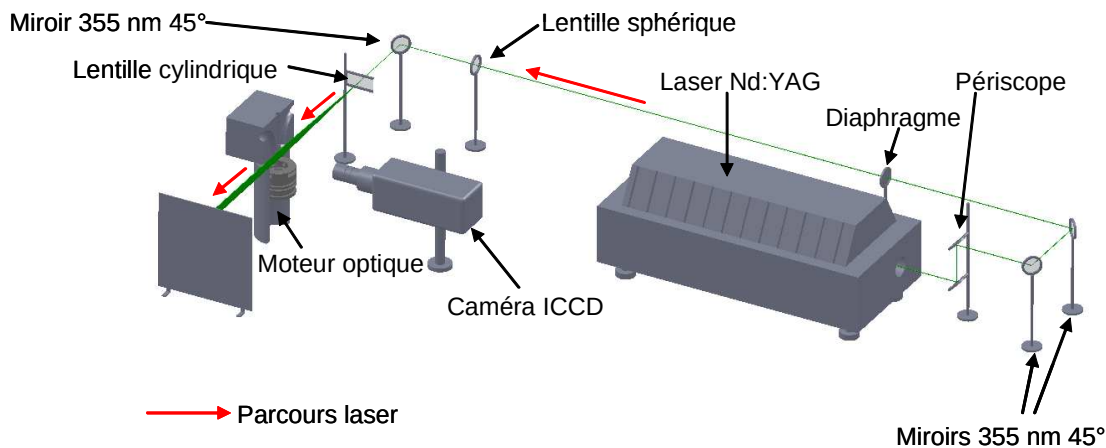


Figure III-18: Dispositif expérimental utilisé lors des expériences de LIF carburant

IV.2. Acquisition et traitement des images

IV.2.1. Images de LIF biacetyl

Les images de LIF biacetyl ont été enregistrées pour six angles durant le cycle:

- 110°V: pleine ouverture des soupapes d'admission
- 180°V, 250°V, 315°V: compression des gaz
- 340°V, 360°V: visualisation dans le bol du piston

Pour chaque essai et pour chaque angle, 100 images dans les mêmes conditions sont enregistrées. 100 images sont aussi enregistrées dans des conditions dites homogènes c'est-à-dire lorsque le biacetyl ensemente les deux conduits d'admission et 100 images de fond de nappe laser sans biacetyl.

Les zones de post-traitement définies selon l'angle de prise d'images sont représentées sur la Figure III-19. Nous pouvons remarquer un "trou" de signal sur le bord gauche des images pour un angle compris entre 110°V et 315°V. Le cas représenté étant le cas homogène, le biacetyl occupe de manière homogène toute la zone de visualisation. Ce "trou" de signal n'est donc pas d'origine physique. Il peut être dû au système de collection de la lumière. Afin d'éviter un biais lors du post-traitement, cette région a donc été retirée comme sur la Figure III-19.

De plus, pour l'angle de 110°V, un cache numérique a été réalisé au niveau des pixels où est visualisée la soupape d'admission. Il en est de même pour le téton aux angles de 340°V et 360°V.

Pour ces mêmes angles, nous pouvons de plus remarquer une intensité importante proche du téton, due à la réflexion de la nappe laser par ce dernier, qui peut provoquer un biais lors du post-traitement. Lors de la présentation des résultats, dans le cinquième chapitre, nous vérifierons que les images corrigées ne sont pas biaisées après corrections.

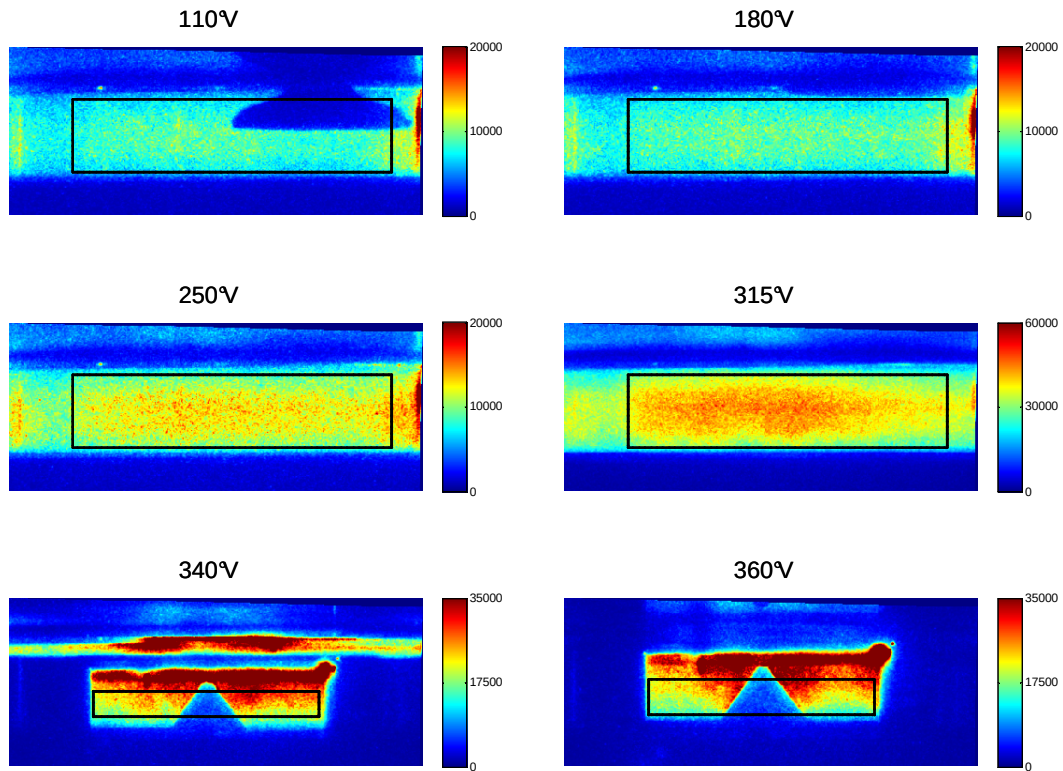


Figure III-19: Zone de visualisation et zone utilisée pour le post-traitement (encadrée) selon l'angle de prise d'images pour les expériences de LIF biacetyl. Images brutes instantanées (cas homogène)

IV.2.2. Images de LIF carburant

L'acquisition des images lors des essais de LIF carburant ne s'est pas faite de la même façon que dans le cas de LIF biacetyl afin de limiter l'effet du mouillage des hublots présents sur les cotés de la tête de piston par le carburant injecté.

Les images de LIF carburant, collectées entre les angles de 115°V et 365°V par pas de 25°V, ont été acquises de la manière suivante:

- La première image correspond à l'angle de 115°V
- La seconde image, celle du cycle suivant, correspond à l'angle de 140°V
- ...
- La dernière acquisition du set d'images correspond à l'angle de 365°V

Un set d'images comprend ainsi onze images, une par angle vilebrequin investigué. L'opération est répétée 20 fois, avec un temps d'attente de l'ordre d'une minute entre chaque set afin d'éliminer le carburant potentiel sur les accès optiques. A la fin de ce processus sont alors enregistrées vingt images par angle étudié. Chaque image a été vérifiée, afin de s'assurer de l'absence de carburant sur les accès optiques. En outre les images de fond sont collectées de la même façon : aucune injection de carburant mais avec la nappe laser.

L'acquisition de 20 images en mélange homogène est aussi réalisée. Ces images homogènes ont été réalisées à l'aide du biacetyl car nous ne pouvions satisfaire la condition de parfaite homogénéité du traceur dans le cas du carburant.

La Figure III-20 présente la zone de post-traitement en fonction de l'angle de prise d'images.

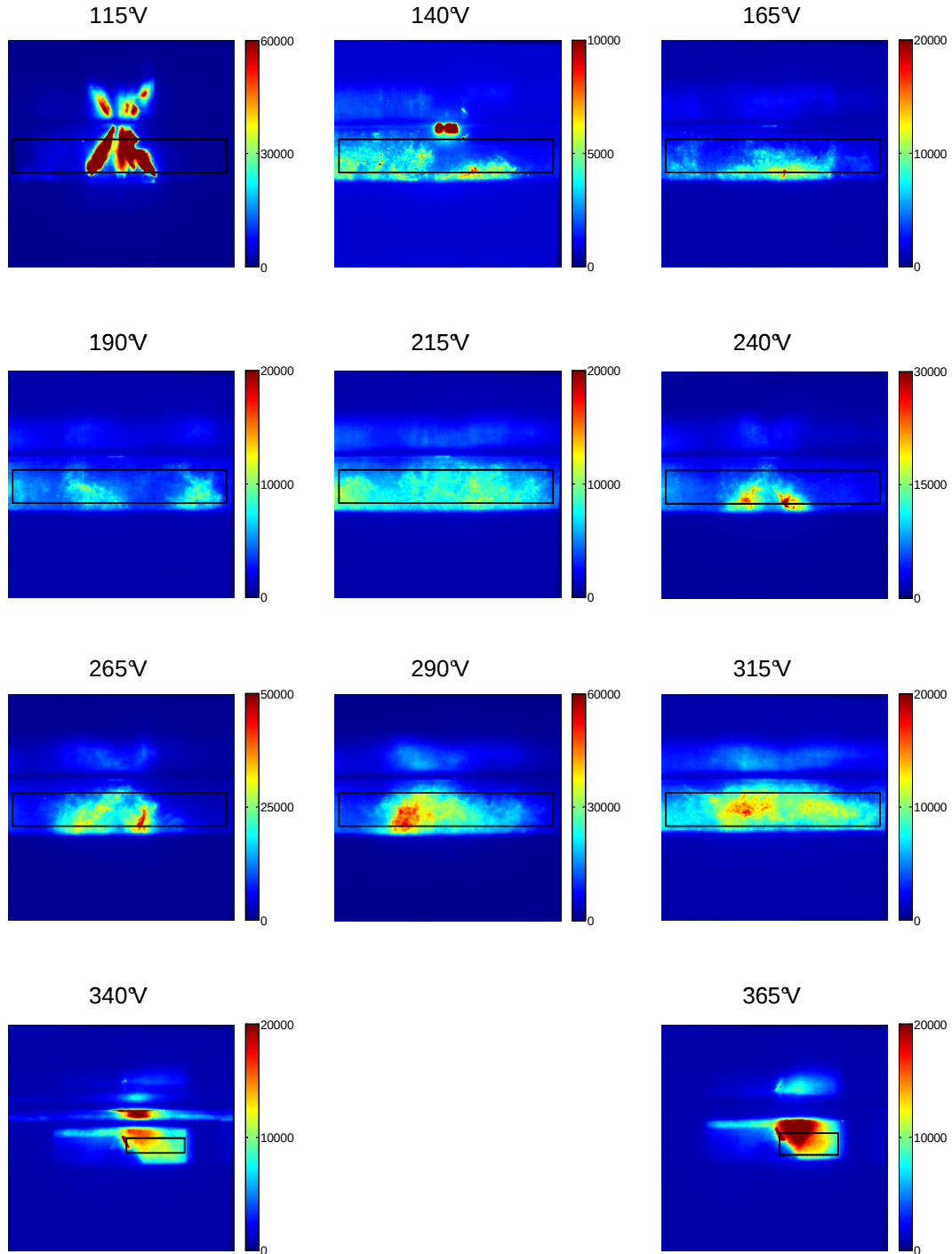


Figure III-20: Zone de visualisation et zone utilisée pour le post-traitement (encadrée) selon l'angle de prise d'images pour les expériences de LIF carburant. Images brutes instantanées

IV.2.3. Post-traitement des images de LIF

Le post-traitement des images de LIF, qu'il s'agisse des images de LIF biacetyl ou de LIF carburant, est basé sur le travail de Herold et al. [79], appliqué lors d'une étude de la mesure de l'homogénéité des gaz résiduels présents dans la chambre de combustion [77]. Ce post-traitement est détaillé en annexe A. Il permet de réduire les biais pouvant être introduits par le système laser, le système d'acquisition des images ou encore la stratification en température. Quelques applications de ce post-traitement sont également présentées.

IV.2.4. Destruction du biacetyl

L'augmentation en température liée à la compression des gaz peut provoquer la destruction d'une partie du traceur lors des essais de LIF biacetyl. L'ensemencement n'étant pas contrôlé, la quantité de traceur détruite n'est pas nécessairement la même entre chacun des cas, si destruction il y a, ce qui induit alors un biais lors de la correction des images par le profil d'énergie laser. Nous devons ainsi nous assurer de la non – destruction du biacetyl.

Des expériences ont été réalisées en mode homogène, des images tous les 10°V ayant été collectées pour des angles compris entre 180°V et 530°V.

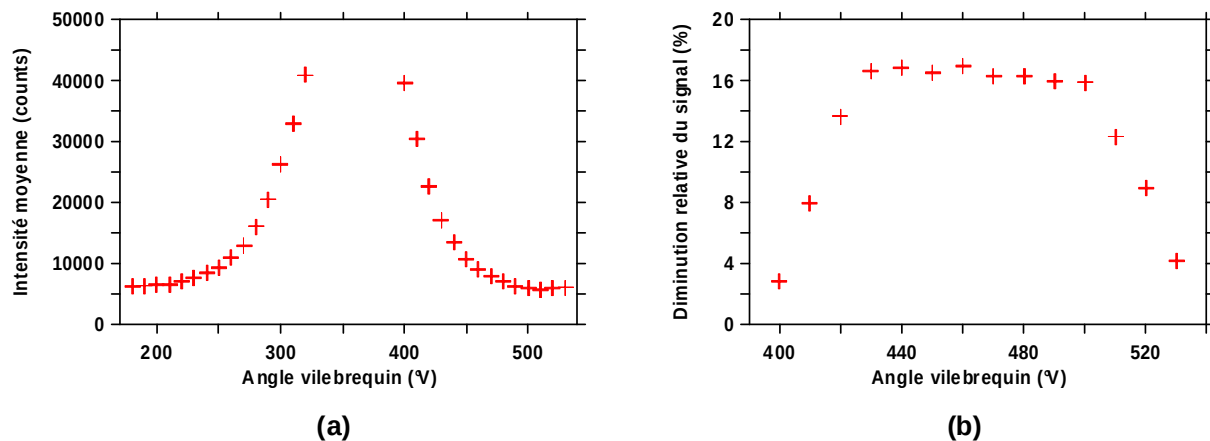


Figure III-21: Variation du signal de LIF au cours du cycle (a) et diminution relative du signal en détente par rapport au point symétrique en compression (b)

La Figure III-21 présente la variation du signal collecté au cours du cycle ainsi que la diminution relative du signal en phase de détente par rapport au point symétrique lors de la compression. Les intensités moyennes et écarts relatifs représentés ont été calculés sur une zone centrale de l'image, cette dernière étant corrigée par l'image de fond. Les angles pour lesquels le piston entre dans la zone de visualisation n'ont pas été traités, l'énergie laser excitant le biacetyl étant plus faible.

Nous pouvons remarquer sur cette figure qu'une diminution relative maximum de l'ordre de 16% est calculée entre la phase de détente et la phase de compression.

Cette diminution du signal n'est pas nécessairement liée à la destruction d'une partie du traceur, les pressions et températures mesurées en phase de compression et de détente n'étant pas les mêmes à cause des transferts thermiques aux parois. Le signal de LIF biacetyl dépendant de ces grandeurs thermodynamiques, une modification du signal est alors attendue. Prenons un exemple avec les angles 270°V et 450°V , symétriques par rapport au PMH. Les données thermodynamiques mesurées et calculées sont:

- $P_{270^\circ\text{V}} = 2.03 \text{ bar}$
- $P_{450^\circ\text{V}} = 1.59 \text{ bar}$
- $T_{270^\circ\text{V}} = 467 \text{ K}$
- $T_{450^\circ\text{V}} = 367 \text{ K}$

En utilisant les données issues du travail de Guibert et al. [78], il apparaît qu'une diminution de la température de 467 K à 367 K, pour une pression de 1 bar, conduit à une diminution relative du signal de l'ordre de 25%. La diminution de la pression provoque une légère augmentation de l'écart, cette diminution conduisant de nouveau à une baisse du signal. Cet exemple montre que la dépendance du signal de LIF biacetyl à la pression et à la température associée à la diminution de ces grandeurs thermodynamiques entre la compression et la détente expliquent les écarts relevés. Il n'est ainsi pas attendu de destruction sensible du traceur au cours des essais de LIF biacetyl.

V. Conditions expérimentales

Les conditions expérimentales relatives aux essais effectués sur moteur opaque et sur moteur à accès optiques lors d'étude de la préparation du mélange sont répertoriées dans le Tableau III-3 et dans le Tableau III-4 respectivement.

Lieu des expériences	PRISME
Pression d'injection	600 bar $\rightarrow$ 1200 bar
Durée de commande de l'injection précoce	150 μs $\rightarrow$ 400 μs
Phasage de l'injection précoce	0°V $\rightarrow$ 324°V
Température admission	50°C
Pression admission	1 bar absolu
Régime moteur	1500 tr/min

Tableau III-3: Conditions expérimentales lors de l'étude de la préparation du mélange sur moteur opaque

Lieu des expériences	IFP Énergies nouvelles
Diagnostic optique	LIF du gazole
Température admission	Température ambiante
Pression admission	1 bar absolu
Régime moteur	1200 tr/min
Gaz ambiant	N ₂
Expériences sans combustion – analyse qualitative	

Tableau III-4: Conditions expérimentales lors de l'étude de la préparation du mélange sur moteur à accès optiques

Les conditions expérimentales relatives aux essais effectués sur moteur opaque lors d'étude du contrôle de la combustion HCCI sont répertoriées dans le Tableau III-5.

L'avant-dernière colonne est relative à l'équilibre des débits massiques conduit à conduit. En cas d'équilibre, un même débit massique emprunte le conduit hélicoïdal et le conduit tangentiel. En cas de déséquilibre, tout le débit de diluant est introduit dans un conduit, tout l'air étant introduit dans l'autre. Pour un taux de dilution différent de 50%, l'équilibre est alors rompu.

En cas de variation du taux de dilution avec conservation de l'équilibre des débits, du diluant est introduit dans les deux conduits pour des taux de dilution strictement supérieurs à 50%: un conduit ne comporte que du diluant, l'autre est un mélange d'air et de diluant. A l'inverse, en cas de taux de dilution strictement inférieur à 50%, de l'air emprunte les deux conduits.

La dernière colonne concerne la configuration acoustique à l'admission. Lors des essais effectués sur le site de PRISME, une seule configuration acoustique a été utilisée. Il s'agit de celle déjà représentée sur la Figure III-6 ou la Figure III-7 par exemple.

Lors des essais réalisés à l'IFP Énergies nouvelles, deux configurations acoustiques ont été utilisées. Cette variation de l'acoustique admission est effectuée par une modification de la position des vannes principales schématisées sur la Figure III-10 par exemple.

- Acoustique A: la vanne principale du conduit emprunté par le diluant est fermée, la seconde étant ouverte (comme sur la Figure III-10)
- Acoustique B: les deux vannes principales sont ouvertes, ce qui correspond à l'acoustique du cas homogène (comme sur la Figure III-9)

Les conditions expérimentales relatives aux essais effectués sur le moteur à accès optiques lors d'étude du contrôle de la combustion HCCI sont présentées dans le Tableau III-6. Les conditions en régime et en pression d'admission sont différentes entre les essais réalisés sur le moteur opaque et ceux effectués sur le moteur à accès optiques. Cependant il a été vérifié que la modification de ces conditions ne modifie pas les résultats (Annexe B).

Nature de l'étude	Lieu des essais	Régime moteur	Diluant	Taux de dilution massique	T _{adm}	Φ	Équilibre des débits conduit à conduit	Configuration acoustique admission
Effet T _{adm}	PRISME	1500 tr/min	N ₂	60%	80°C à 100°C	0.67	oui	Acoustique PRISME
Effet stratification de T _{adm}				60%	30°C / 130°C			
Effet taux de dilution	IFP Énergies nouvelles		EGR	40% à 60%	45°C	0.6 et 0.67		Acoustique B
Effet richesse						0.6		Acoustique A/B
Effet composition du diluant						0.6		Acoustique B
Effet stratification du diluant			N ₂			0.67	non	Acoustique A
Effet de l'équilibre des débits			EGR			0.6		
Effet acoustique admission			N ₂	60%	0.67			
				EGR	40% à 60%		0.6	Acoustique B

Tableau III-5: Conditions expérimentales lors de l'étude du contrôle de la combustion HCCI sur moteur opaque

Nature de l'étude	Lieu des essais	Diagnostic optique	Régime moteur	Gaz ambiant	T _{adm}	P _{adm}	Équilibre des débits conduit à conduit	Configuration acoustique admission
Effet stratification du diluant	IFP Énergies nouvelles	LIF biacetyl	1200 tr/min	N ₂	Température ambiante	1 bar absolu	oui	Acoustique A
Effet de l'équilibre des débits							non	
Effet acoustique admission								Acoustique B
Expériences sans combustion – pas d'injection de carburant – analyse qualitative								

Tableau III-6: Conditions expérimentales lors de l'étude du contrôle de la combustion HCCI sur le moteur à accès optiques

VI. Conclusion

Ce chapitre a décrit les deux moyens expérimentaux utilisés au cours de cette thèse: le moteur opaque et le moteur à accès optiques. Ces derniers ont été employés lors de deux études, celle relative à la préparation du mélange à l'aide d'injections directes précoces, et celle relative au contrôle de la combustion HCCI.

Les différents systèmes d'admission utilisés ont également été présentés. Cette partie est importante pour comprendre les essais réalisés lors de l'étude du contrôle de la combustion, étude qui sera abordée dans le cinquième chapitre de ce mémoire.

Une partie importante a été consacrée à la présentation des diagnostics optiques appliqués. Après une brève introduction relative à la fluorescence induite par laser, les applications de la LIF carburant et de la LIF biacetyl ont été explicitées plus en détails. La LIF carburant permettra de vérifier l'homogénéité du mélange entre l'air et le carburant au sein de la chambre de combustion (chapitre 4). La LIF biacetyl apportera, quant à elle, des éléments de compréhension relatifs à l'étude du contrôle de la combustion (chapitre 5).

Quatrième chapitre

Préparation du mélange

I. Introduction

Le principe de la combustion HCCI est basé sur la formation d'un mélange homogène entre le carburant et le comburant afin de limiter au maximum les émissions de particules et de NO_x . La préparation du mélange est ainsi un processus important qui sera abordé au cours de ce chapitre.

La première partie est consacrée à un état de l'art des résultats et conclusions issus de travaux de la littérature sur ce sujet afin de comprendre les phénomènes se déroulant lors d'injections directes précoces puis de dégager des pistes de recherche pertinentes que nous explorerons par la suite à l'aide de la mise en place d'expériences sur moteurs opaque et optique. L'analyse des résultats obtenus permettra d'affiner la compréhension des phénomènes régissant la préparation du mélange pour les conditions de cette étude et conduira à proposer une stratégie d'injection permettant de trouver des solutions aux différentes problématiques identifiées au cours de l'étude bibliographique.

La préparation du mélange est également un thème important de par son lien avec la vitesse de combustion. Un sur-mélange conduit à la formation de zones très pauvres en carburant à faible charge, ce qui peut diminuer la vitesse de combustion. Au contraire, à forte charge, plus le mélange air-carburant est homogène, plus la vitesse de combustion est élevée, rendant le contrôle de la combustion difficile, cette dernière se déroulant en prémélange. Il s'agit ainsi de comprendre les mécanismes régissant la préparation du mélange avant d'étudier le thème du contrôle de la combustion à forte charge, thème abordé au chapitre suivant.

1.1. Étude bibliographique sur la préparation du mélange

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre se focalise en particulier sur la problématique majeure de la préparation du mélange dans le cas de la combustion HCCI en injections directes précoces : le mouillage des parois par du carburant liquide [23, 33-40]. Comme déjà évoqué dans le premier chapitre, l'injection du carburant très tôt dans le cycle, i.e. dans un milieu à faible température et à faible densité, peut entraîner une importante pénétration liquide du jet de carburant [41-45] menant au mouillage des parois. En cas d'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre, le film d'huile y étant présent peut être détruit, pouvant alors conduire à des problèmes de fiabilité moteur [46]. Ce phénomène peut alors mener à une réduction importante de la quantité de carburant pouvant être introduite dans la chambre de combustion, limitant ainsi la plage d'utilisation de la combustion HCCI à l'aide d'injections directes précoces. La compréhension des mécanismes relatifs au mouillage des parois est alors primordiale, c'est pourquoi une part importante de l'étude bibliographique présentée dans les paragraphes suivants lui sera consacrée.

L'objectif de la combustion HCCI étant de réduire au maximum les émissions, nous verrons également l'effet de la préparation du mélange sur les émissions polluantes, qu'il s'agisse des

NO_x et des particules, mais également des HC et du CO, dans le cadre de l'utilisation d'injections directes précoces.

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre traite tout particulièrement de ces deux aspects, dans le but de comprendre les mécanismes physiques relatifs à l'impact de carburant liquide sur les parois de la chambre de combustion et ceux responsables de la formation des différentes espèces polluantes.

Nous pouvons recenser trois paramètres principaux impactant la préparation du mélange air-carburant lors de l'utilisation d'injections directes précoces:

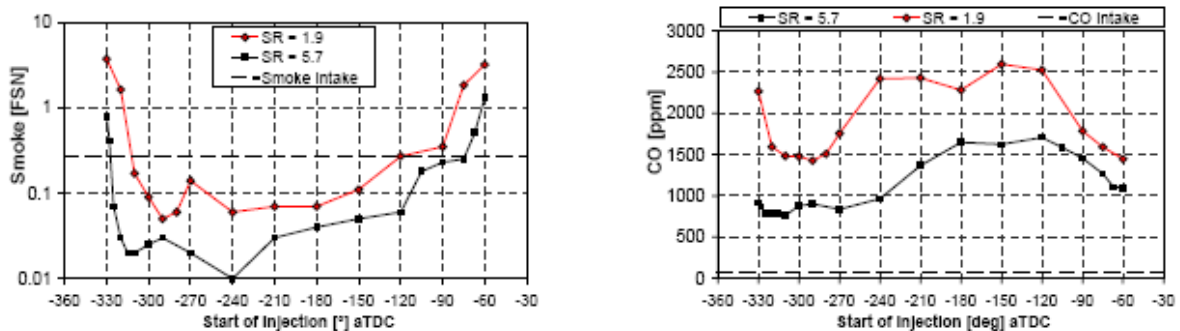
- Le niveau de swirl.
- La géométrie de la chambre.
- L'injection, que ce soit par la stratégie injection ou par la géométrie de l'injecteur.

L'effet de chacun de ces paramètres sur la préparation du mélange en cas d'utilisation d'injections directes précoces est présenté par la suite.

I.1.1. Effet du niveau de swirl

L'intensité du mouvement tourbillonnant des gaz dans le cylindre est définie par un niveau de swirl, calculé comme étant le rapport entre la vitesse de rotation de ces derniers au Point Mort Bas (PMB) et la vitesse de rotation du moteur.

De nombreuses études ont été menées concernant l'effet du niveau de swirl sur la préparation du mélange lors de la combustion HCCI [37, 86-89]. En cas d'injections directes précoces, plusieurs auteurs montrent qu'une augmentation du niveau de swirl permet de diminuer les émissions de HC et de particules mais parfois mène à une augmentation des émissions de NO_x [87-89]. Sjöberg et al. [89] montrent dans leurs résultats que quel que soit le phasage de l'injection, le niveau d'émission de CO est réduit lorsque le niveau de swirl est augmenté, comme on peut le remarquer sur la Figure IV-1 (S.R. = Swirl Ratio).



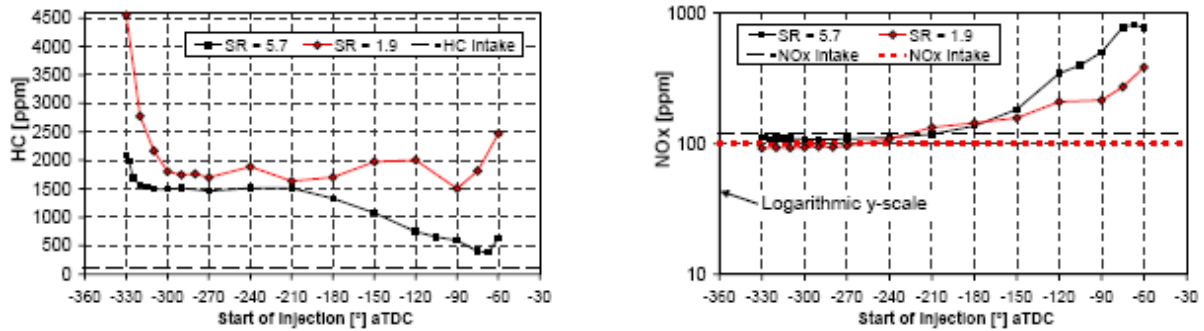


Figure IV-1: Évolution des émissions de particules, de CO, de HC et de NO_x en fonction du phasage de l'injection directe précoce pour différents niveaux de swirl, 95%v essence + 5%v éthanol, $\Phi = 0.31$, PMI ~ 3.4 bar, d'après [89]

Selon Sjöberg et al. [89], cette diminution des émissions de particules, de CO et de HC avec l'augmentation du niveau de swirl est due à l'amélioration de l'homogénéité du mélange. De plus, la baisse des émissions de HC et de CO est également liée à une couche limite thermique plus mince, restreignant les zones à faible température proche des parois. L'augmentation des émissions de NO_x avec le niveau de swirl est, quant à elle, liée à la formation d'un mélange local ayant une richesse proche de la stœchiométrie menant donc à des températures de fin de combustion plus élevées.

Utiliser un fort niveau de swirl semble ainsi intéressant pour diminuer les émissions de HC, de CO et de particules. Cependant, Ra et al. [37] montrent par calcul qu'augmenter le niveau de swirl pour des injections directes précoces peut entraîner une augmentation du mouillage des parois, par centrifugation du carburant.

I.1.2. Effet de la géométrie de la chambre de combustion

La forme de la chambre de combustion peut également avoir un impact sur la formation des polluants en cas d'utilisation d'injections directes précoces. Un exemple d'étude illustrant cet effet est présenté dans le Tableau IV-1. La forme des bols de piston correspondants se trouve en Figure IV-2. Cette étude de Kashdan et al. [61], symbolisant un cas d'injection tardive (phasage de l'injection : $\phi_{inj} = 357^\circ V$), a été réalisée à l'aide d'un injecteur à faible angle de nappe, inférieur à 70° (concept NADITM).

	Smoke (FSN)	NO (ppm)	CO (ppm)
Flat piston	1.60	7.9	7610
Bowl-dome piston	0.13	8.5	1976

Tableau IV-1: Émissions polluantes pour le bol du piston à fond plat et celui à téton, dodécane, $\Phi = 0.73$, d'après [61]

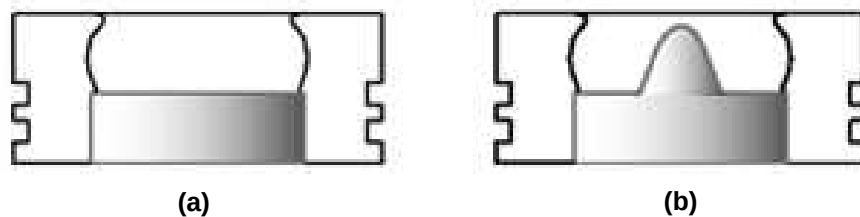


Figure IV-2: Schémas des deux bols de piston utilisés, à fond plat (a) à téton (b), d'après [61]

La présence de fortes émissions de particules et de CO est relevée dans le cas du piston ayant un bol à fond plat (Tableau IV-1) et provient de l'impact du carburant sur ce dernier. Cet impact provoque la formation d'une zone très riche responsable d'émissions importantes de particules et de CO. Dans le cas du bol de piston à téton, le spray de carburant est guidé par ce dernier, limitant ainsi l'impact et réduisant considérablement les émissions polluantes. Cependant, pour des injections directes tardives, i.e. tard durant la compression, ce guidage peut mener également à d'importantes émissions de HC, le carburant "glissant" le long du bol, ce qui crée des zones très riches en carburant à proximité de la culasse.

L'étude présentée ici a certes été réalisée à l'aide d'une injection de carburant tardive, mais nous pouvons étendre ces résultats au cas de l'injection précoce. En effet, ils montrent l'importance d'adapter la forme de la chambre de combustion au système d'injection utilisé. En cas d'injections directes précoces, réalisées à l'aide d'un injecteur à faible angle de nappe comme dans l'étude de Kasdan et al. [61], il semble intéressant, en cas d'injections dirigées dans le bol, de disposer également d'un bol permettant de guider le spray afin d'éviter tout impact pouvant mener à de fortes émissions polluantes.

I.1.3. Effet du phasage de l'injection

Lors de l'utilisation d'injections directes précoces, l'injection peut avoir lieu durant la phase d'admission comme en début de phase de compression. L'étendue angulaire étant large, l'effet du phasage de l'injection sur la préparation du mélange est un facteur primordial. Il est notamment important de constater que, selon Sjöberg et al. [89], le phasage de l'injection à

adopter dans le but de limiter les émissions polluantes dépend de la quantité de carburant injectée. En effet, certains phasages optimum pour une richesse donnée en termes de formation de particules, de NO_x, de HC et de CO peuvent conduire à des émissions importantes pour des richesses différentes, les températures lors de la combustion étant modifiées.

Le phasage de l'injection joue également sur les conditions thermodynamiques au moment de l'injection, modifiant la pénétration liquide quasi-stationnaire, observée lorsque la partie liquide du spray de carburant a atteint le régime permanent. Le phasage de l'injection est ainsi un paramètre primordial concernant la problématique de mouillage des parois par du carburant liquide. Pour des conditions en pression et en température données à l'admission, plus le phasage de l'injection est tardif durant la phase de compression, plus les températures et les densités augmentent au moment de l'injection. Lorsque ces conditions thermodynamiques augmentent, la pénétration liquide quasi-stationnaire diminue [42-45, 90] comme l'illustre la Figure IV-3. Sur cette figure, provenant des travaux de Kook et al. [42], le trait vertical en pointillé représente la frontière entre la partie liquide du spray et la phase vapeur. La partie liquide du spray est mise en évidence par le contour en bleu. Ces expériences ont été réalisées dans une cellule haute pression – haute température, les conditions thermodynamiques de densité et de température étant ainsi invariantes durant la phase d'injection.

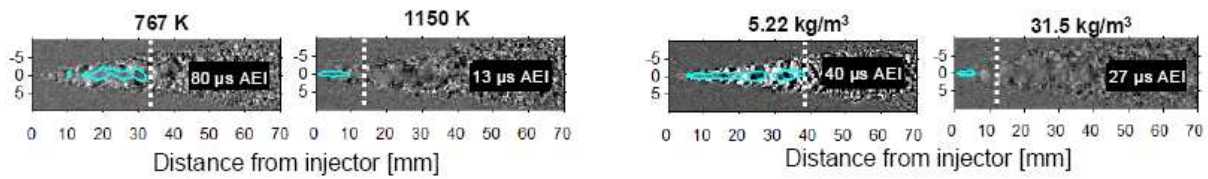


Figure IV-3: Évolution de la pénétration liquide quasi-stationnaire (trait pointillé) en fonction de la densité et de la température du gaz ambiant, gazole, d'après [42]

La longueur de pénétration liquide obtenue lors de ces expériences est en parfaite adéquation avec les résultats issus de la relation proposée par Siebers [91] (Équation IV-1):

$$L = \frac{b}{a} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \cdot \frac{\sqrt{C_a \cdot d}}{\tan(\theta/2)} \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{(F/A)_{liq}} + 1\right)^2 - 1} \quad \text{Équation IV-1}$$

avec :

- a, b: coefficients de corrélation
- ρ_f , ρ_a : densité du carburant et de l'ambient respectivement
- C_a : coefficient de contraction d'aire
- d: diamètre du trou de l'injecteur
- θ : angle du spray de carburant
- $(F/A)_{liq}$: rapport massique entre le carburant et l'ambient pour lequel on se trouve à l'équilibre liquide – vapeur pour le carburant.

Le rapport $(F/A)_{liq}$ est particulièrement important. Il traduit le fait que le changement d'enthalpie du gaz ambiant entraîné correspond à l'enthalpie gagnée par le carburant pour se vaporiser à la température d'équilibre liquide – vapeur. Ainsi, plus le phasage de l'injection est tardif durant la phase de compression, plus la température de l'ambiant est élevée au moment de l'injection, moins la masse d'ambiant nécessaire pour vaporiser une masse donnée de carburant est élevée. En d'autres termes, le rapport $(F/A)_{liq}$ augmente lorsque la température de l'ambiant augmente, i.e. lorsque l'injection est plus tardive, conduisant alors à une diminution de la pénétration liquide quasi-stationnaire. De même, nous retrouvons la diminution de cette dernière lorsque la densité de l'ambiant augmente en cas de retard de l'injection.

Il est également intéressant de remarquer que cette diminution de la pénétration liquide avec le retard de l'injection est également valable dans le cas des injections courtes, n'atteignant pas l'état quasi-stationnaire [44].

I.1.4. Effet de la pression d'injection

Pour des conditions thermodynamiques données du gaz ambiant, la pression d'injection est un paramètre n'ayant pas d'impact sur les pénétrations liquides quasi-stationnaires. Ce résultat est commun à de nombreuses études [45, 91-93]. La pression d'injection est ainsi un paramètre n'ayant aucun effet sur la problématique de mouillage des parois, lorsque les conditions thermodynamiques sont invariantes au cours du processus d'injection.

L'évaporation du carburant a lieu pour une richesse locale dépendant des conditions thermodynamiques de l'air ainsi que celles du carburant et est ainsi liée au taux de mélange entre l'air et le carburant [91] (Équation IV-2):

$$\frac{\dot{m}_a(x)}{\dot{m}_f(x)} = \frac{1}{F/A} \propto x_l \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_f}} \frac{a \cdot \tan(\theta/2)}{\sqrt{C_a} \cdot d} \quad \text{Équation IV-2}$$

avec:

- x_l : pénétration liquide depuis le nez de l'injecteur
- $\dot{m}_a$, $\dot{m}_f$: débits massiques d'air entraîné dans le spray et le carburant respectivement

Selon Bruneaux et al. [92, 93], la pression d'injection joue le rôle "d'accélérateur temporel", i.e. une augmentation de la pression d'injection permet d'obtenir le même mélange plus rapidement.

Il est également intéressant de remarquer que la pression d'injection n'a pas d'impact non plus sur les pénétrations liquides maximales dans le cas d'injections courtes n'atteignant pas le régime quasi-stationnaire, si la masse de carburant injectée est constante [44] et si les

conditions thermodynamiques du gaz ambiant sont invariantes lors de l'injection. Ceci est représenté sur la Figure IV-4.

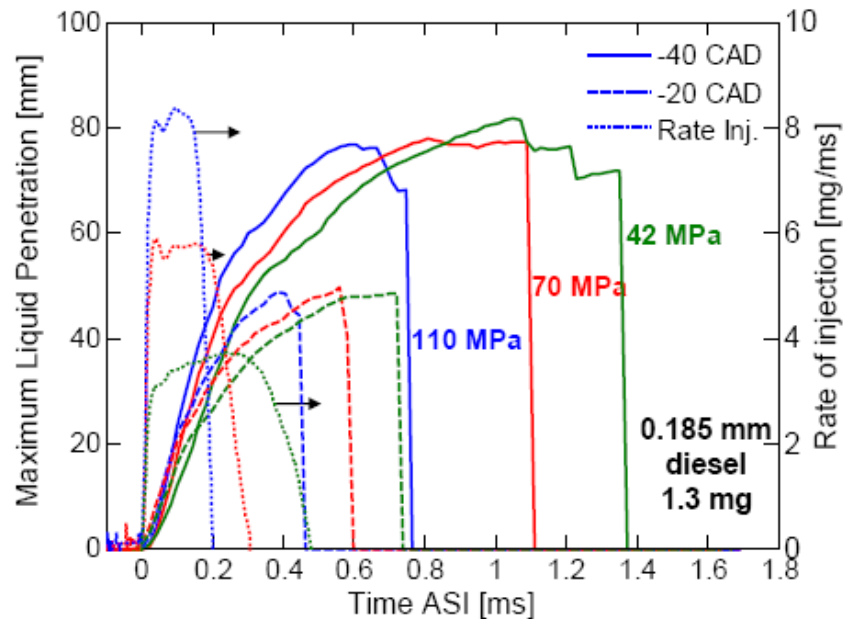


Figure IV-4: Variation de la pénétration liquide au cours du temps en fonction de la pression d'injection, d'après [44]

Cependant, en phase de compression, les grandeurs thermodynamiques de l'air présent dans la chambre de combustion varient au cours du processus d'injection. Ceci modifie alors l'effet de la pression d'injection sur les pénétrations liquides [44]. Pour un phasage fixé de l'injection durant la phase de compression, la température et la densité des gaz augmentant au cours du temps, la fin de l'injection a lieu dans un environnement d'autant plus chaud et dense que l'injection est longue, c'est-à-dire lorsque la pression d'injection est faible. Cela conduit alors à une diminution de la pénétration liquide maximale lors de l'utilisation de plus faibles pressions d'injection. Il s'agit d'un effet de "compression heating" [44].

I.1.5. Effet de la durée de l'injection

Afin d'éviter tout contact entre le jet liquide de carburant et les parois de la chambre de combustion, une certaine quantité de carburant doit être injectée tout en limitant la pénétration liquide du spray. L'étude des propriétés du mélange dans le cas d'injections courtes est alors intéressante.

Bruneaux et al. [92, 93] montrent que l'arrêt de l'injection ne coïncide pas avec l'arrêt de la dynamique du mélange. Celle-ci est conservée en amont du jet, les concentrations en carburant diminuant alors rapidement après l'arrêt de l'injection (Figure IV-5).

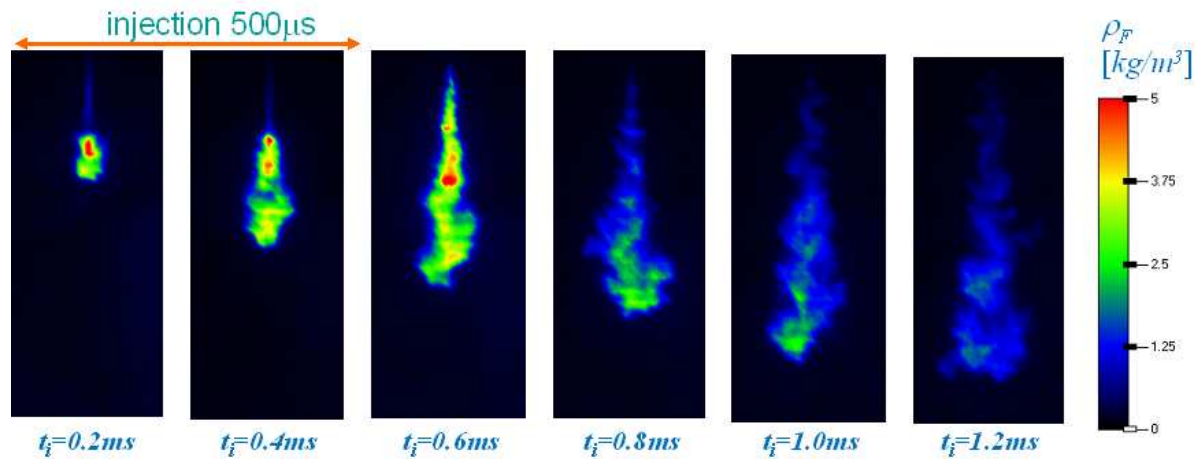


Figure IV-5: Évolution des concentrations en carburant en fonction du temps pour une injection de $500 \mu s$, $P_{inj} = 1500 \text{ bar}$, $T_{ch} = 800 \text{ K}$, $\rho_{ch} = 25 \text{ kg/m}^3$, $d = 150 \mu m$, 70% n-décane + 30% α méthyl naphtalène, d'après [93]

La conservation de la dynamique de mélange est liée à la continuité du débit total (i.e. air entraîné dans le spray + carburant) [42, 43, 94]: lors de l'arrêt de l'injection, le débit de carburant diminue soudainement, provoquant une augmentation importante du débit d'air entraîné. Les travaux de Musculus et al. [94] montrent que le taux de mélange $\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$ est

multiplié par trois en fin d'injection par rapport au cas d'une injection quasi-stationnaire. Une "vague d'entraînement" se propage alors à une vitesse égale à deux fois la vitesse du spray, comme on peut le constater sur la Figure IV-6. Au bout d'un temps $t = 1 \text{ ms}$ (soit $t = 2 \Delta t_i$, la durée de commande de l'injection), les vitesses moyennes dans le jet tendent à devenir plus faibles que dans le cas d'une injection quasi-stationnaire: la vague d'entraînement a atteint la tête du jet, le mélange entre l'air et le carburant ralentissant le spray.

L'évolution de la pénétration en $\sqrt{t}$ [90, 95-100] n'est alors plus valable (Figure IV-7).

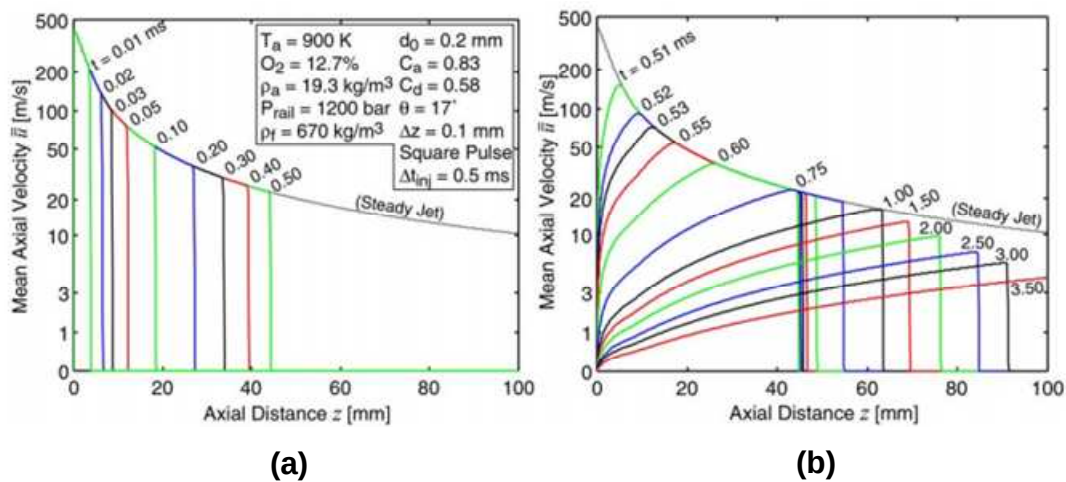


Figure IV-6: Vitesse moyenne du jet pendant (a) et après (b) une injection de $500 \mu s$, d'après [94]

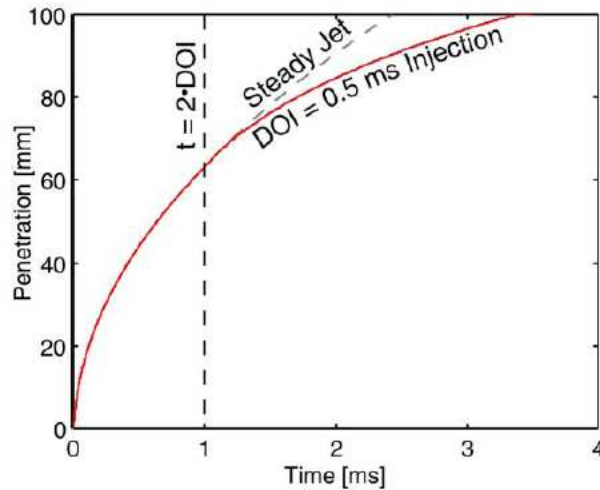


Figure IV-7: Évolution de la pénétration en fonction du temps pour une injection correspondant aux conditions données sur la Figure IV-6, d'après [94]

Ainsi, si la vague d'entraînement atteint la tête du spray liquide avant que celui-ci ne soit dans sa position quasi-stationnaire, la pénétration liquide maximale du jet est alors plus faible que dans le cas des injections longues [44, 94], ce qui permet de limiter l'impact de carburant liquide sur les parois de la chambre.

Il est ainsi intéressant de réaliser des injections courtes pour lesquelles la partie liquide du spray n'atteint pas le régime stationnaire, dans le but de limiter le mouillage des parois. Cependant, afin d'obtenir une charge réaliste, de multiples injections doivent être effectuées. Ce raisonnement explique les nombreuses études réalisées sur le cas de l'injection multiple en condition moteur HCCI [33, 34, 39, 40] ou en cellule haute pression – haute température [44, 101, 102].

I.1.6. Effet de l'angle de nappe

Afin de limiter le mouillage des parois, de nombreuses études ont été réalisées à l'aide d'un injecteur disposant d'un faible angle de nappe [22-24, 29, 33-37, 103]. Pour une pénétration liquide du jet donnée, plus l'angle de nappe est faible, plus la pénétration radiale est faible, limitant ainsi l'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre.

Les résultats de l'étude numérique de Ra et al. [37] montrent en effet que pour un phasage de l'injection de $\phi_{inj} = 217^\circ V$, plus l'angle de nappe est important, plus la quantité de carburant impactant les parois est élevée (Figure IV-8). Il est à noter que sur cette figure, "a" représente l'angle de nappe. Pour le cas " $a_1 = 40$, $a_2 = 120$ ", l'angle de nappe varie linéairement entre ces deux valeurs au cours de l'injection.

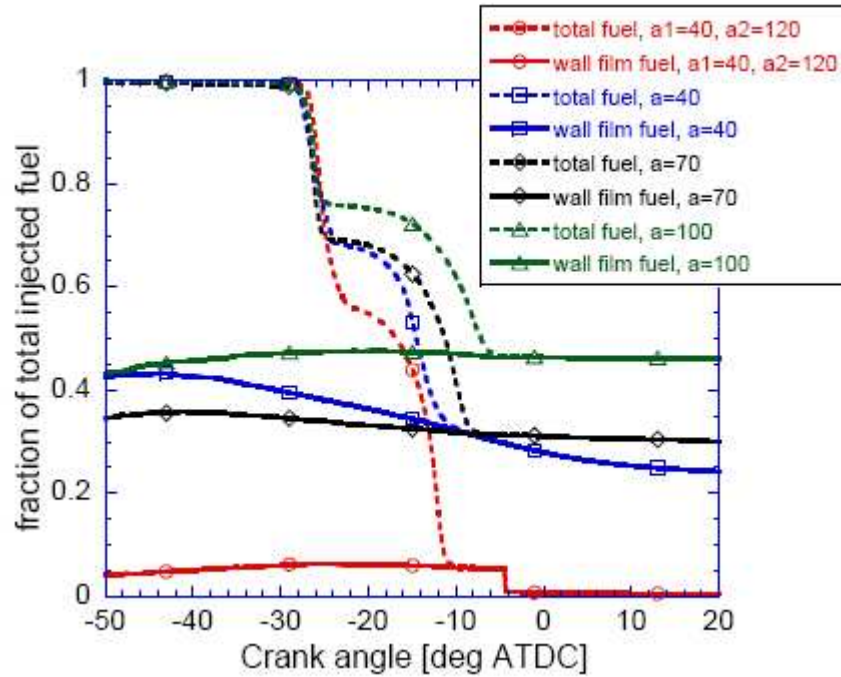


Figure IV-8: Évolution de la part du carburant adhérent aux parois en fonction de l'angle de nappe de l'injecteur, tétradécane, $\Delta T_i = 13$ ms, $\phi_{inj} = 217^\circ V$, d'après [37]

I.1.7. Effet du diamètre de trou

Comme cela est décrit par l'Équation IV-2, (Siebers, [91]), le diamètre du trou de l'injecteur est un paramètre important permettant de modifier l'entraînement d'air et ainsi l'évaporation. Plus le diamètre de trou est faible, plus l'entraînement d'air au sein du spray est élevé [43, 44]. En d'autres termes, pour des conditions thermodynamiques de l'air et du carburant fixées, plus le diamètre de trou de l'injecteur est faible, plus la pénétration liquide quasi-stationnaire est faible, comme on peut le voir sur la Figure IV-9. Les symboles représentent les expériences de Pickett et al. [44] tandis que les courbes représentent les résultats provenant du modèle de Siebers [91]. Ainsi, en cas d'injection quasi-stationnaire, le diamètre de trou est un paramètre important concernant la problématique de mouillage des parois par du carburant liquide.

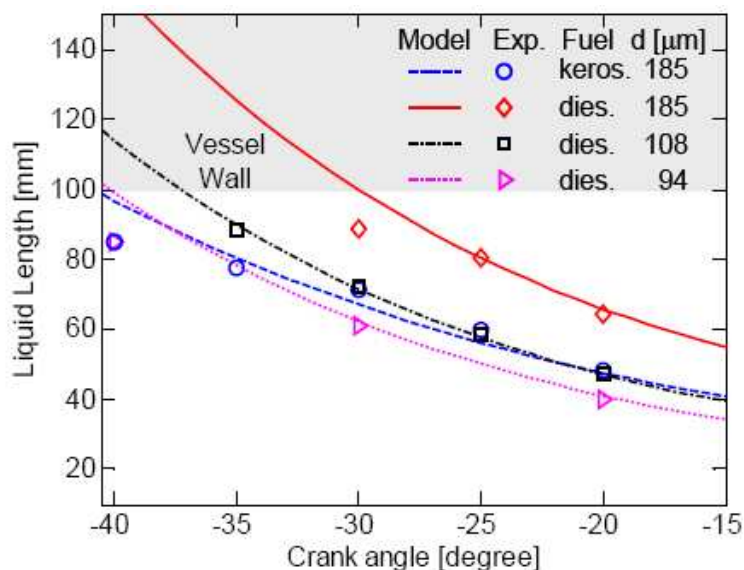


Figure IV-9: Évolution de la pénétration liquide quasi-stationnaire en fonction du phasage de l'injection, du diamètre de trou et du carburant, d'après [44]

Cependant, en cas d'injections courtes, là où la pénétration liquide n'atteint pas l'état quasi-stationnaire, Pickett et al. [44] montrent que, pour une masse injectée donnée et des grandeurs thermodynamiques fixées au cours de l'injection, le diamètre de trou de l'injecteur n'a pas d'influence sur la pénétration liquide observée. Ceci est représenté sur la Figure IV-10.

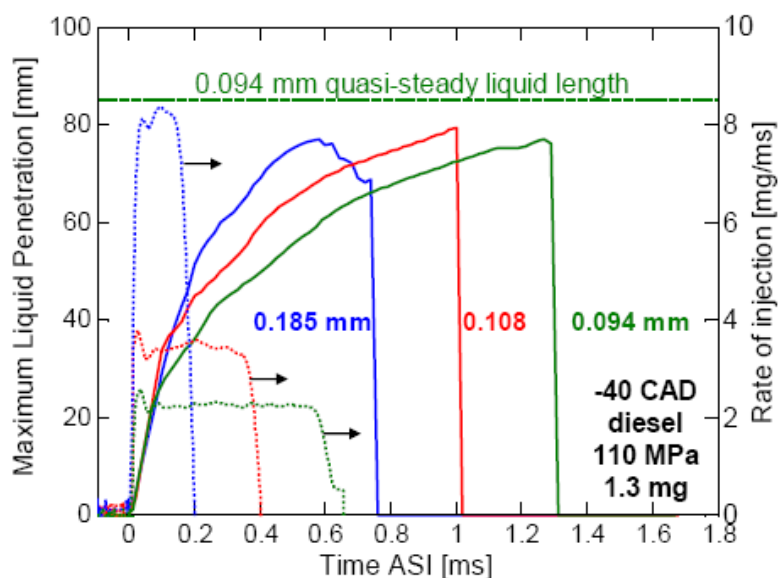


Figure IV-10: Variation de la pénétration liquide en fonction du diamètre de trou dans le cas d'injections courtes, d'après [44]

1.2. Conclusion de l'étude bibliographique sur la préparation du mélange

Cette étude bibliographique concernant la préparation du mélange s'est particulièrement focalisée sur la problématique du mouillage des parois par du carburant liquide, problématique majeure inhérente à l'utilisation d'injections directes précoces. Nous avons également vu l'effet de la préparation du mélange à l'aide de telles injections sur les émissions polluantes.

Cette étude nous permet de comprendre les mécanismes physiques relatifs à l'impact de carburant liquide sur les parois de la chambre de combustion et ceux responsables de la formation des différentes espèces polluantes.

Ce travail de compréhension nous permet alors de dégager des pistes de recherche pertinentes que nous étudierons à l'aide de la mise en place d'expériences sur les moteurs opaque et optique. Les différentes études réalisées concernent la problématique de mouillage des parois, ce phénomène étant un facteur limitant fortement l'application de la combustion HCCI réalisée à l'aide d'injections directes précoces.

Trois pistes principales ont été dégagées de cette étude bibliographique:

- Effet du phasage de l'injection précoce: en cas d'injections directes précoces, l'injection peut avoir lieu en phase d'admission mais aussi en début de phase de compression, couvrant ainsi un domaine de densités et de températures étendu. L'effet de la variation du phasage de l'injection sur le phénomène de mouillage des parois sera étudié, ces grandeurs thermodynamiques ayant un effet important sur la pénétration liquide du spray.
- Effet de la pression d'injection: afin de vérifier en conditions moteur l'effet de "compression heating" en cas d'injections ayant lieu durant la phase de compression, l'effet de la pression d'injection sera étudié.
- Effet de la durée de l'injection: les principaux mécanismes physiques étudiés dans les travaux de la littérature sur les phénomènes se déroulant en fin d'injection font appel à des expériences en cellules haute pression – haute température. L'effet de la durée de l'injection sur la problématique de mouillage des parois sera ainsi étudié en condition moteur au cours de cette thèse.

La suite de ce chapitre est consacrée aux résultats relatifs à la préparation du mélange.

II. Objectifs

Les pistes de recherche les plus pertinentes ayant été déterminées à l'aide de l'étude bibliographique, nous étudierons dans ce chapitre, à l'aide d'expériences sur les moteurs opaque et optique, l'effet de trois paramètres sur le phénomène d'impact de carburant liquide sur les parois de la chambre de combustion en cas d'utilisation d'injections directes précoces:

- Effet du phasage de l'injection directe précoce
- Effet de la pression d'injection
- Effet de la durée de l'injection

L'analyse des résultats obtenus permettra alors d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques régissant la préparation du mélange, plus particulièrement le mouillage des parois, pour les conditions de cette étude.

Nous pourrons alors nous baser sur cette compréhension des mécanismes pour proposer une stratégie d'injection menant à un mélange relativement homogène et permettant de maximiser la quantité de carburant injectée tout en évitant l'impact de carburant liquide sur les parois de la chambre de combustion. Ceci permettrait d'augmenter les charges admissibles dans le cas de la combustion HCCI en injections directes précoces.

En premier lieu, une méthodologie a été développée afin de détecter la formation de films liquides sur la chemise du cylindre. Après une présentation de plusieurs exemples d'application de cette méthodologie, nous présenterons les résultats relatifs aux effets des trois paramètres précédemment évoqués sur la problématique de mouillage parois, et ce dans le cas d'une injection simple. Nous verrons ensuite le cas de l'injection multiple.

A la suite de ces expériences de compréhension sera présentée une stratégie injection optimisée, permettant l'introduction d'une quantité élevée de carburant au sein de la chambre de combustion tout en évitant le mouillage des parois.

Le principe de la combustion HCCI étant basé sur la formation d'un mélange homogène, nous vérifierons ensuite l'homogénéité du mélange air-carburant obtenue à partir de la stratégie injection optimisée à l'aide de diagnostics optiques par LIF du carburant.

III. Méthodologie employée

III.1. Principe

Afin de comprendre les mécanismes régissant le phénomène de mouillage des parois, une méthodologie a été mise au point. Elle permet de détecter l'impact de carburant liquide sur la

chemise du cylindre. Il est important de noter que le mouillage du piston n'est pas détecté par cette méthodologie. Nous nous intéresserons donc uniquement au mouillage de la chemise du cylindre car ce phénomène peut entraîner des problèmes de fiabilité moteur [46], le film d'huile étant détruit par l'impact de carburant.

Cette méthodologie, schématisée sur la Figure IV-11, repose sur le calcul de deux richesses (Φ) définies comme suit :

- Richesse "admission" (Φ_A) : calculée à partir de la mesure des débits massiques de carburant et d'air admission.
- Richesse "échappement" (Φ_E) : estimée à partir de la mesure de cinq gaz à l'échappement par la baie d'analyse de gaz : O_2 , CO_2 , CO , HC , NO_x .

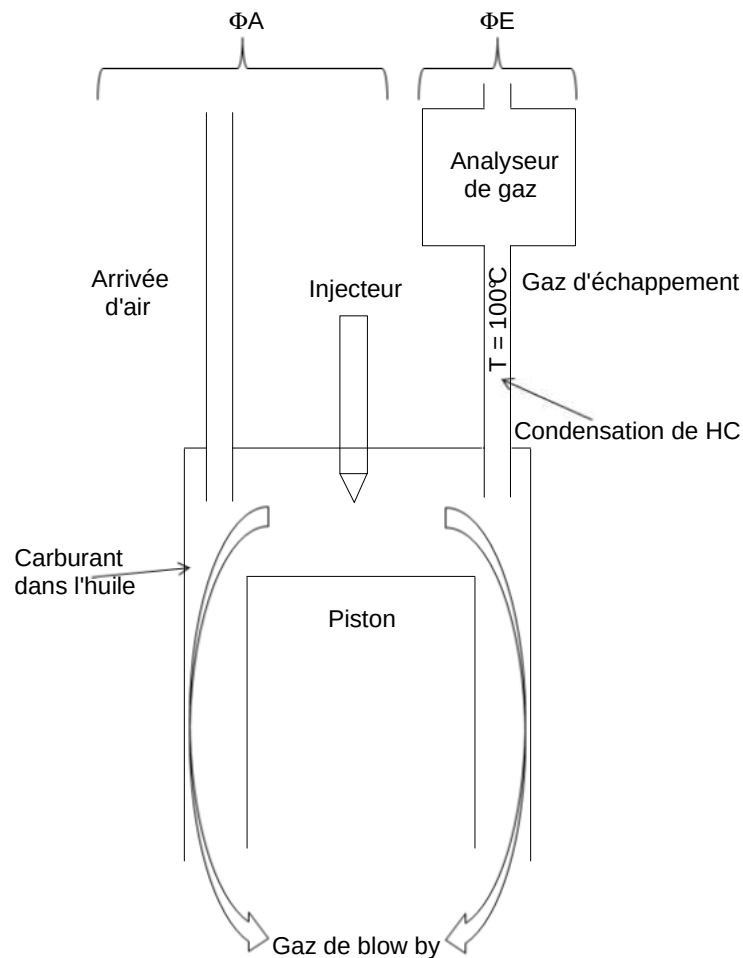


Figure IV-11: Illustration de la méthodologie basée sur l'écart de richesses estimées

La détection du mouillage de la chemise du cylindre est basée sur la comparaison des deux richesses ($\Delta\Phi$ avec $\Delta\Phi = \Phi_A - \Phi_E$).

Lorsque du carburant sous forme liquide impacte le cylindre, il est très probable que celui-ci se dilue dans la pellicule d'huile. Ceci a pour conséquence de mesurer un taux de carburant à l'échappement plus faible que celui mesuré à l'admission. De manière idéale, la différence entre les richesses "admission" et "échappement" peut ainsi être attribuée au mouillage du cylindre.

Cependant, d'autres phénomènes peuvent être responsables d'une telle différence. En premier lieu, la richesse "échappement" peut être différente de la richesse "admission" à cause des gaz de blow-by. En effet, suivant la richesse du mélange situé dans le volume mort localisé au dessus du premier segment du piston (volume mort du premier cordon), responsable des gaz de blow-by qui ne sont pas recyclés sur ce moteur, plus ou moins de carburant et de comburant s'échappent de la chambre de combustion et ne sont plus comptabilisés lors du calcul de la richesse "échappement". Un mélange pauvre en carburant dans le volume mort du premier cordon, par rapport au reste de la chambre de combustion, entraînera une augmentation de la richesse "échappement" par rapport à la richesse "admission" tandis qu'un mélange riche provoquera l'effet inverse. Le débit de gaz de blow-by a ainsi été mesuré par un compteur à gaz placé en dérivation de la ligne de retour d'huile depuis le moteur jusqu'à la bache à huile. Environ 1% de la masse de gaz à l'admission est perdue par blow-by, montrant que ceci ne constitue pas une cause majeure de l'écart entre la richesse "admission" et la richesse "échappement".

Le second phénomène pouvant être responsable d'une telle différence est lié à la condensation d'une partie des HC dans la ligne située entre la soupape d'échappement et la baie d'analyse de gaz menant à une évaluation erronée de la richesse "échappement". Afin de réduire cet effet, cette ligne a été chauffée à une température constante de 100°C, correspondant à la température maximale d'entrée des gaz au niveau de la baie d'analyse. Ceci a également permis de limiter la condensation des HC au sein des analyseurs et d'éviter de détériorer le matériel.

Cependant, même en cas d'absence de mouillage paroi, lors d'injections en mode Diesel conventionnel, nous avons obtenu une différence de richesse entre l'admission et l'échappement non nulle. Nous pouvons attribuer ceci à une condensation d'une partie des HC entre la soupape d'échappement et la baie d'analyse de gaz. En effet, la température de chauffe de 100°C de la ligne est trop faible pour éviter la condensation des composés du gazole à faible volatilité.

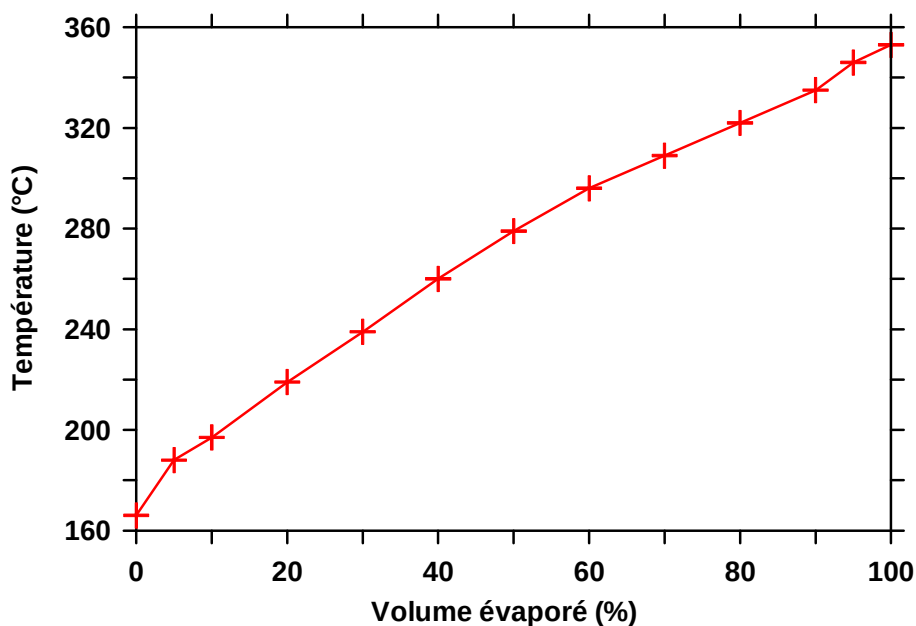


Figure IV-12: Courbe de distillation d'un gazole

La Figure IV-12 montre un exemple de courbe de distillation pour un gazole. Nous pouvons remarquer sur cette figure que les composés les moins volatiles du gazole ont une température d'évaporation de l'ordre de 350°C.

