

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

Laboratoire PRISME- axe Énergie Combustion Moteur (ECM)

THÈSE présentée par :
Salim Antonios SAYSSOUK

soutenue le : **18 décembre 2017**

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

Discipline: **Énergétique**

**Contrôle du phasage de la combustion dans
un moteur HCCI par ajout d'ozone:**
Modélisation et Contrôle

THÈSE dirigée par:

Pascal HIGELIN
Yann CHAMAILLARD

Professeur des Universités, Université d'Orléans - PRISME
Professeur des Universités, Université d'Orléans - PRISME

Co-encadrée par:

Christian CAILLOL
Dominique NELSON-GRUEL

Maître de Conférences, Université d'Orléans - PRISME
Maître de Conférences, Université d'Orléans - PRISME

JURY

Xavier TAUZIA

Maître de Conférences HDR, Centrale de Nantes – LHEEA,
Rapporteur

Jimmy LAUBER

Professeur des Universités, Université de Valenciennes et du
Hainaut-Cambrésis – LAMIH, Rapporteur

Eric BIDEAUX

Professeur des Universités, INSA de Lyon – AMPERE,
Président du Jury

Alessio DULBECCO

Docteur, Ingénieur de recherche – IFPEN, Examinateur

Pascal HIGELIN

Professeur des Universités, Université d'Orléans – PRISME

Yann CHAMAILLARD

Professeur des Universités, Université d'Orléans – PRISME

Christian CAILLOL

Maître de Conférences, Université d'Orléans – PRISME

Dominique NELSON-GRUEL

Maître de Conférences, Université d'Orléans - PRISME

Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du laboratoire PRISME (Pluridisciplinaire de Recherche en Ingénierie des Systèmes, Mécaniques et Energétique) et financé par le Labex CAPRYSES (Cinétique chimique et aérothermodynamique pour des propulsions et des systèmes énergétiques propres et sûrs).

Je voudrais tout d'abord adresser toute ma gratitude à mes directeurs de thèse, Pascal Higelin et Yann Chamaillard, pour leurs patiences, leurs disponibilités et surtout leurs judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter ma réflexion.

Mes remerciements vont également aux rapporteurs de ma thèse, Xavier Tauzia et Jimmy Lauber, pour le temps qu'ils m'ont accordé à la lecture de cette thèse et à l'élaboration de leur rapport. Je remercie également les membres de jury Eric Bideaux et Alessio Dulbecco qui ont examiné mon travail avec précision et ont fait des remarques pertinentes et constructives.

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude à mon encadrant de thèse, Christian Caillol, qui m'a accompagné dans la maîtrise de mes connaissances et a enrichi ce travail avec ces conseils précieux et avisés, qui s'est toujours montré à l'écoute et disponible tout au long de la réalisation de cette thèse.

Je souhaite témoigner ma reconnaissance à mon encadrant de thèse, Dominique Nelson-Gruel pour ses conseils et son soutien dans ces travaux.

Un grand merci à l'équipe technique du laboratoire PRISME, en particulier de l'axe Energie Combustion Moteur (ECM)-groupe modélisation et contrôle: Kristan Gillet, Julien Lemaire et Benoît Bellicaud. La partie expérimentale n'a pas vu la lumière sans votre implication dans la mise en place de l'usine à gaz 'banc d'essais moteur HCCI' et à rendre les choses "catholiques"! Je vous remercie d'avoir partagé avec moi votre expertise en mise en place d'un banc d'essais. Je n'oublie jamais les bons moments durant de la partie expérimentale.

Merci à tout le personnel du laboratoire, et plus particulièrement pour l'équipe d'Energie Combustion Moteur (ECM) qui a rendu mon séjour très agréable et qui a assuré une belle ambiance au travail. Les nombreuses discussions que j'ai pu avoir avec chacun m'ont beaucoup apporté. Je m'abstiens de les nommer tellement la liste est longue. Je tiens surtout à exprimer mes vifs remerciements à mes amis, Antoine et Hugo, avec qui j'ai passé des moments agréables dans mon bureau et partagé nos hauts et bas et surtout nos bas! Je remercie également mes amis Youssef, Matha, Mostafa, Syntia, Wael, Fawzi, Ahmad et Anwar pour leur gentillesse, leur soutien et leur humour.

Un remerciement du fond de mon cœur est adressé à mon père, Antoine, à ma mère, Lamia et mes frères, Hanna, Walid et Wissam, qui m'ont toujours supporté et soutenu pour réussir mes études. Votre amour inestimable, votre confiance, votre soutien et toutes les valeurs qu'ils ont su m'inculquer me permettent toujours de bien réussir mes études. Ce travail est dédié à vous.

TABLE DES MATIERES

Tables des matières

NOMENCLATURE.....	1
INTRODUCTION GENERALE.....	4
CHAPITRE 1: CONTEXTE ET ENJEUX DE L'ETUDE	6
1.1 Introduction	7
1.2 Principe de fonctionnement du moteur HCCI	9
1.3 Facteurs influençant le phasage de l'auto-inflammation.....	10
1.3.1 Facteurs physico-thermochimiques.....	10
1.3.2 Ozone: agent chimique efficace pour contrôler le délai d'auto-inflammation...	18
1.4 Défis technologiques et scientifiques du moteur HCCI	19
1.4.1 Avantages du moteur HCCI par rapport aux moteurs actuelles.....	20
1.4.2 Défis techniques et scientifiques du moteur HCCI	22
1.5 Contrôle de la combustion dans le moteur HCCI.....	25
1.5.1 Contrôle par aspect thermique.....	25
1.5.2 Contrôle par aspect chimique	29
1.6 Conclusions	32
1.7 Objectifs de l'Etude	33
1.8 Structure de la thèse.....	35
CHAPITRE 2: MODÈLE PHYSIQUE 0D DE LA COMBUSTION POUR LE MOTEUR HCCI	36
2.1 Etat de l'art : modélisation 0D de la combustion pour moteur HCCI	37
2.1.1 Introduction	37
2.1.2 Revue bibliographique sur les modèles 0D	38
2.1.3 Identification des modes de combustion dans le moteur HCCI	46
2.1.4 Conclusions	51
2.2 Modèle physique 0D de la combustion pour moteur HCCI	53
2.2.1 Introduction générale du modèle 0D	53
2.2.2 Equations du modèle	54
2.3 Validation expérimentale du modèle.....	63
2.3.1 Validation préliminaire du modèle.....	64
2.3.2 Validation expérimentale du modèle.....	75
2.4 Etendre la plage de fonctionnement du moteur par ajout d'ozone	83
2.4.1 Effet chimique de la composition de l'EGR	84
2.4.2 Etendre la plage de fonctionnement du moteur par ajout d'ozone.....	89
2.4.3 Impact de l'ozone sur le démarrage à froid.....	103
2.5 Conclusions et perspectives.....	106
CHAPITRE 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE	108
3.1 Introduction	109

TABLE DES MATIERES

3.2	Descriptions des moyens d'essais.....	109
3.2.1	Banc d'essais 1	109
3.2.2	Banc d'essais 2	110
3.3	Banc d'essai 1: Etude statique du système	121
3.3.1	L'effet combinatoire de l'EGR et de l'ozone sur le phasage de la combustion.....	125
3.3.2	Equations mathématiques liant les paramètres de combustion aux deux actionneurs	128
3.4	Banc d'essai 2: Etude dynamique du système.....	131
3.4.1	Cartographie des paramètres de combustion CA50 et P_{max} :	131
3.4.2	Etude dynamique du système	132
3.5	Modèle de simulation	142
3.5.1	Modèle dynamique de la chaîne d'air	143
3.5.2	Modèle dynamique du circuit d'EGR synthétique :.....	146
3.5.3	Modèle dynamique du circuit d'ozone:.....	148
3.5.4	Modélisation cartographique de la combustion	149
3.5.5	Validation du modèle de simulation.....	153
3.6	Développement de la loi de commande sur simulateur et sur banc d'essais	154
3.6.1	Développement de la loi de commande sur simulateur.....	154
3.6.2	Développement de la loi de commande sur banc d'essais	158
3.7	Conclusions et perspectives.....	171
CHAPITRE 4: CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....		174
ANNEXES:		177
ANNEXE I: EQUATION DE CONSERVATION D'ENERGIE POUR UN SYSTEME OUVERT.....		177
ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE		179
ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI		190
ANNEXE IV: CONCEPTION DU SYSTEME D'ACQUISITION A TEMPS REEL		201
ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.....		208
ANNEXE VI: DESCRIPTION DETAILLEE DU BANC D'ESSAIS		213
REFERENCES.....		219

NOMENCLATURE

Acronymes	Significations	Traduction en français
0D	0-dimension	0-dimensionnel
CA10	Crank Angle where 10% of the fuel has burnt	Angle vilebrequin correspondant à 10% de la masse du carburant brûlée
CA50	Crank Angle where 50% of the fuel has burnt	Angle vilebrequin correspondant à 50% de la masse du carburant brûlée
CA90	Crank Angle where 90% of the fuel has burnt	Angle vilebrequin correspondant à 90% de la masse du carburant brûlée
CAD	Crank Angle Degree	Angle vilebrequin
CO	Carbon Monoxide	Monoxyde de Carbone
CO ₂	Carbon Dioxide	Dioxyde de carbone
COM	Control Oriented Model	Modèle Orienté Contrôle
CAD _{pmax}	Crank Angle corresponding to In-Cylinder Maximum Pressure	Angle vilebrequin correspondant à la pression maximale
CV	Control Volume	Volume de contrôle
DNS	Direct Numerical Simulation	Simulation numérique directe
DSMC	Discrete Sliding Mode Controller	Contrôleur par mode glissant
ECU	Engine Control Unit	Unité de Contrôle du Moteur
EGR	Exhaust Gas Recirculation	Recirculation des gaz d'échappement
FAP	Diesel Filtre Particulate	Filtre à Particule
HC	Unburned Hydrocarbon	Hydrocarbures imbrulées
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	Allumage par compression d'une charge homogène
HCT	Hydrodynamics, Chemistry and Transport code	Code de simulation numérique de la chimie
HDI	High Pressure Direct Injection	Injection directe à haute pression
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	Pression Moyenne Indiquée
LQG	Linear Quadratic Gaussian	Commande Linéaire Quadratique Gaussienne
NO _x	Nitrogen oxides	NO= monoxyde d'azote et NO ₂ = dioxyde d'azote
P _{max}	In-Cylinder Maximum Pressure	Pression maximale à l'intérieur du cylindre
PID	Proportional Integrator Derivater	Proportionnel Intégrateur Dérivateur
PDF	Probability Density Function	Fonction de densité de probabilité

NOMENCLATURE

PEMS	Portable Emissions Measurements Systems	Système portable de mesure des émissions
PRF	Primary Reference Fuel	Carburant de référence primaire
PRR	Pressure Raise Rate (dP/dt)	Pente de la pression par rapport à l'angle vilebrequin
PM	Particulate Matter	particules, produits de combustion
ppm	Particle-per-million	Particule par million
N ₂	Diazote	Diazote
RI	Ringling Intensity	Paramètre pour détecter la détonation
RMSE	Root-Mean-Square Error	Erreur quadratique moyenne
R ²	Coefficient of determination	Coefficient de détermination
SCR	Selective Catalytic Reduction	Réduction Catalytique Sélective
TDC	Top Dead Center	Point Mort Haut
VCR	Variable Compression Ratio	Taux de compression variable
VGT	Variable Geometry Turbine	Turbine à géométrie variable
VVT	Variable Valve Timing	Distribution variable

Latin	signification	Traduction en français
U	Internal energy (J)	Energie interne
W	Piston work (J)	Travail du piston
Q_w	Wall Heat losses (J)	Pertes aux parois
m	Mass (kg)	masse
T	Temperature (K)	température
Y_k	Species mass fraction (-)	Fraction massique
P	Pressure (Pa)	pression
c_v	Specific heat at constant volume (J/kg.k)	Chaleur spécifique à volume constant
V	Volume (m ³)	Volume
ω	Molar production rate	Taux de production molaire
W	Molar mass (Kg/mol)	Masse molaire
h	Enthalpy (J/kg)	enthalpie
Pr_t	Turbulent Prandtl number (-)	Nombre de Prandtl turbulent
Re_λ	Turbulent Reynold number (-)	Nombre de Reynold turbulent
K	Mean kinetic energy (J)	Energie cinétique moyen
k	Turbulent kinetic energy (J)	Energie cinétique turbulent
R	Cylinder Radius (m)	Rayon du cylindre
R_u	Ideal gas constant(J/mol.K)	Constante des gaz parfaits
L	Geometric length scale (m)	Échelle de longueur géométrique
l	Characteristic eddy size (m)	

NOMENCLATURE

Grec

θ^*	Normalized temperature (-)	Température normalisée
τ_t	Turbulent integral scale (-)	Échelle intégrale de turbulence
τ_h	Thermal time scale (-)	Échelle de temps thermique
ν	Variance (-)	variance
μ_t	Turbulent viscosity (Pa.s)	Viscosité turbulente
ε	Dissipation of the turbulent kinetic energy (J)	Dissipation de l'énergie cinétique turbulent
ρ	Density (kg/m ³)	densité
λ	Thermal conductivity (W/m.K)	Conductivité thermique
δ	Boundary layer thickness (m)	Épaisseur de la couche limite

Indice

<i>max</i>	maximum	maximum
<i>pmax</i>	In-cylinder pressure maximum	Pression maximale à l'intérieur du cylindre
<i>w</i>	Wall	paroi
<i>t</i>	total	total
<i>k</i>	A specific species	espèces
<i>calib</i>	calibration	calibration
<i>v</i>	volume	volume
<i>pist</i>	piston	piston
<i>mot</i>	motored	motorisé
<i>ad</i>	adiabtic	adiabatique
<i>s</i>	sensible	sensible
<i>h</i>	enthalpy	enthalpie
<i>T</i>	temperature	température
<i>p</i>	pressure	pression
<i>i</i>	direction axes (x,y,z)	Direction des axes

Exposant

$\sim$	Favre average filtering	Moyenne de Favre
"	Fluctuation component associated to Favre averaging	Fluctuation associé à la moyenne de Favre
-	Reynold average filtering	Moyenne de Reynold

INTRODUCTION GENERALE

Face aux enjeux environnementaux, climatiques et de santé, au cours du temps, les législateurs rendent de plus en plus sévères les normes relatives aux émissions de polluants produites par les véhicules diesel et essence. Les normes imposent des valeurs limites d'émissions des oxydes d'azote (NO_x), du monoxyde de carbone (CO), des hydrocarbures (HC), et des particules (*Particulate Matter* PM). Ainsi, les constructeurs automobiles cherchent des solutions alternatives afin de respecter les niveaux de polluants fixés par les normes. Actuellement, les recherches sont orientées vers l'hybridation et l'électrification des véhicules. La technologie d'hybridation permet de réduire significativement les émissions CO_2 par rapport aux véhicules essences. Les émissions de CO_2 de cette technologie sont proches de celles des véhicules diesel. Cependant, les défis relatifs à cette technologie sont nombreux : amélioration les performances des batteries, les conditions d'utilisation, diminution les coûts ainsi que l'impact environnemental du moteur thermique. Quant à l'électrification, le coût élevé de production d'une voiture électrique, son autonomie, la préparation de l'infrastructure pour recharger les batteries et leurs densités énergétiques demeurent un obstacle pour couvrir la demande du conducteur dans les différentes conditions d'utilisation du véhicule. En parallèle, d'autres axes de recherche sont orientés vers l'amélioration de la chaîne liée au moteur à combustion interne tels que:

- le traitement des polluants par un système de post-traitement
- la réduction à la source par une optimisation de la combustion

L'utilisation des systèmes de post-traitement, tels que le filtre à particules (FAP), la réduction catalytique sélective (*Selective Catalytic Reduction* SCR), la recirculation des gaz brûlés (*Exhaust Gas Recirculation* EGR) permet de réduire les niveaux des émissions polluantes produites dans la chambre de combustion. Cependant, ces systèmes ayant des prix élevés nécessitent des conditions de fonctionnement spécifiques et un entretien périodique. Degraewe *et al.*[1] ont mesuré les émissions de NO_x et de particules en utilisant cinq véhicules en condition réelle à l'aide d'un système portable de mesures des émissions (*Portable Emissions Measurements Systems* PEMS). Chaque voiture est équipée d'un système de dépollution différent (SCR, FAP et EGR). Bien que l'ensemble de ces dispositifs permettent de réduire les émissions de NO_x et de particules; ces dernières sont au-dessus de la limite imposée par la norme Euro 6.

La réduction des émissions polluantes à la source est la solution la plus pertinente et la moins coûteuse. Cette solution passe par le contrôle de la combustion réalisé via le contrôle des espèces chimiques introduites dans la chambre de combustion: l'air, le carburant, les gaz d'échappement et des additifs. Différentes stratégies de contrôle du moteur telles que le downsizing, la multi-injection, l'EGR ont permis d'améliorer significativement les performances du moteur et de diminuer relativement les émissions polluantes. Une solution consiste à combiner les avantages des deux moteurs conventionnels (diesel et essence) afin de réduire les émissions polluantes. Ce moteur est connu sous le nom de moteur HCCI (*Homogeneous Charge Compression ignition*). En bref, le principe de ce moteur consiste à préparer un mélange homogène en richesse, comme le cas d'un moteur à essence, puis ce mélange est comprimé avec un fort taux de compression jusqu'à l'auto-inflammation, comme le cas d'un moteur diesel. L'auto-inflammation du mélange aura lieu dès que les conditions thermodynamiques locales atteindront les conditions d'auto-inflammation du carburant. Ce nouveau mode de combustion a montré que les émissions des NO_x et de suies sont faibles avec un rendement thermodynamique relativement élevé[2]. Ainsi il est possible de réduire

INTRODUCTION GENERALE

ces émissions sans l'utilisation des systèmes de post-traitement des polluants NO_x et particules. Par ailleurs, la commercialisation d'un tel concept passe par la recherche d'une stratégie de contrôle efficace qui permettra de diminuer la variabilité cyclique et étendre sa plage de fonctionnement sur une large plage de charge et régime.

Cette étude est accomplie dans le cadre d'exploration d'une stratégie de contrôle efficace de ce nouveau mode de combustion. Elle comporte deux axes: modélisation et contrôle à l'aide d'un actionneur chimique : l'ozone. Ce manuscrit s'organise donc comme ci-après.

Le but du premier chapitre est de présenter le contexte et les objectifs de cette étude. La première partie est dédiée à exposer le principe général du moteur HCCI. Ensuite, une revue des différents facteurs influençant le déroulement de la combustion est présentée. Après, les avantages de ce moteur par rapport aux moteurs à combustion interne conventionnels ainsi que la liste des principaux défis technologiques de ce moteur sont exposés. Par la suite, une revue des différentes stratégies de contrôle du moteur HCCI sera détaillée. Ce travail bibliographique permettra alors d'identifier les axes de travail à privilégier, plus particulièrement l'avantage d'utiliser l'ozone comme actionneur chimique pour contrôler le phasage de la combustion.

Le but du deuxième chapitre est de développer un modèle 0D de la combustion pour le moteur HCCI. Tout d'abord, une revue bibliographique des modèles 0D est présentée. Ensuite, une étude d'identification du mode de combustion est menée afin de tirer des hypothèses qui nous permettront de réaliser précisément la modélisation 0D de la combustion. Ce modèle sera validé par des essais expérimentaux réalisés à l'aide d'un moteur monocylindre HCCI. Les cartographies du moteur HCCI avec et sans ozone sont développées afin d'estimer le gain qu'apporte l'ajout de l'ozone pour étendre la plage de fonctionnement de ce moteur. Enfin, l'intérêt d'utiliser l'ozone lors d'un démarrage à froid est investigué.

Le but du troisième chapitre s'articule sur le contrôle du phasage de la combustion par ajout d'ozone. Dans la première partie de ce chapitre, un modèle statique des paramètres de combustion est développé par identification et en utilisant les résultats du modèle 0D. Une étude de simulation est effectuée pour démontrer la faisabilité du contrôle du phasage de la combustion par ajout d'ozone. Pour cela, un modèle orienté contrôle (*Control Oriented Model* COM) est développé afin de décrire la dynamique de chaque sous-système du banc d'essais. Des cartographies des paramètres de combustion sont développées. Les paramètres de combustion choisis sont: pression maximale du cylindre ($P_{\max}$), l'angle vilebrequin correspond à la pression maximale ($\text{CAD}_{p_{\max}}$) et l'angle vilebrequin où 50% du carburant est brûlé (CA_{50}). Le COM est couplé avec ces cartographies dont le but de développer des lois de commande pour contrôler le phasage de la combustion du moteur HCCI par ajout d'ozone. Ensuite, une étude expérimentale est effectuée. Une description générale du banc d'essais multicylindres HCCI développé est exposée. Un système d'acquisition en temps réel des paramètres de combustion est conçu. Il joue le rôle d'un capteur des paramètres de combustion et facilite le contrôle du moteur cycle à cycle. Enfin, une stratégie de contrôle est développée en se basant sur le calcul de ces paramètres de combustion et intégrée dans le calculateur du moteur.

CHAPITRE 1: CONTEXTE ET ENJEUX DE L'ETUDE

Les objectifs de ce chapitre sont:

1. *Présenter le principe de fonctionnement du moteur HCCI,*
2. *Exposer les facteurs influençant le phasage de l'auto-inflammation,*
3. *Expliquer les défis technologiques et scientifiques du moteur HCCI,*
4. *Faire un état de l'art des stratégies de contrôle du moteur HCCI,*
5. *Présenter les enjeux de l'étude.*

Dans la première partie, les normes liées aux émissions polluantes sont décrites brièvement ainsi que les sources de ses émissions dans les moteurs actuels. Le moteur HCCI est l'une des solutions prometteuses pour surmonter les normes. Le principe de fonctionnement de ce moteur est décrit dans la deuxième partie.

Une étude statique exhaustive des facteurs influençant le délai d'auto-inflammation est présentée dans la troisième partie. Cette étude, basée sur une étude bibliographique, permet de classer les facteurs suivant leurs contrôlabilités et rapidités.

La quatrième partie porte sur les avantages ainsi que les défis technologiques et scientifiques de ce type de moteur. Une liste des avantages de ce moteur par rapport aux moteurs actuels est présentée. Une explication de la problématique du contrôle du délai d'auto-inflammation durant les transitions entre les points de fonctionnement est détaillée.

La cinquième partie présente les différentes stratégies de contrôle de ce type de moteur dans la bibliographie. Ces stratégies sont regroupées suivant deux groupes: aspect thermique et aspect chimique. Les avantages et les inconvénients de ces stratégies sont aussi présentés.

Enfin, La dernière partie présente les objectifs et la structure de la thèse.

1.1 Introduction

Depuis l'ère industrielle, les émissions des gaz à effet de serre sont en constante hausse (Figure 1) or le réchauffement climatique est directement lié à l'ajout des gaz à effet de serre d'origine anthropique dans l'atmosphère.

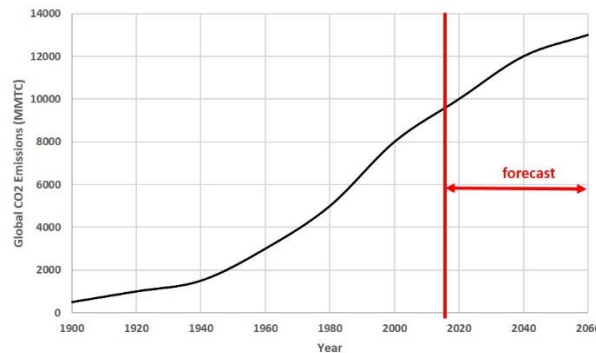


Figure 1: évolution des émissions globales de CO₂ en MMTC (*Million Metric Tons of Carbon*) (data des émissions de CO₂ sont prises du centre CDIAC (*Carbon Dioxide Information Analysis Center*))

Ces émissions sont notamment engendrées par la consommation des énergies fossiles. Le secteur des transports est responsable de plus de 30% des émissions de dioxyde de carbone[3]. De même, ce secteur est un contributeur important de certains polluants comme les NO_x, les CO, les particules émises. Des normes anti-pollution de plus en plus stricte sont mise en place depuis plusieurs décennies afin de préserver la qualité de l'air et diminuer l'impact humaine sur l'environnement. La Figure 2 représente l'évolution des différentes normes Européennes pour le moteur Diesel. Cette figure met en avant les efforts considérables qu'on dû mettre en place les constructeurs automobiles afin d'atteindre les normes en vigueur. Depuis la norme Euro 2 qui a pris effet en 1996, un facteur 10 de réduction des différents polluants a été appliqué pour le passage à la norme Euro 6 qui a pris effet en 2014. Le Tableau 1 présente un récapitulatif des normes européennes antipollution pour les véhicules diesel. À titre d'exemple, la norme Euro 5 limitait les émissions de NO_x à 0.18 g/km alors que la norme Euro 6 fixe un maximum à 0.08 g/km. Donc, une diminution de 55% des limites des émissions de NO_x en 2014 par rapport à 2009.

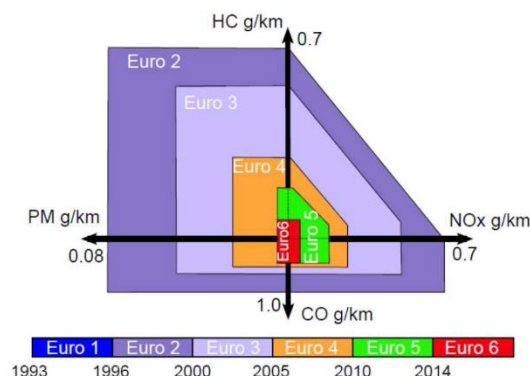


Figure 2: différentes normes Euro pour le moteur Diesel

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

Normes	CO (g/km)	HC+NO _x (g/km)	NO _x (g/km)	Particules (g/km)
Euro 2 (1996)	1	0.7	-	0.08
Euro 3 (2000)	0.64	0.56	0.5	0.05
Euro 4 (2005)	0.5	0.3	0.25	0.025
Euro 5 (2009)	0.5	0.23	0.18	0.005
Euro 6 (2014)	0.5	0.17	0.08	0.005
Euro 6c (2017)	0.5	0.17	0.08	0.0045

Plus précisément, dans le cas d'un moteur diesel, la richesse locale varie de 0.1 à l'infini suivant la distance par rapport au nez de l'injecteur. Cette stratification de richesse dans la chambre de combustion contribue à créer des niveaux de NO_x et suies importants. Les NO_x thermiques sont produits à des températures élevées à la fin de la combustion du côté pauvre de la flamme de diffusion. Ils seront donc créés dans les zones très chaudes de la flamme de diffusion (Figure 3 de gauche). Les suies sont produites en zone riche et partiellement oxydés. Les quantités produites vont dépendre de la propagation de la flamme de pré-mélange. Les niveaux de HC et CO sont naturellement bas dans le cas de la combustion diesel. Pour éviter la formation des NO_x thermique, il faut donc éviter les fortes températures (température de fin de combustion supérieure à 2200 K). Comme le montre le modèle conceptuel de Dec, la zone de pré-mélange existe tout au long de la durée de l'injection et c'est dans cette zone que les produits de combustion incomplète, comme le CO et les HC, vont se former (Figure 3 de droite).

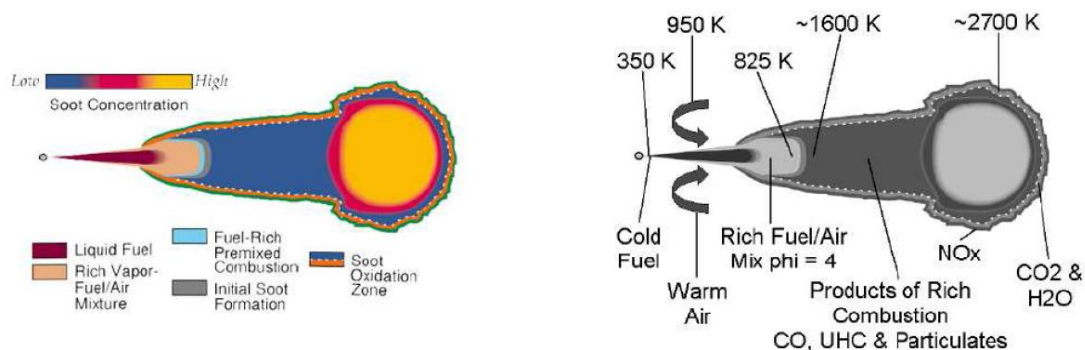


Figure 3: Modèle « phénoménologique de Dec » [4] pour la description de répartition de la formation des émissions polluantes et de la température

Dans le cas d'un moteur à allumage commandé, le carburant est injecté dans le conduit d'admission. De ce fait, le carburant est pré-vaporisé et mélangé avec l'air durant la phase de compression. L'étincelle, créée à l'aide de la bougie d'allumage, déclenche la combustion du carburant. Une combustion de pré-mélange a lieu et se propage dans la chambre de combustion. Des niveaux de NO_x élevés sont produits à cause de températures de fin de combustion élevée. Des niveaux d'HC et CO sont produits à cause d'une combustion incomplète. Le paramètre qui détermine la production des polluants est la richesse du mélange. Comme le montre la Figure 4, les mélanges riches produisent des niveaux élevés de CO et des HC tandis que les NO_x apparaissent d'une manière significative dans une plage de richesse entre 0.8 et 0.9. Or, une richesse aux alentours de 0.8 permet d'obtenir le meilleur

compromis des émissions de NO_x , HC et CO, par contre, cette zone correspond à la limite inférieure d'inflammabilité du carburant et une faible pression moyenne indiquée. Le meilleur compromis performance/émissions se situe à une richesse égale à 1.

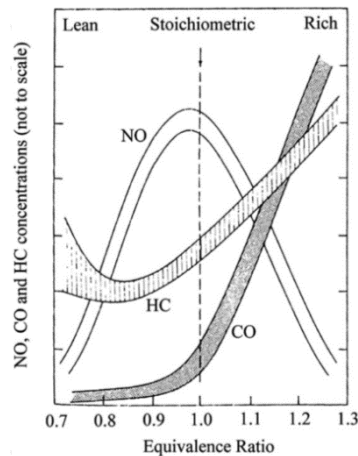


Figure 4: variation des concentrations des HC,CO et NO en fonction de la richesse pour un moteur à allumage commandé [5]

Pour éviter la formation des particules et suies, il faut utiliser un mélange ayant une richesse inférieure à 1. De même, une combustion avec une température inférieure à 2200 K est nécessaire pour éviter la formation de NO_x thermique. En parallèle, il faut maintenir un rendement de combustion élevé avec des niveaux de CO et HC faibles. D'où, l'intérêt d'explorer des nouveaux modes de combustion pour remplacer, à court et moyen termes, les combustions conventionnelles. Les moteurs à combustion interne actuels ne permettent donc pas, en l'état, de passer les futures normes anti-pollution. Il faut donc trouver de nouveaux modes de combustions, types de combustion, motorisation et/ou actionneurs qui contribueront à l'évolution des moteurs à combustion interne et à la diminution de leur empreinte carbone. Pour franchir les prochaines étapes réglementaires, une des solutions adoptées par les constructeurs automobiles est la dépollution à la source par des nouveaux concepts de combustion. Une piste d'étude est le moteur à charge homogène allumé par compression, le moteur HCCI. L'homogénéité de la charge constitue un avantage essentiel dans l'objectif de limiter la consommation du carburant et réduire les émissions polluantes tout en conservant les performances [2]. Ce type de moteur permet de diminuer la consommation du carburant, par conséquent de diminuer les émissions de CO_2 . Par ailleurs, il ne nécessite pas de changement considérable dans la chaîne de propulsion du véhicule. De même, il possède une architecture similaire aux moteurs actuels.