Par conséquent, un seuil d'écart de richesses ($\Delta\Phi_{\text{seuil}}$) doit être utilisé. Ce seuil correspond à la valeur d'écart de richesses au-delà de laquelle il peut être conclu que cette différence est due au mouillage de la chemise du cylindre par le spray liquide de carburant et non à la condensation d'une partie des hydrocarbures imbrûlés à l'échappement. Cette valeur a été déterminée par des expériences réalisées à l'aide d'une injection en mode Diesel conventionnel. Ces essais ont été réalisés par une variation de la durée de commande de l'injecteur entre $\Delta T_i = 250 \mu s$ et $\Delta T_i = 550 \mu s$ pour une pression d'injection de $P_{\text{inj}} = 1000 \text{ bar}$. Le phasage de cette injection est tel que $\phi_{\text{inj}} > 350^\circ V$.

L'utilisation d'une telle injection, ayant lieu dans un environnement à haute pression et haute température, conduit à une pénétration liquide du spray de carburant plus courte que la distance séparant le nez de l'injecteur des parois les plus proches, évitant ainsi tout mouillage de la chemise du cylindre. Ces essais ont permis de déterminer le seuil d'écart de richesses comme le montre la Figure IV-13 : $\Delta\Phi_{\text{seuil}} = 0.01$.

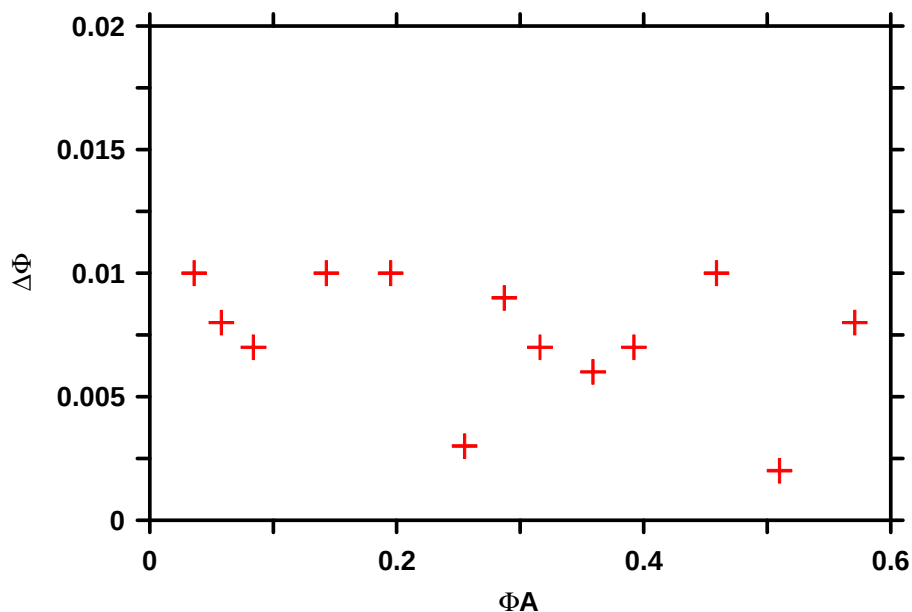


Figure IV-13: Écart de richesses en fonction de la richesse "admission" pour une injection type Diesel conventionnel, $P_{\text{inj}} = 1000 \text{ bar}$

III.2. Limites

Avant d'analyser les résultats, il s'agit de caractériser les limites de cette méthodologie permettant de détecter l'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre. En particulier, la détermination du seuil d'écart de richesses $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$ n'est pas très précise à cause des erreurs de mesure relatives aux deux richesses. Les incertitudes maximales concernant cette

méthodologie correspondent à une différence de richesse entre l'admission et l'échappement de $\Delta\Phi \pm 0.008$. Ces incertitudes ont été calculées à partir des données constructeur concernant les débitmètres massiques d'air admission et de carburant, et proviennent en particulier de la faible précision du débitmètre massique de carburant pour de faibles débits. Suite à ce résultat, il a été décidé de doubler l'écart de richesses $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$ obtenu lors des essais de détermination de celui-ci. Le seuil d'écart entre la richesse "admission" et la richesse "échappement" a donc été fixé à $\Delta\Phi_{\text{seuil}} = 0.02$.

De plus, la répétabilité des mesures de richesses a été vérifiée pour les essais de détermination de $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$ et est présentée sur la Figure IV-14. L'injection a lieu proche du PMH compression ($\varphi_{\text{inj}} = 350^\circ\text{V}$) pour chaque pression d'injection testée et la durée de commande de l'injecteur a été fixée à $\Delta T_i = 250 \mu\text{s}$ pour $P_{\text{inj}} = 800 \text{ bar}$, 1000 bar et 1200 bar et à $\Delta T_i = 270 \mu\text{s}$ pour $P_{\text{inj}} = 600 \text{ bar}$ dans le but de conserver la quantité injectée. Pour chaque condition, les expériences ont été répétées 9 fois pour des raisons pratiques. Par exemple, pour une pression d'injection de $P_{\text{inj}} = 1200 \text{ bar}$, la Figure IV-14 montre que la richesse "admission" varie de 0.049 à 0.056, la richesse "échappement" de 0.038 à 0.044 et la différence entre ces deux richesses de 0.007 à 0.016, les barres horizontales représentant l'étendue de la variation des différentes valeurs.

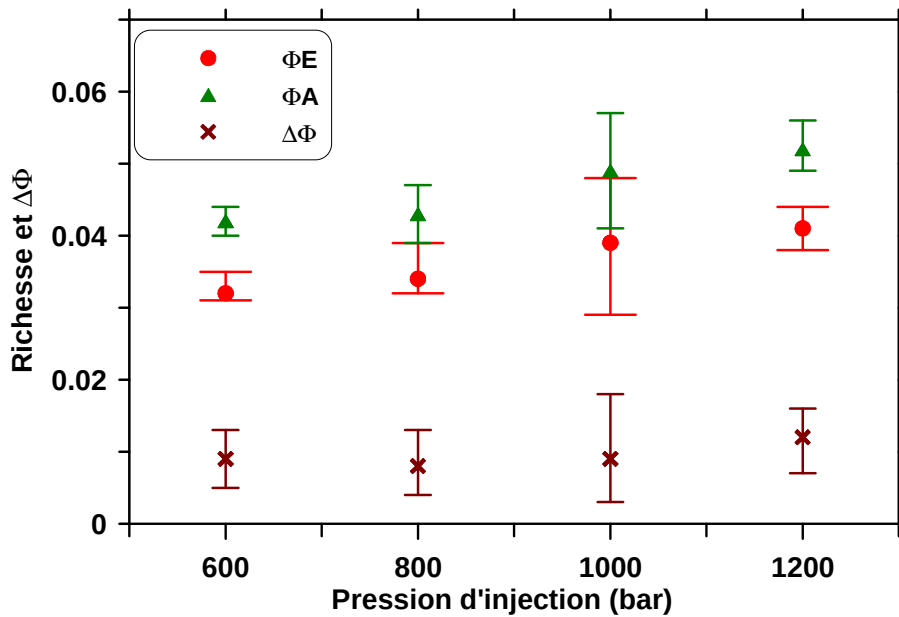


Figure IV-14: Répétabilité des mesures de richesses dans le cas d'une injection directe en mode Diesel conventionnel pour différentes pressions d'injection. Symbole: valeur moyenne, barres: maximum et minimum

La précision de cette méthodologie pourrait être améliorée par l'utilisation de débitmètres plus précis et d'une baie d'analyse de gaz fonctionnant avec des gaz plus chauds. Ceci diminuerait la valeur de $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$ et améliorerait la détection du mouillage de la chemise du cylindre par le spray liquide de carburant.

Une autre limitation peut survenir dans le cas d'une injection précoce d'une faible quantité de carburant. Dans ce cas en effet le phasage de l'injection et la masse de carburant injectée sont tels que la combustion est incomplète et les températures mesurées à l'échappement (dans la

zone non chauffée à la température constante de 100°C) sont très faibles. Des expériences préliminaires ont montré d'importantes différences entre la richesse "admission" et la richesse "échappement". Une nouvelle fois, il a été conclu que ce résultat provient d'une condensation excessive des hydrocarbures imbrûlés à l'échappement. La précision de la méthodologie décrite ici est ainsi très faible dans une telle configuration. Pour répondre à ce problème, il a été décidé d'ajouter une seconde injection, appelée "injection d'inflammation" dans le reste de ce mémoire, afin d'obtenir une combustion complète comme dans le cas de détermination du seuil d'écart de richesses $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$. Ceci permet de limiter le taux de HC et d'augmenter les températures à l'échappement, la détermination de la richesse du mélange à l'échappement devenant alors plus précise. Le phasage de cette seconde injection a été fixé proche du PMH compression ($\varphi_{\text{inj inflammation}} = 350^\circ\text{V}$) dans le but d'obtenir une combustion la plus complète possible. L'ajout de cette "injection d'inflammation" conduisant à une augmentation identique des deux richesses calculées, elle n'a aucun effet sur le principe de la méthodologie consistant à analyser la différence entre la richesse "admission" et la richesse "échappement".

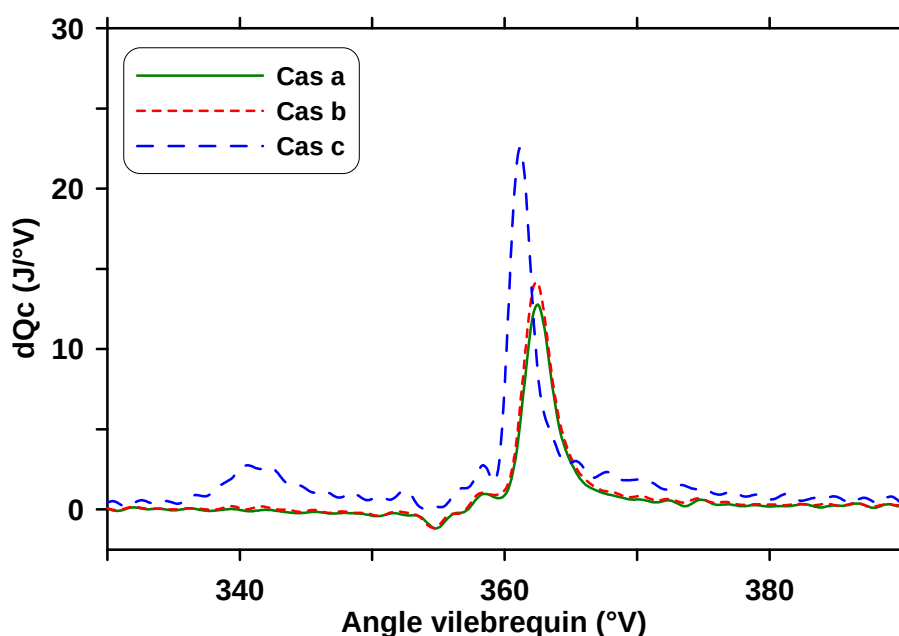


Figure IV-15: Évolution du taux de dégagement de chaleur pour différents cas d'injection, $P_{\text{inj}} = 600\text{b}$. Cas a: "injection d'inflammation" seule, cas b: "injection d'inflammation" + injection précoce ($\Delta T_i = 150\ \mu\text{s}$, $\varphi_{\text{inj}} = 265^\circ\text{V}$), cas c: "injection d'inflammation" + injection précoce ($\Delta T_i = 400\ \mu\text{s}$, $\varphi_{\text{inj}} = 265^\circ\text{V}$)

La Figure IV-15 présente les taux de dégagement de chaleur (dQ_c) pour différents ΔT_i de l'injection précoce lors de l'ajout de l' "injection d'inflammation". Pour le cas c, un taux de dégagement de chaleur présentant une flamme froide et une combustion principale peut être observée. Ceci est typique d'une combustion HCCI réalisée à partir d'un carburant typé gazole. Si la durée de commande de l'injection précoce est très courte ($\Delta T_i = 150\ \mu\text{s}$, cas b), nous pouvons remarquer un seul pic de taux de dégagement de chaleur. Ce pic est attribué à la combustion du carburant correspondant à l'injection précoce et à l' "injection d'inflammation", combustion initiée par l'inflammation de cette dernière. En effet, le pic du

taux de dégagement de chaleur du cas b est phasé avec celui obtenu lors de la combustion de l' "injection d'inflammation" seule (cas a) et est légèrement supérieur.

Ces résultats montrent que, même dans le cas d'une durée de commande de l'injection précoce très faible, l'utilisation d'une seconde injection proche du PMH compression conduit à une combustion quasi-complète de toute la quantité de carburant injectée. La détermination de la richesse à l'échappement est ainsi plus précise.

III.3. Exemples d'application

Cette partie présente des exemples d'application de cette méthodologie pour deux phasages différents de l'injection précoce : $\phi_{inj} = 135^\circ V$ et $\phi_{inj} = 324^\circ V$ pour une pression d'injection de $P_{inj} = 600$ bar.

La Figure IV-16 et la Figure IV-17 montrent l'évolution des richesses "admission" et "échappement" ainsi que de leur différence $\Delta\Phi$ pour différentes durées de commande de l'injection précoce. Les conditions expérimentales relatives à ces essais sont résumées dans le Tableau III-3.

Comme il en sera le cas systématiquement pour les résultats présentés dorénavant dans ce chapitre, une "injection d'inflammation" a été ajoutée proche du PMH compression ($\phi_{inj\text{ inflammation}} = 350^\circ V$) afin d'obtenir la combustion la plus complète possible.

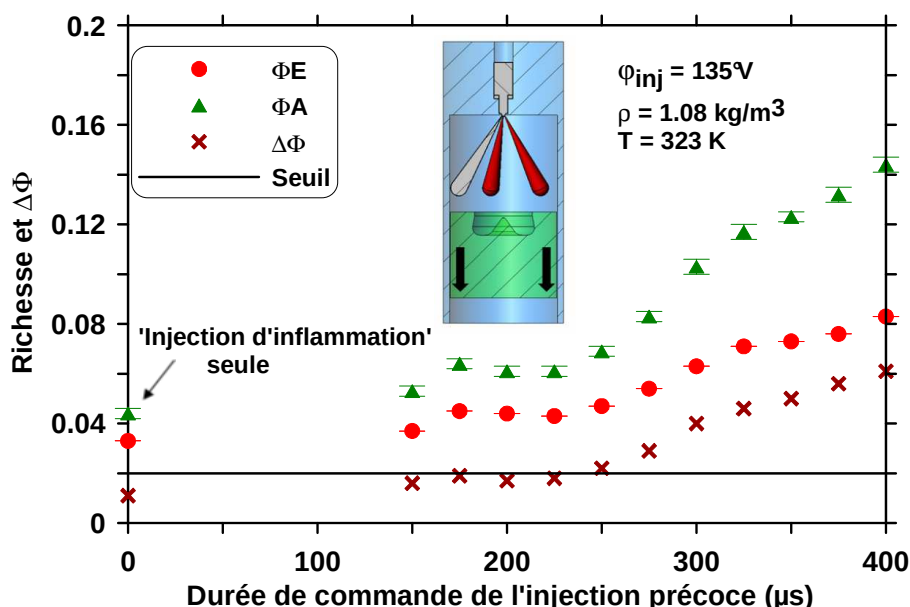


Figure IV-16: Évolution des richesses et de l'écart de richesses en fonction de la durée de commande d'une injection précoce durant la phase d'admission, $P_{inj} = 600$ bar

La Figure IV-16 montre l'évolution des deux richesses calculées et de leur différence $\Delta\Phi$ pour une variation de la durée de commande de l'injection précoce de $\Delta T_i = 150 \mu s$ à $\Delta T_i = 400 \mu s$ avec une pression d'injection de $P_{inj} = 600$ bar et un phasage de l'injection précoce de $\phi_{inj} = 135^\circ V$.

Deux zones se dégagent :

- $150 \mu s < \Delta T_i < 250 \mu s$: l'écart de richesses $\Delta\Phi$ est relativement constant et est inférieur au seuil $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$: le mouillage de la chemise du cylindre n'est pas détecté pour de telles conditions.
- $250 \mu s \leq \Delta T_i \leq 400 \mu s$: l'écart de richesses $\Delta\Phi$ est supérieur au seuil $\Delta\Phi_{\text{seuil}}$ ce qui montre que le mouillage de la chemise du cylindre est détecté. De plus, $\Delta\Phi$ augmente avec la durée de commande de l'injection précoce, signifiant probablement que le taux de carburant liquide diluant le film d'huile s'accroît également. Ceci est cohérent avec le fait que la pénétration liquide d'un spray libre augmente avec la durée de commande de l'injection si l'état quasi-stationnaire n'est pas atteint [44]. En effet, il est alors attendu qu'une masse de carburant liquide plus importante impacte la chemise du cylindre. Un schéma montrant la position du piston relativement au spray de carburant est inclus dans la Figure IV-16 et confirme qu'il est probable que du carburant liquide impacte les parois du cylindre. Cependant il est à noter que ce schéma ne prend pas en compte ni le délai hydraulique entre l'instant où l'on commande électriquement l'ouverture de l'injecteur et l'instant où cette dernière est effective, ni le temps de propagation du spray dans la chambre de combustion.

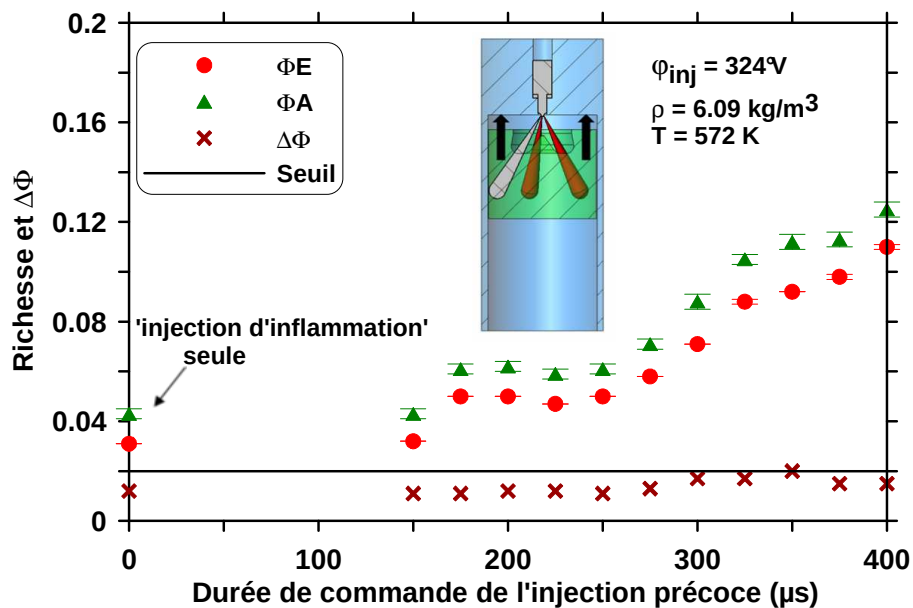


Figure IV-17: Évolution des richesses et de l'écart de richesses en fonction de la durée de commande d'une injection précoce durant la phase de compression, $P_{\text{inj}} = 600 \text{ bar}$

La Figure IV-17 présente l'évolution des richesses "admission" et "échappement" et de leur différence $\Delta\Phi$ pour une variation de la durée de commande de l'injection précoce de $\Delta T_i = 150 \mu s$ à $\Delta T_i = 400 \mu s$ avec une pression d'injection de $P_{\text{inj}} = 600 \text{ bar}$ et un phasage de l'injection précoce de $\phi_{\text{inj}} = 324^\circ\text{V}$. La densité et la température des gaz présents dans la chambre de combustion au moment de l'injection sont portées sur cette figure. Ces deux données ont été calculées en supposant une compression polytropique, avec $\gamma_{\text{cyl}} = 1.33$, et une

température et une densité au PMB admission de $T_{PMB} = 323 \text{ K}$ et de $\rho_{PMB} = 1.08 \text{ kg/m}^3$ respectivement.

Pour ces conditions, aucune augmentation significative de l'écart de richesses n'est observée. De plus $\Delta\Phi$ reste inférieur à la valeur du seuil $\Delta\Phi_{seuil}$, démontrant que le mouillage des parois du cylindre n'est pas détecté. Ce résultat peut être expliqué par les arguments suivants :

- L'injection du carburant a lieu dans un environnement à plus forte température ($T = 572\text{K}$ contre $T = 323\text{K}$) et plus forte densité ($\rho = 6.09 \text{ kg/m}^3$ contre $\rho = 1.08 \text{ kg/m}^3$) que dans le cas avec $\phi_{inj} = 135^\circ\text{V}$. Par conséquent, pour une même richesse "admission" (i.e. pour une même quantité de carburant injectée), la pénétration liquide du spray est plus courte [44] conduisant à une probabilité plus faible d'impacter la chemise du cylindre par le carburant liquide.
- Le schéma inclus dans la Figure IV-17 montre que le carburant est injecté en direction du bol du piston. Il est ainsi probable que, même si le spray liquide impacte les parois du piston, il n'atteint pas la chemise du cylindre et ne dilue pas le film d'huile.

Sur la Figure IV-16 et la Figure IV-17 nous pouvons également remarquer que pour de très faibles durées de commande de l'injection précoce ($175 \mu\text{s} < \Delta T_i < 250 \mu\text{s}$), une augmentation de ΔT_i ne conduit pas à une augmentation de la richesse "admission" (i.e. de la quantité de carburant injectée). Ceci suggère que l'aiguille de l'injecteur est toujours en mouvement durant la phase d'injection, correspondant à ce que l'on appelle la zone morte de l'injecteur. Dans de telles conditions, le déplacement du carburant dans l'injecteur est complexe et une augmentation de la durée de commande ne correspond pas systématiquement à une augmentation de la quantité injectée.

La Figure IV-16 et la Figure IV-17 montrent l'évolution de l'écart de richesses $\Delta\Phi$ avec la durée de commande de l'injection précoce. Il est intéressant de connaître les quantités de carburant injectées correspondantes. La Figure IV-18 présente ainsi l'écart de richesses en fonction de la quantité injectée, mesurée à l'aide du débitmètre massique de carburant. La "quantité injectée précoce" ($Q_{inj \text{ précoce}}$) figurant en abscisse de ce graphe est définie comme étant la différence entre la quantité injectée totale ($Q_{inj \text{ tot}}$) et la quantité injectée lors de l' " injection d'inflammation" ($Q_{inj \text{ inflammation}}$) : $Q_{inj \text{ précoce}} = Q_{inj \text{ tot}} - Q_{inj \text{ inflammation}}$.

Au-delà de 1mg/coup , le mouillage des parois du cylindre est détecté pour le cas $\phi_{inj} = 135^\circ\text{V}$ tandis que pour le cas $\phi_{inj} = 324^\circ\text{V}$ aucun impact de carburant sur la chemise n'est relevé pour la variation de quantité injectée testée (0 mg/coup à 3 mg/coup).

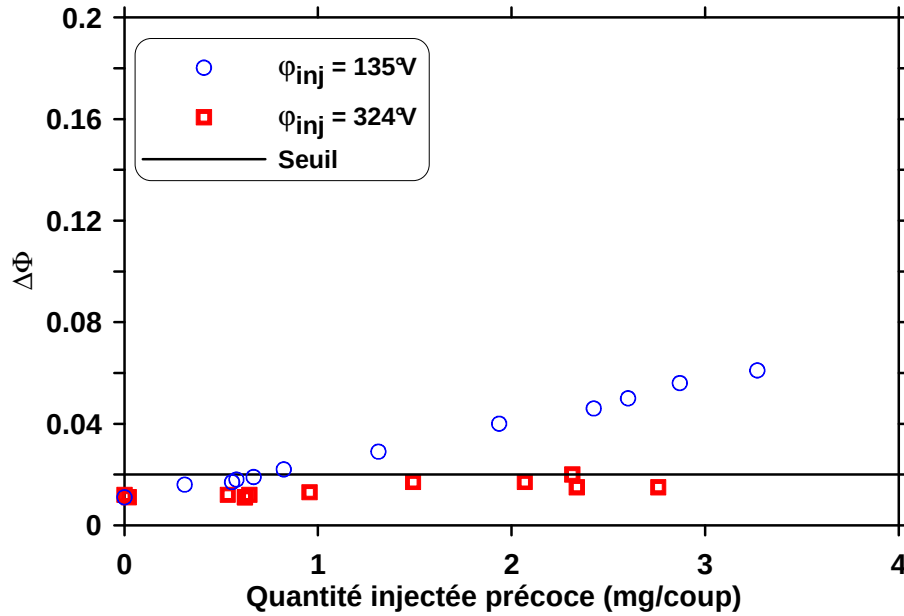


Figure IV-18: Évolution de la différence de richesses en fonction de la quantité injectée précoce pour $\phi_{inj} = 135^\circ V$ et $\phi_{inj} = 324^\circ V$, $P_{inj} = 600$ bar

IV. Détermination de la quantité injectée maximum sans mouillage des parois du cylindre

IV.1. Cas d'une injection simple

En premier lieu, la méthodologie décrite précédemment a été utilisée afin de comprendre le phénomène de mouillage de la chemise du cylindre dans le cas d'une injection précoce simple. Ceci a permis de déterminer la quantité de carburant maximum pouvant être injectée dans la chambre de combustion sans impact sur les parois du cylindre. Des expériences ont été réalisées par une variation de la pression d'injection et du phasage de l'injection précoce. Les conditions opératoires relatives à ces essais sont résumées dans le Tableau III-3 comme rappelé précédemment.

La Figure IV-19 présente l'évolution de la quantité injectée précoce maximum sans mouillage de la chemise ($Q_{inj\text{ précoce max}}$) en fonction du phasage de l'injection précoce pour une pression d'injection de $P_{inj} = 600$ bar. La quantité injectée précoce maximum est définie comme étant la différence entre la quantité injectée totale maximum sans impact sur le cylindre ($Q_{inj\text{ tot max}}$) et la quantité injectée lors de l' "injection d'inflammation" $Q_{inj\text{ inflammation}}$. Par exemple, comme montré sur la Figure IV-18, $Q_{inj\text{ précoce max}}$ vaut environ 1 mg/coup pour la condition $\phi_{inj} = 135^\circ V$. Il peut être fait l'hypothèse que la pénétration liquide maximum obtenue pour cette

masse injectée de 1 mg/coup pour $\phi_{inj} = 135^\circ V$ correspond approximativement à la distance entre le nez de l'injecteur et les parois de la chambre de combustion.

Quatre zones se dégagent de la Figure IV-19:

- Zone A : Dans cette zone, $Q_{inj \text{ précoce max}}$ diminue lorsque ϕ_{inj} augmente. Ce résultat ne peut être expliqué par une variation de la densité et de la température des gaz présents dans la chambre de combustion au moment de l'injection. En effet, ces grandeurs restent quasiment constantes durant cette partie du cycle moteur comme le montre l'évolution de la pression cylindre sur la Figure IV-20. Cependant, il est très probable qu'une plus grande masse de carburant puisse être injectée sans mouillage de la chemise du cylindre lorsque le piston est plus proche du nez de l'injecteur car, dans ces conditions, le spray est plus facilement confiné dans le bol du piston, sans être capable d'atteindre les parois du cylindre.
- Zone B : $Q_{inj \text{ précoce max}}$ est relativement constante pour la variation de ϕ_{inj} considérée. Ceci est cohérent avec le fait que la distance entre le nez de l'injecteur et les parois du cylindre reste sensiblement la même (schémas inclus dans la Figure IV-19) de même que les conditions thermodynamiques de densité ($\rho = 1.08 \text{ kg/m}^3$) et de température ($T = 323K$) pour cette plage de phasage de l'injection précoce.
- Zone C : Cette zone correspond au début de la phase de compression. Lorsque ϕ_{inj} augmente, $Q_{inj \text{ précoce max}}$ augmente également, ceci étant dû à l'augmentation de la densité et de la température des gaz dans la chambre de combustion alors que la distance entre le nez de l'injecteur et les parois du cylindre ne change pas de manière significative (schémas inclus dans la Figure IV-19). Pour une masse de carburant injectée donnée, la pénétration liquide maximale diminue lorsque le phasage de l'injection augmente [44], de telle sorte qu'une quantité plus importante de carburant puisse être injectée sans mouillage des parois du cylindre.
- Zone D : Pour la variation de ΔT_i testée, aucun impact de carburant liquide sur la chemise du cylindre n'a été détecté.

Par conséquent, injecter le carburant à $\phi_{inj} = 324^\circ V$ (zone D) semble être très intéressant dans l'optique de maximiser la masse injectée sans mouillage du cylindre. Cependant, l'inconvénient d'un phasage de l'injection aussi tardif est que le temps est trop court pour homogénéiser l'air et le carburant. Ainsi le mélange obtenu au moment de la combustion, c'est-à-dire proche du PMH compression, est probablement moins homogène que lors de l'utilisation d'injections plus précoces.

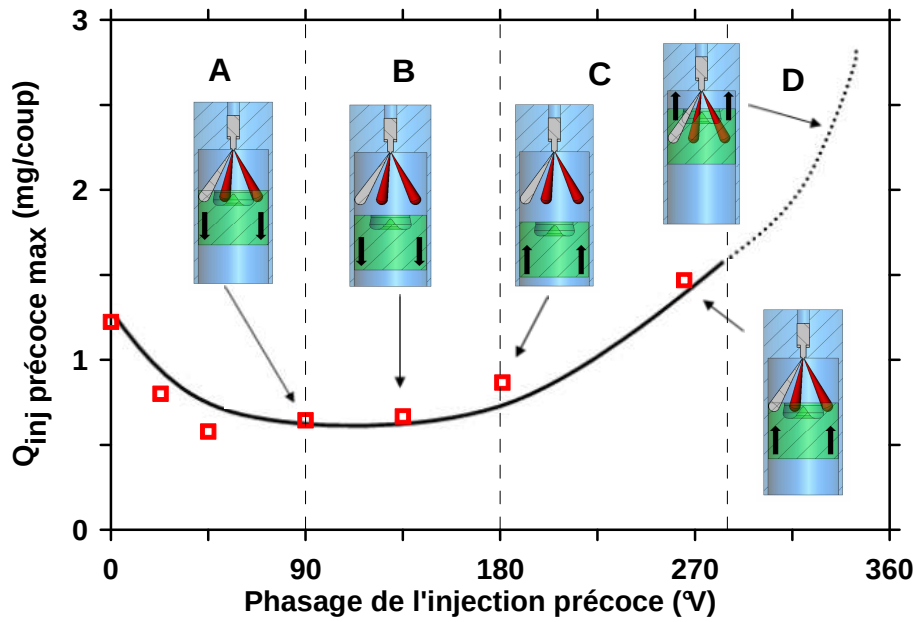


Figure IV-19: Évolution de la quantité injectée précoce maximum sans mouillage des parois du cylindre en fonction du phasage de l'injection précoce, $P_{inj} = 600$ bar

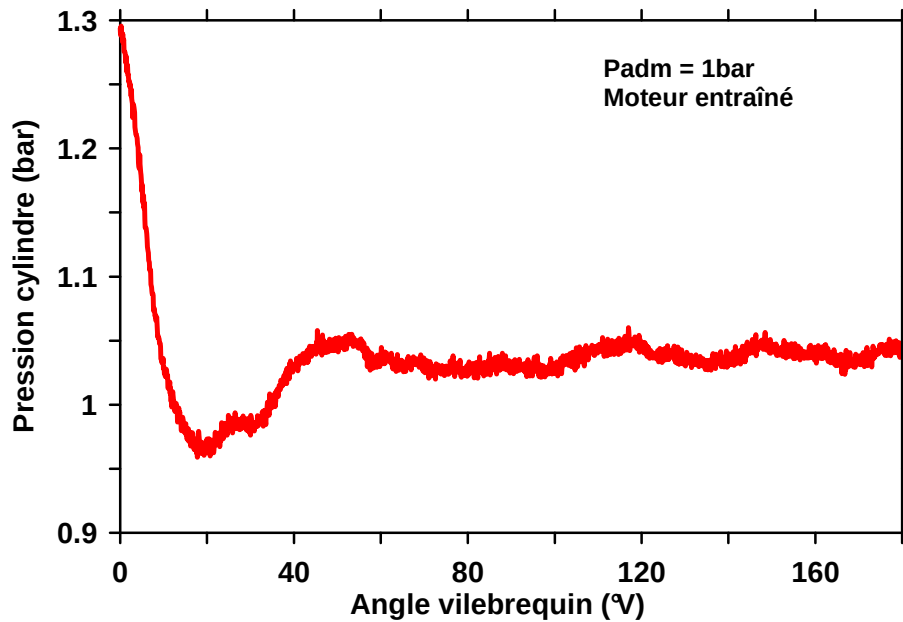


Figure IV-20: Évolution de la pression cylindre en phase d'admission en moteur entraîné

La Figure IV-21 montre l'influence de la pression d'injection P_{inj} sur Q_{inj} précoce max, pour différentes valeurs du phasage de l'injection précoce ϕ_{inj} durant la phase d'admission. La pression d'injection a une faible influence sur Q_{inj} précoce max. Ce résultat est cohérent avec ceux de la littérature [44], montrant que pour une faible masse de carburant injectée (1.3 mg) la pénétration liquide maximale ne dépend que de la masse injectée plutôt que de la pression d'injection, pour des conditions thermodynamiques données. Les expériences ayant conduit à ce résultat ont été réalisées dans une cellule haute pression, haute température, soit pour des conditions fixées de densité et de température des gaz au sein de la cellule durant le processus

d'injection. Les conditions rencontrées dans notre cas sont très similaires : les conditions thermodynamiques des gaz au sein de la chambre de combustion ne changent pas de manière significative durant la phase d'admission (Figure IV-20). Par conséquent, nous pouvons émettre l'hypothèse que les conclusions du travail réalisé par Pickett et al. [44] s'appliquent à notre cas, d'où le résultat que la pénétration liquide maximale d'une masse de carburant injectée donnée ne varie pas lors de la variation de la pression d'injection, ainsi $Q_{inj\text{ précoce max}}$ reste constante.

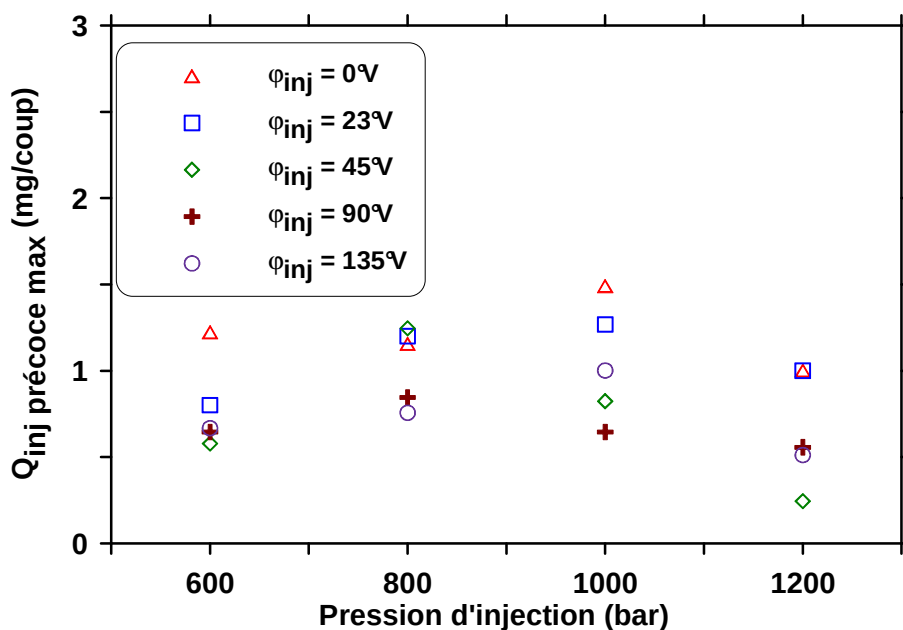


Figure IV-21: Évolution de la quantité injectée précoce maximum sans mouillage des parois du cylindre en fonction de la pression d'injection, pour différents phasages durant la phase d'admission

L'influence de la pression d'injection P_{inj} sur $Q_{inj\text{ précoce max}}$ pour différentes valeurs du phasage de l'injection précoce ϕ_{inj} durant la phase de compression est représentée sur la Figure IV-22. Pour cette plage de valeurs de ϕ_{inj} considérée, la pression d'injection a une faible influence sur la quantité injectée précoce maximum sans mouillage des parois du cylindre : une augmentation de P_{inj} conduit à une faible diminution de $Q_{inj\text{ précoce max}}$. Afin de comprendre ce résultat, il nous faut prendre en compte les variations des conditions thermodynamiques, durant la phase de compression, des gaz présents dans la chambre de combustion. En effet, une injection d'une masse donnée de carburant demande plus de temps à de faibles pressions d'injection qu'à de fortes pressions d'injection. Pour une valeur de ϕ_{inj} fixée, la température et la densité des gaz augmentant au cours du temps durant la phase de compression, la fin de l'injection a lieu dans un environnement d'autant plus chaud et dense que l'injection est longue, i.e. lorsque la pression d'injection est faible, comme nous l'avons vu précédemment lors de l'étude bibliographique. Cela conduit alors à une diminution de la pénétration liquide maximale lors de l'utilisation de plus faibles pressions d'injection. Ceci est l'effet de "compression heating" évoqué dans le travail de Pickett et al. En conséquence, pour un phasage de l'injection précoce ϕ_{inj} donné durant la phase de compression, une masse plus

importante de carburant peut être injectée à de faibles pressions d'injection qu'à de fortes pressions d'injection sans mouillage de la chemise du cylindre.

De plus, nous pouvons également remarquer sur la Figure IV-22 que les variations de $Q_{inj\text{ précoce max}}$ avec la pression d'injection P_{inj} sont plus importantes pour un phasage de l'injection précoce de $\phi_{inj} = 265^\circ V$ que pour $\phi_{inj} = 181^\circ V$. Les variations de température et de densité des gaz présents dans la chambre de combustion étant plus significatives pour $\phi_{inj} = 265^\circ V$, ceci accroît l'effet de "compression heating".

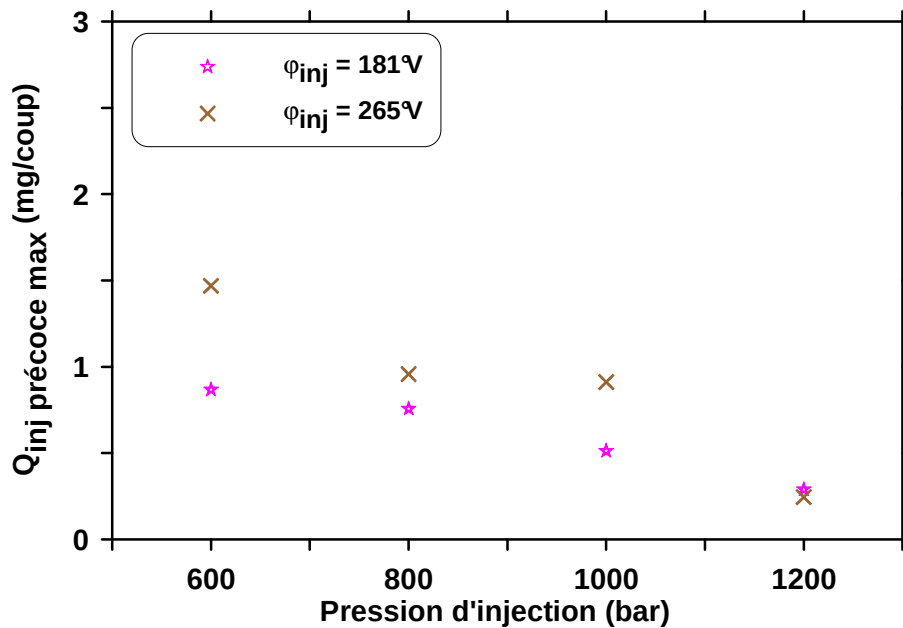


Figure IV-22: Évolution de la quantité injectée précoce maximum sans mouillage des parois du cylindre en fonction de la pression d'injection, pour différents phasages durant la phase de compression

A ce stade, nous pouvons tirer quatre conclusions :

- Il existe un compromis entre le temps disponible pour le mélange air-carburant et la quantité de carburant maximale pouvant être injectée sans mouillage de la chemise du cylindre. Les conditions pour lesquelles une quantité importante de carburant peut être injectée correspondent en effet à des phasages tardifs de l'injection précoce, conduisant à de courts temps de mélange entre l'air et le carburant.
- Il semble intéressant d'utiliser de faibles pressions d'injection pour tirer avantage de l'effet de "compression heating" durant la phase de compression. Une faible pression d'injection de $P_{inj} = 600$ bar a ainsi été utilisée pour toutes les expériences décrites après ce point.
- La quantité de carburant pouvant être injectée sans mouillage des parois du cylindre est très limitée, autour de 1 mg/coup environ, pour des injections ayant lieu durant la phase d'admission ou durant le début de la phase de compression (Figure IV-21 et Figure IV-22).
- Tous les résultats obtenus jusqu'ici sont très dépendants des paramètres moteur et du système d'injection, comme des conditions expérimentales. La quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans impact sur le cylindre pourrait être augmentée si

les paramètres du système d'injection étaient modifiés, par exemple en multipliant le nombre de trous de la buse. Une augmentation de la température de l'air admission aurait le même effet, grâce à une amélioration de l'évaporation du carburant.

IV.2. Cas de l'injection multiple

Afin de bénéficier des avantages de la combustion HCCI, en termes d'émissions polluantes, sur une plage de fonctionnement plus étendue qu'actuellement, une charge relativement élevée doit être atteinte. Deux conditions sont requises pour répondre à cet objectif. En premier lieu, la quantité de carburant injectée doit être suffisante pour atteindre cette charge. De plus, le mélange obtenu entre l'air et le carburant doit être suffisamment homogène au moment de la combustion.

Afin de satisfaire la seconde condition, un temps de mélange important est nécessaire, ce qui correspond à une stratégie à injection précoce. Cependant, nous avons vu que pour une injection ayant lieu durant la phase d'admission, la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans mouillage de la chemise du cylindre est limitée autour de 1 mg/coup. Ceci n'est pas suffisant pour atteindre une charge élevée. Par conséquent, le cas de l'injection multiple doit être considéré.

Cependant, certains travaux [44, 102] ont montré qu'il est possible que des interactions entre injections successives surviennent. La seconde injection a lieu dans le sillage de la première, dans un milieu plus froid. La pénétration liquide maximale de la seconde injection peut ainsi être supérieure à celle de la première [44]. Par conséquent, même si, pour des conditions données, une injection simple ne conduit pas au mouillage des parois du cylindre, des injections successives de la même masse de carburant peuvent les impacter.

Les différents travaux sur le sujet ayant été réalisés dans des conditions différentes de celle rencontrées dans cette étude, il s'agit de vérifier l'existence d'interactions entre injections successives pour les conditions qui sont les nôtres. En effet, les expériences de Pickett et al. [44] ont été réalisées pour une densité de 5.2 kg/m^3 , ce qui est plus élevé que dans notre cas ($\rho \leq 1.8 \text{ kg/m}^3$ pour $\phi_{inj} \leq 265^\circ\text{V}$). De même, la quantité de carburant injectée par injection dans le travail de Su et al. [102] est très largement supérieure (160 mg/coup) à celle rencontrée dans cette étude.

Des expériences ont ainsi été réalisées à l'aide de deux injections successives de même masse. Comme schématisé sur la Figure IV-23, le phasage de la première injection précoce est de $\phi_{inj\ 1} = 181^\circ\text{V}$, avec une durée de commande de $\Delta T_{i1} = 250 \mu\text{s}$ correspondant à une quantité de carburant injectée n'impactant pas le cylindre. L'effet de la valeur du temps de dwell entre les deux injections précoces a été investigué. Le temps de dwell est défini comme étant le temps entre le début de la première injection et le début de la seconde. Sa valeur varie entre 4°V ($\sim 450 \mu\text{s}$ pour un régime de 1500 tr/min) et 100°V ($\sim 11.1 \text{ ms}$). Cependant, la première injection conduisant à une baisse de pression dans le tube haute pression reliant la rampe commune à l'injecteur, des ondes acoustiques sont alors générées et se propagent entre le rail

et le nez de l'injecteur [29] (Figure IV-24). Pour les valeurs du temps de dwell considérées, cette onde est persistante au moment de la seconde injection. Ceci peut alors affecter la quantité de carburant injectée par cette dernière (et ainsi la quantité injectée totale) par une modification de la pression d'injection effective au moment de la seconde injection. Cet effet est représenté sur la Figure IV-25. Nous pouvons en effet remarquer d'importantes fluctuations de la quantité injectée totale, i.e. la quantité injectée par la première plus par la seconde injection, si la durée de commande de la seconde injection est identique à celle de la première.

Dans le but de compenser cet effet, la durée de commande de la seconde injection précoce ΔTi_2 a été ajustée pour maintenir sa masse au niveau de celle de la première injection précoce.

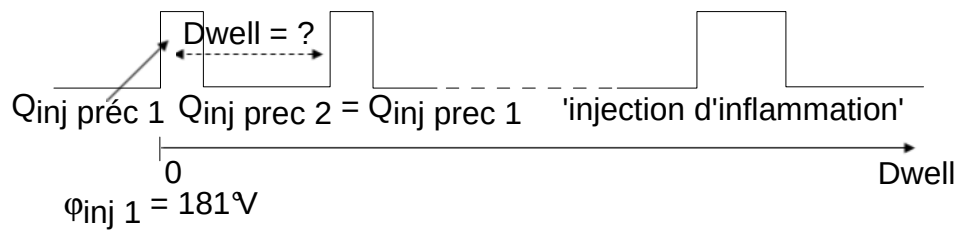


Figure IV-23: Schéma de la stratégie suivie dans le cas de la double injection précoce

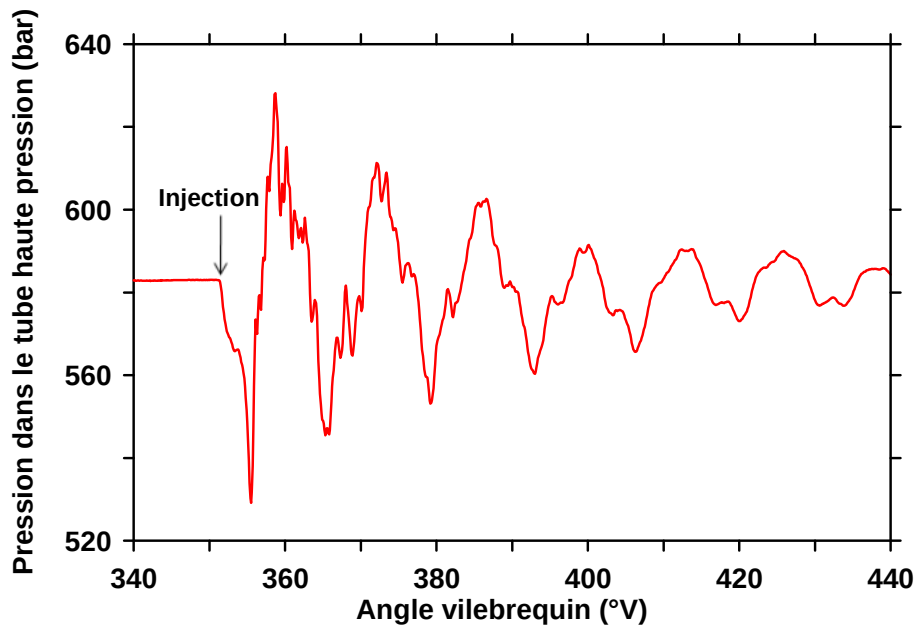


Figure IV-24: Exemple d'oscillations de pression dans le tube haute pression pour une injection telle que $\phi_{inj} = 350^\circ V$, $P_{inj} = 600 \text{ bar}$, $\Delta Ti = 270 \mu s$

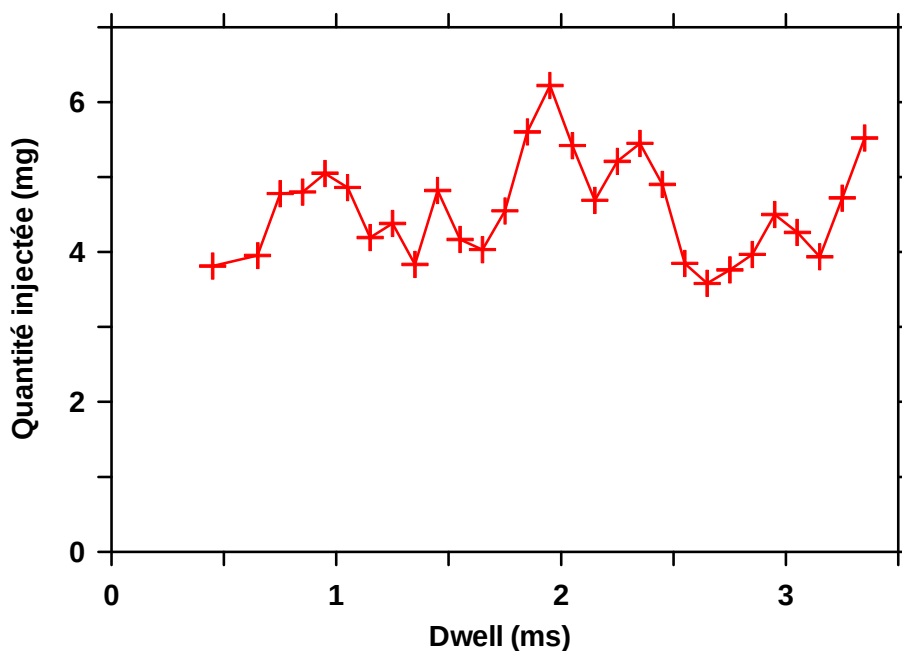


Figure IV-25: Variations de la masse totale injectée lors de la double injection en fonction du temps de dwell, $P_{inj} = 600$ bar, $\Delta Ti_1 = \Delta Ti_2 = 350$ μ s. Mesure par pesée

La Figure IV-26 présente l'évolution des richesses "admission" et "échappement" et de leur différence $\Delta\Phi$ en fonction du temps de dwell. Le cas avec un temps de dwell de $100^\circ V$ est également présenté dans le but d'indiquer la différence de richesses pour une condition sans mouillage des parois du cylindre et sans interaction entre les deux injections successives. Les résultats ne montrent aucune variation significative de $\Delta\Phi$ avec le temps de dwell.

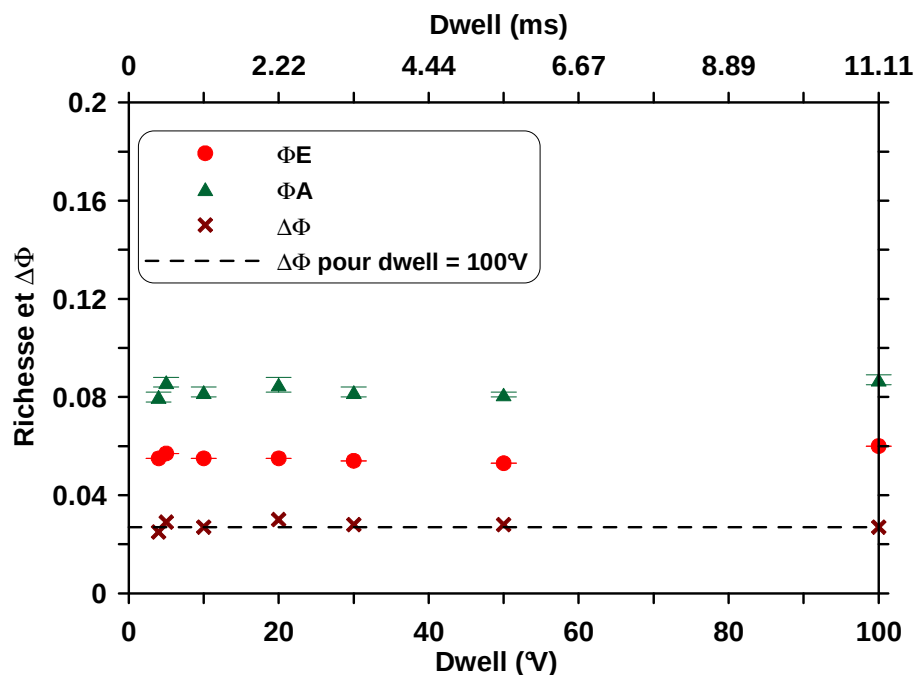


Figure IV-26: Évolution des richesses et de la différence de richesses en fonction du temps de dwell entre les deux injections précoces (conditions pour la première injection: $\phi_{inj1} = 181^\circ V$, $P_{inj} = 600$ bar, $\Delta Ti_1 = 250$ μ s)

Ceci peut être dû à deux raisons :

- Il n'y a aucune interaction entre deux injections successives pour les conditions relatives à cette expérience ($\rho = 1.08 \text{ kg/m}^3$ pour $\phi_{\text{inj } 1} = 181^\circ\text{V}$). Ceci peut provenir du fait qu'une densité aussi faible des gaz présents dans la chambre de combustion conduit à un faible entraînement d'air au sein du spray [91]. En conséquence, peu de quantité de mouvement étant échangée entre l'air et le spray de carburant, peu de différence existe entre les vitesses de développement des jets des deux injections. Ainsi, pour une telle densité, les interactions entre injections successives ne sont pas nécessairement significatives.
- Il existe des interactions entre les deux injections successives et une partie de la masse de carburant injectée atteint les parois du cylindre mais la méthodologie utilisée ne permet pas de détecter le mouillage de la chemise parce que la quantité impactée n'est pas significative.

Ainsi, dans tous les cas, le mouillage de la chemise du cylindre causé par des interactions entre deux injections successives n'est pas significatif pour les conditions rencontrées dans cette étude. Il est alors possible d'augmenter le nombre d'injections précoces dans le but d'accroître la charge, tout en évitant l'impact de carburant sur le cylindre. En effet, le travail de Pickett et al. [44] montre que bien qu'une interaction entre les deux premières injections conduit à l'augmentation de la pénétration liquide maximale de la seconde injection, celles de la troisième et quatrième injection sont similaires à celle de la seconde. Étant donné que dans notre étude, le mouillage des parois du cylindre n'est pas détecté pour deux injections, il est alors attendu que ce soit toujours le cas lors de l'augmentation du nombre d'injections. Ceci est d'autant plus vrai si l'on considère que les conditions de température et de densité des gaz présents dans la chambre de combustion augmenteront pour les injections ayant lieu plus proche du PMH compression, contribuant à réduire leur pénétration liquide maximale [44].

V. Optimisation de la stratégie injection

Un objectif de charge de 6 bar de PMI environ a été choisi, ce qui correspond à une quantité de carburant injectée de 20 mg/cycle pour une CSI de 230 g/kWh. De précédents travaux sur ce moteur [104] ont montré que pour un régime de 1500 tr/min et un rapport volumétrique de compression de 14, une charge plus élevée conduit à d'importantes émissions de particules. Il a donc été considéré que cette charge de 6 bar de PMI environ était la charge la plus élevée possible que l'on puisse atteindre sur ce moteur en combustion HCCI.

Nous avons montré que la masse de carburant que l'on peut injecter sans mouillage de la chemise est de 1 mg/coup environ pour des injections très précoces, i.e. pour un phasage de la dernière injection inférieur à 265°V environ. Par conséquent, une vingtaine d'injections très précoces est ainsi requise afin d'atteindre l'objectif de charge fixé. Cette configuration serait la meilleure possible du point de vue de l'homogénéité du mélange au moment de la

combustion, mais elle n'est pas réaliste si l'on considère les besoins en puissance pour la commande de l'injecteur.

Une stratégie plus réaliste basée sur dix injections a ainsi été testée et améliorée. Elle est composée de huit injections très précoces, durant la fin de la phase d'admission et le début de la phase de compression, suivies de deux injections plus tardives, comme illustré sur la Figure IV-27. Une plus grande quantité de carburant est injectée durant ces deux dernières injections, permettant d'atteindre l'objectif de charge. Il a été considéré que le phasage de ces deux dernières injections est suffisamment précoce pour assurer une homogénéité du mélange air-carburant satisfaisante au moment de la combustion. Le Tableau IV-2 présente les phasages et les durées de commande des dix injections composant cette stratégie.

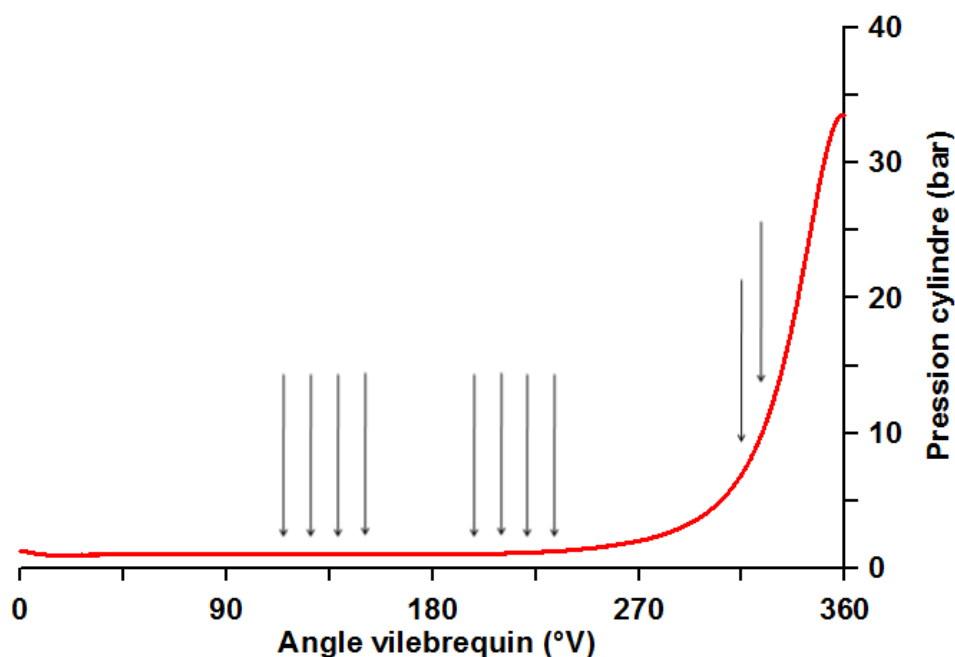


Figure IV-27: Stratégie injection choisie pour un objectif de ~ 20 mg/cycle, i.e. ~ 6 bar de PMI pour une CSI de 230g/kWhi

ϕ_{inj} (°V)	durée de commande (μs)
100	225
112.9	225
125.8	225
138.7	225
228.7	225
241.6	225
254.5	225
267.4	225
300	430
313	660

Tableau IV-2: Phasage et durée de commande des injections définissant la stratégie injection conduisant à ~ 6 bar de PMI

La Figure IV-28 illustre l'évolution de la pression au sein du tube haute pression reliant la rampe commune à l'injecteur au cours de la succession des dix injections. Nous pouvons observer la présence d'ondes acoustiques. En conséquence, la pression d'injection, et par suite la quantité de carburant injectée, dépendent du phasage de l'injection considérée : une plus faible pression au moment de l'injection conduit à une plus faible quantité de carburant injectée et réciproquement lorsque la durée de commande de l'injection est conservée. De ce fait, les huit premières injections ont été synchronisées dans le but de conserver la masse de carburant injectée, i.e. dans le but de conserver la pression d'injection. La durée de commande est la même pour les huit premières injections et correspond à une injection simple ne conduisant pas au mouillage de la chemise. Par conséquent il n'est attendu aucun impact de carburant liquide sur les parois du cylindre pour les huit premières injections directes précoces. Les deux dernières injections sont dirigées en direction du bol du piston (Figure IV-29) et ne mènent pas au mouillage des parois du cylindre.

Sur la Figure IV-28, nous pouvons également remarquer que le pic de courant de commande de l'injecteur est plus faible pour les deux dernières injections. Ceci est dû au manque de puissance du driver injection, confirmant le fait que dix injections est le nombre maximum d'injections pouvant être réalisées par cette unité de commande.

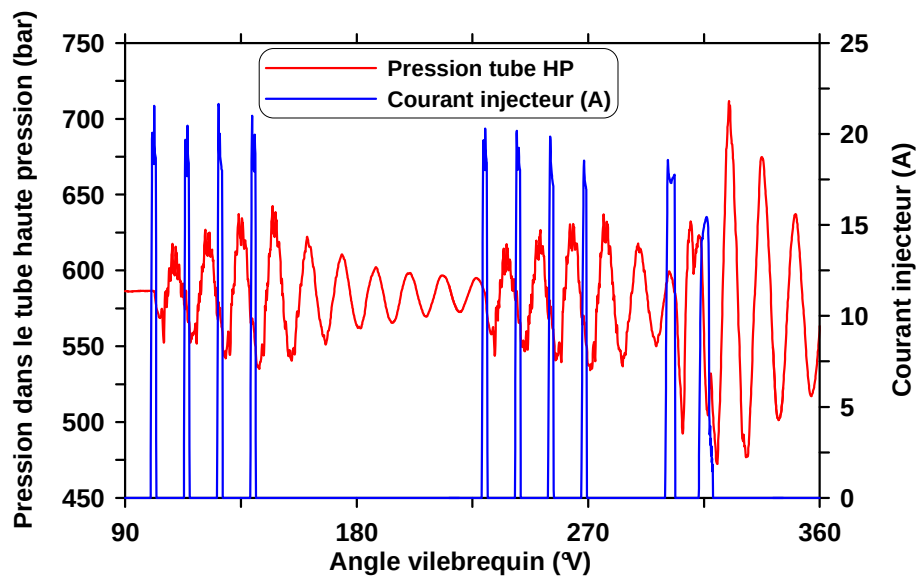


Figure IV-28: Variations de la pression dans le tube haute pression et du courant injecteur pour la stratégie injection conduisant à ~ 6 bar de PMI

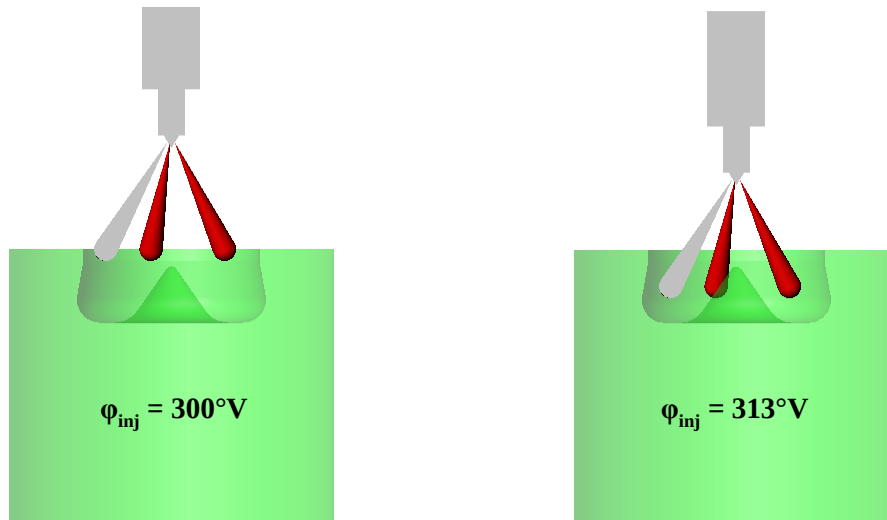


Figure IV-29: Position du bol relativement au spray de carburant en fonction du phasage de l'injection

L'évolution de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz présents dans la chambre de combustion et du taux de dégagement de chaleur pour la stratégie injection détaillée sur la Figure IV-28 et dans le Tableau IV-2 est représentée sur la Figure IV-30.

Le Tableau IV-3 présente les émissions polluantes et les performances relatives à cette stratégie injection.

Un point en mode Diesel conventionnel a également été réalisé sur le même moteur, consistant en une double injection ($\Delta T_{i1} = 250 \mu s$ à $\phi_{inj 1} = 340^\circ V$ et $\Delta T_{i2} = 620 \mu s$ à $\phi_{inj 2} = 350^\circ V$) pour une pression d'injection de $P_{inj} = 600$ bar. Ce point a été réalisé sans dilution et les pressions d'admission et d'échappement ont été fixées à 1 bar et 1.1 bar respectivement. Les performances et les émissions polluantes correspondantes sont reportées dans le Tableau IV-3 pour comparaison avec le point en combustion HCCI.

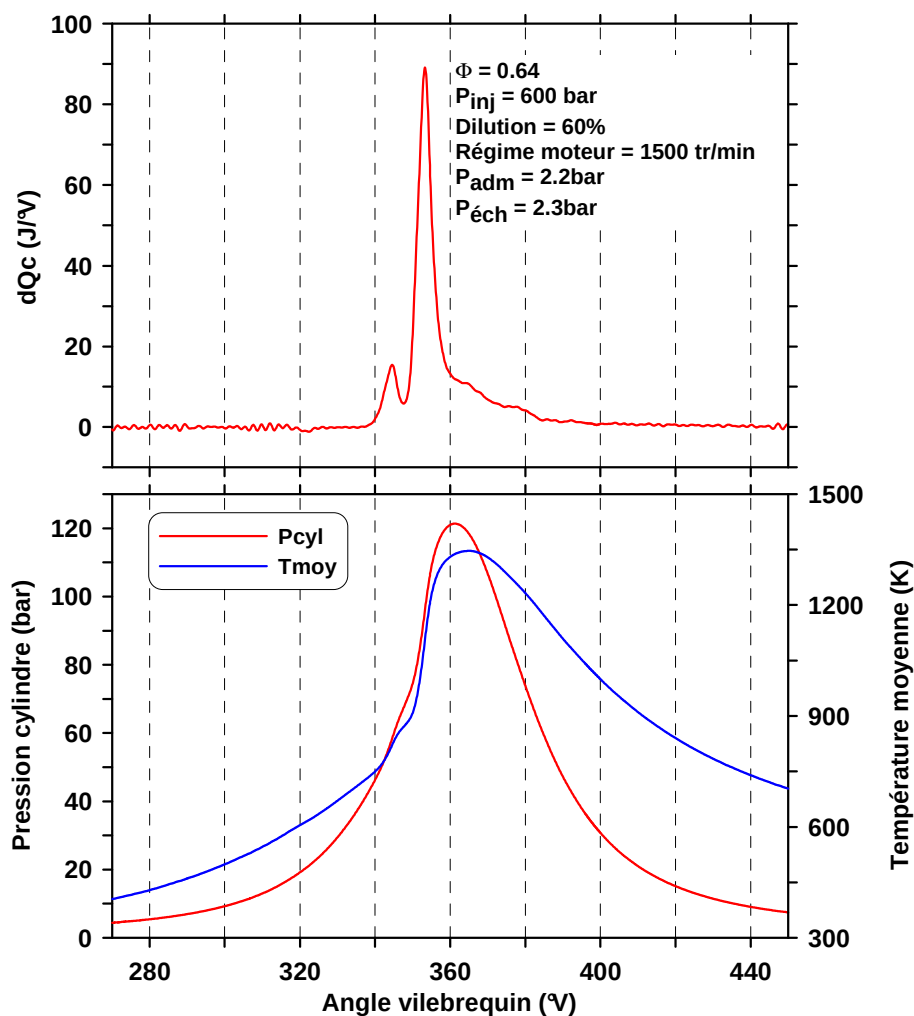


Figure IV-30: Évolution du taux de dégagement de chaleur, de la pression cylindre et de la température moyenne durant le cycle, pour la stratégie injection conduisant à ~ 6 bar de PMI

	HCCI	Diesel
Quantité injectée	19.6 mg/cycle	17 mg/cycle
PMI	5.92 bar	5.9 bar
CSI	236 g/kWhi	208 g/kWhi
Bruit	86 dB	84 dB
Fumées	0.54 FSN	1.3 FSN
HC	2320 ppm	410 ppm
CO	3700 ppm	215 ppm
NO _x	Inférieur à la sensibilité de l'analyseur	660 ppm

Tableau IV-3: Performances moteur et émissions polluantes en modes HCCI et Diesel Conventionnel

L'évolution du taux de dégagement de chaleur durant le cycle présente deux pics relatifs à la combustion en flamme froide et à la combustion principale du gazole. La pression cylindre maximum, de l'ordre de 120 bar, reste en deçà de la limite rencontrée sur moteur Diesel (entre 140 bar et 200 bar environ). La température moyenne maximum calculée, 1350 K environ,

conduit à de faibles émissions de NO_x , très largement inférieures à celle obtenues en mode Diesel conventionnel, 660 ppm environ. De plus, de faibles émissions de particules ont été mesurées, indice FSN de 0.54 pour cette combustion HCCI d'une charge de 5.9 bar de PMI environ, contre un indice FSN de 1.3 en Diesel conventionnel.

Cependant, de fortes émissions d'hydrocarbures imbrûlés et de CO sont relevées pour la combustion HCCI (~ 2300 ppm, ~ 3700 ppm respectivement), conduisant à une consommation spécifique élevée, 236 g/kWhi. Pour la combustion en mode Diesel conventionnel, ces grandeurs sont beaucoup plus faibles : environ 410 ppm de HC, 215 ppm de CO pour une consommation spécifique de 208 g/kWhi.

Il est également intéressant de remarquer que la combustion en mode HCCI génère un bruit de combustion mesuré, 86dB. Cependant, ce faible niveau de bruit a été rendu possible par un contrôle de la combustion réalisé à l'aide de forts taux de dilution, environ 60% en masse, effectuée à l'azote. Cette méthode a été préférée à l'ajout d'EGR réel car elle permet un contrôle précis du taux de dilution avec plus de facilité.

Ce taux de dilution élevé conduit à une forte pression d'admission, $P_{\text{adm}} = 2.2$ bar. Il est très important de noter que ce niveau de pression n'est pas compatible avec les capacités d'un turbocompresseur actuel. En effet, en cas d'utilisation d'EGR réel haute pression pour contrôler la combustion, de tels taux de dilution mèneraient à un manque d'énergie au niveau de la turbine, empêchant le compresseur d'atteindre la pression d'admission désirée. De plus ce dernier pourrait être amené à pomper. Ce problème pourrait être résolu par l'utilisation d'EGR basse pression. Ceci, cependant, provoquerait une augmentation de la consommation de carburant. Par conséquent, pour une application réaliste, un moyen de contrôle de la combustion HCCI, autre que la dilution, doit être utilisé afin de limiter le bruit de combustion à de tels niveaux.

VI. Qualité du mélange

Le principe de la combustion HCCI étant basé sur la formation d'un mélange homogène entre le carburant et le comburant, il est intéressant de vérifier par une étude sur moteur à accès optiques l'homogénéité effective du mélange réalisé à l'aide de la stratégie d'injection définie. Cependant, il est à noter que seules les huit premières injections, très précoces, ont été réalisées au cours de cette étude optique. Les deux dernières injections, injectant une quantité de carburant plus importante, peuvent en effet mener au mouillage des accès optiques situés sur le bol du piston, nous empêchant de déterminer l'homogénéité du mélange proche du PMH, au moment où se déroule la combustion.

Les conditions opératoires relatives à ces essais optiques sont répertoriées dans le Tableau III-4.

La Figure IV-31 présente, pour différents angles au cours du cycle, la moyenne des images corrigées par le plan laser et filtrées obtenues par la LIF du carburant.

Sur cette figure, nous pouvons remarquer la seconde injection ($\phi_{inj\ 2} = 112.9^\circ V$) pour l'angle de $115^\circ V$. Il est à noter que le signal obtenu est saturé. Ceci est dû à la forte concentration locale de carburant, et donc d'espèces fluorescentes. Cependant, cela n'est pas contraignant dans le sens où seules les images proches du PMH, lors du déroulement de la combustion, ont un réel intérêt. De plus, ceci nous permet de conserver pour ces mêmes images un rapport signal/bruit élevé.

Pour l'angle de $140^\circ V$, il est à remarquer que l'image moyenne représentée est biaisée. En effet, cet angle de visualisation ne se situe que $1.3^\circ V$ après le début de la commande électrique de la quatrième injection ($\phi_{inj\ 4} = 138.7^\circ V$). Certains cycles voient alors l'apparition de cette injection pour un angle de $140^\circ V$, d'autres non. Cette variation est probablement liée à la variation cycle à cycle du délai hydraulique d'ouverture de l'injecteur. Par suite, la moyenne des images collectées est biaisée.

Pour les angles de $240^\circ V$ et $265^\circ V$, nous pouvons observer le carburant provenant de la fin de la cinquième et de la septième injection respectivement ($\phi_{inj\ 5} = 228.7^\circ V$ et $\phi_{inj\ 7} = 254.5^\circ V$).

Après la dernière injection réalisée ($\phi_{inj\ 8} = 267.4^\circ V$), il est attendu que le carburant se mélange avec les gaz ambiants jusqu'à ce que la combustion se déroule, proche du PMH. Pour les angles proches du PMH, i.e. pour les angles de $340^\circ V$ et $365^\circ V$, la Figure IV-31 montre un mélange relativement homogène entre l'ambient et le carburant dans le plan de post-traitement, ce dernier étant disposé de manière préférentielle sur l'intérieur du bol, proche du téton. En effet, la moyenne du signal de LIF collecté est plus faible sur les bords extérieurs du bol du piston.

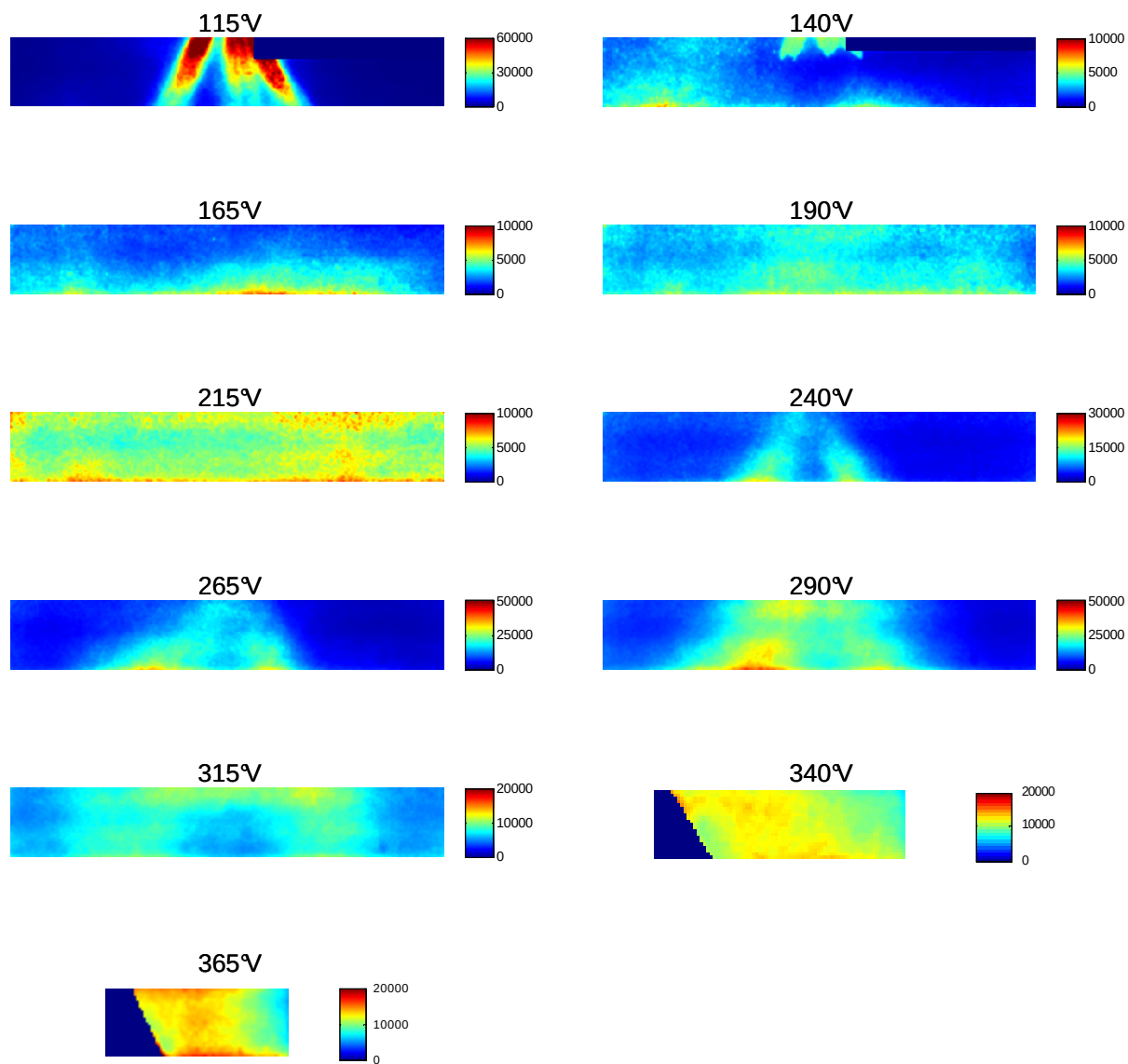


Figure IV-31: Images moyennes du carburant (8 premières injections) corrigées par le plan laser et filtrées, au cours du cycle. Noter les différentes échelles de couleur. Bleu : absence de carburant, rouge : forte concentration en carburant

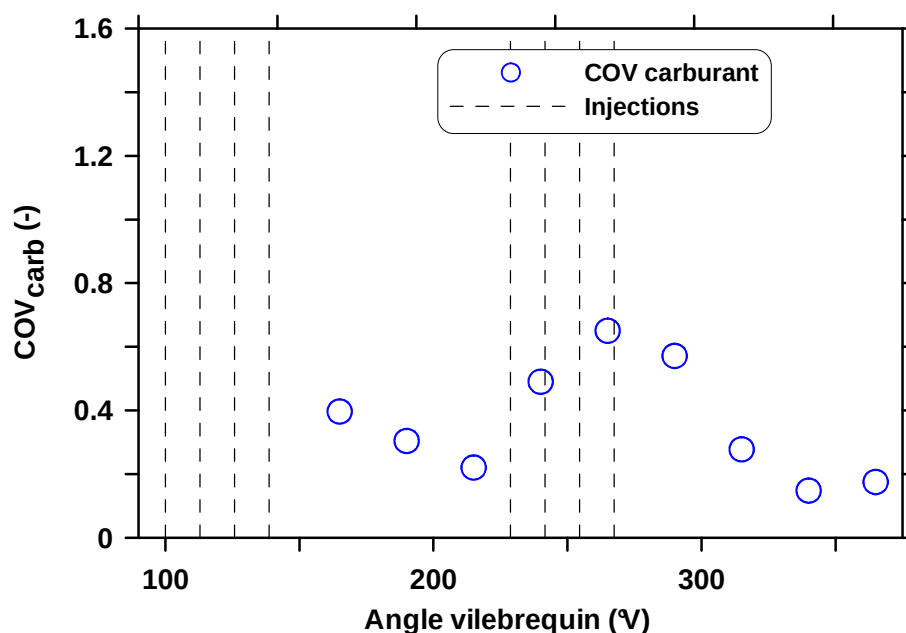


Figure IV-32: Évolution du COV de la pdf de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle

La Figure IV-32 représente l'évolution du coefficient de variation (COV) de la fonction de densité de probabilité (pdf) de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray". Le calcul effectué conduisant à l'expression de ce coefficient est expliqué en Annexe A. Les COV représentatifs des angles de 115°V et 140°V ne sont pas représentés pour les raisons expliquées précédemment: les images collectées pour un angle de 115°V sont saturées et une grande variation cyclique est observée pour un angle de 140°V.

La Figure IV-32 montre que le carburant et les gaz ambiants se mélangent entre la quatrième et la cinquième injection, le COV diminuant au cours du cycle. Les quatre dernières injections effectuées conduisent quant à elle à une détérioration de la qualité du mélange, ce qui correspond à l'augmentation du COV observée pour les angles de 240°V et 265°V. Après les huit injections une période de mélange entre le carburant et les gaz ambiants s'ensuit, le COV de la pdf chutant de nouveau au cours du cycle, jusqu'à atteindre une valeur de 0.15 environ autour du PMH.

La Figure IV-33 confirme ces résultats. Le mélange observé sur la Figure IV-32 entre la quatrième et la cinquième injection correspond au rétrécissement et à l'élévation de la pdf entre les angles de 165°V et 215°V (Figure IV-33 (a)). La détérioration du mélange présentée précédemment pour les angles de 240°V et 265°V se traduit par un élargissement de la pdf (Figure IV-33 (b)). La période de mélange observée sur la Figure IV-32 à partir de l'angle de 290°V provoque de nouveau un rétrécissement et une élévation de la fonction de densité de probabilité (Figure IV-33 (b)).

Il est également intéressant de remarquer que pour les angles de 240°V, 265°V et 290°V, les pdf tracées possèdent un maximum très inférieur à l'unité, l'unité étant la moyenne de la pdf. Cet aspect décentré est lié à la présence d'importantes zones à faible intensité, traduisant la présence de peu de carburant. Cette observation est confirmée par les images moyennes représentées sur la Figure IV-31.

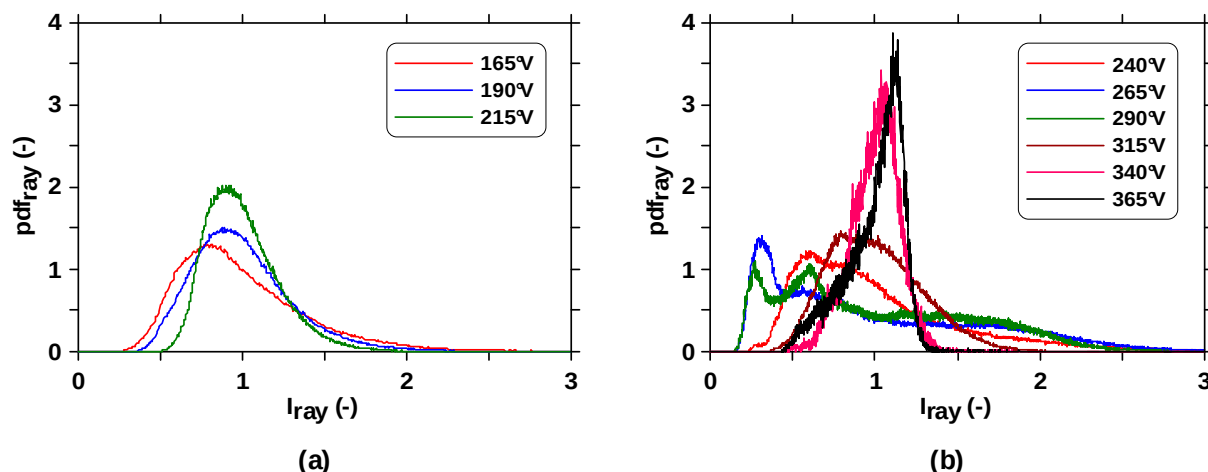


Figure IV-33: Évolution des fonctions de densité de probabilité de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle

La Figure IV-32 et la Figure IV-33 (b) montrent ainsi que le carburant et les gaz ambiants se mélangent entre les angles de 290°V et 365°V, jusqu'à un obtenir un mélange relativement homogène dans le plan de post-traitement pour les angles relatifs à la combustion, i.e. 340°V et 365°V comme ceci est représenté sur la Figure IV-31. La présence du carburant sur l'intérieur du bol du piston évoquée précédemment est confirmée par la Figure IV-34, sur laquelle est tracé le profil moyen de l'intensité des images moyennes corrigées par le plan laser et filtrées pour les angles de 340°V et 365°V.

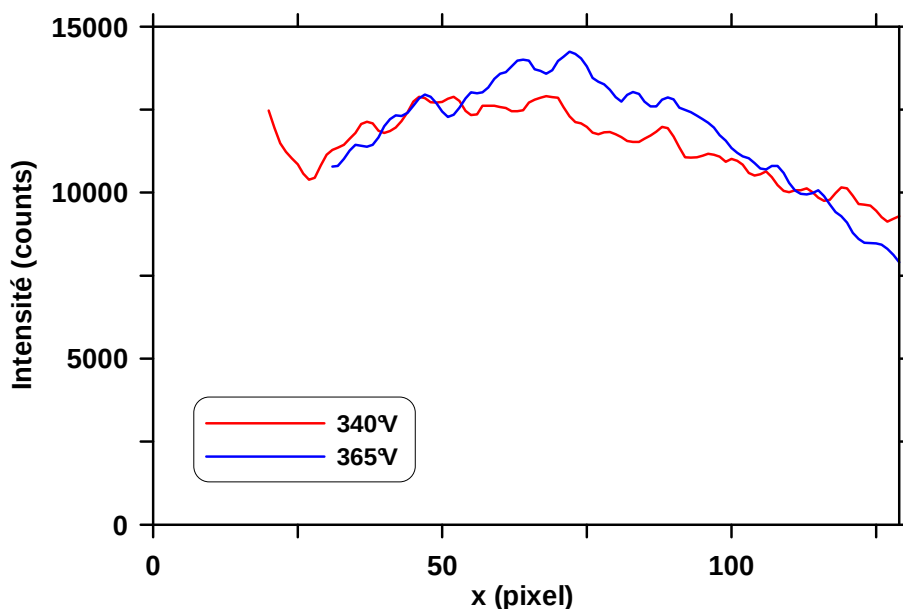


Figure IV-34: Profils moyens radiaux obtenus à partir des images corrigées par le plan laser et filtrées. Absence de signal à gauche de la figure: présence du téton du bol. Profils tracés à mi-hauteur de la zone de post-traitement. Bord du téton: ~ 25 pixels, bord du hublot: ~ 125 pixels

Les résultats obtenus ne nous permettent de tirer de conclusions concernant la qualité du mélange que dans le plan de post-traitement. Cependant, nous émettons l'hypothèse que la

répartition du carburant au sein du bol pour les angles de 340°V et 365°V est similaire dans tout plan vertical obtenu par rotation du plan de post-traitement utilisé autour de l'axe du cylindre. Cette hypothèse est réaliste si l'on considère le fait que l'injecteur est symétrique et l'effet généré par le swirl dans le bol.

Il semble ainsi que le carburant issu des huit premières injections se concentre essentiellement sur l'intérieur du bol au moment de la combustion. Cependant, qu'en est-il du carburant provenant des deux dernières injections, réalisées plus tardivement dans le cycle?

Il est attendu que celui-ci se concentre également sur l'intérieur du bol, le spray étant dirigé sur l'extérieur de ce dernier (Figure IV-29), il est en effet probable que le bol guide le spray vers l'intérieur.

Nous pouvons alors conclure qu'il est attendu qu'au moment de la combustion le carburant issu de la stratégie injection définie dans le Tableau IV-2 se concentre essentiellement sur l'intérieur du bol, comme le représente le schéma de la Figure IV-35.

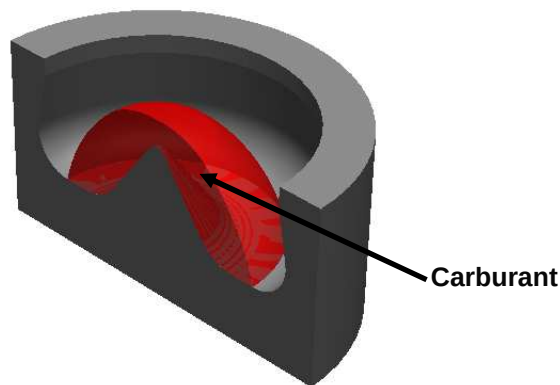


Figure IV-35: Représentation schématique de la disposition du carburant pour un angle vilebrequin proche du PMH

VII. Conclusions

Le but de ce chapitre était de comprendre les mécanismes physiques régissant la préparation d'un mélange homogène à l'aide d'injections directes précoces.

En premier lieu, une étude bibliographique a été réalisée afin d'apporter les premiers éléments de compréhension puis de mettre en avant les pistes de recherche les plus pertinentes à explorer lors d'expériences sur les moteurs opaque et optique. Les effets de trois paramètres sur le mouillage des parois par du carburant liquide ont alors été étudiés: l'effet du phasage de l'injection, de la pression d'injection et celui de la durée de l'injection.

Une méthodologie basée sur la comparaison de deux richesses a ainsi été mise au point afin de détecter l'impact de carburant liquide sur le cylindre : une de ces richesses, la richesse "admission", étant déterminée à partir des mesures des débits d'air admission et de carburant, l'autre, la richesse "échappement", provenant de l'analyse de cinq gaz à l'échappement.

Cette méthodologie permet de détecter le mouillage du cylindre lorsque la richesse "échappement" est significativement inférieure à la richesse "admission". En effet, le carburant liquide impactant le cylindre, et par conséquent dilué dans le film d'huile, n'est pas détecté lors de l'analyse des gaz à l'échappement, de telle sorte que la richesse "échappement" calculée est inférieure à la richesse "admission".

Les résultats obtenus sur moteur opaque à l'aide d'une simple injection précoce quant à l'effet des paramètres définis précédemment sur le mouillage des parois peuvent être résumés comme suit :

- Durant la phase d'admission, le phasage de l'injection a peu d'effet sur la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans mouillage des parois, de l'ordre de 1 mg/coup pour les conditions de cette étude.
- Durant la phase de compression, retarder l'injection conduit à une augmentation de la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans impact sur la chemise. Ceci est dû à une température et une densité plus importantes des gaz présents dans la chambre de combustion.
- Il existe un compromis entre le temps de mélange entre l'air et le carburant et la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans mouillage des parois cylindre : plus cette quantité est importante, plus le temps de mélange est faible, ceci correspondant à une injection plus tardive.
- Durant la phase d'admission, la pression d'injection n'a aucun effet significatif sur la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans mouillage du cylindre. La pénétration liquide maximale admise est constante et les conditions thermodynamiques des gaz présents dans la chambre de combustion restant également sensiblement les mêmes durant la phase d'injection, la pénétration liquide maximale ne dépend que de la quantité de carburant injectée, comme montré dans le travail de Pickett et al. [44].
- Durant la phase de compression, la pression d'injection a un effet plus prononcé sur la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans impact sur la chemise : cette dernière augmente lorsque la pression d'injection diminue. En effet, pour un phasage de l'injection donné et une masse de carburant injectée fixée, la fin de l'injection effectuée à plus faible pression a lieu dans un environnement plus chaud et plus dense, réduisant la pénétration liquide maximale [44]. Ainsi, l'utilisation d'une faible pression d'injection est intéressante pour tirer avantage de cet effet de "compression heating".
- Tous les résultats obtenus à propos de la quantité maximale de carburant pouvant être injectée sans mouiller le cylindre sont dépendants des paramètres moteur et injection et des conditions expérimentales. Cette masse pourrait être augmentée par exemple par la multiplication du nombre de trous de l'injecteur.

Une stratégie à injection multiple devant être considérée afin d'atteindre une charge élevée, le cas d'interactions entre injections successives a été étudié. Aucune interaction n'a été relevée

pour les conditions de cette étude, c'est-à-dire pour une faible température et une faible densité des gaz de la chambre de combustion.

Suite à cette compréhension des mécanismes physiques régissant la préparation du mélange dans le cas de la combustion HCCI en injections directes précoces, une stratégie injection permettant d'injecter une masse de carburant de 20 mg/cycle sans mouillage de la chemise a été expérimentée. Cette stratégie permet d'atteindre une charge de 6 bar de PMI pour une consommation spécifique indiquée de 230 g/kWh environ. Elle est composée de huit injections directes très précoces, durant la fin de la phase d'admission et le début de la phase de compression, suivies de deux injections directes plus tardives. De faibles émissions de particules et de NO_x ainsi que de bonnes performances ont été obtenues. Cependant, la stratégie injection proposée montre qu'il n'est pas possible d'atteindre une charge réaliste uniquement à l'aide d'injections directes très précoces, i.e. ayant un phasage inférieur à 265°V environ, pour les conditions rencontrées dans cette étude. Le contrôle de la combustion liée à ce dernier point de fonctionnement a été réalisé à l'aide d'une forte dilution.

Le travail présenté dans ce chapitre montre qu'il est possible d'optimiser la stratégie injection dans le but de former un mélange carburant-comburant relativement homogène, le carburant se disposant de manière préférentielle sur l'intérieur du bol du piston, et ce à l'aide d'injections directes précoces, tout en évitant l'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre. Cette stratégie permet d'atteindre une charge réaliste et conduit à de faibles émissions polluantes.

Cependant, le problème du contrôle de la combustion reste un point crucial à résoudre, la relative homogénéité du mélange obtenue conduisant à une vitesse de combustion élevée. Cette dernière est maîtrisée à l'aide de niveaux de dilution non réalistes conduisant à une pression d'admission trop élevée. Ainsi, nous devons aller plus loin dans ce travail pour proposer des moyens de contrôle de la combustion autres que la dilution.

Cinquième chapitre

Contrôle de la combustion HCCI

I. Introduction

Lors de l'étude de la préparation du mélange à l'aide d'injections directes précoces, l'analyse des phénomènes physiques en jeu a permis de proposer une stratégie d'injection basée sur dix injections. Il s'agit dans ce chapitre d'étudier la problématique du contrôle de la combustion afin de proposer une stratégie de contrôle reposant sur des paramètres physiques autres que ceux utilisés actuellement (augmentation des taux d'EGR). En effet, les principales recherches menées aujourd'hui sur la combustion HCCI font appel à de très forts taux d'EGR pour maîtriser le gradient de pression important, donc le niveau de bruit. Cependant, d'un point de vue technologique le recours à l'EGR haute pression sur un moteur rencontre des limites: les taux d'EGR requis pour contrôler la combustion conduisent à des niveaux d'énergie faibles au niveau de la turbine, et donc au compresseur du turbocompresseur, empêchant d'atteindre les pressions d'admission nécessaires. Le compresseur peut de plus être amené à pomper et les conduits empruntés par l'EGR peuvent fortement s'encrasser.

De manière similaire au chapitre précédent, la première partie se propose d'effectuer une synthèse bibliographique sur le sujet afin de comprendre les mécanismes physiques liés au contrôle de la combustion puis de dégager des pistes de recherches pertinentes qui seront alors étudiées à l'aide d'expériences sur les moteurs opaque et optique. Ces expériences conduiront à une meilleure compréhension des phénomènes et permettront ensuite d'envisager des stratégies de contrôle de la combustion HCCI en injections directes précoces à forte charge, visant alors à proposer de nouvelles voies de développement et de conception des moteurs faisant appel à ce mode de combustion.

I.1. Étude bibliographique sur le contrôle de la combustion HCCI

Cette synthèse sur le contrôle de la combustion HCCI est organisée en deux parties.

Le premier aspect abordé concerne le contrôle du phasage de la combustion. Contrairement au moteur à allumage commandé, l'inflammation ne peut être contrôlée par une étincelle. Elle n'est pas non plus étroitement liée au phasage de l'injection comme dans le cas du moteur Diesel. Trois paramètres agissent tout particulièrement sur le contrôle du phasage de la combustion HCCI:

- la stratégie d'injection, elle même
- la dilution
- la température admission

Le second aspect concerne le contrôle du dégagement d'énergie, problématique qui sera plus particulièrement étudiée au cours de cette thèse. La combustion en masse observée dans le cas de la combustion HCCI étant très rapide, le dégagement d'énergie est peu contrôlé. De la même façon que pour le cas du contrôle du phasage de la combustion, l'effet de différents paramètres sur le contrôle du dégagement d'énergie sera alors présenté:

- Effet de la dilution
- Effet de la stratification de la température
- Effet de la stratification en richesse
- Effet de la stratification du diluant

L'étude de l'effet de ces paramètres sur le contrôle de la combustion HCCI conduira alors à la compréhension des principaux mécanismes physiques entrant en jeu lors du contrôle de la combustion HCCI et permettra d'orienter les travaux à réaliser au cours de cette thèse sur ce sujet.

I.1.1. Contrôle du phasage de la combustion

I.1.1.1. Effet de la stratégie injection

Divers travaux de recherche [24, 105, 106] ont montré que la stratégie injection permet le contrôle du phasage de la combustion par interaction avec les sites d'auto-inflammation.

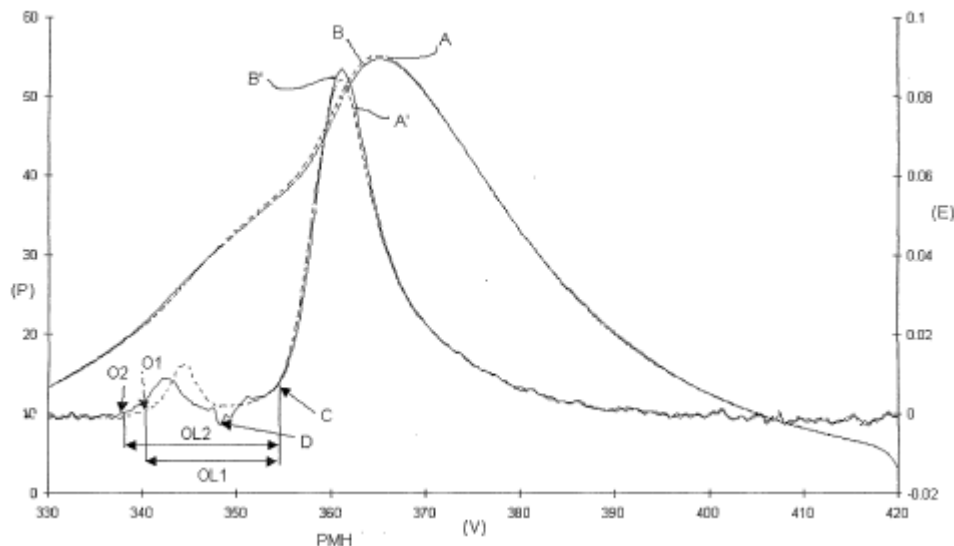


Figure V-1: Pressions cylindre et taux de dégagement d'énergie en fonction de la stratégie injection, d'après [106]

Sur la Figure V-1, deux cas sont traités:

- Un premier cas avec 70% d'EGR et une richesse globale proche de la stœchiométrie ($\Phi = 0.96$) représenté par les courbes A et A', en trait pointillé
- Un second cas avec 60% d'EGR et une richesse globale $\Phi = 0.91$ pour laquelle une certaine quantité de carburant est injectée lors de la flamme froide, représenté par les courbes B et B', en trait plein

Sur cette figure, O1 et O2 marquent le début de la flamme froide pour le premier et le second cas respectivement. OL1 et OL2 représentent la durée de la flamme froide pour le premier et le second cas respectivement. Le point C représente le début de la combustion principale.

La quantité totale de carburant injectée est conservée entre les deux cas. L'injection effectuée lors de la flamme froide permet d'allonger la durée de celle-ci ($OL2 > OL1$). Cette injection tardive de carburant absorbe une partie de l'énergie dégagée lors de la flamme froide (point D) pour évaporer le carburant. Cette énergie est ensuite restituée jusqu'à atteindre les conditions thermodynamiques nécessaires à l'apparition de la combustion principale au point C. Cette stratégie d'injection conduit ainsi à une modification du délai entre la flamme froide et la combustion principale, permettant de contrôler le phasage de la combustion principale dans le cycle, indépendamment du taux d'EGR utilisé.

1.1.1.2. Effet de la dilution

La dilution peut être réalisée par recirculation des gaz d'échappement à l'admission communément appelée EGR. L'utilisation de l'EGR permet d'augmenter le temps de mélange entre le carburant et le comburant, ce qui conduit à modifier le phasage de la combustion. Sjöberg et al. [50] mettent en avant quatre mécanismes responsables de cet effet:

- Le refroidissement thermodynamique induit par CO_2 et H_2O , molécules à forte capacité calorifique. Ces espèces conduisent à un échauffement des gaz moins important en phase de compression, retardant l'apparition de la combustion.
- Le remplacement de l'oxygène de l'air par des espèces inertes (dilution).
- Avancement de la combustion dû à la présence de H_2O .
- Avancement ou retard de la combustion dû à la présence d'espèces minoritaires telles que les HC, le CO ou les NO_x .

Les carburants typés Diesel, présentant en combustion homogène une combustion à basse température (flamme froide) sont plus sensibles à l'effet de la dilution et de la présence d' H_2O .

Sjöberg et al. [50] avancent que l'addition de HC provoque un avancement de la combustion pour des carburants typés essence et l'inverse pour des carburants à flamme froide. Ceci provient de la réactivité du carburant de base. En effet, un carburant sans flamme froide résiste fortement à l'auto-inflammation, l'addition de molécules à priori plus réactives provoque l'avancement de la combustion. Pour un carburant possédant une flamme froide, très peu résistant à l'auto-inflammation, les HC sont à priori comparativement moins réactifs, retardant alors l'apparition de la combustion. Concernant l'effet du CO, Sjöberg et al. [50] avancent que de nouvelles études sont nécessaires, les résultats obtenus jusqu'à aujourd'hui n'étant pas concluants.

Enfin, plusieurs études montrent un avancement de la combustion lors de l'addition de NO_x [41, 107-110], comme représenté sur la Figure V-2.

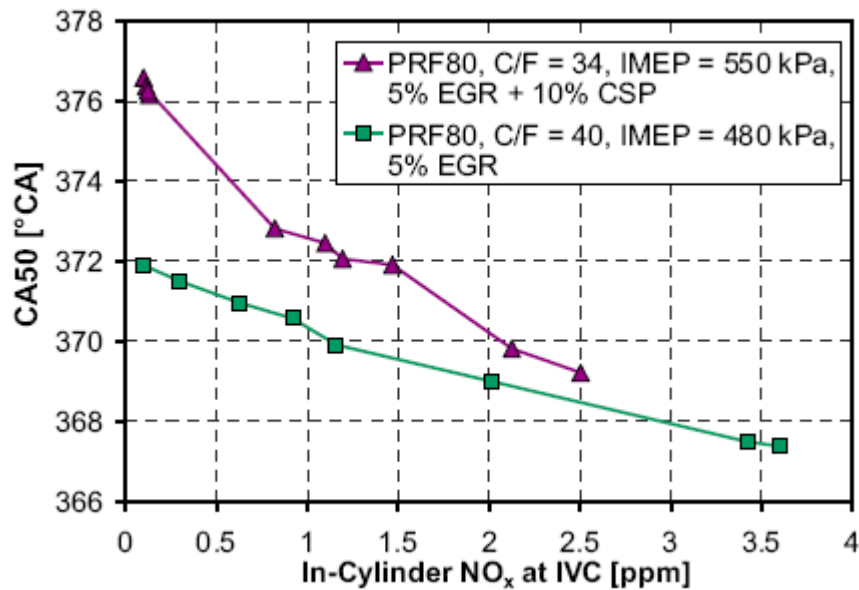


Figure V-2: CA50 en fonction de la concentration de NO_x, d'après [110]

Il est à noter que la recirculation des gaz brûlés au sein du moteur peut également être effectuée à l'aide de l'IGR (Internal Gas Recirculation) [105, 111-116], les mécanismes présentés à propos de l'EGR sont applicables aussi à ce cas. La méthode la plus couramment utilisée consiste à fermer de manière précoce la soupape d'échappement pour conserver des gaz brûlés dans la chambre de combustion, puis d'ouvrir la soupape d'admission de façon symétrique afin de récupérer en grande partie l'énergie perdue lors de la re-compression des gaz.

I.1.1.3. Effet de la température d'admission

La température d'admission est un des leviers les plus utilisés pour contrôler le phasage de la combustion [24, 107, 117-119]: son augmentation permet d'avancer l'initiation de la combustion comme le présente la Figure V-3.

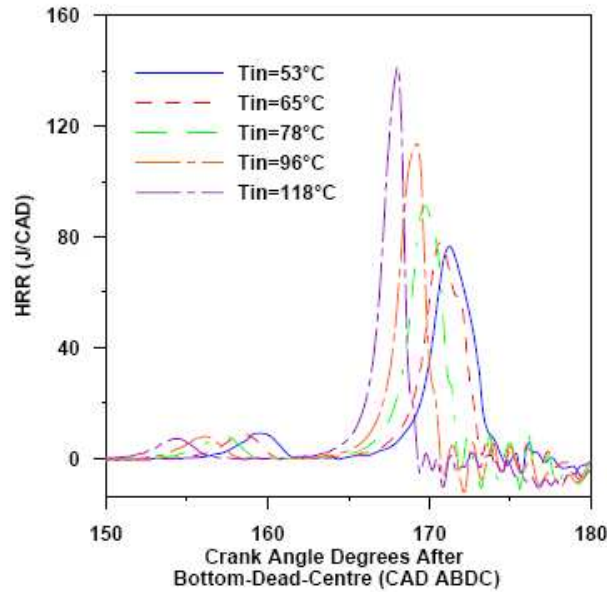


Figure V-3: Effet de la température d'admission sur le taux de dégagement de chaleur, 80% n-heptane + 20% toluène, $\Phi = 0.3$, d'après [107]

D'après Sjöberg et al. [119], la température qu'il faut considérer pour le contrôle de l'initiation de la combustion est en réalité la température au PMB, qui diffère de celle dans la tubulure d'admission pour 4 raisons principales :

- les transferts thermiques avec les tubulures d'admission et les parois de la chambre de combustion lors de la phase d'admission.
- le "dynamic heating", c'est-à-dire le réchauffement des gaz provoqué par les frottements lors de la phase d'admission.
- la vaporisation du carburant en particulier dans le cas de l'injection directe précoce pendant la phase d'admission.
- les effets induits par le mélange de la charge fraîche avec les résiduels.

Les résultats de cette étude ont montré que le phasage de la combustion, défini par le CA50, est bien corrélé avec la température au PMB. En effet, nous pouvons remarquer sur la Figure V-4 la différence de pente entre les courbes prenant en compte les quatre phénomènes précédemment évoqués et celles ne les prenant pas en compte. Lorsque l'on considère la température d'admission T_{in} , le mélange paraît beaucoup plus réactif à forte richesse, la température requise pour maintenir le CA50 au PMH étant beaucoup plus faible que celle nécessaire lorsque la richesse est moindre. Cela est surtout dû à certains facteurs comme l'augmentation importante de la température des parois ou de celle de l'EGR avec la richesse. Lorsque l'on élimine ces différents facteurs, la meilleure réactivité du mélange à plus forte richesse est beaucoup moins évidente (T_{bdc}). La pente obtenue est surtout liée à la diminution de la durée de combustion lorsque l'on augmente la richesse.

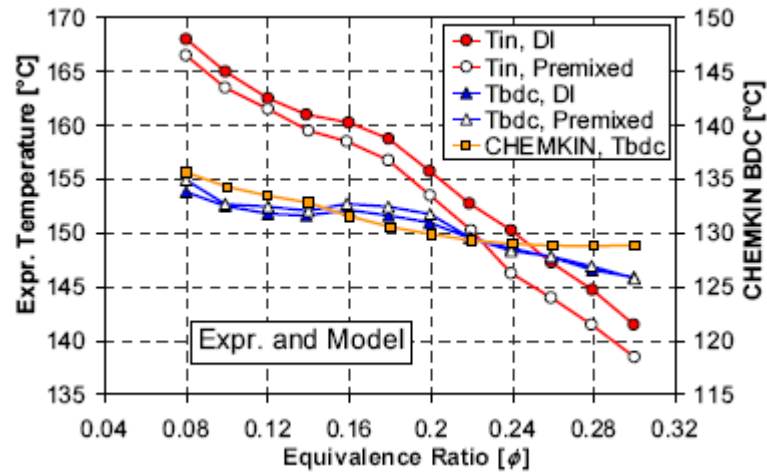


Figure V-4: Comparaison des températures requises pour maintenir le CA50 de la combustion au PMH, iso-octane, d'après [119]

En comparant ces différents résultats avec ceux issus de la simulation (CHEMKIN), la pente de la courbe des températures issues de la simulation est très proche de celles des courbes de Tbd, expérimentales. Cela prouve ainsi que la température au PMB admission est le principal paramètre qui influence les mécanismes chimiques pilotant la combustion HCCI. Il n'en demeure pas moins que la température admission est un levier efficace pour faire varier le phasage de la combustion HCCI, puisque cette température va évidemment affecter la Tbd.

I.1.2. Contrôle du dégagement d'énergie

I.1.2.1. Effet de la dilution

La dilution par la recirculation de gaz brûlés permet non seulement de modifier le phasage de la combustion comme nous l'avons vu précédemment mais aussi de moduler le taux de dégagement d'énergie. Une augmentation du taux d'EGR conduit à une raréfaction de l'oxygène pour une pression d'admission donnée, il s'agit de l'effet de dilution, et à la recirculation de CO₂ et H₂O, molécules à forte capacité calorifique. Ces deux mécanismes, présentés par Sjöberg et al. [50] conduisent à une diminution de la vitesse de combustion en cas d'augmentation du taux d'EGR, ce résultat étant démontré par de nombreuses études, notamment celles de Dubreuil et al. [107], Docquier [41], Iwabuchi et al. [23], Sjöberg et al. [89] ou encore Walter et al. [24]. La Figure V-5 montre en effet une diminution du taux de dégagement de chaleur maximum lorsque le taux d'EGR est augmenté.

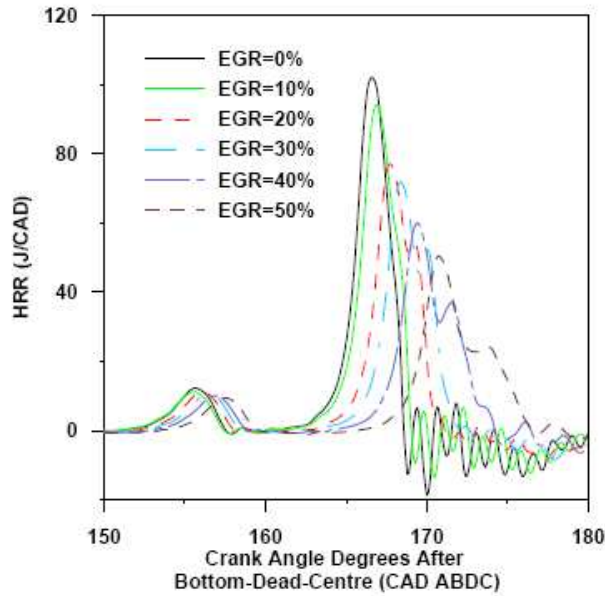


Figure V-5: Influence du taux d'EGR sur le taux de dégagement de chaleur, n-heptane, $\Phi = 0.3$, d'après [107]. EGR simulé par O_2 , CO_2 et N_2

Avec une même limite de bruit, il est alors possible d'accroître la charge en augmentant le taux d'EGR [23, 24, 31].

I.1.2.2. Effet de la stratification de la température

La stratification en température est due soit à une stratification d'origine naturelle soit à une stratification "forcée".

Selon Dec et al. [120] la stratification thermique naturelle, liée aux transferts thermiques aux parois lors de la phase de compression, impacte non seulement les zones situées proches des parois de la chambre de combustion mais également le cœur de la chambre. Lors de leur étude, ils observent une absence de stratification jusqu'à un angle de $330^\circ V$, puis cette dernière augmente jusqu'au PMH. Le transport de poches de gaz froids depuis les parois jusqu'au centre de la chambre est dû principalement à l'aérodynamique interne. Cette stratification thermique naturelle est un facteur clé du contrôle de la combustion HCCI [121] comme le montre la Figure V-6.

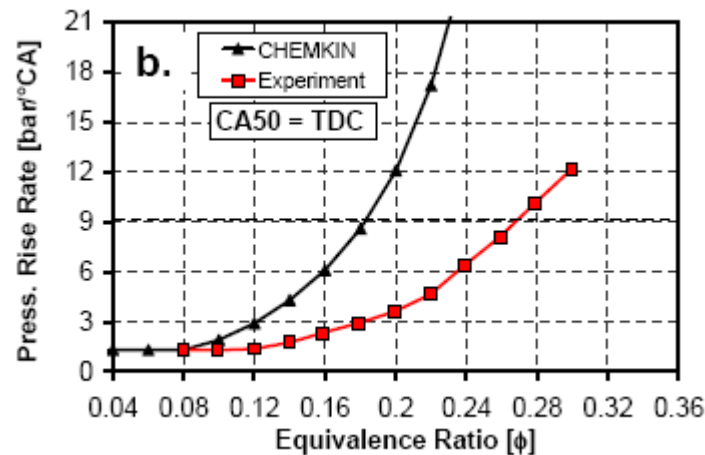


Figure V-6: Gradients de pression maximum en fonction de la richesse, iso-octane, d'après [121]

Les résultats de simulation présentés sur cette figure sont basés sur l'hypothèse d'une parfaite homogénéité. Nous pouvons remarquer que la stratification naturelle, notamment en température, permet une augmentation de la richesse de 0.09. Sans stratification naturelle, pour un gradient de pression fixé à 9 bar/°V, la richesse est limitée à 0.18. En cas de stratification naturelle (cas expérimental), le même niveau de gradient de pression autorise une richesse de 0.27.

La stratification thermique naturelle est prépondérante en particulier lorsque la combustion est tardive. En effet, plusieurs études montrent une diminution du maximum de taux de dégagement d'énergie lorsque la combustion est retardée après le PMH [118, 121, 122], l'allongement de la combustion y étant associé provenant notamment de la plus grande stratification thermique naturelle avec le retard [118, 121]. Il est à noter que ce meilleur contrôle de la combustion est également lié à la descente du piston en phase de détente, contrant les effets de la combustion [118, 122].

De nombreuses études sur l'effet de la stratification thermique ont été menées [118, 121-134], la combustion se déroule des zones les plus chaudes aux zones les plus froides [126]. Elle est alors étagée: le mélange carburé brûle séquentiellement, ce qui entraîne alors la diminution du pic de taux de dégagement de chaleur. Plus la stratification thermique est élevée, plus ce pic est faible, comme le montre la Figure V-7.

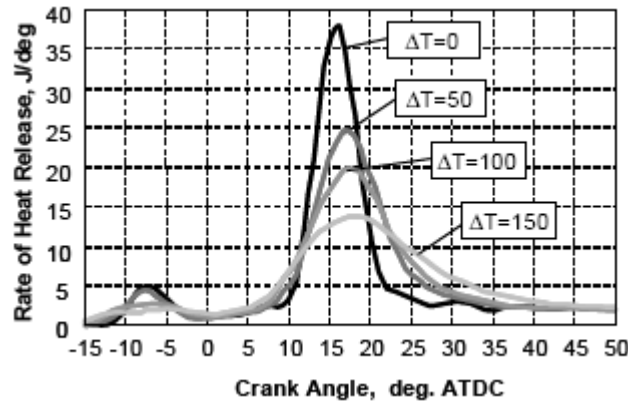


Figure V-7: Effet de la distribution en température à l'admission sur le taux de dégagement de chaleur, n-heptane, $\Phi = 0.47$, $T_{\text{adm}} \text{ moyenne} = 398\text{K}$, d'après [126]

Cependant, en cas de chauffage séparé des conduits d'admission, suivant les conditions opératoires, la stratification thermique nécessaire à l'admission doit être très importante pour qu'elle ait un effet sur le déroulement de la combustion proprement dit [127, 135], en effet si elle n'est pas assez importante, l'homogénéisation du mélange lors de l'admission et la compression conduit à annuler son effet.

1.1.2.3. Effet de la stratification de la richesse

La formation de zones plus ou moins riches au sein de la chambre de la combustion, c'est à dire la stratification de la richesse, a également été largement étudiée [38, 72, 117, 122-124, 129, 136, 137]. Il est intéressant de remarquer que l'effet de la stratification de la richesse sur la combustion dépend du type de carburant, avec ou sans combustion de type basse température (Sjöberg et al. [72] et Dec et al. [117]).

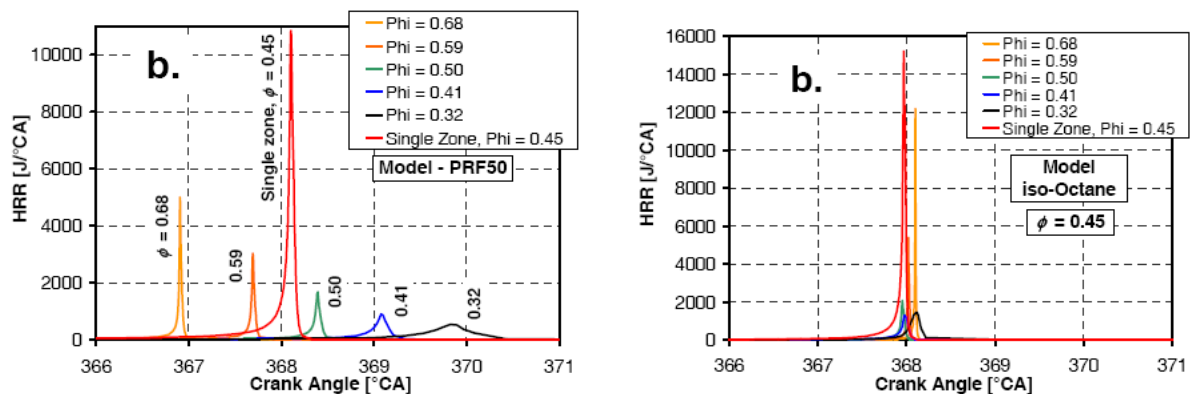


Figure V-8: Taux de dégagement de chaleur en fonction de la richesse pour différents carburants, d'après [72]

Sur la Figure V-8 sont tracés les taux de dégagement de chaleur en cas homogène et stratifié (5 zones de richesse variant entre 0.32 et 0.68) pour du PRF50, générant une flamme froide

dans les conditions étudiées, et pour de l'iso-octane, n'en générant pas. Il est visible sur cette figure qu'en cas de carburant sans flamme froide, cas de l'iso-octane, l'effet de la stratification est très faible, les zones à différentes richesses s'oxydant à des phasages très similaires. Pour les carburants présentant une flamme froide, cas du PRF50, l'effet de la stratification de la richesse sur la combustion est beaucoup plus marqué, les zones à forte richesse s'oxydant plus tôt que celles à richesse plus faible. Ce résultat s'explique par les phénomènes se produisant lors de la flamme froide, comme l'illustre la Figure V-9.

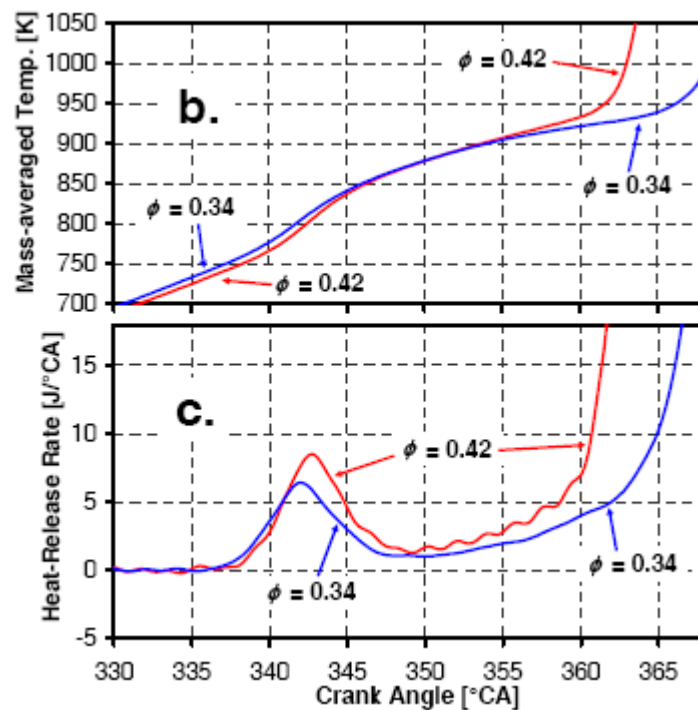


Figure V-9: Taux de dégagement de chaleur et températures cylindre en fonction de la richesse, PRF80, d'après [72]

En phase de compression, la température cylindre dans le cas le plus riche est la plus faible, la capacité calorifique du mélange étant plus élevée. La flamme froide apparaît alors légèrement plus tard que dans le cas de plus faible richesse. Cependant, la concentration en carburant étant plus élevée, l'énergie dégagée par la combustion lente est plus importante : l'écart en température cylindre s'amenuise alors, jusqu'à devenir nul au cours de la phase de NTC (autour de 350°V). Il est clairement visible sur la Figure V-9 que le taux de dégagement d'énergie lors de cette phase de la combustion est plus élevé dans le cas de richesse la plus forte, et ce, pour des angles supérieurs à 350°V, ce qui provoque l'apparition de la combustion principale de manière plus précoce.

I.1.2.4. Effet de la stratification du diluant

L'introduction, au sein de la chambre de combustion, de poches de gaz à fortes concentrations en diluant peut également permettre le contrôle du taux de dégagement d'énergie. Peu d'études sur le sujet ont été réalisées [122, 130, 138].

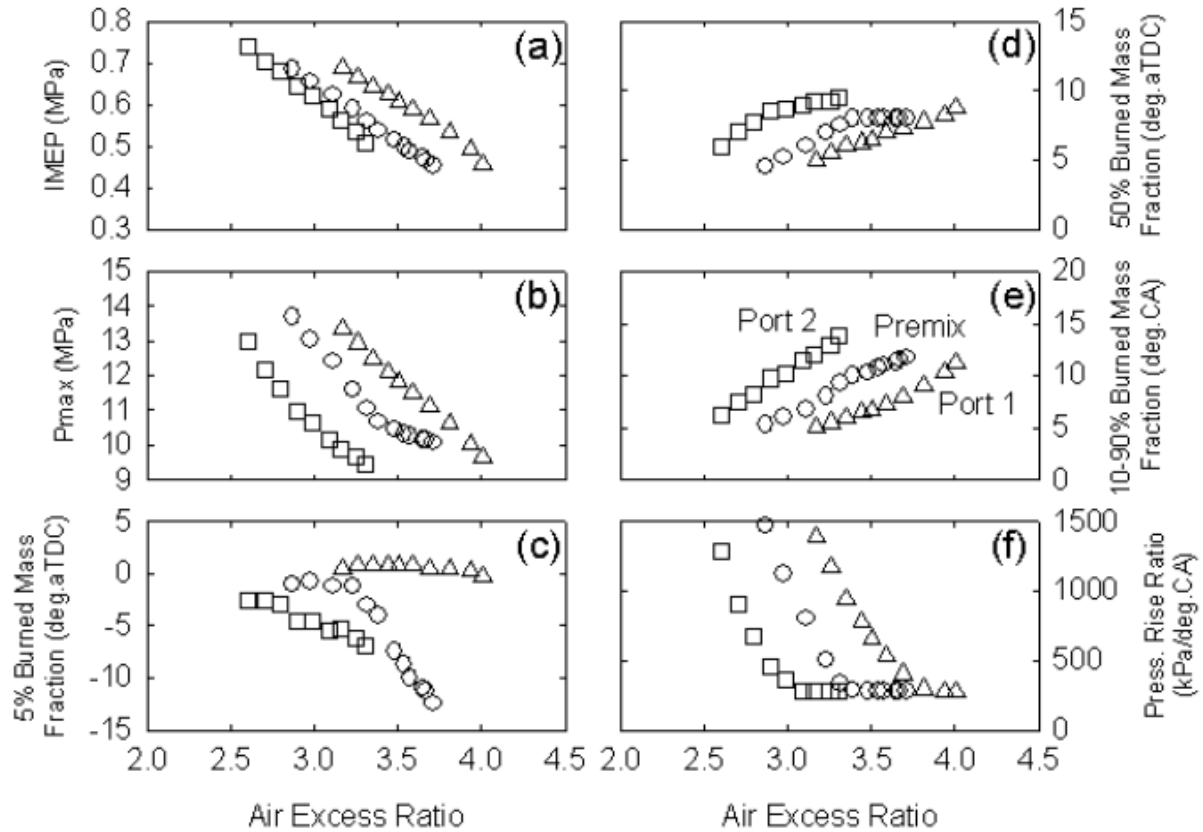


Figure V-10: Résultats expérimentaux en fonction de la distribution de l'EGR, gaz naturel, d'après [138], injection indirecte

L'étude de Tominaga et al. [138] montre à partir de simulations que suivant le mode d'admission de l'EGR au sein de la chambre de combustion, les gaz brûlés peuvent se trouver proches des parois (cas "port 1" sur la Figure V-10) ou concentrés au milieu de la chambre (cas "port 2" sur la Figure V-10).

La Figure V-10 montre que lorsque l'EGR est concentré dans les zones à basse température, proche paroi, son effet est amoindri et la combustion peu maîtrisée. Dans le cas contraire, lorsque l'EGR est concentré dans les zones à haute température, au centre de la chambre, son effet est plus important et la combustion mieux maîtrisée. L'EGR et le mélange air-carburant étant préalablement mélangés, la stratification thermique due à l'EGR est inexistante, seuls les effets thermodynamiques et chimiques de l'EGR sont alors mis en avant. En cas d'admission de l'EGR de manière homogène, l'initiation de la combustion s'effectue dans les régions les plus chaudes, i.e. au centre de la chambre de combustion. Selon Dec et al. [121], le contrôle de la combustion n'est efficace que s'il concerne les premières phases de la combustion, celles

se déroulant depuis l'initiation de la combustion principale jusqu'au moment où le gradient de pression maximum est atteint. Dans les expériences de Tominaga et al. [138], la première phase de la combustion ayant lieu au milieu de la chambre, l'admission de gaz à fortes concentrations en diluant dans cette zone provoque alors un allongement de la durée de combustion. Dans le cas contraire, l'EGR est alors distribué dans les régions brûlant tardivement, ce qui détériore le contrôle de la combustion par rapport au cas homogène. Il est à noter que la culasse utilisée lors des essais de Tominaga et al. [138] utilise deux conduits hélicoïdaux.

Un autre exemple de stratification du diluant est présenté sur la Figure V-11, provenant des travaux de Rothamer et al. [130].

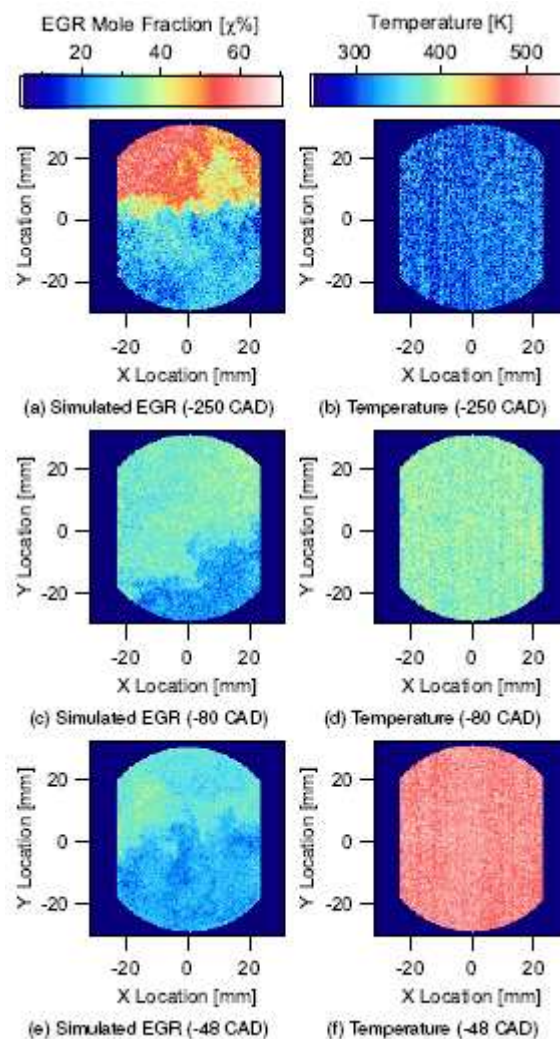


Figure V-11: Images instantanées de la distribution en diluant (N_2) et de la température lors de la stratification du diluant [130]

Lors de leurs expériences, le diluant N_2 , est introduit dans un seul des deux conduits. Nous pouvons remarquer sur la colonne de gauche l'évolution de la stratification du diluant au cours du cycle. Il est notamment intéressant de remarquer que pour un phasage de $48^\circ V$ avant le PMH (e), cette stratification est toujours présente.

1.2. Conclusion de l'étude bibliographique sur le contrôle de la combustion HCCI

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre a apporté des éléments de compréhension relatifs à deux aspects du contrôle de la combustion HCCI: le contrôle de son phasage et celui de son dégagement d'énergie. Elle permet alors de mettre en avant des pistes de recherche intéressantes, pour mettre en place les expériences sur le moteur opaque et le moteur à accès optiques.

Le contrôle du dégagement d'énergie étant une des problématiques majeures de la combustion HCCI en injections directes précoces à forte charge, les différents points étudiés durant cette thèse concernent donc:

- Effet de la stratification de la température: l'impact de cette technique sur le déroulement de la combustion dépend des conditions opératoires.
- Effet de la stratification du diluant: bien que peu étudiée, cette technique de contrôle du dégagement de chaleur semble être une voie très intéressante, lorsque le diluant est situé dans les zones les plus réactives où la combustion démarre.

La suite de ce chapitre est donc consacrée aux résultats relatifs au contrôle de la combustion HCCI réalisée à partir de la stratégie d'injection définie dans le chapitre précédent.

II. Objectifs

L'analyse de l'effet des deux types de stratification, celle de la température et celle du diluant, sur le déroulement de la combustion nécessite une étude préalable sur l'effet de la dilution proprement dit, qu'il s'agisse de l'effet de la température d'admission, du taux de dilution ou de la composition du diluant.

L'analyse des résultats conduira à une meilleure compréhension des phénomènes physiques pilotant le déroulement de la combustion, en particulier son dégagement d'énergie.

III. Effets de la dilution sur la combustion HCCI

III.1. Stratification de la température

Avant d'étudier l'effet de la stratification de la température sur le déroulement de la combustion HCCI, il est tout d'abord nécessaire de déterminer l'effet de la température d'admission sur cette dernière, pour un mélange homogène en température à l'admission.

III.1.1. Effet de la température d'admission

La combustion HCCI étant principalement contrôlée par la cinétique chimique, la température d'admission est un paramètre important pour le contrôle du phasage de la combustion. Les conditions des expériences réalisées peuvent être trouvées dans le Tableau III-5.

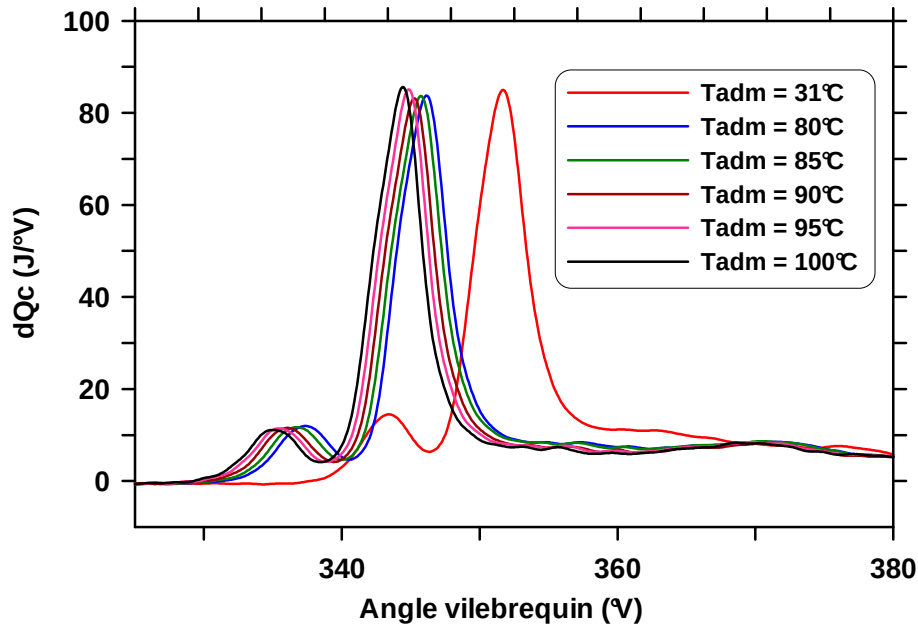


Figure V-12: Évolution du taux de dégagement de chaleur durant le cycle selon la température d'admission

L'influence de la température d'admission sur le taux de dégagement de chaleur et la pression cylindre est illustrée respectivement sur les Figure V-12 et Figure V-13. Il est clairement visible qu'une augmentation de la température d'admission provoque un avancement de la combustion et une augmentation de la pression cylindre, les débits massiques ayant été conservés durant cette variation.

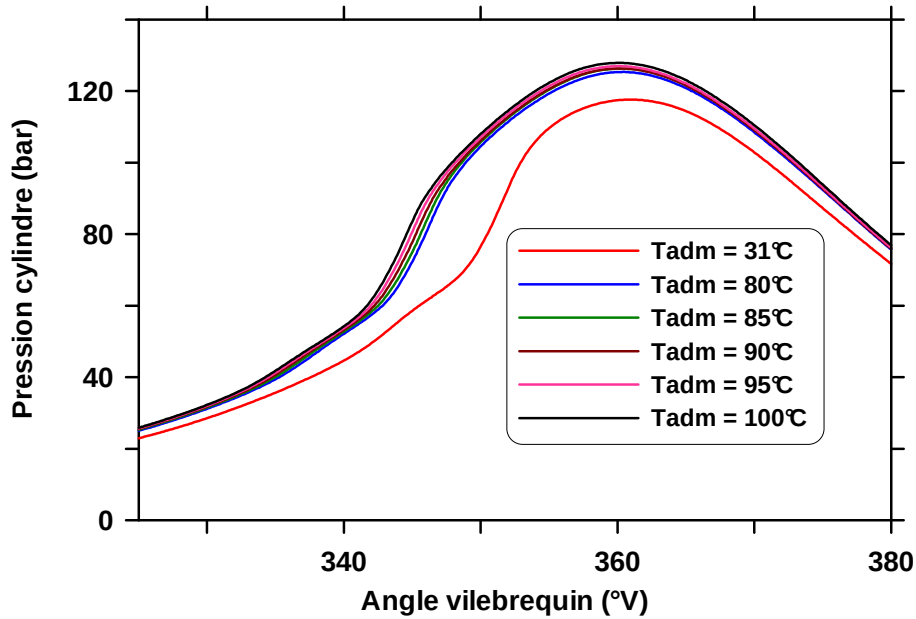


Figure V-13: Évolution de la pression cylindre durant le cycle selon la température d'admission

Nous pouvons également constater sur la Figure V-14 qu'une température d'admission plus importante mène à une forte diminution des émissions de HC, ce qui traduit une meilleure combustion, plus complète, les températures maximum obtenues durant le cycle étant plus élevées (Figure V-15).