1.2 Principe de fonctionnement du moteur HCCI

Depuis plusieurs années, les recherches sont orientées vers ce type de moteur qui paraît intéressant pour répondre à la problématique environnementale. En effet, l'idée de base de ce moteur est de combiner les avantages du moteur à allumage commandé et ceux du diesel. Autrement dit, le mélange est préparé d'une manière homogène comme dans le cas du moteur à allumage commandé et est comprimé avec un taux de compression élevé comme celui du diesel. En outre, dans le moteur HCCI, les initiateurs externes (bougie, injecteur) sont éliminés, comme la montre la Figure 5. La combustion dépend notamment des conditions thermodynamiques et chimiques du mélange.

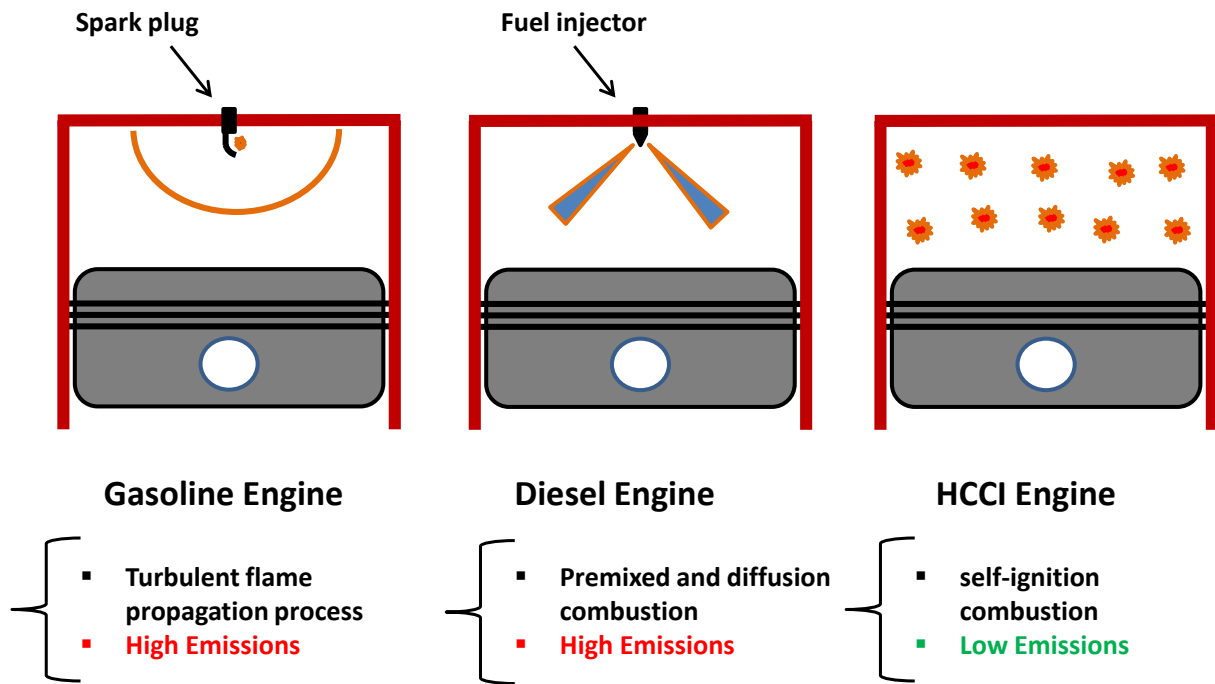


Figure 5: schéma représentative d'un moteur à essence-diesel-HCCI

La combustion en mode HCCI est, par définition, une combustion initiée par l'auto-inflammation d'un mélange parfaitement homogène contrôlé par la thermique et la cinétique chimique. La combustion commencera lorsque la température locale d'auto-inflammation du carburant utilisé à la richesse donnée est atteinte. Cette température est le résultat de la compression du mélange dans la chambre de combustion et de plusieurs facteurs. Une revue bibliographique des facteurs influençant le phasage de l'auto-inflammation est présentée dans la partie suivante.

1.3 Facteurs influençant le phasage de l'auto-inflammation

1.3.1 Facteurs physico-thermochimiques

Plusieurs facteurs influencent l'auto-inflammation du mélange et le déroulement de la combustion. Ces facteurs peuvent être groupés en trois groupes (Figure 6) : effet thermique, effet chimique et effet physique.

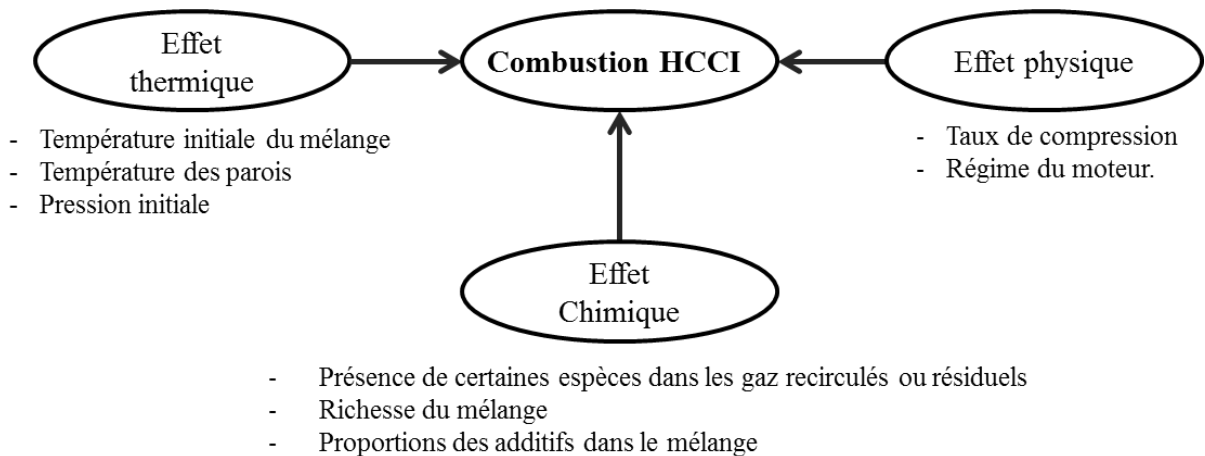


Figure 6: différents facteurs influents sur le déroulement de la combustion HCCI

1.3.1.1 Température initiale

La combustion dans le moteur HCCI est largement affectée par la température à l'intérieur de la chambre de combustion car c'est la principale grandeur physique qui déclenche la combustion. Or, cette température est dépendante de la température initiale du mélange. L'augmentation de la température initiale favorise directement l'auto-inflammation du mélange durant la phase de compression ou détente. W. Pan *et al.*[6] ont étudié l'influence de la température initiale du mélange de méthanol-diesel sur le phasage de l'auto-inflammation. Les résultats montrent que le passage de la température initiale de 20°C à 80°C permet d'avancer l'auto-inflammation de 8 CAD. L'expérience où la température initiale est 20°C montre une auto-inflammation plus tardive que les autres cas et ainsi, un pic de pression moins élevé que les autres. Ainsi que, l'expérience où la température initiale est 80°C représente une durée de combustion plus importante que les autres cas.

En addition, Cinar *et al.*[7] ont utilisé un carburant composé de 20% n-heptane et 80% d'isooctane pour une richesse égale à 0.6 et un régime 1500 tr/min. L'augmentation de la température initiale n'a pas affecté le début de la combustion mais elle a un rôle important sur la durée de la combustion. Plus la température initiale est élevée, plus la durée de combustion est faible. Autrement dit, l'augmentation de la température initiale favorise la combustion dans la chambre de combustion et permet d'augmenter le rendement thermodynamique. Zhang *et al.*[8] ont trouvé les mêmes tendances pour une combustion en mode HCCI en utilisant le n-heptane. Par ailleurs, ils ont remarqué que l'auto-inflammation du n-heptane est plus sensible à la température initiale qu'à la richesse.

La température initiale favorise donc la combustion à l'intérieur de la chambre de combustion. Elle a un impact important sur le phasage de la flamme principale. L'augmentation de la température initiale permet de prolonger la durée de la combustion (cas méthanol) ou de la diminuer (cas n-heptane).

1.3.1.2 Température des parois

Les pertes aux parois constituent 25-34% de l'énergie totale produite au cours de la combustion [5]. La plupart des pertes aux parois s'effectuent au niveau des parois du cylindre. Le mélange échange de la chaleur principalement avec les parois de la chemise où sa

température est maintenue normalement à 90°C. Durant la phase d'admission ou de compression, lorsque la température moyenne du mélange est inférieure à 90°C, le mélange reçoit de la chaleur des parois. Une fois la température est supérieure à 90°C, le mélange perd de la chaleur à travers les parois. Donc la température paroi a deux effets durant un cycle moteur.

Liu *et al.*[9] ont étudié expérimentalement l'influence de la température des parois sur le déroulement de la combustion HCCI dans un moteur monocylindre. À -4 CAD, lorsque la température des parois est égale à 85°C, la distribution de la température du mélange est homogène dans le cœur de la chambre; elle est près de 1470°C. La température du mélange proche paroi cylindre est de l'ordre de 1412°C (Figure 7 a). Tandis que, lorsque la température des parois est de 65°C et pour un angle de -4 CAD, une stratification de température importante existe dans la chambre de combustion. Par ailleurs, La température maximale (1296°C) est inférieure à celle dans le cas de 85°C (Figure 7 b). Donc, la température de paroi possède une influence directe sur le déroulement de la combustion. Une faible température de paroi dégrade le rendement thermodynamique de la combustion.

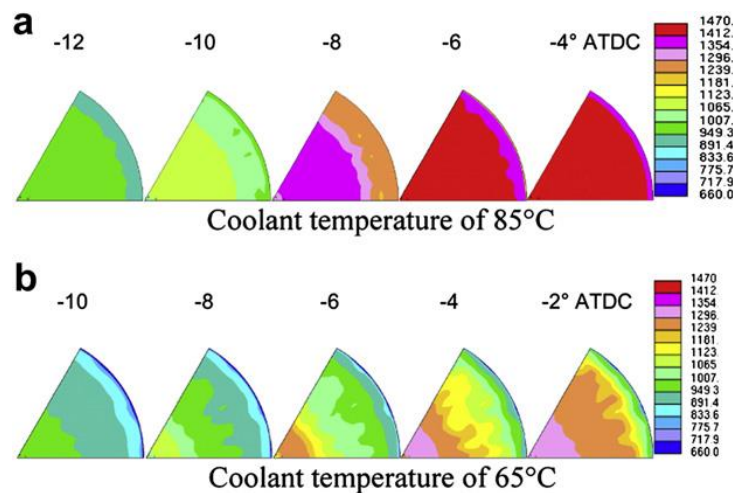


Figure 7: effet de la température des parois sur la stratification de la température à l'intérieur de la chambre de combustion [9]

Komnious[10] a effectué une étude de simulation, à l'aide d'un modèle multizone, de l'influence de la température de paroi sur la stratification de la température dans la chambre de combustion. Les résultats montrent que la température de paroi n'a pas un impact sur le phasage et le déroulement de la combustion en imposant un mélange et une température initiale homogènes dans la chambre de combustion. De plus, Wilhelmsson *et al.*[11] ont étudié l'impact d'un changement brusque de la charge sur la température de paroi et l'impact de changement de la température de paroi sur le phasage de la combustion et la durée de la combustion. Lors d'un échelon ascendant de la charge, la température de parois augmente progressivement. Le phasage de la combustion tend à avancer progressivement au cours du temps. La durée de la combustion diminue au cours du temps. Donc, l'augmentation de la température des parois fait avancer le phasage de la combustion et réduit la durée de la combustion.

1.3.1.3 Pression initiale

La durée de la combustion dans le moteur HCCI est courte; elle est d'environ 20 CAD[12]. Lorsque le mélange s'auto-enflamme, il y a un risque d'une combustion violente et brutale avec un gradient de pression élevé. La pression maximale acceptable par degré de vilebrequin est de l'ordre de 8 bar/CAD[13]. Au-dessus de cette valeur, le risque d'endommager le moteur apparaît. Par ailleurs, une augmentation de la pression affecte directement l'augmentation de la température de fin de combustion; ce qui peut favoriser la formation des NO_x thermique. Par contre, l'augmentation de la pression initiale permet d'augmenter la pression moyenne indiquée du cylindre. Donc, la maîtrise de la pression initiale est l'une des principales conditions pour garantir une combustion optimale et efficace. Olsson *et al.*[14] ont utilisé un moteur HCCI multicylindre suralimenté pour atteindre 20.4 bar en pression moyenne indiquée (*Indicated Mean Effective Pressure* IMEP) en utilisant un mélange de n-heptane et éthanol. Aussi, Christensen *et al.*[15] ont montré qu'il est possible de monter jusqu'à 14 bar en IMEP en mode HCCI avec un gaz naturel. Hyvonen *et al.*[16] ont utilisé un turbocompresseur pour élargir la gamme de fonctionnement du moteur HCCI. Aussi, l'utilisation d'une turbine à géométrie variable (*Variable Geometry Turbine* VGT) permet d'augmenter l'IMEP jusqu'à 6 bar et avoir un rendement thermodynamique de 50% [17].

1.3.1.4 Taux de compression

La pression est une image de la température à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette dernière conditionne le début de la combustion. Dans le cas où le taux de compression est trop élevé, il y a un risque d'une combustion brutale. Dans le cas inverse, il y a risque que la combustion n'ait pas lieu et il faut imposer des conditions de pression et température initiale non représentatif des conditions d'utilisation d'un moteur. Un taux de compression est l'un des facteurs ayant le plus d'influence sur le délai d'auto-inflammation. Le choix de ce taux doit être optimal et spécifique. Machrafi *et al.*[18] ont effectué une étude de sensibilité du délai d'auto-inflammation par rapport au taux de compression. Ils ont fait varier le taux de compression de 6 à 13.5. Les résultats montrent qu'en augmentant le taux de compression le délai d'auto-inflammation diminue sans affecter la durée de la combustion. De même, Hyvonen *et al.*[19] ont exploré l'utilisation d'un moteur HCCI avec un taux de compression variable (*Variable Compression Ratio* VCR) sur une plage de fonctionnement allant de 0 à 3.6 bar de BMEP et régime de 1000 à 5000 tr/min. Ils ont développé une cartographie d'iso-taux de compression en utilisant l'essence comme carburant. Les résultats, illustrés en Figure 8 , montrent qu'à faible charge et forte charge, l'utilisation d'un fort taux de compression est nécessaire. À faible charge, un taux de compression élevé favorise l'auto-inflammation. À charge élevée, il permet d'atteindre un IMEP élevé. Tandis qu'à charge moyenne, un taux de compression (16 à 18) est suffisant pour obtenir les conditions nécessaires à l'auto-inflammation du mélange.

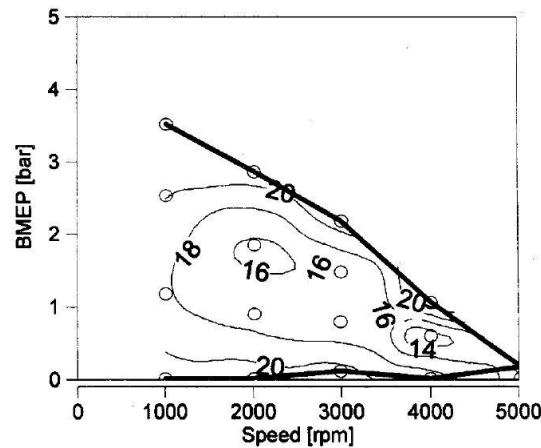


Figure 8: taux de compression fonction de charge et régime, carburant: RON 92[19]

1.3.1.5 Régime du moteur

L'accroissement du régime moteur favorise la turbulence et le degré d'homogénéisation il favorise éventuellement l'échange de chaleur avec les parois, et par conséquent retarde l'auto-inflammation. Lu *et al.*[12] ont investigué l'influence du régime sur l'auto-inflammation. Le carburant utilisé est composé de 25% n-heptane et 75% d'isooctane. Les résultats montrent que le délai d'auto-inflammation et la durée de la combustion augmentent avec l'augmentation du régime. Des résultats similaires sont obtenus par Ebrahimi *et al.*[20]. Les essais sont effectués avec différentes richesses suivant deux régimes 600 et 900 tr/min. Les résultats montrent aussi qu'en augmentant la richesse le phasage de l'auto-inflammation ne peut pas être maintenu. Il n'est pas possible de garder ce délai constant en augmentant la richesse car d'autres phénomènes physiques sont prépondérants sur ce délai comme la turbulence, l'échange de chaleur avec les parois. Aussi, Ghafouri *et al.*[21] ont trouvé des résultats similaires tout en balayant le régime de 800 à 2000 tr/min. Par ailleurs, les résultats montrent qu'avec l'augmentation de la pression initiale, il est possible de déclencher la combustion et d'avancer auto-inflammation.

1.3.1.6 Turbulence et forme de la chambre de combustion

La forme de la chambre affecte directement la turbulence à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette dernière joue un rôle majeur sur le début de la combustion et le déroulement de la combustion. Dans le cas où la turbulence est importante, l'échange de chaleur entre le mélange et les parois de la chambre de combustion est important, ce qui favorise la stratification de température à l'intérieur de la chambre de combustion.

Vressner *et al.*[22] ont étudié l'influence de la forme de la chambre de combustion sur le déroulement de la combustion HCCI. La forme du piston en « bowl » prolonge la durée de la combustion et diminue le gradient de pression par rapport à celle « plate ». Donc, elle diminue le bruit de combustion lié à la combustion brutale dans la chambre. Yu *et al.* [23] ont montré que la stratification de la température est plus importante dans le cas de « bowl » que celle « plate », comme le montre la Figure 9. Des résultats similaires ont été trouvés par Fransico *et al.*[24] ont examiné aussi l'influence de la turbulence sur le phasage de l'auto-

inflammation. Par ailleurs, l'influence de la turbulence paraît plus importante en présence d'EGR.

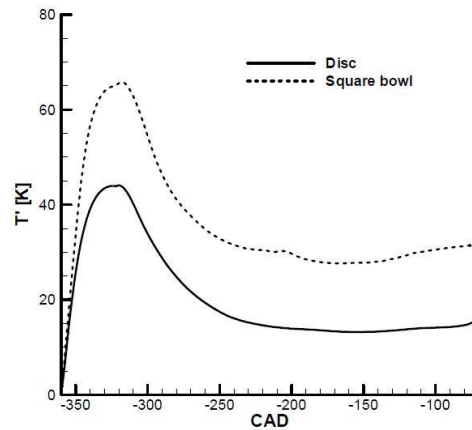


Figure 9: influence de la forme du piston sur la fluctuation de la température [23]

1.3.1.7 Taux d'EGR

Le taux d'EGR est défini comme le rapport entre la masse des gaz récirculés (m_{EGR}) et masse totale (m_t) à l'admission:

$$\tau_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{m_t} \quad (I.1)$$

La recirculation des gaz d'échappement est une méthode fiable et efficace utilisée dans les moteurs à combustion interne pour la réduction des émissions des polluants. Grâce à l'apport de ce taux d'EGR, la présence des gaz inertes dans la chambre empêche le carburant à trouver facilement les molécules d'oxygène, par la suite, le phasage de la combustion est décalé[25]–[27].

Peng *et al.*[28] ont développé des cartographies d'IMEP, du phasage de l'auto-inflammation suivant différents taux d'EGR et de richesse en utilisant le n-heptane. Comme le montre la Figure 10, L'IMEP se dégrade avec l'augmentation du taux d'EGR. Par exemple, il est de l'ordre 1.3 bar pour lambda égale à 9 et un taux d'EGR de 40%. Il est de l'ordre de 0.9 bar pour lambda égale à 9 et un taux d'EGR de 60%. Donc, l'IMEP se dégrade de 30% en augmentant le taux d'EGR de 20%. Au-delà de 70% d'EGR, des ratés de combustion auront lieu. L'auto-inflammation est avancée avec l'augmentation du taux d'EGR (Figure 11). Pour une lambda = 5, le taux d'EGR devrait être entre 38 % et 70 %. Un taux d'EGR au-dessous de 38 % favorise la détonation dans le moteur et un taux au-dessus de 70% favorise le raté de combustion. Donc, la maîtrise du taux d'EGR suivant la richesse choisie est indispensable pour éviter les problèmes de détonation et de raté de combustion.

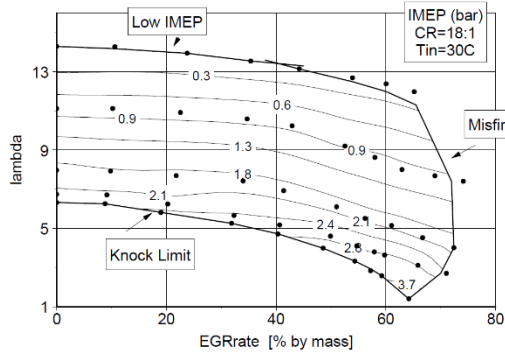


Figure 10: charge en fonction de la richesse et EGR[28]

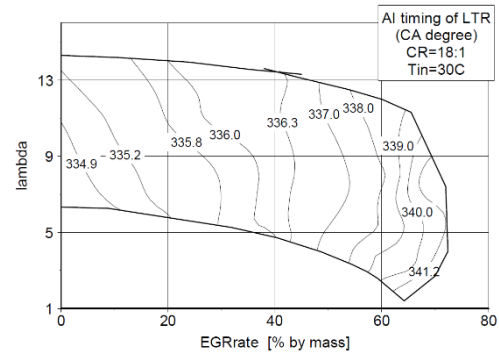


Figure 11: délai d'auto-inflammation en fonction de la richesse et EGR [28]

Lu *et al.* [29] ont examiné l'influence du taux d'EGR sur le phasage de l'auto-inflammation en utilisant un carburant composé de 30% de propanol et 70% de n-heptane pour une richesse constante. Comme le montre la Figure 12, Un taux d'EGR élevé permet de décaler le phasage de la combustion et dégrader la pression maximale. Par ailleurs, au-delà de 30% d'EGR, le taux de dégagement de chaleur présente deux bosses durant la flamme principale. Durant la descente de la première bosse, la combustion a tendance à s'arrêter bien que les conditions thermodynamiques soient appropriées à l'auto-inflammation. Puis, plusieurs sous volumes de carburant non brûlés rattrapent des molécules d'oxygène présentes dans la même zone, ce qui a amené à une augmentation du taux de dégagement de chaleur de nouveau.

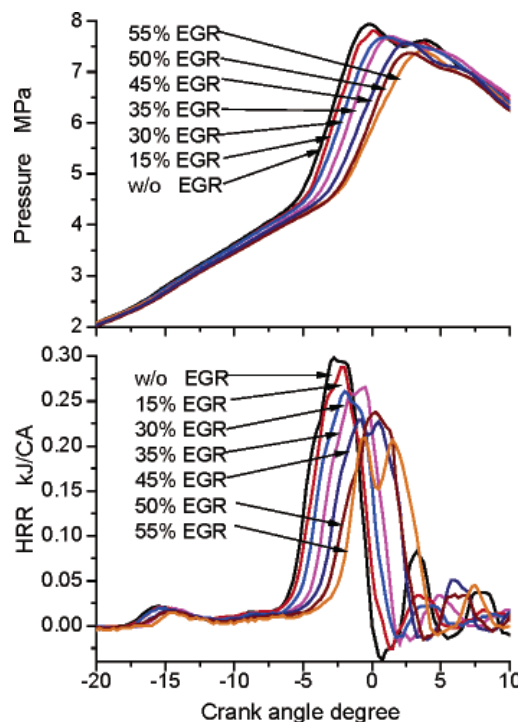


Figure 12: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin suivant différents taux d'EGR[29]

Une autre méthode consiste à garder un taux de gaz résiduel du cycle précédent en jouant sur l'avance ouverture de soupape d'échappement. Cette méthode est connue sous le nom de 'IGR' (*Internal Gas Recirculation*). Elle est facilitée grâce à l'utilisation d'un système de levée de soupape variable. Can *et al.* [30] ont étudié l'influence d'IGR grâce un système de

levée de soupape variable. Lorsque le taux d'IGR augmente, l'auto-inflammation est retardée et la pression maximale diminue. Un taux d'IGR de 25.78% permet de prolonger la durée de la combustion et d'éviter le phénomène de détonation.

1.3.1.8 Richesse du mélange

La richesse est une grandeur adimensionnée permettant de décrire l'état du mélange (riche, stœchiométrique ou pauvre). La richesse est usuellement définie comme le rapport de la masse de carburant sur la masse de l'air réellement utilisé sur le rapport stœchiométrique:

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{reel}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{st}} \quad (1.2)$$

La richesse du mélange conditionne le déroulement de la combustion en mode HCCI. La richesse doit être comprise dans la plage de la limite d'inflammabilité, qui est spécifique à chaque carburant. Une richesse inférieure à celle de la limite inférieure d'inflammabilité ne permet pas l'auto-inflammation du mélange quelque soit les conditions thermodynamiques. Une richesse supérieure à celle de la limite supérieure d'inflammabilité génère une explosion.

Puisque la combustion en mode HCCI est une combustion homogène en richesse, la richesse doit être choisie rigoureusement. Zhang *et al.*[8] ont examiné l'influence de la richesse sur le déroulement de la combustion en mode HCCI. Les essais ont été effectués pour différentes richesses à un régime de 1500 tr/min, température d'admission constante (30°C) et en utilisant le n-heptane. Les résultats montrent que l'augmentation de richesse avance le phasage de la combustion et favorise l'apparition de la flamme principale surtout à une richesse égale à 0.52 ($\lambda=1.9$). Lu *et al.* [12] ont également étudié l'influence de la richesse sur l'apparition des NO_x en utilisant le RON50 (50% n-heptane ; 50% isooctane). L'apparition des NO_x thermique est liée directement à la température élevée dans la chambre de combustion. Au-delà de 1800 K, la production de NO_x thermique aura lieu dans la chambre de combustion. L'augmentation de la richesse, surtout au-dessus de 0.324, favorise l'apparition de NO_x et le phénomène de détonation. Par contre, une richesse au-dessous de 0.253 favorise les ratés de combustion. Par ailleurs, Aceves *et al.*[31] ont montré que plus la richesse est élevée plus les émissions de HC sont faibles puisque les zones de combustion partielle diminuent.

1.3.1.9 Proportions des additifs dans le mélange

Une des méthodes de contrôler le délai d'auto-inflammation consiste à utiliser un additif promoteur de la combustion HCCI. L'efficacité de cet additif à promouvoir la combustion dépend du type de carburant utilisé, de la proportion de cet additif, des conditions de température et pression d'admission et de la richesse. En outre, la méthode de préparation de cet additif et la stratégie de contrôle demeurent parfois complexes à mettre en œuvre. Un schéma de cette stratégie est présenté dans la figure suivante. Un mélange de deux carburants peut être réalisé en utilisant la même conception que la technique des moteurs actuels mais elle nécessite un circuit de carburant supplémentaire. Il est possible de modifier la proportion de chaque carburant en modifiant la durée d'injection de chaque injecteur. Une préchambre de mélange est mise en place pour préparer un mélange homogène formé de deux carburants,

d'air et d'EGR. Puisque l'auto-inflammation dépend du carburant utilisé, ainsi que d'autres facteurs, il est possible de changer la réactivité du mélange c'est-à-dire décaler ou avancer le phasage de la combustion.

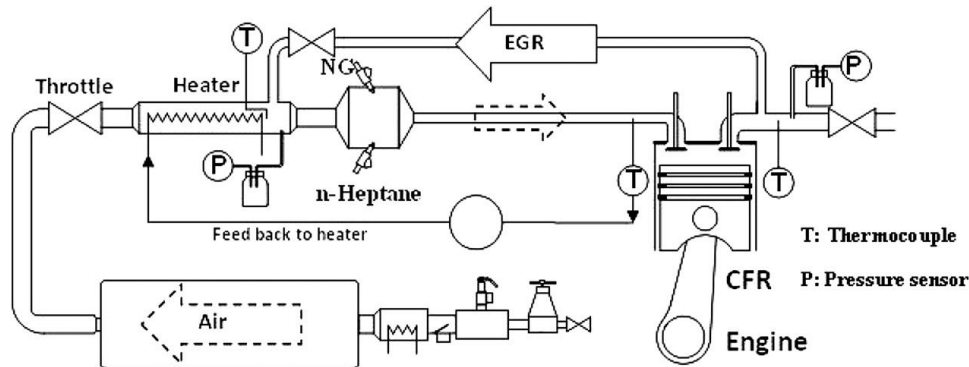


Figure 13: schéma d'un moteur HCCI avec la possibilité de formation de deux carburants[32]

Yap *et al.*[33] ont montrés que l'ajout de l'hydrogène sur la combustion en mode HCCI de gaz naturel permet d'avancer l'auto-inflammation. Par contre, Guo *et al.* [34] ont montré le cas inverse en utilisant le n-heptane comme carburant, l'ajout de l'hydrogène retarde l'auto-inflammation. En effet, l'hydrogène réagit avec l'OH, promoteur de la flamme principale. Par ailleurs, Mohamed *et al.*[35] ont étudié l'influence des additifs tels que le diméthyl-ether (DME), formaldéhyde (CH_2O) et le peroxyde d'hydrogène (H_2O_2) sur le déroulement de la combustion du gaz naturel en mode HCCI. Les résultats montrent que ces additifs permettent l'auto-inflammation du gaz naturel à une température d'admission de 400K. Tanaka *et al.* [36] ont examiné aussi l'influence de 2-ethyl-hexyl-nitrate (2EHM) et di-tertiary-butyl-peroxide (DTBP) sur le phasage de la combustion du n-heptane. Les résultats montrent que ces additifs permettent d'avancer le phasage de la combustion.

1.3.2 Ozone: agent chimique efficace pour contrôler le délai d'auto-inflammation

L'ozone est un additif promoteur de la combustion. En 1991, Tachibani *et al.*[37] ont montré expérimentalement que l'ajout d'ozone avance l'auto-inflammation sans augmenter la pression maximale dans le cylindre. Par ailleurs, Salvador *et al.*[38] ont effectué une étude de simulation de l'impact de plusieurs additifs sur la combustion en mode HCCI et en utilisant l'isooctane. Les résultats montrent qu'il est possible d'avancer le phasage de la combustion de 10.8 CAD en utilisant l'ozone comme additif. En outre, Foucher *et al.*[39] ont trouvé que l'ajout d'une concentration d'ozone de l'ordre de 50 ppm permet d'avancer le phasage de la combustion du n-heptane. Récemment, les travaux expérimentaux de thèse de Masurier[40] ont prouvé que l'ozone est un promoteur de la combustion en mode HCCI. Ces travaux ont été réalisés sur un moteur monocylindre HCCI. L'ozone permet d'augmenter significativement la pression maximale à l'intérieur du cylindre (Figure 14 de gauche) et d'avancer l'auto-inflammation (Figure 14 de droite).