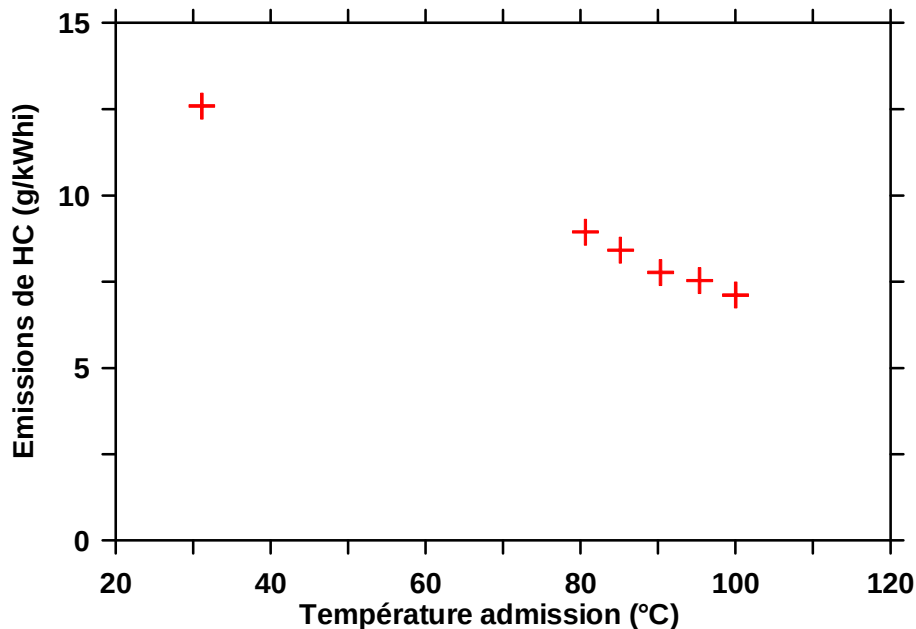


Figure V-14: Évolution des émissions de HC en fonction de la température d'admission

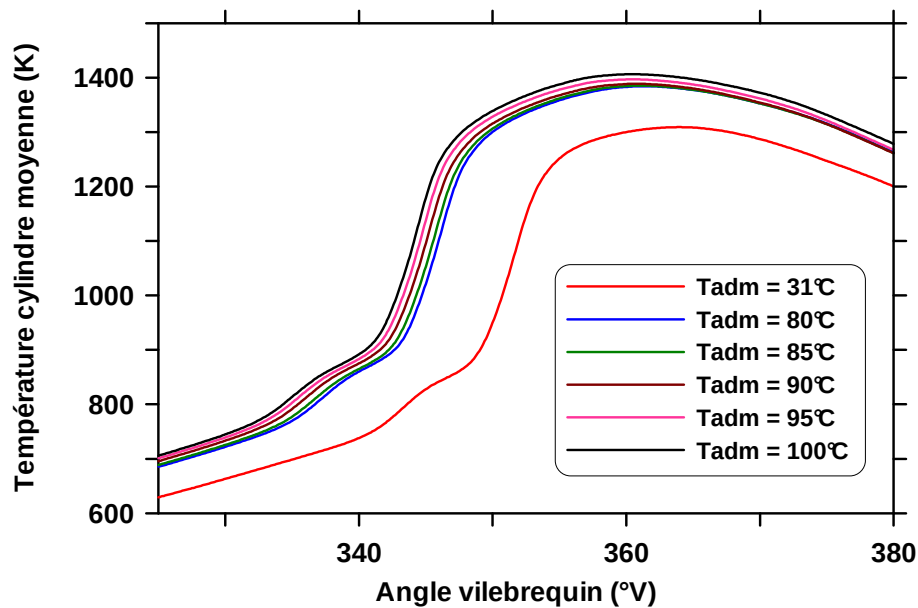


Figure V-15: Évolution de la température cylindre moyenne durant le cycle pour différentes températures d'admission

Il est également intéressant de constater sur la Figure V-16 que l'initiation de la flamme froide et de la combustion principale se fait à même température et n'est donc pas influencée par la température d'admission : autour de 750 K et 950 K respectivement. Cette température d'initiation est évidemment atteinte à différents angles vilebrequin selon l'évolution temporelle de la température du cylindre, pilotée entre autres par la température d'admission.

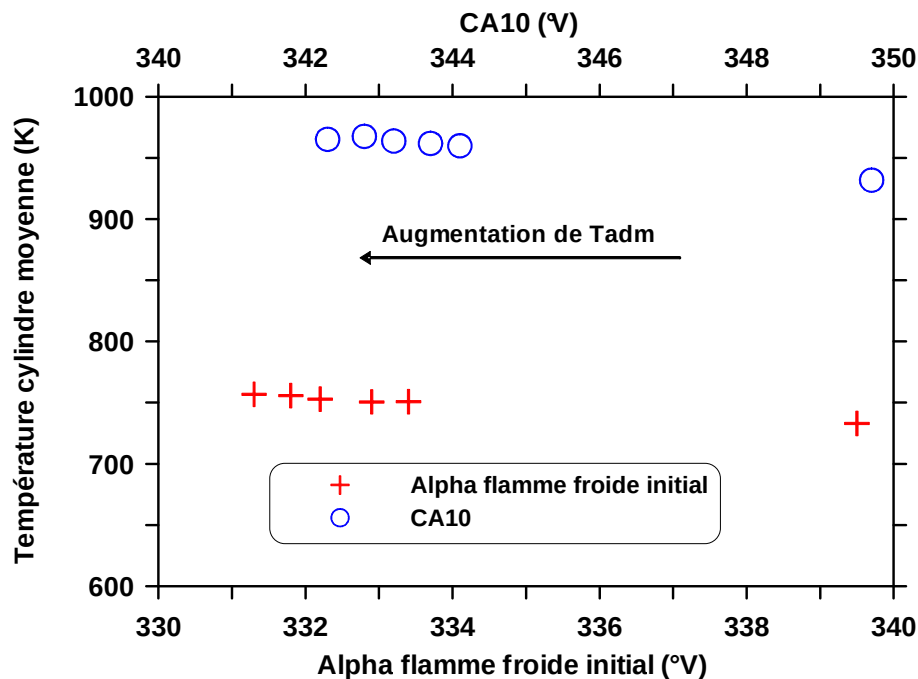


Figure V-16: Températures d'apparition de la flamme froide et de la combustion principale en fonction des angles d'occurrence de ces phases de la combustion

La Figure V-17 montre l'évolution du temps de mélange et des émissions de fumées en fonction de la température d'admission. Ce temps est défini comme la différence angulaire

entre le CA10 de la combustion principale et le début de la dernière injection, qui a lieu à 313°V. Sur cette figure, nous pouvons noter une diminution du temps de mélange, de 37°V à 29°V, pour une augmentation de la température d'admission de 30°C à 100°C, ainsi qu'une augmentation des émissions de fumées de 1 à 3 pour l'indice FSN. Cette diminution du temps de mélange et cette augmentation des émissions de fumées conduisent à penser que le mélange air-carburant est vraisemblablement moins homogène lorsque la température d'admission est augmentée.

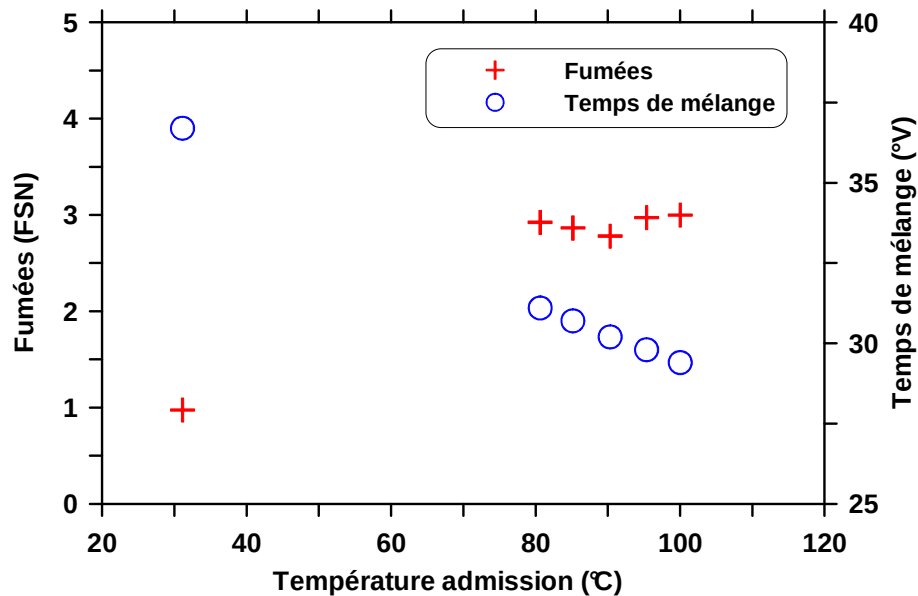


Figure V-17: Évolution des fumées et du temps de mélange avec la température d'admission

Le phasage de la flamme froide et l'homogénéité du mélange étant modifiés lors de la variation de la température d'admission, le dégagement d'énergie observé durant la flamme froide peut dépendre de cette température. L'augmentation de celle-ci mène à deux phénomènes évoluant en sens inverse:

- une diminution de l'énergie dégagée lors de la flamme froide par diminution de la pression cylindre régnant dans la chambre lors de cette dernière [48-50, 52, 58, 59, 70], illustrée sur la Figure V-18. Sur ce graphe, l'axe des ordonnées correspond à la pression cylindre mesurée à l'angle du taux de dégagement d'énergie maximum de la flamme froide.
- la présence de zones plus riches en carburant (dû à la diminution du temps de mélange) pouvant provoquer une augmentation de l'énergie dégagée durant la flamme froide [51, 53, 71, 72].

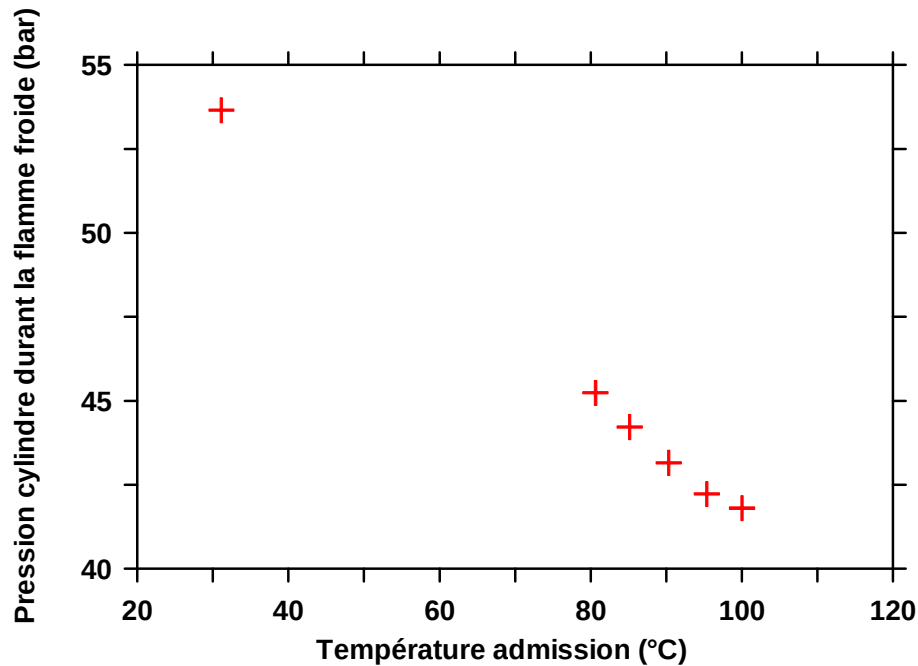


Figure V-18: Évolution de la pression cylindre correspondant au dégagement de chaleur maximal de la flamme froide en fonction de la température d'admission

La Figure V-19 représente l'influence de la température d'admission sur le dégagement d'énergie observé durant la flamme froide et sur la durée du NTC, définie ici comme la différence en angle entre le CA10 de la combustion principale et l'angle du maximum de taux de dégagement de chaleur de la flamme froide. L'augmentation de la température admission a pour effet de diminuer l'énergie libérée par la flamme froide. Il semble ainsi que pour les conditions relatives à cet essai la flamme froide est plus influencée par la diminution de la pression cylindre que par une augmentation des concentrations locales en carburant. Au contraire, la durée du NTC augmente avec la température d'admission, c'est à dire avec la diminution de la pression cylindre durant la flamme froide. Ceci correspond à différentes études de la bibliographie [48, 49, 58, 59] comme nous l'avons vu précédemment, au cours du second chapitre: la plus faible pression résidant dans la chambre de combustion lors de la flamme froide raccourcit cette dernière et retarde l'apparition de la combustion principale.

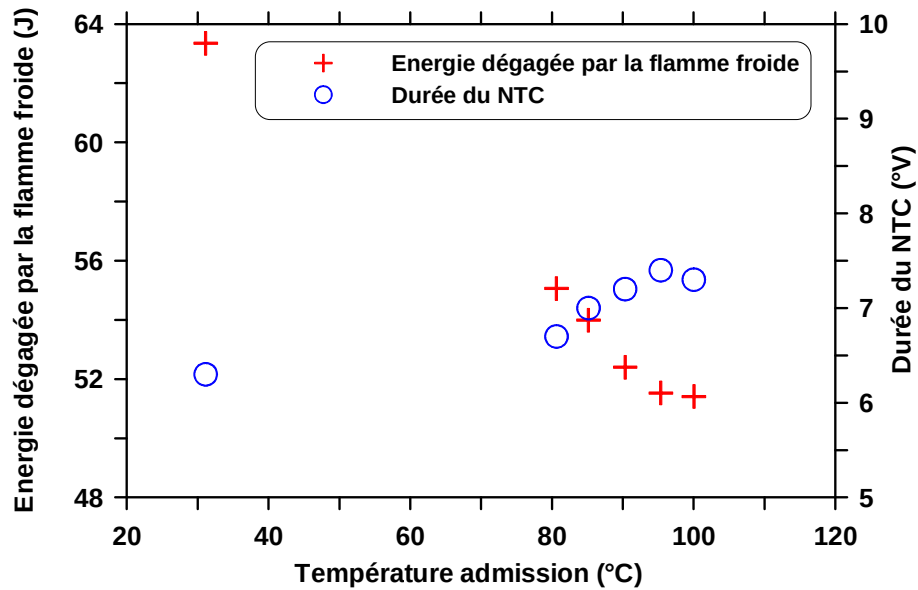


Figure V-19: Énergie dégagée durant la flamme froide et durée du NTC en fonction de la température d'admission

La Figure V-20 présente l'évolution du taux de dégagement de chaleur maximum et du bruit en fonction de la température d'admission. Au cours de ce chapitre, toutes les analyses physiques se feront à partir des courbes d'évolution des taux de dégagement de chaleur maximum. Cependant, il est également intéressant de représenter les évolutions de bruit, cette information étant pertinente dans le cadre d'une problématique de développement industriel. Nous devons néanmoins garder à l'esprit que les évolutions des deux grandeurs peuvent ne pas concorder car le signal de pression est fortement filtré par le Noisemeter lors de la détermination du bruit.

La Figure V-20 (a) montre qu'une augmentation de la température d'admission ne modifie pas le pic de taux de dégagement de chaleur, correspondant aux résultats présentés sur la Figure V-12. L'avancement de la combustion provoque une augmentation de cette grandeur pour un mélange donné. L'absence de variation du pic de taux de dégagement de chaleur avec la température d'admission conduit alors à penser que l'effet de l'avancement de la combustion est contré par la formation d'un mélange probablement moins homogène.

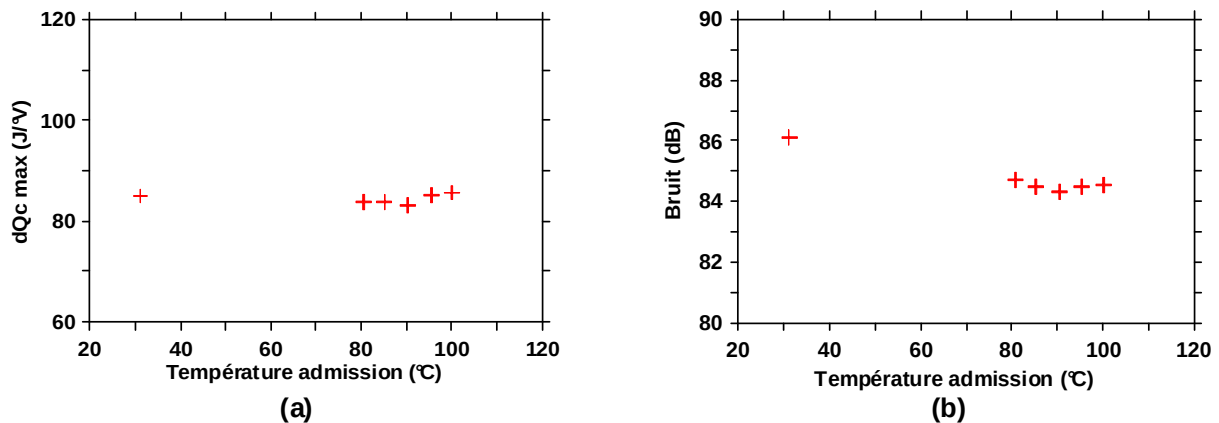


Figure V-20: Évolution du pic de taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction de la température d'admission

III.1.2. Effet de la stratification de la température

L'effet de la stratification de la température a été abordé à l'aide d'essais sur moteur opaque. Cette stratification a été réalisée en ne chauffant qu'un seul des deux conduits d'admission. Les conditions expérimentales relatives à ces essais sont répertoriées dans le Tableau III-5. Les résultats peuvent être trouvés en Annexe C et montrent que l'effet de la stratification de la température sur la combustion est faible, certainement dû aux processus de mélange. En effet, les flux gazeux chauds et froids se mélangent durant la période disponible entre leur admission dans la chambre de combustion et le début de la combustion. Une stratification thermique très importante, non réalisable avec le montage expérimental utilisé, semblerait nécessaire pour pouvoir affecter le déroulement de la combustion pour les conditions de cette étude, comme avaient conclu Krasselt et al. [127].

III.1.3. Conclusion

L'étude réalisée en mode homogène sur l'effet de la température d'admission permet de conclure qu'une augmentation de la température d'admission conduit à un avancement de la flamme froide et de la combustion principale car les températures d'inflammation sont atteintes plus tôt dans le cycle. Le pic de taux de dégagement de chaleur n'augmente pas avec la température d'admission car le mélange air-carburant semble alors plus stratifié. Enfin, nous remarquons que la flamme froide et le NTC semblent fortement dépendants de la pression cylindre régnant dans la chambre de combustion.

Les résultats relatifs à l'effet de la stratification de la température sur le déroulement de la combustion HCCI montrent que cette technique est peu efficace pour les conditions de cette étude. Le mélange des gaz chauds et froids conduit à fortement diminuer la stratification thermique introduite à l'ouverture des soupapes d'admission de telle sorte qu'elle est insuffisante proche du PMH pour modifier sensiblement le déroulement de la combustion.

III.2. Stratification du diluant

De la même façon que précédemment, avant d'étudier l'effet de la stratification du diluant sur le déroulement de la combustion, nous devons tout d'abord déterminer l'effet du taux de dilution ainsi que celui de la composition du diluant sur cette dernière, pour un mélange homogène entre le diluant et l'air.

III.2.1. Effet du taux de dilution

Afin d'étudier l'influence du taux de dilution sur le contrôle de la combustion, il a été choisi d'admettre de l'azote plutôt que de l'EGR réel, afin d'avoir un contrôle précis du taux de dilution sans avoir l'effet de la composition. Le taux de dilution massique est calculé par division entre le débit massique de N_2 et le débit massique total (Équation V-1) :

$$dil = \frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{N_2} + \dot{m}_{air}} \cdot 100 \quad \text{Équation V-1}$$

avec :

- dil : taux de dilution massique
- $\dot{m}_{N_2}$: débit massique de N_2
- $\dot{m}_{air}$: débit massique d'air

Le débit d'air, la stratégie d'injections et la richesse ($\Phi = 0.67$) sont maintenus identiques. Les conditions de fonctionnement relatives à ces expériences sont répertoriées dans le Tableau III-5.

Les débits de carburant et d'air étant conservés, une augmentation du taux de dilution massique provoque une augmentation de la masse admise, donc de la pression d'admission. La pression cylindre mesurée au cours de la compression est ainsi d'autant plus élevée que le taux de dilution est grand. Ceci est représenté sur la Figure V-21, entre 325°V et 340°V environ.

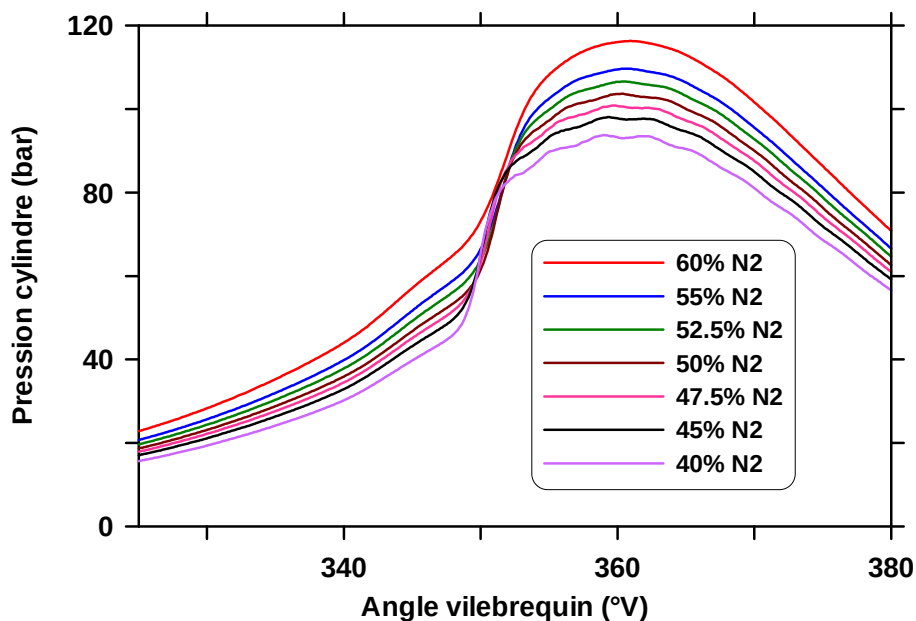


Figure V-21: Évolution de la pression cylindre en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

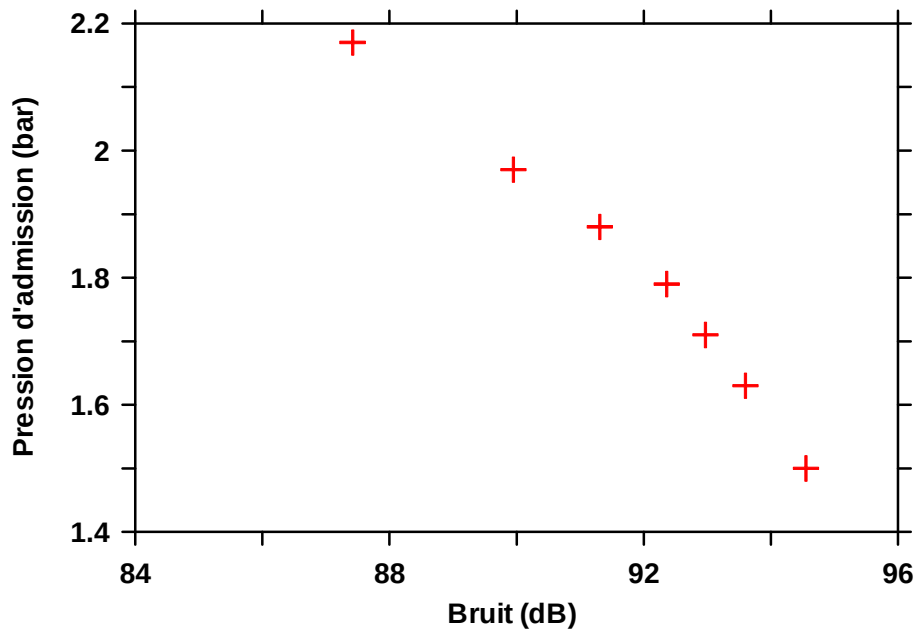


Figure V-22: Évolution de la pression d'admission avec le bruit, diluant: N_2

Cette augmentation de la pression d'admission avec le taux de dilution peut être regardée sous un angle différent. En effet, sur la Figure V-22, nous pouvons constater une augmentation de la pression d'admission avec la diminution du bruit : il est donc nécessaire de maintenir une pression d'admission supérieure à 2 bar pour garantir un niveau de bruit inférieur à 90 dB. Cela implique et nous prouve donc que l'amélioration du contrôle de la combustion par l'augmentation du taux de dilution n'est pas réalisable sur moteur série avec turbocompresseur, de telles pressions d'admission ne pouvant être atteintes par manque d'énergie à la turbine et par pompage du compresseur.

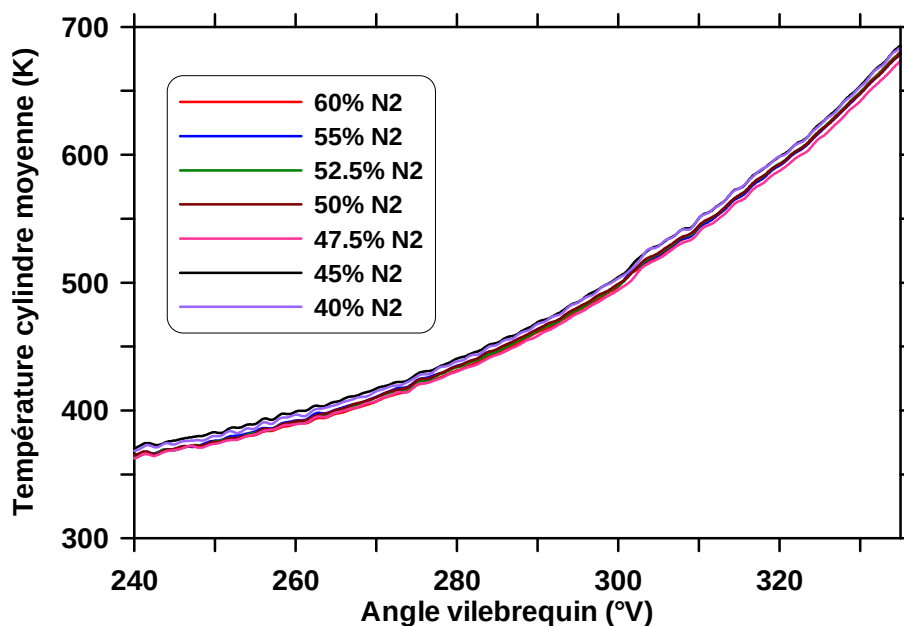


Figure V-23 : Évolution de la température moyenne mesurée lors de la phase de compression pour différents taux de dilution massique, diluant: N_2

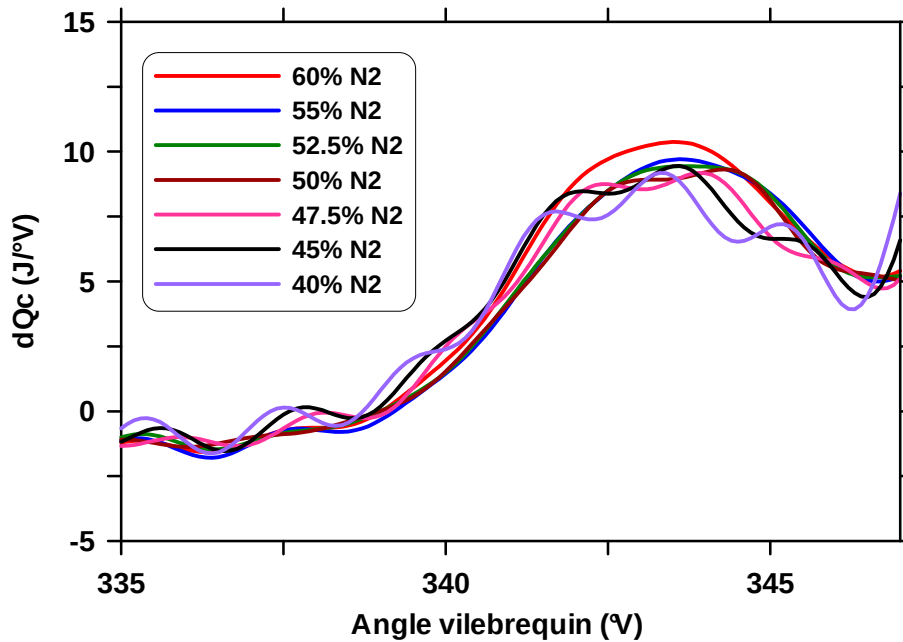


Figure V-24: Taux de dégagement d'énergie généré par la flamme froide en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

Les concentrations des espèces réactives ne variant pas en fonction du taux de dilution, tout comme les températures durant la phase de compression (Figure V-23), la première phase de la combustion, la flamme froide, apparaît au même angle quel que soit le taux de dilution comme le montre la Figure V-24.

De plus, il est attendu que l'augmentation de la pression cylindre observée pour des taux de dilution plus élevés (Figure V-21) mène à une augmentation de l'énergie dégagée durant la flamme froide, comme nous l'avons vu durant l'étude bibliographique dans le second chapitre [48-50, 52, 58, 59, 70]. Cependant, la masse gazeuse augmentant également, qu'en est-il de l'élévation de la température suite à la libération d'énergie par la flamme froide? La Figure V-25 montre que plus le taux de dilution massique est élevé, plus l'échauffement des gaz dû à la combustion lente est faible. L'effet induit par la masse est donc probablement plus important que l'augmentation de l'énergie dégagée lors de la flamme froide avec la pression pour les conditions de cette étude. Il est à noter que cette élévation de la température est calculée comme étant la différence entre les températures à l'angle marquant le milieu de la zone de NTC, angle de minimum de taux de dégagement d'énergie entre les angles de pic de taux de dégagement de chaleur de la flamme froide et de la combustion principale, et à l'angle d'apparition de la flamme froide. Cette élévation de température prend donc en compte le dégagement d'énergie lors de la flamme froide et l'effet induit par la compression des gaz.

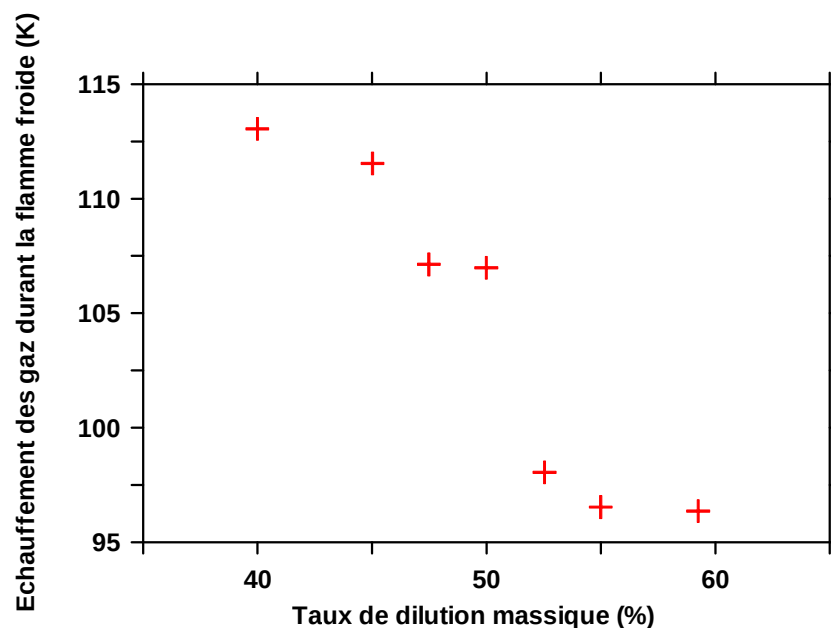


Figure V-25: Évolution de l'augmentation de la température suite à la flamme froide en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

Le taux de dégagement de chaleur observé durant la combustion principale pour les différents taux de dilution testés est représenté sur la Figure V-26. Nous remarquons sur cette figure que l'angle d'initiation de la combustion principale varie peu en fonction du taux de dilution, les différences relevées étant de l'ordre du degré vilebrequin environ.

Nous pouvons également noter que le taux de dégagement d'énergie maximum relevé durant la combustion principale est d'autant plus faible que le taux de dilution est élevé, ceci rejoignant les résultats présentés sur la Figure V-27 (a). La Figure V-27 (b) représente, quant à elle, le bruit, qui évolue comme le maximum du taux de dégagement d'énergie.

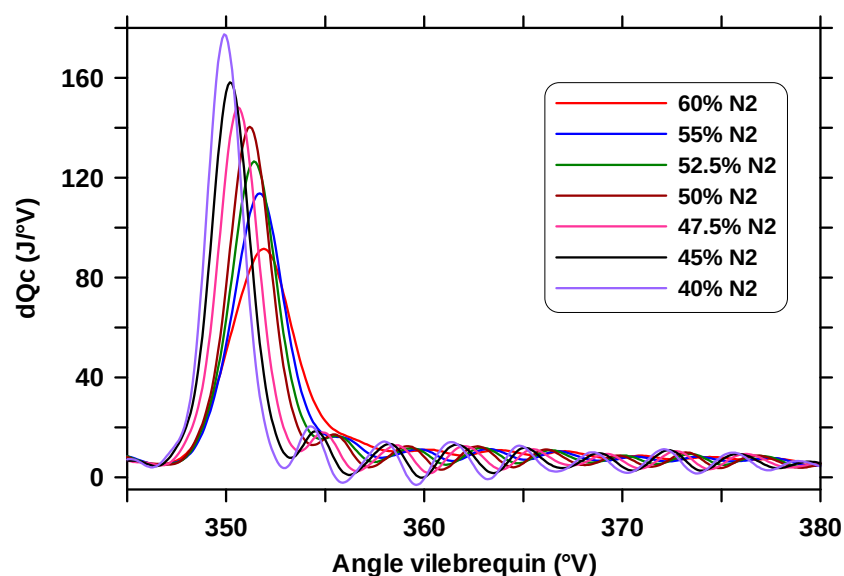


Figure V-26: Variation du taux de dégagement de chaleur de la combustion principale en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

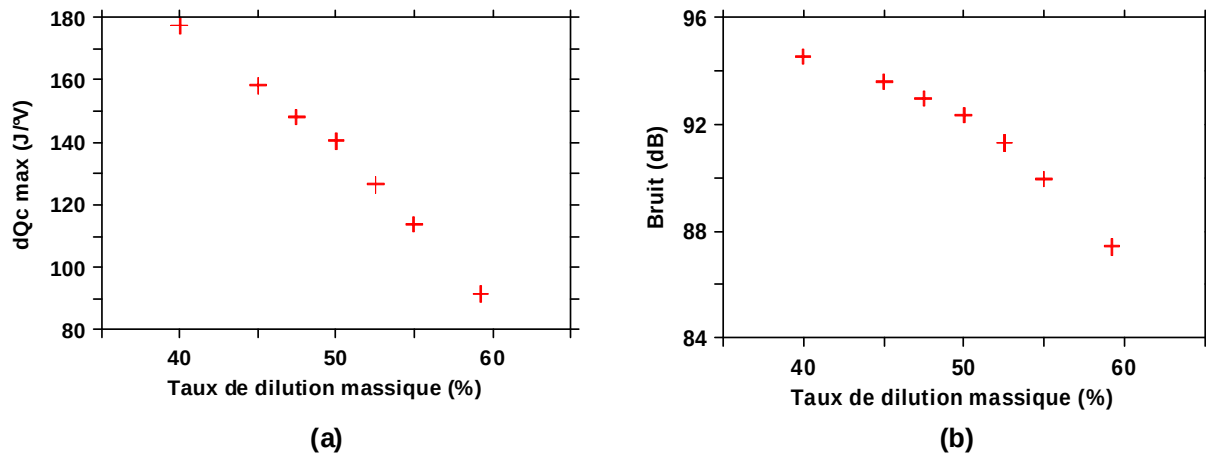


Figure V-27: Évolution du pic de taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

Cette diminution des taux de dégagement de chaleur maximum avec le taux de dilution massique provient probablement comme précédemment de l'effet induit par la plus grande masse de gaz présente dans le cylindre, les concentrations des espèces réactives ne variant pas avec le taux de dilution. En effet, la masse plus importante induit un échauffement local plus faible pour un dégagement d'énergie donné. Ceci explique les plus faibles températures obtenues durant la combustion principale en cas de plus fort taux de dilution comme le montre la Figure V-28. Cette élévation de température locale plus faible conduit à des taux de réactions chimiques moins importants, expliquant ainsi le plus faible pic de taux de dégagement de chaleur observé durant la combustion principale. La vitesse de combustion est ainsi moins élevée expliquant la tendance obtenue sur la Figure V-27 (a).

Il est également intéressant de noter que le signal de pression cylindre présente de fortes fluctuations pour les cas de faibles taux de dilution (Figure V-21). Ceci est dû à la combustion très rapide du mélange carburé conduisant à de très forts gradients de pression cylindre, de près de 25 bar/°V en moyenne. Une onde de pression est alors créée. Cela explique également les oscillations observées sur les courbes de température (Figure V-28), ou encore sur celles du taux de dégagement de chaleur lors de la combustion principale (Figure V-26), ceux-ci étant calculés à partir du signal de pression cylindre.

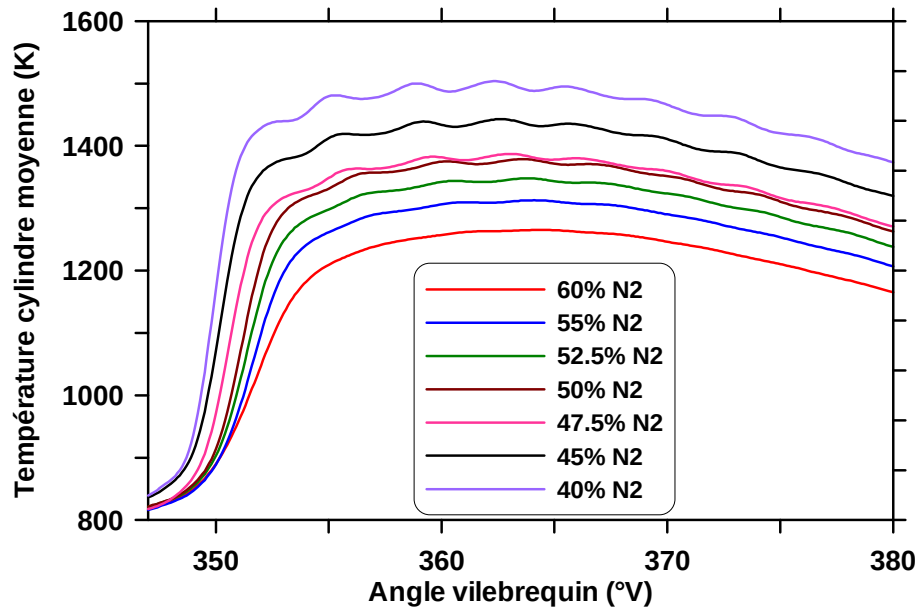


Figure V-28: Évolution de la température durant la combustion principale en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

Les températures moyennes calculées étant fortement dépendantes du taux de dilution, il est intéressant d'étudier l'évolution des émissions polluantes en fonction de ce taux. La Figure V-29 présente l'évolution des émissions de CO et de NO_x en fonction du taux de dilution. L'effet principal de la dilution est sur les émissions de NO_x , fortement affectées par la température selon le mécanisme de Zeldovich. De plus, nous pouvons constater que les émissions de CO augmentent avec le taux de dilution. Les températures étant plus faibles pour un taux de dilution plus élevé, les réactions d'oxydation du CO sont moins favorisées.

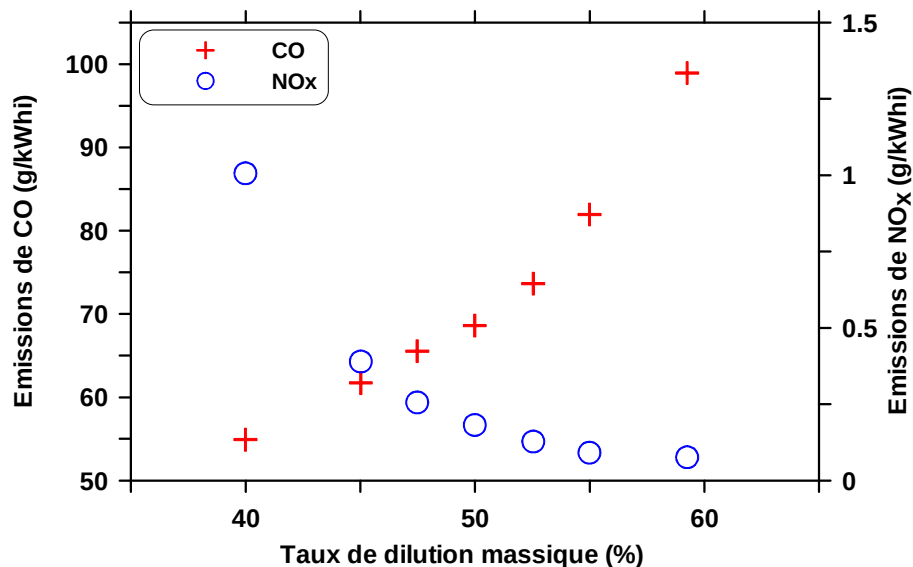


Figure V-29: Évolution des émissions de CO et de NO_x en fonction du taux de dilution massique, diluant: N_2

III.2.2. Effet de la composition du diluant

Dans ce paragraphe, nous comparons l'effet de la dilution par N_2 à celui lié à l'utilisation d'EGR réel sur le déroulement de la combustion HCCI. Les conditions expérimentales peuvent être trouvées dans le Tableau III-5.

Les expériences avec EGR réel ont été effectuées pour une richesse inférieure à celle obtenue lors des essais avec N_2 . Afin de découpler l'effet de la richesse de celui de la composition des gaz, une série d'essais supplémentaires avec une variation contrôlée de la richesse a été réalisée. Les résultats présentés en Annexe D-1 ont montré qu'une diminution de la richesse conduit à une légère augmentation du maximum de taux de dégagement de chaleur et à un avancement de la combustion mais ne modifie en aucun cas le bruit. La Figure V-30 présente l'évolution de la température normalisée par sa valeur à $240^\circ V$ lors de la phase de compression pour les deux gaz de dilution utilisés. Il est à noter que la comparaison est réalisée pour des taux de dilution massique recalculés similaires (voir Annexe E), autour de 40%, et de richesse équivalente également, $\Phi = 0.6$. Le calcul du taux de dilution massique recalculé n'est réalisé que dans le cas EGR.

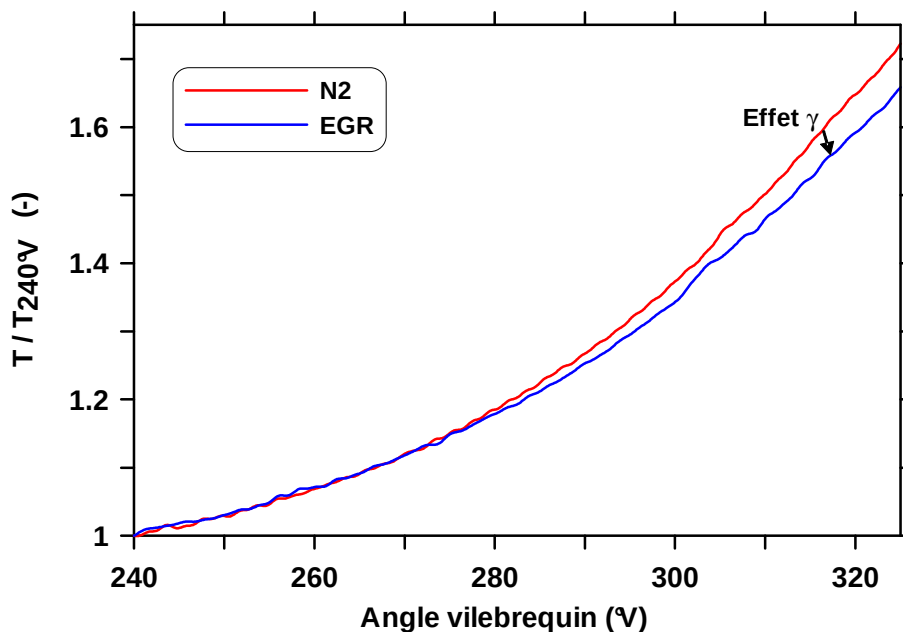


Figure V-30: Évolution de la température moyenne normalisée calculée lors de la compression en fonction du gaz de dilution. $\Phi_{N_2} = \Phi_{EGR} = 0.6$, 40% N_2 , 43% EGR réel

Cette figure met en avant l'effet du refroidissement thermodynamique dû à la présence de CO_2 et H_2O recirculés dans le cas EGR réel. En effet, la pente de montée en température durant la phase de compression est plus faible dans le cas EGR réel, dû à un rapport plus faible (le coefficient isentropique) entre les capacités calorifique à pression constante et à volume constant (Figure V-31).

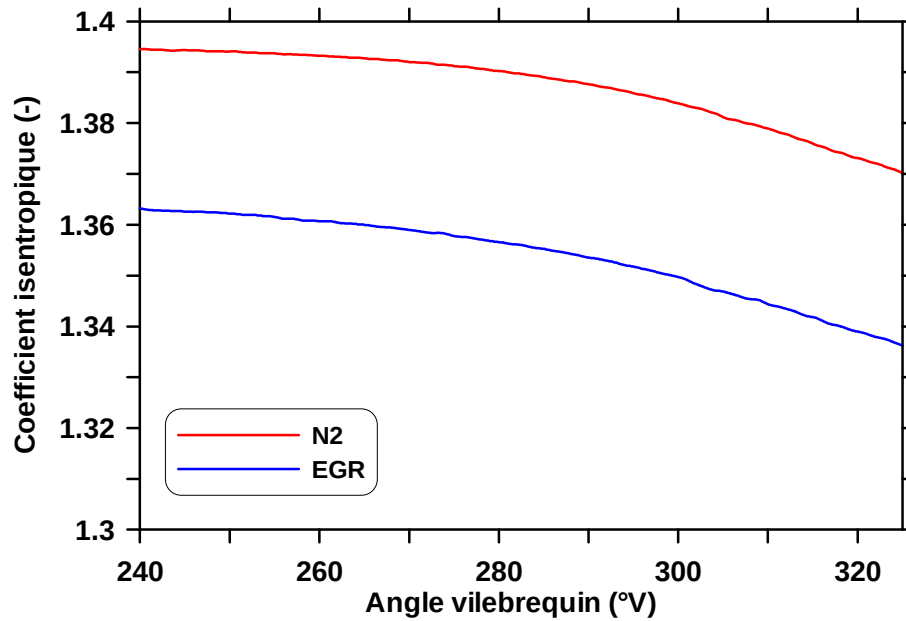


Figure V-31: Évolution du coefficient isentropique durant la compression pour les deux configurations de dilution. $\Phi_{N_2} = \Phi_{EGR} = 0.6$, 40% N_2 , 43% EGR réel

La Figure V-32 (a) montre l'évolution des températures moyennes calculées en phase de combustion et la Figure V-32 (b) celle du taux de dégagement de chaleur pour les deux cas de dilution. Ces courbes montrent qu'en cas d'EGR réel, la combustion est retardée. Ce retard est dû à l'effet thermique et à l'effet chimique engendrés par la présence de H_2O , CO , HC et NO_x pour le cas EGR réel. Il ne nous est pas possible de faire la distinction entre ces différents effets car aucune expérience de découplage de ces effets n'a été réalisée.

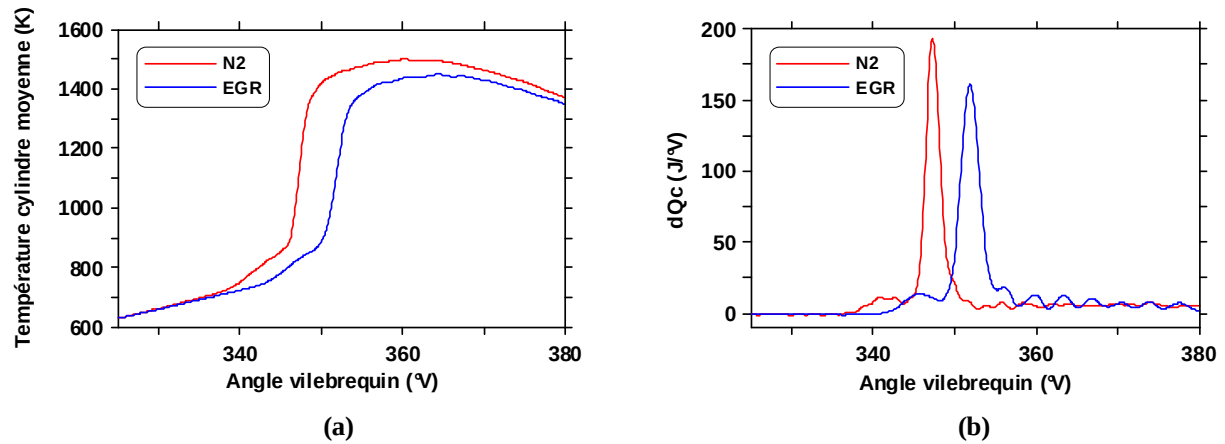


Figure V-32: Évolution de la température moyenne calculée lors de la combustion (a) et du taux de dégagement de chaleur (b) pour les deux cas de dilution, $\Phi_{N_2} = \Phi_{EGR} = 0.6$, 40% N_2 , 43% EGR réel

De plus, la Figure V-32 (a) montre que les températures moyennes calculées au cours de la combustion sont plus basses dans le cas EGR réel. Cette diminution des températures moyennes engendre une diminution de la vitesse des réactions chimiques, pouvant alors expliquer la diminution du pic de taux de dégagement de chaleur observé dans le cas EGR

réel (Figure V-32 (b)). Ceci peut également être lié à la variation du phasage de la combustion.

Cette diminution des taux de dégagement de chaleur dans le cas EGR réel est confirmée par la Figure V-33, qui représente l'évolution du maximum du taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique et pour les deux cas de dilution. Il est à noter que les résultats présentés sur cette figure dans le cas N_2 sont relatifs à une richesse de $\Phi = 0.67$, contre une richesse de $\Phi = 0.6$ pour l'EGR réel. Toutefois, cela influence peu les résultats concernant le bruit (voir Annexe D-1) mais affecte légèrement le pic de taux de dégagement de chaleur (légèrement plus faible pour une richesse plus élevée) comme déjà discuté.

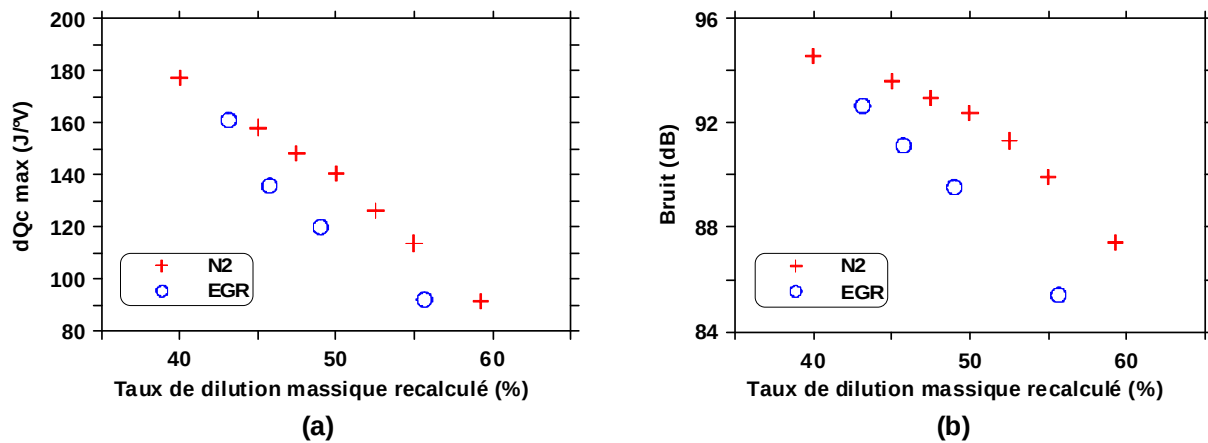


Figure V-33: Évolution du pic de taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique recalculé, pour les deux cas de dilution. $\Phi_{N_2} = 0.67$, $\Phi_{EGR} = 0.6$

III.2.3. Effet de la stratification du diluant

Comme l'effet de la stratification du diluant sur la combustion est fonction du mélange entre celui-ci et l'air, la configuration géométrique choisie pour admettre le diluant dans le moteur est un paramètre important. Comme la culasse utilisée offre la possibilité d'utiliser deux conduits admission tangentiel et hélicoïdal (voir Figure III-5), plusieurs configurations ont été testées:

- Diluant dans le conduit hélicoïdal
- Diluant dans le conduit tangentiel
- Modification de l'acoustique admission

Le N_2 a été choisi comme diluant lors de cette étude sur moteur opaque. Le débit de ce diluant se contrôle facilement et permet de réaliser des expériences de compréhension, plus répétables statistiquement. Les résultats de l'étude optique apporteront des éléments de compréhension permettant de localiser précisément les zones où se trouve le diluant. Les différents résultats obtenus seront vérifiés en utilisant l'EGR réel, diluant beaucoup plus réaliste.

Les conditions relatives à ces essais sont répertoriées dans le Tableau III-5 pour les expériences sur le moteur opaque et dans le Tableau III-6 pour celles sur le moteur à accès optiques.

III.2.3.1. Diluant dans le conduit hélicoïdal

La Figure V-34 présente l'évolution du taux de dégagement de chaleur maximum (a) et du bruit (b) pour les cas homogène et stratifié lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal. Nous constatons que la stratification du diluant conduit à une diminution du taux de dégagement de chaleur maximum et du bruit par rapport au cas homogène pour des taux de dilution supérieurs ou égaux à 50%, l'effet étant bien moindre en dessous de cette valeur. Afin d'identifier l'effet de la stratification du diluant sur la combustion, nous focaliserons les essais sur des taux de dilution supérieurs ou égaux à 50%.

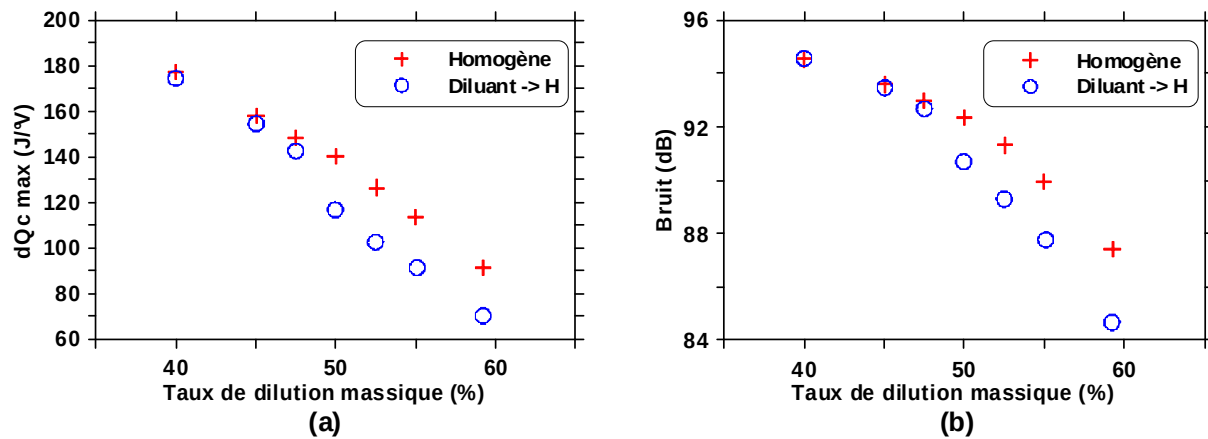


Figure V-34: Évolution du taux de dégagement de chaleur maximum (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique pour les cas homogène et stratifié (diluant: N₂)

Comme le montre la Figure V-35, la combustion principale apparaît plus tardivement dans le cas stratifié, alors que la flamme froide ne semble pas impactée par la stratification du diluant.

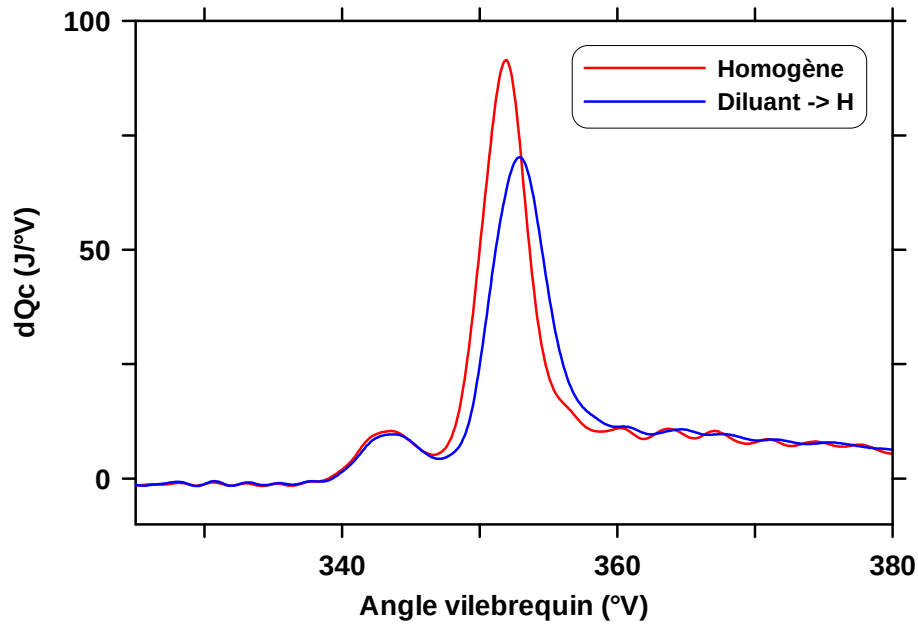


Figure V-35: Évolution du taux de dégagement de chaleur au cours du cycle pour les cas homogène et stratifié (60% de dilution, diluant: N_2)

Afin de comprendre l'origine de ce phénomène, nous avons réalisé des essais sur moteur optique avec fluorescence sur le biacetyl, introduit dans le conduit emprunté par l'air. Ainsi les zones à forte intensité représentées en rouge sur les images correspondent à une forte concentration en air alors que les zones en bleu représentent une forte concentration de diluant.

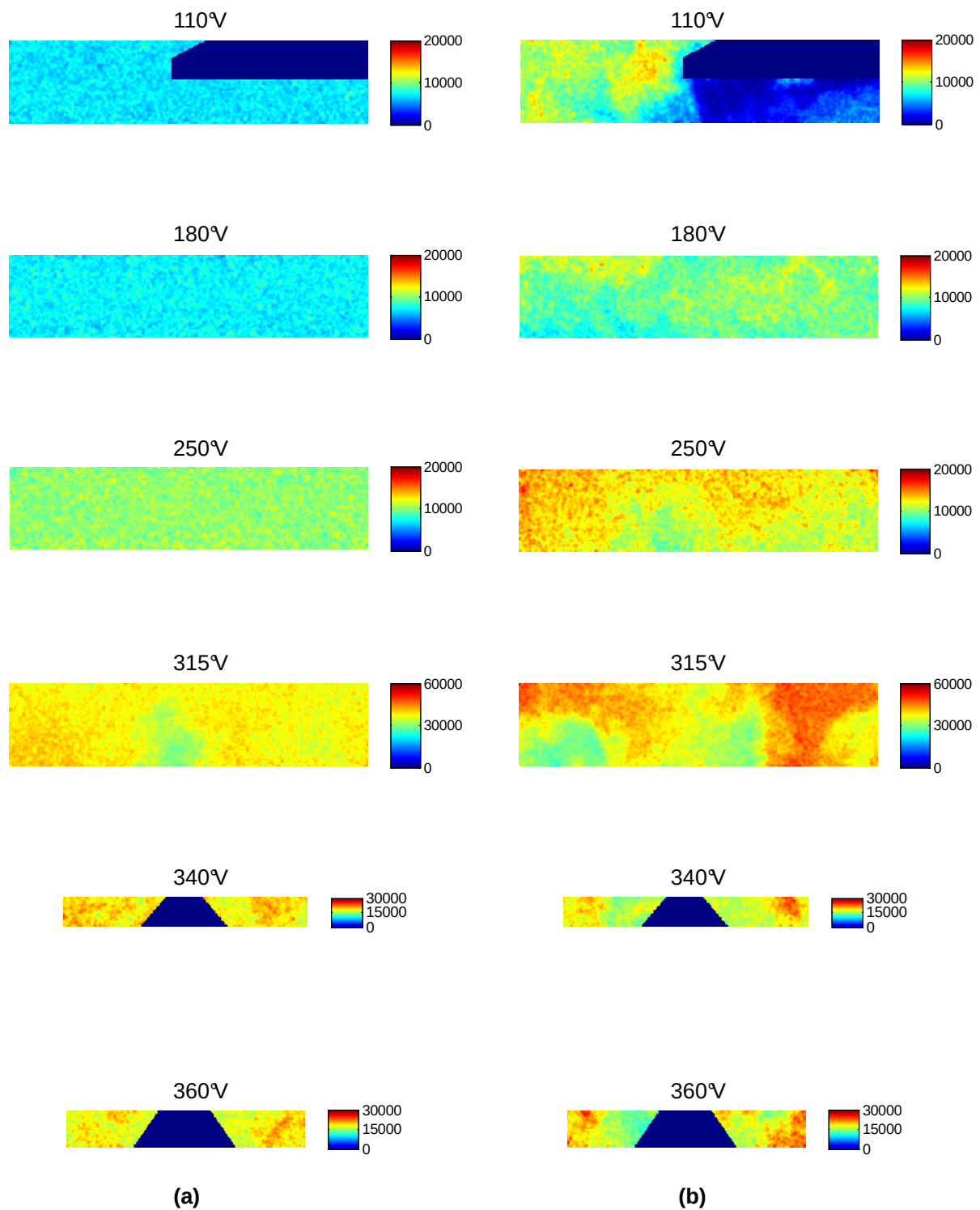


Figure V-36: Série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié (b)

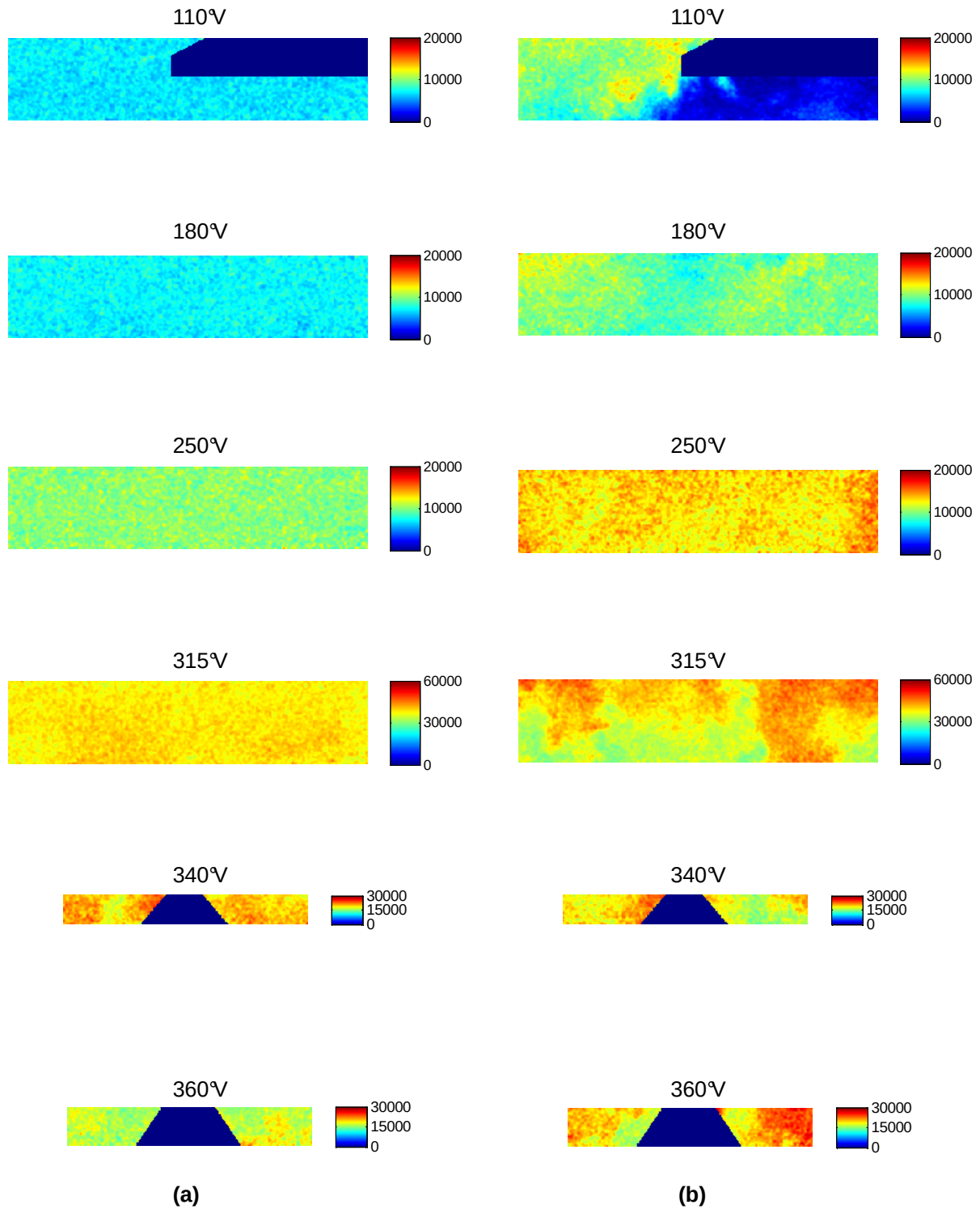


Figure V-37: Autre série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié (b)

La Figure V-36 et la Figure V-37 présentent deux exemples de série d'images instantanées, corrigées et filtrées en mode homogène et stratifié par le diluant dans le conduit hélicoïdal au cours du cycle.