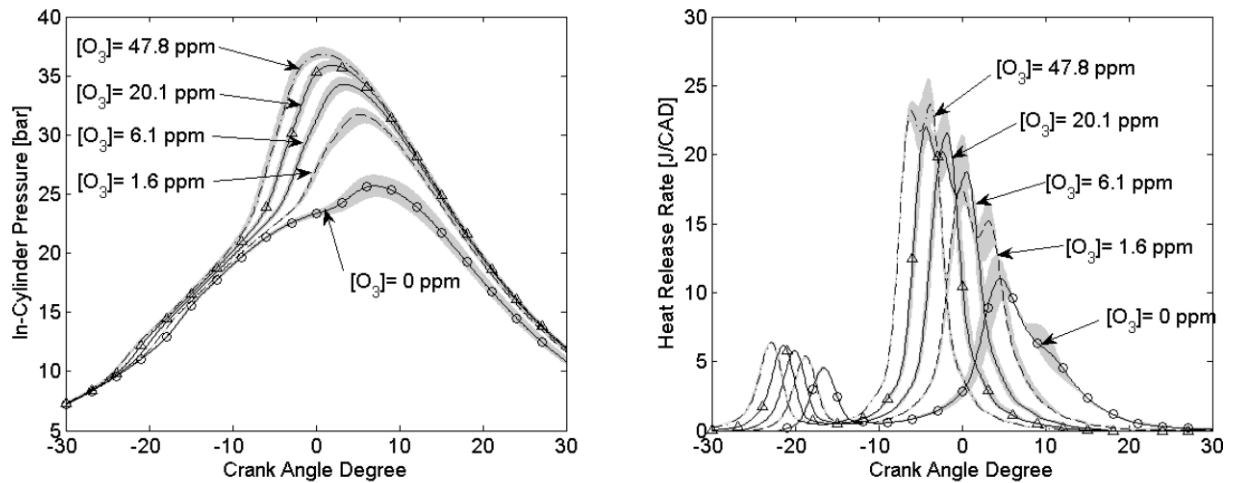


Figure 14: variation de pression cylindre et taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle vilebrequin suivant différents concentration d'ozone[40]

Par ailleurs, l'ozone peut se former facilement à partir des molécules d'oxygène par le biais d'un générateur d'ozone fonctionnant suivant le principe de barrière à décharge diélectrique. L'ozone est une molécule instable et sa durée de vie diminue avec l'augmentation de la température; comme le montre le Tableau 2.

Tableau 2: durée demi-vie de l'ozone en fonction de la température

Durée demi-vie	Température
3 mois	-50 °C
18 jours	-35 °C
8 jours	-25 °C
3 jours	20 °C
1.5 heure	120 °C
1.5 seconde	250 °C

Après avoir présenté le potentiel de l'ozone sur le phasage de la combustion, une revue sur le moteur HCCI est nécessaire pour encadrer les limites d'utilisation de ce type de moteur ainsi que la contrôlabilité du phasage de la combustion. Donc, les avantages de ce moteur ainsi que les défis technologiques et scientifiques sont présentés dans la partie suivante.

1.4 Défis technologiques et scientifiques du moteur HCCI

Les avantages de ce type moteur par rapport aux moteurs actuels sont présentés dans cette partie. Par la suite, les défis technologiques et scientifiques de ce type de moteur sont montrés.

1.4.1 Avantages du moteur HCCI par rapport aux moteurs actuelles

Les principaux avantages de ce moteur sont:

1.4.1.1 Rendement élevé

Dans des conditions optimales de fonctionnement, un moteur automobile offre aujourd'hui un rendement maximal de l'ordre de 36 % pour un moteur à essence et de 42% pour un moteur Diesel[41]. Uyumaz[42] a examiné le rendement thermodynamique du moteur HCCI en utilisant différents types de carburants et suivant différentes températures d'admission. Ces essais sont réalisés avec un taux de compression égal à 13, qui est similaire à celui d'un moteur à essence (en moyenne 10-14) et inférieur à celui du diesel (en moyenne 16-20). Dans le cas de B20 (20% n-butanol et 80% n-heptane) et avec une température d'admission de 313 K, le rendement thermodynamique est de l'ordre de 46% ce qui est supérieur à celui d'un moteur diesel. Olsson *et al.*[43] ont étudié les performances d'un moteur HCCI suralimenté avec un taux de compression égal à 18. Les résultats montrent qu'à forte charge le rendement thermodynamique est de l'ordre de 51%. Le moteur HCCI présente donc une amélioration des performances, notamment en ce qui concerne le rendement thermodynamique, par rapport aux moteurs conventionnels.

1.4.1.2 Faible émissions de NO_x et de suies

La combustion en mode HCCI entre dans les catégories de LTC c'est-à-dire une température de fin de combustion moins élevée que celle des diesels. Pour cela, un taux d'EGR sur une plage de [50-60]% est utilisé dans ce type de combustion. La richesse est comprise entre [0.3-1]. La Figure 15 présente une cartographie de suies et NO_x par rapport à la richesse et la température[44]. Puisque, la richesse ne dépasse pas 1.5 alors il n'y aura pas de production de suies. Encore, puisque le mélange est fortement dilué, la température de fin de combustion est inférieure que 2200 K donc la production de NO_x thermique est relativement négligeable en comparaison des moteurs actuels.

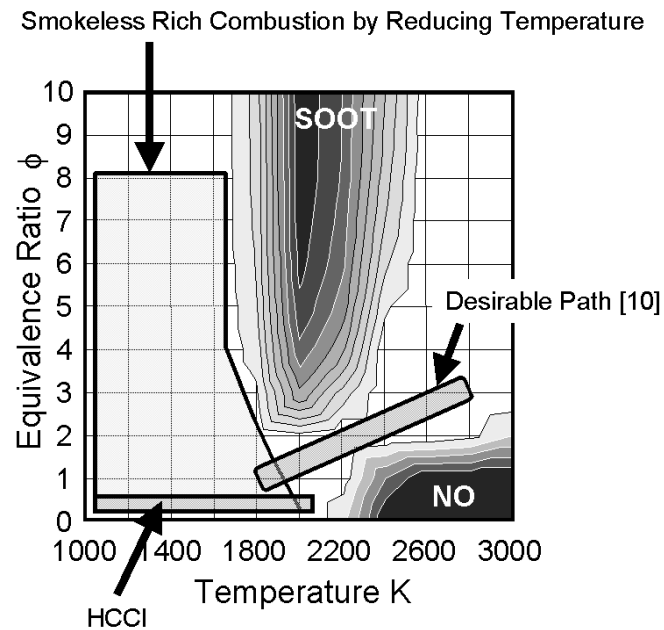


Figure 15: diagramme de richesse-température et localisation de NO_x et suies [44]

Allen *et al.*[45] ont reproduit la cartographie du moteur modifié en mode HCCI avec un rapport d'air carburant stœchiométrique dans la plage de régime [1000 tr/min - 4000 tr/min]. En comparant avec le moteur à allumage commandé, les émissions de NO_x sont réduites de 97% et celles de suies de 45%. Das *et al.*[46] ont étudié l'influence du degré d'homogénéité sur les émissions polluantes. Un banc d'essai fonctionnant en bi-mode (HCCI-DI) a été utilisé. Les résultats montrent qu'avec 80% du mode HCCI et 30% d'EGR, les suies sont réduites de 40% tandis que les NO_x de 76%. De la même manière, Tong *et al.*[47] ont examiné l'évolution des NO_x et suies au cours de la combustion (CA10-CA50-CA90) sur le diagramme de richesse-température en comparant le cas injection directe pure et celle de 90% injection indirecte (ou 90% homogène). Les résultats montrent que le deuxième cas présente une stratégie potentielle pour réduire les émissions de NO_x et de suies durant la combustion. La faible quantité de NO_x produite provient du mode d'injection directe, tandis que les suies ont complètement disparus lors de la dernière phase de combustion (CA90). Aussi, avec l'augmentation de la charge, la stratégie proposée dépend plus de l'injection directe. Les résultats montrent que les productions de NO_x et suies augmentent avec l'augmentation de la charge.

1.4.1.3 Autorise une flexibilité d'utilisation de carburant

Chaque carburant est susceptible de s'auto-enflammer dans le cas où les conditions d'auto-inflammation sont satisfaites. Contrairement aux moteurs conventionnels où le carburant dépend notamment des énergies fossiles, il est possible d'utiliser un carburant avec zéro émission des polluants réglementés. Cet avantage permet aux constructeurs automobiles de passer les futures normes. Il existe dans le cadre des moteurs HCCI des centaines de publications avec différents carburants [29], [42], [48], [49].

1.4.2 Défis techniques et scientifiques du moteur HCCI

1.4.2.1 Démarrage à froid

L'auto-inflammation d'un mélange est sensible à la température initiale de ce mélange. Cette température change suivant les conditions thermodynamiques de la conduite d'admission: densité, pression, température de parois et de chaque espèce admise. Au démarrage à froid, la ligne d'admission est en état froid surtout durant l'hiver et prend un certain temps pour que la température de paroi atteigne la température minimale nécessaire pour l'auto-inflammation dans la chambre de combustion. En outre, durant la phase de compression, le mélange air-carburant échange une quantité d'énergie importante avec les parois du cylindre ce qui empêche le mélange de s'auto-enflammer. Pour surmonter ce problème, le mode conventionnel (diesel ou essence) est utilisé pendant une courte durée pour établir le chauffage de moteur puis le mode HCCI est mis en route[50]. Par exemple, en mode HCCI, la combustion n'est stabilisée que lorsque la température d'admission est de l'ordre 20°C et température paroi sera 92°C.

1.4.2.2 Réduction des émissions de CO et HC à faible charge

Une des problématiques de la combustion en mode HCCI est les fortes émissions des CO et des HC à faible charge. Les CO et HC sont produits durant une combustion incomplète pour un mélange pauvre ou riche. La température de fin de combustion d'un mélange pauvre est limitée à cause du manque de carburant, tandis que le cas d'un mélange riche souffre d'un manque d'oxydant [5]. Une température de fin de combustion faible (inférieure que 1500 K) empêche l'oxydation de CO en CO₂ surtout à faible charge. Par ailleurs, la plupart de la partie des émissions de HC est causée par les volumes morts (*crevice*) dans la chambre de combustion, surtout à faible charge[31]. Dans la combustion en mode HCCI, un niveau des hydrocarbures imbrulés (UHC) et de monoxyde de carbone (CO) est très élevé[2] est due à une température faible près de parois[51] comme le montre la figure ci-dessous. Ces émissions polluantes proviennent surtout près de parois du cylindre où la température est la plus faible dans la chambre de combustion[10].

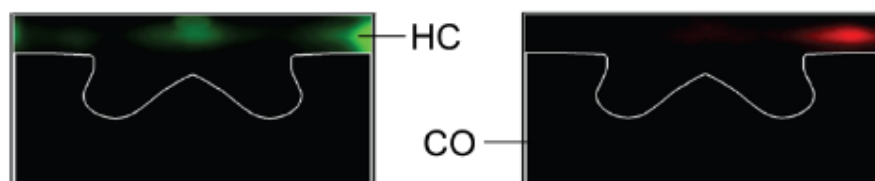


Figure 16: Visualisation LIF d'HC et CO dans le cylindre [4]

Il est possible de réduire les émissions polluantes en utilisant un catalyseur 3 voies. Hasan *et al.*[52] ont montrés qu'il est possible de réduire les émissions de CO et HC de 90% pour un mélange pauvre en utilisant un catalyseur 3 voies.

1.4.2.3 Limite de plage de fonctionnement (charge-régime) par rapport aux moteurs actuels

La plage de fonctionnement du moteur HCCI est limitée par rapport à celle des moteurs conventionnels[2]. La limite inférieure en charge provient d'un manque d'énergie pour atteindre l'auto-inflammation du mélange, ce qui favorise l'augmentation des émissions de HC et CO à cause d'une combustion partielle. Cette limite inférieure est la conséquence soit d'une température locale faible[53], soit une richesse locale trop faible[53], [54]. La limite supérieure en charge est considérée comme charge moyenne par rapport aux moteurs conventionnels[2]. Cette limite provient des forts gradients de pression cylindre incompatibles avec les contraintes mécaniques des moteurs actuels. Ces forts gradients de pression sont les résultats de plusieurs facteurs : pression d'admission trop élevée [14], [55], quantité d'EGR faible[28], richesse élevée[8]. Comme il est indiqué dans le paragraphe Pression initiale (1.3.1.3) , la suralimentation a permis d'élargir la plage de fonctionnement en termes de charge par rapport à un moteur à aspiration naturelle mais cette limite supérieure est limitée par les forts gradients de pression. En addition, comme indiqué dans le paragraphe Taux d'EGR (1.3.1.7), un compromis entre l'EGR et la richesse permet d'atteindre une pression moyenne indiquée voulue. Cette dernière est limitée jusqu'à 3 bar en cas d'un moteur à aspiration naturelle.

Des études récentes[56][58][59] sont menées pour utiliser un moteur fonctionnant suivant deux modes de combustion: HCCI et essence. A faible et moyenne charge, le mode HCCI est utilisé afin de diminuer les émissions polluantes dans cette plage. A charge élevée, la bougie est utilisée pour atteindre des charges élevées voulues. Le problème de cette stratégie est le passage d'un mode HCCI au mode essence qui peut engendrer des pénalités en termes de gain en consommation/émissions au cours du mode HCCI[58].

1.4.2.4 Contrôle du délai d'auto-inflammation sur une large gamme du régime et de charge

Le contrôle du délai d'auto-inflammation sur une large gamme du régime et de charge demeure un réel défi avant de commercialiser ce type de moteur[50]. En effet, l'absence d'un initiateur externe de la combustion rend le contrôle de la combustion difficile puisque l'auto-inflammation ne dépend que de l'état thermodynamique du mélange. Il faut que son état soit établi d'une manière optimale pour avoir un point de fonctionnement stable et optimal. D'autre part, la stratégie de contrôle du moteur choisie joue un rôle important sur les points de fonctionnement et sur les transitions entre ces points. C'est en basant sur cette stratégie que la plupart des facteurs influençant le déroulement de la combustion sont adoptés. À titre d'exemple, la quantité d'EGR est choisie en changeant l'angle d'ouverture de la vanne d'EGR, la quantité de carburant voulue en changeant la durée d'ouverture des injecteurs, la masse d'air en changeant l'angle d'ouverture du papillon ou angle d'ouverture du VGT. De plus, cette stratégie de contrôle doit garantir une transition rapide et efficace en passant d'un point de fonctionnement stable à un autre sans endommager le moteur ou éteindre le moteur, par la suite, perturber la demande du conducteur.

Pour expliquer les conséquences d'un système lent, une cartographie d'un moteur Diesel[59] est utilisée montrant la charge en fonction du régime. Pour chaque point de fonctionnement, le taux d'EGR et la stratégie d'injection voulue sont indiqués (Figure 17). D'autre part, comme le montre la Figure 18, le délai d'auto-inflammation en fonction de la

charge, 3 cas pourront avoir lieu, soit des ratés de combustion, soit une combustion normale (localisée dans le parallélogramme), soit une détonation. Par exemple, étant donné 3 points de fonctionnement sur la cartographie du moteur:

- 1 : (1500 tr/min, IMEP= 16 bar, taux EGR = 5 %)
- 2 : (1000 tr/min, IMEP= 2 bar, taux EGR = 50 %)
- 3 : (2250 tr/min, IMEP=8 bar, taux EGR = 10 %)

La transition entre les points 1 et 2 correspond à une décélération et celle de 2 et 3 correspond à une accélération. Le passage du point 1 au point 2 nécessite une augmentation du taux d'EGR. Mais, la réponse du circuit d'EGR est lente pour cela il y a risque d'une détonation ou bruit de combustion (passage au point 2' à la place du point 2). Le passage du 2 au point 3 nécessite une diminution du taux d'EGR. Mais, la réponse du circuit est lente; il se peut qu'il y ait des ratés de combustion (passage au point 3' à la place du point 3). Par conséquent, une stratégie de contrôle pour le moteur HCCI devrait être rapide et robuste pour garantir les transitions entre les points de fonctionnement. Les stratégies de contrôle présentes dans la littérature sont présentées dans la partie suivante.

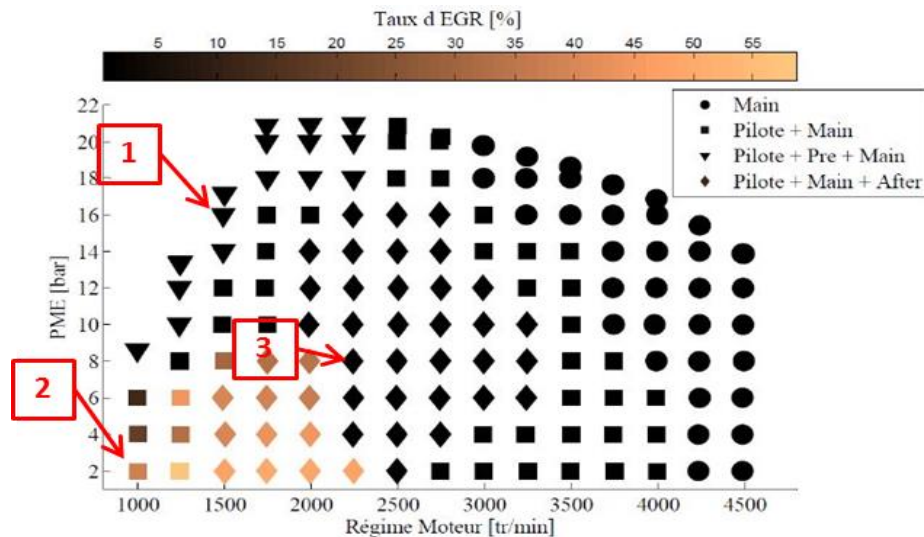


Figure 17: cartographie du taux d'EGR et stratégies d'injection suivant différents points de fonctionnement [59]

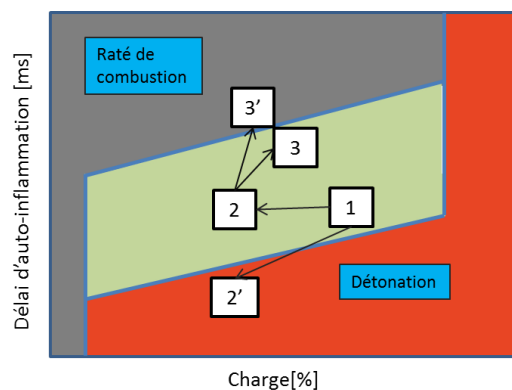


Figure 18: schéma représentatif du délai d'auto-inflammation en fonction de la charge

1.5 Contrôle de la combustion dans le moteur HCCI

Le défi majeur de la combustion en mode HCCI est de contrôler l'auto-inflammation dans une gamme de régime et charge étendue et surtout, répondre au besoin du conducteur lors des transitions c'est-à-dire effectuer le passage d'un point de fonctionnement stabilisé à un autre sans aucun problème au niveau du moteur (pic de pression, tendance du moteur à éteindre, etc...). L'auto-inflammation du mélange dépend notamment des conditions thermodynamiques et chimiques du mélange. Donc, il est possible de mettre une stratégie permettant de changer soit l'aspect thermique, soit l'aspect chimique du mélange ou tous les deux en même temps pour contrôler le phasage de la combustion.

1.5.1 Contrôle par aspect thermique

Le volet d'aspect thermique comporte les facteurs physiques et thermodynamiques, notamment la pression et la température, qui permettent de contrôler le phasage de la combustion.

1.5.1.1 Système de distribution variable

Un système de distribution variable (*Variable Valve Timing* VVT) permet de combiner un bon remplissage à pleine charge sur une plage de régime étendue, un rendement élevé à charge partielle et réduction des émissions. Le système de VVT peut être utilisé suivant trois stratégies indépendantes: réadmission des gaz d'échappement, ré-compression de l'air, changement du taux de compression effective. Chaque stratégie de contrôle attribue aux changements des conditions initiales de température ou de pression du cycle suivant.

Suresh *et al.*[60] ont développé une stratégie de contrôle de VVT et ont pu démontrer qu'il est possible de contrôler cycle-à-cycle la charge du moteur. Cette stratégie permet d'éviter les ratés de combustion et de diminuer les variabilités cycliques de la charge. Ravi *et al.*[61] ont montré aussi que les variabilités cycliques de la pression moyenne indiquée sont réduites en utilisant cette stratégie mais le phasage de combustion reste incontrôlable.

Ebrahimi *et al.*[62] ont développé une stratégie de contrôle en utilisant un contrôleur feedforward/feedback pour un système avec VVT. Les résultats montrent la possibilité de contrôler cycle-à-cycle le phasage de la combustion en mode HCCI. Lors d'un échelon descendant de consigne de CA50 (Figure 19), le phasage de combustion suit la trajectoire de la consigne de CA50 sans aucun retard. Lors d'un échelon ascendant de consigne de CA50 (Figure 20), le phasage de combustion suit la consigne avec un retard de 8 cycles. Par ailleurs, le contrôleur feedforward/feedback¹ permet d'améliorer le temps de réponse du système par rapport à un contrôleur Proportionnel Intégrateur (PI).

¹ C'est un mode de réglage prédictive à boucle combinée: la boucle ouverte utilise la connaissance à priori d'un système naturellement stable sans observation de la grandeur à contrôler et la boucle fermée permet de stabiliser et rendre robuste le système à travers une observation de la grandeur physique à contrôler.

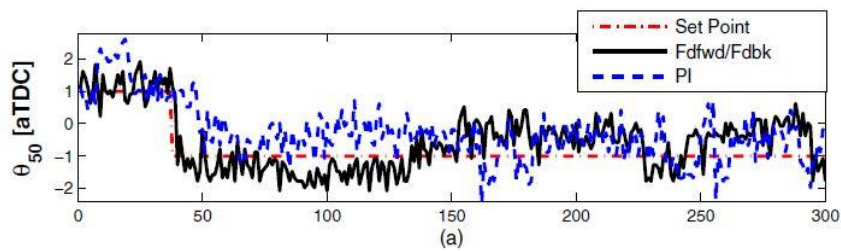


Figure 19: comparaison du contrôleur feedforward et PI lors d'un échelon descendant de CA50 [62]

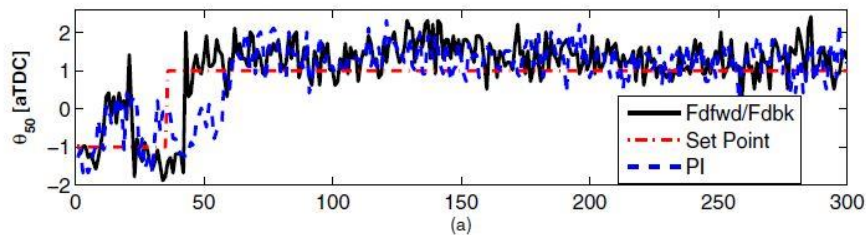


Figure 20: comparaison du contrôleur feedforward et PI lors d'un échelon ascendant de CA50 [62]

Hellstrom *et al.*[63] ont examiné la problématique de la variabilité cyclique élevée en utilisant la stratégie de VVA. La variabilité cyclique élevée empêche l'application de cette stratégie sur une large gamme de charge et régime. Les résultats montrent qu'il y a un couplage non linéaire entre l'aspect thermique et chimique de la masse de carburant non brûlée et des gaz résiduels du cycle précédent, ce qui favorise la disparité entre les cycles. Ravi *et al.* [64] ont montré qu'il est possible de contrôler la pression moyenne indiquée en ajoutant une injection pilote, par contre, le phasage de la combustion reste toujours incontrôlable.

1.5.1.2 Rapport de compression variable (Variable Compression Ratio VCR)

Ce système permet d'adapter le taux de compression en fonction de la charge. Lorsque le taux de compression augmente, le rendement thermodynamique du moteur augmente. Cependant, un taux de compression trop élevé entraîne une détonation. Avec un taux de compression variable, à faible charge, le moteur fonctionne à un taux de compression plus élevé afin de maintenir un rendement de combustion élevé. A des fortes charges, le moteur fonctionne à un taux de compression inférieur pour empêcher l'apparition de la détonation.

Christensen *et al.*[65] ont développé un moteur à VCR pour trouver le meilleur taux de compression en cas d'utilisation le n-heptane et l'isooctane. Les résultats montrent qu'un taux de compression de 11 dans le cas de n-heptane et 21.5 dans le cas d'isooctane sont nécessaires pour localiser l'auto-inflammation au point mort haut (*Top Dead Center* TDC) à un régime égal à 1000 tr/min et richesse de 0.3. Par ailleurs, Haraldsson *et al.*[19] ont examiné l'impact du taux de compression et la température d'admission sur le phasage de la combustion suivant une gamme de charge et régime. Le chauffage d'air d'admission remplace un taux de compression élevé pour faciliter l'auto-inflammation du mélange. Donc, Haraldsson *et al.*[66]

ont appliqué une méthode de management rapide de l'aspect thermique (*Fast Thermal Management* FTM) sur un moteur VCR multicylindre. Les résultats, illustrés en Figure 21, montrent que la valeur de CA50 atteint la consigne après 11 cycles. Donc, le temps de réponse de ce système est lent et ce système ne permet pas de contrôler le phasage de la combustion en mode HCCI lors des transitions.

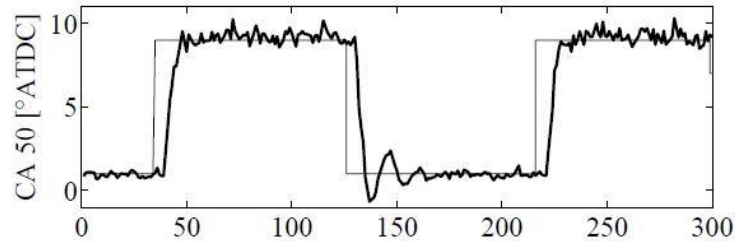


Figure 21: CA50 en fonction du cycle [66]

1.5.1.3 Suralimentation

Dans les moteurs HCCI à aspiration naturel, c'est-à-dire à pression d'admission égale à celle ambiante, pour une richesse donnée, un rendement thermodynamique élevé n'est parfois pas atteint à cause de la limite de la pression d'admission. Pour surmonter ce problème, la méthode de suralimentation est utilisée pour étendre la plage de fonctionnement du moteur et atteindre le rendement thermodynamique maximal. Il existe trois méthodes de suralimentation : suralimentation par un compresseur, suralimentation par un turbocompresseur ou les deux combinés. Par ailleurs, chaque système possède des avantages et inconvénients sur les performances du moteur. Mamalis *et al.*[67] ont identifié le meilleur système de suralimentation. Les résultats montrent que la suralimentation par un compresseur est la méthode la plus robuste en terme de contrôler les conditions initiales dans la ligne d'admission. Le turbocompresseur est le mieux fiable mais ne permet pas d'atteindre la charge maximale et augmente les pertes par pompage. Chauvin *et al.*[68] ont développé une stratégie de contrôle en utilisant un moteur HCCI suralimenté par un turbocompresseur à double étage. Selon la Figure 22, les résultats montrent que lors d'une montée en charge, la pression moyenne indiquée suit la trajectoire parfois instantanément parfois avec un délai. En outre, elle ne permet pas d'atteindre 9 bar en IMEP. Par contre, lors de la descente en charge, la pression moyenne indiquée se décale de la consigne puis elle suit la trajectoire. Quant à la pression d'admission, elle n'est pas atteinte durant les transitions.

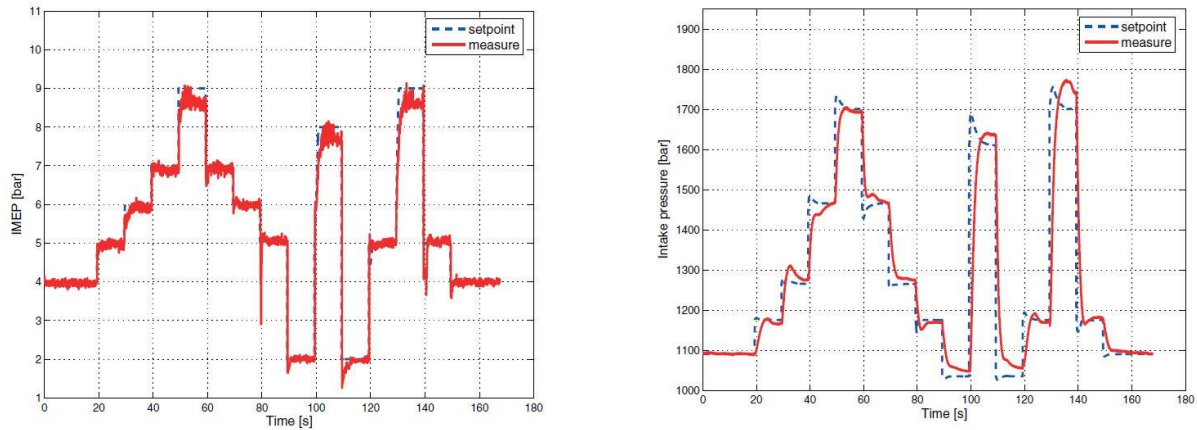


Figure 22: variation de IMEP et pression d'admission en fonction du temps[68]

Sun *et al.*[69] ont utilisé un moteur diesel suralimenté par un turbocompresseur modifié pour qu'il soit adéquat avec un mode HCCI aussi. Comme le montre Figure 23, la durée de stabilisation du moteur est importante durant les transitions, de l'ordre de 60 cycles. La suralimentation augmente donc la durée de stabilisation du moteur durant les transitions.

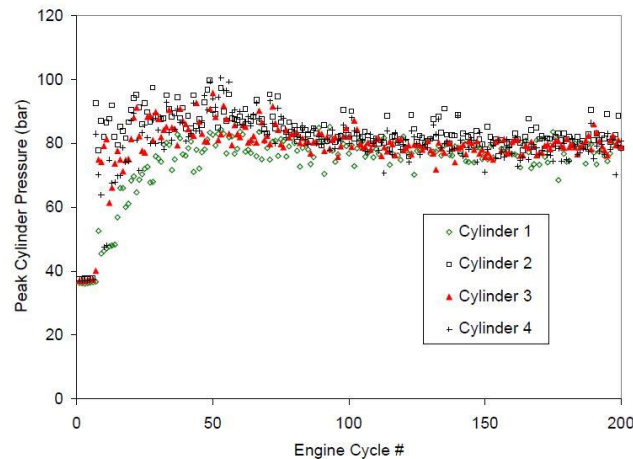


Figure 23: variation de la pression cylindre maximale en fonction du cycle [69]

1.5.1.4 Recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gas Recirculation EGR)

La stratégie de contrôle du phasage de la combustion en utilisant la recirculation des gaz d'échappement est une stratégie permettant de réduire significativement les émissions polluantes, notamment NO_x . La méthode la plus utilisée est celle d'un circuit combiné: circuit EGR haute pression et circuit EGR basse pression. Ce système ne permet pas la contrôlabilité cyclique de la combustion du fait de temps de réponse des composantes mécaniques du circuit d'EGR et celui de stabilisation du système. Han *et al.*[70] ont montré que le temps de stabilisation du taux d'EGR et de la masse d'air dû à un changement de l'ouverture de la vanne d'EGR est de 0.5 seconde, puis le temps de stabilisation de la combustion est de 1.9 seconde, ainsi que la stabilité des rejets des polluants est de 5 secondes. Xu *et al.* [72] ont examiné le temps de réponse de la vanne d'EGR. Les résultats montrent que le temps de

réponse lors d'ouverture de la vanne est de 50 millisecondes (correspond à 1 cycle) tandis que celui de fermeture de la vanne est de 800 millisecondes (correspond à 10 cycles) du fait de la contre pression engendrée durant la fermeture de la vanne.

Xie *et al.*[72] ont testé l'influence du circuit d'EGR haute pression, celui de la basse pression et la masse d'air sur les performances d'un moteur à essence en utilisant le méthanol. Les résultats montrent que l'augmentation du taux de dilution permet l'augmentation significative les variabilités cycliques. Jung *et al.*[73] ont développé une stratégie de contrôle en boucle fermée pour réduire la pression maximale et retarder le phasage de la combustion. Ils ont combiné le circuit d'EGR externe avec celui le système à distribution variable pour garder une partie des gaz d'échappement à l'intérieur de la chambre de combustion. Les résultats montrent que ce système permet de réduire la variabilité cyclique (Figure 24 de gauche) et éliminer les ratés de combustion (Figure 24 de droite).

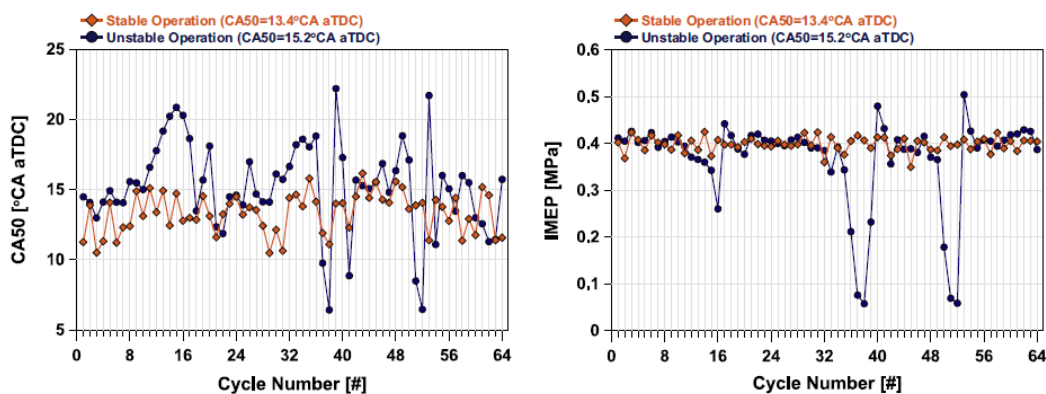


Figure 24: CA50 et IMEP en fonction du cycle [72]

Après avoir présenté les méthodes de contrôle de la combustion en moteur HCCI par aspect thermique, on peut constater que ces systèmes sont lents et ne permettront pas le contrôle de la variabilité cyclique ni du phasage de la combustion, ni de la charge. De plus, ces systèmes demandent des systèmes complexes en conception et stratégies de contrôle. Le contrôle par aspect chimique sera présenté dans la partie suivante.

1.5.2 Contrôle par aspect chimique

Le volet par aspect chimique comporte la modification de la réactivité du mélange, c'est-à-dire préparation d'un carburant formé de plusieurs carburant en changeant les proportions de chacun d'eux, ainsi que d'ajout des additifs qui permettent de contrôler l'auto-inflammation du mélange.

1.5.2.1 Modification des propriétés de carburant et de la réactivité du mélange

Une technique potentielle pour contrôler le phasage de la combustion consiste à modifier l'aptitude à l'auto-inflammation du mélange en utilisant un mélange de deux carburants. Olson *et al.*[74] ont montré la faisabilité de contrôler le moteur HCCI en changeant la réactivité du mélange. Un mélange de n-heptane et d'isooctane est utilisé. La stratégie de contrôle utilisée est limitée en termes de temps de calcul et délai de mesure des

capteurs. Strandh *et al.*[75] ont montré qu'il est possible de contrôler cycle à cycle le moteur HCCI en changeant la réactivité du mélange. Par ailleurs, ils ont montré aussi que les contrôleurs Proportionnel Intégrateur Dérivateur (PID) et Linéaire Quadratique Gaussienne² (LQG) amènent aux mêmes résultats (Figure 25).

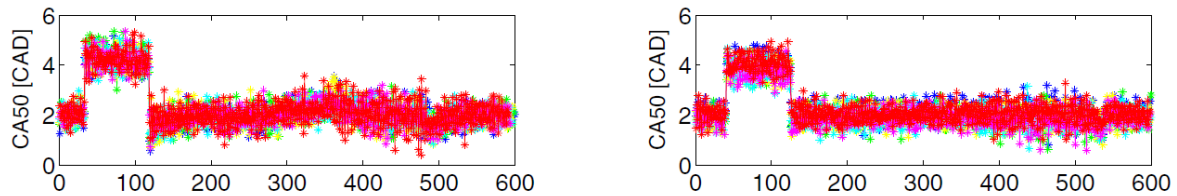


Figure 25: variation de CA50 en fonction du cycle. Figure de gauche : PID ; figure de droite : LQG

Aldawood *et al.*[76] ont développé une stratégie de contrôle pour ajuster la réactivité du mélange en se basant sur le taux de dégagement de chaleur du cycle précédent. Les essais sont accomplis sur un moteur monocylindre en mode HCCI avec un contrôleur permettant de changer la réactivité du mélange tout en changeant la durée d'ouverture de chaque injecteur. Cette stratégie a permis d'élargir la plage de fonctionnement (charge-régime) du moteur HCCI. Le contrôleur collecte les informations de l'état de combustion du capteur de pression directement, comme la montre la figure ci-après. Le contrôleur est basé sur un algorithme de génétique multi-objectif basé sur le diagramme de pression du cycle précédent, pente de la pression et l'IMEP. Les résultats montrent que cette stratégie est efficace pour contrôler l'IMEP et le phasage de la combustion sans nécessité de la connaissance préalable de leurs valeurs. Par contre, la recherche des ratios de deux carburants optimaux grâce à l'algorithme prend de 2 à 6 cycles. En addition, Jade *et al.*[77] ont montré la possibilité de garder le phasage de combustion stable durant une large transition de charge.

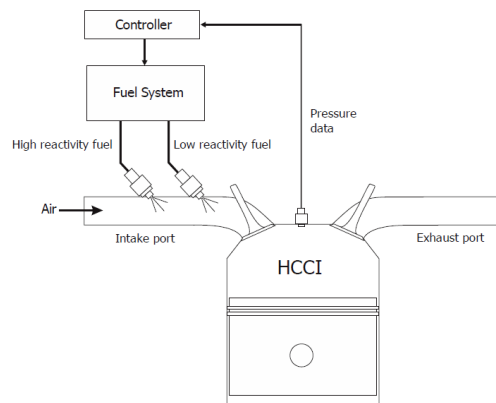


Figure 26: schéma d'un moteur HCCI avec la possibilité de préparer un bi-carburant [76]

Par ailleurs, Bidarvatan *et al.*[78] ont développé un contrôleur à base de commande par mode glissant³ (*Discrete Sliding Model Control DSMC*) couplé avec un filtre de Kalman pour ajuster le ratio de deux carburant de référence primaire (*Primary Reference Fuel PRF*). Les résultats indiquent que le DSMC maintient la stabilité du moteur sur une large gamme de

² La commande LQG consiste à rechercher à partir de l'état non mesurable ou affecté par le bruit un régulateur qui minimise un critère quadratique de nature stochastique.

³ Elle consiste à amener la trajectoire d'état d'un système vers la surface de glissement (plan de phase) et de la faire commuter à l'aide d'une logique de commutation appropriée autour de celle-ci jusqu'au point d'équilibre

charge et régime. Par ailleurs, ce contrôleur permet le rejet de bruit dont le but de maintenir le phasage de la combustion dans la plage souhaitée à l'opposé du contrôleur PI. En outre, les deux contrôleurs permettent le contrôle cycle à cycle du phasage de la combustion (Figure 27 a).

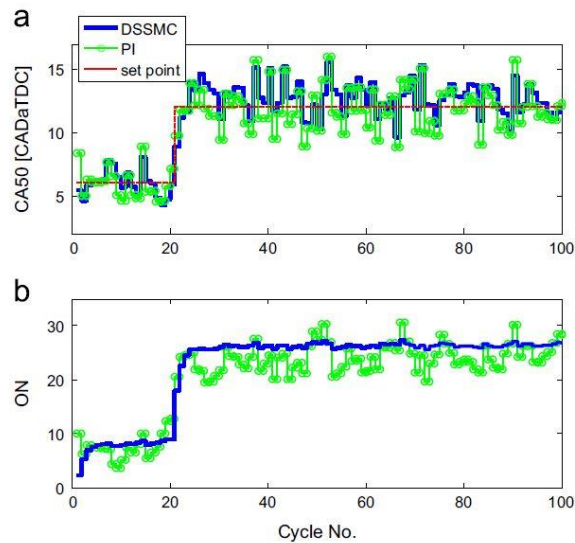


Figure 27: variation de CA50 et de nombre d'octane en fonction du cycle[78]

Schronborn et *al.*[79] ont examiné l'influence de l'ozone sur la combustion de diethoxyethane dans un moteur HCCI. Les résultats montrent que l'ozone est un promoteur de la combustion. En outre, ils ont proposé un contrôle de la combustion par l'ajout de l'ozone. Cet ozone est produit en oxydant le carburant. Le degré d'oxydation du carburant est choisi en se basant sur une base d'informations du déroulement de la combustion du cycle précédent. Cette base est calculée et saisie grâce à un capteur de pression cylindre comme le montre la figure suivante:

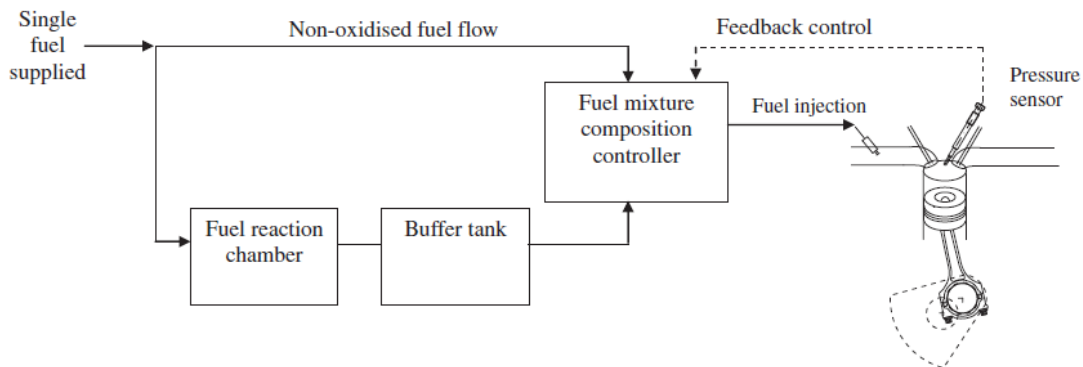


Figure 28: circuit de carburant pour former l'ozone [79]

1.6 Conclusions

Après avoir détaillé le principe de fonctionnement du moteur HCCI, ses avantages et ses défis, les facteurs influençant le déroulement de la combustion et les stratégies de contrôle du moteur HCCI, il est possible de tirer ces conclusions :

- La température initiale est un facteur prépondérant sur l'initiation de la combustion: l'augmentation de cette grandeur permet d'avancer l'auto-inflammation.
- Une quantité excessive d'EGR tend à favoriser les ratés de combustion et la variabilité cyclique. Par contre, une quantité insuffisante d'EGR tend à favoriser une combustion brutale.
- La pression initiale a le même effet que celui de la température initiale sur le déroulement de la combustion. Dans le cas de suralimentation, elle permet d'élargir la plage de fonctionnement en charge et atteindre un rendement thermodynamique élevé.
- La température de parois conditionne le déroulement de la combustion: plus la température de parois est élevée, plus le rendement de la combustion est élevé et plus la stratification de la température est faible.
- Le choix de richesse doit être effectué rigoureusement. Ce choix engendre des causes graves sur le moteur ou tend à favoriser les ratés de combustion.
- Le choix d'additif doit être convenable avec le carburant utilisé. Deux effets peuvent se produire: faire retarder ou avancer le phasage de la combustion.
- La turbulence importante favorise l'échange de chaleur entre le mélange et les parois de la chambre de combustion ce qui augmente la stratification de température à l'intérieur de la chambre de combustion.

Quant à la stratégie de contrôle du moteur HCCI, plus le degré de complexité de la stratégie de contrôle est élevé, plus un contrôle avancé sera nécessaire. Les résultats montrent que la stratégie de contrôler la réactivité du mélange ou l'ajout des additifs est la plus simple et efficace. Cette stratégie permet de changer l'aspect chimique du mélange sans modifier l'aspect thermique (température, densité, pression). Ce dernier est lent à s'adapter au besoin du conducteur surtout lors des transitions. On classifie, donc, dans le tableau suivant la complexité et la rapidité de chaque stratégie de contrôle:

Tableau 3: récapitulatif de complexité et rapidité des différentes stratégies de contrôle

Stratégie de contrôle	Complexité	rapidité
VVA	+++	++
VCR	+++	---
Turbo	++	+
EGR	++	+
Bi-fuel	++	++
Additifs	+	+++

1.7 Objectifs de l'Etude

Le moteur HCCI constitue un élément essentiel dans le cadre de la réduction de la consommation de carburant conjointement à la réduction des émissions polluantes. Le contrôle du phasage de la combustion durant les transitoires est un défi à surmonter pour pouvoir utiliser ce moteur en situation réelle.

A partir de la littérature, on peut constater que les additifs permettent de modifier le phasage de la combustion et sont facilement gérables. Plus précisément, l'ozone, comme additif, a prouvé son potentiel sur le phasage de la combustion. D'ailleurs, l'ajout d'additif est la stratégie de contrôle la plus simple et rapide. Donc, en combinant ces deux interprétations intéressantes: actionneur chimique efficace et stratégie de contrôle rapide, les questions qui se posent:

1. Quelles sont les avantages et les inconvénients à utiliser cet actuateur chimique ?
2. Est-ce que cet actuateur chimique permet d'élargir la plage de fonctionnement de charge et régime du moteur HCCI ?
3. Quelles sont les limites d'utilisations de cet actuateur ?
4. Est-il possible de contrôler cycle-à-cycle la combustion par ajout d'ozone ?

Dans le cadre des éléments qui viennent d'être présentés, l'objectif principal de cette thèse est de concevoir et de développer des lois de commande pour stabiliser le phasage de la combustion et de contrôler cycle à cycle ce phasage sur un banc moteur HCCI multicylindre en ajoutant de l'ozone.

En effet, pour atteindre ce but, il est indispensable de passer par des parties intermédiaires afin de comprendre les phénomènes physico-chimiques prépondérants qui modifient et perturbent la répétabilité du phasage de la combustion d'un cycle à un autre. Par ailleurs, pour le secteur automobile, le développement du contrôle et la mise au point moteur est crucial afin d'optimiser, en fonction des prestations, les niveaux d'émissions de polluants et la consommation du carburant. Une des voies de développement d'outils d'aide à la mise au point est basée sur des modèles de moteurs 0D. Ces modèles permettent de gagner en termes de réduction du temps de développement de la mise au point du moteur. Ils contribuent à prédire les performances du moteur, les émissions polluantes suivant chaque point de fonctionnement sans recours à développer des bancs d'essai coûteux et spécifiques à chaque prestation et contrainte. Par ailleurs, l'utilité de ces modèles est de créer des cartographies du moteur et trouver les conditions (richesse, taux d'EGR, pression et température d'admission etc...) pour un fonctionnement optimal d'un point de fonctionnement. Le deuxième chapitre porte, donc, sur la modélisation 0D de la combustion HCCI. La première partie de ce chapitre présente une revue bibliographique sur les modèles 0D existant. Ensuite, une étude d'identification du mode de combustion sera menée afin de tirer des hypothèses pour la modélisation 0D. Le mélange dans le moteur HCCI est homogène en richesse mais fortement stratifié en température. Donc, le modèle 0D développé dans la deuxième partie se focalise sur la stratification de la température. La stratification de température est décrite à l'aide d'une fonction de densité de probabilité présumée (PDF). Or, cette étude se concentre aussi sur l'influence de l'ozone. Un schéma cinétique de PRF couplé avec un sous-schéma des réactions de l'ozone est utilisé. Le modèle est validé expérimentalement à l'aide d'un banc d'essai monocylindre HCCI. Par suite, dans la troisième partie, une cartographie d'un moteur HCCI est développée sans et avec l'ajout de l'ozone afin d'estimer le gain apporté par l'ajout

de l'ozone en termes du régime et de charge. Enfin, l'intérêt d'utiliser de l'ozone au démarrage à froid est présenté.

Dans le chapitre 3, les résultats expérimentaux des paramètres de combustion sont comparés avec celles du modèle 0D développé dans le chapitre 2. Un modèle statique empirique est développé en extrapolant les résultats. Ce modèle a pour avantage d'être synchronisé avec le cycle moteur à temps réel afin de faciliter le contrôle cycle à cycle le moteur HCCI. En outre, ces équations empiriques permettent de décrire l'interaction entre les deux paramètres (EGR et ozone) et leurs influences sur les paramètres de combustion. Ensuite, un modèle orienté contrôle est développé. Ce modèle permet de décrire la dynamique de chaque circuit présent au banc d'essais : circuit d'air, circuit de carburant, circuit d'EGR et circuit d'ozone. Par la suite, des cartographies des paramètres de combustion sont développées en utilisant le modèle 0D et un champ moteur diesel du moteur PSA DV6. Ces cartographies sont couplées avec le modèle orienté contrôle dont le but est de démontrer la faisabilité du contrôle du phasage de la combustion par ajout d'ozone lors des transitions. Ce contrôle est facilité par une loi de commande de l'ozone.

Dans ce même chapitre, le travail est consacré à valider expérimentalement les lois de commande pour changer, stabiliser le phasage de combustion, favoriser la combustion et diminuer la disparité cycle à cycle de la combustion. Durant cette dernière partie, il était indispensable d'avoir une information des paramètres de combustion (CA_{50} , P_{max}) en temps réel. Les systèmes d'acquisition ne permettent pas d'avoir ces informations en temps réel à cause de délai de transmettre de l'information, la traiter, la filtrer et l'afficher ou la récupérer. Donc, un système d'acquisition rapide des paramètres de combustion, comportant une carte Teensy avec les signaux nécessaires, est conçu et utilisé. Ensuite, des balayages de richesse, du taux d'EGR et de concentration d'ozone suivant différents régimes moteurs sont effectués afin développer des cartographies de paramètres de combustion. Par la suite, une loi de commande optimale parmi plusieurs lois de commande testées a été retenue afin de stabiliser un point de fonctionnement, diminuer la disparité cyclique de la combustion et garantir la transition entre différents points de fonctionnement.

1.8 Structure de la thèse

La structure de la thèse est résumée dans la figure suivante :

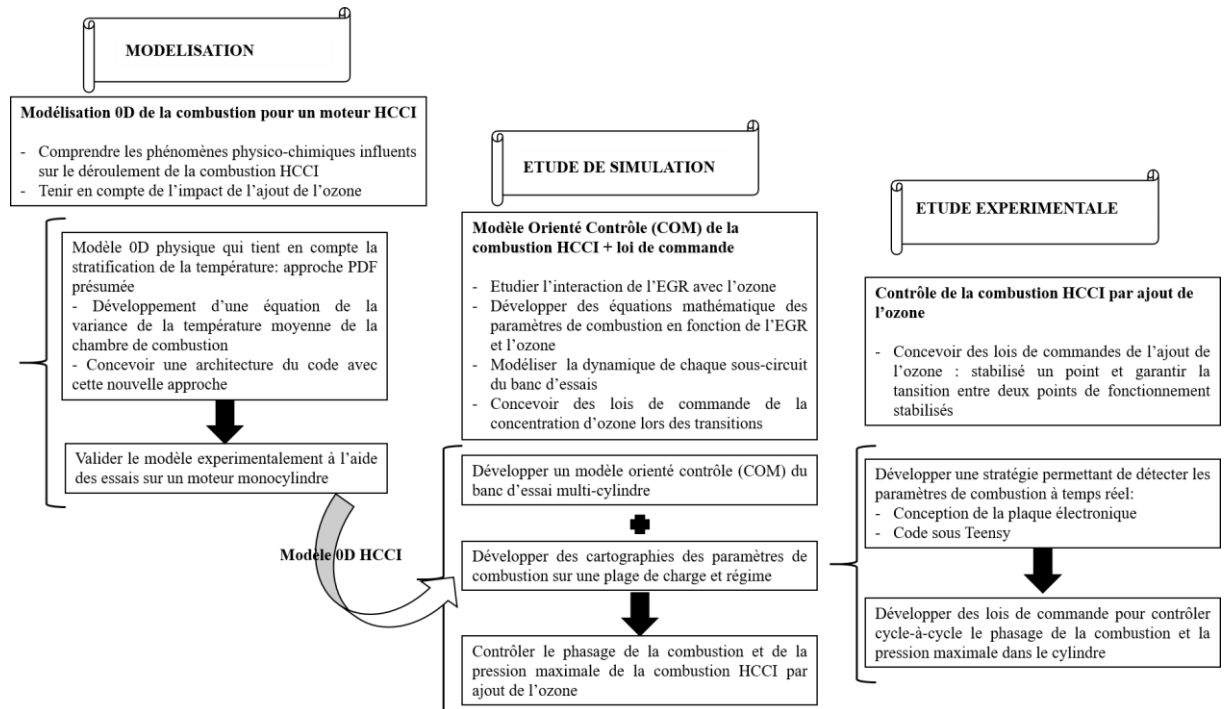


Figure 29: structure de la thèse

CHAPITRE 2: MODÈLE PHYSIQUE 0D DE LA COMBUSTION POUR LE MOTEUR HCCI

Les objectifs de ce chapitre sont groupés comme suit:

1. *Comprendre les phénomènes physico-chimiques influençant le déroulement de la combustion*
2. *Développer un modèle 0D de la combustion pour le moteur HCCI*
3. *Développer une cartographie du moteur HCCI avec et sans ajout de l'ozone*
4. *Estimer le gain apporté par l'ajout de l'ozone sur la plage de fonctionnement du moteur en mode HCCI*
5. *Etudier l'influence de l'ozone sur la problématique du démarrage à froid*

La première partie est consacrée à l'état de l'art de la modélisation 0D de la combustion en mode HCCI. Tout d'abord, une revue bibliographique est exposée. Ensuite, une identification du mode de combustion est effectuée en se basant sur des travaux antérieurs. Puis, une description physico-chimique du déroulement de la combustion est présentée. Enfin, des conclusions utiles pour la modélisation sont tirées.

Dans la deuxième partie, le développement du modèle 0D de la combustion pour le moteur HCCI est détaillé. L'originalité de l'approche adoptée porte principalement sur la prise en compte d'une stratification de la température à l'intérieur de la chambre de combustion. Pour cela, un modèle de la variance de température est développé.

Dans la troisième partie, la validation expérimentale du modèle est présentée. Une validation préliminaire des sous-modèles est effectuée, avec notamment, une validation numérique du mode de combustion prépondérant dans ce type de combustion. La validation du modèle global est réalisée en comparant les valeurs expérimentales et simulées du taux de dégagement de chaleur, de la pression cylindre et des paramètres de combustion tels que la fraction de masse brûlée à différents angles vilebrequin.

La quatrième partie porte sur l'extension de la plage de fonctionnement du moteur HCCI grâce à l'ajout d'ozone. Cette étude est facilitée par l'utilisation du modèle 0D développée dans la deuxième partie. Des cartographies des paramètres de combustion sont développées avec et sans ajout d'ozone. Ensuite, une comparaison des cartographies avec et sans ajout de l'ozone est effectuée dans le but d'évaluer le gain qu'apporte l'ajout d'ozone. Cette partie s'achève par une mise en évidence de l'influence de l'ozone dans des conditions de démarrage à froid.

La cinquième partie présente les conclusions et les perspectives de ce travail.

2.1 Etat de l'art : modélisation 0D de la combustion pour moteur HCCI

2.1.1 Introduction

Le principe de la modélisation d'un système est la décomposition du macro-système considéré en plusieurs sous-systèmes le constituant. L'idée est de représenter chacun des éléments constitutifs du système le plus fidèlement possible selon le compromis temps de calcul/précision requise et ensuite d'assembler les sous-systèmes entre eux en prenant en compte leurs interactions. La seconde phase, tout aussi cruciale que la construction du modèle, est la phase d'identification, de paramétrage et de calibration du modèle développé. Pour cette dernière phase, le savoir-faire et la taille de la base de données, aussi bien numérique (3D/2D/1D) qu'expérimentale, va prendre tout son sens. La calibration du modèle global se fera soit en validant chaque sous-système indépendamment, soit en validant globalement le macro-système, soit idéalement en faisant les deux.

La simulation 0D regroupe un large ensemble de modèles, généralement conçus à partir d'approches empiriques ou semi-empiriques. Leur complexité varie allant de modèles mathématiques simples aux modèles phénoménologiques, y compris la physique des phénomènes par l'intermédiaire d'équations de transports et équations d'états.

La modélisation 0D offre de nombreux avantages, le plus important est un faible temps de calcul. Un autre avantage important est que ces modèles sont étendus sur plusieurs disciplines (mécanique, électriques, thermique, etc.) et regroupent plusieurs domaines lors de la modélisation d'un système spécifique. Par exemple, lors de la modélisation de la combustion dans le moteur, il regroupe les aspects physique, thermique et chimique.

La simulation du système est très attrayante pour l'industrie automobile grâce à son besoin modeste en temps de calcul, sa possibilité d'analyser divers systèmes et la construction d'un modèle global à partir des sous-modèles de base. Les modèles zéro dimensionnels et unidimensionnels sont utilisés pour la modélisation des moteurs à combustion interne soit pour le contrôle du moteur, soit pour l'optimisation des performances, de la consommation et des émissions du moteur. L'utilisation de ces modèles améliore la mise au point du moteur tout en diminuant le temps requis et diminue le coût de production des nouveaux moteurs. Pour toutes ces raisons, le développement des modèles 0D-1D peut répondre à la problématique du développement du moteur.

Le travail dans ce chapitre se focalise surtout sur la modélisation 0D de la combustion pour un moteur HCCI. Ce modèle va nous permettre dans un premier temps d'estimer les paramètres de combustion et leurs variations en fonction du changement des conditions initiales (pression, température, richesse, taux d'EGR et concentration d'ozone). Ensuite, le contrôle sera effectué en se basant sur les cartographies des paramètres de combustion. L'utilité de développer ce modèle sera aussi de prédire la quantité nécessaire d'ozone pour respecter les contraintes imposées suivant les conditions de fonctionnement du moteur. Ces conditions sont principalement le phasage de la combustion et la pression moyenne indiquée.

La conception du modèle 0D est résumée dans la Figure 30. La partie spécifications va nous permettre d'élaborer des hypothèses sur la modélisation et en parallèle, créer une base de données expérimentale qui va nous servir à valider le modèle expérimentalement. La partie conception sert à sélectionner les sous-modèles de la littérature et développer des modèles si besoin. Ensuite, l'implémentation de ces sous-modèles dans un logiciel de programmation sera effectuée. Par la suite, la validation de chaque sous-modèle est effectuée soit en analysant

les tendances obtenues, soit en comparant les résultats avec ceux issus de la littérature lorsque tous les paramètres des modèles sont similaires au cas de référence extrait de la littérature. La partie calibration et validation des sous-modèles et du modèle global se base sur les résultats d'essais expérimentaux. Ce travail sera achevé en intégrant ce modèle dans le calculateur du moteur (*Engine Control Unit ECU*) tout en réduisant le temps de calcul. Cette dernière étape s'effectue en réduisant le modèle lui-même ou en utilisant des modèles mathématiques simples.

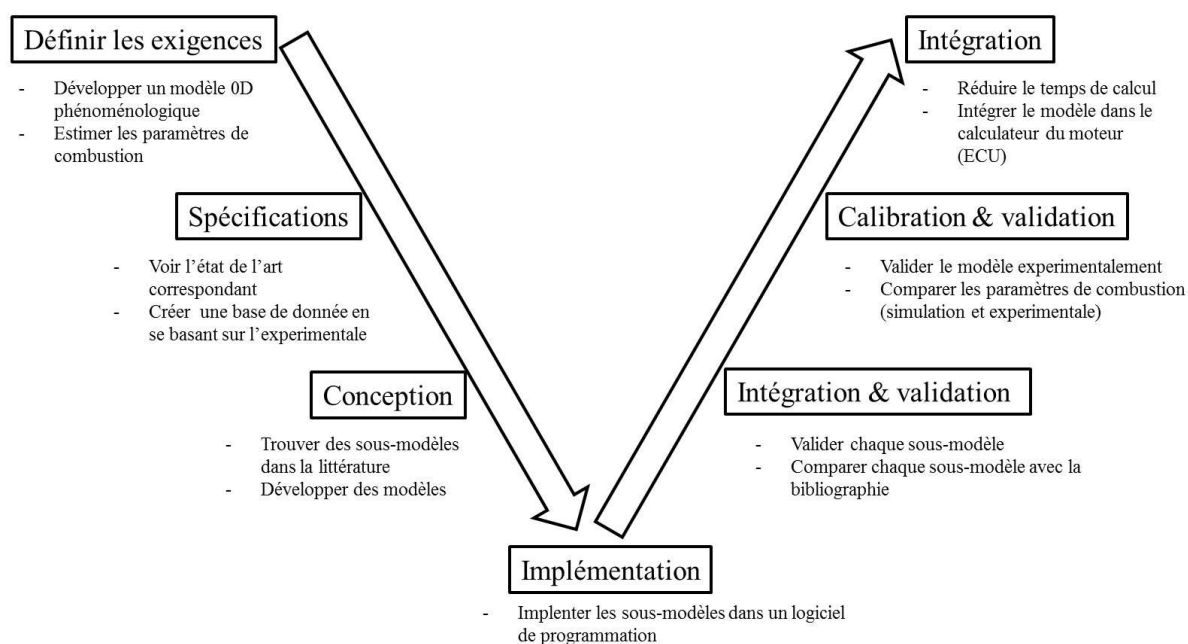


Figure 30: conception d'un modèle 0D sous la forme d'un diagramme en V

A partir d'une revue bibliographique, les paragraphes suivants visent à mettre en évidence des hypothèses nécessaires pour concevoir un modèle 0D de la combustion.

2.1.2 Revue bibliographique sur les modèles 0D

Les modèles 0D permettent de décrire les différents phénomènes ayant lieu dans la chambre combustion d'une manière simplifiée. Ces modèles permettent de calculer les grandeurs thermodynamiques et leurs évolutions temporelles au cours d'un cycle moteur, ainsi que les autres grandeurs associées telle que le taux de dégagement de chaleur, les pertes aux parois. À partir de ces grandeurs, il est possible d'estimer les paramètres de combustion, les émissions polluantes et les performances du moteur. En outre, du fait du faible temps de calcul, ces modèles sont largement utilisés pour des études paramétriques.

Les propriétés thermo-physiques du mélange dans les modèles 0D sont décrites par les équations de conservation de masse, d'énergie et la loi des gaz parfaits dans le volume de contrôle considéré. Ces équations sont couplées à des équations de cinétique chimique pour décrire la variation de la composition du mélange pendant le processus de combustion. Les codes de cinétique chimique, tels que Chemkin, Senkin, Cantera, HCT (*Hydrodynamics, Chemistry and Transport*) sont largement utilisés pour résoudre les équations différentielles de conservation des espèces présentes dans le schéma cinétique détaillé utilisé lors de l'étude.

Les modèles 0D peuvent être classifiés suivant leur complexité: les modèles 0D à une zone et les modèles 0D multizones.

Modèles 0D à une zone

Ces modèles offrent la possibilité d'estimer le phasage du délai d'auto-inflammation et identifier les paramètres influençant la combustion. Mais les limites de ces modèles apparaissent lors de la comparaison avec des essais expérimentaux. Puisque le mélange est considéré uniforme en pression, température et richesse, la combustion aura lieu instantanément ce qui peut provoquer une surestimation de la pression maximale à l'intérieur du cylindre et une sous-estimation de la durée de la combustion. La structure de ces modèles 0D à 1 zone est simple et repose sur la résolution des équations différentielles de conservation de la masse de chaque espèce couplées au premier principe de la thermodynamique. Les évolutions de la température et de la pression sont alors évaluées au cours du cycle.

Amjad *et al.*[32] ont développé un modèle à une zone dans le but d'analyser les performances exergetiques d'un moteur HCCI alimenté avec différentes compositions de mélange de gaz naturel et de n-heptane. Cette analyse est basée sur le deuxième principe de la thermodynamique et réalisée avec différents taux d'EGR allant de 0 à 40%. L'introduction d'un taux d'EGR jusqu'à une certaine valeur (valeur optimale) avec la charge d'admission du moteur HCCI améliore les performances exergetiques de la deuxième loi de la thermodynamique, malgré la diminution du travail observée. Un taux d'EGR au-dessus de cette valeur pourra dégrader les performances exergetiques du moteur.