Cas homogène : nous constatons une légère stratification en mode homogène à partir de 315°V. Sur la Figure V-36 (a), nous remarquons en effet une zone à faible intensité au centre

de l'image pour l'angle de 315°V . Sur la Figure V-37 (a) le même phénomène est observable mais à l'angle de 340°V . L'ensemencement du biacetyl étant homogène, ce résultat semble provenir de la stratification naturelle en température puisque la température a un effet sur la section efficace d'absorption et le rendement de fluorescence du biacetyl. Cela semble cohérent avec le fait que la stratification thermique naturelle n'est importante que tard dans la compression [120]. Elle est liée à la convection jusqu'au centre de la chambre de combustion de poches de gaz froids initialement localisés proches des parois.

Cas stratifié : pour un angle de 110°V , les Figure V-36 (b) et Figure V-37 (b) montrent que le diluant est situé sur la partie droite de la zone de post-traitement, c'est à dire sous les soupapes d'admission, l'air occupant les zones situées du côté des soupapes d'échappement. Le mélange est alors très stratifié lors de la pleine ouverture des soupapes d'admission. Pour les angles de 180°V à 315°V , la stratification est toujours présente bien que moins intense qu'à 110°V , ceci est vraisemblablement dû au mélange entre les flux gazeux provenant des deux conduits d'admission. L'angle de 340°V , particulièrement intéressant, correspond au début de la flamme froide : sur la Figure V-36 (b), nous constatons que les zones intérieures du bol sont à plus faible intensité, donc qu'elles contiennent plus de diluant que les zones externes. Sur la Figure V-37 (b), il semble au contraire que les zones extérieures du bol contiennent plus de diluant. Toutefois, la Figure V-35 montrait que la stratification du diluant n'impactait pas la flamme froide : dégagement d'énergie identique qu'en cas homogène. A ce stade de l'étude, nous ne pouvons comprendre pourquoi cette stratification visible sur les images à 340°V impacte si peu la flamme froide. Enfin, à 360°V , qui correspond à la fin de la combustion principale, il apparaît sur les deux séries d'images instantanées que les zones internes du bol contiennent plus de diluant que les zones externes. Comme au PMH, le volume de la chambre de combustion peut être assimilé au volume du bol du piston, la zone de post-traitement à cet angle est donc une coupe du volume occupé par l'ensemble des gaz admis dans le moteur. Il semble donc que pour un taux de dilution donné, le taux de dilution local dans les zones proches du téton soit plus important en cas de stratification que dans le cas homogène. Il paraît ainsi que lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal, celui-ci est concentré dans les zones où se situe le carburant, i.e. dans les zones réactives. Ce résultat peut expliquer l'effet de la stratification sur la combustion principale observé sur la Figure V-35 et sur le pic de taux de dégagement de chaleur constaté sur la Figure V-34 (a) pour des taux de dilution supérieurs ou égaux à 50%: les régions réactives sont fortement diluées, ce qui retarde la combustion principale et diminue le taux de dégagement de chaleur maximum.

Il s'agit maintenant de vérifier ces résultats à l'aide d'images moyennes, ce qui permet de visualiser les zones où se situe le diluant de manière préférentielle. Ceci est représenté sur la Figure V-38.

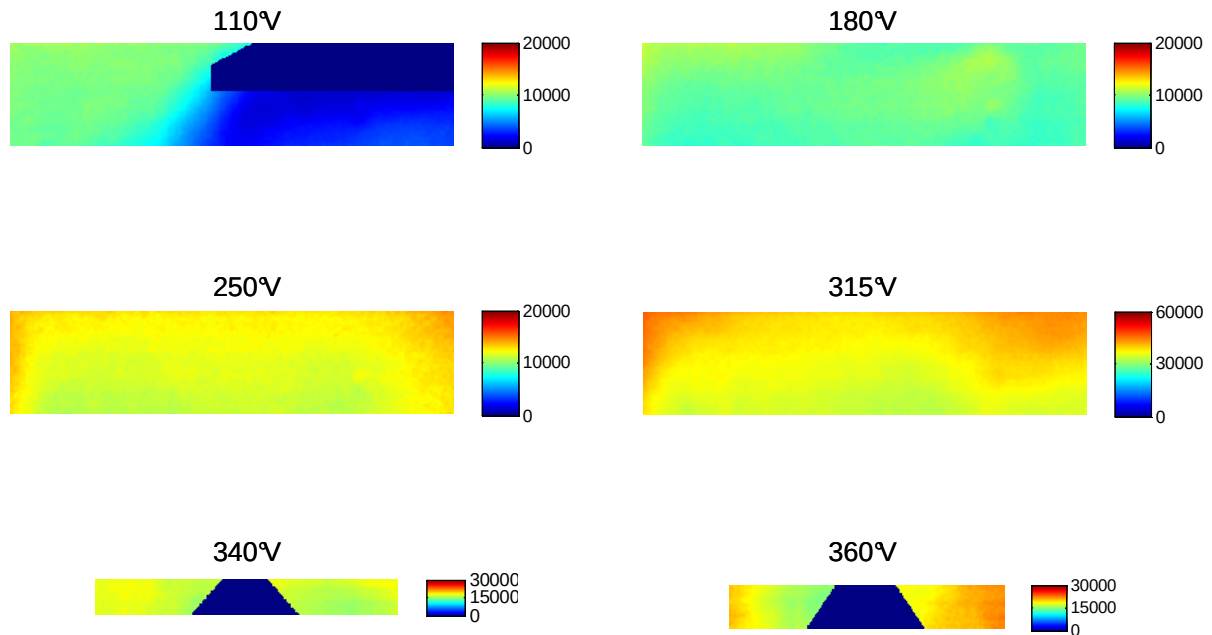


Figure V-38: Images moyennes - cas stratifié

Sur cette figure, l'image moyenne du cas homogène n'a pas été représentée, car la correction par le profil moyen d'énergie laser (déterminé à partir du cas homogène) conduit de ce fait à une image moyenne parfaitement homogène (normalisation de l'image moyenne par elle-même). En d'autres termes, la méthode de correction par le profil laser fait que les images moyennes obtenues en stratifié sont directement comparables avec le cas homogène. Pour l'angle 110°V, le diluant se situe du côté des soupapes d'admission. A l'angle 340°V, il apparaît que le mélange contenu dans la zone de post-traitement est relativement homogène, lissant l'effet de stratification observé sur les images instantanées (Figure V-36 (b) et Figure V-37 (b)). Il semble ainsi qu'à cet angle, les fluctuations de l'intensité des pixels image à image soient importantes, résultant en une image moyenne relativement homogène. Ce résultat est confirmé par l'analyse statistique (Annexe F-1), le coefficient de variation de l'intensité des pixels de l'ensemble des images du set étant élevé. Le mélange homogène en moyenne est en adéquation avec l'absence d'effets notables de la stratification sur la flamme froide. A l'angle 360°V, le diluant se concentre de manière préférentielle dans les zones intérieures du bol du piston, confirmant les résultats présentés précédemment à partir de l'analyse des images instantanées. Tous ces résultats sont soutenus par l'analyse statistique effectuée et présentée en Annexe F-1.

En conclusion, lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal, pour un angle correspondant à l'apparition de la flamme froide (340°V) le mélange est relativement homogène alors que pour un angle de fin de combustion principale (360°V), les zones réactives, proches du téton, ont un taux de dilution élevé. Il est probable que les mouvements aérodynamiques dans le bol du piston en fin de compression, notamment liés à l'effet de chasse, conduisent à ce déplacement du diluant vers l'intérieur du bol entre les angles de 340°V et 360°V, i.e. au cours de la combustion, entraînant une combustion plus tardive et moins rapide, donc mieux contrôlée. Ces résultats sont schématisés sur la Figure V-39.

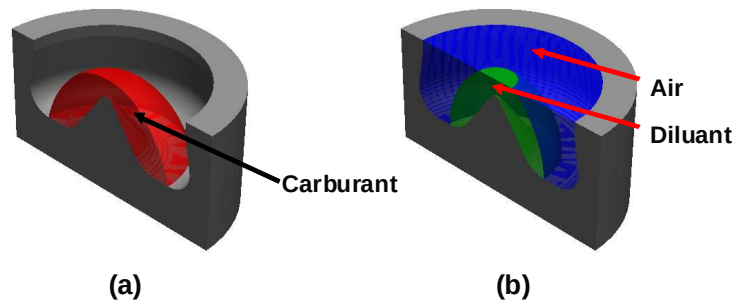


Figure V-39: Représentation schématisée de la disposition du carburant (a) et des gaz admis (air et diluant) (b) pour un angle vilebrequin proche du PMH, lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal

Des expériences identiques, aussi bien sur le moteur opaque que sur le moteur à accès optiques, ont également été réalisées lorsque le diluant est injecté dans le conduit tangentiel. Les résultats ne sont pas présentés ici mais en Annexe F-2. Il apparaît que ce mode de stratification a moins d'impact sur la combustion, le mélange obtenu proche du PMH étant plus homogène.

De plus, de telles expériences ont également été réalisées à l'Institut PRISME. Les résultats sont différents de ceux obtenus à l'IFP Énergies nouvelles. A ce stade de l'étude, nous ne sommes pas en mesure de comprendre la raison de cette différence. Nous reviendrons sur cet aspect plus loin.

III.2.3.2. Validation avec un diluant réaliste: l'EGR réel

La Figure V-40 présente l'évolution du taux de dégagement de chaleur maximum (a) et du bruit (b) pour les cas homogène et stratifié lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal dans le cas de la dilution par N₂ ou de l'EGR réel. Comme pour le cas homogène, dans le cas stratifié, l'utilisation de l'EGR réel permet, pour un taux de dilution massique recalculé donné, de diminuer le pic de taux de dégagement de chaleur et le bruit par rapport au cas N₂. Nous vérifions également que stratifier les gaz à l'admission en injectant l'EGR réel dans le conduit hélicoïdal permet de diminuer les pics de taux de dégagement de chaleur et le bruit par rapport au cas homogène correspondant. Cependant, la diminution engendrée par la stratification est moindre que celle obtenue lors des expériences réalisées à l'aide de N₂.

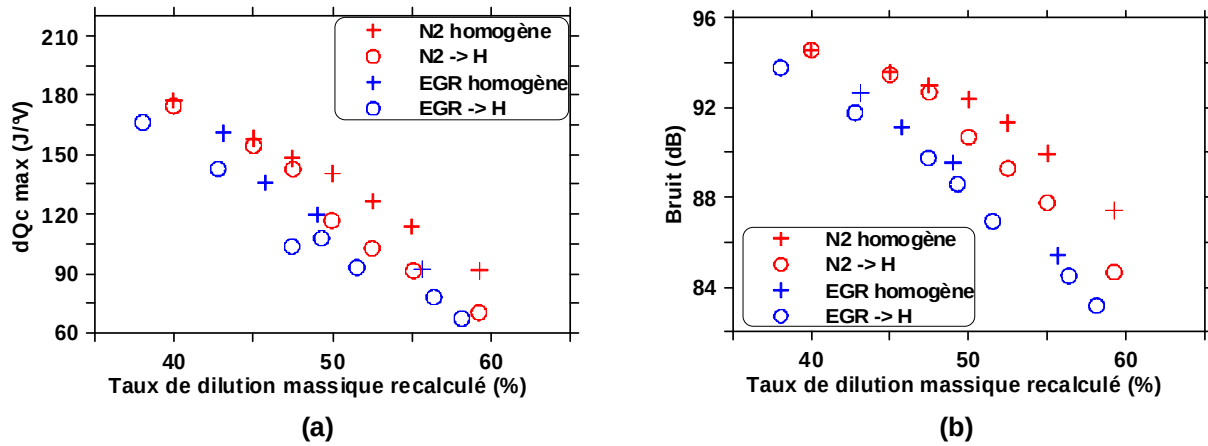


Figure V-40: Évolution du taux de dégagement de chaleur maximum (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique recalculé pour les deux cas de dilution et les deux stratégies

Comme il est notifié dans le Tableau III-5, les expériences réalisées à l'aide de l'EGR réel diffèrent de celles effectuées au N_2 selon trois points:

- Les richesses calculées sont plus faibles que dans le cas au N_2 , comme dans le cas homogène.
- Les conduits sont déséquilibrés en débit: le débit dans le conduit contenant l'EGR réel est plus important.
- La composition des gaz : l'EGR réel contient notamment de l'oxygène.

Nous avons essayé d'identifier l'impact de ces trois différences en effectuant des essais complémentaires :

- 1) Des expériences ont été réalisées afin de déterminer l'effet de la variation de la richesse sur l'évolution du pic de taux de dégagement de chaleur et du bruit en cas de stratification lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal. Il s'avère que dans ce cas nous n'observons aucune variation de ces grandeurs avec la richesse (Annexe D-2). Lors de la présentation des résultats en mode homogène, nous avons mentionné une légère diminution du pic de taux de dégagement de chaleur lorsque la richesse augmente mais aucune variation concernant le bruit (Annexe D-1). Ainsi, il s'avère que la diminution du taux de dégagement de chaleur observée dans le cas N_2 est légèrement sous-estimée par rapport au cas EGR réel. La différence d'effet de la stratification sur la combustion selon le gaz de dilution est ainsi légèrement supérieure à celle présentée sur la Figure V-40 (a).
- 2) Des essais ont également été effectués concernant l'effet du déséquilibre des conduits en débits sur les moteurs opaque et optique (Annexe G). Il s'avère que les taux de dégagement de chaleur ainsi que les bruits sont quasi-identiques entre les cas équilibrés et déséquilibrés en débit. L'étude optique permet de comprendre les raisons de cette conservation du déroulement de la combustion : la répartition du diluant au sein de la chambre de combustion est sensiblement la même entre ces deux cas, en particulier proche du PMH.

- 3) La différence d'effet de la stratification sur la combustion selon le gaz de dilution dépend ainsi probablement de la composition de ces derniers. En effet, de l'oxygène est recirculé dans le conduit emprunté par l'EGR réel et amené dans les zones réactives proches du téton. Le taux de dilution local est alors probablement moins important que dans le cas N_2 , d'où l'effet moindre de la stratification sur la combustion. Nous devons de plus prendre en compte le retard de la combustion observé dans le cas EGR réel. En effet, la variation du phasage de la combustion modifie la stratification thermique naturelle [120] ainsi que l'évolution des conditions thermodynamiques engendrée par la compression, ceci pouvant également modifier l'effet de la stratification sur la combustion.

Après avoir exposé les résultats relatifs à la stratification du diluant lorsque ce dernier emprunte le conduit hélicoïdal, il s'agit de moduler l'acoustique à l'admission, celle-ci pouvant modifier le mélange et ainsi l'effet de cette même stratification sur le déroulement de la combustion HCCI.

III.2.3.3. Effet de l'acoustique admission

L'acoustique admission a été modifiée en changeant la position des vannes principales schématisées sur la Figure III-10. Les conditions expérimentales relatives aux essais réalisés sont répertoriées dans les Tableaux III-5 et III-6 pour les essais sur les moteurs opaque et à accès optiques respectivement. Pour rappel, pour la configuration acoustique A, la vanne principale située sur le conduit emprunté par le diluant est fermée, pour la configuration B, elle est ouverte.

L'évolution des pressions d'admission dans les conduits tangentiel (a) et hélicoïdal (b) correspondant aux deux configurations acoustiques est tracée sur la Figure V-41, lorsque le diluant, représenté par N_2 , emprunte le conduit hélicoïdal et est comparée à celle obtenue en mode homogène. Sur cette figure, on peut constater que la pression d'admission dans le conduit tangentiel (Figure V-41 (a)) conserve l'évolution observée en mode homogène en cas de stratification, et ce quelle que soit la configuration acoustique. Ceci provient du fait que la vanne principale située sur ce conduit est conservée ouverte pour chacun des ces trois cas, une onde se propageant alors entre la soupape et le volume tampon situé en amont de l'entrée moteur.

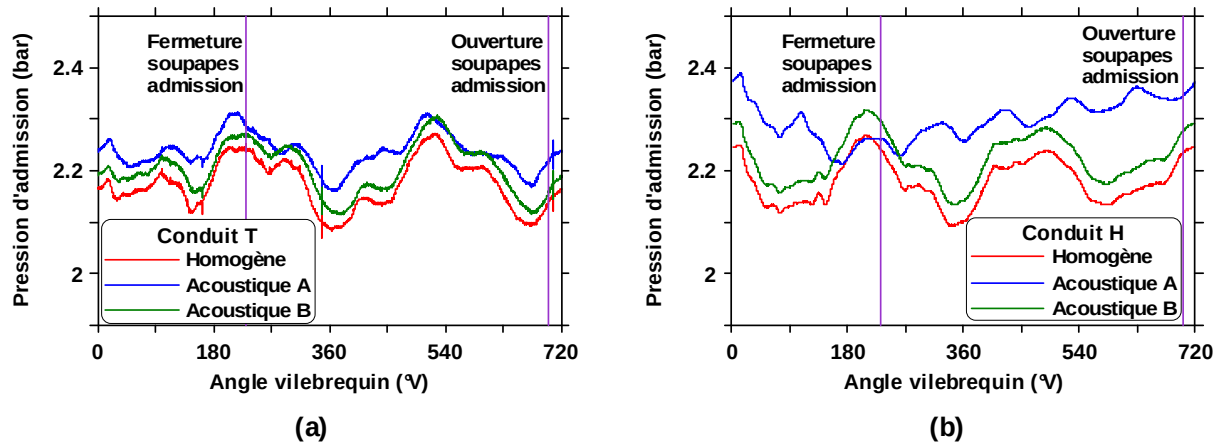


Figure V-41: Évolution des pressions d'admission au cours du cycle dans le conduit T (a) et le conduit H (b) selon la configuration acoustique en cas stratifiés. (Diluant (N_2) dans le conduit H)

Les pressions d'admission mesurées dans le conduit hélicoïdal (Figure V-41 (b)) sont quant à elles largement modifiées lors de la configuration acoustique A. Puisque la vanne principale du conduit hélicoïdal est fermée, l'onde est à fréquence beaucoup plus élevée et possède une forme différente. La modification de la position de la vanne principale située sur le conduit hélicoïdal modifie la longueur de parcours de l'onde ainsi que son mode acoustique (Annexe H-1): lors de la fermeture de la vanne, la longueur de parcours de l'onde diminue (Figure III-10) et l'onde se comporte comme une demi-onde alors qu'en cas de vanne ouverte, l'onde se comporte comme un quart d'onde. La somme de ces deux phénomènes provoque ainsi l'importante modification de la pression d'admission.

L'effet de cette variation de l'acoustique admission sur la combustion est représenté par les taux de dégagement de chaleur et les niveaux de bruit (Figure V-42 (a) et Figure V-42 (b)).

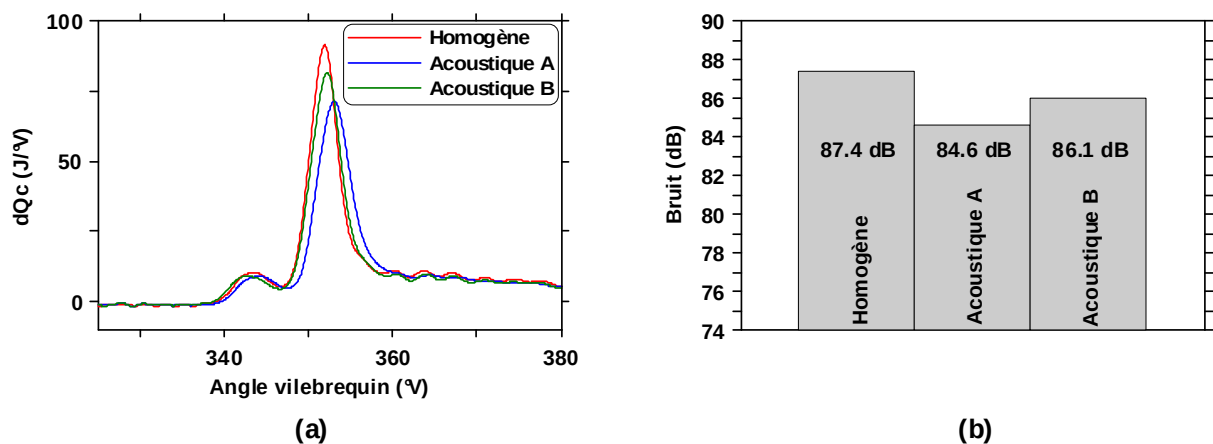


Figure V-42: Évolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de la configuration acoustique pour un taux de dilution massique de 60% (a) et bruit correspondant (b).

Acoustique A-B: cas stratifiés. Diluant N_2 dans le conduit H

Le passage de la configuration acoustique A à la configuration acoustique B, i.e. lors de l'ouverture de la vanne principale située sur le conduit hélicoïdal implique un déroulement de

la combustion HCCI proche du cas homogène. En effet, le léger retard de la combustion principale en mode stratifié par rapport au cas homogène observé dans le cas de la configuration A n'est plus décelable. De plus, le maximum de taux de dégagement de chaleur subit une baisse moins importante et le gain en bruit est plus faible (diminution du bruit de 1.3 dB contre 2.8 dB dans le cas de la configuration A).

De telles expériences ont également été réalisées à l'aide de l'EGR réel (Annexe H-2). Les résultats montrent la même tendance, et ce, que l'EGR réel emprunte le conduit hélicoïdal ou le conduit tangentiel: le passage de la configuration acoustique A à la configuration acoustique B mène à une variation moins importante du pic de taux de dégagement de chaleur et du bruit entre les cas homogène et stratifié.

Afin de mieux comprendre les raisons de ce phénomène, des expériences ont été menées sur le moteur à accès optiques.

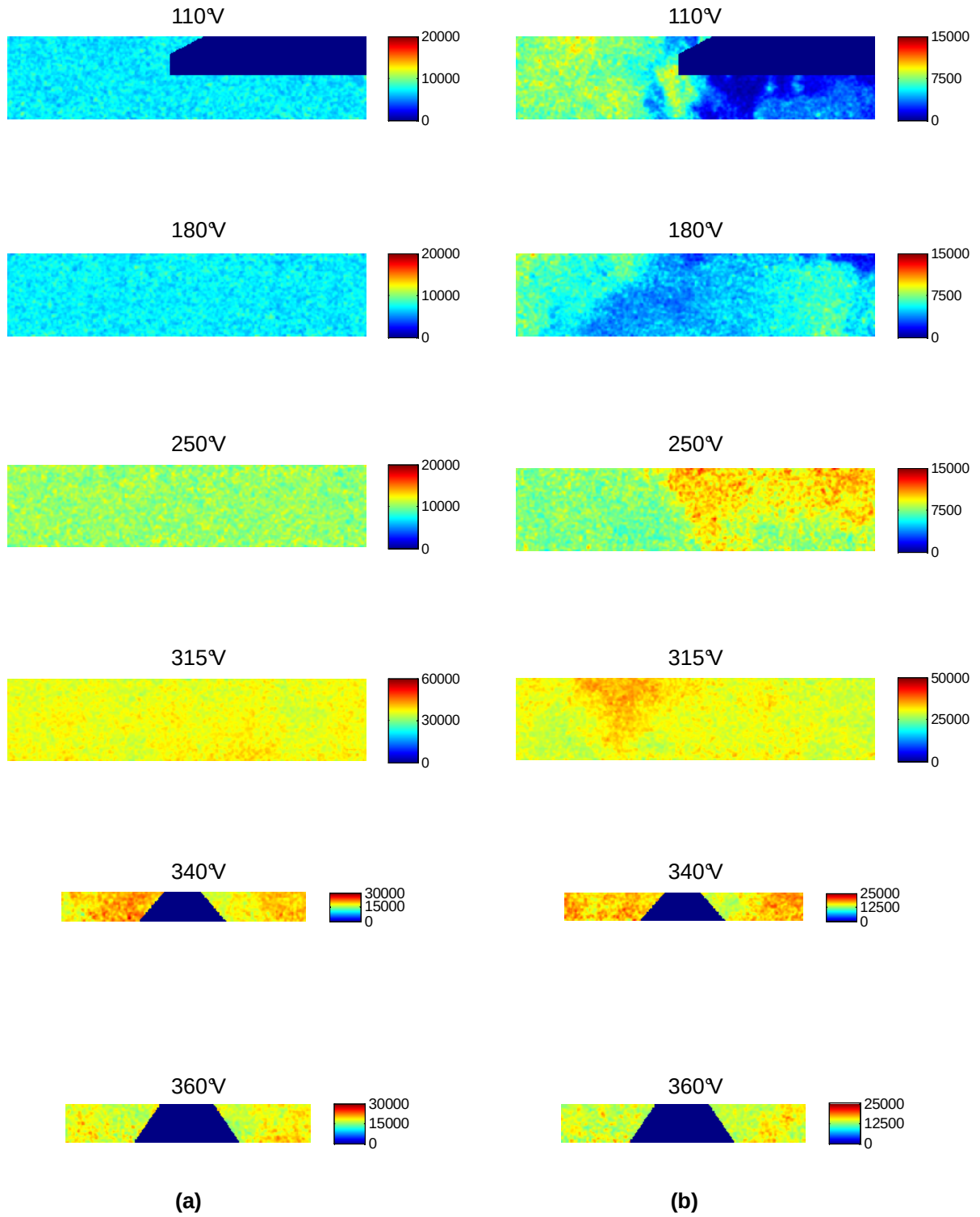


Figure V-43: Série d'images instantanées, corrigées et filtrées en mode homogène (a) et stratifié acoustique B (b) (diluant : H)

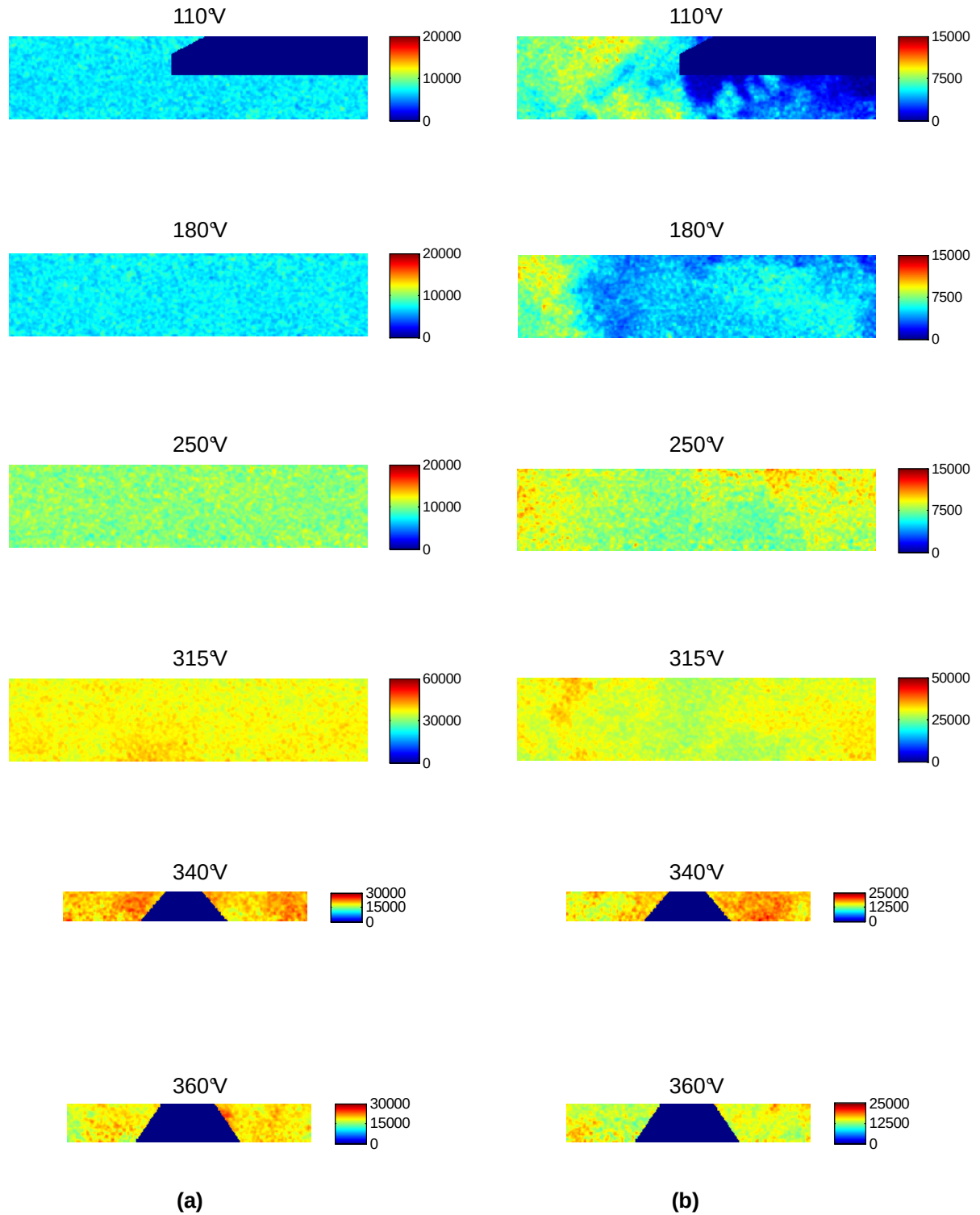


Figure V-44: Autre série d'images instantanées, corrigées et filtrées en mode homogène (a) et stratifié acoustique B (b) (diluant : H)

Les Figure V-43 et Figure V-44 montrent deux exemples de séries d'images instantanées corrigées et filtrées au cours du cycle, la colonne de gauche présentant des images en mode homogène, celle de droite présentant des images en mode stratifié, le diluant étant dans le conduit hélicoïdal pour la configuration acoustique B.

Sur la colonne de droite de ces figures, nous pouvons observer que comme pour les Figure V-36 et Figure V-37, pour un angle de 110°V , le diluant est situé sous les soupapes d'admission en mode stratifié. La grande similitude observée sur ces figures pour cet angle indique que seul le conduit tangentiel contient du biacetyl, et ce malgré l'ouverture des deux vannes principales pour cette configuration acoustique B. Ceci est lié au fait qu'un rapport de débit important existe entre les deux conduits (de l'ordre de 3), le débit le plus élevé n'étant pas ensemencé. Lors de l'équilibre des pressions, si un mélange se forme avant l'entrée moteur entre les flux gazeux provenant des deux conduits, seuls les gaz provenant de celui qui est non ensemencé sont transvasés dans l'autre conduit, expliquant la conservation de la stratification du traceur dans le circuit d'admission. Ce constat est d'une très grande importance, nous permettant d'affirmer que la présence de biacetyl dans le plan laser est liée aux gaz provenant d'un seul conduit, le conduit tangentiel, comme ceci a été le cas pour le cas stratifié présenté précédemment, en configuration acoustique A. Les résultats optiques présentés dans cette partie mettent ainsi correctement en avant l'effet de l'acoustique sur le mélange.

Pour les angles relatifs au déroulement de la combustion, c'est-à-dire 340°V et 360°V , la Figure V-43 et la Figure V-44 montrent qu'il n'existe pas de différence sensible entre les images relatives au cas homogène et celles relatives au cas stratifié. Plus particulièrement, la stratification observée précédemment à 360°V pour la configuration acoustique A n'est plus visible sur la Figure V-43 et la Figure V-44. Cette absence de stratification pour les angles de 340°V et 360°V peut expliquer la similarité des résultats présentés sur la Figure V-42 en termes de taux de dégagement de chaleur et de bruit entre le cas homogène et le cas stratifié en configuration acoustique B.

Afin de vérifier ces résultats, la Figure V-45 présente les images moyennes au cours du cycle, relatives au cas stratifié en cas de configuration acoustique B lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal. Le diluant se situe donc en moyenne sous les soupapes d'admission pour un angle de 110°V , correspondant aux résultats présentés sur la Figure V-43 et la Figure V-44. Ceci concorde également avec l'image moyenne présentée sur la Figure V-38 en configuration acoustique A, confirmant l'ensemencement du biacetyl dans le conduit tangentiel. La Figure V-45 permet également de confirmer que le mélange entre les flux gazeux provenant des deux conduits d'admission est relativement homogène pour les angles de 340°V et 360°V , angles entre lesquels se déroule la combustion, expliquant ainsi le faible effet de la stratification du diluant sur le déroulement de cette dernière observé sur la Figure V-42 en cas de configuration acoustique B. Ces résultats sont soutenus par l'analyse statistique présentée en Annexe H-3.

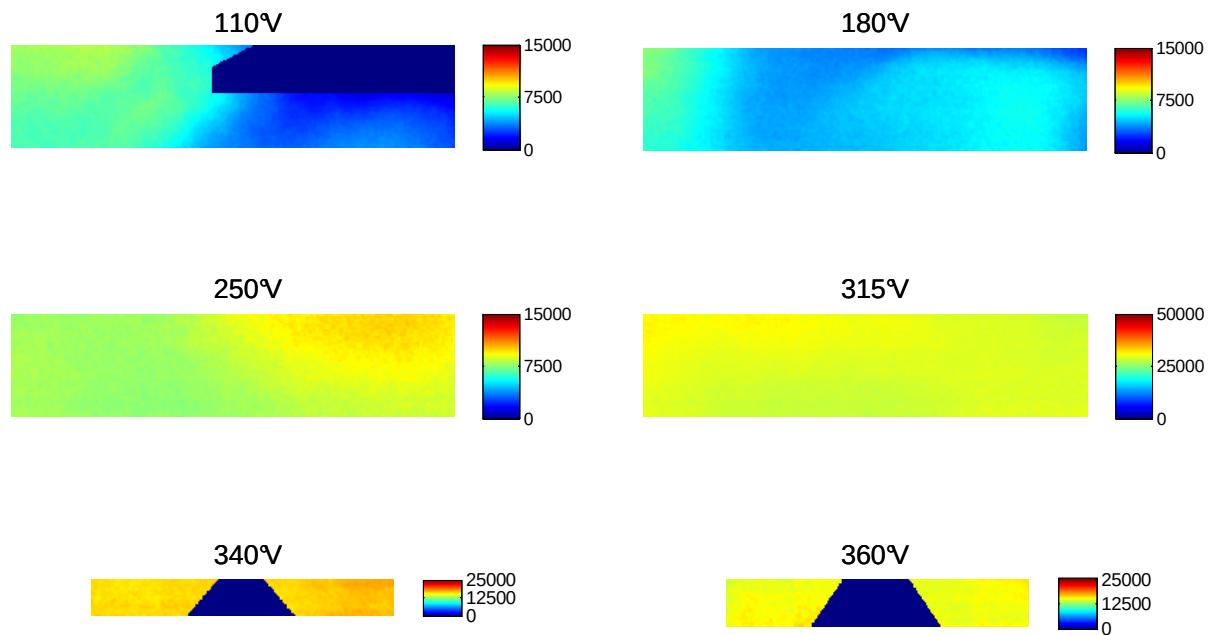


Figure V-45: Images moyennes du cas stratifié en configuration acoustique B (diluant : H)

Ces expériences ont également été réalisées sur le moteur à accès optiques pour le second cas de stratification, lorsque le diluant est introduit dans le conduit tangentiel (Annexe H-4). Nous pouvons observer les mêmes phénomènes: le mélange entre les flux gazeux provenant des deux conduits mène à des images homogènes pour les angles de 340°V et 360°V, expliquant les résultats obtenus lors des expériences réalisées à l'aide de l'EGR réel lorsque ce dernier emprunte le conduit tangentiel. En effet, nous observons pour ces expériences que le déroulement de la combustion en mode stratifié est similaire à celui de la combustion en mode homogène.

Nous pouvons également remarquer que la diminution soudaine de l'effet de la stratification du diluant sur la combustion observée sur la Figure V-34 pour des taux de dilution strictement inférieurs à 50% coïncide avec l'ouverture des deux vannes principales, cette ouverture étant nécessaire à la conservation de l'équilibre des débits entre les deux conduits. Les résultats présentés dans ce paragraphe sur l'effet de l'acoustique admission sur le mélange et donc sur l'effet de la stratification sur la combustion poussent à penser que cette rupture de tendance est probablement liée à une modification de l'acoustique admission.

Précédemment, nous avons mentionné que l'effet de la stratification du diluant sur le déroulement de la combustion diffère entre les expériences réalisées à l'IFP Énergies nouvelles et l'Institut PRISME. A l'Institut PRISME, nous disposons de pléniums situés juste en amont de l'entrée culasse (Figure III-7), alors qu'à l'IFP Énergies nouvelles nous n'en disposons pas (Figure III-10). La présence de tels volumes en entrée culasse à l'Institut PRISME peut modifier l'acoustique admission obtenue à l'IFP Énergies nouvelles. Suite aux résultats présentés dans cette partie, il est alors probable que cette modification de l'acoustique admission soit responsable des différences relevées entre les expériences réalisées à l'Institut PRISME et à l'IFP Énergies nouvelles.

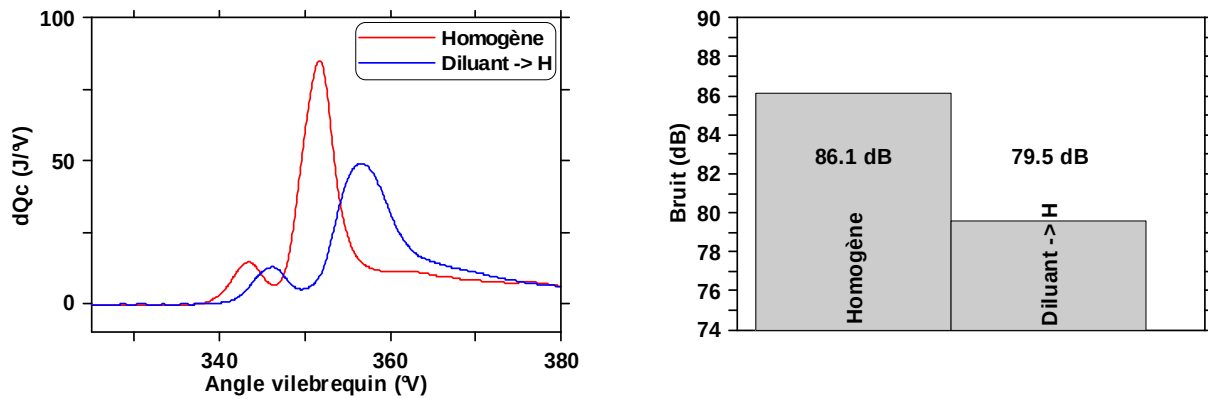
III.2.4. Conclusion

L'étude réalisée en mode homogène sur l'effet du taux de dilution et de la composition du diluant permet de conclure que :

- une élévation du taux de dilution conduit à une diminution du maximum de taux de dégagement de chaleur, principalement dû à l'augmentation de la masse enfermée dans le cylindre, les concentrations des réactifs, air et carburant, étant conservées lors de cette variation.
- L'utilisation d'EGR réel provoque un retard de la combustion ainsi qu'une diminution des pics de taux de dégagement de chaleur. Nous ne pouvons distinguer les effets du refroidissement thermodynamique des effets chimiques engendrés par l'utilisation d'EGR réel par rapport au cas N_2 sur le phasage de la combustion. La diminution des pics de taux de dégagement de chaleur semble plus vraisemblablement liée au refroidissement thermodynamique et à l'augmentation de la stratification en température.

Les résultats issus des expériences de stratification du diluant, réalisées sur les moteurs opaque et à accès optiques, ont permis de conclure que :

- Lorsque le diluant emprunte le conduit hélicoïdal, la stratification de la dilution créée est suffisamment importante pour obtenir un impact sur la combustion. Grâce aux images de fluorescence, il a pu être constaté qu'en effet ce mode d'admission des gaz de dilution entraîne la présence de poches de diluant proches du téton, zones où se trouve le carburant. Par conséquent, pour un taux de dilution global donné, la dilution locale est plus importante que dans le cas homogène, amenant ainsi un meilleur contrôle de la combustion (soit pic de taux de dégagement de chaleur et niveau de bruit moins élevés).
- Ce mode de stratification peut donc être utilisé comme moyen de contrôle de la combustion tout en limitant le niveau de dilution nécessaire. Une illustration du potentiel de ce contrôle du dégagement d'énergie de la combustion HCCI est donnée sur la Figure V-46. Cette illustration provient des expériences réalisées à l'Institut PRISME. Nous observons que le pic du taux de dégagement de chaleur diminue de 85 J/°V à 49 J/°V lors du passage du mode homogène au cas stratifié (diluant dans le conduit hélicoïdal), soit une baisse de plus de 40%. De la même manière, le bruit a diminué de plus de 6 dB.



- Les caractéristiques de l'acoustique de la tubulure d'admission modulent les processus de mélange, modifiant jusqu'à l'effet de la stratification sur le déroulement de la combustion.
- L'utilisation d'EGR réel mène à un effet de la stratification sur la combustion moins important par rapport au N₂. Ceci est probablement lié à la présence d'oxygène dans l'EGR réel et à la modification du phasage de la combustion.

IV. Conclusions

L'objectif de ce chapitre était de mieux comprendre les mécanismes physiques entrant en jeu lors du contrôle du dégagement d'énergie de la combustion HCCI à forte charge, obtenue par une stratégie de multi-injections directes précoces.

Une étude bibliographique sur le sujet nous a tout d'abord permis de dégager les pistes de recherche les plus pertinentes, qui ont été ensuite étudiées à l'aide d'expériences sur moteurs opaque et à accès optiques. L'effet de deux paramètres sur le contrôle du dégagement d'énergie a été étudié: l'effet de la stratification de la température et l'effet de la stratification du diluant.

Lors de l'étude de l'effet de la température d'admission sur le déroulement de la combustion HCCI, des résultats similaires à la littérature ont été obtenus : une augmentation de la température permet un avancement des deux phases de la combustion HCCI puisque les températures requises pour l'oxydation sont atteintes plus tôt dans le cycle. Nous avons de plus observé que le taux de dégagement de chaleur maximum ne varie pas lors d'une augmentation de la température admission, puisqu'il semble le mélange est moins homogène entre le carburant et le comburant. Enfin, nous avons remarqué que la flamme froide et la zone de NTC sont dépendantes de la pression cylindre régnant dans la chambre de combustion, correspondant aux résultats présentés lors de l'étude bibliographique du second chapitre.

Les résultats relatifs à l'effet de la stratification de la température sur le contrôle du dégagement d'énergie de la combustion HCCI montrent que cette technique est peu efficace pour les conditions de cette étude. Le mélange des gaz chauds et froids conduit à fortement diminuer la stratification thermique introduite à l'ouverture des soupapes d'admission de telle sorte qu'elle est insuffisante proche du PMH pour modifier sensiblement le déroulement de la combustion.

Les résultats obtenus concernant l'effet de la dilution sont les suivants:

- Augmenter le taux de dilution conduit à une diminution du taux de dégagement de chaleur maximum, dû à l'augmentation de la masse enfermée dans la chambre de combustion, les concentrations des réactifs étant conservées.
- L'utilisation d'EGR réel mène à un retard de la combustion ainsi qu'à une diminution des taux de dégagement de chaleur maximum. Nous n'avons pas pu distinguer l'effet de refroidissement thermodynamique et les effets chimiques de l'EGR réel sur le phasage de la combustion, aucune expérience n'ayant été réalisée dans ce sens. Toutefois, nous pouvons conclure que la diminution des pics de taux de dégagement de chaleur est vraisemblablement liée au refroidissement thermodynamique ainsi qu'à une augmentation de la stratification en température, due au retard de la combustion en comparaison avec une dilution avec N_2 seul.

Une étude sur le potentiel de la stratification du diluant comme moyen de contrôle de la combustion HCCI a été menée et a permis de déduire les résultats suivants :

- Le diluant étant introduit dans le conduit hélicoïdal, une diminution du pic de taux de dégagement de chaleur et du bruit est observée. Ce mode de stratification mène à une forte concentration en diluant dans les zones intérieures du bol du piston, zones dans lesquelles se trouve le carburant. Pour le même taux global de dilution, le taux de dilution local, dans les zones réactives, est plus important que dans le cas homogène, le dégagement d'énergie de la combustion est ainsi mieux contrôlé.
- La stratification de l'EGR réel mène à un effet moins important sur la combustion qu'avec du N_2 pour les conditions de cette étude. Ceci est probablement lié à la recirculation d'oxygène avec l'EGR ainsi qu'à une modification du phasage de la combustion par rapport au N_2 .
- L'acoustique admission module les processus de mélange, modifiant alors l'effet de la stratification sur le déroulement de la combustion.

Nous basant sur la compréhension des différents mécanismes introduits par la stratification du diluant, nous pouvons ainsi conclure que cette technique de contrôle du dégagement d'énergie de la combustion HCCI à forte charge, basée sur une stratégie de multi-injections directes précoces, possède un fort potentiel. Grâce à une augmentation de la concentration du diluant dans les zones réactives, cette stratification peut permettre de diminuer le taux de dilution global tout en maintenant la combustion à un même niveau de dégagement de chaleur maximum ou à un même niveau de bruit, ce qui ouvre de nouvelles voies de développement et de conception des moteurs faisant appel à ce type de combustion.

Conclusions générales et perspectives

L'objectif de ce travail de thèse était d'apporter des éléments de compréhension sur les phénomènes physiques mis en jeu lors d'une combustion de type HCCI à forte charge (environ 6 bar de PMI) en utilisant une stratégie de multi-injections directes précoces. Cette étude a permis d'éviter le mouillage des parois par du carburant liquide et a conduit à mieux contrôler la combustion.

Dans un premier temps, une méthodologie permettant de détecter l'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre a été mise au point. Elle est basée sur la comparaison entre la richesse calculée par les débitmètres de carburant et d'air admission et la richesse déterminée par la baie d'analyse de gaz. En cas d'impact de carburant liquide sur les parois du cylindre, du carburant reste piégé au sein du film d'huile et n'est donc pas détecté à l'échappement. Il s'ensuit que la richesse calculée par la baie d'analyse de gaz est inférieure à celle déterminée à partir des débits de carburant et d'air admission. A partir de cette méthodologie, des expériences sur moteur opaque ont été réalisées avec une seule injection afin de comprendre les mécanismes menant au mouillage des parois. Ces expériences ont montré que le phasage et la pression d'injection n'ont pas d'effet sur la quantité de carburant maximale pouvant être introduite dans la chambre de combustion sans impacter les parois du cylindre lorsque l'injection se fait durant la phase d'admission. Au contraire, lorsque l'injection se fait pendant la phase de compression, un retard du phasage d'injection ou une diminution de la pression d'injection conduit à augmenter la quantité de carburant maximale pouvant être introduite sans impact sur les parois.

Après cette phase de compréhension, une stratégie de multi-injections a été mise au point afin d'atteindre une charge autour de 6 bar de PMI sans mouillage des parois. Cette stratégie conduit à de faibles émissions de particules et de NO_x . Des expériences sur moteur à accès optiques ont été menées par fluorescence du carburant et ont montré que le mélange air-carburant obtenu est relativement homogène au moment de la combustion, le carburant se disposant de manière préférentielle sur l'intérieur du bol du piston.

Cependant, cette relative homogénéité du mélange conduit à une vitesse de combustion élevée, qui est habituellement maîtrisée à l'aide de niveaux de dilution non réalistes pour les technologies de boucle d'air actuelles. Dans un second temps, nous nous sommes donc attachés à trouver des stratégies de contrôle de la combustion autres que l'augmentation des taux d'EGR et plus réalistes vis à vis des possibilités actuelles des moteurs Diesel.

Des expériences sur moteurs opaque et optique ont donc été réalisées dans le but de comprendre les mécanismes physiques entrant en jeu lors du contrôle du dégagement d'énergie de la combustion HCCI. Des expériences sur l'effet de la stratification du diluant à l'admission sur le contrôle de la combustion ont été menées, le diluant étant admis dans l'un des deux conduits d'admission et l'air empruntant l'autre conduit. Ces expériences montrent que concentrer le diluant dans les zones occupées par le carburant permet de mieux contrôler le dégagement d'énergie par une diminution du pic de taux de dégagement de chaleur ou du niveau de bruit. L'effet de la stratification du diluant sur la combustion est fonction de la composition des gaz de dilution ainsi que de l'acoustique admission.

Cette stratification du diluant est donc une technique de contrôle qui ouvre de nouvelles voies de développement et de conception des moteurs faisant appel à la combustion HCCI par une stratégie de multi-injections directes précoces.

Ce travail a apporté des éléments de compréhension relatifs à la problématique de mouillage des parois. Il montre qu'il est possible d'injecter du carburant directement dans la chambre de combustion et de manière précoce sans mouiller les parois du cylindre tout en atteignant une charge réaliste. Les résultats obtenus sont cependant très dépendants des paramètres moteur et injection utilisés. Il serait alors intéressant d'étendre ces travaux à d'autres valeurs de ces paramètres (géométrie des injecteurs par exemple). De plus, la compréhension des

phénomènes physiques relatifs à l'effet de la stratification des gaz de dilution sur la combustion a montré un impact important de l'acoustique admission. Aucune expérience permettant de pleinement caractériser et comprendre l'effet de ce paramètre n'a pu être réalisée au cours de ce travail mais serait intéressante pour juger de son importance. Il serait alors très intéressant de compléter les travaux effectués au cours de cette thèse par une variation de l'acoustique admission plus importante et représentative des conditions que l'on peut observer en moteur. De plus, l'effet de la stratification des gaz de dilution sur la combustion semble être fonction de la composition de ces gaz et notamment de la présence d'oxygène dans ce dernier. Il faudrait approfondir aussi ce point par des expériences faisant varier la composition des gaz de dilution de manière plus contrôlée (EGR simulé de type laboratoire).

Les expériences réalisées sur l'effet de la stratification des gaz de dilution sur la combustion sont aussi très dépendantes des paramètres du système d'injection utilisé ou de la stratégie injection. En cas de variation de l'angle de nappe par exemple, la disposition du carburant dans la chambre de combustion pour une stratégie injection donnée peut être modifiée, nécessitant de stratifier le diluant de manière différente. Il serait ainsi intéressant d'étendre les résultats obtenus à l'aide de travaux relatifs à l'effet de l'angle de nappe ou de la stratégie injection sur la stratification nécessaire à un bon contrôle de la combustion.

Afin de mieux comprendre les mécanismes expliquant l'effet de la stratification du diluant sur la combustion, il serait intéressant de réaliser des simulations afin de suivre finement le mélange entre les masses gazeuses provenant des deux conduits au cours du cycle.

Références bibliographiques

- [1] **EEA**, "Greenhouse gas emissions in the EU-27 by gas and sector, 2007", www.eea.europa.eu, 2007
- [2] **EEA**, "Sector share of nitrogen oxides emissions (EEA member countries)", www.eea.europa.eu, 2007
- [3] **EEA**, "Emissions of air pollutants by sector in 2005, EU-27", www.eea.europa.eu, 2005
- [4] **EEA**, "Evolution of the vehicle fleet in the EEA32, 1991-2002", www.eea.europa.eu, 2002
- [5] **Dec, J. E.**, "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging", SAE Paper 970873, 1997.
- [6] **Neely, G. D., Sasaki, S., Huang, Y., Leet, J. A., et Stewart, D. W.**, "New Diesel Emission Control Strategy to Meet US Tier 2 Emissions Regulations", SAE Paper 2005-01-1091, 2005.
- [7] **Heywood, J. B.**, "Internal Combustion Engine Fundamentals", 1998
- [8] **Miles, P.**, "On sources of CO and UHC emissions in low-temperature diesel combustion regimes", 2007 Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Symposium, Lund, Suède, 2007.
- [9] **Flynn, P. F., Durrett, R. P., Hunter, G. L., zur Loye, A. O., Akinyemi, O. C., Dec, J. E., et Westbrook, C. K.**, "Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation", SAE Paper 1999-01-0509, 1999.
- [10] **EEA**, "Transport and environment: on the way to a new common transport policy", www.eea.europa.eu, 2007
- [11] **Boiarciuc, A., Foucher, F., Mounaïm-Rousselle, C., et Pajot, O.**, "Estimate Measurement of Soot Diameter and Volume Fraction Inside the Bowl of a Direct-Injection-Compression-Ignition Engine: Effect of the Exhaust Gas Recirculation", Combustion Science and Technology, **179**:1631-1648, 2007.
- [12] **Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., et Kato, S.**, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE Paper 790501, 1979.
- [13] **Najt, P. M. et Foster, D. E.**, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", SAE Paper 830264, 1983.
- [14] **Duret, P.**, "Quels carburants pour des moteurs à basses émissions de CO₂ ?", Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles, **59**:551-557, 2004.
- [15] **Baranescu, G. S.**, "Internal Combustion Engine with Homogeneous and Heterogeneous Charge", SAE Paper 940900, 1994.

- [16] **Ishii, H., Koike, N., Suzuki, H., et Odaka, M.**, *"Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NO_x Formation by Numerical Simulation with Experiment"*, SAE Paper 970315, 1997.
- [17] **Odaka, M., Suzuki, H., Koike, N., et Ishii, H.**, *"Search for Optimizing Control Method of Homogeneous Charge Diesel Combustion"*, SAE Paper 1999-01-0184, 1999.
- [18] **Suzuki, H., Koike, N., et Odaka, M.**, *"Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines"*, SAE Paper 980509, 1998.
- [19] **Suzuki, H., Koike, N., Ishii, H., et Odaka, M.**, *"Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method"*, SAE Paper 970313, 1997.
- [20] **Yokota, H., Kudo, Y., Nakajima, H., Kakaegawa, T., et Suzuki, T.**, *"A New Concept For Low Emission Diesel Combustion"*, SAE Paper 970891, 1997.
- [21] **Yokota, H., Nakajima, H., et Kakaegawa, T.**, *"A New Concept For Low-Emission Diesel Combustion (2nd Report: Reduction of HC and CO Emission, and Improvement of Fuel Consumption by EGR and MTBE Blended Fuel)"*, SAE Paper 981933, 1998.
- [22] **Yanagihara, H., Sato, Y., Ohoki, H., Takahashi, K., Nakahara, S., Mizuta, J., et Sakamoto, H.**, *"A Study of DI Diesel Engine Combustion under Uniform and Highly Dispersed Mixture Formation - Possibility of Ignition Timing Control"*, Proceedings of JSAE, 9830956, 1998.
- [23] **Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., et Takeda, Y.**, *"Trial of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression–Ignited Combustion"*, SAE Paper 1999-01-0185, 1999.
- [24] **Walter, B. et Gatellier, B.**, *"Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions"*, SAE Paper 2002-01-1744, 2002.
- [25] **Walter, B. et Gatellier, B.**, *"Near Zero NO_x Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the NADITM Concept Using Dual Mode Combustion"*, Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles, **58**:101-114, 2003.
- [26] **Shimazaki, N., Akagawa, H., et Tsujimura, K.**, *"An Experimental Study of Premixed Lean Diesel Combustion Process"*, SAE Paper 1999-01-0181, 1999.
- [27] **Aceves, S. M., Flowers, D. L., Espinosa-Loza, F., Martinez-Farias, J., Dec, J. E., Sjöberg, M., Dibble, R. W., et Hessel, R. P.**, *"Spatial Analysis of Emissions Sources for HCCI Combustion at Low Loads Using a Multi-Zone Model"*, SAE Paper 2004-01-1910, 2004.
- [28] **Gray, A. W. B. et Ryan, T. W.**, *"Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel"*, SAE Paper 971676, 1997.

- [29] **Helmantel, A. et Denbratt, I.**, "*HCCI Operation of a Passenger Car Common Rail DI Diesel Engine With Early Injection of Conventional Diesel Fuel*", SAE Paper 2004-01-0935, 2004.
- [30] **Kashdan, J., Mendez, S., et Bruneaux, G.**, "*An Investigation of Unburned Hydrocarbon Emissions in Wall Guided, Low Temperature Diesel Combustion*", Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, **63**:433-459, 2008.
- [31] **Christensen, M. et Johansson, B.**, "*Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel*", SAE Paper 2000-01-1835, 2000.
- [32] **Musculus, M. P. B., Lachaux, T., Pickett, L. M., et Idicheria, C. A.**, "*End-of-Injection Over-Mixing and Unburned Hydrocarbon Emissions in Low-Temperature-Combustion Diesel Engines*", SAE Paper 2007-01-0907, 2007.
- [33] **Buchwald, R., Brauer, M., Blechstein, A., Sommer, A., et Kahrstedt, J.**, "*Adaptation of Injection System Parameters to Homogeneous Diesel Combustion*", SAE Paper 2004-01-0936, 2004.
- [34] **Kim, H.-M., Kim, Y.-J., et Lee, K.-H.**, "*A Study of the Characteristics of Mixture Formation and Combustion in a PCCI Engine Using an Early Multiple Injection Strategy*", Energy & Fuels, **22**:1542-1548, 2008.
- [35] **Kim, M. Y. et Lee, C. S.**, "*Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine*", Fuel, **86**:2871-2880, 2007.
- [36] **Lechner, G. A., Jacobs, T. J., Chryssakis, C. A., Assanis, D. N., et Siewert, R. M.**, "*Evaluation of a Narrow Spray Cone Angle, Advanced Injection Timing Strategy to Achieve Partially Premixed Compression Ignition Combustion in a Diesel Engine*", SAE Paper 2005-01-0167, 2005.
- [37] **Ra, Y. et Reitz, R. D.**, "*The Use of Variable Geometry Sprays With Low Pressure Injection for Optimization of Diesel HCCI Engine Combustion*", SAE Paper 2005-01-0148, 2005.
- [38] **Su, H., Mosbach, S., Kraft, M., Bhave, A., Kook, S., et Bae, C.**, "*Two-stage Fuel Direct Injection in a Diesel Fuelled HCCI Engine*", SAE Paper 2007-01-1880, 2007.
- [39] **Su, W., Wang, H., et Liu, B.**, "*Injection Mode Modulation for HCCI Diesel Combustion*", SAE Paper 2005-01-0117, 2005.
- [40] **Su, W., Liu, B., Wang, H., et Huang, H.**, "*Effects of Multi-Injection Mode on Diesel Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion*", Journal Of Engineering For Gas Turbines And Power, **129**:230-238, 2007.
- [41] **Docquier, N.**, "*Influence of Fresh Charge Preparation and Composition on Auto-Ignition Delays and Combustion Development in an Optical HCCI Direct Injection Diesel Engine*", SAE Paper 2003-01-3174, 2003.

- [42] **Kook, S., Pickett, L. M., Musculus, M. P. B., Kattke, K., et Gemlich, R. K.,** "*Liquid-Phase Diesel Spray Penetration during End-of-Injection Transient*", Sapporo, Japan, 2008.
- [43] **Kook, S., Pickett, L. M., et Musculus, M. P. B.,** "*Influence of Diesel Injection Parameters on End-of-Injection Liquid Length Recession*", SAE Paper 2009-01-1356, 2009.
- [44] **Pickett, L. M., Kook, S., et Williams, T. C.,** "*Transient Liquid Penetration of Early-Injection Diesel Sprays*", SAE Paper 2009-01-0839, 2009.
- [45] **Tonini, S., Gavaises, M., Arcoumanis, C., et Theodorakakos, A.,** "*Prediction of Liquid and Vapour Penetration of High Pressure Diesel Sprays*", SAE Paper 2006-01-0242, 2006.
- [46] **Dronniou, N., Lejeune, M., Balloul, I., et Higelin, P.,** "*Combination of High EGR Rates and Multiple Injection Strategies to Reduce Pollutant Emissions*", SAE Paper 2005-01-3726, 2005.
- [47] **Dec, J. E.,** "*Advanced compression-ignition engines - understanding the in-cylinder processes*", Proceedings of the Combustion Institute, **32**:2727-2742, 2009.
- [48] **Aroonsrisopon, T., Sohm, V., Werner, P., Foster, D. E., Morikawa, T., et Iida, M.,** "*An Investigation Into the Effect of Fuel Composition on HCCI Combustion Characteristics*", SAE Paper 2002-01-2830, 2002.
- [49] **Mehl, M., Pitz, W. J., Sjöberg, M., et Dec, J. E.,** "*Detailed Kinetic Modeling of Low-Temperature Heat Release for PRF Fuels in an HCCI Engine*", SAE Paper 2009-01-1806, 2009.
- [50] **Sjöberg, M., Dec, J. E., et Hwang, W.,** "*Thermodynamic and Chemical Effects of EGR and Its Constituents on HCCI Autoignition*", SAE Paper 2007-01-0207, 2007.
- [51] **Sohm, V., Kong, S. C., Foster, D. E., Morikawa, T., et Iida, M.,** "*A Computational Investigation into the Cool Flame Region in HCCI Combustion*", SAE Paper 2004-01-0552, 2004.
- [52] **Tanaka, S., Ayala, F., et Keck, J. C.,** "*A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine*", Combustion and Flame, **133**:467-481, 2003.
- [53] **Yamada, H., Goto, Y., et Tezaki, A.,** "*Analysis of Reaction Mechanisms Controlling Cool and Thermal Flame with DME Fueled HCCI Engines*", SAE Paper 2006-01-3299, 2006.
- [54] **Nygren, J., Hult, J., Richter, M., Aldén, M., Christensen, M., Hultqvist, A., et Johansson, B.,** "*Three-dimensional laser induced fluorescence of fuel distribution in an HCCI engine*", Proceedings of the Combustion Institute, **29**:679-685, 2002.
- [55] **Edenhofer, R., Lucka, K., et Köhne, H.,** "*Low temperature oxidation of diesel-air mixtures at atmospheric pressure*", Proceedings of the Combustion Institute, **31**:2947-2954, 2007.

- [56] **Hultqvist, A., Christensen, M., Johansson, B., Franke, A., Richter, M., et Aldén, M.,** "A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process by Chemiluminescence Imaging", SAE Paper 1999-01-3680, 1999.
- [57] **Curran, H. J., Gaffuri, P., Pitz, W. J., et Westbrook, C. K.,** "A Comprehensive Modeling Study of *n*-Heptane Oxidation", Combustion and Flame, **114**:149-177, 1998.
- [58] **Dagaut, P., Reuillon, M., et Cathonnet, M.,** "Experimental Study of the Oxidation of *n*-Heptane in a Jet Stirred Reactor from Low to High Temperature and Pressures up to 40 Atm", Combustion and Flame, **101**:132-140, 1995.
- [59] **Ranzi, E., Gaffuri, P., Faravelli, T., et Dagaut, P.,** "A Wide-Range Modeling Study of *n*-Heptane Oxidation", Combustion and Flame, **103**:91-106, 1995.
- [60] **Graf, N., Gronki, J., Schulz, C., Baritaud, T., Cherel, J., Duret, P., et Lavy, J.,** "In-Cylinder Combustion Visualization in an Auto-Igniting Gasoline Engine using Fuel Tracer- and Formaldehyde-LIF Imaging", SAE Paper 2001-01-1924, 2001.
- [61] **Kashdan, J. T., Docquier, N., et Bruneaux, G.,** "Mixture Preparation and Combustion via LIEF and LIF of Combustion Radicals in a Direct-Injection, HCCI Diesel Engine", SAE Paper 2004-01-2945, 2004.
- [62] **Kashdan, J. T. et Papagni, J.-F.,** "LIF Imaging of Auto-ignition and Combustion in a Direct Injection Diesel-fuelled HCCI Engine", SAE Paper 2005-01-3739, 2005.
- [63] **Hwang, W., Dec, J., et Sjöberg, M.,** "Spectroscopic and Chemical-Kinetic Analysis of the Phases of HCCI Autoignition and Combustion for Single- and Two-Stage Ignition Fuels", Combustion and Flame, **154**:387-409, 2008.
- [64] **Kawahara, N., Tomita, E., et Kagajyo, H.,** "Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion with Dimethyl Ether – Spectrum Analysis of Chemiluminescence", SAE Paper 2003-01-1828, 2003.
- [65] **Kim, B., Kaneko, M., Ikeda, Y., et Nakajima, T.,** "Detailed Spectral Analysis of the Process of HCCI Combustion", Proceedings of the Combustion Institute, **29**:671-677, 2002.
- [66] **Richter, M., Franke, A., Aldén, M., Hultqvist, A., et Johansson, B.,** "Optical Diagnostics Applied to a Naturally Aspired Homogeneous Charge Compression Ignition Engine", SAE Paper 1999-01-3649, 1999.
- [67] **Gaydon, A. G.,** "The Spectroscopy of Flames", second edition, 1974
- [68] **Reuss, D. L. et Sick, V.,** "Inhomogeneities in HCCI Combustion: An Imaging Study", SAE Paper 2005-01-2122, 2005.
- [69] **Richter, M., Engström, J., Franke, A., Aldén, M., Hultqvist, A., et Johansson, B.,** "The Influence of Charge Inhomogeneity on the HCCI Combustion Process", SAE Paper 2000-01-2868, 2000.

- [70] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, *"EGR and Intake Boost for Managing HCCI Low-Temperature Heat Release over Wide Ranges of Engine Speed"*, SAE Paper 2007-01-0051, 2007.
- [71] **Ishiyama, T., Shioji, M., Ihara, T., et Katsuura, A.**, *"Modeling and Experiments on Ignition of Fuel Sprays Considering the Interaction Between Fuel-Air Mixing and Chemical Reactions"*, SAE Paper 2003-01-1071, 2003.
- [72] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, *"Smoothing HCCI Heat-Release Rates Using Partial Fuel Stratification with Two-Stage Ignition Fuels"*, SAE Paper 2006-01-0629, 2006.
- [73] **Chang, J., Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D., Kuo, T.-W., Najt, P., et Rask, R.**, *"New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux"*, SAE Paper 2004-01-2996, 2004.
- [74] **Schulz, C. et Sick, V.**, *"Tracer-LIF Diagnostics: Quantitative Measurement of Fuel Concentration, Temperature and Fuel/Air Ratio in Practical Combustion Systems"*, Progress in Energy and Combustion Science, **31**:75-121, 2005.
- [75] **Beeck, M. A. et Hentschel, W.**, *"Laser metrology - a diagnostic tool in automotive development precesses"*, Optics ans Lasers in Engineering, **34**:101-120, 2000.
- [76] **De Sercey, G., Awcock, G., et Heikal, M.**, *"Use of LIF Image Acquisition and Analysis in Developing a Calibrated Technique for In-Cylinder Investigation of the Spatial Distribution of Air-to-Fuel Mixing in Direct Injection Gasoline Engines"*, Computers in Industry, **56**:1005-1015, 2005.
- [77] **Ghandhi, J. B., Bright, A. G., et Herold, R. E.**, *"Residual gas homogeneity measurements"*, International Journal of Engine Research, **10**:121-132, 2009.
- [78] **Guibert, P., Modica, V., et Morin, C.**, *"Influence of pressure, temperature and gas phase composition on biacetyl laser-induced fluorescence"*, Experiments in Fluids, **40**:245-256, 2005.
- [79] **Herold, R. E. et Ghandhi, J. B.**, *"Data Normalization Schemes for Assessing Mixture Stratification from PLIF Data"*, SAE Paper 2008-01-1070, 2008.
- [80] **Kaiser, S. A. et Long, M. B.**, *"Quantitative Planar Laser-Induced Fluorescence of Naphthalenes as Fuel Tracers"*, Proceedings of the Combustion Institute, **30**:1555-1563, 2005.
- [81] **Sick, V. et Westbrook, C. K.**, *"Diagnostic Implications of the Reactivity of Fluorescence Tracers"*, Proceedings of the Combustion Institute, **32**:913-920, 2009.
- [82] **Smith, J. D. et Sick, V.**, *"Quantitative, Dynamic Fuel Distribution Measurements in Combustion-Related Devices using Laser-Induced Fluorescence Imaging of Biacetyl in Iso-Octane"*, Proceedings of the Combustion Institute, **31**:747-755, 2007.
- [83] **Wermuth, N. et Sick, V.**, *"Absorption and Fluorescence Data of Acetone, 3-Pentanone, Biacetyl, and Toluene at Engine-Specific Combinations of Temperature and Pressure"*, SAE Paper 2005-01-2090, 2005.