Flowers *et al.*[80] ont couplé le code HCT avec un modèle à une zone tout en prenant en compte les pertes aux parois. Ils ont étudié l'influence de la composition du gaz naturel sur le phasage de la combustion et ont exploré trois méthodes de contrôle pour obtenir une combustion HCCI optimale et fiable: l'addition de diméthylether, le chauffage du gaz d'admission et enfin l'utilisation d'un taux d'EGR ayant une température élevée. Ces trois stratégies de contrôle ont un effet important dans la modification des paramètres de combustion du moteur et offrent la possibilité de contrôler le moteur HCCI. Les résultats montrent que l'IMEP est maintenue maximale sur une large gamme de fonctionnement du moteur avec ces stratégies de contrôle.

Modèles 0D multizones

Les modèles 0D multizones offrent la possibilité de décomposer la chambre de combustion en plusieurs zones et imposer de conditions initiales diverses pour chacune d'elles. Dans ces modèles, une zone est définie par sa masse, sa température et son volume. Aceves *et al.*[81] ont développé un modèle multizone sans échange de masse entre les zones. La décomposition de la chambre de combustion s'effectue en se basant sur les résultats du logiciel KIVA. Ce dernier permet d'évaluer la distribution de la température dans la chambre de combustion sans combustion, ainsi que la masse de chaque zone. Comme le montre la Figure 31, la répartition de la température permet de décomposer la chambre de combustion en 10 zones et de trouver la fraction massique de chaque zone. Ainsi, la décomposition de la chambre dépend surtout de la distance par rapport aux parois. La décomposition de la chambre devient plus fine en se rapprochant des parois du cylindre alors que les zones dans le

centre de la chambre sont plus épaisses. Ce modèle permet de prédire la pression maximale, la durée de la combustion et le rendement de la combustion.

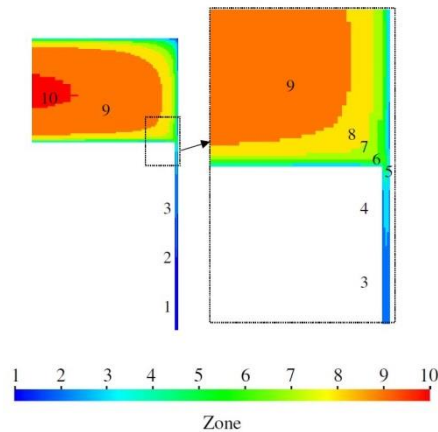


Figure 31: distribution géométrique des zones suivant la distribution de la température[81]

D'autres auteurs ont développé des modèles multizones avec échanges de masse entre les différentes zones imposées au début de simulation. Easley *et al.*[82] ont développé un modèle multizone dans le but d'explorer les effets de la stratification de la température, l'influence des pertes aux parois et des volumes interstitiels sur le déroulement de la combustion ainsi que sur les émissions de HC, CO et NO_x. Ils ont décomposé la chambre en différentes zones (Figure 32): zone interstitielle (*crevice*), zone couche limite (*boundary layer*), zone intermédiaire (*outer core*) et zone de cœur (*core zone*). Cette dernière est considérée adiabatique et composée de plusieurs zones dont chacune d'elles a une masse constante. Les autres zones (interstitielle, couche limite et intermédiaire) échangent de la masse et de l'énergie entre elles. Les résultats montrent que les émissions de CO et HC proviennent principalement de la zone interstitielle et de la zone de couche limite lors de la phase de détente où le carburant est partiellement oxydé. Les émissions des NO_x proviennent surtout des zones centrales où la température est la plus élevée.

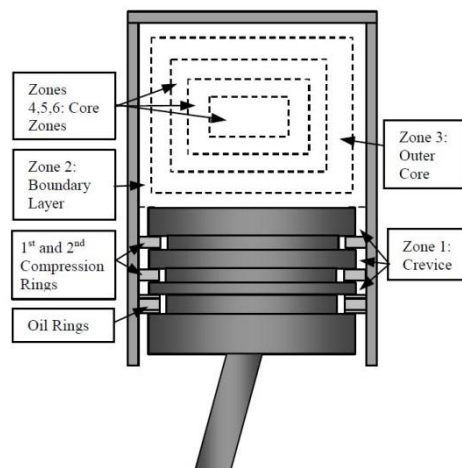


Figure 32: décomposition de la chambre de combustion en multizones[82]

De la même manière, Nobakht *et al.*[83] ont développé un modèle multizone dans une machine à compression rapide pour effectuer une étude paramétrique des effets de la température, de la pression d'admission, du taux de compression, de la richesse et du régime moteur sur le déroulement de la combustion et des performances du moteur. Les

performances du moteur sont caractérisées par le diagramme de la pression cylindre, le début de la combustion, la pression moyenne indiquée et le rendement thermodynamique. La fraction volumique de la zone de cœur est constante, de l'ordre de 20%. La zone interstitielle occupe un certain volume de la chambre de combustion. Les autres zones sont cylindriques et leurs épaisseurs sont plus minces au voisinage des parois du cylindre. Dans ce modèle, le nombre de zones, la fraction volumique de la zone de cœur et l'épaisseur des zones sont des paramètres d'ajustement du modèle. La température de la zone interstitielle est considérée constante et égale à la température de parois. Les résultats montrent que la richesse et la pression d'admission sont les facteurs prépondérants sur le déroulement de la combustion et les performances du moteur. L'augmentation de la température d'admission ou du taux de compression avance le phasage de la combustion mais dégrade le rendement thermodynamique et l'IMEP. La stratification de la température diminue durant la phase de combustion et augmente durant la phase de la détente, comme le montre la Figure 33. La température de la zone de couche limite (zone 5 de la figure ci-dessous) est la plus basse dans la chambre de combustion durant la détente. Les pertes aux parois s'effectuent principalement à travers de cette zone. La zone centrale (zone 1 de la figure ci-dessous) possède la température la plus élevée.

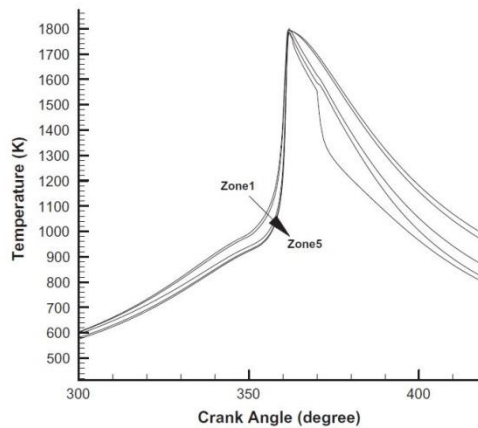


Figure 33: température de chaque zone en fonction d'angle vilebrequin ($\Phi=0.35$, $T_{ivc}=413K$, $P_{ivc}=1.55$ bar, $EGR=10\%$)[83]

Neshat *et al.*[84] ont développé un modèle multizone pour prédire le phasage de la combustion, les performances et les émissions sur une large gamme des points de fonctionnement. La zone interstitielle n'échange pas d'énergie avec les autres zones, son volume constitue 3% du volume mort du cylindre et sa température est égale à la température de parois (zone 11 de la Figure 35). Cette zone échange de la masse avec la zone de couche limite. Les zones intermédiaires (*outer zones*) ont la même épaisseur, comme le montre la Figure 34. Le modèle de transfert thermique convectif a amélioré l'aptitude du modèle à représenter le déroulement de la combustion et à prédire les émissions polluantes. Ce modèle est une approximation linéaire de l'équation de transfert de chaleur par conduction proche paroi. La stratification de température, illustrée en Figure 35, est de l'ordre de 15 K durant la phase de combustion sans tenir compte de la température de la zone interstitielle (zone 11).

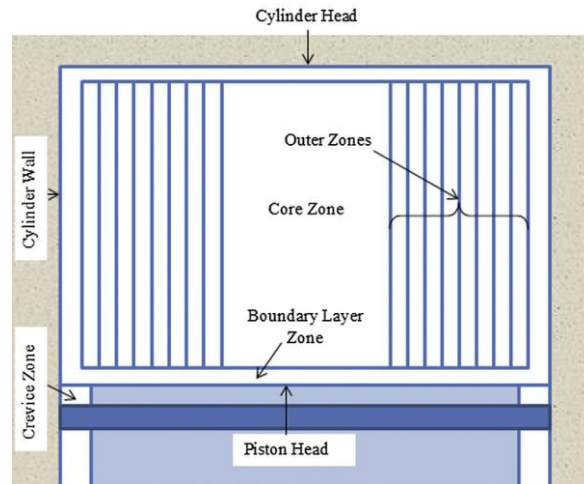


Figure 34: décomposition de la chambre de combustion suivant [84]

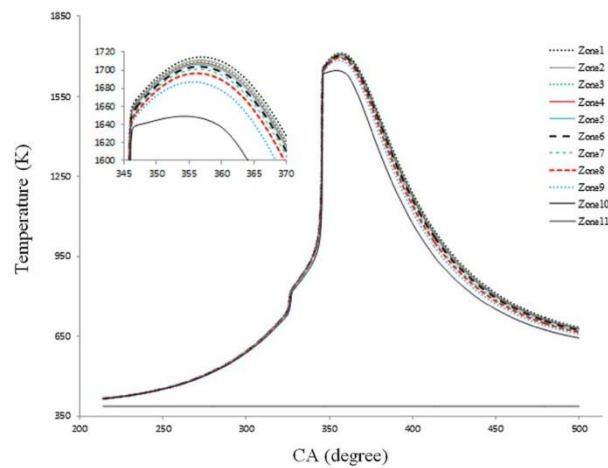


Figure 35: évolution de la température de chaque zone durant le cycle [84]

Dans le travail de thèse de Dronniou[85], un modèle multizone sans échange de masse entre les zones est développé. Les résultats, illustrés en Figure 36 montrent que l'utilisation d'un modèle de couche limite et le fait d'imposer une stratification de température entre les zones semblent introduire un progrès significatif dans la qualité de la modélisation. Ce progrès se traduit par une réduction simultanée du délai d'auto-inflammation et de la valeur de la pression maximale. L'écart avec les résultats expérimentaux est largement réduit, avec un profil de l'énergie apparente libérée qui se rapproche nettement de celui observé expérimentalement. Donc, la prise en compte de ces deux phénomènes (stratification de la température et couche limite thermique) permet au modèle de se rapprocher de l'expérience.

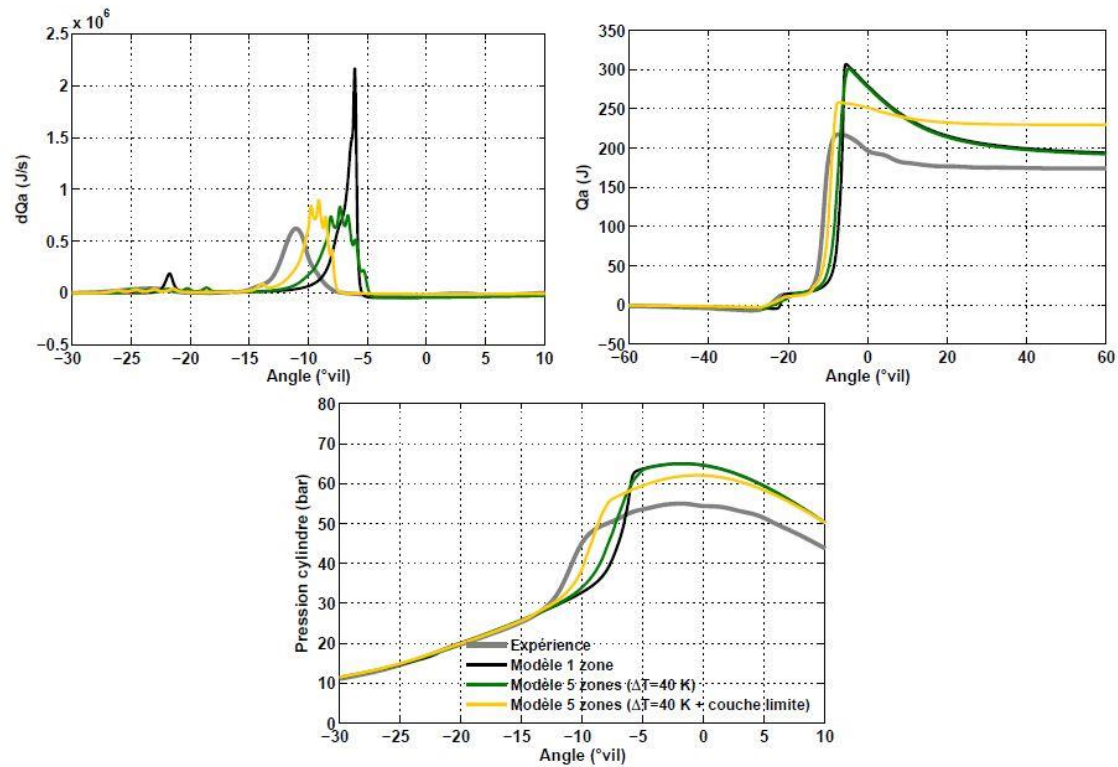


Figure 36: influence de la prise en compte de la couche limite et la stratification de la température sur les résultats de simulation[85]

Fiveland et *al.*[86] ont développé un modèle à deux zones (zone centrale et zone de couche limite). L'épaisseur de la couche limite est calculée à l'aide d'une approche quasi-dimensionnelle du transfert de chaleur de la couche limite. La prise en compte de cette couche limite a permis de diminuer la surestimation de la pression maximale présente dans les modèles à 1 zone. La zone centrale échange de l'énergie avec celle de la couche limite, comme le montre la Figure 37. Ainsi, le profil de température présente deux allures. Dans la zone de couche limite, la température augmente en s'éloignant de la paroi. Dans la zone centrale, le profil de température demeure constant quel que soit la distance par rapport à la paroi du cylindre. Par ailleurs, en supposant que le gaz dans la couche limite ne brûle pas durant la phase de détente et en utilisant les profils de densité et température, les résultats ont montré que 15% de la masse de carburant est imbrûlée. La Figure 38 montre que de l'ordre de 30 à 35% de la masse contenue dans le cylindre est localisée dans la zone de couche limite lors de l'auto-inflammation. Donc, l'épaisseur de la zone de couche limite thermique devient de plus en plus importante durant la phase de combustion.

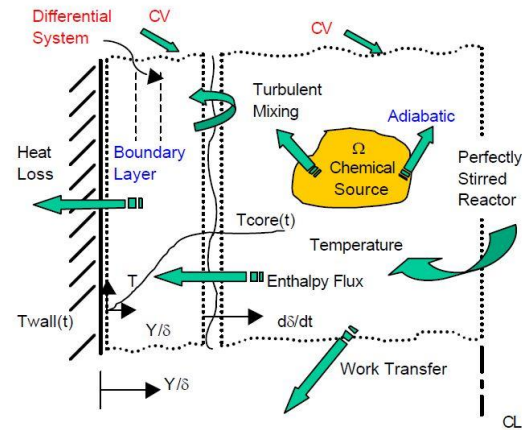


Figure 37: décomposition de la chambre de combustion en deux zones [86]

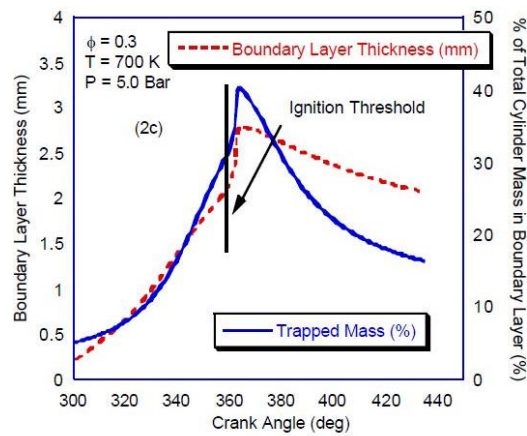


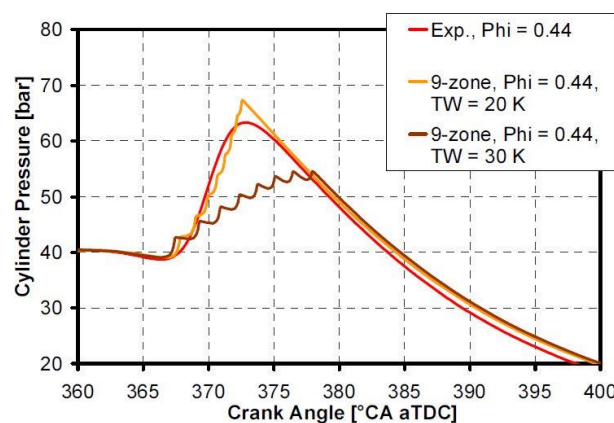
Figure 38: épaisseur et fraction volumique de la zone de couche limite au cours du cycle [86]

Ogink *et al.*[87] ont décomposé la chambre de combustion en plusieurs zones (interstitielle, couche limite et zones de cœurs) avec échange de masse entre les différentes zones. L'épaisseur de la couche limite est imposée constante et de l'ordre de 0.1 mm. Dans cette étude, ils ont décomposé la zone centrale en 6 zones. Le modèle permet de prédire la pression cylindre tout en imposant une stratification initiale de température entre les zones. Suivant le Tableau 4, cette stratification varie légèrement avec la charge: dans le cas de faible charge, la stratification de température est de 6 K entre deux zones, dans le cas de forte charge (mélange stœchiométrique et taux de dilution faible), elle est de l'ordre de 4 K approximativement.

Tableau 4: stratification de température imposée au début de simulation[87]

	IMEP=1.9 bar $\lambda = 1.56$ (measured)	IMEP=2.4 bar $\lambda = 1.22$ (measured)	IMEP=3.8 bar $\lambda = 0.99$ (measured)
Quench layer	440K	440K	440K
Core 1	450K	460K	460
Core 2	460K	473K	462K
Core 3	466K	478K	466K
Mass exchange zone	472K	482K	470K
Core 4	478K	487K	474K
Core 5	484K	492K	478K
Core 6	490K	497K	482K
Average temperature	471K	482K	469
Approx. temperature step between zones	6 K	5 K	4K

Noda *et al.*[88] ont développé un modèle multizone sans localiser les zones et sans échange de masse et d'énergie entre les zones afin d'étudier l'effet d'inhomogénéité de la richesse et de la température. Les résultats montrent que l'effet d'inhomogénéité de la température est plus dominant que celui de la richesse sur le déroulement de la combustion. Une inhomogénéité de température consistant en une région chaude et des régions avec des températures relativement froides est plus adaptée pour rendre le modèle représentatif de la réalité. Sjöberg *et al.*[89] ont étudié le potentiel de la stratification de la température pour réduire le taux d'élévation de la pression (*Pressure Raise Rate* PRR) et étendre la limite de fonctionnement d'un moteur HCCI en se basant sur un modèle multizone. Les résultats montrent qu'il est possible de reproduire la pression cylindre expérimentale par simulation en imposant une stratification de température importante mais non excessive. Comme le montre la Figure 39, en imposant une stratification de température de l'ordre de 30 K à charge élevée, la pression cylindre simulée ne représente pas la pression cylindre expérimentale. Par contre, une stratification initiale de l'ordre de 20 K permettra de la représenter.

**Figure 39: évolution de pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin[89]**

Komninos *et al.*[90] ont développé un modèle multizone en prenant en compte la présence d'une zone de couche limite, d'une zone interstitielle, de zones intermédiaires et centrale. Les résultats montrent que la stratification de la température demeure plus importante durant la phase de détente que durant les phases de compression et de combustion, comme le montre la Figure 40. La température de la zone interstitielle (zone 1) est considérée

constante durant un cycle. La température dans la zone de couche limite (zone 2) est toujours moins élevée que celle des autres zones.

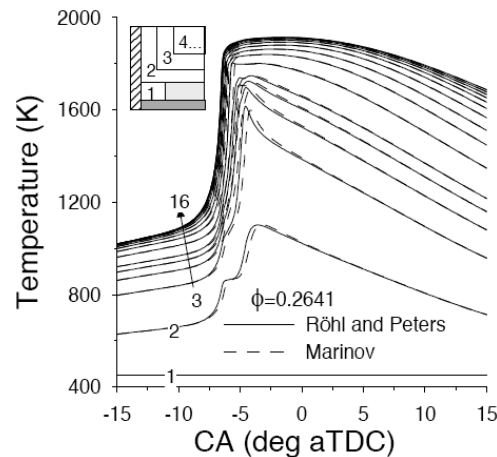


Figure 40: évolution de la température dans chaque zone[90]

2.1.3 Identification des modes de combustion dans le moteur HCCI

Les modèles 0D existants dans la littérature sont des modèles multizones dont les conditions initiales de température, de masse et de volume de chaque zone sont imposées. En imposant une stratification initiale de la température, le modèle permet de décrire correctement le déroulement de la combustion en mode HCCI, sans toutefois pouvoir être prédictif lorsque le point de fonctionnement simulé change. À partir d'une étude de simulation des grandes échelles (*Large Eddy Simulation* LES) et une étude expérimentale, Yu et *al.*[91] ont évalué le champ de turbulence et celui de la température pour un moteur HCCI optique. Les gaz frais sont pré-mélangés dans une préchambre d'admission afin d'augmenter le degré d'homogénéité. Le but de cette étude est d'examiner l'effet de la turbulence sur le champ de température et sur le déroulement de la combustion. La Figure 42 montre les résultats de la distribution de la température au cours de la phase d'admission et de compression pour une forme de « bowl » de piston. L'angle -290 CAD de la figure ci-dessous correspond au début de la phase d'admission et l'angle -70 CAD correspond à l'angle de début de la combustion. La Figure 41 montre l'évolution de la stratification de la température au cours des phases d'admission et de compression. Durant la première phase de compression, correspondant aux angles vilebrequin comprises entre -290 CAD et -200 CAD, une diminution de la stratification de température a lieu tandis que pour [-200 CAD, -150 CAD], cette stratification garde presque la même valeur et enfin pour [-150 CAD, -70 CAD], elle présente une légère augmentation. La Figure 42 montre que cette stratification est distribuée d'une manière aléatoire dans la chambre de combustion.

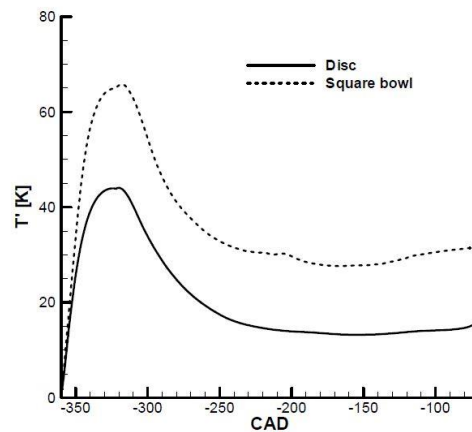


Figure 41: influence de la forme du piston sur la fluctuation de la température [23]

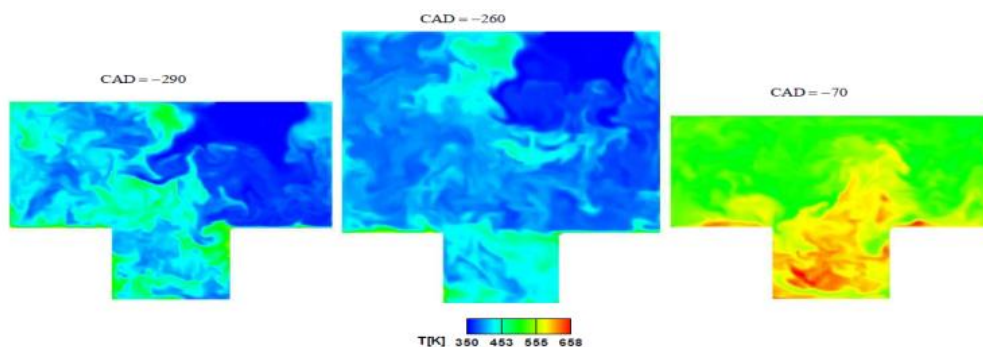


Figure 42 : distribution de la température au cours du cycle à partir de LES [91]

L'initiation de la combustion HCCI dépend localement des conditions thermodynamiques initiales, de la richesse, du taux d'EGR, des additifs présents dans le mélange. Dès que les conditions thermodynamiques locales satisfont à l'auto-inflammation, la combustion est initiée. La Figure 43 permet d'illustrer le déroulement de la combustion au cours d'un cycle. Durant la phase de compression, le volume occupé par les paquets de gaz diminue, par conséquent le volume de chaque paquet diminue tandis que la pression augmente dans l'enceinte. En parallèle, la distance entre deux paquets diminue ce qui permet d'augmenter la pression locale sur un paquet. Par conséquent, deux effets auront lieu : effet de compressibilité dû à la phase de compression et effet de compressibilité entre les points dû à la réduction de la distance entre ce paquet et son environnement. La résultante de ces deux phénomènes permet d'augmenter la température du paquet jusqu'à la température d'auto-inflammation. Durant la phase de détente, l'ensemble des paquets sans combustion, avec combustion partielle ou combustion complète génère un taux de dégagement de chaleur créant le couple utile du moteur.

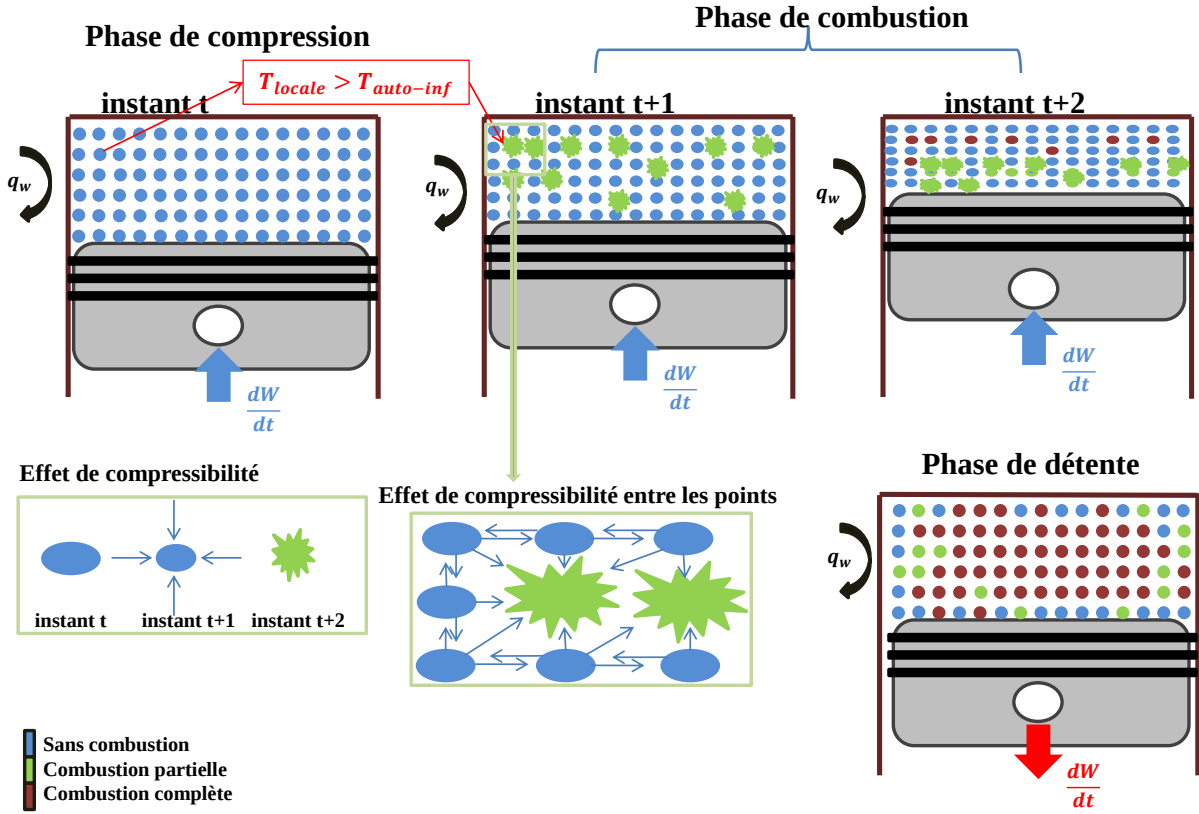


Figure 43: déroulement de la combustion au cours d'un cycle

La corrélation empirique ci-dessous[92] montre que le degré de complétude de la combustion est directement proportionnel à la pression du cylindre.

$$CoC = \frac{\phi^{0.169} P_m^{0.165}}{(1 + EGR)^{0.053}} (-0.001 \theta_{soc}^2 + 0.458 \theta_{soc} + 1.390) \quad (II.1)$$

Où CoC est le degré de complétude (Completeness Of Combustion), ϕ est la richesse du mélange, EGR est le taux d'EGR et θ_{soc} est le délai d'auto-inflammation.

Une étude de diffusion de Mie et visualisation directe dans un monocylindre deux temps effectuée par Lavy *et al.*[93] a permis d'identifier plusieurs sites d'auto-inflammation situés d'une manière aléatoire dans le cylindre. La Figure 44 montre le niveau d'intensité de la combustion dans une chambre de combustion pour un instant donné. La couleur bleue correspond à l'absence de combustion tandis que la couleur rouge indique une combustion complète. Cette étude permet d'identifier plusieurs sites d'auto-inflammation situés d'une manière très aléatoire dans le cylindre. Ces sites sont les résultats d'une combustion en masse dans une zone restreinte du cylindre. Par ailleurs, à partir d'une étude statistique, ils ont constaté que le nombre de sites augmente pendant la combustion, mais le nombre maximum est de quatre à cinq sites.

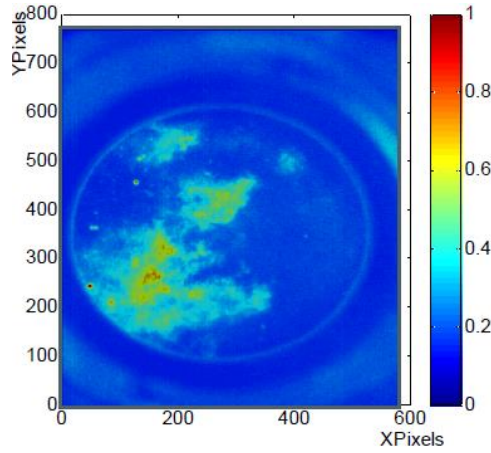


Figure 44: niveau d'intensité visible de la combustion de différents sites d'auto-inflammation[93]

Dans le travail de Fukushima *et al.*[94], la combustion en mode HCCI est décrite par la coexistence possible de trois régimes de combustion: l'auto-inflammation, la propagation du front de la flamme ou rétrécissement du front de la flamme. La classification du régime de combustion est basée sur le flux de transfert par conduction entre les particules:

$$q_p = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (\text{II.2})$$

Où λ est la conductivité thermique de l'espèce.

Lorsque ce flux est négatif durant toute la phase de combustion, cela permet d'identifier le mode d'auto-inflammation. Dans ce cas, le point d'auto-inflammation cède de la chaleur à son environnement. Lorsque ce flux est positif, cela permet d'identifier le mode de rétrécissement du front de flamme. Dans ce cas, le point est entouré par des points ayant une température supérieure à celle de ce même point. Lorsque ce flux alterne entre une valeur positive et négative durant le processus de combustion, cela permet d'identifier le mode de propagation du front de la flamme. Ces phénomènes sont illustrés dans la figure suivante:

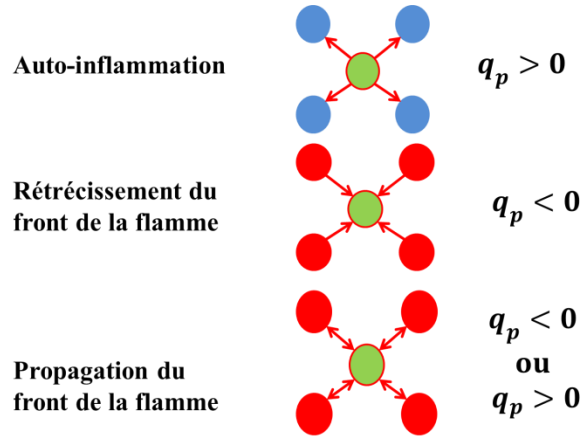


Figure 45: différents mode de combustion

La coexistence de différents régimes de combustion est liée aux propriétés du carburant, aux niveaux de stratification de la température, à l'inhomogénéité de la richesse et au niveau de turbulence dans le cylindre. Les propriétés du carburant affectent le régime de combustion. Comme le montre la Figure 46, pour une fluctuation de température correspond à $T'_{init} = 12 K$, dans le cas du n-heptane, le régime de combustion prépondérant est l'auto-inflammation à 80% alors que dans le cas du méthane, le régime de combustion s'effectue purement par auto-inflammation[94]. Un niveau élevé de fluctuation de température contribue

à favoriser la propagation et le rétrécissement de la flamme. Pour une fluctuation de température égale à 60 K et pour le cas du n-heptane, les régimes de propagation et de rétrécissement de la flamme atteignent 83%. Par ailleurs, l'étude de DNS effectuée par Yoo *et al.*[95], pour une richesse 0.3, une température moyenne de l'ordre de 1035, fluctuation de température de 15 K et en utilisant l'iso-octane, montrent aussi que le régime de combustion dominant est l'auto-inflammation.