- [84] **Deschamps, B. et Baritaud, T. A.**, *"Visualization of Gasoline and Exhaust Gases Distribution in a 4-Valve SI Engine; Effects of Stratification on Combustion and Pollutants"*, SAE Paper 961928, 1996.
- [85] **Baritaud, T. A. et Heinze, T. A.**, *"Gasoline Distribution Measurements with PLIF in a SI Engine"*, SAE Paper 922355, 1992.
- [86] **Jhavar, R. et Rutland, C. J.**, *"Effects of Mixing on Early Injection Diesel Combustion"*, SAE Paper 2005-01-0154, 2005.
- [87] **Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, S., et Enomoto, Y.**, *"New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines"*, SAE Paper 1999-01-3681, 1999.
- [88] **Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y., et Aiyoshizawa, E.**, *"Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards"*, SAE Paper 2001-01-0200, 2001.
- [89] **Sjöberg, M., Edling, L. O., Eliassen, T., Magnusson, L., et Angström, H. E.**, *"GDI HCCI: Effects of Injection Timing and Air Swirl on Fuel Stratification, Combustion and Emissions Formation"*, SAE Paper 2002-01-0106, 2002.
- [90] **Desantes, J. M., Payri, R., Salvador, F. J., et Gil, A.**, *"Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration"*, *Fuel*, **85**:910-917, 2006.
- [91] **Siebers, D. L.**, *"Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization"*, SAE Paper 1999-01-0528, 1999.
- [92] **Bruneaux, G. and Lemenand, C.**, *"Analyse des jets et de la combustion Diesel dans une enceinte haute pression – Rapport des activités 2003"*, Etude GSM D1.4, 2003
- [93] **Bruneaux, G. et Mounaïm-Rouselle, C.**, *"Ideal" Sprays for New Generation of Automotive Engines"*, ILASS 2007, Müglä, Turquie, 2007.
- [94] **Musculus, M. P. B.**, *"Entrainment Waves in Diesel Jets"*, SAE Paper 2009-01-1355, 2009.
- [95] **Arrègle, J., Pastor, J. V., et Ruiz, S.**, *"The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics"*, SAE Paper 1999-01-0200, 1999.
- [96] **Bougie, B., Tulej, M., Dreier, T., Dam, N. J., Ter Meulen, J. J., et Gerber, T.**, *"Optical diagnostics of diesel spray injections and combustion in a high-pressure high-temperature cell"*, *Applied Physics B – Lasers and Optics*, **80**:1039-1045, 2005.
- [97] **Delacourt, E., Desmet, B., et Besson, B.**, *"Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques"*, *Fuel*, **84**:859-867, 2005.
- [98] **Desantes, J. M., Payri, R., Salvador, F. J., et Gimeno, J.**, *"Prediction of Spray Penetration by Means of Spray Momentum Flux"*, SAE Paper 2006-01-1387, 2006.

- [99] **Klein-Douwel, R. J. H., Frijters, P. J. M., Somers, L. M. T., De Boer, W. A., et Baert, R. S. G.**, "*Macroscopic diesel fuel spray shadowgraphy using high speed digital imaging in a high pressure cell*", *Fuel*, **86**:1994-2007, 2007.
- [100] **Ryu, J., Kim, H., et Lee, K.**, "*A Study on the Spray Structure and Evaporation Characteristic of Common Rail Type High Pressure Injector in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine*", *Fuel*, **84**:2341-2350, 2005.
- [101] **Bruneaux, G., Lauretou, J., and Hermant, L.**, "*Analyse de la Formation des Polluants en Enceinte Haute Pression – Rapport des activités 2006*", Etude GSM DB2, 2006
- [102] **Su, T. F., Patterson, M. A., Reitz, R. D., et Farrell, P. V.**, "*Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays*", SAE Paper 960861, 1996.
- [103] **Kook, S. et Bae, C.**, "*Combustion Control Using Two-Stage Diesel Fuel Injection in a Single-Cylinder PCCI Engine*", SAE Paper 2004-01-0938, 2004.
- [104] **Walter, B., Monteiro, L., Miche, M., et Gatellier, B.**, "*Improvement of Exhaust and Noise Emissions of the NADITM concept using pre-mixed type combustion with multiple stages injection*", Lyon (France), 2004.
- [105] **Daimler Chrysler A.G.**, "*Method for Operating an Internal Combustion Engine*", brevet US 7293544B2, 05/26/2005.
- [106] **IFP Energies nouvelles**, "*Procédé de Dispositif de Contrôle de la Combustion pour un Moteur à Combustion Interne*", brevet EP 1279802A1 , 01/29/2003.
- [107] **Dubreuil, A., Foucher, F., et Mounaïm-Rouselle, C.**, "*Effect of EGR Chemical Components and Intake Temperature on HCCI Combustion Development*", SAE Paper 2006-32-0044, 2006.
- [108] **Dubreuil, A., Foucher, F., Mounaïm-Rouselle, C., Dayma, G., et Dagaut, P.**, "*HCCI combustion: Effect of NO in EGR*", *Proceedings of the Combustion Institute*, **31**:2879-2886, 2007.
- [109] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, "*Influence of Fuel Autoignition Reactivity on the High-Load Limits of HCCI Engines*", SAE Paper 2008-01-0054, 2008.
- [110] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, "*Influence of EGR Quality and Unmixedness on the High-Load Limits of HCCI Engines*", SAE Paper 2009-01-0666, 2009.
- [111] **Babajimopoulos, A., Assanis, D. N., et Fiveland, S. B.**, "*An Approach for Modeling the Effects of Gas Exchange Processes on HCCI Combustion and Its Application in Evaluating Variable Valve Timing Control Strategies*", SAE Paper 2002-01-2829, 2002.
- [112] **Rothamer, D. A., Snyder, J. A., Hanson, R. K., Steeper, R. R., et Fitzgerald, R. P.**, "*Simultaneous imaging of exhaust gas residuals and temperature during HCCI combustion*", *Proceedings of the Combustion Institute*, **32**:2869-2876, 2009.

- [113] **Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H., et Chen, Y.**, "*Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)*", *Energy*, **31**:2665-2676, 2006.
- [114] **Shi, L., Qu, S., Gui, Y., et Deng, K.**, "*Combustion and emission characteristics of diesel p-HCCI by adding fuel injected in negative valve overlap*", *Energy & Fuels*, **23**:4966-4973, 2009.
- [115] **Walter, B., Pacaud, P., et Gatellier, B.**, "*Variable Valve Actuation Systems potential for HCCI or LTC Diesel combustion*", Rueil Malmaison, France, 2006.
- [116] **Wang, Z., Shuai, S.-J., et Wang, J.-X.**, "*Multi-dimensional Simulation of HCCI Engine Using Parallel Computation and Chemical Kinetics*", SAE Paper 2008-01-0966, 2008.
- [117] **Dec, J. E. et Sjöberg, M.**, "*Isolating the Effects of Fuel Chemistry on Combustion Phasing in an HCCI Engine and the Potential of Fuel Stratification for Ignition Control*", SAE Paper 2004-01-0557, 2004.
- [118] **Sjöberg, M., Dec, J. E., Babajimopoulos, A., et Assanis, D.**, "*Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates*", SAE Paper 2004-01-2994, 2004.
- [119] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, "*An Investigation of the Relationship Between Measured Intake Temperature, BDC Temperature, and Combustion Phasing for Premixed and DI HCCI Engines*", SAE Paper 2004-01-1900, 2004.
- [120] **Dec, J. E. et Hwang, W.**, "*Characterizing the Development of Thermal Stratification in an HCCI Engine Using Planar-Imaging Thermometry*", SAE Paper 2009-01-0650, 2009.
- [121] **Dec, J. E., Hwang, W., et Sjöberg, M.**, "*An Investigation of Thermal Stratification in HCCI Engines Using Chemiluminescence Imaging*", SAE Paper 2006-01-1518, 2006.
- [122] **Grenda, J. M.**, "*Numerical Modeling of Charge Stratification for the Combustion Control of HCCI Engines*", SAE Paper 2005-01-3722, 2005.
- [123] **Aleiferis, P. G., Charalambides, A. G., Hardalupas, Y., Taylor, A. M. K. P., et Urata, Y.**, "*Modelling and Experiments of HCCI Engine Combustion with Charge Stratification and Internal EGR*", SAE paper 2005-01-3725, 2005.
- [124] **Amano, T., Morimoto, S., et Kawabata, Y.**, "*Modeling of the Effect of Air/Fuel Ratio and Temperature Distribution on HCCI Engines*", SAE Paper 2001-01-1024, 2001.
- [125] **Herold, R. E., Krasselt, J. M., Foster, D. E., Ghandhi, J. B., Reuss, D. L., et Najt, P. M.**, "*Investigations into the Effects of Thermal and Compositional Stratification on HCCI Combustion – Part II: Optical Engine Results*", SAE Paper 2009-01-1106, 2009.
- [126] **Kakuho, A., Nagamine, M., Amenomori, Y., Urushihara, T., et Itoh, T.**, "*In-Cylinder Temperature Distribution Measurement and Its Application to HCCI Combustion*", SAE Paper 2006-01-1202, 2006.

- [127] **Krasselt, J., Foster, D., Ghandhi, J., Herold, R., Reuss, D., et Najt, P.**, *"Investigations into the Effects of Thermal and Compositional Stratification on HCCI Combustion – Part I: Metal Engine Results"*, SAE Paper 2009-01-1105, 2009.
- [128] **Lim, O. T., Nakano, H., et Iida, N.**, *"The Research About the Effects of Thermal Stratification on n-Heptane/iso-Octane-Air Mixture HCCI Combustion Using a Rapid Compression Machine"*, SAE Paper 2006-01-3319, 2006.
- [129] **Ozaki, J. et Iida, N.**, *"Effect of Degree of Unmixedness on HCCI Combustion Based on Experiment and Numerical Analysis"*, SAE Paper 2006-32-0046, 2006.
- [130] **Rothamer, D. A., Snyder, J. A., Hanson, R. K., et Steeper, R. R.**, *"Two-Wavelength PLIF Diagnostic for Temperature and Composition"*, SAE Paper 2008-01-1067, 2008.
- [131] **Sjöberg, M., Dec, J. E., et Cernansky, N. P.**, *"Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments"*, SAE Paper 2005-01-0113, 2005.
- [132] **Sjöberg, M. et Dec, J. E.**, *"Effects of Engine Speed, Fueling Rate, and Combustion Phasing on the Thermal Stratification Required to Limit HCCI Knocking Intensity"*, SAE Paper 2005-01-2125, 2005.
- [133] **Xu, H., Liu, M., Gharahbaghi, S., Richardson, S., Wyszynski, M., et Megaritis, T.**, *"Modelling of HCCI Engines: Comparison of Single-zone, Multi-zone and Test Data"*, SAE Paper 2005-01-2123, 2005.
- [134] **Yu, R., Joelsson, T., Bai, X. S., et Johansson, B.**, *"Effect of Temperature Stratification on the Auto-ignition of Lean Ethanol/Air Mixture in HCCI engine"*, SAE Paper 2008-01-1669, 2008.
- [135] **Herold, R. E. et Ghandhi, J. B.**, *"Investigation of Bulk In-Cylinder Stratification with Split Intake Runners"*, SAE Paper 2007-01-4044, 2007.
- [136] **Yao, M. et Zheng, Z.**, *"A Numerical Investigation on Effects of Charge Stratification on HCCI Combustion"*, SAE Paper 2007-01-4132, 2007.
- [137] **Zheng, Z. et Yao, M.**, *"Charge stratification to control HCCI: Experiments and CFD modeling with n-heptane as fuel"*, Fuel, **88**:354-365, 2009.
- [138] **Tominaga, R., Morimoto, S., Kawabata, Y., Matsuo, S., et Amano, T.**, *"Effects of Heterogeneous EGR on the Natural Gas Fueled HCCI Engine Using Experiments, CFD and Detailed Kinetics"*, SAE Paper 2004-01-0945, 2004.
- [139] **Ghandhi, J. B.**, *"Spatial Resolution and Noise Considerations in Determining Scalar Dissipation Rate from Passive Scalar Image Data"*, Experiments in Fluids, **40**:577-588, 2006.

Annexes

Annexe A : Post-traitement des images de LIF

Principe

Le post-traitement est composé de quatre étapes:

1. Soustraction de l'image de fond moyenne à chaque image instantanée collectée (Équation A-1)

$$I_{x,y,n}^{\text{corr_fond}} = I_{x,y,n} - \left\langle I_{x,y,n}^{\text{fond}} \right\rangle_{x,y} \quad \text{Équation A-1}$$

avec:

- I l'intensité du pixel
- "fond" se réfère à l'image de fond
- "corr_fond" est l'image corrigée par l'image moyenne de fond
- x: composante suivant la direction de propagation du laser, i.e. suivant l'horizontale
- y: composante suivant la perpendiculaire à la direction de propagation du laser, i.e. suivant la verticale
- n: numéro de l'image
- $\langle \rangle$: moyenne d'ensemble sur les images

2. Correction du profil spatial d'énergie du laser non uniforme

Le profil du laser étant gaussien, l'énergie maximum est au milieu de la nappe. Un ensemencement homogène de biacetyl conduit alors, sans correction, à la détection d'intensités plus faibles sur les bords de la nappe laser. La correction appliquée, explicitée par l'Équation A-2, est basée sur la normalisation par une image homogène en traceur, dont les variations d'intensité sont principalement dues à des variations d'intensité laser:

$$I_{x,y,n}^{\text{corr_fond_laser}} = \frac{I_{x,y,n}^{\text{corr_fond}}}{\left\langle I_{x,y,n}^h - \left\langle I_{x,y,n}^{\text{fond}} \right\rangle_{x,y} \right\rangle_{x,y}} \cdot S \quad \text{Équation A-2}$$

avec:

- "h" se réfère à l'image réalisée avec un ensemencement homogène

- "corr_fond_laser" se réfère à l'image corrigée par l'image de fond moyenne et par le profil d'énergie du laser
- S, une constante, qui permet d'obtenir un résultat ayant une dimension d'intensité caméra. S a été choisie comme étant égale à la moyenne spatiale de la moyenne des images homogènes corrigées par l'image de fond moyenne (Équation A-3):

$$S = \overline{\left\langle I_{x,y,n}^h - \left\langle I_{x,y,n}^{\text{fond}} \right\rangle_{x,y} \right\rangle_{x,y}} \quad \text{Équation A-3}$$

avec $\bar{I}$, la moyenne spatiale de l'image I considérée.

3. Filtrage

Les images ainsi obtenues sont filtrées afin de diminuer le bruit caméra, conduisant à la détermination de $I_{x,y,n}^{\text{corr_fond_laser_filtre}}$. Différents types de filtre ont été testés (Figure A-1), et il a été décidé d'utiliser un filtre moyen 3×3, permettant de réduire le bruit caméra tout en limitant la perte d'information. Sur cette figure, "ray" se réfère à la normalisation "ray" que nous expliquerons par la suite.

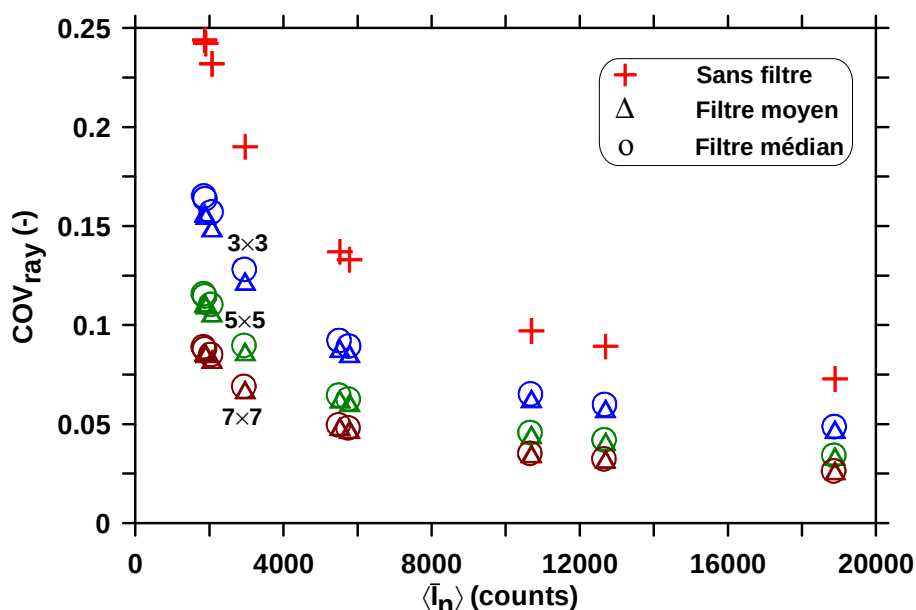


Figure A-1 : Évolution du COV de la distribution en fonction de l'intensité moyenne des images selon le type de filtre

A partir de cette étape, toute intensité I est issue des étapes de corrections et de filtrage.

4. Normalisations

Le post-traitement se poursuit par une normalisation de l'image. Trois types de normalisations ont été réalisés:

a. Normalisation "global mean", qui permet la comparaison directe entre des sets d'images d'intensité moyenne différente.

Elle est effectuée en normalisant l'intensité du pixel par l'intensité moyenne de l'ensemble du set d'images (Équation A-4):

$$I_{x,y,n}^{gl} = \frac{I_{x,y,n}^{corr_fond_laser_filtre}}{\langle \bar{I}_n \rangle} \quad \text{Équation A-4}$$

avec "gl" symbolisant la normalisation "global mean".

b. Normalisation "image mean", qui permet de prendre en compte la variation tir à tir de l'énergie laser.

Elle est réalisée en normalisant l'intensité du pixel par la moyenne spatiale de l'intensité des pixels de l'image considérée $\bar{I}_n$ (Équation A-5):

$$I_{x,y,n}^{im} = \frac{I_{x,y,n}^{corr_fond_laser_filtre}}{\bar{I}_n} \quad \text{Équation A-5}$$

avec "im" symbolisant la normalisation "image mean".

c. Normalisation "ray mean", qui permet de prendre en compte la variation tir à tir de l'énergie et du profil laser.

Comme la direction de propagation du laser est horizontale, cette normalisation est obtenue en normalisant l'intensité du pixel par la moyenne de l'intensité des pixels de la ligne (direction horizontale) à laquelle appartient le pixel considéré, sur l'image considérée (Équation A-6) :

$$I_{x,y,n}^{ray} = \frac{I_{x,y,n}^{corr_fond_laser_filtre}}{\tilde{I}_{y,n}} \quad \text{Équation A-6}$$

avec:

- "ray": indique l'utilisation de la normalisation "ray mean"
- $\tilde{I}_{y,n}$: moyenne de l'intensité des pixels sur une ligne y considérée d'une image n considérée

Analyse des images traitées

Après ces étapes de normalisation, la fonction de densité de probabilité (pdf) de l'intensité des pixels des images constituant une série d'images est ensuite déterminée. Il est à noter que les pixels considérés sont ceux des images individuelles de la série et non ceux de l'image moyenne.

L'écart type (i.e. le coefficient de variation (COV) de la distribution obtenue), permet alors de quantifier l'homogénéité du mélange, qu'il s'agisse du mélange entre les flux gazeux provenant des deux conduits d'admission dans le cas de la LIF biacetyl ou du mélange entre l'air et le carburant dans le cas de la LIF carburant. Plus le COV est élevé, moins le mélange considéré est homogène.

Le COV de la distribution étant utilisé afin de déterminer l'homogénéité du mélange, une partie importante de l'analyse a consisté à isoler la stratification effective des espèces sondées par rapport aux sources de bruit et aux biais associés à la normalisation réalisée, ces facteurs impactant le COV calculé.

Six différentes sources contribuant au COV de la pdf ont été identifiées (Équation A-7):

$$\text{COV}^2 = \text{COV}_{\text{laser}}^2 + \text{COV}_{\text{traceur}}^2 + \text{COV}_{\text{profil}}^2 + \text{COV}_{\text{cam}}^2 + \text{COV}_{\text{T}}^2 + \text{COV}_{\text{strat}}^2 \quad \text{Équation A-7}$$

Ces six sources sont:

- $\text{COV}_{\text{laser}}$: variations tir à tir de l'énergie laser
- $\text{COV}_{\text{traceur}}$: variations tir à tir de la quantité de traceur dans le plan de post-traitement
- $\text{COV}_{\text{profil}}$: variations tir à tir du profil de l'énergie laser
- COV_{cam} : bruit caméra
- COV_{T} : effet de la stratification en température (composante fluctuante), via l'effet de la température sur le signal de fluorescence
- $\text{COV}_{\text{strat}}$: effet de la stratification du traceur dans le plan de post-traitement, il s'agit de la grandeur d'intérêt

Lors de l'utilisation de la normalisation "global mean", aucun de ces six termes n'est corrigé (Équation A-8):

$$\text{COV}_{\text{gl}}^2 = \text{COV}_{\text{laser}}^2 + \text{COV}_{\text{traceur}}^2 + \text{COV}_{\text{profil}}^2 + \text{COV}_{\text{cam}}^2 + \text{COV}_{\text{T}}^2 + \text{COV}_{\text{strat}}^2 \quad \text{Équation A-8}$$

En cas de normalisation par la méthode "image mean", nous avons (Équation A-9):

$$\text{COV}_{\text{im}}^2 = \text{COV}_{\text{profil}}^2 + \text{COV}_{\text{cam}}^2 + \text{COV}_{\text{T}}^2 + \text{COV}_{\text{strat}}^2 \quad \text{Équation A-9}$$

En effet lors de la normalisation par la méthode "image mean" l'effet de la variation tir à tir de l'énergie laser est éliminé, ainsi que celui de la variation tir à tir de la quantité de traceur dans le plan de post-traitement, de telle sorte que les termes $\text{COV}_{\text{laser}}^2$ et $\text{COV}_{\text{traceur}}^2$ sont éliminés.

Cependant l'élimination du dernier terme n'est pas nécessairement souhaitée puisqu'il peut s'agir d'une source de stratification. Il peut alors exister un biais introduit par la méthode de normalisation "image mean".

En cas de biais, la quantité de traceur dans le plan de post-traitement a un effet sur le COV de la distribution (pdf) calculé pour l'image considérée. Le COV de l'intensité des pixels d'une image donnée ($COV_{im, n}$) a ainsi été tracé en fonction de la moyenne spatiale de cette image ($\bar{I}_n$) normalisée par l'intensité moyenne de l'ensemble du set d'images ($\langle \bar{I}_n \rangle$). En cas de biais, il existe une corrélation entre $COV_{im, n}$ et $\bar{I}_n / \langle \bar{I}_n \rangle$.

Il a été vérifié que lors des expériences de LIF biacetyl, ce biais n'existe pas dès le PMB (Figure A-2). Lors des essais de LIF carburant, pour tous les angles présentés, nous n'observons aucun biais (Figure A-3).

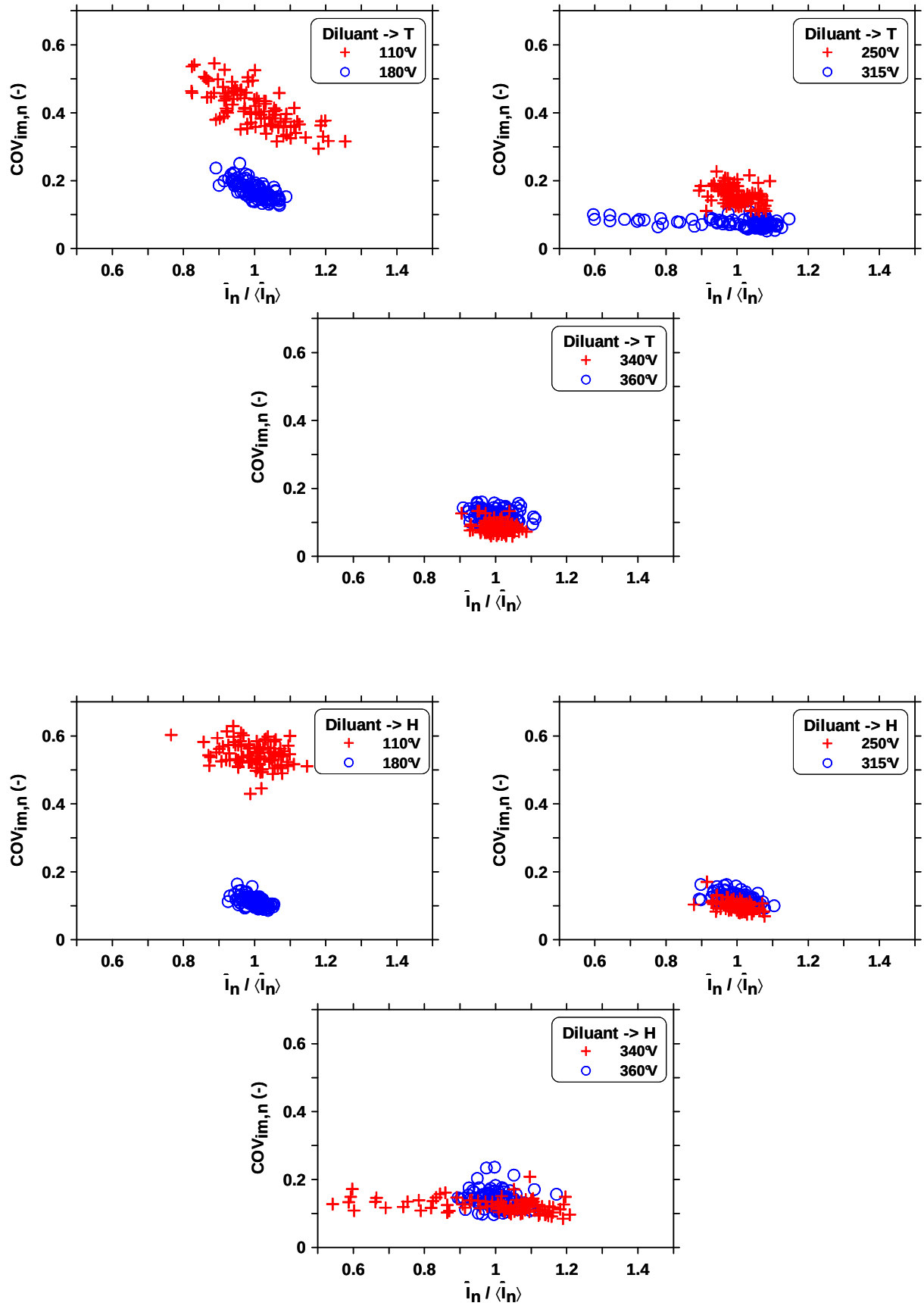


Figure A-2 : Évolution du COV d'une image en fonction de son intensité moyenne normalisée pour les expériences de LIF biacetyl

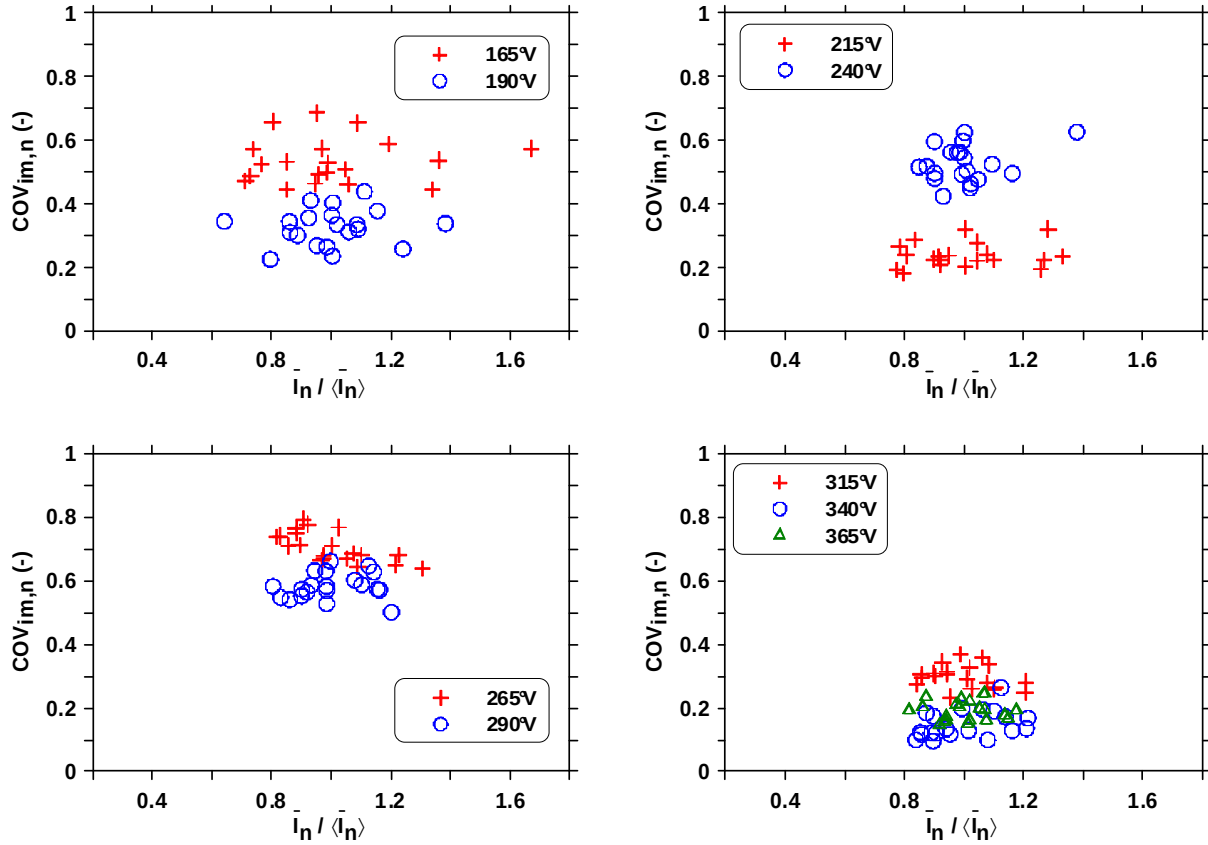


Figure A-3 : Évolution du COV d'une image en fonction de son intensité moyenne normalisée pour les expériences de LIF du carburant

Lors de l'utilisation de la normalisation "ray mean", nous obtenons (Équation A-10):

$$COV_{ray}^2 = COV_{cam}^2 + COV_T^2 + COV_{strat}^2 \quad \text{Équation A-10}$$

Dans ce cas de normalisation, nous éliminons toute influence de la fluctuation tir à tir de l'énergie et du profil laser, mais également l'influence de la variation tir à tir de la quantité de traceur dans le plan de post-traitement, comme précédemment. De plus, en cas de variation de la quantité de traceur ligne à ligne dans les images d'une même série, nous ne pouvons la discerner de la variation tir à tir du profil laser. De la même façon que précédemment, la normalisation "ray mean" peut alors induire un biais.

En cas de biais, la quantité de traceur au sein d'une ligne d'une image donnée a un effet sur le COV de la distribution calculé pour cette ligne. Le COV de l'intensité des pixels d'une ligne d'une image donnée ($COV_{ray,y,n}$) a ainsi été tracé en fonction de la moyenne de l'intensité des pixels sur cette même ligne ($\tilde{I}_{y,n}$) normalisée par la moyenne spatiale de l'image considérée ($\bar{I}_n$). En cas de biais, il existe une relation entre $COV_{ray,y,n}$ et $\tilde{I}_{y,n} / \bar{I}_n$.

Aucun biais de ce type n'a été détecté lors des essais de LIF biacetyl ou de LIF carburant (Figure A-4, Figure A-5 et Figure A-6).

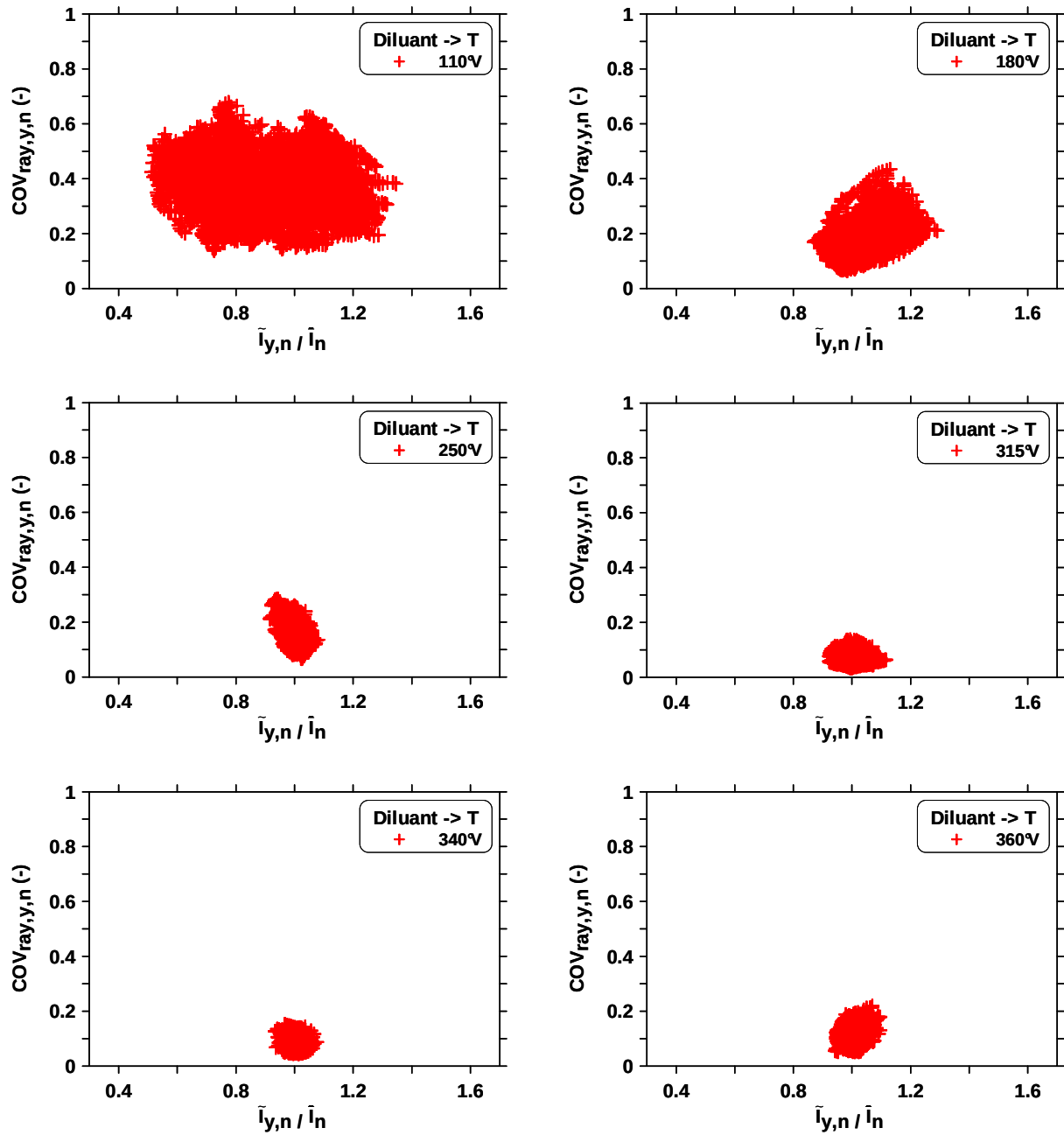


Figure A-4 : Évolution du COV d'une ligne d'une image en fonction de son intensité moyenne normalisée pour les expériences de LIF biacetyl (diluant dans T)

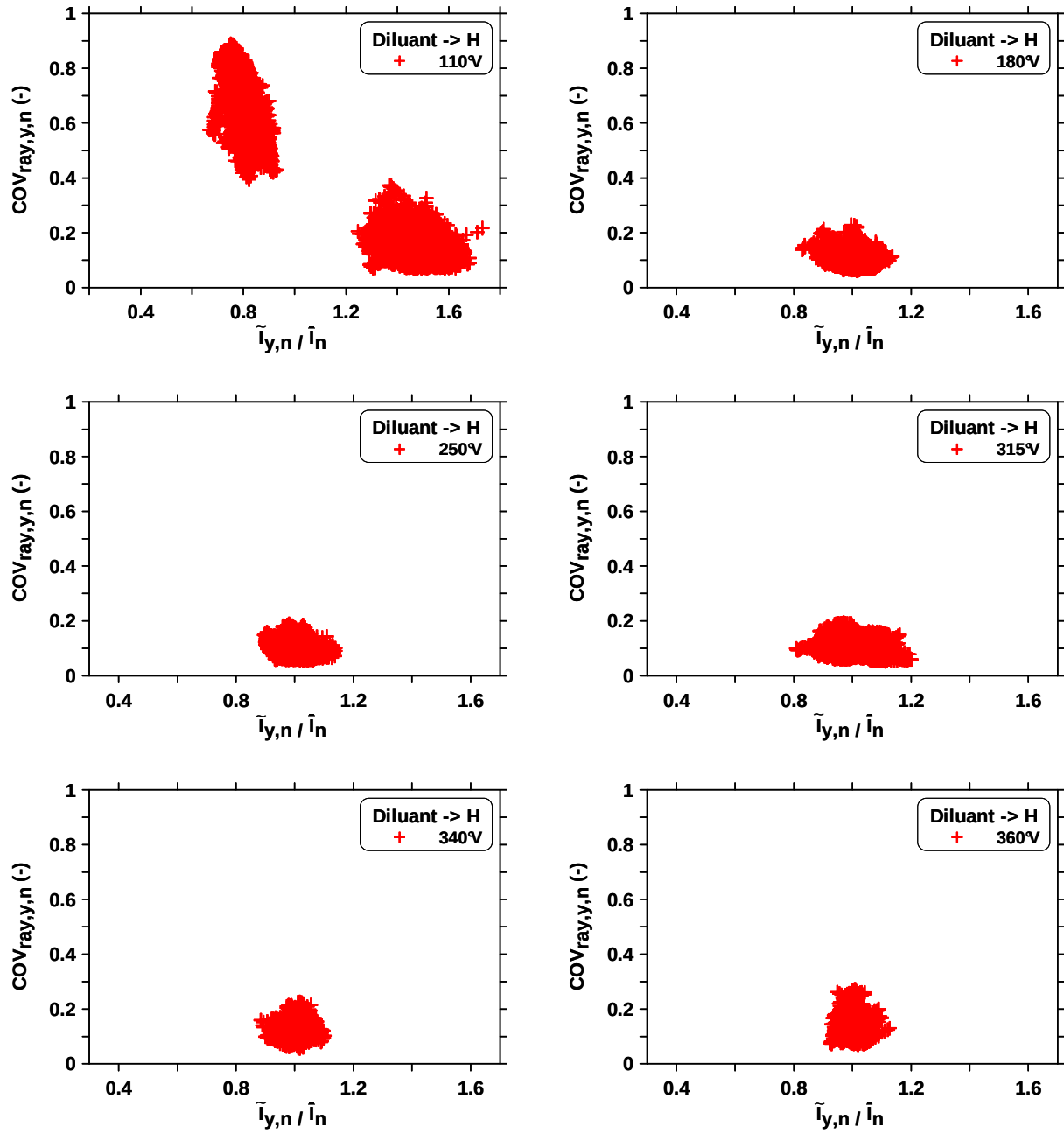


Figure A-5 : Évolution du COV d'une ligne d'une image en fonction de son intensité moyenne normalisée pour les expériences de LIF biacetyl (diluant dans H)

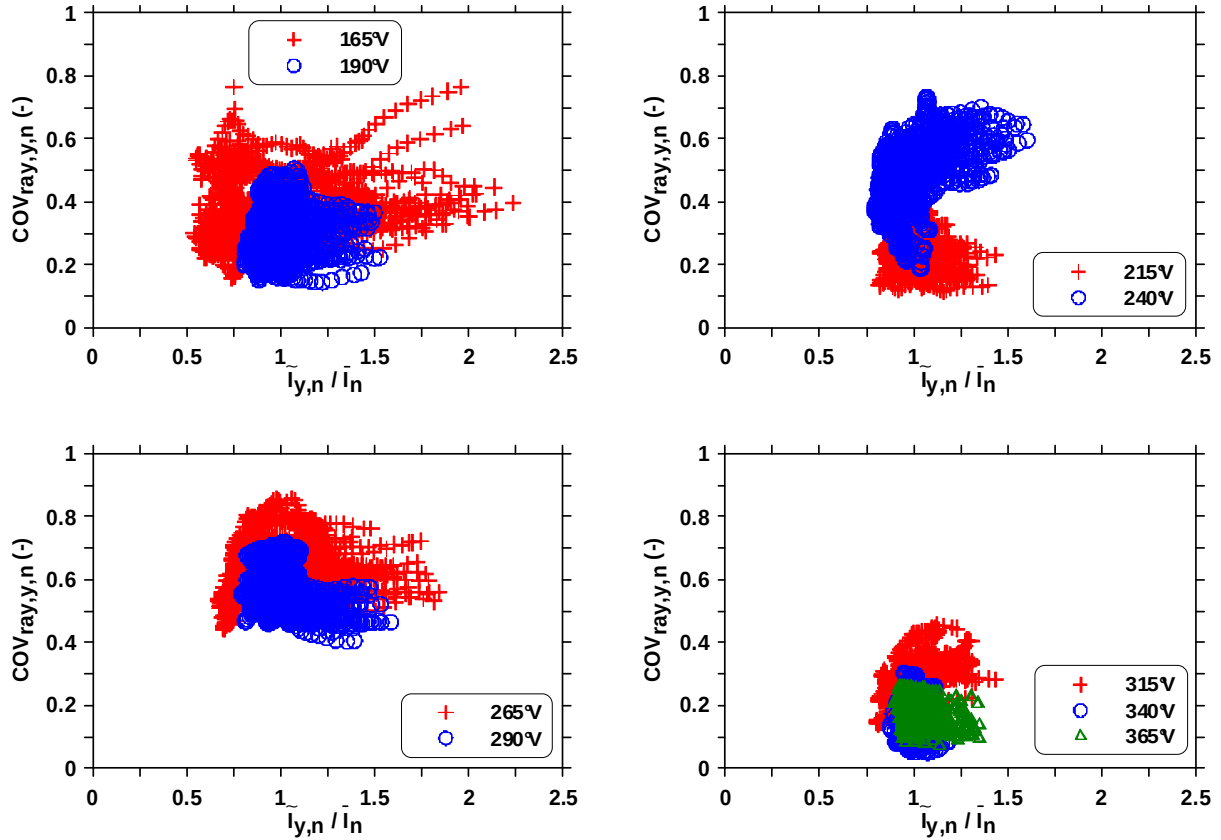


Figure A-6 : Évolution du COV d'une ligne d'une image en fonction de son intensité moyenne normalisée pour les expériences de LIF du carburant

N'observant aucun biais dans le cas de la LIF carburant et dans le cas de la LIF biacetyl pour des images collectées à partir du PMB en cas d'utilisation de la normalisation "ray mean", cette méthode est celle qui nous permet de déterminer au mieux COV_{strat} , le COV de la stratification de l'espèce fluorescente dans le plan de post-traitement. Cependant, nous devons noter que l'élimination de l'influence de la variation tir à tir de la quantité de traceur dans le plan et dans une ligne sur la pdf conduit à une pdf plus étroite que la distribution réelle, sous-estimant la stratification résidant dans l'ensemble de la chambre de combustion. Afin de limiter cette sous-estimation, le plan laser a été orienté de telle façon qu'il soit coplanaire avec le plan de la stratification principale, i.e. le plan vertical rejoignant les soupapes d'admission et d'échappement dans le cas de la LIF biacetyl. Aucune orientation privilégiée de la stratification n'est attendue lors des essais de LIF carburant, l'injecteur et le bol étant symétriques.

Avant de calculer COV_{strat} , il reste cependant à déterminer la contribution du bruit caméra ainsi que celui de la stratification en température sur le COV de la pdf.

Détermination du bruit caméra dans le cas de la LIF biacetyl

Le bruit caméra a été estimé à l'aide de l'enregistrement d'images au PMB pour un ensemencement homogène de biacetyl. Dans une telle configuration, la normalisation "ray mean" des images mène à (Équation A-11):

$$\text{COV}_{\text{ray}}^2 = \text{COV}_{\text{cam}}^2 \quad \text{Équation A-11}$$

L'ensemencement homogène du traceur conduit à annuler le terme $\text{COV}_{\text{strat}}^2$ de l'Équation A-10. De la même façon, les images étant collectées au PMB, l'influence de la stratification en température peut être négligée, le terme COV_{T}^2 de l'Équation A-10 est alors également nul. En effet au PMB on peut considérer que la stratification en température n'est pas significative, puisque qu'elle s'établit après, pendant la compression, lors du brassage des gaz du cœur de la chambre avec les poches d'air plus froid provenant des parois. Il ne subsiste ainsi que l'influence du bruit caméra sur le COV de la distribution.

Le bruit caméra provient de trois sources: le "read noise", le "dark noise" et le "shot noise" [77, 79, 139]. Nous faisons alors l'hypothèse que le bruit caméra se réduit au seul "shot noise", bruit étant décrit par l'Équation A-12:

$$\sigma_{\text{shot}} = \sqrt{\frac{I}{C_{A/D}}} \quad \text{Équation A-12}$$

avec:

- σ_{shot} : "shot noise"
- $C_{A/D}$: facteur de gain de la caméra (en e^- / counts)

Le "shot noise" est ainsi proportionnel à la racine carrée de l'intensité du pixel. Après normalisation par la méthode "ray mean", i.e. après division par une quantité relative à une intensité moyenne, il est attendu que ce bruit soit inversement proportionnel à la racine carrée de l'intensité du pixel.

La Figure A-7 présente l'évolution du bruit caméra (défini par COV_{cam}) en fonction de la moyenne spatiale de l'image corrigée et filtrée moyenne, déterminé à partir des images homogènes obtenues au PMB, les symboles représentant les données expérimentales.

Cette figure indique que le bruit caméra évolue comme l'inverse de la racine carrée de l'intensité, confirmant l'hypothèse réalisée précédemment: le bruit caméra peut être défini par le "shot noise" seul.

L'équation formulée sur la figure est alors utilisée pour déterminer le terme COV_{cam} , bruit caméra pour le set d'images considéré, en fonction de son intensité moyenne (Équation A-13):

$$\text{COV}_{\text{cam}} = \frac{6.945}{\sqrt{\langle \bar{I}_n \rangle}} - 0.006 \quad \text{Équation A-13}$$

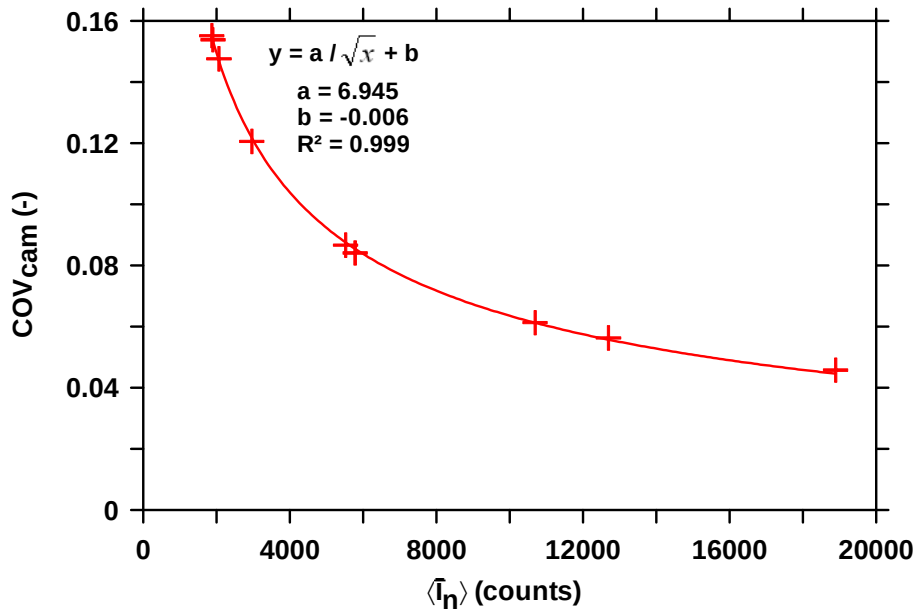


Figure A-7: Évolution du bruit caméra en fonction de la moyenne spatiale de l'image corrigée et filtrée moyenne, déterminé sur des images homogènes en traceur obtenues au PMB

Cette relation n'est valable que pour le réglage caméra utilisé lors de ces expériences de détermination du bruit caméra. En cas de modification de ce réglage, notamment en cas de changement du gain d'intensification (Équation A-12), une nouvelle relation doit être déterminée. Cette relation a été utilisée pour toutes les expériences de LIF biacetyl, le réglage caméra ayant été conservé.

Les essais de LIF carburant ont quant à eux fait appel à un réglage caméra différent (gain d'intensification plus faible), nécessitant ainsi la détermination d'une nouvelle relation. Ne pouvant satisfaire pour ces essais la condition de parfaite homogénéité du traceur dans le plan de post-traitement au PMB, l'évolution du bruit caméra avec l'intensité n'est pas déterminée dans le cas de la LIF carburant.

Détermination de l'effet de la stratification en température dans le cas de la LIF biacetyl

Après avoir déterminé le bruit caméra, la contribution de la stratification en température (COV_T) sur le COV de la distribution doit également être estimée afin d'évaluer au mieux COV_{strat}. La méthodologie repose sur l'acquisition d'images homogènes pour différents angles au cours du cycle. La normalisation "ray mean" de ces images mène à (Équation A-14):

$$\text{COV}_{\text{ray}}^2 = \text{COV}_{\text{cam}}^2 + \text{COV}_T^2 \quad \text{Équation A-14}$$

Du fait de la stratification en température, il n'est pas possible de négliger l'impact de cette stratification sur le COV de la distribution pendant la compression. Notons que COV_T représente la contribution de la composante fluctuante de la stratification en température sur la

pdf. En effet, l'impact de la composante moyenne est pris en compte lors de la correction par le plan laser.

La connaissance du COV de la distribution ainsi que du terme COV_{cam} déterminé par la méthode présentée précédemment conduit à la détermination du terme COV_T .

La Figure A-8 présente un exemple d'évolution au cours du cycle de ce terme ainsi que son poids sur le COV de la distribution, calculé par $COV_T^2 / COV_{ray}^2 \times 100$.

Les résultats présentés sur cette figure sont cohérents : la contribution de la stratification en température est négligeable autour du PMB et devient de plus en plus importante au cours de la compression. Il est également intéressant de remarquer qu'autour du PMH, près de 70% du COV de la distribution sont liés à la stratification en température. Le seul autre terme impactant la distribution, COV_{cam} (Équation A-14), a ainsi une contribution plus faible. Ceci montre le besoin de prendre en compte le terme COV_T lors de la détermination de la contribution de la stratification du traceur COV_{strat} .

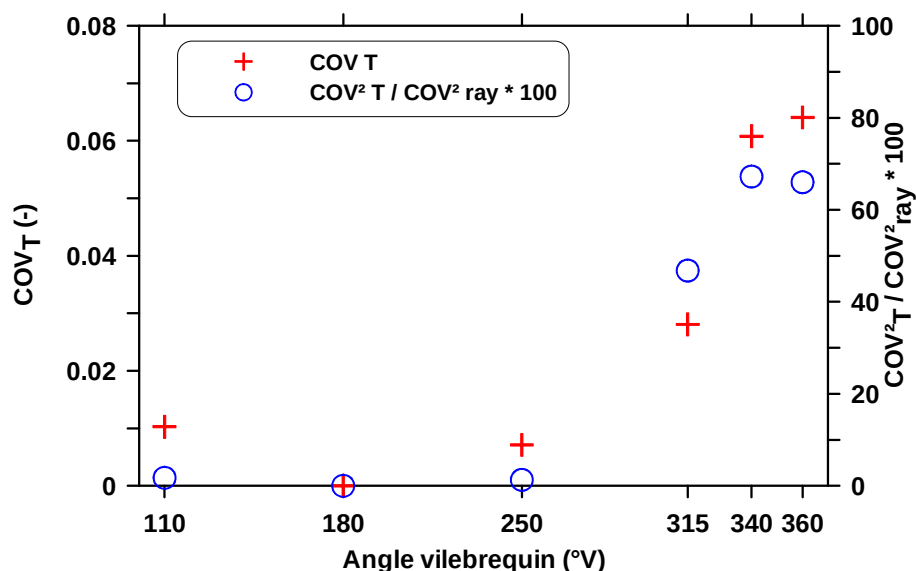


Figure A-8: Exemple de variation de COV_T et de la contribution de la stratification en température sur le COV de la distribution (pdf) au cours du cycle

Les résultats présentés sont alors utilisés afin de déterminer le COV de la stratification du biacetyl. L'utilisation de ces résultats repose néanmoins sur une hypothèse: la contribution de la stratification en température, COV_T , ne dépend que de l'angle de prise d'image.

Détermination de la stratification du traceur dans le cas de LIF biacetyl

Lors de l'application de la normalisation "ray mean" aux images de test, nous obtenons l'Équation A-10.

La détermination du bruit caméra ainsi que de l'effet de la stratification en température sur le COV de la pdf conduisent à l'évaluation de la stratification du traceur dans le plan de post-traitement, COV_{strat} .

La Figure A-9 montre un exemple de variations au cours du cycle de ce terme, de même que sa contribution sur le COV de la pdf.

Cette figure présente notamment le fait que l'importance de la stratification du traceur dans le plan de post-traitement est grande, et ce même autour du PMH, la contribution de cette stratification étant supérieure à 60% autour du PMH.

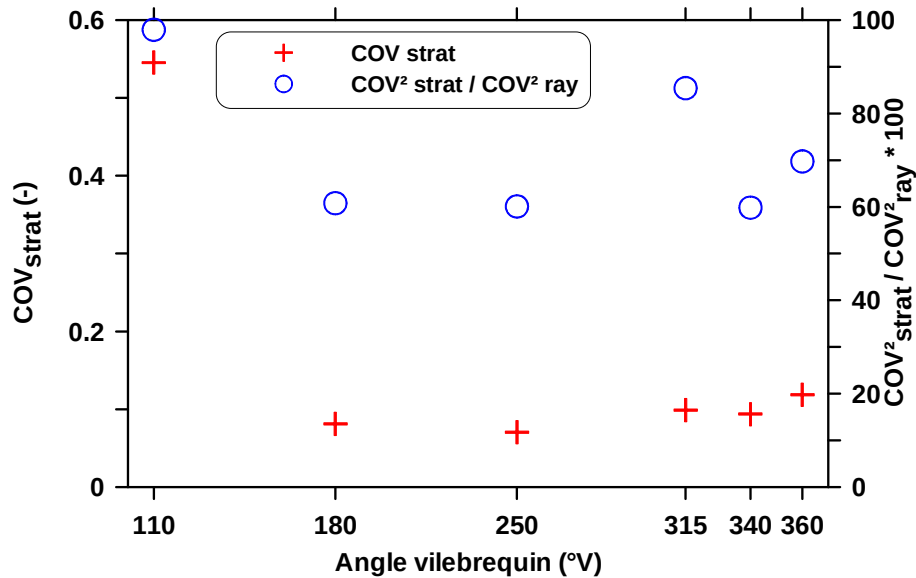


Figure A-9: Exemple de variation de COV_{strat} et de la contribution de la stratification du traceur sur le COV de la distribution au cours du cycle

Applications du post-traitement

Le post-traitement présenté précédemment permet de déterminer l'importante des fluctuations tir à tir du profil d'énergie laser.

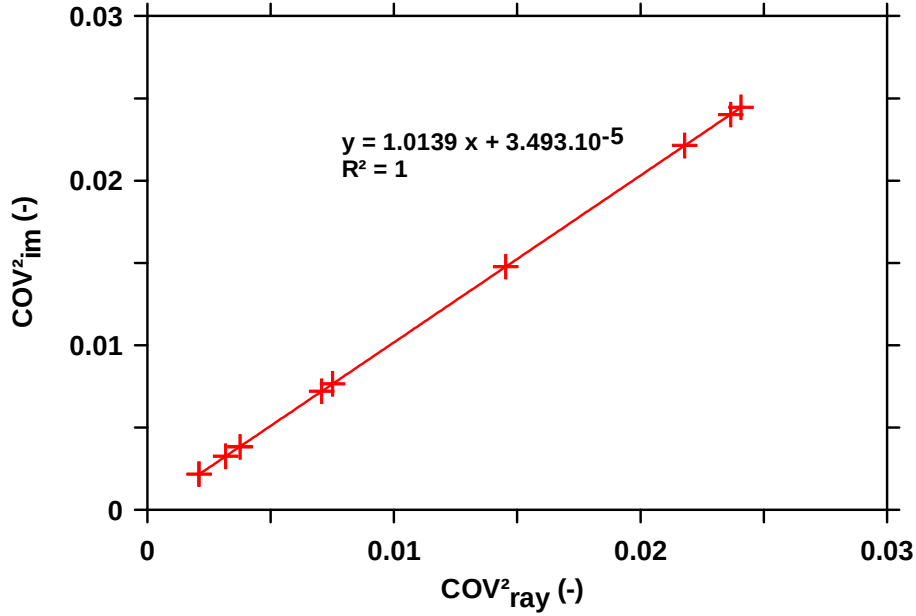


Figure A-10: Évolution de COV^2_{im} en fonction de COV^2_{ray} pour des images homogènes collectées au PMB

La Figure A-10 montre l'évolution du terme COV^2_{im} en fonction de COV^2_{ray} pour des images collectées au PMB, l'ensemencement de biacetyl étant homogène. Dans de telles conditions, COV^2_{ray} est égal à COV^2_{cam} comme discuté précédemment (Équation A-11), tandis que pour COV^2_{im} nous avons (Équation A-15):

$$COV^2_{im} = COV^2_{profil} + COV^2_{cam} \quad \text{Équation A-15}$$

Par soustraction entre COV^2_{im} et COV^2_{ray} , nous en déduisons COV^2_{profil} .

En utilisant l'approximation linéaire présentée sur la Figure A-10, nous obtenons (Équation A-16):

$$COV^2_{profil} = 0.0139 \times COV^2_{ray} + 3.493 \times 10^{-5} \quad \text{Équation A-16}$$

En théorie, COV^2_{profil} ne dépend pas du bruit caméra (i.e. de COV^2_{ray}), ainsi le coefficient devant le terme COV^2_{ray} devrait être nul. Ceci montre que l'erreur liée à la méthode utilisée est de l'ordre de 1.5% environ. En supposant ce coefficient nul, nous obtenons alors:

$$COV_{profil} < 1\%$$

Ce résultat est cohérent avec les différentes valeurs avancées dans la publication de Herold et al. [79].

De la même façon, le post-traitement permet de déterminer l'importance des fluctuations tir à tir de l'énergie laser.

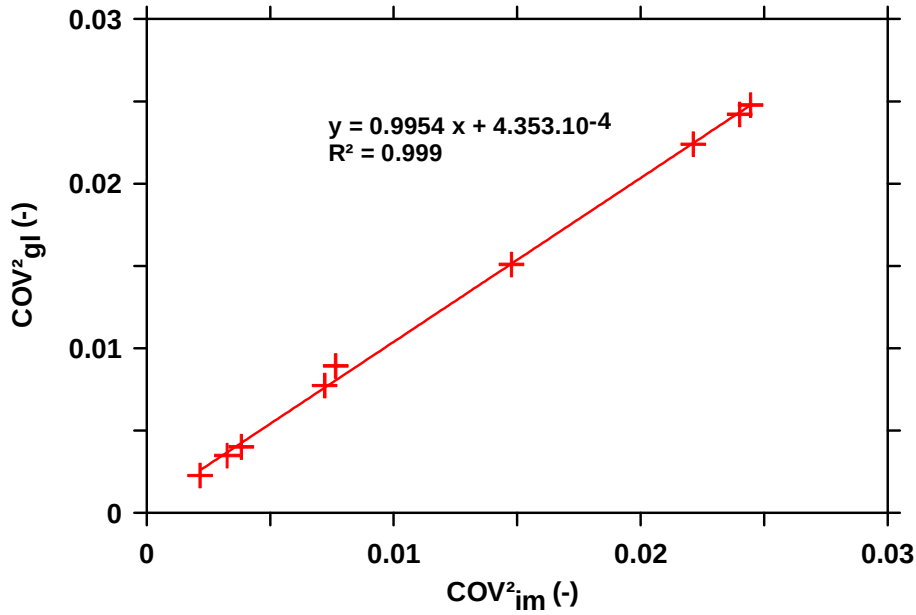


Figure A-11: Évolution de COV^2_{gi} en fonction de COV^2_{im} pour des images homogènes collectées au PMB

La Figure A-11 montre l'évolution de COV^2_{gi} en fonction de COV^2_{im} pour des images enregistrées au PMB, l'ensemencement de biacetyl étant homogène. Dans ces conditions COV^2_{im} est égal à $COV^2_{profil} + COV^2_{cam}$ (Équation A-15), tandis que pour COV^2_{gi} nous obtenons (Équation A-17):

$$COV^2_{gi} = COV^2_{laser} + COV^2_{profil} + COV^2_{cam} \quad \text{Équation A-17}$$

La soustraction entre COV^2_{gi} et COV^2_{im} conduit alors à l'estimation de COV^2_{laser} . Nous obtenons (Équation A-18) :

$$COV^2_{laser} = -0.0046 \times COV^2_{im} + 4.353 \times 10^{-4} \quad \text{Équation A-18}$$

De la même façon que précédemment, l'Équation A-18 montre que l'erreur liée à la méthode est de l'ordre de 0.5% environ. En annulant le coefficient situé devant le terme COV^2_{im} , nous en déduisons que:

$$COV_{laser} \sim 2\%$$

Cet ordre de grandeur correspond à des valeurs usuelles [79].

Le post-traitement appliqué aux différentes séries d'images permet également de déterminer un ordre de grandeur de l'échelle spatiale caractéristique de la stratification.

La méthode développée est la suivante: un premier calcul est effectué sur une zone carrée de 90 pixels de côté, centrée sur l'image. Lors de ce calcul, nous relevons le COV des intensités des pixels des images normalisées par la méthode "ray mean" pour les cas homogène et stratifié. Nous répétons l'opération pour des zones de post-traitement de plus en plus petites,

toujours centrées sur l'image. La détermination de l'échelle caractéristique de stratification est ensuite basée sur le postulat suivant: si l'échelle est beaucoup plus petite que de la taille de la zone de post-traitement, le COV relevé dans le cas stratifié sera alors plus grand que dans le cas homogène. Si, au contraire, l'échelle caractéristique de la stratification est beaucoup plus grande que la taille de la zone de post-traitement, le COV relevé sera très proche de celui calculé pour le cas homogène, les différences relevées entre ces deux coefficients étant liées notamment au bruit caméra variant entre les deux cas. Cette méthode suppose aussi qu'il existe une échelle caractéristique unique et identique en tout point de la zone de visualisation. L'objectif est donc d'obtenir un ordre de grandeur de l'échelle de la stratification. Seules des variations importantes dans les résultats obtenus par cette méthode pourront alors servir de moyens d'analyse.

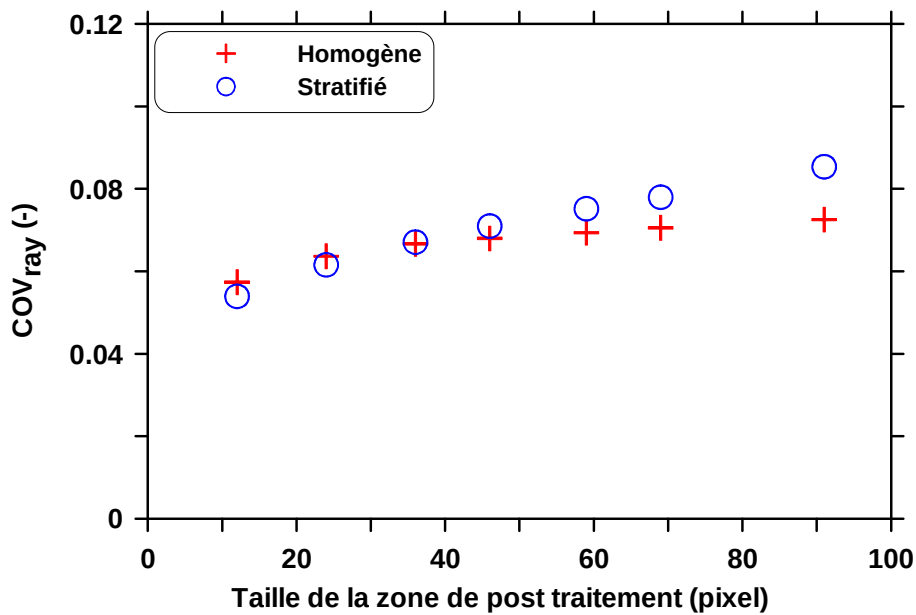


Figure A-12: Exemple de détermination de l'ordre de grandeur de l'échelle caractéristique de la stratification

L'exemple présenté sur la Figure A-12 montre que la courbe relative au cas stratifié rencontre celle du cas homogène pour des tailles de zone de post-traitement comprises entre 36 pixels et 59 pixels, soit une échelle caractéristique de stratification comprise entre 5 mm et 9 mm environ.

La Figure A-12 montre de plus une diminution du COV du cas homogène lors de la diminution de la taille de la zone de post-traitement. Ce résultat pourrait paraître surprenant s'il était interprété comme la conséquence d'un mélange de plus en plus homogène lorsque la zone est réduite. Cependant, il est fort probable que ce résultat soit une conséquence de la forme gaussienne du profil laser. En effet les zones utilisées pour le traitement sont toujours centrées sur l'image, par conséquent plus leur taille est réduite, plus les pixels sélectionnés correspondent à la partie centrale du profil laser ayant une énergie maximale, et donc plus la proportion de pixels à forte intensité est élevée. Il s'ensuit que le COV lié au bruit caméra diminue, et donc par conséquent le COV du cas homogène.