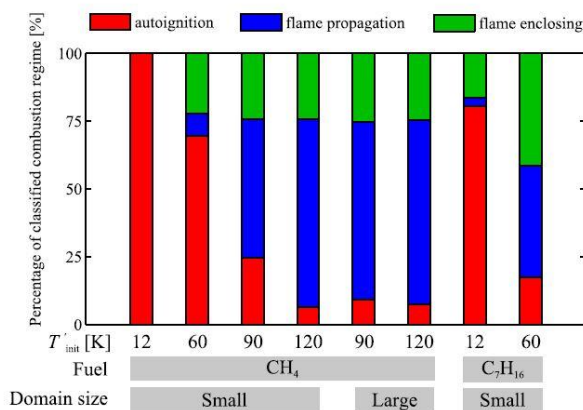


Figure 46: répartition des modes de combustion suivant le type de carburant et la stratification de température[94]

Le mode de combustion est aussi largement affecté par le type de carburant et le niveau turbulence. Une étude expérimentale a été menée par Guibert *et al.*[96] pour étudier la dépendance du régime de combustion avec le type de carburant et le niveau de turbulence. Pour un mélange PRF100/air, les taux de dissipation de chaleur locaux sont présents à cause du niveau élevé de la turbulence qui tend à homogénéiser la stratification de température et favoriser ainsi le mode de combustion volumétrique (combustion en poche) c'est-à-dire le mode d'auto-inflammation. Un niveau élevé d'inhomogénéité de température entraîne une augmentation de la durée de la combustion[91]. Récemment, une étude de chemiluminescence est effectuée par Desantes *et al.*[97] sur une machine à compression rapide (MCR) suivant différentes richesses (de 0.3 à 0.8) et en utilisant le n-heptane et l'isooctane dans le but d'identifier le développement du mode de combustion prépondérant dans un cas en mode HCCI. Pour cela, ils ont défini et évalué différents nombre de Damköhler pour caractériser le phénomène de combustion et quantifier les différents effets sur le déroulement de la combustion: l'effet de diffusion de la chaleur des gaz chauds vers les gaz frais, effet des ondes de pression dans l'enceinte et celui de la détente. Les résultats montrent que l'auto-inflammation est uniquement causée par les ondes de pression générées dans l'enceinte. Les effets de diffusion de chaleur de gaz chauds vers les gaz frais et de détente sont négligeables. Ainsi, la zone de combustion se propage plutôt comme une zone réactive homogène avec des réactions se produisant aléatoirement. Un travail expérimental a été effectué par Dec *et al.*[98] dans le cadre de caractérisation du développement de la stratification de température des gaz frais dans le moteur HCCI en utilisant la technique PLIF. Les résultats montrent un passage d'un mélange homogène en température au début de compression à une stratification de température significative au PMH. Par ailleurs, les images enregistrées permettent de différencier les sites ayant une température élevée et celles de température faible. En outre, grâce à ces résultats, ils ont constaté que la stratification change sa structure dans la zone proche paroi, une augmentation de la stratification par rapport à la zone centrale. Ils ont constaté que la stratification thermique avant la combustion est de l'ordre de 13.3 K en utilisant la technique de thermométrie dans un moteur optique HCCI.

Par conséquent, en combinant les résultats des études précédentes, on peut conclure que, dans les conditions thermo-physiques rencontrées dans une chambre de combustion du moteur HCCI, le régime prépondérant est l'auto-inflammation. La combustion se produit lorsque la température locale atteint la température d'auto-inflammation du carburant utilisé. Ainsi, les conditions thermodynamiques locales régissent le début de la combustion. Par la suite, le taux de dégagement de chaleur local produit une augmentation de pression locale dans la chambre de combustion et par effet de compressibilité les conditions favorables à l'auto-inflammation sont atteintes pour d'autres sites de la chambre de combustion.

2.1.4 Conclusions

Après avoir présenté les modèles 0D existants dans la littérature et identifié le mode de la combustion, on peut tirer ces conclusions:

- La combustion débute dans le cœur de la chambre de combustion où la température du mélange est la plus élevée.
- Dans la plupart des modèles développés, la prédiction de la pression cylindre est conditionnée par l'imposition de la stratification de température entre les zones.
- Le facteur majeur influençant le déroulement de la combustion est la stratification de la température.
- Il est possible d'étendre la limite de fonctionnement du moteur en imposant une stratification de température plus importante au début du cycle mais non excessive
- Les émissions de CO proviennent principalement de la zone interstitielle lors de la phase de détente durant laquelle le carburant est partiellement oxydé

Par ailleurs, l'aptitude de ces modèles à décrire fidèlement le processus de combustion dépend notamment du nombre de zones imposé et de la stratification de température imposée au début de la simulation. La phase d'auto-inflammation est caractérisée par un dégagement d'énergie très violent et rapide. La stratification de température, créée durant la phase de compression, est le facteur prépondérant sur le déroulement de la combustion et permettra de contrôler le délai d'auto-inflammation ainsi que la durée de la combustion. La modélisation de cette stratification est donc très importante dans l'optique de reproduire correctement le dégagement d'énergie lié à la combustion d'auto-inflammation.

En outre, d'après la loi d'Arrhenius, le taux de réaction local est une fonction raide et fortement non linéaire de la température et de la richesse:

$$\dot{\omega}_F = f(T)p^n Y_o^{n-j} Y_F^j e^{-E/RT} \quad (\text{II.3})$$

Ici F (Fuel) et O (Oxydant) sont les réactifs d'une réaction donnée.

Dans un mélange turbulent, la température est une fonction aléatoire de l'espace et du temps. Donc, le passage des équations locales de conservation d'énergie et de masse à des équations moyennées ne s'effectue pas par une approche simple. Dans une approche 0D, on a recours à des méthodes statistiques pour résoudre ce problème (Figure 47). Les modèles basés sur l'utilisation d'une fonction de densité de probabilité (*Probability Density Function* PDF) sont de deux types différents:

- Les modèles à PDF transportée
- Les modèles à PDF présumée

Le premier type consiste à résoudre une équation de transport de la PDF mais la difficulté dans ce type d'approche est que l'équation est reliée aux temps caractéristiques chimiques de toutes les réactions chimiques présentes dans le schéma cinétique. Il s'agit donc d'une PDF multidimensionnelle avec des variables associées à plusieurs espèces réactives et à la température, ce qui complexifie le calcul. Cette équation comporte des termes non-linéaires et des termes à modéliser. En outre, cette méthode est complexe en terme de modélisation et intensive en termes de calcul.

Le deuxième type consiste à présumer la forme de la PDF. Par exemple, si on présume que la PDF de la température possède la forme d'une fonction bêta (fonction définie par trois paramètres). La connaissance de la moyenne, la variance, et la condition de normalisation de la PDF vont permettre de déterminer complètement la forme de la PDF. Les résolutions des équations de la valeur moyenne et la variance suffisent, via PDF, à déterminer n'importe quelle quantité statistique dont la valeur locale et instantanée n'est fonction que de la température, en particulier le taux de réaction.

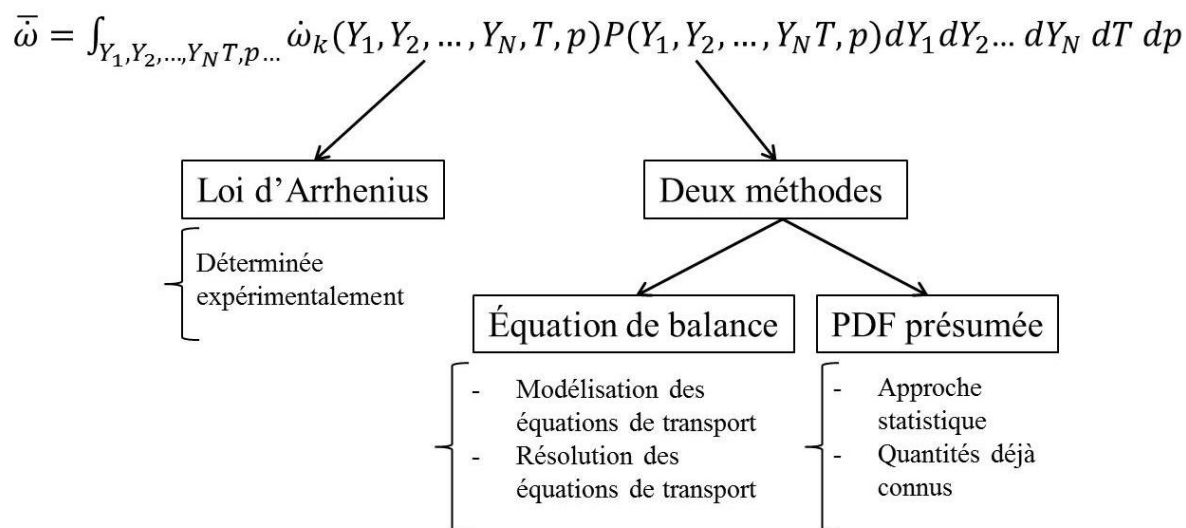


Figure 47: méthode de résolution du taux de réaction moyen en fonction du taux de réaction local

Or, la combustion en mode HCCI correspond à la combustion d'un mélange parfaitement homogène en richesse mais avec une distribution aléatoire de la température. Afin de prendre en compte ces considérations physiques dans le modèle, le taux de réaction moyen dans le volume de contrôle sera évalué à l'aide:

- Du taux de réaction local de chaque espèce présente dans le schéma cinétique utilisé.
- De l'utilisation d'une fonction de densité de probabilité (PDF) appliquée à un scalaire passif correspond à une température réduite représentative image de la température locale du mélange dans le volume de contrôle.

Le modèle développé au cours de cette étude se focalise sur la prise en compte d'une stratification de température qui tient compte de la présence d'une couche limite thermique dans la chambre de combustion.

Par ailleurs, le modèle 0D doit permettre de prédire le délai d'auto-inflammation en fonction de la concentration d'ozone et du taux d'EGR dans un cycle moteur. Afin d'orienter une stratégie de contrôle du moteur, ce modèle doit également permettre de développer des cartographies des paramètres de combustion pour le moteur HCCI. Ensuite, ces cartographies

faciliteront la conception des lois de commande optimales pour contrôler le moteur HCCI. Pour cela, il est pertinent de développer un modèle qui permet de décrire les principaux phénomènes qui auront lieu au cours de la combustion en mode HCCI avec le minimum de paramètres de recalage.

Le travail qui suit se base sur une étude bibliographique des différents modèles existants, plus précisément de la limite de leur utilisation en tant qu'outils d'aide à la mise au point du moteur HCCI, notamment en raison de la décomposition de la chambre de combustion en plusieurs zones. Le modèle développé doit reposer sur la description des phénomènes physiques majeurs tels que la prise en compte de la stratification de la température, de la couche limite, de la turbulence, tout en gardant la simplicité de son utilisation. Finalement, le modèle doit encore tenir compte de l'impact des différents paramètres de réglage moteurs tels que la richesse, le taux d'EGR et la concentration d'azote sur le dégagement d'énergie résultant de la combustion.

2.2 Modèle physique 0D de la combustion pour moteur HCCI

L'objectif principal de l'utilisation d'un modèle 0D est d'avoir un outil prédictif permettant aussi de prospecter des plages non explorées expérimentalement, tout en respectant un temps de calcul numérique limité. Dans cette partie, les équations des sous modèles utilisés ou développés pour la modélisation de la combustion sont présentées.

2.2.1 Introduction générale du modèle 0D

Les équations de la physique sont le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert ou fermé (conservation de l'énergie), l'équation des gaz parfaits et la conservation de la masse à l'intérieur du volume de contrôle. L'approche 0D consiste à effectuer une moyenne volumique dans tout le contrôle du volume qui correspond à la chambre de combustion. Certaines propriétés physiques tel que la température $\bar{T}$, la fraction de masse $\bar{Y}_k$ peuvent avoir des fluctuations spatiales importantes dans la chambre de combustion. Les équations moyennes de conservation des espèces et de l'énergie sont obtenues en utilisant l'opérateur de moyenne spatiale pour les lois de conservation locales.

Le modèle développé dans cette partie est un modèle à injection indirecte, avec soupape fermée qui permet de décrire 2 phases du cycle moteur (compression, détente) et de prédire la phase de début de combustion. La chambre de combustion est considérée comme un volume de contrôle à une zone comme le montre la Figure 48. La loi de conservation des espèces est utilisée pour suivre l'évolution de la masse de toutes les espèces présentes dans le schéma cinétique utilisé. En outre, la loi de conservation de l'énergie est utilisée pour évaluer les états thermodynamiques (température, pression et densité) du système. Les fluctuations de température sont décrites par une approche statistique utilisant une fonction de densité de probabilité (PDF). La température réduite, la température moyenne et sa variance permettront de présumer la forme de la PDF. La variance de la température dépend de la turbulence et des pertes aux parois. La turbulence tend à homogénéiser la température et les pertes aux parois créent la stratification de la température. Une équation différentielle pour la variance sera établie et fera appel à un modèle de turbulence et à un modèle de pertes aux parois. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle 0D K-k; plus de détails sont exposés dans la sous partie

‘Modèle 0D K-k de la turbulence’. Les pertes aux parois sont décrites par le modèle de Woschni[99].

Les principales entrées sont:

- Les caractéristiques géométriques du moteur : alésage, course, longueur bielle et taux de compression.
- Les fractions volumiques de chaque espèce admise : carburant, air, taux d'EGR et ozone.
- La pression d'admission et la température d'admission.

Les principales sorties du modèle sont:

- Les évolutions de la pression et température moyenne, de fraction massique de chaque espèce au cours du temps.
- La pression maximale (P_{max}) de la chambre et l'angle vilebrequin correspondant (CAD_{pmax}).
- Le taux de dégagement d'énergie au cours du cycle qui permet de calculer le CA10, CA50 et CA90. Ces derniers correspondent à l'angle vilebrequin où 10%, 50% et 90% du carburant a été brûlé.

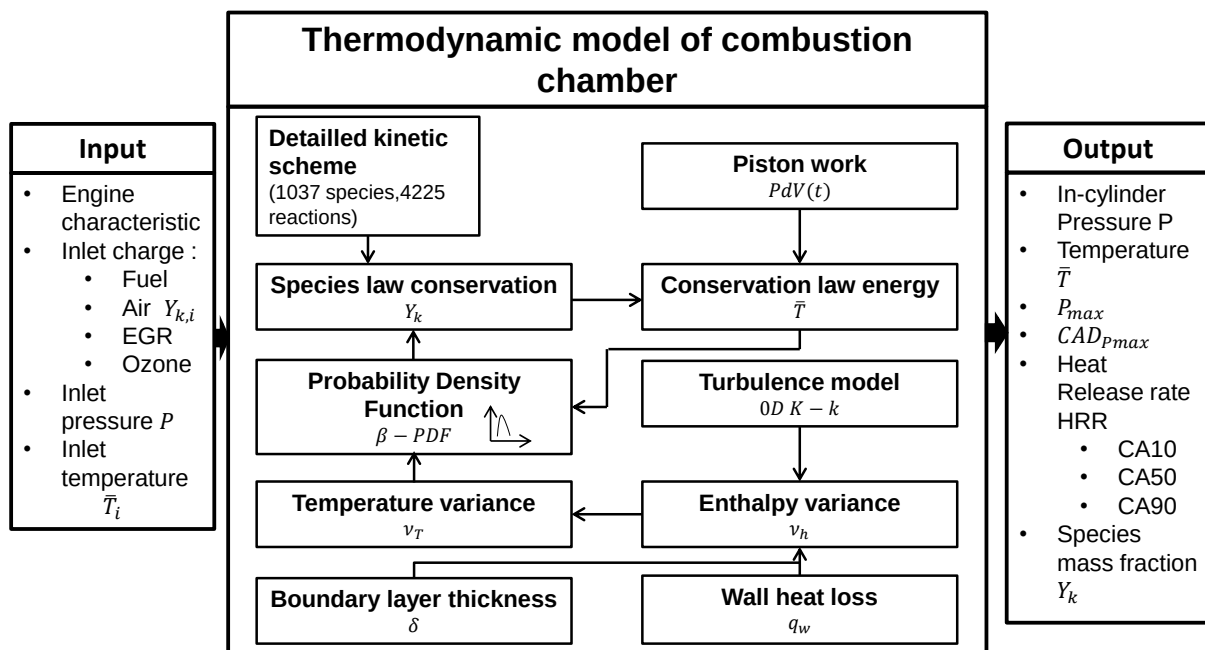


Figure 48: schéma représentative du modèle à une zone

2.2.2 Equations du modèle

La chambre de combustion est définie comme un volume où la concentration de chaque espèce est homogène. Une zone est décrite par sa masse, sa température et les concentrations des différentes espèces chimiques. La pression est considérée uniforme dans l'ensemble de la chambre de combustion car cette hypothèse peut se justifier pour les faibles nombres de Mach ($Ma < 0.3$) rencontrés dans ce type d'écoulement.

2.2.2.1 Equation de conservation de l'énergie

La loi de conservation de l'énergie est appliquée à un volume de contrôle fermé en supposant que la pression dans la chambre de combustion est spatialement uniforme et n'est que fonction du temps. Le gaz est considéré idéal pour décrire les propriétés thermodynamiques du mélange de gaz. Le bilan énergétique indique que le gaz dans le volume de contrôle échange de l'énergie avec les parois du cylindre et du travail avec le piston:

$$\frac{d\bar{U}}{dt} = \frac{dW}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (\text{II.4})$$

Où $\frac{d\bar{U}}{dt}$ est la variation de l'énergie interne, $\frac{dW}{dt} = -\bar{P} \frac{dV}{dt}$ représente le travail du piston et $\frac{dQ_w}{dt}$ représente les pertes thermiques. Le développement de l'équation de l'énergie est détaillé en annexe I.

La variation de la température en fonction du temps s'écrit alors:

$$\frac{d\bar{T}}{dt} = \frac{1}{m_t \bar{c}_v} \left(-m_t \sum_{k=1}^K \frac{d\bar{Y}_k}{dt} \bar{u}_k - \bar{P} \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \right) \quad (\text{II.5})$$

La variation de fraction massique de chaque espèce est évaluée à partir de la loi de conservation des espèces, comme le montre le paragraphe suivant.

2.2.2.2 Equation de conservation des espèces

La masse totale m_t enfermée dans le cylindre pendant un cycle est évaluée à l'aide des débitmètres situés en amont du collecteur d'admission. La fraction de masse des espèces chimiques est calculée à l'aide de l'équation de conservation de chaque espèce. En outre, les pertes de masse dus aux fuites sont négligées, par conséquent, la masse totale est constante. Ainsi, la fraction massique de chaque espèce varie selon l'équation différentielle:

$$\frac{d\bar{Y}_k}{dt} = \nu \tilde{\omega}_k W_k \quad (\text{II.6})$$

2.2.2.3 Modélisation de la stratification en température : Approche à PDF présumée

L'un des objectifs des modèles de combustion est de déterminer le taux de production moyen engendré par les réactions chimiques. Du fait de la forte non linéarité en fonction de la température des taux de production (ou de destruction) des différentes espèces, l'estimation du taux de production chimique moyen n'est pas directe.

Dans le cas de la modélisation en 0D, il n'est pas possible d'estimer ce taux géométriquement en faisant des hypothèses simplificatrices. L'approche utilisée ici, pour calculer le taux de réaction moyen, consiste à utiliser une fonction de densité de probabilité (PDF) de la température. L'idée des modèles à densité de probabilité est d'analyser

statistiquement les fluctuations de température autour de sa valeur moyenne. Une des lois de PDF répandues dans la littérature est la loi bêta.

La fonction de densité de probabilité (PDF) pour la distribution bêta sur l'intervalle $0 < \theta^* < 1$ est donnée par Pope[100]:

$$\tilde{p}(\theta^*) = \beta_{a,b}(\theta^*) = \frac{\Gamma(a+b)}{\Gamma(a)\Gamma(b)} \theta^{*a-1} (1-\theta^*)^{b-1} \quad (\text{II.7})$$

Où θ^* est la température adimensionnée et se définit comme suivant:

$$\theta^* = \frac{\bar{T} - T_w}{T_{ad} - T_w} \quad (\text{II.8})$$

Où T_w est la température moyenne des parois, T_{ad} est la température adiabatique de fin de combustion. Ces deux températures correspondent respectivement aux limites inférieure et supérieure de la température dans le volume de contrôle. $\Gamma(x) = \int_0^{+\infty} e^{-t} \cdot t^{x-1} dt$ est la fonction Gamma. Les paramètres a et b sont définis comme suit:

$$\begin{aligned} a &= \theta^* \left(\frac{\theta^*(1-\theta^*)}{\nu_{\theta^*}} - 1 \right) \\ b &= \frac{a}{\theta^*} - a \end{aligned} \quad (\text{II.9})$$

Où ν_{θ^*} est la variance adimensionnée de la température.

La relation entre la variance adimensionnée de la température et la variance de la température est:

$$\nu_{\theta^*} = \frac{\nu_T}{(T_{ad} - T_w)^2} \quad (\text{II.10})$$

La variance de la température est déterminée à partir de la variance d'enthalpie en utilisant l'équation suivante:

$$\nu_h = C_p^2(\tilde{T}) \nu_T \quad (\text{II.11})$$

Cette équation est obtenue à partir de la relation entre l'enthalpie et la température:

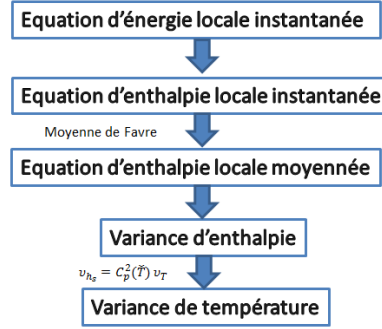
$$h_s - \tilde{h}_s \approx C_p(\tilde{T})(T - \tilde{T}) \quad (\text{II.12})$$

Et en utilisant la définition de la variance d'enthalpie: $\nu_h = \widetilde{h''^2} = \widetilde{h_s^2} - \widetilde{h_s}^2$, la relation (II.11) est établie.

La température locale dépend donc de sa valeur moyenne et de sa variance. La température moyenne dans la chambre de combustion est obtenue à partir de la résolution de l'équation de conservation de l'énergie (équation II.5). La variance de la température est liée à celle de l'enthalpie (équation II.11). Cette dernière est déterminée par la résolution d'une équation différentielle dont l'établissement est détaillé en annexe II. Sa résolution fait appel à des modèles de fermeture qui ont été développés dans ce travail et sont décrits dans le paragraphe suivant.

2.2.2.4 Modèle de la variance d'enthalpie

La démarche suivie pour obtenir la variance d'enthalpie est résumée dans la figure ci-après. elle est détaillée en annexe II.



L'équation de la variance de l'enthalpie est obtenue à partir des expressions de l'enthalpie locale et de sa valeur moyenne. Le développement est détaillé en annexe II et conduit à l'équation suivante:

$$dv_h = 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial h}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.13})$$

La variation de l'énergie dans la chambre est due à trois principaux phénomènes, illustrés en Figure 49, qui sont:

- La production de la variation de l'énergie due à l'échange de l'énergie avec le milieu extérieur (les parois de la chambre);
- La destruction de l'énergie due à la cascade énergétique dans le système;
- La dissipation de la variance de l'énergie due à la turbulence dans la zone examinée.

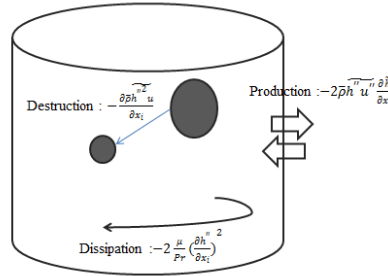


Figure 49 : schéma représentatif du bilan la variance d'enthalpie dans la chambre de combustion

Dans le cas d'une turbulence homogène isotrope, la viscosité turbulente est indépendante de l'espace:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial^2 v_h}{\partial x_i^2} \quad (\text{II.14})$$

Ce terme traduit le transport de l'énergie de l'écoulement moyen vers les petites structures par la viscosité turbulente, ce phénomène s'appelle cascade d'énergie. D'après le premier principe, l'énergie interne totale (enthalpie) ne se conserve pas mais se transforme en énergie interne, en particulier par le travail des forces visqueuses et en chaleur vers les petites

échelles qui le dissipent. Cet effet est considéré négligeable du fait que la turbulence et l'échange de chaleur avec l'ambiance sont plus importants dans le cas d'un Reynold élevé.

La stratification de température, représentée par sa variance, se crée principalement de l'échange de chaleur entre le mélange et les parois du cylindre. Cet échange s'effectue principalement à travers la couche limite thermique. Afin de prendre en compte cet effet, la chambre de combustion est décomposée en deux zones distinctes: la zone centrale et la zone de couche limite, comme le montre la Figure 50. Il est noté que cette décomposition intervient uniquement dans la formulation de la PDF de température.

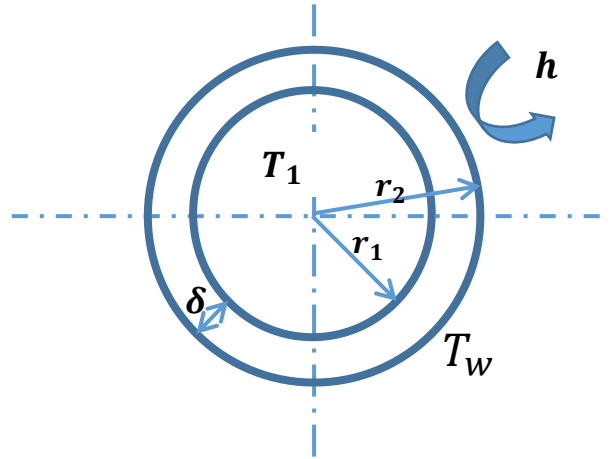


Figure 50 : décomposition de la chambre de combustion

La chambre de combustion est un milieu axisymétrique. On utilise les coordonnées cylindriques (r, θ, z) , mais seule la variable r est utile. L'invariance par rotation fait que la température ne dépend pas de θ et l'invariance par translation le long de l'axe fait que z n'est pas utile.

Sur la figure présentée ci-dessus, pour un temps donné, on a :

- la zone centrale de rayon $r_1 = R - \delta$ et la zone couche limite est un anneau de rayon de rayon interner $r_1 = R - \delta$ et extérieur $r_2 = R$
- la température de la zone centrale est supposée homogène et notée T_1 , T_2 est la température de la zone de couche limite pour $r_2 = R$ et T_w est la température de paroi.
- Il n'y a pas de transfert d'énergie entre les zones.
- le transfert de chaleur est dû uniquement à la convection entre la zone de couche limite et la paroi.

L'équation de la chaleur, dans le cas où il n'y a pas de production interne d'énergie et en utilisant la loi de Fourier, dans la zone de couche limite est:

$$\rho C_p \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{II.15})$$

Par ailleurs, le transfert de chaleur par convection à la paroi s'écrit : $q = h(T_2 - T_w)$

En considérant des états quasi-stationnaires, on peut écrire qu'à un instant donné: $\frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0$ ce qui entraîne une variation de la température dans la zone de couche limite de la forme : $\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \Rightarrow T = A \ln r + B$

A et B sont identifiés à partir des conditions aux limites:

Pour $r = r_2$: $q = \lambda \frac{\partial T}{\partial r} |_{r_2} = h(T_2 - T_w)$ et $T_2 = A \ln r_2 + B$

Pour $r = r_1$: $T_1 = A \ln r_1 + B$

Donc : $\lambda \frac{\partial T}{\partial r} |_{r_2} = \lambda \frac{A}{r_2} = h(T_2 - T_w) \Rightarrow A = \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda}$

Remplaçant A par sa valeur dans la deuxième équation, B s'écrit alors:

$$B = T_1 - A \ln r_1 = T_1 - \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda} \ln r_1$$

Remplaçons A et B par leurs expressions dans l'équation de la température :

$$T = A \ln r + B = \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda} \ln r + T_1 - \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda} \ln r_1 = T_1 - \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda} \ln \frac{r}{r_1}$$

Donc, l'équation de la température est:

$$T = T_1 - \frac{r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda} \ln \frac{r}{r_1} \quad (\text{II.16})$$

Le profil de la température dans la zone couche limite est intégrée dans l'équation de la variance d'enthalpie:

$$dv_h = \frac{\mu_t}{Pr_t} (\nabla h)^2 - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k}$$

Or $h = C_p T$, ce qui donne: $\nabla h = \frac{\partial h}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} (C_p T) = C_p \frac{\partial}{\partial r} (T) = - \frac{C_p r_2 h(T_2 - T_w)}{\lambda r} = \frac{C_p r_2 q}{\lambda r}$

Donc, l'équation de la variance est :

$$dv_h = 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{r \lambda} \right)^2 - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.17})$$

Or, l'enthalpie est calculée dans le volume global dans la zone, De ce fait, l'intégrale volumique est utilisée dans le volume total pour passer aux grandeurs globales dans la chambre:

$$\iiint dv_h dV = \iiint \left(2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{r \lambda} \right)^2 - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \right) dV \quad (\text{II.18})$$

Le terme du membre de gauche s'écrit: $\iiint dv_h dV \cong dv_h V$

Le premier terme du membre de droite, correspondant au terme de production de la variance d'enthalpie, est dû au transfert de chaleur à la paroi. Ce terme de production est décomposé en deux termes:

$$\iiint_V \left(2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \tilde{h}_s}{\partial x_i} \right)^2 \right) dV = \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_0^{R-\delta} 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \tilde{h}_s}{\partial x_i} \right)^2 dV + \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^R 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \tilde{h}_s}{\partial x_i} \right)^2 dV$$

Le premier terme du membre de droite est nul car la température de la zone centrale est supposée uniforme, par conséquent la variance d'enthalpie y est nulle. Le terme de production s'écrit alors:

$$\iiint 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \tilde{h}_s}{\partial x_i} \right)^2 dV \cong \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^R 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \tilde{h}_s}{\partial x_i} \right)^2 dV$$

Or $dV = r dr d\theta dz$,

$$\begin{aligned} \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^R 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{r \lambda} \right)^2 dV \\ = 2 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{\lambda} \right)^2 \int_0^H \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^R \left(\frac{1}{r} \right)^2 r dr d\theta dz = 2\pi H \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{\lambda} \right)^2 \ln \frac{R}{R-\delta} \end{aligned}$$

Le troisième terme s'écrit:

$$\iiint (C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k}) dV \cong C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} V$$

Donc, l'équation globale la variance d'enthalpie sera :

$$dv_h V = 4\pi H \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p r_2 q}{\lambda} \right)^2 \ln \frac{R}{R-\delta} - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} V \quad (\text{II.19})$$

$$\text{Or, } V = \pi r_2^2 H \rightarrow dv_h = \frac{4\pi r_2^2 H}{\pi r_2^2 H} \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p q}{\lambda} \right)^2 \ln \frac{R}{R-\delta} - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k}$$

Finalement, l'équation différentielle de la variance de l'enthalpie, dans le cas dans l'ensemble de la chambre de combustion, est :

$$dv_h = 4 \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{C_p q}{\lambda} \right)^2 \ln \frac{R}{R-\delta} - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.20})$$

Pour fermer cette équation, un modèle de couche limite et un modèle de turbulence sont nécessaires.