Annexe B : Effets de la pression d'admission et du régime sur les images de LIF biacetyl

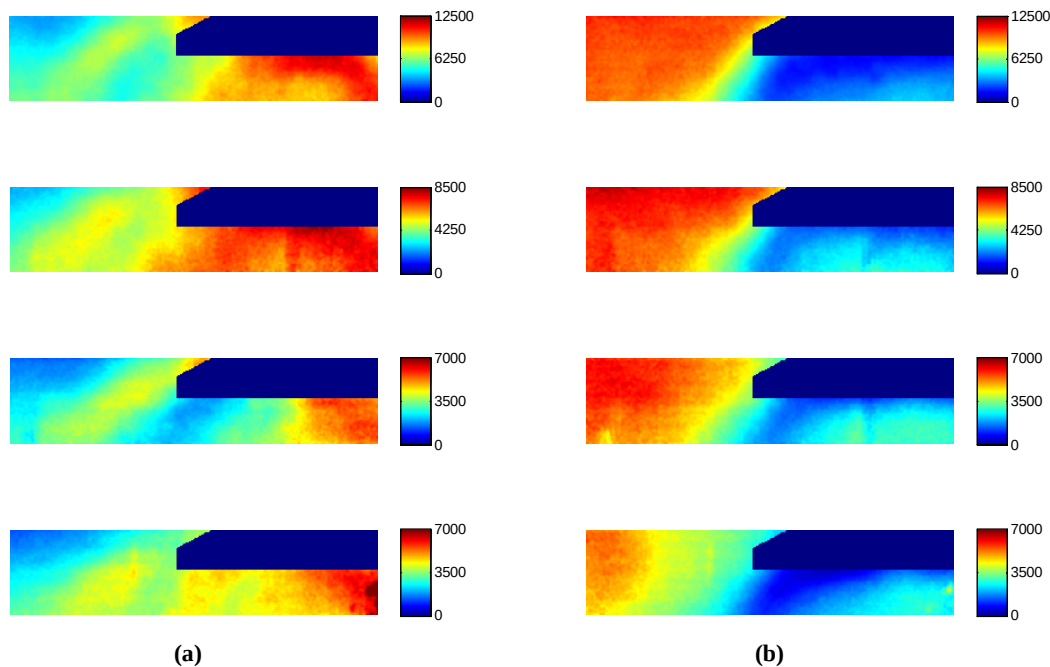


Figure B-1 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 110°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

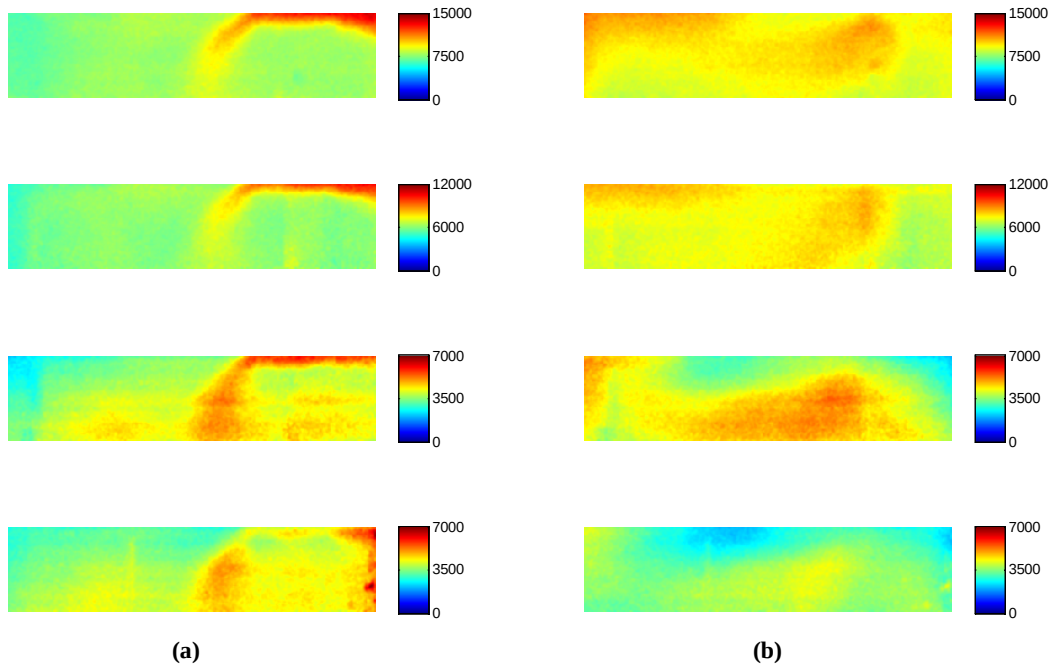


Figure B-2 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 180°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

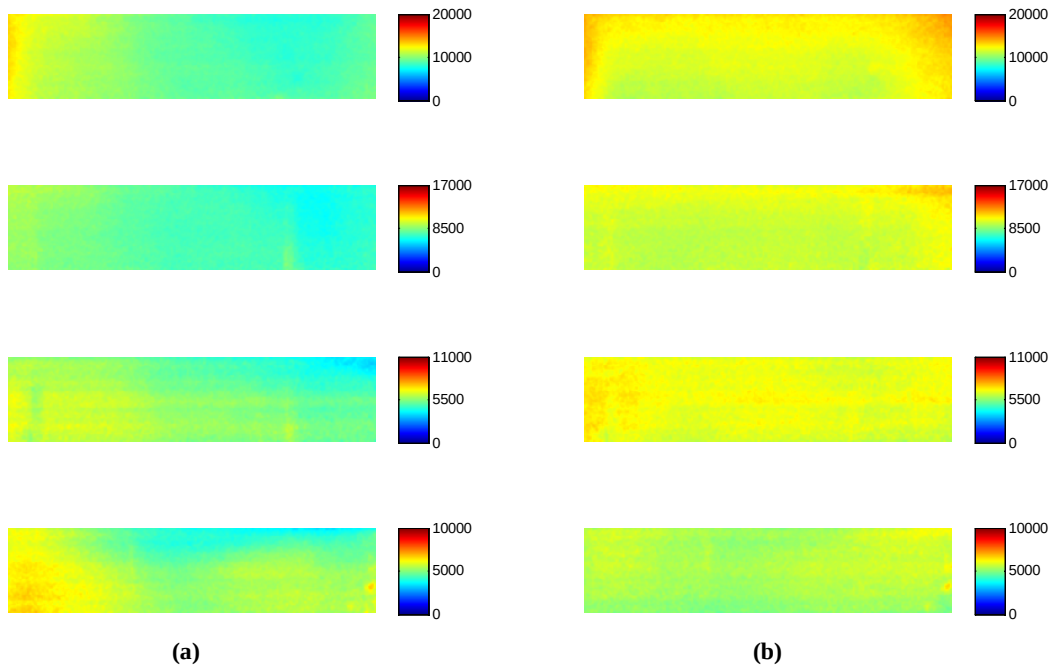


Figure B-3 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 250°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

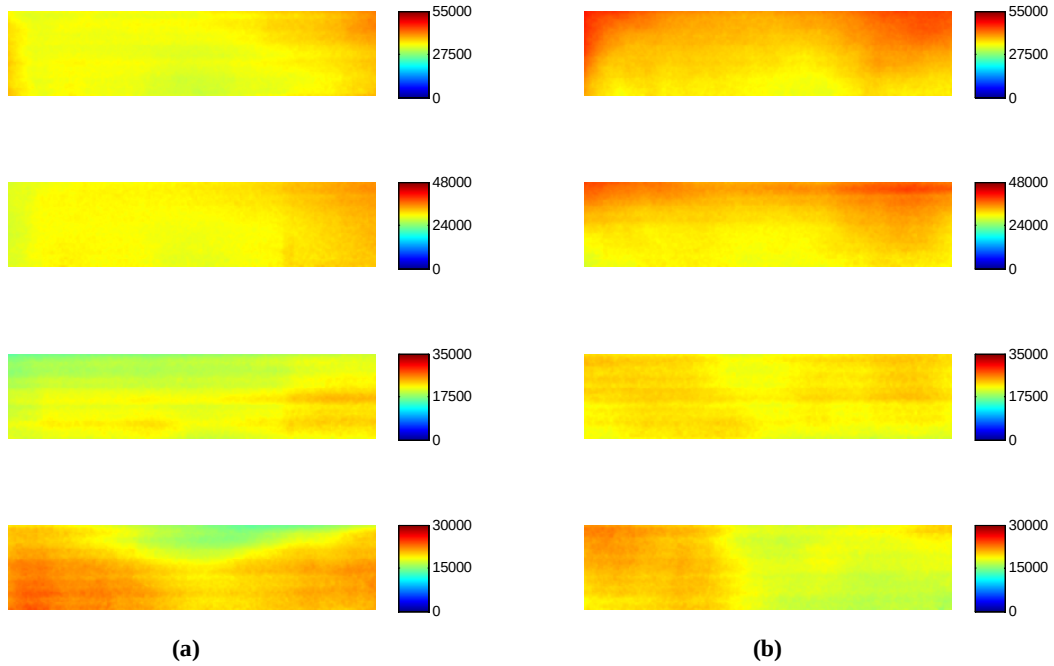


Figure B-4 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 315°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

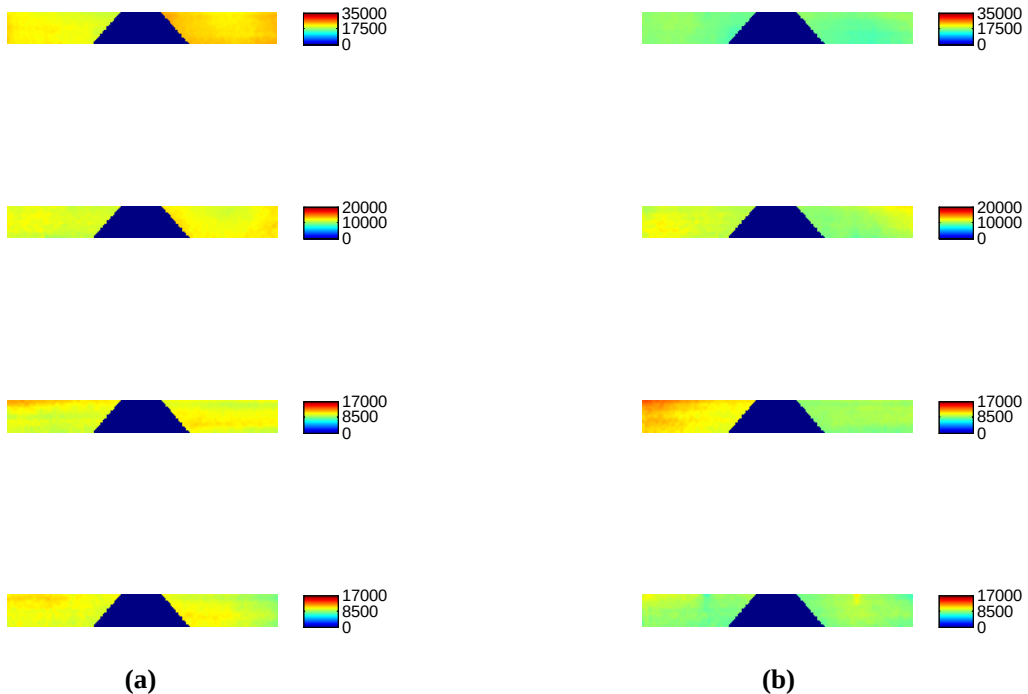


Figure B-5 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 340°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

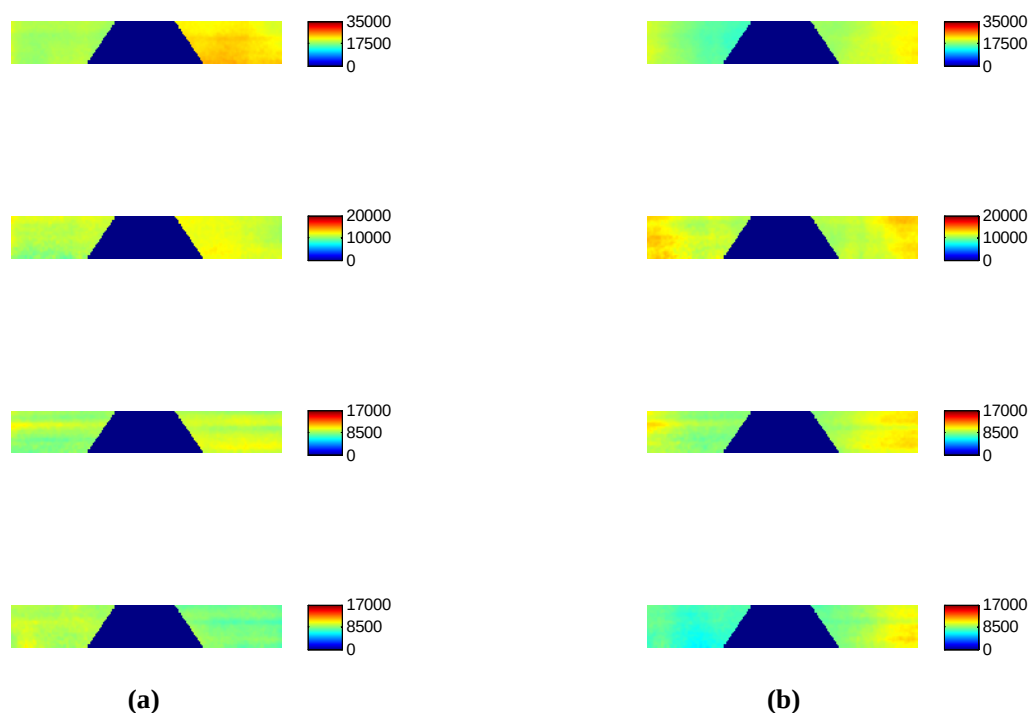


Figure B-6 : Images moyennes corrigées et filtrées pour un angle de 360°V selon les conditions de pression d'admission et de régime lorsque le diluant emprunte le conduit T (a) et le conduit H (b). 1^{ère} ligne : 1 bar, 1200 tr/min. 2^e ligne : 1 bar, 1200 tr/min (essai de répétabilité). 3^e ligne : 1 bar, 1500 tr/min. 4^e ligne : 2 bar, 1500 tr/min

Annexe C : Effet de la stratification de la température

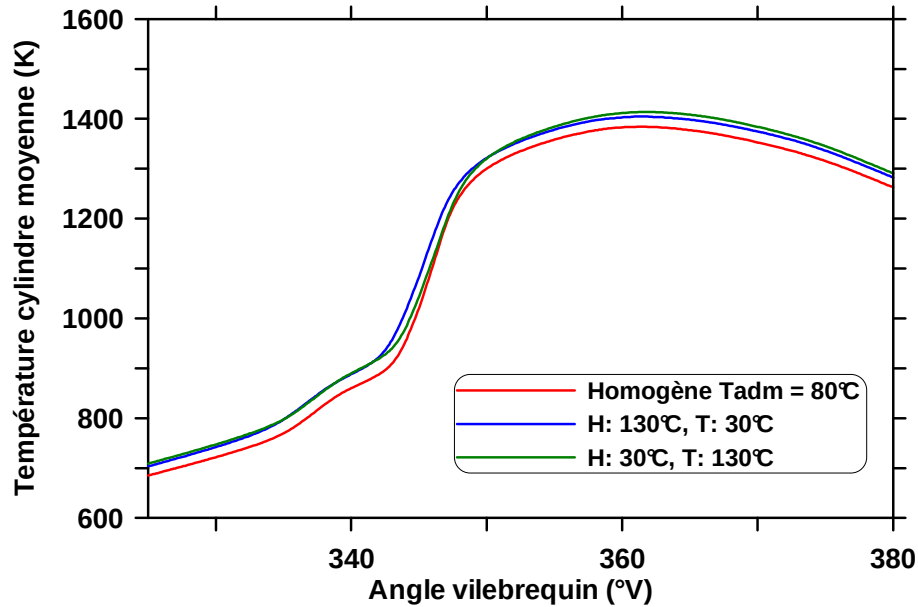


Figure C-1: Évolution de la température moyenne dans le cycle en cas de stratification de la température

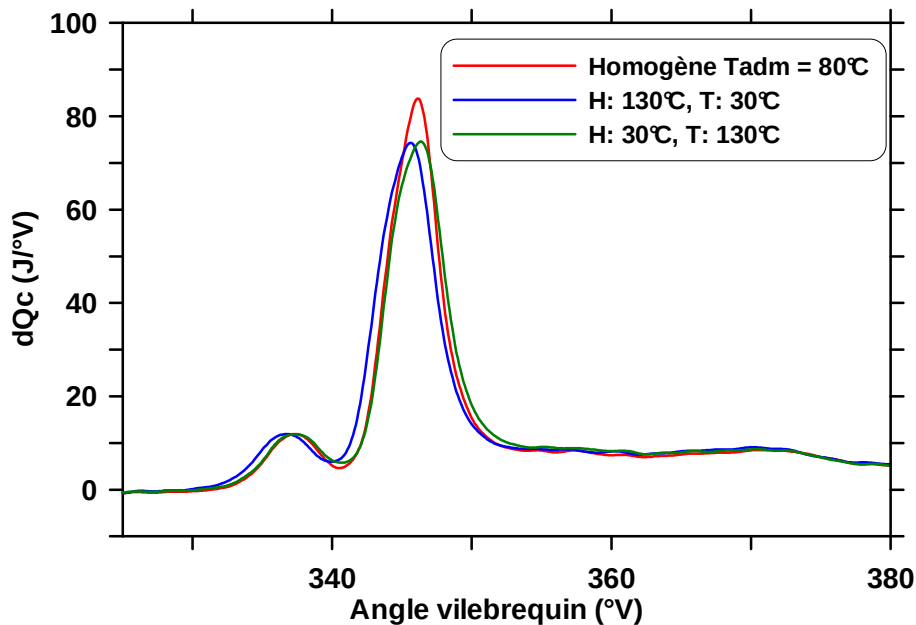


Figure C-2: Taux de dégagement de chaleur en cas de stratification de la température

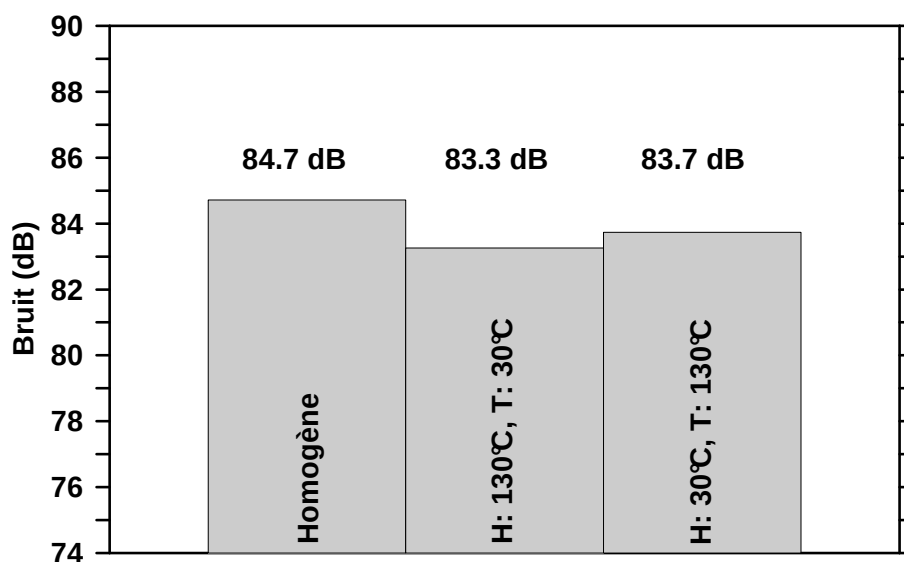


Figure C-3 : Bruit de combustion en cas de stratification de la température

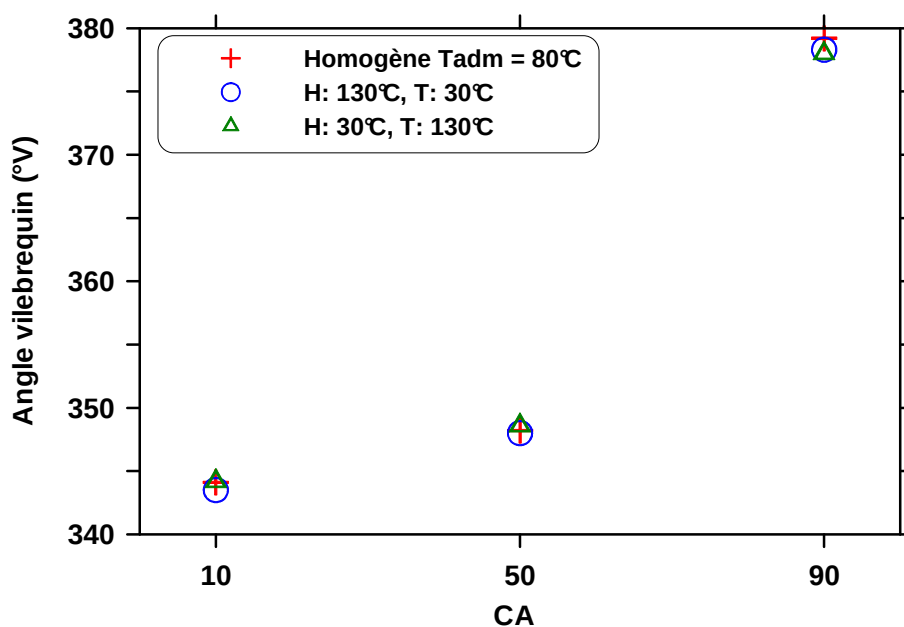


Figure C-4: Angles caractéristiques de la combustion (CA10, CA50, CA90) en cas de stratification en température

Annexe D : Effet de la richesse à iso-taux de dilution

D-1 : Cas homogène

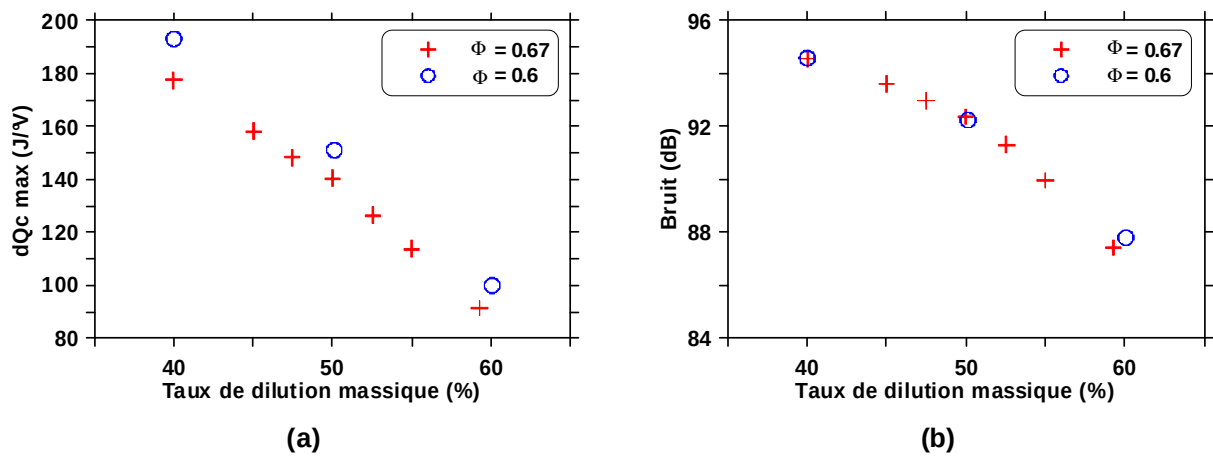


Figure D-1 : Évolution du pic de taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique pour $\Phi = 0.67$ et $\Phi = 0.6$, diluant: N_2

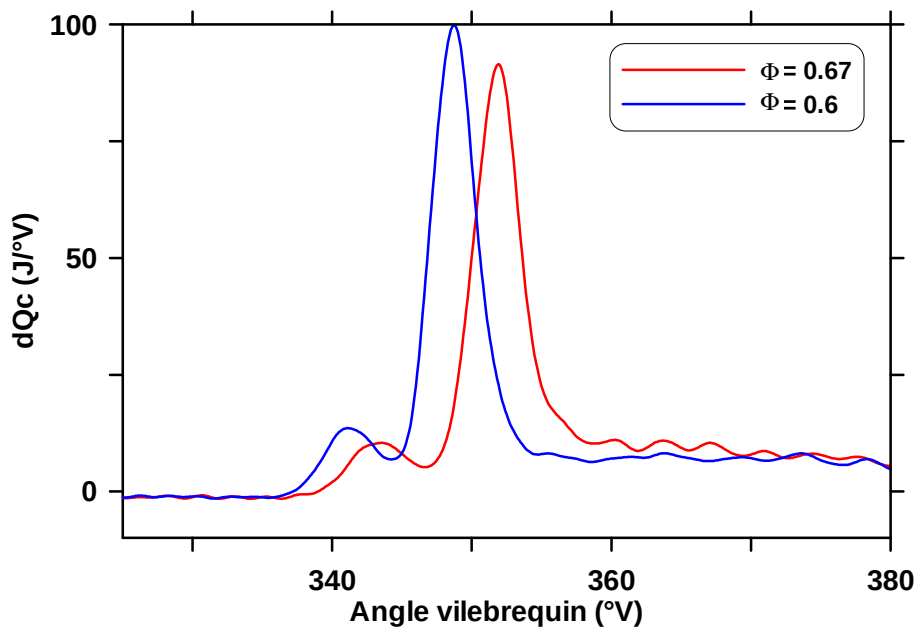


Figure D-2 : Évolution du taux de dégagement de chaleur pour $\Phi = 0.67$ et $\Phi = 0.6$, dilution: 60% au N_2

D-2 : Cas stratifié

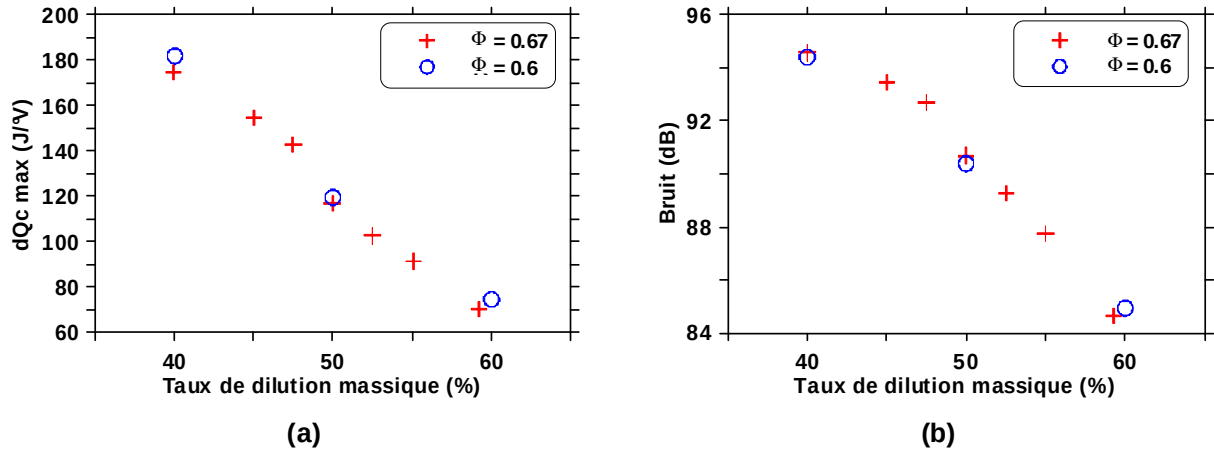


Figure D-3 : Évolution du pic de taux de dégagement de chaleur (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique pour $\Phi = 0.67$ et $\Phi = 0.6$, diluant: N_2 dans H

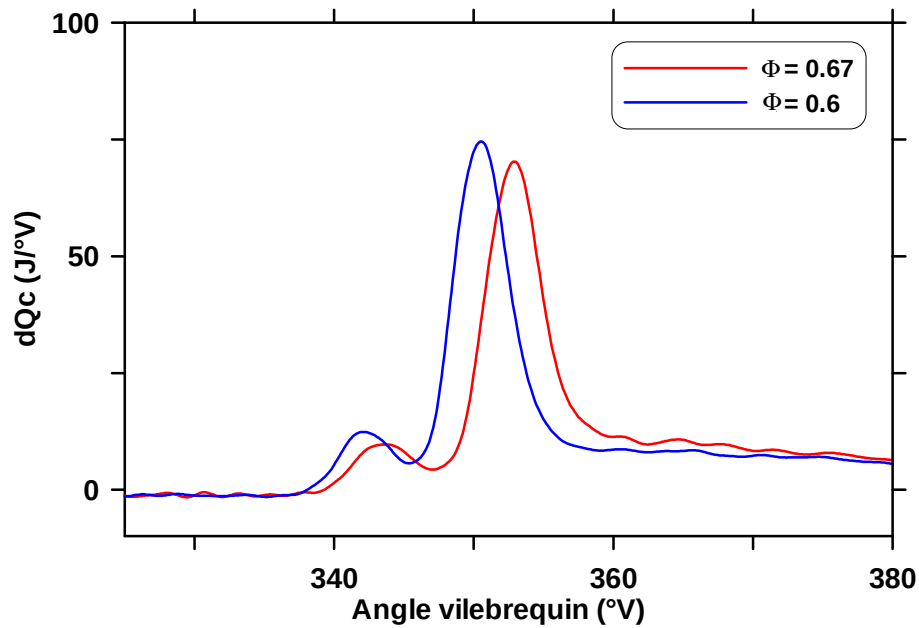


Figure D-4 : Évolution du taux de dégagement de chaleur pour $\Phi = 0.67$ et $\Phi = 0.6$, dilution: 60% au N_2 . Diluant dans H

Annexe E: Détermination du taux de dilution massique recalculé

Le taux de dilution massique d'EGR ne peut pas être mesuré à l'aide de la baie d'analyse de gaz. En effet, lors de la stratification à l'aide de l'EGR, un des deux conduits d'admission étant composé uniquement de gaz brûlés, il ne nous est pas possible de déterminer le débit d'EGR, la baie d'analyse de gaz indiquant un taux de dilution de 100% quel que soit le débit de gaz brûlés recirculé. Un calcul du taux d'EGR est alors nécessaire afin de déterminer le taux de dilution massique recalculé. Il est à noter que ce calcul prend en compte la présence d'air dans l'EGR. Il est basé sur la notion de remplissage du moteur. Le remplissage est défini comme suit (Équation E-1):

$$\text{remp} = \frac{m_{\text{réelle}}}{m_{\text{théorique}}} = \frac{m_{\text{réelle}}}{P_{\text{adm}} \cdot V_{\text{cyl}}} \cdot r \cdot T_{\text{adm}} \quad \text{Équation E-1}$$

avec:

- remp: remplissage du moteur
- $m_{\text{réelle}}$: masse de gaz entrant réellement dans le moteur chaque cycle
- P_{adm} : pression mesurée à l'admission
- V_{cyl} : cylindrée du moteur
- r : constante spécifique du mélange gazeux entrant dans le moteur. $r = 288.32 \text{ J/kg/K}$
- T_{adm} : température mesurée à l'admission
- $m_{\text{théorique}}$: masse de gaz entrant théoriquement dans le moteur chaque cycle, pour les conditions de pression (P_{adm}) et de température (T_{adm}) à l'admission données

Pour tous les calculs de taux de dilution massique recalculé d'EGR réalisés, r est gardé constant à 288.32 J/kg/K , valeur correspondant à de l'air composé de 20.9%v de O_2 et de 79.1%v de N_2 . Ce calcul est justifié si la constante spécifique de l'air frais correspond à celle des gaz brûlés. Ceci est le cas pour les carburants commerciaux, notamment pour le gazole utilisé durant cette étude. En effet, ces carburants ont un rapport H/C (rapport entre le nombre d'atomes d'hydrogène et de carbone constituant une molécule de carburant) proche de deux, signifiant qu'en cas de combustion complète une mole de CO_2 formée correspond à la libération d'une mole de H_2O également. La masse molaire de ce mélange étant de 31 g/mol , ceci est proche de la masse molaire de l'air: 28.84 g/mol . Ce résultat est valable quelle que

soit la richesse étant donné que nous disposons à l'échappement d'air et de N₂, en plus de CO₂ et de H₂O, qui ne modifient pas outre mesure la masse molaire des gaz brûlés.

Le remplissage constitue l'entrée du calcul du taux de dilution massique recalculé d'EGR. Le calcul réalisé est schématisé sur la Figure E-1.

Ce calcul du taux de dilution massique recalculé est utilisé pour chaque point moteur utilisant l'EGR réel comme diluant. En cas de dilution au N₂, le calcul est réalisé à partir des débits mesurés aux cols coniques.

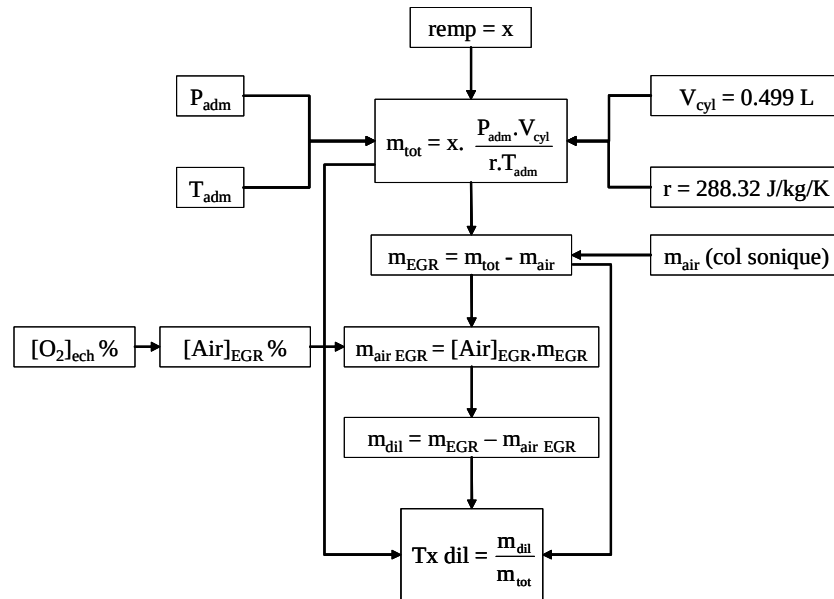


Figure E-1: Représentation du calcul effectué lors de la détermination du taux de dilution massique recalculé

Pour l'ensemble des points réalisés à l'aide d'une dilution au N₂, un remplissage moyen de 0.88 a été relevé, pour un minimum de 0.86 et un maximum de 0.9. Un remplissage de 0.88 a donc été conservé pour l'ensemble des points réalisés à l'aide d'EGR réel. Afin de vérifier l'impact de ce paramètre sur les différentes sorties de calcul, une étude de variation a été effectuée et les résultats sont proches quelle que soit la valeur du remplissage choisie entre 0.86 et 0.9 (Figure E-2).

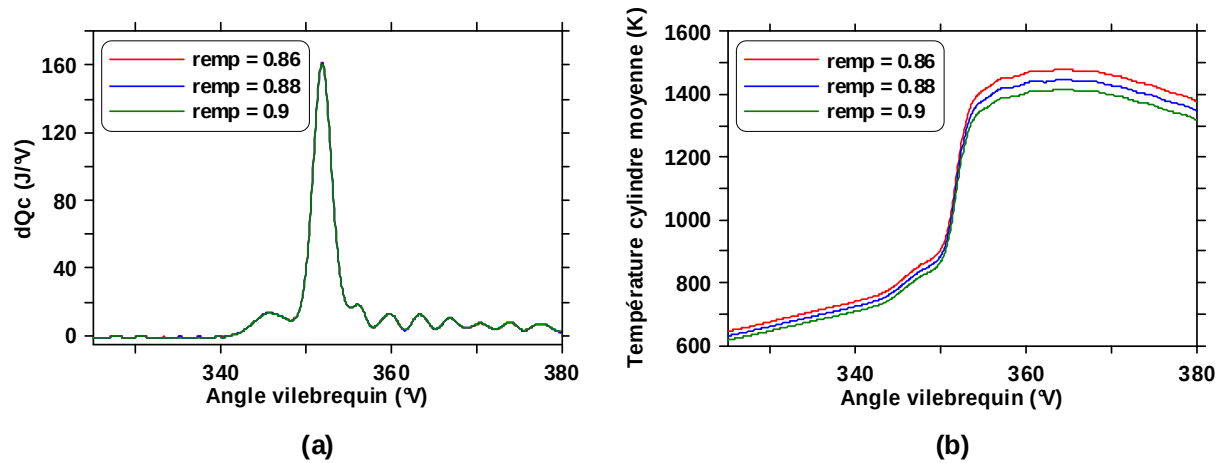


Figure E-2: Évolution du taux de dégagement de chaleur (a) et de la température cylindre moyenne (b) au cours du cycle en fonction du remplissage. Dilution homogène d'EGR. Taux de dilution massique recalculé: 42.4% (remp = 0.86), 43.1% (remp = 0.88), 43.8% (remp = 0.9)

Annexe F : Stratification du biacetyl

F-1 : Cas du diluant dans H : analyse statistique des images

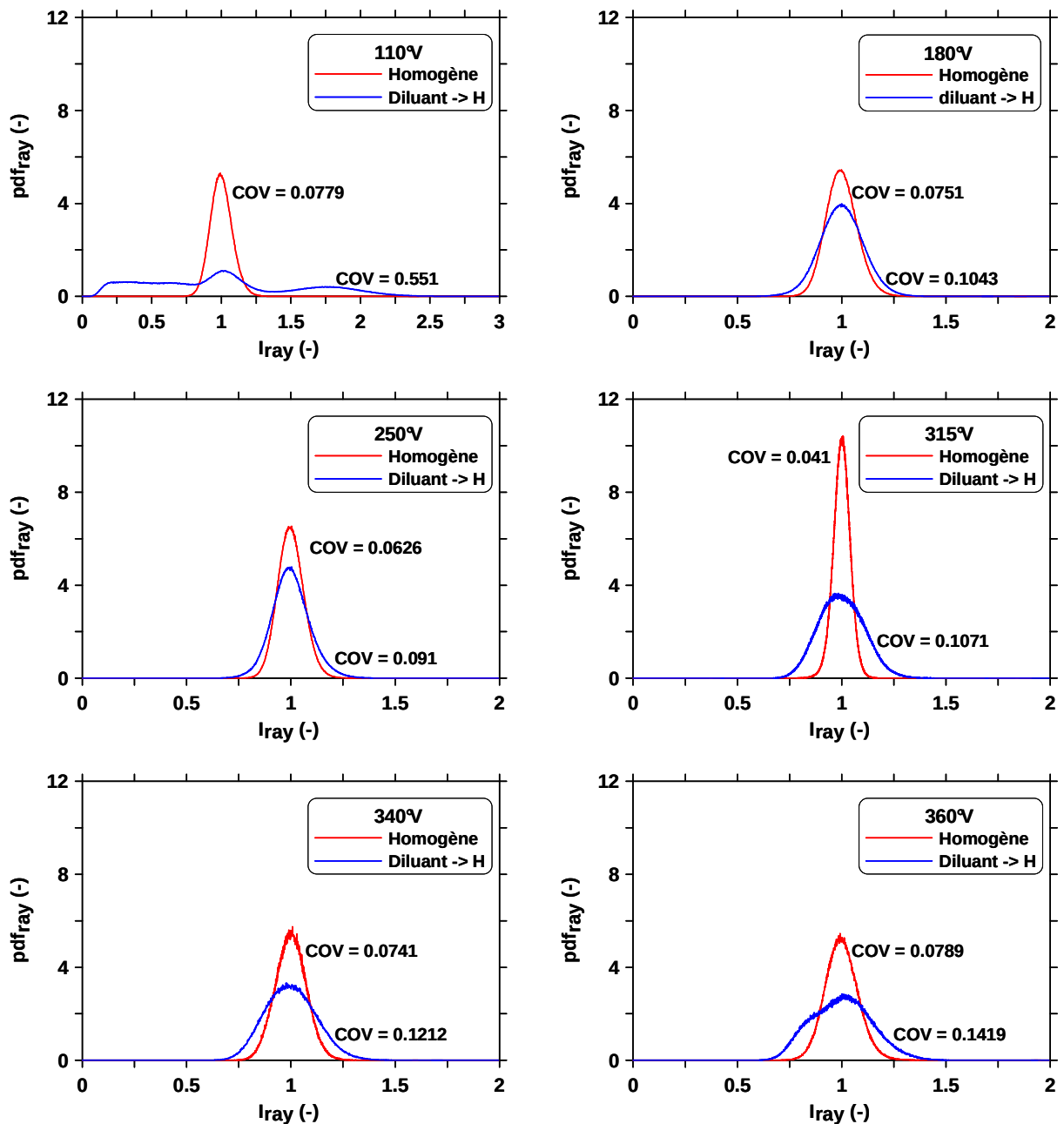


Figure F-1 : Évolution des pdf normées de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle pour les cas homogène et stratifié

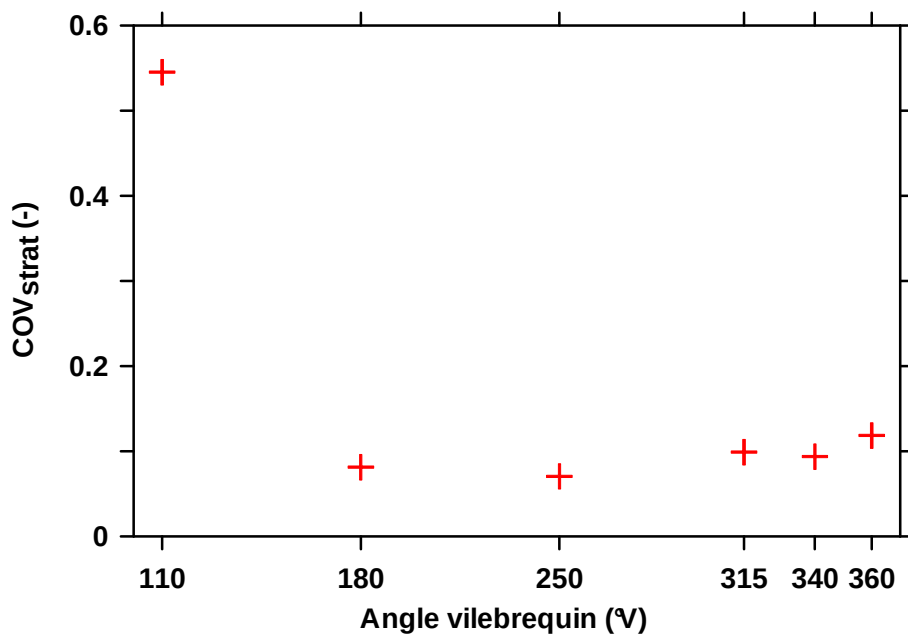


Figure F-2 : Évolution du COV lié à la stratification du biacetyl au cours du cycle

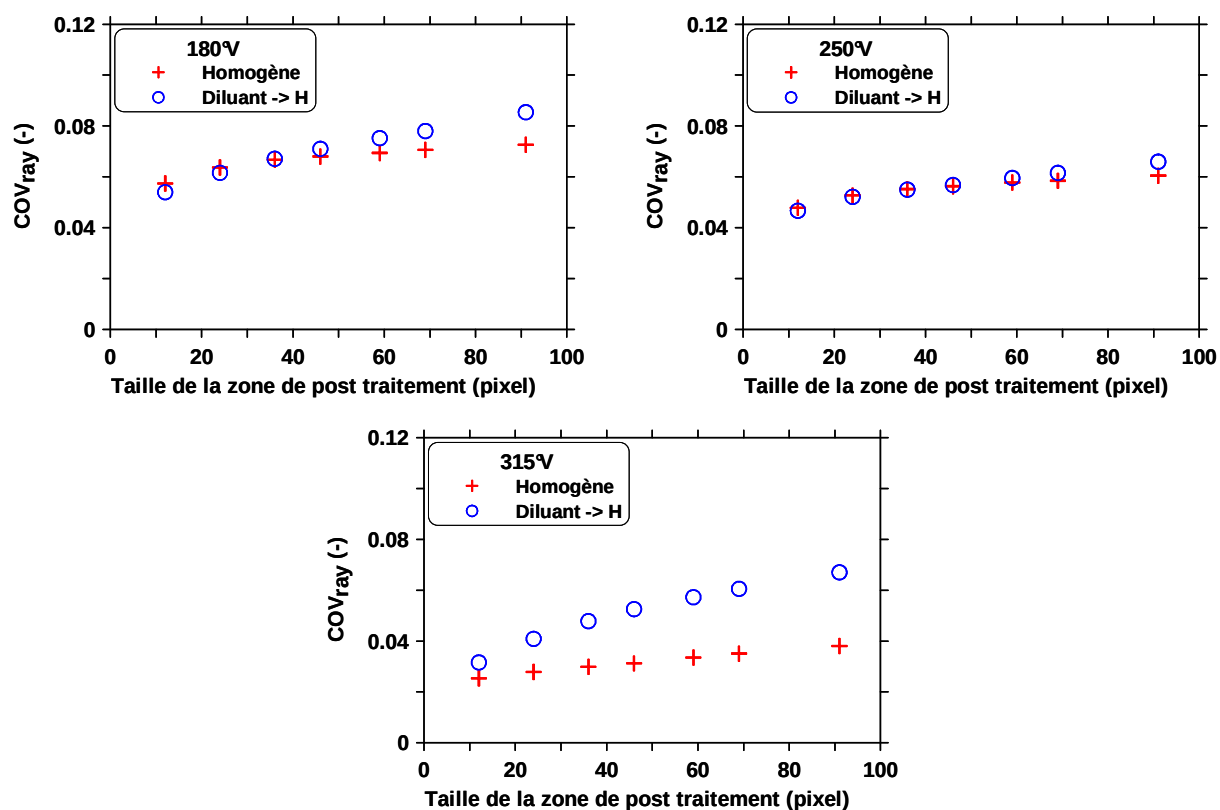


Figure F-3 : Évolution du COV de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" en fonction de la taille de la zone de post-traitement

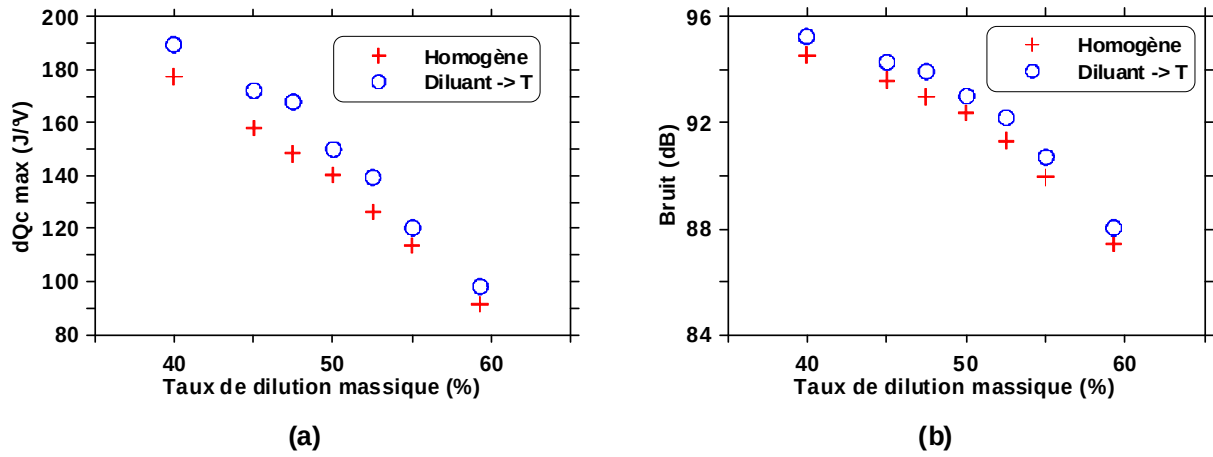
F-2 : Cas du diluant dans T : combustion, images et analyse statistique

Figure F-4 : Évolution du taux de dégagement de chaleur maximum (a) et du bruit (b) en fonction du taux de dilution massique pour les cas homogène et stratifié (diluant: N₂)

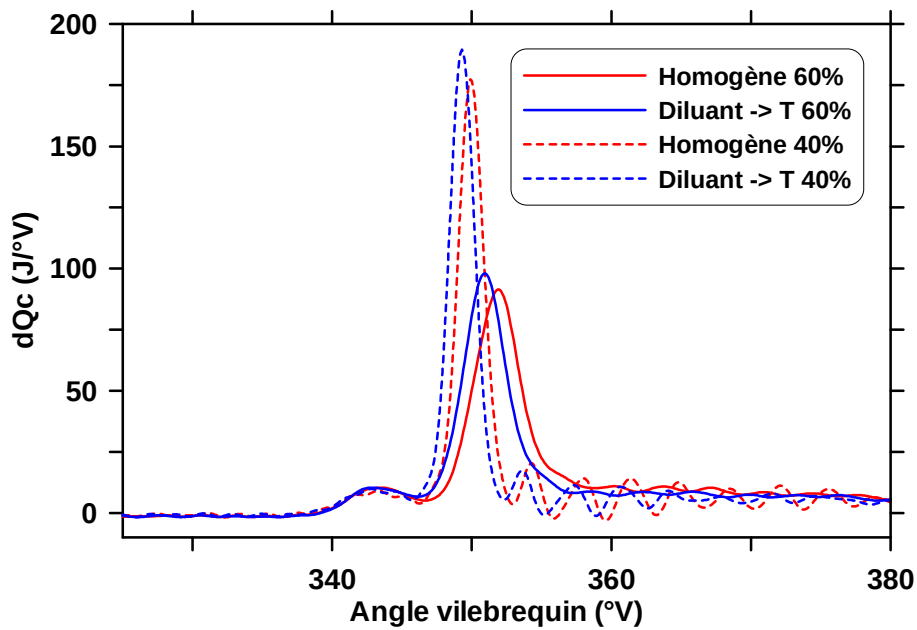


Figure F-5 : Évolution du taux de dégagement de chaleur au cours du cycle pour les cas homogène et stratifié (diluant: N₂)

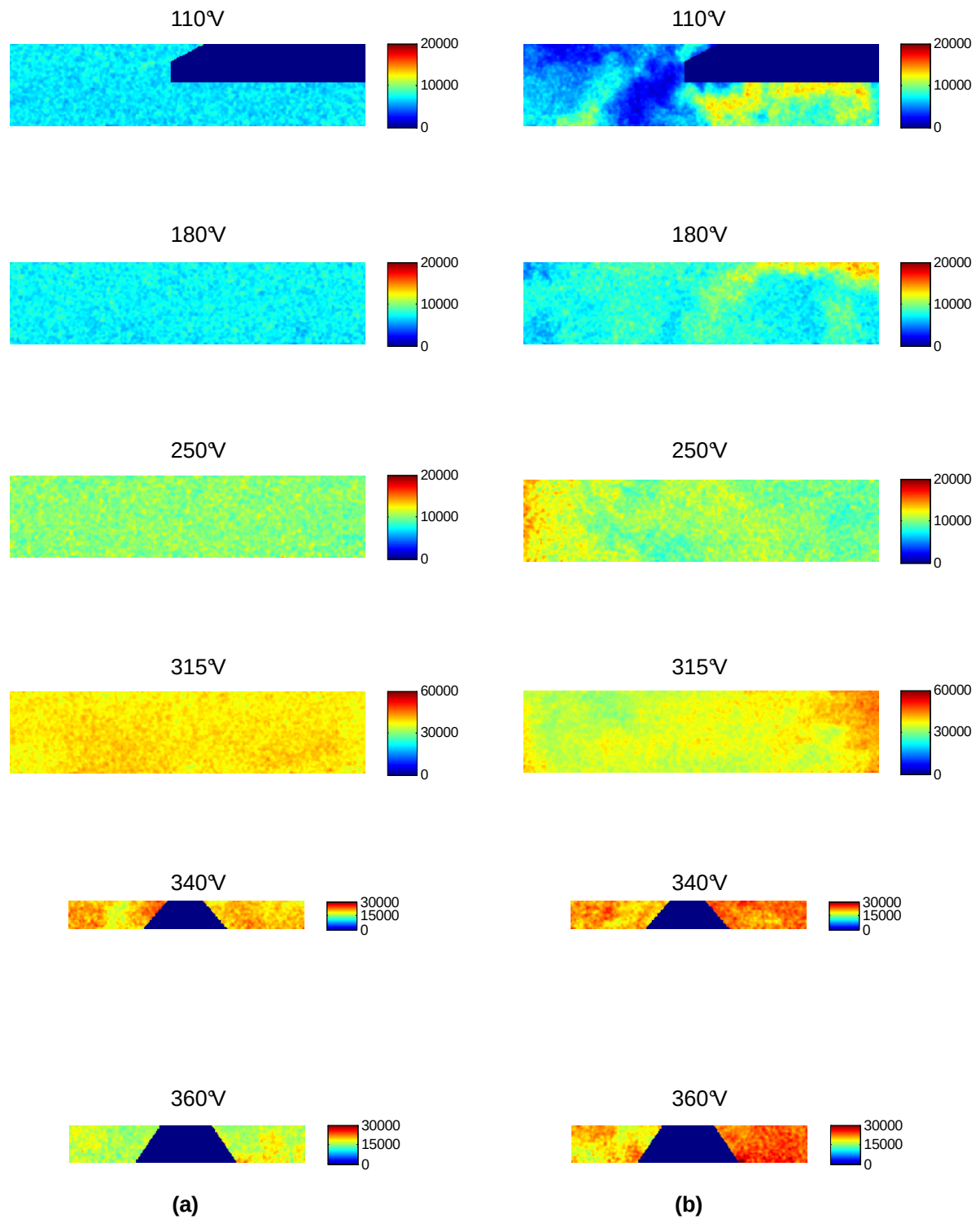


Figure F-6 : Série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié (b)

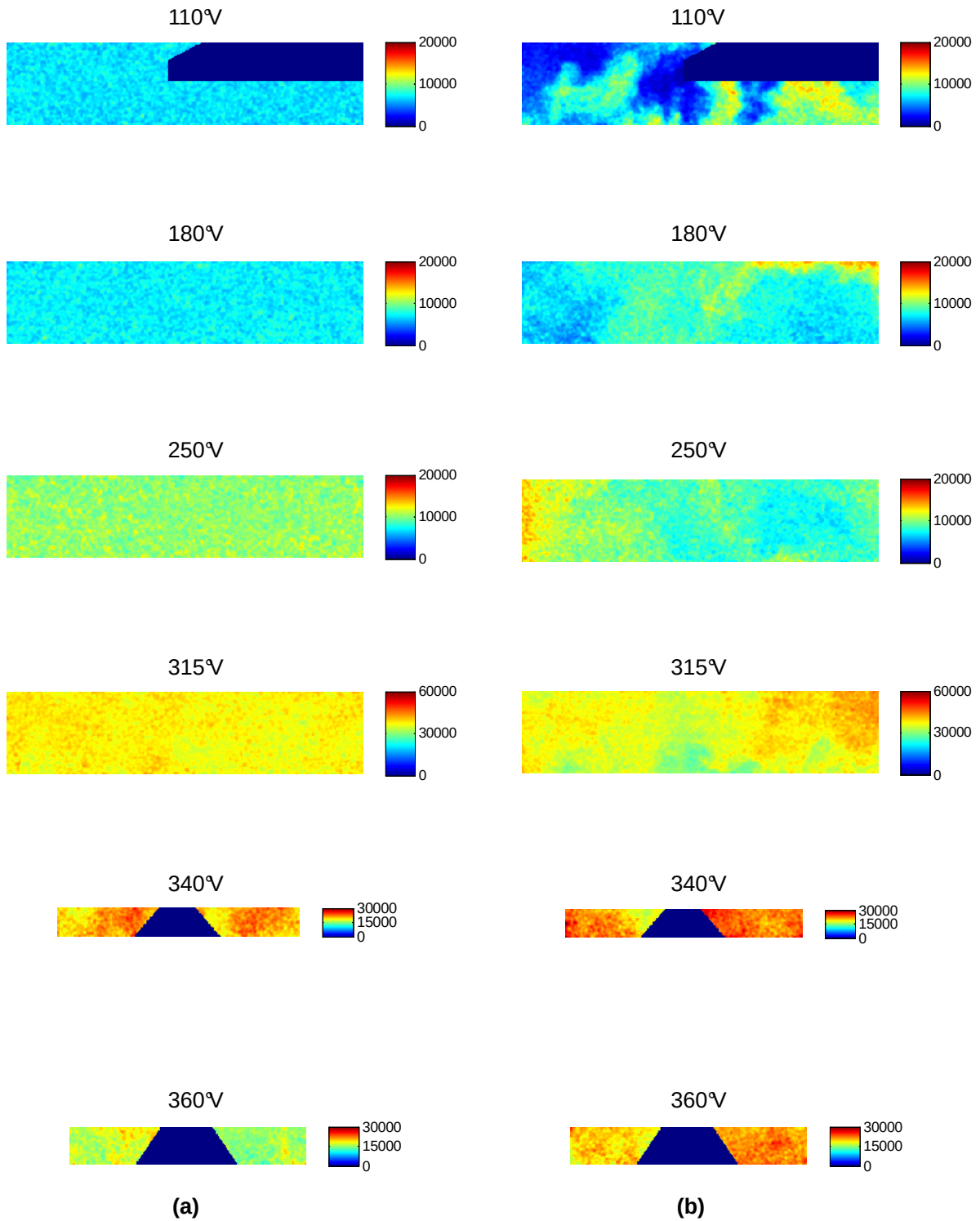


Figure F-7 : Autre série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié (b)

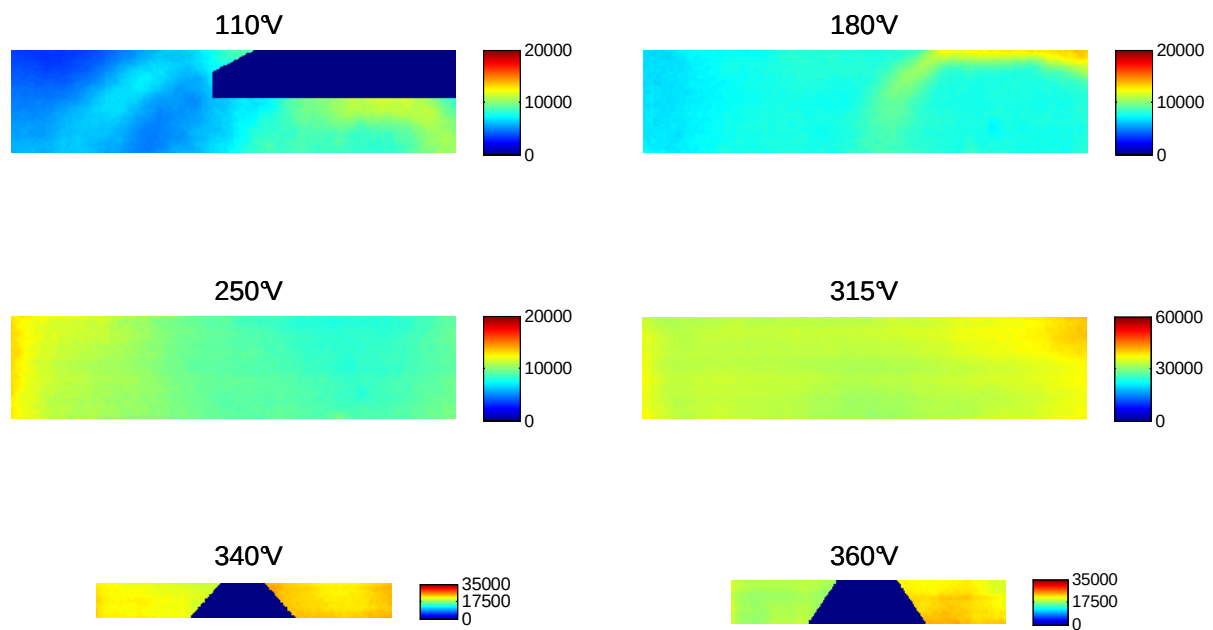


Figure F-8 : Images moyennes - cas stratifié

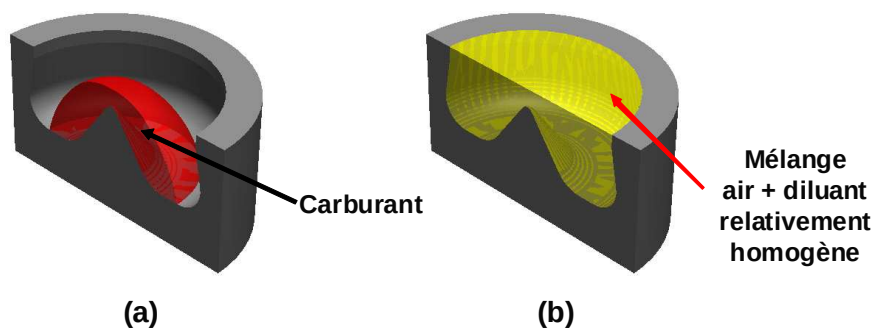


Figure F-9 : Représentation schématique de la disposition du carburant (a) et des gaz admis (air et diluant) (b) pour un angle vilebrequin proche du PMH, lorsque le diluant emprunte le conduit tangentiel

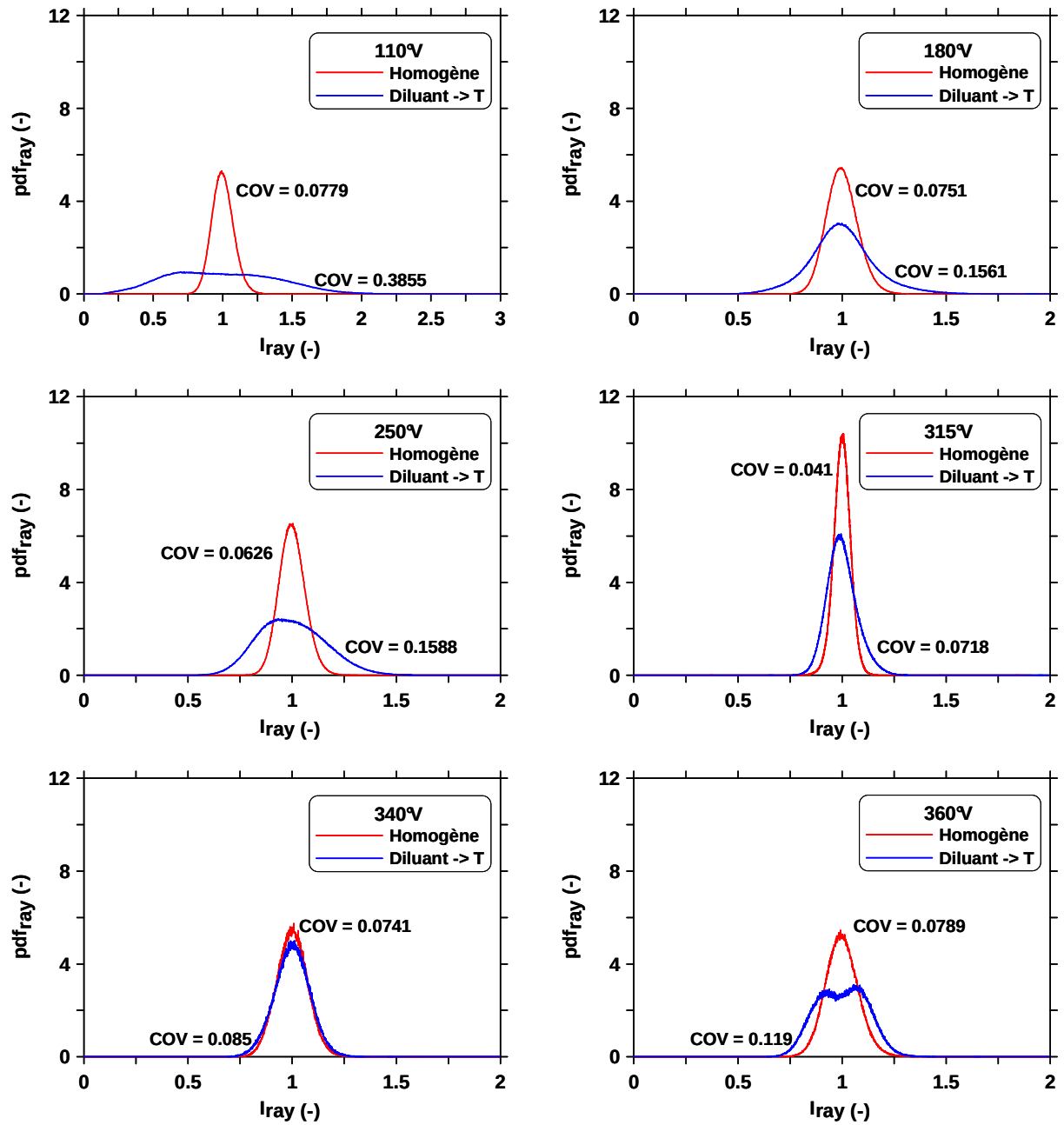


Figure F-10 : Évolution des pdf normées de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle pour les cas homogène et stratifié

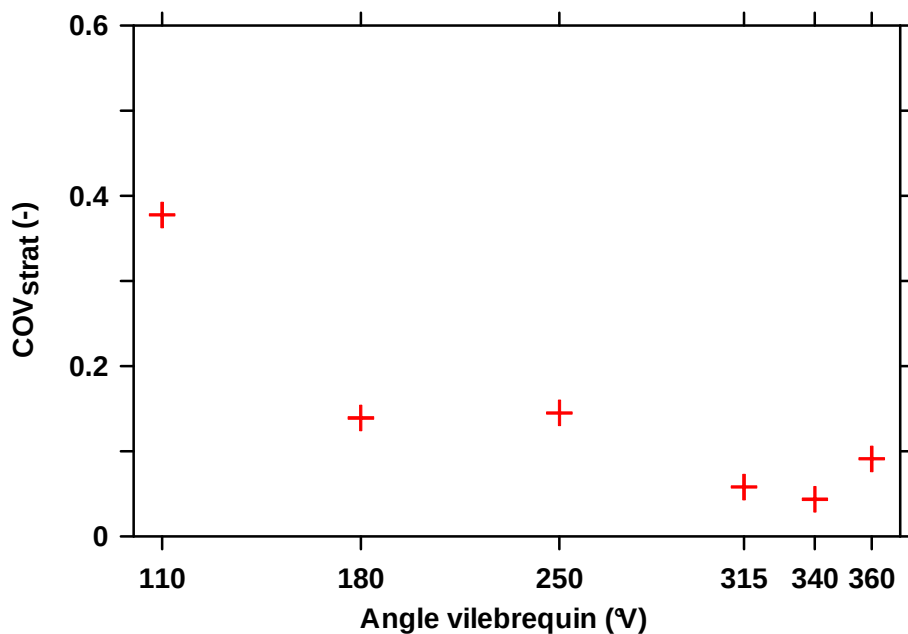


Figure F-11 : Évolution du COV lié à la stratification du biacetyl au cours du cycle

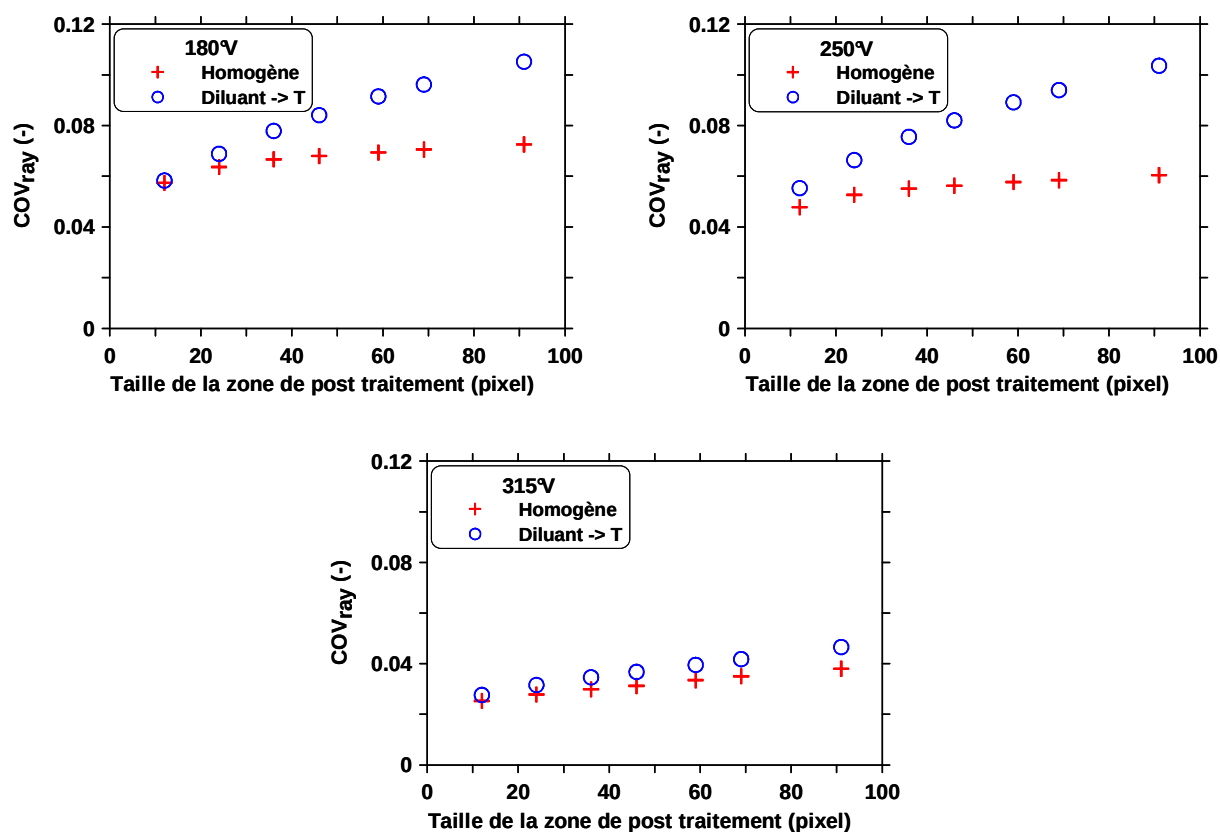


Figure F-12 : Évolution du COV de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" en fonction de la taille de la zone de post-traitement

Annexe G : Effet du déséquilibre des conduits en débits. Diluant dans le conduit H

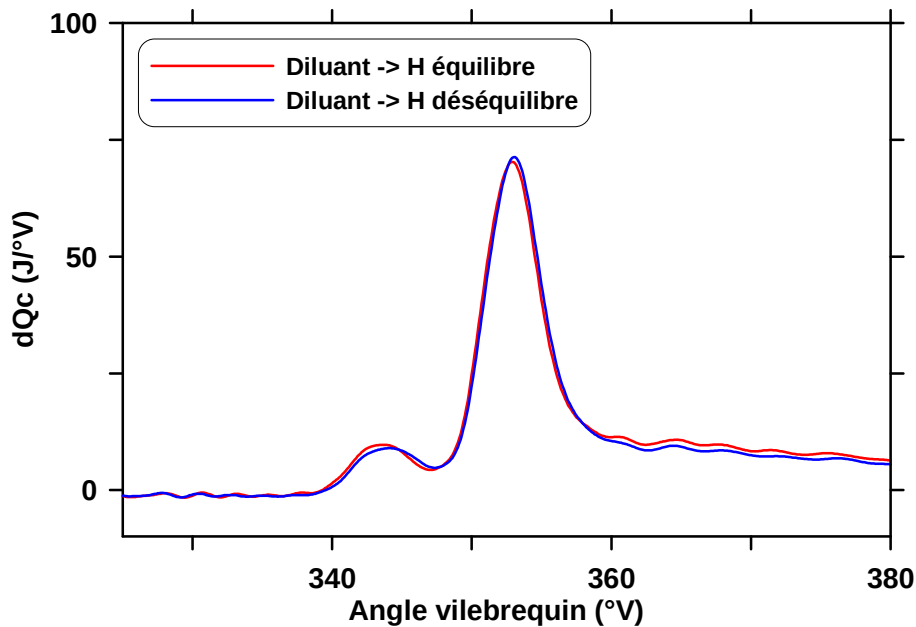


Figure G-1 : Évolution du taux de dégagement de chaleur pour les cas stratifiés équilibré et déséquilibré en débit. Dilution : 60% au N₂. Bruit cas équilibré : 84.7 dB, bruit cas déséquilibré : 84.6 dB

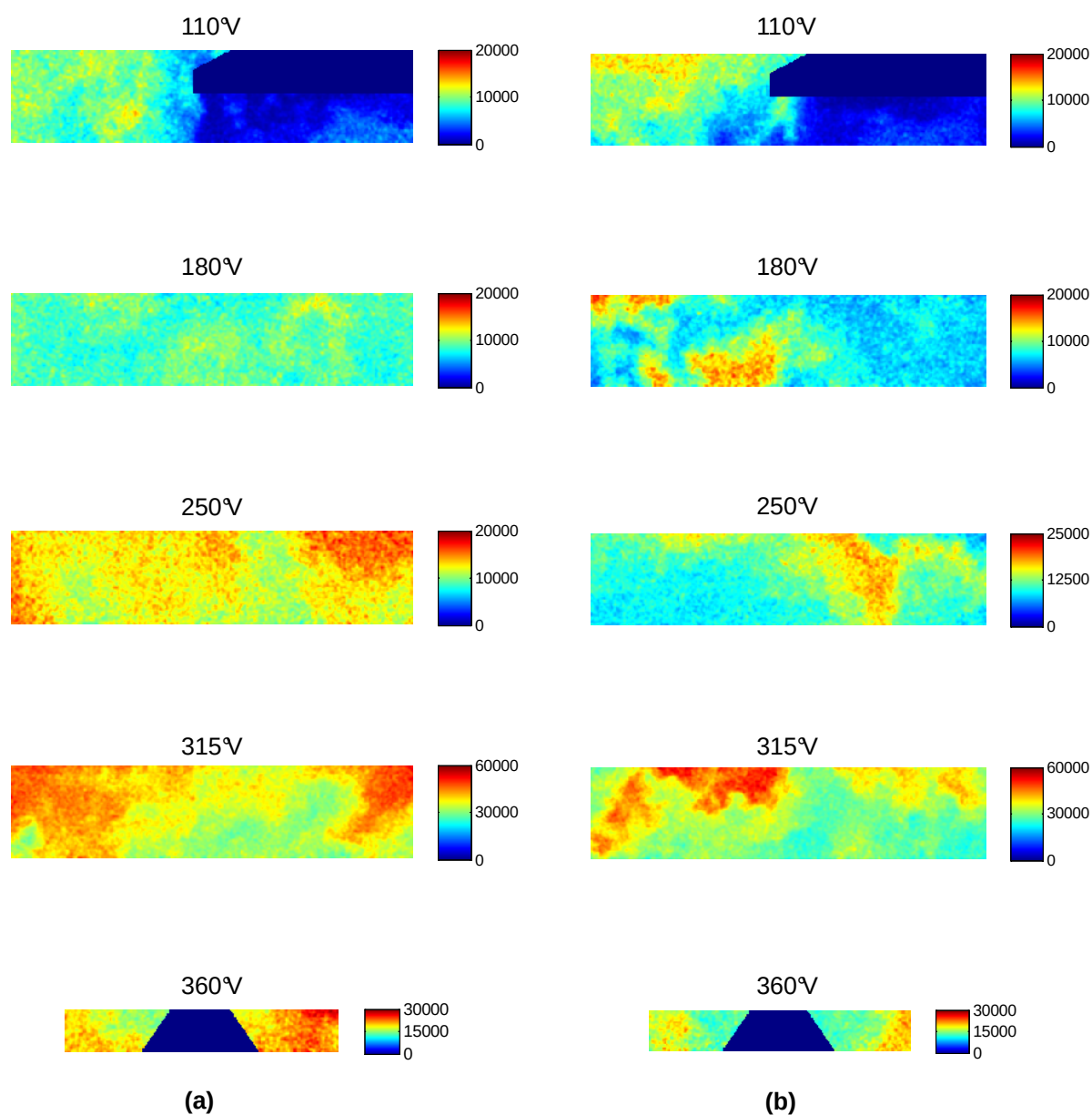


Figure G-2 : Série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode stratifié équilibré en débits (a) et déséquilibré (b)

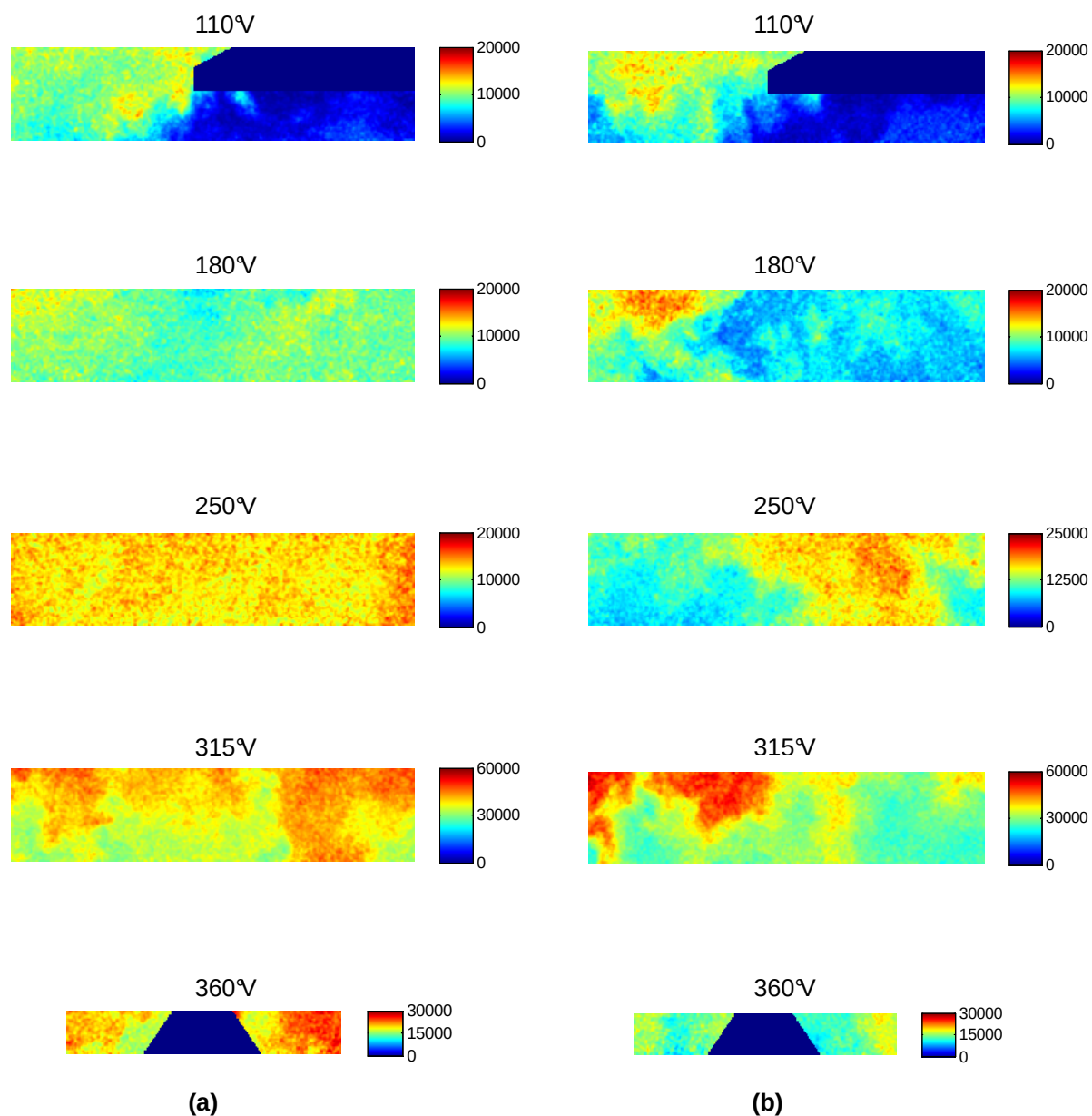


Figure G-3 : Autre série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode stratifié équilibré en débits (a) et déséquilibré (b)

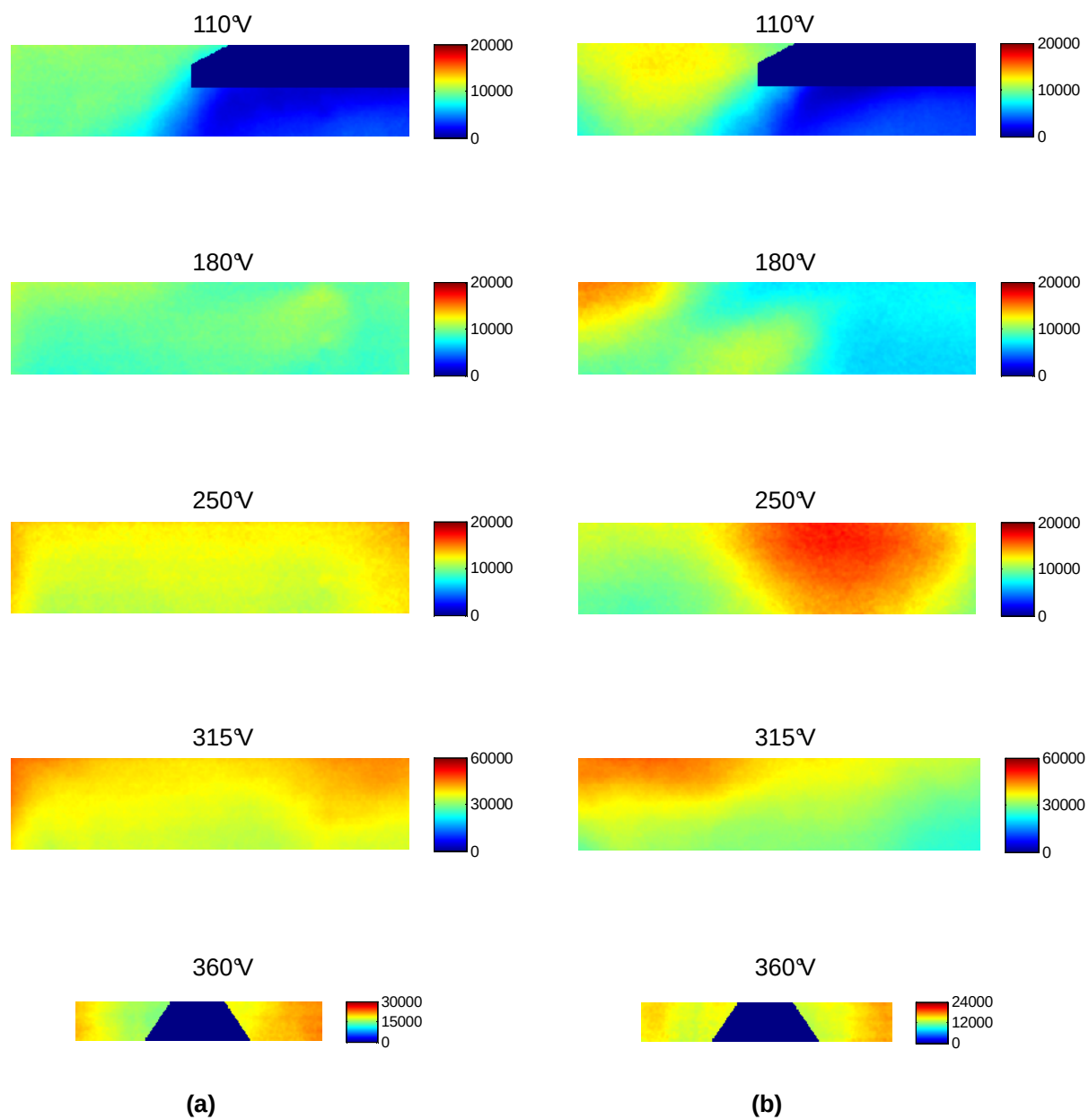


Figure G-4 : Images moyennes - cas stratifié équilibré en débits (a) et déséquilibré (b)

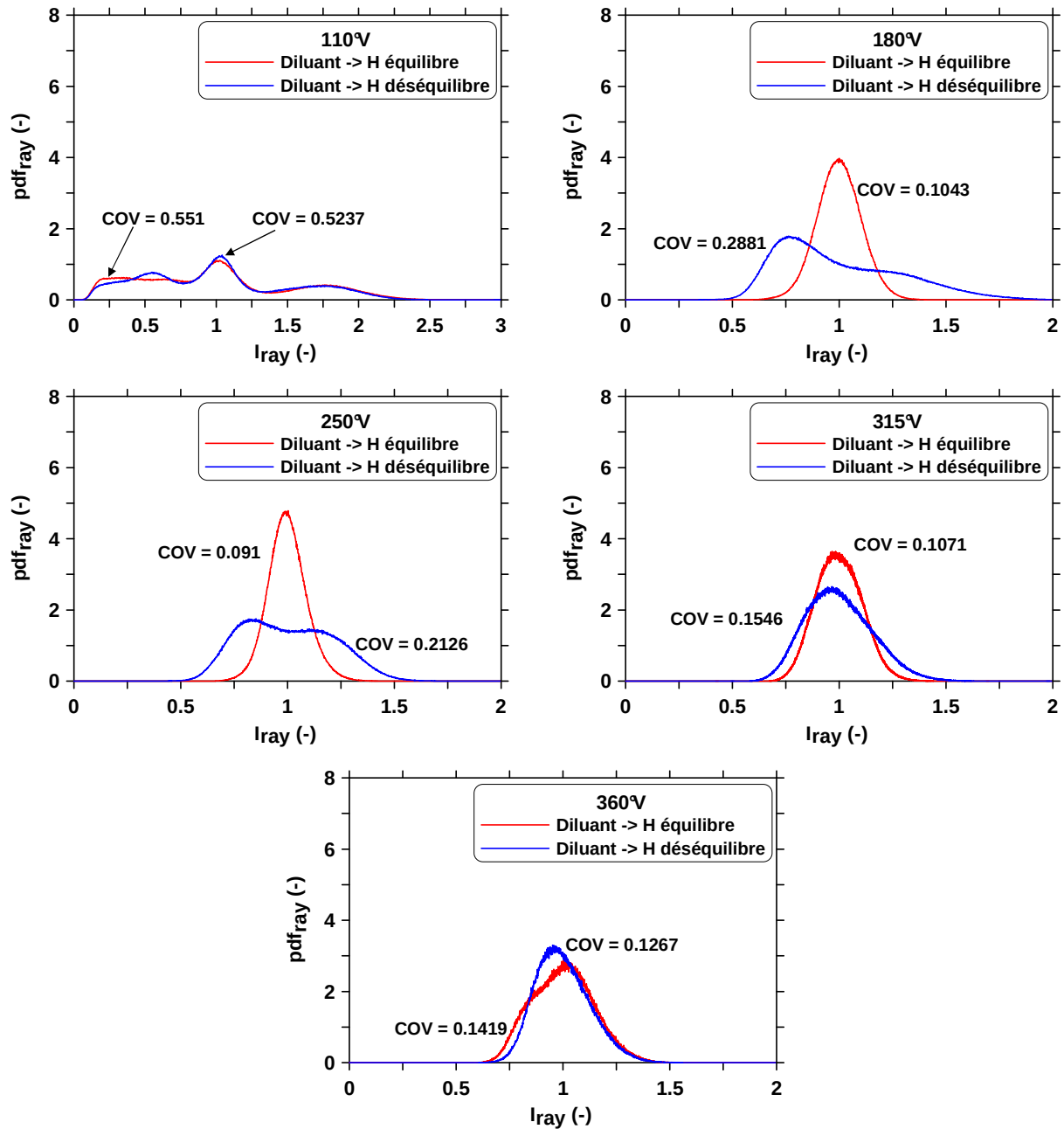


Figure G-5 : Évolution des pdf normées de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle pour les cas stratifié équilibré et déséquilibré en débits

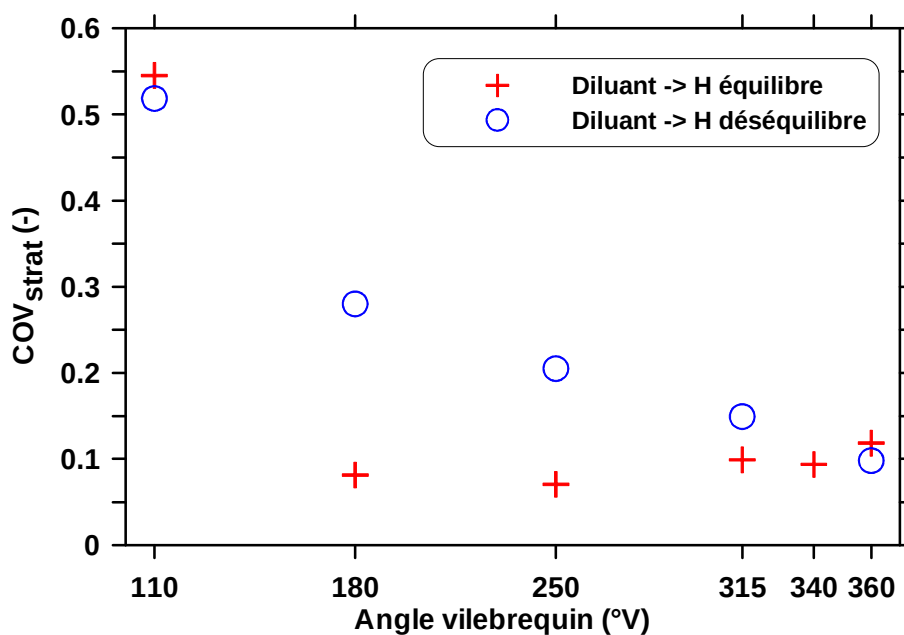


Figure G-6 : Évolution du COV lié à la stratification du biacetyl au cours du cycle pour les cas stratifié équilibré et déséquilibré en débits

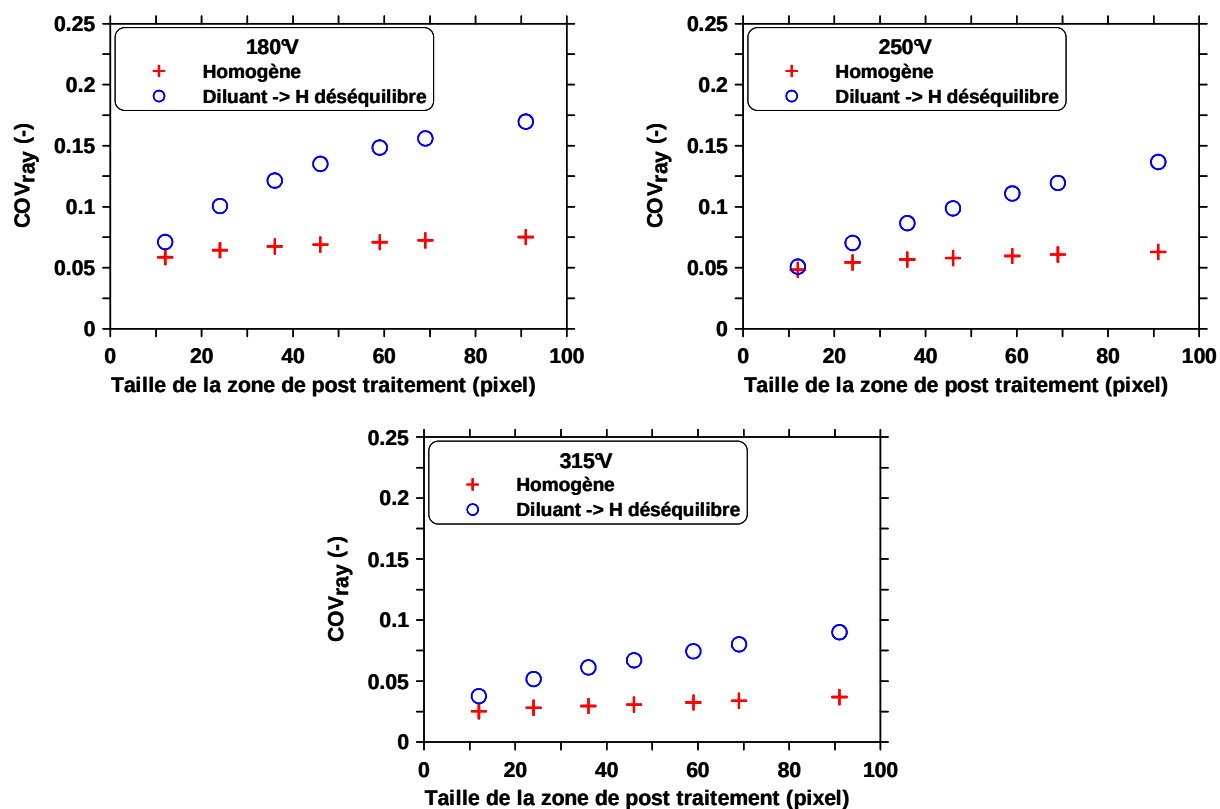


Figure G-7 : Évolution du COV de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" en fonction de la taille de la zone de post-traitement. Figure à comparer à la Figure F-3

Annexe H : Effet de l'acoustique admission

H-1 : Impact de la position des vannes principales sur l'acoustique

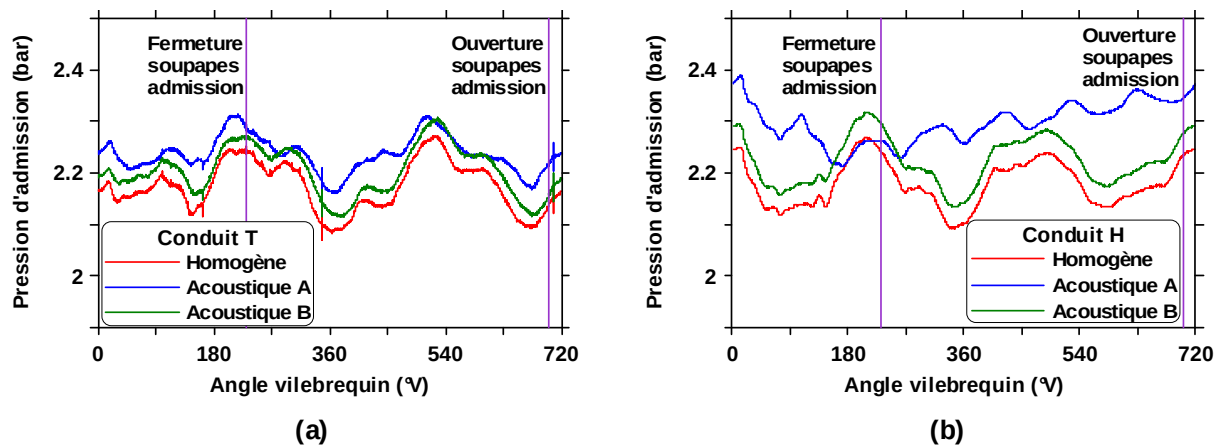


Figure H-1 : Évolution des pressions d'admission au cours du cycle dans le conduit T (a) et le conduit H (a) selon la configuration acoustique en cas stratifiés. Diluant (N_2) dans le conduit H

En cas de configuration B, l'onde se propage dans le conduit hélicoïdal entre la soupape et le volume tampon. Soupapes d'admission fermées, nous pouvons remarquer une onde à grande amplitude et à grande période, de l'ordre de $250^\circ V - 300^\circ V$ (Figure H-1 (b)), soit une période entre 27.8 ms et 33.3 ms environ. Il est intéressant de remarquer que la forme et la période de l'onde sont grandement conservées lorsque les soupapes d'admission sont ouvertes. Ceci peut être dû au fait que la durée d'ouverture des soupapes d'admission est beaucoup plus faible que la durée pendant laquelle elles sont fermées. Il semble ainsi que le comportement de l'onde soupapes d'admission fermées ait un impact important sur l'évolution de la pression d'admission lorsque ces dernières sont ouvertes. Ceci semble également le cas concernant l'onde se propageant dans le conduit tangentiel (Figure H-1 (a)), bien que l'onde créée soupapes fermées subisse de plus importantes modifications lorsque les soupapes s'ouvrent.

Dans le cas de la configuration A, l'onde se propage dans le conduit hélicoïdal entre la soupape et la vanne fermées. La pression augmente durant la phase fermée des soupapes d'admission puis chute lorsque ces dernières sont ouvertes. Il est cependant intéressant de remarquer que la période relevée durant la phase fermée se conserve lorsque les soupapes d'admission s'ouvrent. Cette période est de l'ordre de $100^\circ V$ soit 11 ms environ. De la même façon que précédemment, il semble que l'onde créée dans le circuit d'admission lorsque les

soupapes sont fermées ait un impact fort sur l'évolution de la pression d'admission en phase d'admission de l'air dans le moteur.

Il est ainsi intéressant d'étudier plus en profondeur le comportement de l'onde lorsque les soupapes d'admission sont fermées. Ce travail concerne le conduit hélicoïdal (Figure H-1 (b)), conduit pour lequel le comportement de l'onde est modifié selon la configuration acoustique. En cas de configuration B, l'onde se propage entre la soupape fermée et le volume tampon. Le volume de cette dernière est tel que nous pouvons y négliger les variations de pression. Un nœud de pression est alors trouvé au niveau du volume tampon. La pression évolue au niveau de la soupape fermée, la seconde extrémité de l'onde est ainsi un ventre de pression. Cette configuration mène alors à penser que l'onde générée en cas de configuration B se comporte comme un quart d'onde lorsque les soupapes d'admission sont fermées.

Afin de vérifier ce résultat, calculons de manière théorique la période de l'onde. La distance mesurée entre la soupape du conduit hélicoïdal et le volume tampon est de 2.7 m environ. En émettant l'hypothèse que la vitesse du son est égale à 340 m/s, le calcul théorique mène à une période fondamentale de 31.8 ms environ. Ceci est proche de la période estimée précédemment, comprise entre 27.8 ms et 33.3 ms.

En cas de configuration A, l'onde se propage entre la soupape et la vanne, toutes deux fermées. Un ventre de pression est de nouveau trouvé à la soupape. La vanne fermée provoque une réflexion de l'onde. La pression varie donc au niveau de la vanne principale fermée. L'extrémité de l'onde du côté de la vanne fermée est ainsi également un ventre de pression. L'onde se comporte donc comme une demi-onde. La distance relevée entre la soupape et la vanne principale du conduit hélicoïdal est de l'ordre de 2 m environ, le calcul théorique menant alors à une période fondamentale de 11.8 ms environ. De même qu'auparavant, ceci est proche de l'estimation relevée sur la Figure H-1 (b) qui est de 11 ms environ.

Il existe ainsi une bonne adéquation entre le calcul théorique de la période fondamentale de l'onde et les résultats présentés sur la Figure H-1 (b). Ceci mène à la conclusion que la position de la vanne module non seulement la longueur de parcours de l'onde mais également le mode acoustique de cette dernière. La somme de ces deux phénomènes provoque l'importante modification de la pression d'admission rapide remarquée sur la Figure H-1 (b).

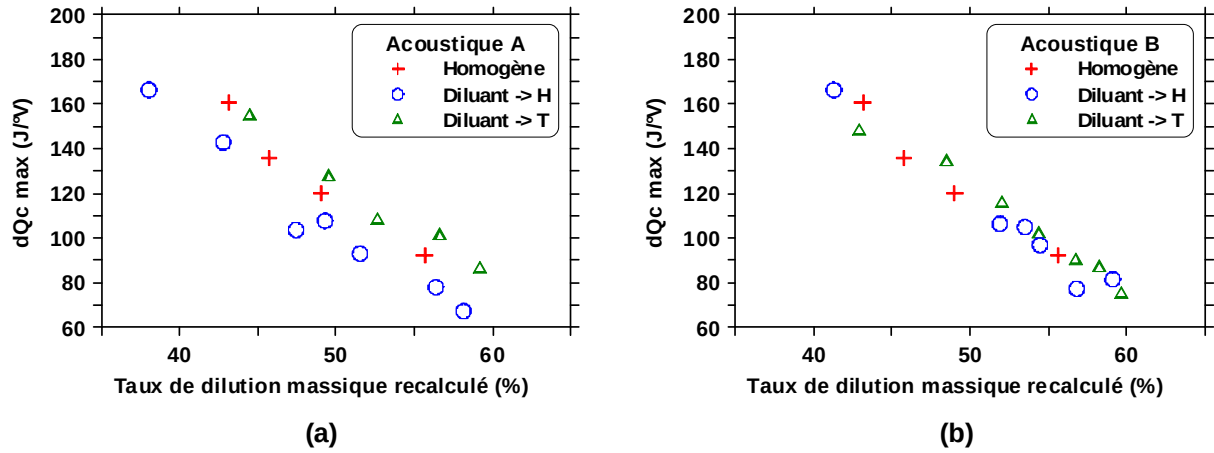
H-2 : Cas de l'EGR réel

Figure H-2 : Évolution du taux de dégagement de chaleur maximum en fonction du taux de dilution massique recalculé pour la configuration acoustique A (a) et la configuration acoustique B (b)

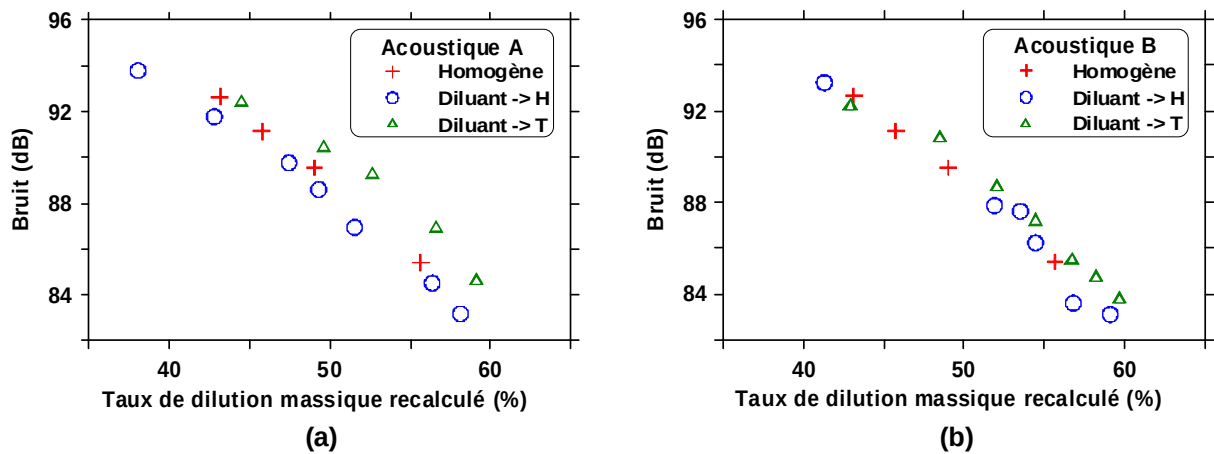


Figure H-3 : Évolution du bruit en fonction du taux de dilution massique recalculé pour la configuration acoustique A (a) et la configuration acoustique B (b)

H-3 : Analyse statistique des images. Diluant dans H

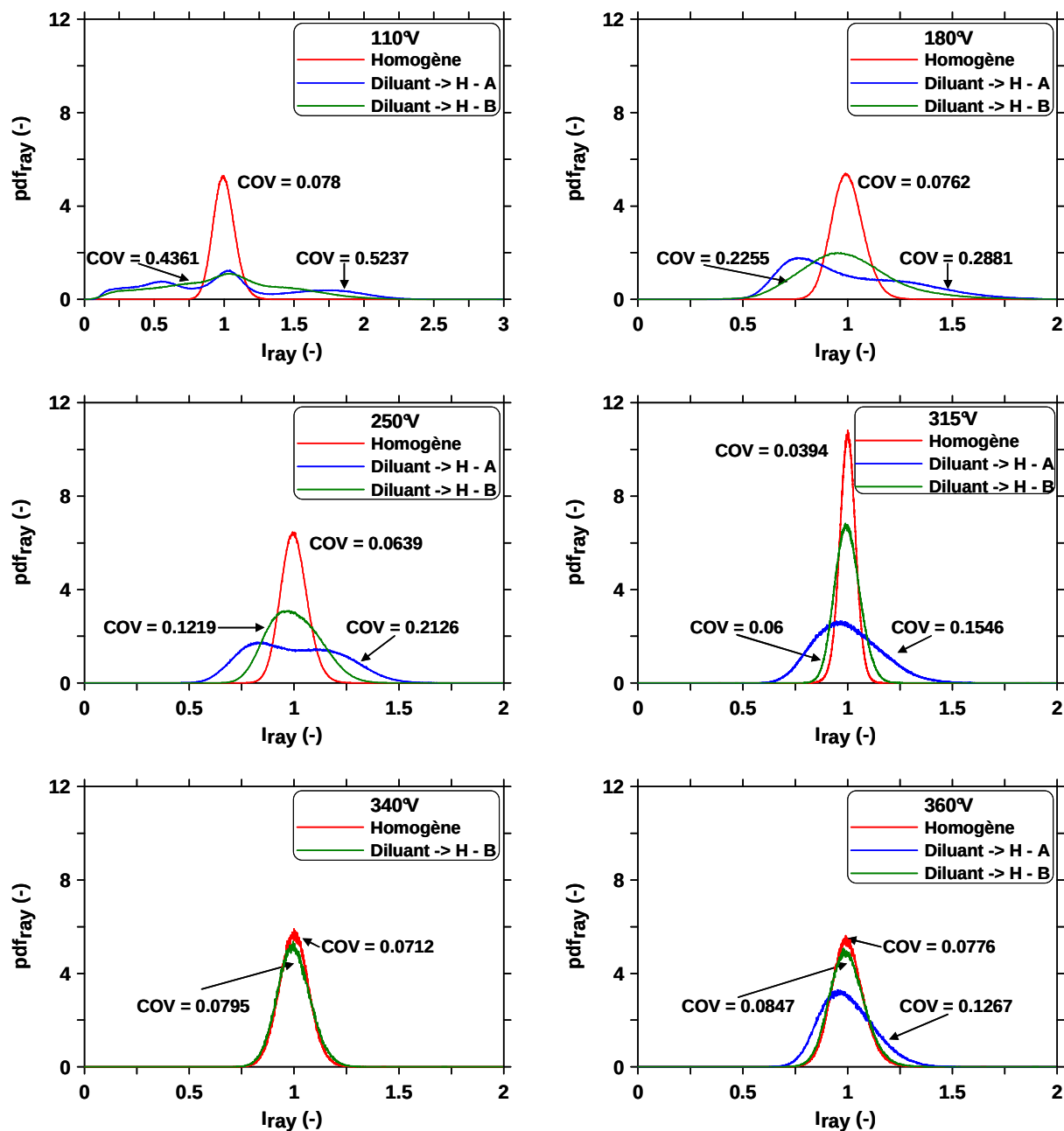


Figure H-4 : Évolution des pdf normées de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle pour les cas homogène et stratifiés selon la configuration acoustique

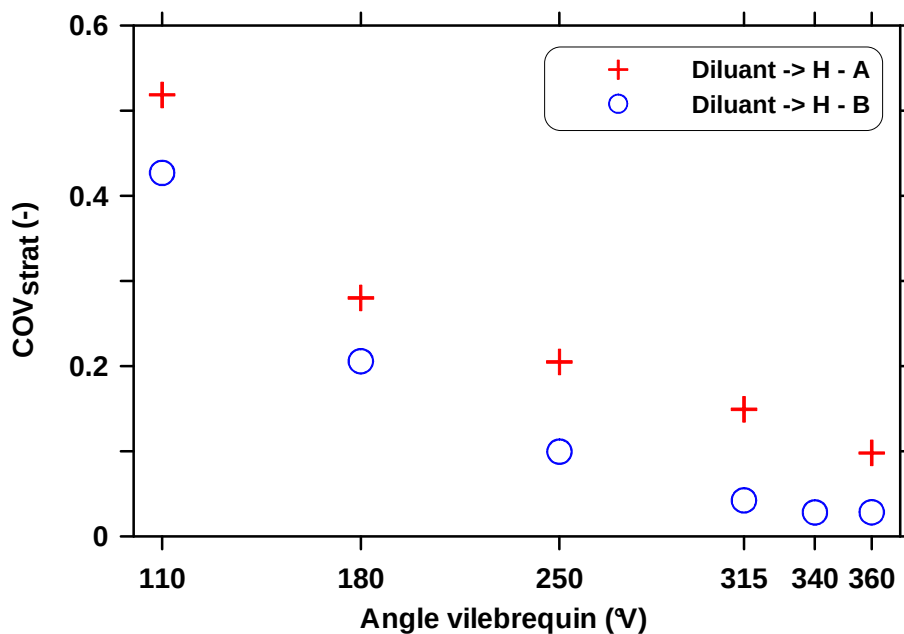


Figure H-5 : Évolution du COV lié à la stratification du biacetyl au cours du cycle selon la configuration acoustique

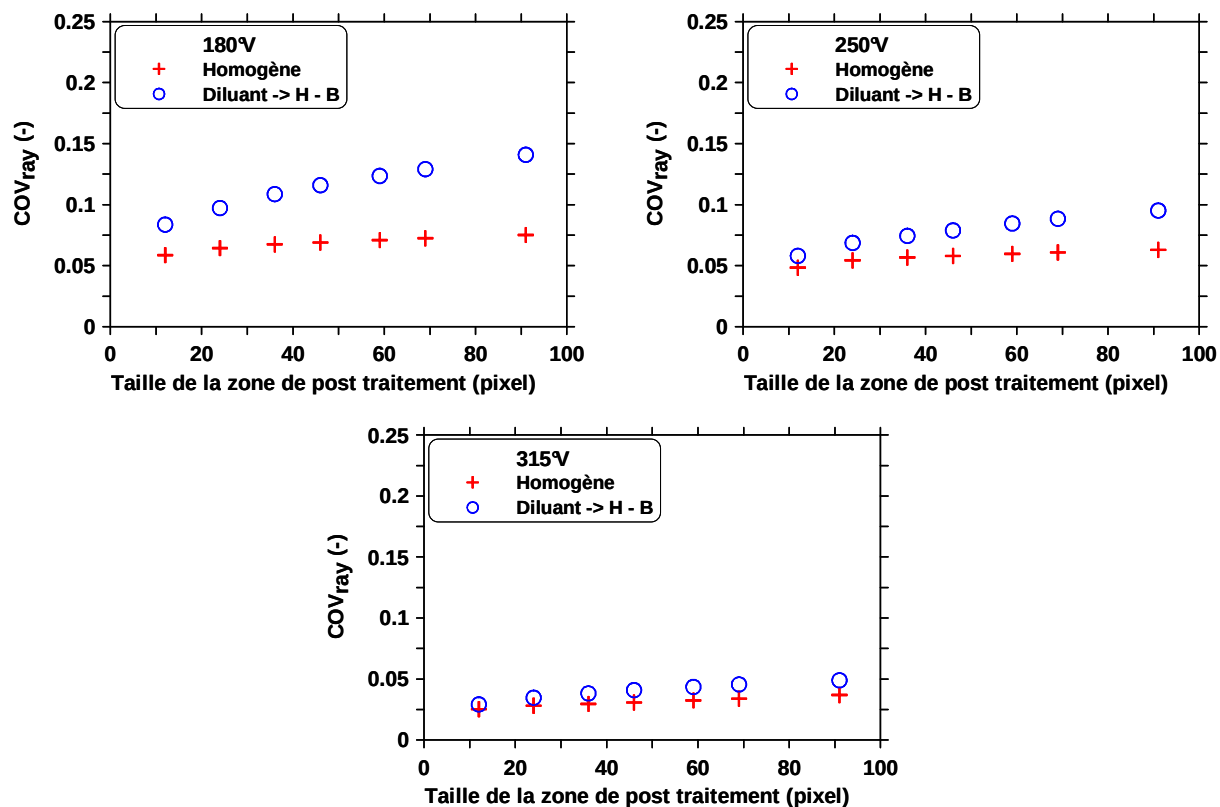


Figure H-6 : Évolution du COV de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" en fonction de la taille de la zone de post-traitement. Figure à comparer à la Figure G-7

H-4 : Cas de l'introduction du diluant dans le conduit tangentiel

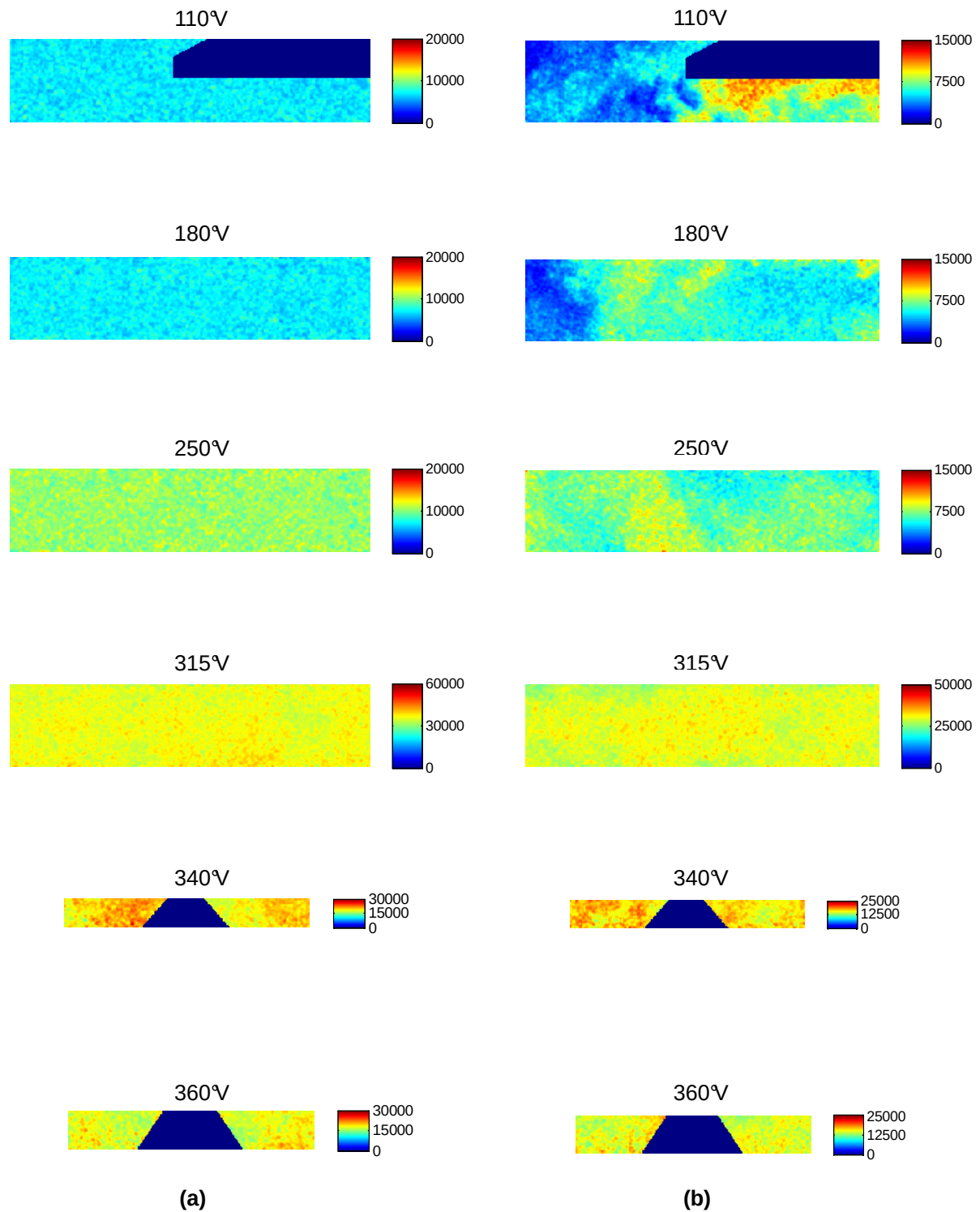


Figure H-7 : Série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié acoustique B (b)

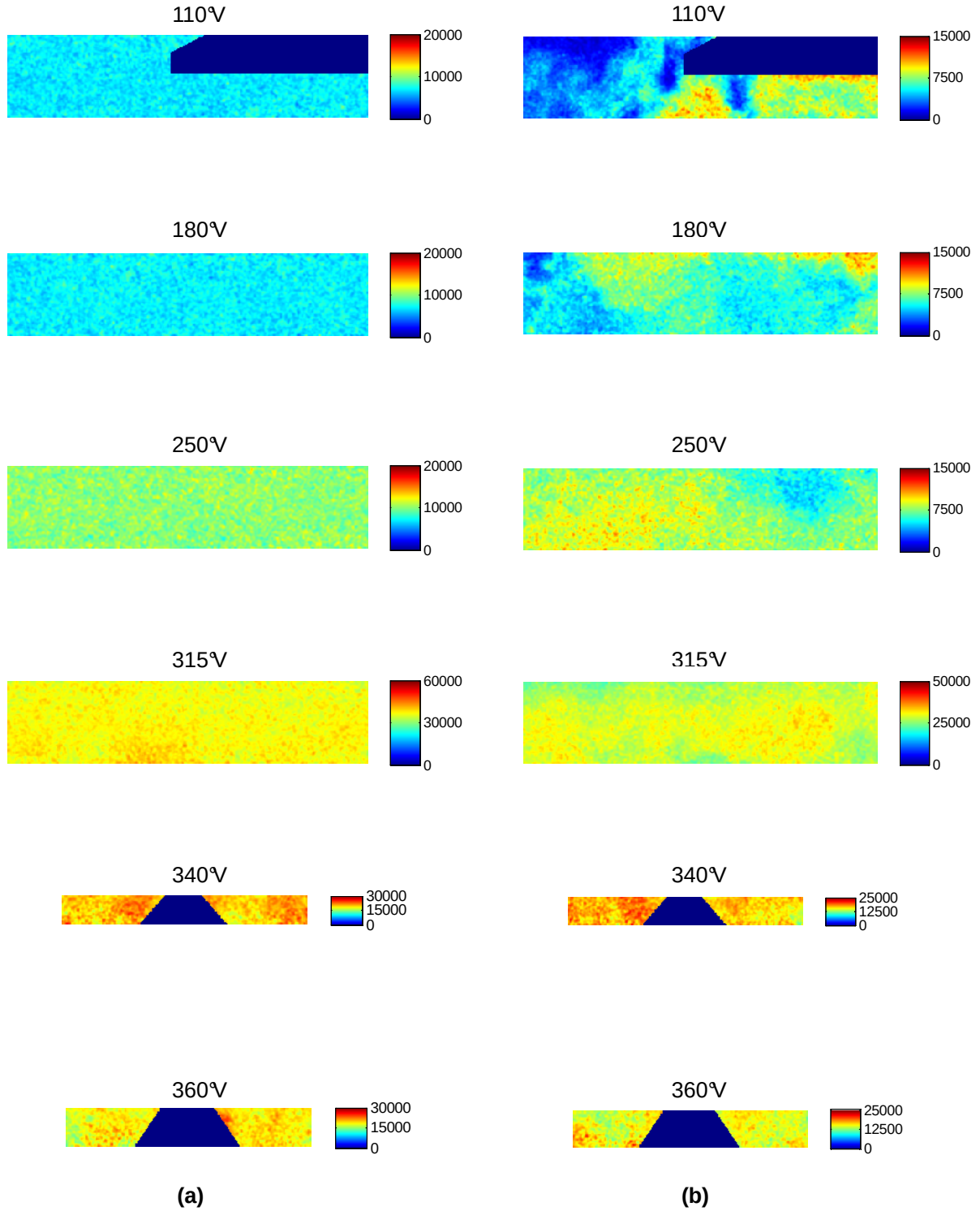


Figure H-8 : Autre série d'images instantanées, corrigées et filtrées au cours du cycle en mode homogène (a) et stratifié acoustique B (b)

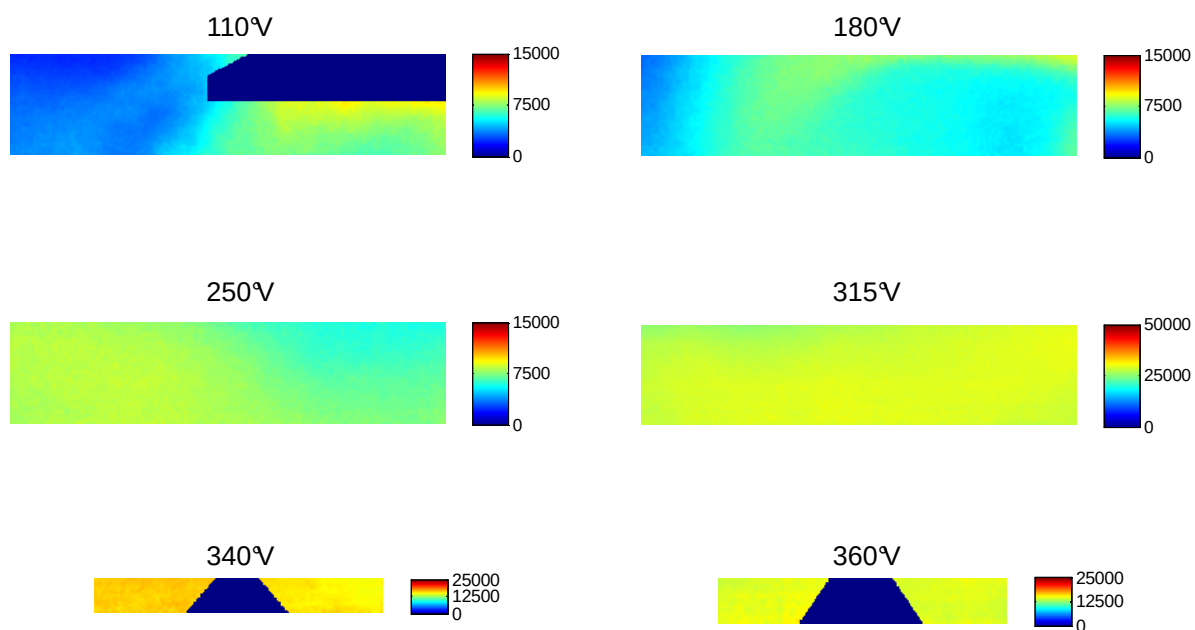


Figure H-9 : Images moyennes du cas stratifié en configuration acoustique B

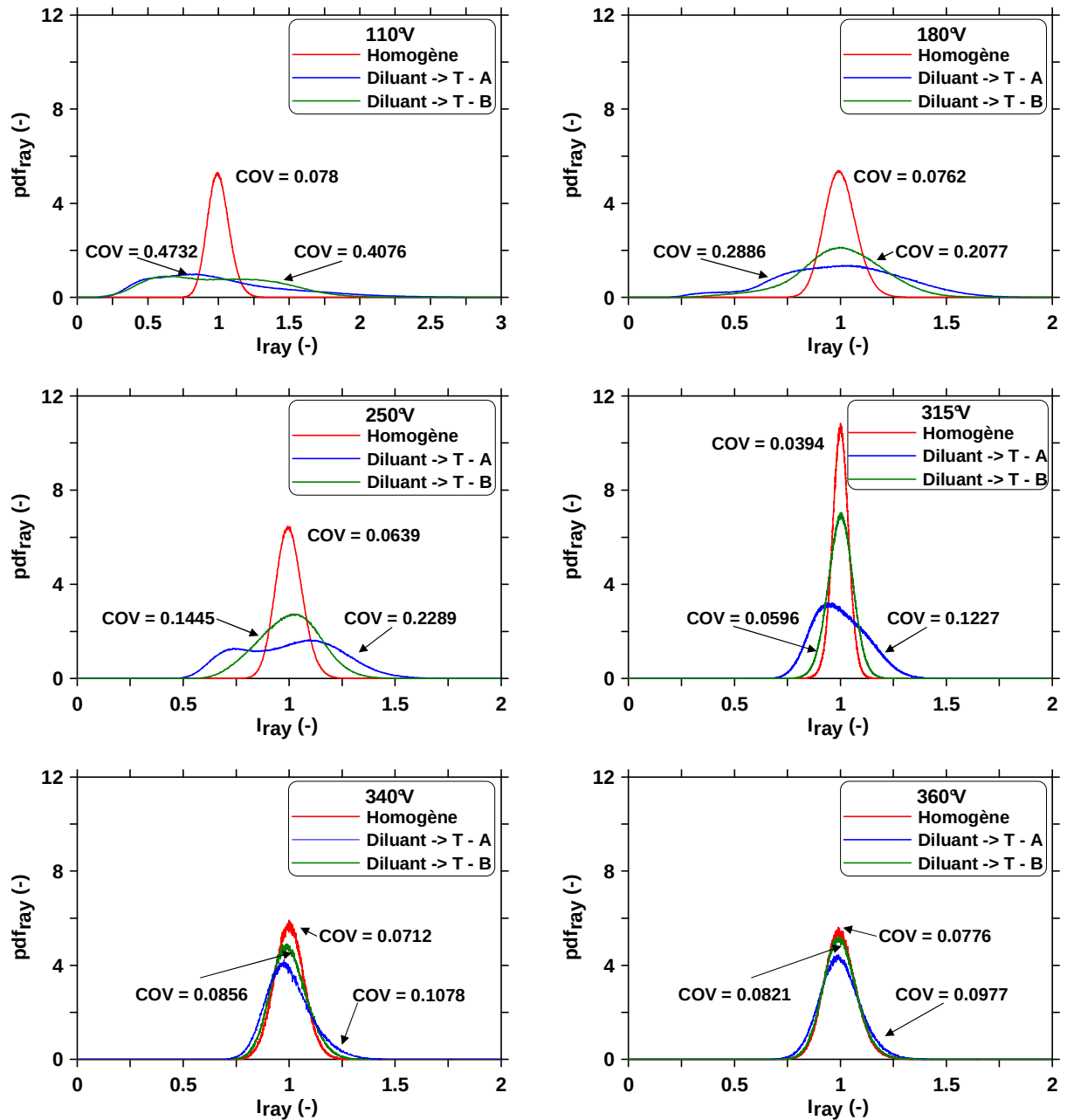


Figure H-10 : Évolution des pdf normées de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" au cours du cycle pour les cas homogène et stratifiés selon la configuration acoustique

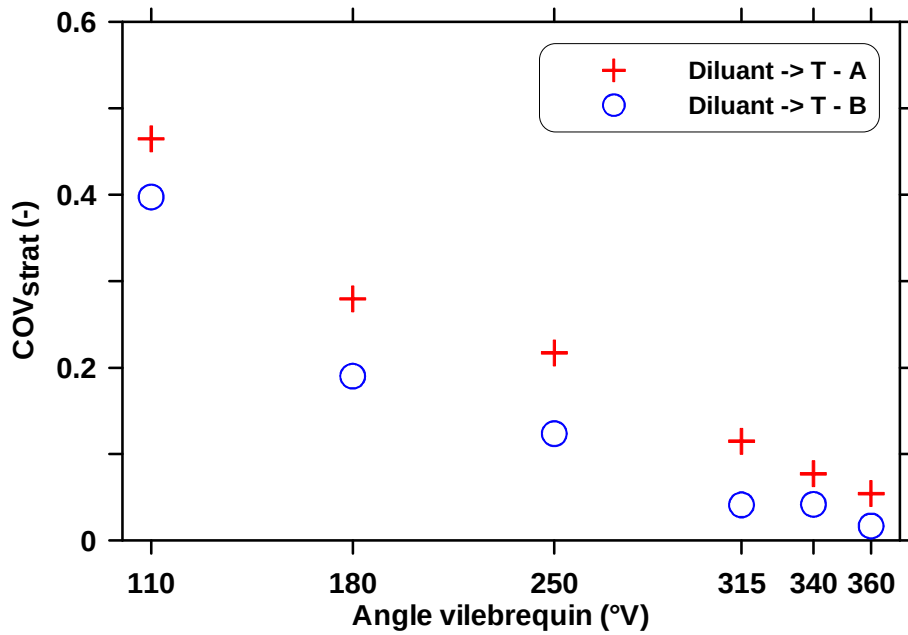


Figure H-11 : Évolution du COV lié à la stratification du biacetyl au cours du cycle pour les cas stratifiés selon la configuration acoustique

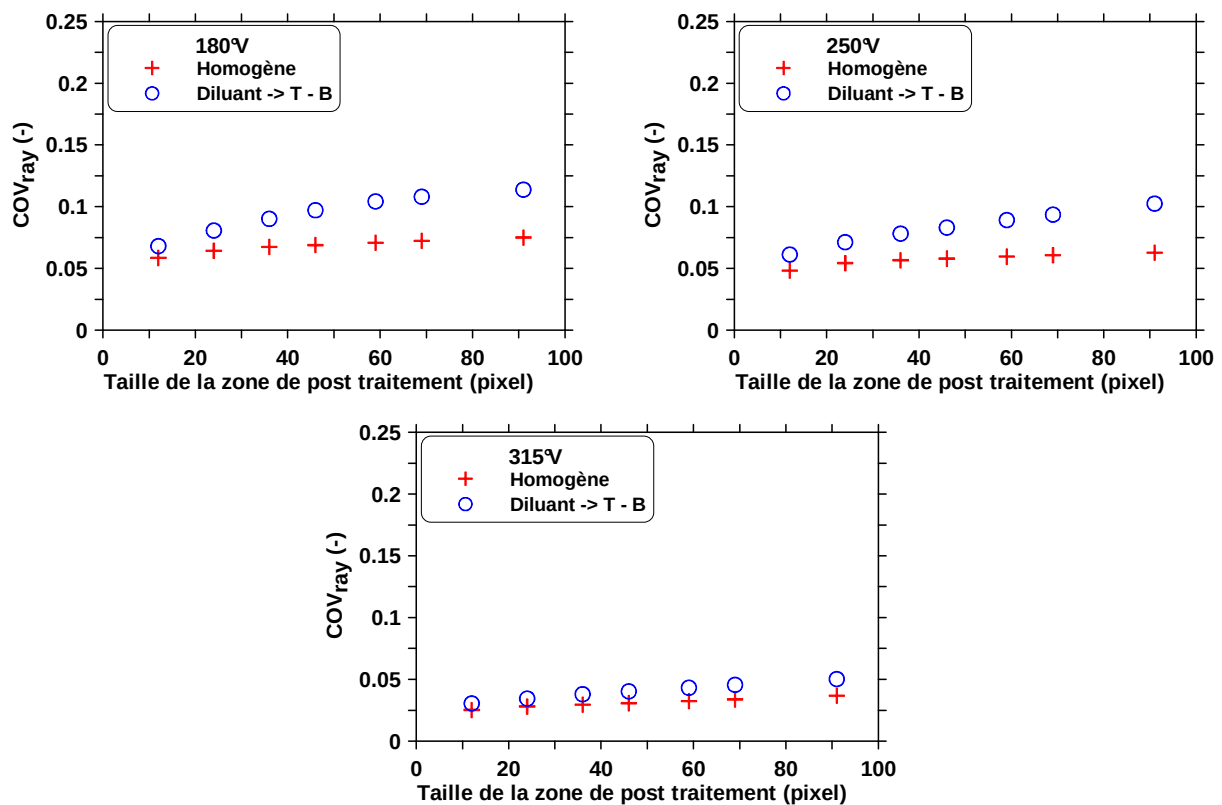


Figure H-12 : Évolution du COV de l'intensité des pixels des images normalisées par la méthode "ray" en fonction de la taille de la zone de post-traitement

Mathieu ANDRÉ

Potentiel de la combustion HCCI et injection précoce

Depuis plusieurs années, l'une des problématiques sociétales est de diminuer les émissions de polluants et de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Le secteur du transport terrestre est directement concerné par ces considérations. Le moteur Diesel semble promis à un bel avenir grâce à son rendement supérieur à celui du moteur à allumage commandé, conduisant à de plus faibles rejets de CO₂. Cependant, sa combustion génère des émissions d'oxyde d'azote (NO_x) et de particules dans l'atmosphère. Les normes anti-pollution étant de plus en plus sévères et les incitations à diminuer les consommations de carburant de plus en plus fortes, le moteur Diesel est confronté à une problématique NO_x/particules/consommation toujours plus difficile à résoudre. Une des voies envisagées consiste à modifier le mode de combustion afin de limiter les émissions polluantes à la source tout en conservant de faibles consommations. La voie la plus prometteuse est la combustion HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) obtenue par injections directes précoces. Plusieurs limitations critiques doivent cependant être revues et améliorées : le mouillage des parois par le carburant liquide et le contrôle de la combustion à forte charge. Le but de cette thèse est ainsi de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors de la combustion HCCI à forte charge obtenue par des multi-injections directes précoces. Une méthodologie a été mise au point afin de détecter le mouillage des parois du cylindre, ce qui a permis de comprendre l'effet du phasage et de la pression d'injection sur cette problématique. Une stratégie optimale de multi-injections permettant d'atteindre une charge élevée sans mouiller les parois a ainsi été développée et choisie. Nous avons ensuite pu mettre en évidence le potentiel de la stratification par la dilution en tant que moyen de contrôle de la combustion en admettant le diluant dans un seul des 2 conduits d'admission. Des mesures réalisées en complémentarité sur le même moteur mais en version 'optique', ont permis, à partir de la technique de Fluorescence Induite par Laser, de montrer que concentrer le diluant dans les zones réactives où se situe le carburant permet un meilleur contrôle de la combustion, ce qui permet d'amener le taux de dilution à des niveaux faisables technologiquement.

Mots clés: HCCI, injection directe précoce, mouillage des parois, multi-injections, contrôle de la combustion

Potential of HCCI combustion and early injection

For several years, reduce pollutant and greenhouse gas emissions in the atmosphere is become a leitmotiv. The automotive world is directly affected by these considerations. Diesel engine has a promising future thanks to its efficiency higher than that of S.I. engine, leading to lower CO₂ emissions. However, Diesel combustion emits nitrogen oxides (NO_x) and particulates in the atmosphere. Emissions regulations are more and more severe, and considerations about fuel consumption are more and more significant. Thus, Diesel engine has to face a NO_x/particulates/consumption issue that is more and more difficult to answer. One of the considered ways to reduce pollutant emissions while maintaining low fuel consumptions is to change the combustion mode. The most promising way is Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion with early direct injections. However, two major issues have to be answered: the wall wetting and the combustion control at high load. Thus, the objective of this PhD thesis is to better understand phenomena occurring during HCCI combustion at high load with early direct injections in order to answer these issues. We have developed a new methodology to detect the cylinder wall wetting process. This allowed to understand the effects of injection phasing and injection pressure on this issue. A multiple injections strategy has been tested and improved. It reaches a high load without cylinder wall wetting. Then, we have highlighted the potential of dilutant stratification as a technique of control of combustion. This technique is based on the introduction of dilutant in one inlet pipe while air is introduced in the other. The use of Laser Induced Fluorescence imaging on the same engine but with optical accesses showed that condensing dilutant in the reactive zones where the fuel is improves combustion control and allows the use of reasonable dilution level.

Keywords: HCCI, early direct injection, wall wetting, multiple injections, control of combustion



Département R 106
1 & 4 avenue de Bois Préau
92852 Rueil - Malmaison Cedex



Polytech'Orléans
8 rue Léonard de Vinci
45072 Orléans Cedex 2