2.2.2.5 Modèle d'épaisseur de la couche limite

Une équation de l'épaisseur de la couche limite est obtenue à partir de l'équation d'énergie pour un volume de contrôle infinitésimal[86], [101]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u)}{\partial x_i} = -\frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.21})$$

Avec les hypothèses suivantes:

- Les gradients normaux à la surface de paroi sont plus importants que ceux parallèles.

- La vitesse d'écoulement est parallèle à la surface du piston.
- Le gradient de pression est négligeable (pression uniforme).
- L'énergie dissipée par viscosité, l'effet Dufour et la diffusion d'enthalpie sur le flux d'énergie sont négligeables.
- Les transferts de chaleur par radiation sont négligeables.
- Le gaz est considéré comme idéal.

Pour certains phénomènes, tel que '*wall-quenching*', l'interaction entre le mouvement de l'écoulement de fluide (turbulence) et la cinétique chimique dans la zone couche limite peut être isolé du mouvement de mélange de la zone centrale. Cette hypothèse permet la résolution de l'équation bilan d'énergie dans la zone de couche limite avec un modèle monodirectionnel[102]–[104]. Par ailleurs, les principaux phénomènes de transfert de chaleur entre les gaz et la paroi se présentent dans la couche mince à proximité de la paroi, et l'épaisseur de la couche est très faible par rapport au rayon de courbure de la surface de paroi [103]. Donc, on suppose que le flux de chaleur à travers la paroi du cylindre est effectivement unidirectionnel et normal à la surface de la chambre de combustion[104].

En utilisant la relation entre l'énergie interne et l'enthalpie, l'équation d'énergie sera:

$$\int_0^\delta \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) dy + \int_0^\delta \frac{\partial}{\partial y}(\rho v h) dy - \int_0^\delta \frac{\partial P}{\partial t} dy = - \int_0^\delta \frac{\partial q}{\partial t} dy \quad (\text{II.22})$$

Rappel : Théorème de Liebnitz : f et g sont deux fonctions dérivables, alors :

$$\frac{d}{dx} \int_{x=a}^{x=b} F(x, t) dx = \int_a^b \frac{\partial F}{\partial x} dx + \frac{db}{dt} F(b, t) - \frac{da}{dt} F(a, t) \quad (\text{II.23})$$

Le premier terme du membre de gauche de l'équation II.22 est développé en utilisant le théorème de Liebnitz:

$$\begin{aligned} \int_0^\delta \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) dy &= \frac{d}{dt} \int_0^\delta (\rho h) dy + \rho h \frac{d\delta}{dt} = \rho \frac{d}{dt} \int_0^\delta (h) dy + \rho h \frac{d\delta}{dt} \\ &= \rho h \delta + \rho h \frac{d\delta}{dt} \end{aligned} \quad (\text{II.24})$$

Le deuxième terme du membre de gauche est négligeable du fait que le transfert est radial unidirectionnel et la vitesse des particules est parallèle aux parois.

Le troisième terme du membre de gauche s'écrit :

$$\int_0^\delta \frac{\partial P}{\partial t} dy = \frac{dP}{dt} \int_0^\delta dy = \delta \frac{dP}{dt} \quad (\text{II.25})$$

Le terme du membre de droite représente les pertes dans le volume de contrôle :

$$\int_0^\delta \frac{\partial q}{\partial t} dy = -q_w \quad (\text{II.26})$$

Donc, l'équation devient:

$$\rho h \delta + \rho h \frac{d\delta}{dt} + \delta \frac{dP}{dt} = -q_w \quad (\text{II.27})$$

En réarrangeant cette dernière équation, la variation de l'épaisseur de la couche limite au cours de temps s'écrit :

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{-\delta(\frac{dP}{dt} + \rho h) - q_w}{\rho h} \quad (\text{II.28})$$

Durant cette étude, un modèle à deux zones a été développé dans un premier temps. Ce modèle décompose la chambre de combustion en une zone centrale et une zone de couche limite. Cette zone échange de la masse et de l'énergie avec la zone centrale. L'épaisseur de cette zone change au cours du temps suivant l'équation ci-dessus. Les résultats de cette approche ont montré une combustion brutale dans la zone de couche limite et ont conduit à l'approche à une zone exposée ci-dessus, où cette zone de couche limite est prise en compte uniquement dans l'équation de la PDF de température. Plus des détails sur le modèle à deux-zones et ses résultats sont exposés en annexe III.

2.2.2.6 Modèle 0D K-k de turbulence

Le modèle de turbulence utilisé dans cette étude est un modèle 0D, basé sur la cascade d'énergie, appliqué durant la compression et la détente[105]. Ce modèle est utilisé aussi dans le cas de combustion en mode HCCI dans le but d'évaluer l'échelle temporelle de turbulence[106].

La vitesse moyenne u et l'intensité turbulente u' sont déduites de l'énergie cinétique moyenne et turbulente :

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2}u^2 \\ k &= \frac{1}{2}u'^2 \end{aligned} \quad (\text{II.29})$$

Durant la phase de compression et de détente, la variation de l'énergie cinétique moyenne et celle turbulente sont :

$$\begin{aligned} \frac{dK}{dt} &= -P \\ \frac{dk}{dt} &= P - \varepsilon + P_{amp} \end{aligned} \quad (\text{II.30})$$

La variation de l'énergie cinétique moyenne turbulente est due au terme de production:

$$P = \nu_t c_\beta \left(\frac{u}{L}\right)^2 \quad (\text{II.31})$$

Où $\nu_t = c_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon}\right)$ est la viscosité turbulente avec c_μ est le coefficient de viscosité turbulente et $\varepsilon = \frac{u'^3}{l} = \frac{1}{l} \left(\frac{2k}{3}\right)^{3/2}$ où l est la taille caractéristique: $l = \min\left\{\frac{4V}{\pi B^2}; \frac{B}{2}\right\}$ V est le volume de la chambre de combustion et B est l'alésage. c_β constante à ajuster (pris égale à 1). L représente l'échelle de longueur géométrique : $L = V/(\pi B^2/4)$

Durant la compression et la combustion, l'énergie cinétique turbulente est amplifiée par la déformation rapide du mélange (en anglais: *Rapid Distortion*) et le changement de la densité du mélange:

$$P_{amp} = 3u' \frac{du'}{dt} \quad (\text{II.32})$$

Par application de la conservation de la masse et l'équation de la quantité de mouvement durant la phase de déformation rapide, le terme $\frac{du'}{dt}$ s'écrit comme suit: $\frac{du'}{dt} = \frac{u'}{3\rho} \frac{d\rho}{dt}$

Le terme d'amplification de l'énergie cinétique turbulente devient:

$$P_{amp} = -\frac{2}{3}k \frac{dV}{Vdt} \quad (II.33)$$

Finalement, l'équation de l'énergie cinétique moyenne est:

$$\frac{dK}{dt} = -2c_\mu c_\beta \frac{K}{L^2} \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (II.34)$$

Et l'équation de l'énergie cinétique turbulente est:

$$\frac{dk}{dt} = 2c_\mu c_\beta \frac{K}{L^2} \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right) - \frac{2}{3}k \frac{dV}{Vdt} - \varepsilon \quad (II.35)$$

Les conditions initiales de l'énergie cinétique moyenne et turbulentes sont évaluées à partir de la vitesse moyenne du piston:

$$K = \frac{1}{2} S_p^2 \text{ et } k = \frac{3}{2} S_p^2 \quad (II.36)$$

Avec $S_p = 2 * C * N$ (C= course en m, N= régime moteur en tr/min).

2.2.2.7 Schéma cinétique PRF+ozone

Dans cette étude, le code 'SENKIN', développé par Lutz *et al.*[107] au laboratoire de recherche Sandia National Laboratoire, a été modifié. Dans ce modèle à une zone, le module 'enceinte adiabatique à volume variable' a été choisi. Dronniou[85] a mis en place les équations du système bielle-manivelle pour décrire l'évolution du volume dans le cylindre au cours d'un cycle moteur et pour décrire les pertes thermiques à la paroi, la corrélation de Woschni a été utilisée. Par ailleurs, le solveur DASAC a été remplacé par le solveur DASSL.

Le code CHEMKIN II a été choisi pour évaluer le taux de production/destruction local $\dot{\omega}_k$ de chaque espèce k présente dans le schéma cinétique. Le schéma cinétique détaillé utilisé dans cette étude est le schéma de PRF issu de la littérature [108], [109] couplé avec le sous schéma de l'ozone développé par Halter *et al.*[110]. Ce dernier est validé expérimentalement pour une combustion de méthane/air/ozone suivant une richesse allant de 1 à 1.3, une pression égale à 1 bar et température de 300 K. Le schéma détaillé qui en résulte comportait 1037 espèces et 4255 réactions dont la plupart sont réversibles.

2.3 Validation expérimentale du modèle

Les essais expérimentaux ont été réalisés dans le cadre d'une autre thèse[40]. La richesse est fixée à 0.3 et le régime moteur à 1500 tr/min. les deux carburants utilisés dans cette étude sont le n-heptane et l'isooctane. Le n-heptane possède des propriétés physiques proches de celles du diesel et l'isooctane proches de celle de l'essence. La pression initiale, pression d'admission lors de fermeture de la soupape d'admission, est prise comme point de

référence pour le début de la simulation. La température initiale est évaluée à partir de la pression d'admission et de la masse totale admise en utilisant la loi des gaz parfaits.

Tableau 5: caractéristiques du moteur HCCI

Type du moteur	PSA DW10
cylindrée (cm ³)	499
diamètre (cm)	8.5
course (cm)	8.8
Longueur bielle (cm)	14.5
Taux de compression	16:1
IVC (deg bTDC)	110
EVO (deg aTDC)	190

L'instant de fermeture de la soupape d'admission est représenté par (*Inlet Valve Closed* IVC) et l'instant d'ouverture de soupape d'échappement par (*Exhaust Valve Opened* EVO). *before Top Dead Center* (bTDC) correspond à l'angle vilebrequin avant point mort haut et *after Top Dead Center* (aTDC) à l'angle vilebrequin après point mort haut.

2.3.1 Validation préliminaire du modèle

Dans cette partie, tout d'abord, les tendances de la stratification de la température au cours du cycle sont présentées. Ensuite, une étude d'identification du mode de combustion est effectuée. Par la suite, l'utilité de l'utilisation de l'approche de la PDF présumée est présentée. Puis, le choix de la PDF est indiqué dans cette étude. Enfin, les tendances des termes prépondérants sont examinées dans chaque sous-modèle utilisé en portant une attention particulière aux modèles de couche limite et de turbulence.

2.3.1.1 Stratification de la température à l'intérieur de la chambre de combustion

Comme il est montré dans la littérature, le déroulement de la combustion est très dépendant de la température locale du mélange. De même, le régime de la combustion (auto-inflammation, propagation de la flamme ou rétrécissement de la flamme) dépend de l'ampleur de la stratification de la température[94].

Le but de cette section est de représenter la stratification de la température dans la chambre de combustion durant la phase de compression, combustion et détente ainsi qu'identifier le régime de combustion prépondérant. Les conditions expérimentales utilisées sont: richesse égale à 0.3, régime moteur à 1500 tr/min, carburant n-heptane et 10 ppm d'ozone.

La Figure 51 illustre la fluctuation de la température en fonction de l'angle vilebrequin. Pendant la phase de compression, la stratification de la température diminue, comme la montre la Figure 51, en raison de l'augmentation du terme de dissipation, image de la turbulence, comme le montre la Figure 52. En fait, la turbulence tend à diminuer la stratification de la température dans la chambre de combustion. Lorsque la combustion débute, la stratification de la température diminue rapidement. La stratification de la température est d'environ 9.47 K avant de la combustion. Durant la flamme froide, elle diminue de 9.4 à 9.2 K. Puis, durant la flamme principale, elle diminue de 9.1 à 8.9 K. Durant la phase de détente, la stratification de la température augmente en raison du rôle majeur des pertes de chaleur à travers de parois et diminution du taux de dégagement de chaleur.

La stratification de la température est fortement affectée par le transfert de chaleur à travers les parois et le déroulement de la combustion. La Figure 53 compare les ordres de grandeur relatifs du taux de dégagement de chaleur dû à la combustion et des pertes aux parois. Par exemple, au point mort haut (PMH), le taux de dégagement de chaleur atteint 10.2 MJ/CAD tandis que les pertes aux parois sont de l'ordre de 0.135 MJ/CAD. La majorité du mélange est brûlée en raison du fort taux de dégagement de chaleur dégagé. Le taux de dégagement de chaleur est le résultat de l'auto-inflammation locale; cet effet montre une augmentation de la température des gaz frais qui permet d'initier la combustion dans les zones des gaz frais proches de celles de l'auto-inflammation, et entraîne une diminution de la stratification de la température dans la chambre de combustion. Les pertes de chaleur à travers les parois demeurent importantes durant la phase de combustion et diminuent durant la phase détente. La valeur des pertes de chaleur durant la phase de détente est supérieure à celle durant la compression; cet effet favorise la stratification de la température durant cette phase.

Dec. *et al.*[98] ont trouvé que la stratification de température avant la combustion est de l'ordre de 13.3 K en utilisant la technique thermométrie dans un moteur optique HCCI. Dans la présente étude, la stratification thermique avant la combustion est de l'ordre de 9.4 K, donc légèrement inférieures à celle trouvée par Dec. *et al.*[98]. Les pertes de chaleur dans un moteur optique sont plus importantes qu'un moteur opaque; ce qui augmente la stratification de la température et contribue à surestimer les pertes de chaleur. Par ailleurs, l'ordre de grandeur estimé pour la stratification de température (9.4 K) montre que le régime de combustion s'effectue majoritairement par auto-inflammation[94].

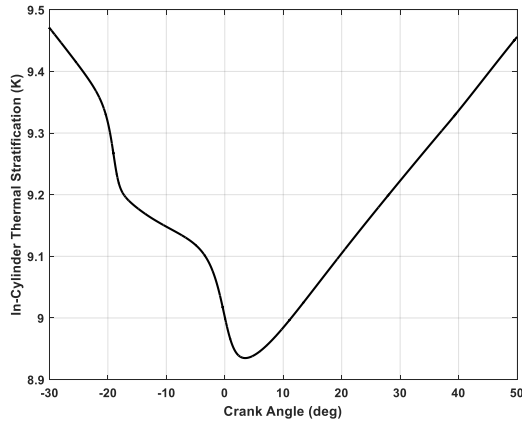


Figure 51: stratification de la température au cours du cycle; carburant utilisé : n-heptane; régime moteur: 1500 pm; richesse: 0.3; concentration d'ozone: 10.1 ppm

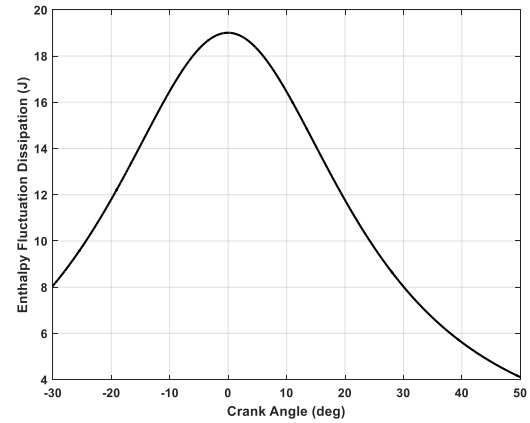


Figure 52: terme de dissipation de la variance d'enthalpie; carburant utilisé : n-heptane; régime moteur: 1500 pm; richesse: 0.3; concentration d'ozone: 10.1 ppm

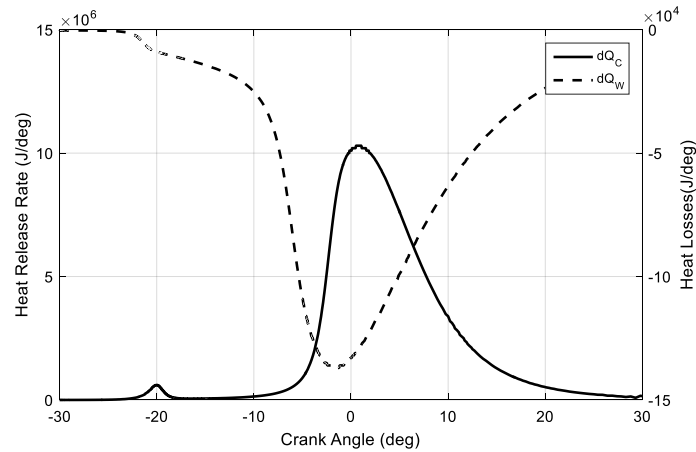


Figure 53: taux de dégagement de chaleur et pertes aux parois fonction de l'angle vilebrequin; carburant utilisé : n-heptane; régime moteur: 1500 pm; richesse: 0.3; concentration d'ozone: 10.1 ppm

2.3.1.2 Mode de combustion dans le moteur HCCI

L'objet de cette section est d'identifier, a priori, le mode de combustion prépondérant correspondant aux conditions de fonctionnement du moteur pour cette étude. Pour cela, le nombre de Damköhler est utilisé pour classifier le mode de combustion. Ce nombre représente le rapport entre un temps caractéristique de la turbulence τ_t avec celui de la réaction chimique τ_c , et est défini comme suit:

$$Da = \frac{\tau_t}{\tau_c} = \frac{l_T/w}{\delta_L/S_L} \quad (II.37)$$

Où l_T est l'échelle intégrale, w est la fluctuation de la vitesse (ou intensité turbulente), δ_L est l'épaisseur de la flamme laminaire, S_L est la vitesse de la flamme laminaire.

L'échelle intégrale de turbulence l_T est déterminée à l'aide du modèle 0D K-k de turbulence et est définie par:

$$l_T = \frac{w^3}{\epsilon} \quad (\text{II.38})$$

L'épaisseur de la flamme laminaire δ_L est définie par:

$$\begin{aligned} \delta_l &= 2\delta_l^0 \left(\frac{T_b}{T_u}\right)^{0.7} \\ \delta_l^0 &= \frac{D_{th}}{S_L^0} \end{aligned} \quad (\text{II.39})$$

Où δ_l^0 , S_L^0 sont l'épaisseur et la vitesse de la flamme laminaire dans des conditions standards ($P_0 = 1 \text{ atm}$, $T_0 = 298K$), T_b est la température des gaz brûlés et $D_{th} = \frac{\lambda_u}{c_{p,u}\rho_u}$ est la diffusivité thermique du mélange avec λ_u , $c_{p,u}$ et ρ_u étant la conductivité thermique, la chaleur spécifique à pression constante et la masse volumique des gaz frais.

La vitesse de la flamme laminaire S_L est évaluée à l'aide de la corrélation établie par Metghalchi *et al.* [111] :

$$S_L = S_L^0 \times \left(\frac{T_u}{T_{u,ref}}\right)^\alpha \times \left(\frac{P}{P_{u,ref}}\right)^\beta \times F_{dil} \quad (\text{II.40})$$

Où T_u est la température des gaz frais et P est la pression cylindre au moment de l'auto-inflammation et F_{dil} est un facteur qui représente le taux de dilution.

La vitesse de la flamme laminaire S_L^0 , les coefficients α et β sont évalués respectivement comme suit [111] :

Pour le cas de l'isooctane :

$$\begin{aligned} S_L^0 &= 26.32 - 84.72 \times (\phi - 1.13)^2 \\ \alpha &= 2.18 - 0.8 \times (\phi - 1) \\ \beta &= -0.16 + 0.22 \times (\phi - 1) \end{aligned} \quad (\text{II.41})$$

Le facteur qui permet de prendre en compte l'effet de la dilution est évalué à l'aide de la corrélation proposée Rhodes *et al.* [112]:

$$F_{dil} = 1 - f \times X_{dil} \quad (\text{II.42})$$

Où X_{dil} est la fraction massique du diluant et le coefficient f est exprimé comme suit:

$$\begin{aligned} f &= 2.1 + 1.33 \times Y_{dil} \text{ pour } 0 < Y_{dil} < 0.2 \\ f &= 2.5 \text{ pour } 0.2 < Y_{dil} < 0.476 \end{aligned} \quad (\text{II.43})$$

Où Y_{dil} est la fraction molaire du diluant. Dans cette corrélation, le diluant peut être formé par une composition de N_2 et CO_2 [112] ou par la composition d'un EGR réel [113].

La corrélation de la vitesse de flamme laminaire est validée pour une richesse comprise entre 0.7 et 1.7. Dans cette étude, la richesse du mélange air-isooctane est de 0.3. Afin d'avoir une évaluation de la vitesse de flamme laminaire dans ces conditions, nous considérons un prémélange air-carburant dans les proportions stœchiométriques, dilué avec une quantité d'air équivalente à un prémélange à la richesse 0.3. La fraction molaire de l'excès d'air, pour une combustion à la richesse de 0.3, est donc assimilée à la fraction molaire du diluant, soit $Y_{dil} = 0.696$. Il faut noter ici que cette approximation suppose que

l'effet de la variation de la chaleur spécifique entre une dilution par l'air et une dilution par du N_2 pur est négligeable sur la vitesse de flamme laminaire. Par ailleurs, même si la fraction d' O_2 en excès ne participe effectivement pas à la réaction et joue le rôle de diluant, la réactivité du milieu peut être modifiée, comparativement à un diluant composé uniquement d'espèces inertes, en raison de l'amélioration de la probabilité d'avoir un mélange localement inflammable. Cet effet, qui a peu d'impact sur la vitesse de flamme laminaire[114], est ici négligé.

Les résultats de simulation du modèle développé montrent que le nombre de Damköhler varie entre 0.53 et 1.7 durant la phase de combustion. Sur la base du diagramme de Borghi [115], les modes de combustion, en particulier pour des valeurs de Damköhler proches de 1, sont classifiés comme suit :

- *Flammes épaissies ($Da < 1$)*: les mouvements turbulents ont des temps caractéristiques plus courts que ceux des réactions chimiques : le mélange des réactifs est donc assuré par la turbulence et la vitesse de réaction est contrôlée par la cinétique de la réaction. La flamme est dite « épaissie » car la notion d'interface entre les gaz frais et les gaz brûlés n'est plus adaptée à ce régime où l'on définit plutôt une zone de réaction. Ce régime est appelé « réacteur homogène ».
- *Flammes plissées-épaissies ($Da > 1$ et $Ka > 1$)*: le temps caractéristique de la turbulence est toujours plus important que celui de la chimie, mais les échelles de Kolmogorov sont plus petites que l'épaisseur de la flamme et sont capables de modifier la structure intérieure de la flamme. Ce régime est défini comme « régime de flamme plissées-épaissies » ou « régime de combustion distribuée ».

En pratique, il a été montré que pour un nombre de Damköhler inférieur à 3, le régime de combustion dominant est la combustion en masse multi-sites[116]. Par conséquent, le régime de combustion dominant dans le cas de cette étude est le régime d'auto-inflammation, ce qui confirme l'hypothèse initiale de propagation de la combustion par effet de compressibilité.

2.3.1.3 Utilité d'utilisation de la PDF

Afin d'illustrer l'impact de la PDF dans le modèle, une comparaison avec un modèle à une zone homogène est effectuée. Les résultats du taux de dégagement de chaleur, illustrés en Figure 54, montrent que la présence de la stratification de température permet d'augmenter légèrement le délai d'auto-inflammation de la flamme froide, de diminuer l'amplitude des flammes froide et principale et d'augmenter la durée de la combustion par rapport à celle du modèle homogène. Quant à la pression cylindre, illustrés en Figure 55, le taux d'élévation de la pression (*Pressure Raise Rate PRR*) diminue durant les deux flammes lorsque la stratification est prise en compte.

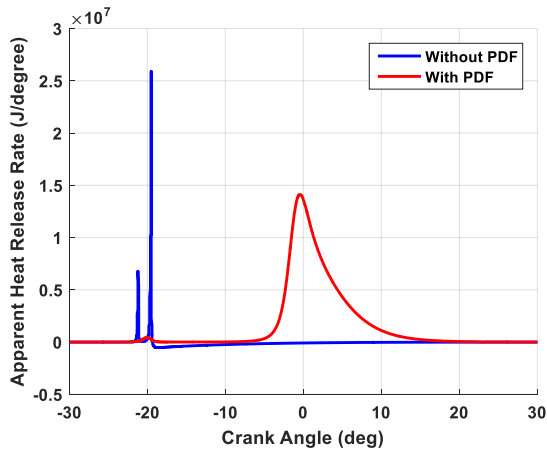


Figure 54: taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle vilebrequin

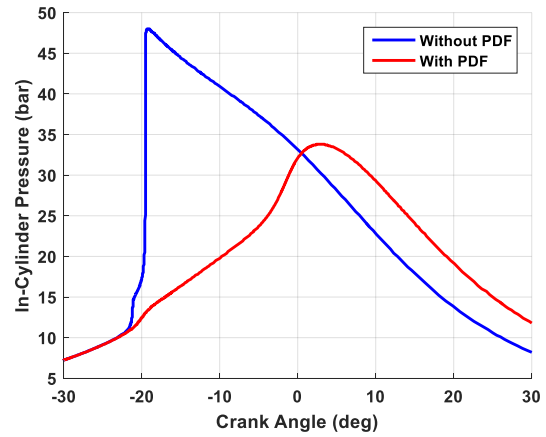


Figure 55: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin

Par ailleurs, l'impact de la PDF durant la phase de combustion est testé. Pour cela, l'angle (-8 CAD) est choisi comme un angle où la présence de la stratification est arrêtée. Les résultats illustrés en Figure 56 montrent que la combustion s'emballe instantanément dans la chambre de combustion lorsque la stratification de la température n'est plus prise en compte.

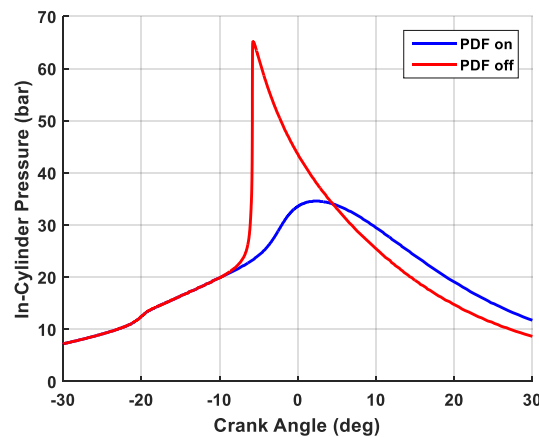


Figure 56: pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin

2.3.1.4 Choix de la fonction de PDF

Il existe dans la littérature trois principaux types de fonction de densité de probabilité : la loi gaussienne, la loi gaussienne tronquée et la loi bêta-PDF. La loi gaussienne présente une distribution symétrique. La loi gaussienne tronquée est une loi conditionnelle dérivée de la loi gaussienne. Cette loi permet d'ajuster la forme de la distribution grâce au test de normalité et du degré d'asymétrie. La distribution de la loi bêta-PDF dépend de deux paramètres (alfa et bêta) et peut prendre plusieurs formes.

Dans cette étude, deux PDF: la loi gaussienne et la loi bêta-PDF sont testées pour comparer leurs influences sur le taux de dégagement de chaleur, la pression cylindre et la masse de carburant brûlée.

La loi gaussienne tend à avancer les deux flammes par rapport à la loi bêta-PDF, comme le montre la Figure 57. La durée de la combustion est moins élevée lorsque la loi bêta-PDF est utilisée. La pression cylindre maximale est plus élevée lors de l'utilisation de la distribution gaussienne (Figure 58). Le taux de dégagement de chaleur cumulé montre que la distribution gaussienne engage une masse de carburant brûlé plus importante que celle de la loi bêta-PDF. Le rendement de la combustion dans le cas de la gaussienne est de l'ordre de 85% tandis que lors d'utilisation de la loi bêta-PDF, il est de l'ordre de 80%.

Au final, il paraît que la distribution bêta-PDF a été retenue dans ce travail car elle n'impose aucune condition de distribution symétrique, ce qui la rend plus adaptable à différentes conditions de fonctionnement.

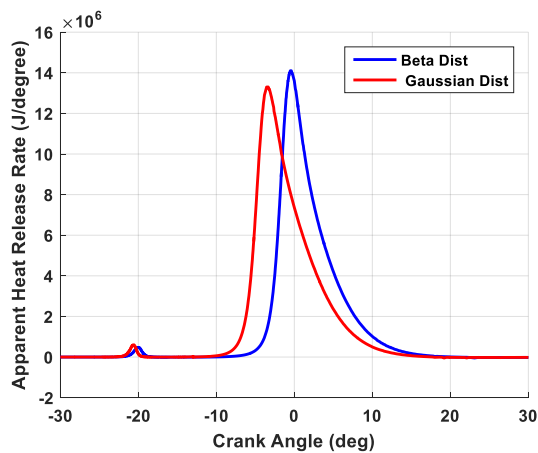


Figure 57: influence du choix de la fonction PDF sur le taux de dégagement de chaleur

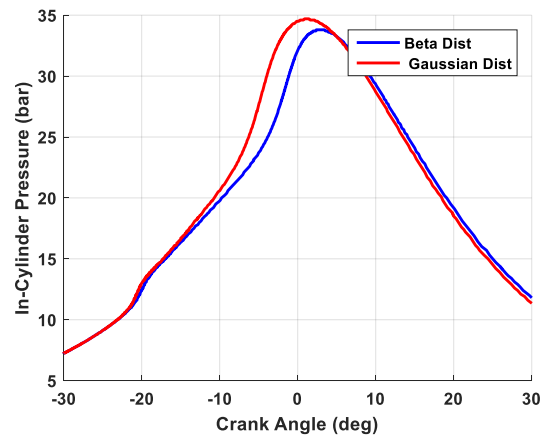


Figure 58: influence du choix de la fonction PDF sur la pression cylindre

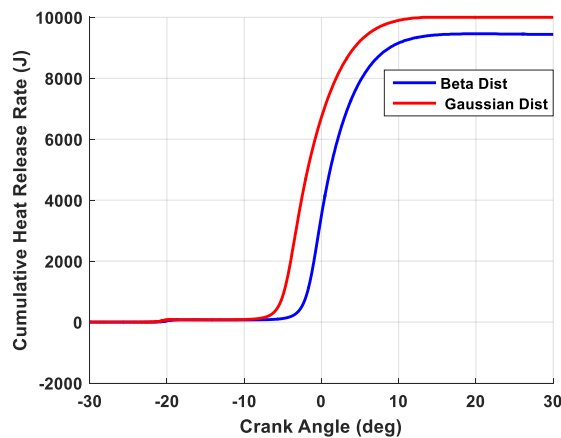


Figure 59: influence du choix de la fonction PDF sur le taux de dégagement de chaleur cumulé

2.3.1.5 Epaisseur de la couche limite thermique

Le but de cette section est de montrer l'impact de la couche limite thermique pendant la phase de combustion. L'épaisseur de la couche limite devient plus importante lorsque la

combustion se produit. En fait, la combustion se déclenche dans la zone centrale de la chambre de combustion où la température est la plus élevée. La chaleur générée dans cette zone est transférée vers la zone de la couche limite où la température est plus faible. Une partie de cette chaleur est perdue au travers des parois du cylindre. L'épaisseur de la couche limite durant la phase de combustion permet d'identifier le pourcentage de la masse concernée par cette zone. Comme le montrent les Figure 60 et Figure 61, l'épaisseur de la couche limite avant la combustion reste constante. Durant la combustion, la couche limite représente environ 35% et 40% du volume total de la chambre de combustion respectivement dans le cas du n-heptane et de l'isooctane, ce qui est en accord avec les ordres de grandeurs publiés dans la littérature[117].

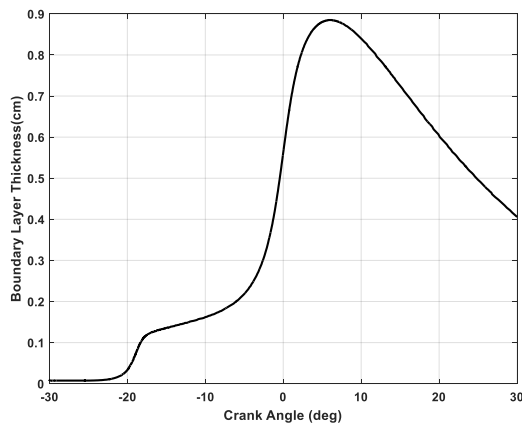


Figure 60: variation de l'épaisseur de la couche limite au cours du cycle; carburant utilisé : n-heptane

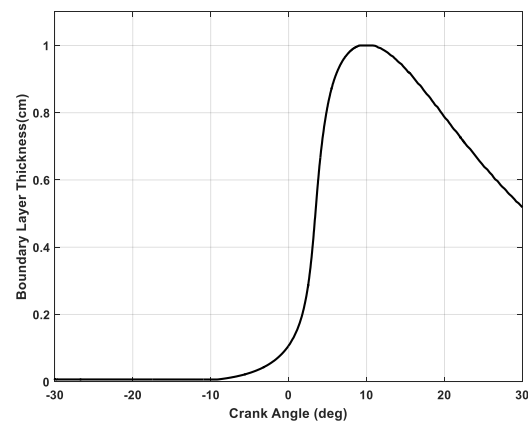


Figure 61: variation de l'épaisseur de la couche limite au cours du cycle; carburant utilisé : isooctane

2.3.1.6 Modèle de turbulence

Deux étapes indépendantes sont suivies dans cette partie pour valider le modèle de turbulence. Dans la première étape, les évolutions de l'énergie cinétique moyenne, de l'énergie cinétique turbulente, le terme d'amplification de l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation visqueuse sont tracés. L'énergie cinétique moyenne diminue au cours du cycle, comme le montre la Figure 62. Cette énergie moyenne est convertie en énergie cinétique turbulente durant le cycle. La courbe de l'énergie cinétique moyenne représente un point d'inflexion au PMH cela veut dire que la source favorisant le cascade énergétique s'est arrêtée; cette source n'est que le travail du piston. L'énergie cinétique turbulente augmente durant la phase de compression du fait du travail du piston, comme le montre la Figure 63. L'énergie cinétique turbulente est convertie en chaleur par dissipation visqueuse, Figure 65, durant la phase de compression. Le terme d'amplification augmente durant la phase de combustion, comme le montre la Figure 64. Donc, ce modèle permet de représenter macroscopiquement la turbulence et la cascade énergétique dans la chambre de combustion.

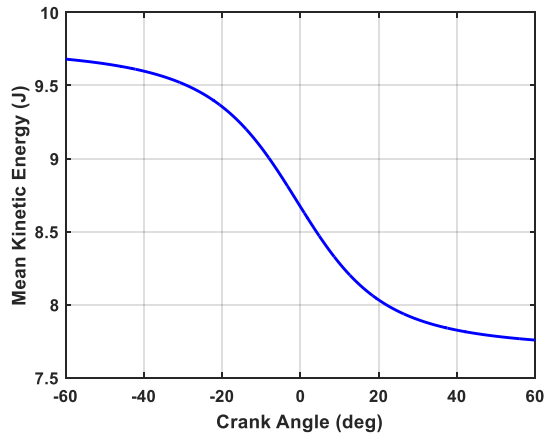


Figure 62: énergie cinétique moyen au cours du cycle

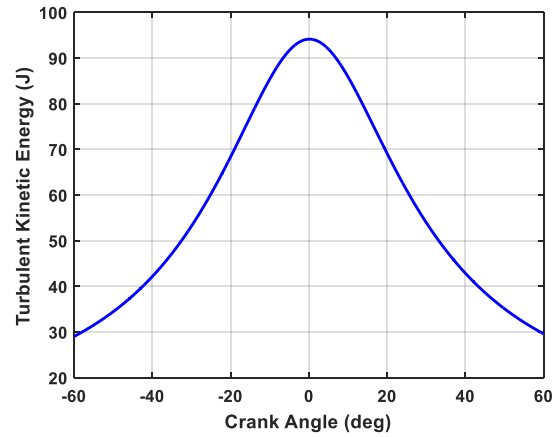


Figure 63: énergie cinétique turbulent au cours du cycle

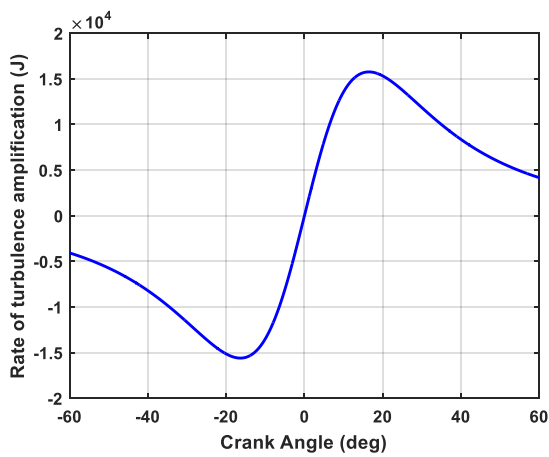


Figure 64: terme d'amplification de l'énergie cinétique turbulent au cours du cycle

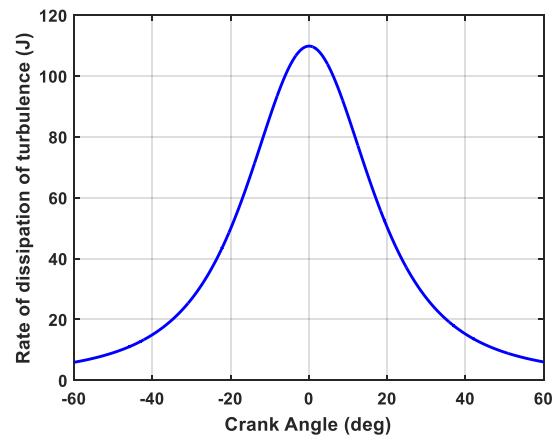


Figure 65: taux de dissipation visqueuse au cours du cycle

Une étude paramétrique du modèle de turbulence est effectuée dans le but d'évaluer l'influence du régime moteur, du taux de compression et de l'angle de fermeture de soupape d'admission sur l'intensité de la turbulence. L'intensité turbulente u' augmente avec l'augmentation du régime. Elle croît de 33% en passant d'un régime de 1000 à 1500 tr/min. De même, l'augmentation du taux de compression favorise l'intensité de la turbulence. Le passage d'un taux de compression de 12 à 16 augmente la vitesse maximale de turbulence de 10%. L'angle de fermeture de soupape d'admission conditionne la valeur maximale de la vitesse de turbulence. Le Tableau 6 montre l'erreur relative de la vitesse de turbulence suivant le choix de l'angle de fermeture de la soupape d'admission. Cette erreur est estimée en prenant le cas (-180 CAD) comme référence. Cette erreur est relativement faible sur l'estimation de la vitesse de turbulence. Cette information est utile pour les conditions initiales de simulation pour le modèle 0D de combustion.

Tableau 6: erreur relative de l'intensité de turbulence; taux de compression 16; régime=1800 tr/min

Angle de fermeture de soupape d'admission (CAD)	Vitesse maximale de u' (m/s)	Erreur relatif (%)
-180	5.91	0
-150	5.82	1.52
-130	5.66	4.2
-110	5.38	8
-90	5	15.4

Dans le cas des simulations actuels (taux de compression=16, régime=1500 tr/min), l'intensité de turbulence maximale est de l'ordre de 4.4 m/s. En revanche, Maroteaux *et al.* [106] ont trouvé que u' est de l'ordre de 5.47 m/s pour un moteur HCCI ayant un taux de compression de 11.68 et un régime 2000 tr/min. Par ailleurs, pour un taux de compression de 9.8 et un régime de 2000 tr/min, une étude par calcul CFD montre que u' est de l'ordre de 3 m/s au PMH [118]. D'autre part, à partir d'une étude LES, u' est de l'ordre de 1.2 m/s pour un taux de compression de 17.2 et un régime de 1200 tr/min pour un piston de forme « bowl » [119]. En conclusion, l'intensité turbulente évaluée à l'aide du modèle de turbulence adopté dans cette étude semble cohérente par rapport à des valeurs extraites de la littérature et évaluées dans des conditions proches de celles de ce travail.

Dans une deuxième étape, l'influence du coefficient de calibration du modèle de turbulence sur l'énergie cinétique turbulente, le taux de dissipation visqueuse et sur le rapport de ces deux, est examinée. Les résultats montrent que l'augmentation du terme de calibration permet de favoriser l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation visqueuse, comme le montrent respectivement les Figure 66 et Figure 67. Le rapport de l'énergie cinétique turbulente sur le taux de dissipation visqueuse n'est pas impacté par le choix de ce coefficient de calibration (Figure 68). A noter que ce rapport est présent dans le terme de dissipation de la variance d'enthalpie. Celle-ci est donc indépendante de la valeur du coefficient de calibration du modèle de turbulence.

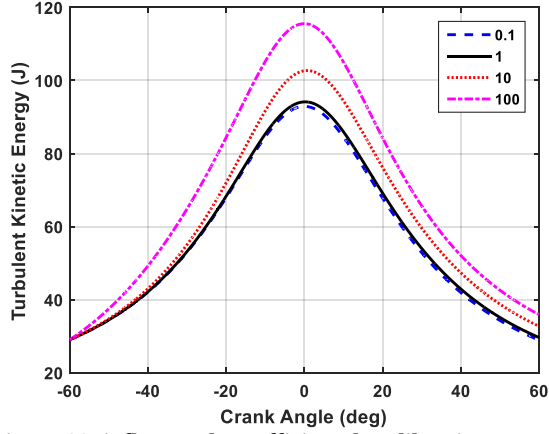


Figure 66: influence du coefficient de calibration sur l'énergie cinétique turbulente

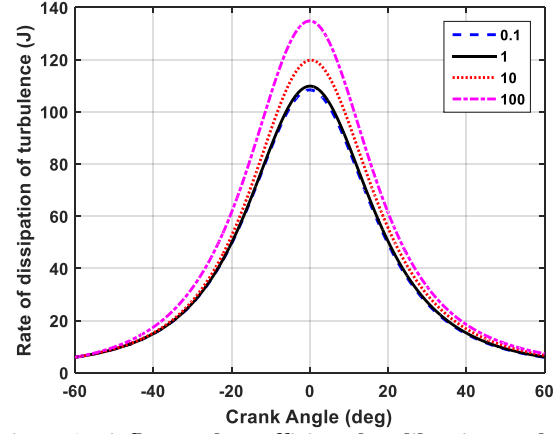


Figure 67: influence du coefficient de calibration sur le taux de dissipation visqueuse

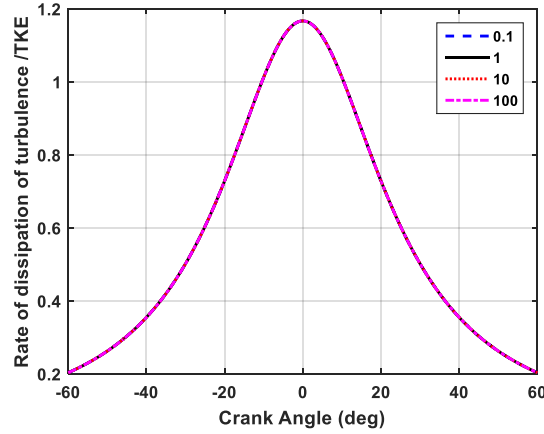


Figure 68: influence du coefficient de calibration sur le rapport de l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation visqueuse

2.3.1.7 Coefficient C_0 : rapport de l'échelle de turbulence et celle thermique

Le coefficient C_0 présent dans le terme de dissipation de la variance d'enthalpie est tracé en fonction de l'angle vilebrequin afin d'estimer sa valeur au cours du cycle. Ce coefficient C_0 représente le rapport entre l'échelle de temps de la turbulence et celle thermique. Un modèle dynamique proposée par Donzis *et al.*[120] qui est fonction du nombre de Reynold turbulent à l'échelle microscopique de Taylor est utilisé:

$$C_0 = C_0(Re_\lambda) = \frac{2(1 + \sqrt{1 + (31/Re_\lambda)^2})}{1 + \sqrt{1 + (92/Re_\lambda)^2}} \quad (II.44)$$

Pour des valeurs de Reynolds modérées et grandes, le coefficient C_0 varie entre 1.9 et 3 [120]. Les résultats montrent que le nombre de Reynold turbulent est compris entre 220 et 340 (Figure 69) et le coefficient C_0 est compris entre 2.5 et 2.7 (Figure 70).

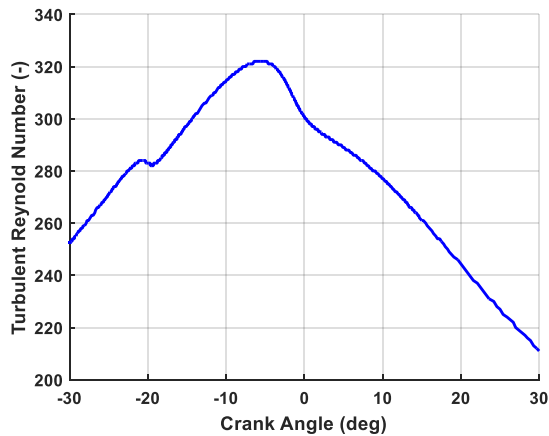


Figure 69: évolution du nombre de Reynold au cours du cycle

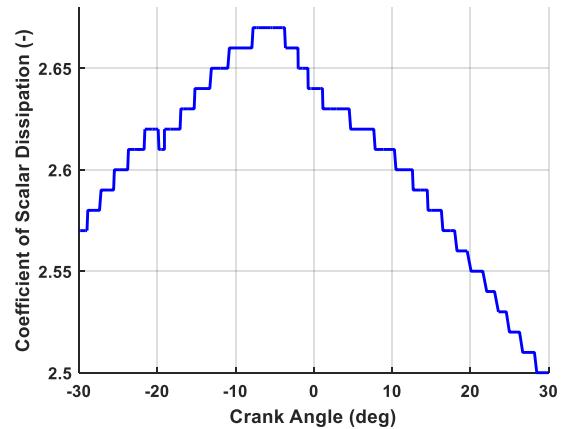


Figure 70: évolution de C_0 au cours du cycle

2.3.2 Validation expérimentale du modèle

2.3.2.1 Comparaison du taux de dégagement de chaleur et de la pression cylindre

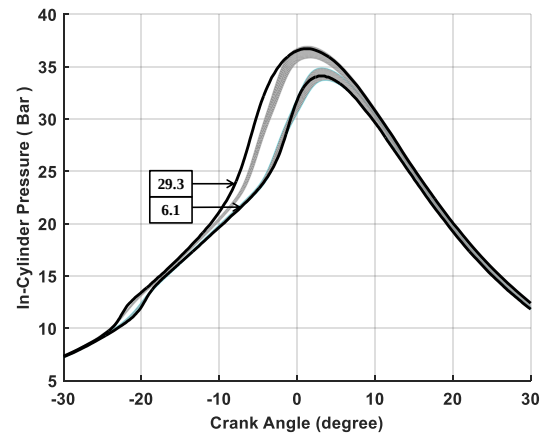
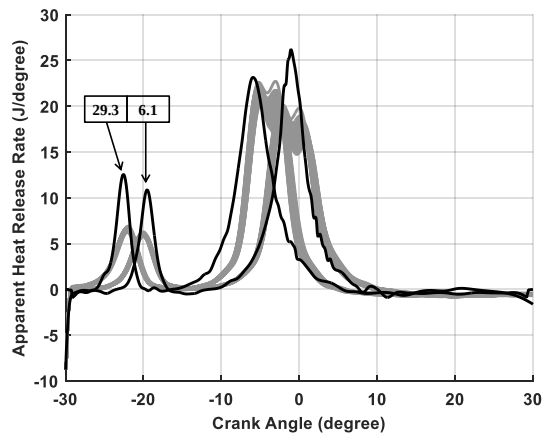
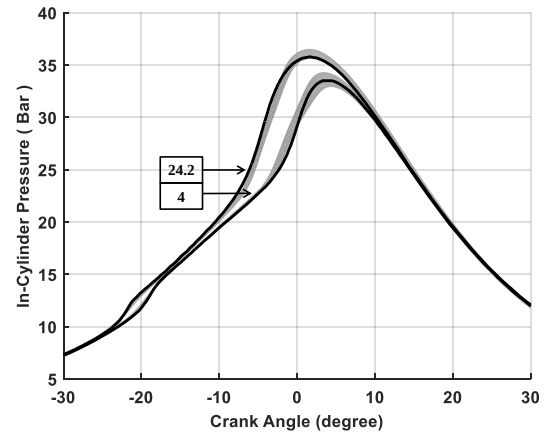
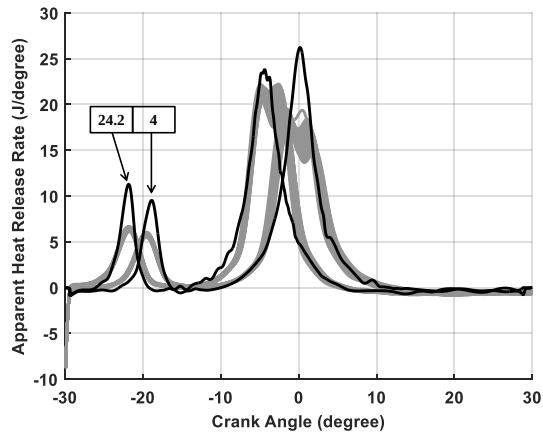
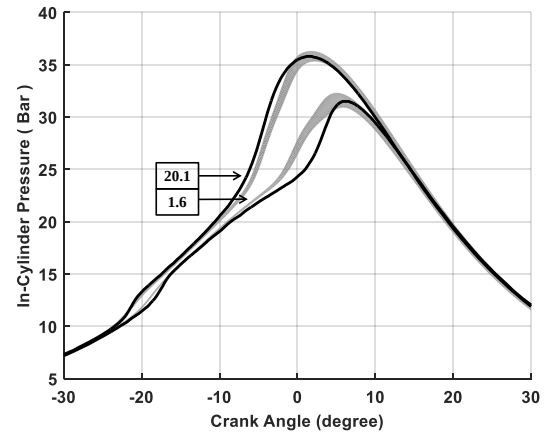
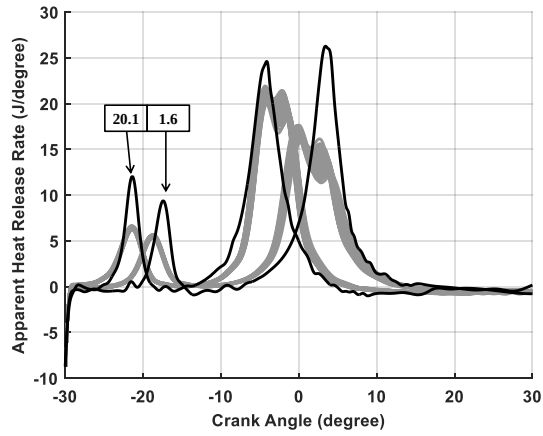
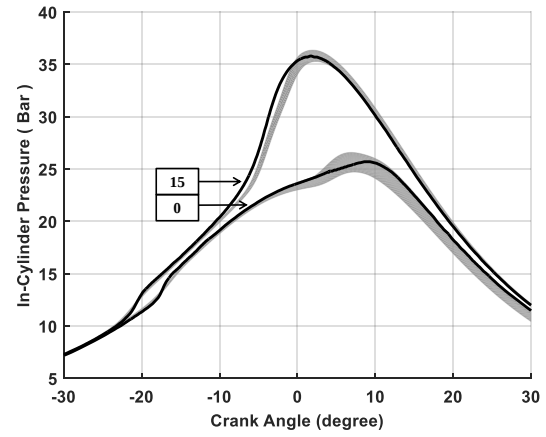
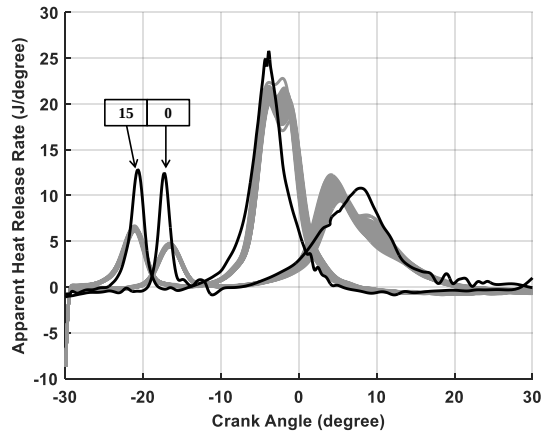
Les résultats expérimentaux sont obtenus en faisant varier la concentration d'ozone. Les carburants utilisés sont le n-heptane et l'isooctane. Le point de fonctionnement choisi est de richesse égale à 0.3 et un régime de 1500 tr/min pour différentes concentrations d'ozone. Tous les résultats de simulation présentés sont obtenus en utilisant un seul jeu de paramètres de recalage des sous-modèles (modèles de pertes aux parois, modèle de turbulence).

Les Figure 71 et Figure 72 montrent les diagrammes du taux de dégagement de chaleur et de la pression en fonction de l'angle vilebrequin. Les courbes en gris représentent 100 cycles enregistrés durant l'expérience. La courbe en noir correspond au résultat de la simulation. Le nombre dans le carré représente la concentration d'ozone en partie-par million (ppm).

Les résultats de simulation, aussi bien pour la pression dans le cylindre que pour le taux de dégagement de chaleur apparent, montrent un bon accord avec les données expérimentales pour le n-heptane et l'isooctane pour les différentes concentrations d'ozone utilisées. Les résultats expérimentaux, sans ajout d'ozone, montrent un retard important du taux de dégagement de chaleur correspondant à la flamme principale. Les résultats de simulation capturent cette déviation avec un léger écart temporel : pour le n-heptane on constate un délai de 3 CAD et pour l'isooctane 2 CAD. Le modèle démontre sa capacité à capturer le phasage de la flamme froide et de la flamme principale aussi bien pour le n-heptane que pour l'isooctane.

Cas n-heptane :

CHAP 2: MODÈLE PHYSIQUE 0D DE LA COMBUSTION POUR LE MOTEUR HCCI



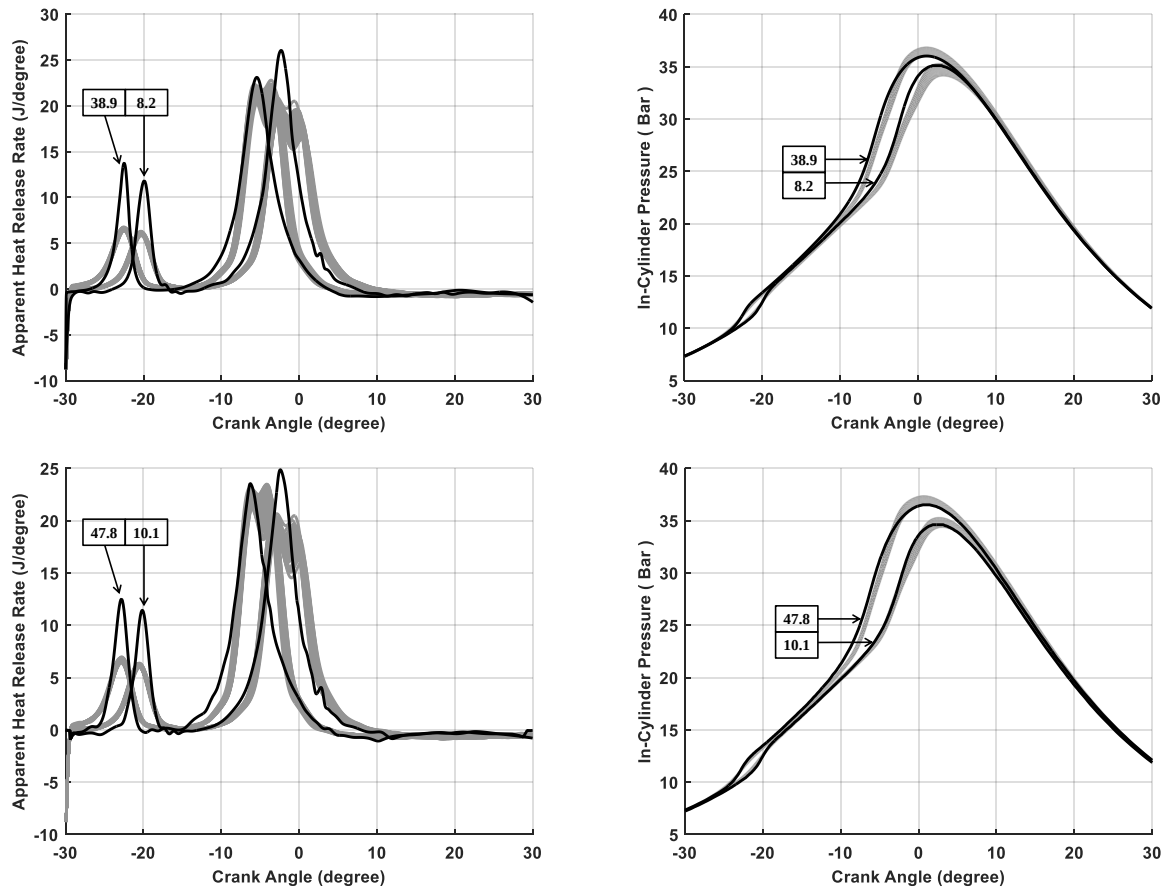
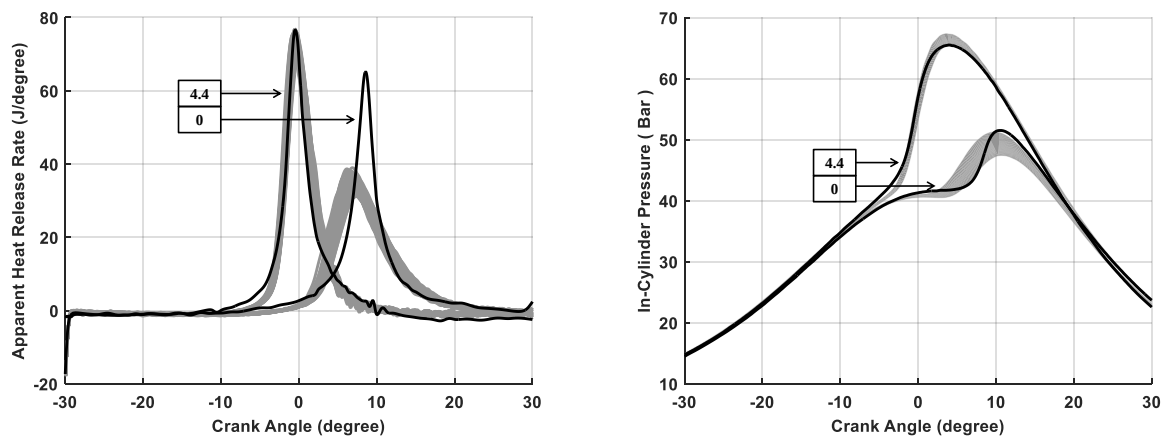


Figure 71: comparaison du taux de dégagement de chaleur et de la pression entre l'expérience et la simulation pour différentes concentrations d'ozone

Cas iso-octane :



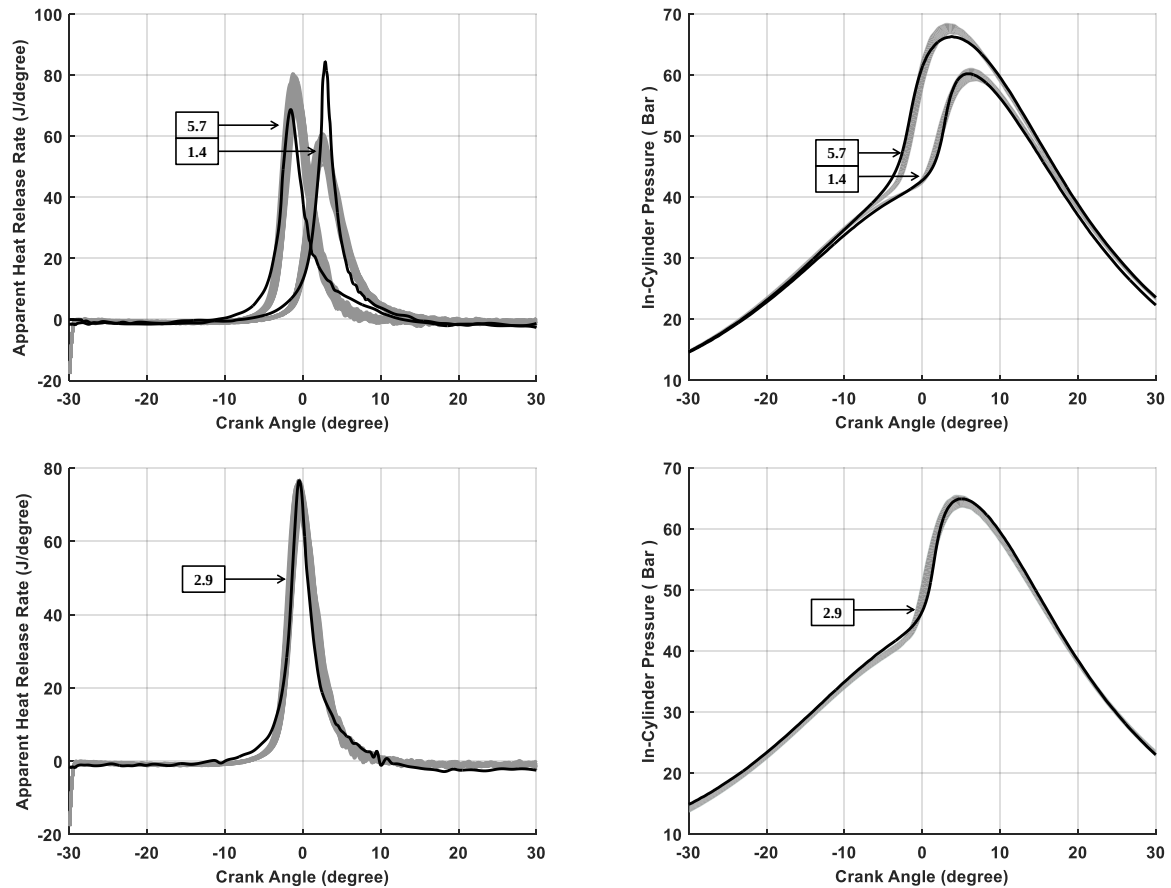


Figure 72: comparaison du taux de dégagement de chaleur et de la pression entre l'expérience et la simulation pour différentes concentrations d'ozone

2.3.2.2 Comparaison des paramètres de combustion

Les comparaisons entre les paramètres de combustion expérimentaux et simulés sont effectuées afin d'étudier la précision du modèle développé pour estimer les paramètres de combustion. Les paramètres de combustion sélectionnés sont: la pression maximale dans le cylindre (P_{max}), l'angle vilebrequin correspondant à la pression maximale (CAD_{pmax}), l'angle vilebrequin lorsque 50% du carburant a été brûlé ($CA50$). CAD_{pmax} permet de localiser la pression maximale dans le cylindre pendant le cycle. Cette information aide lors de la mise au point du moteur à positionner la pression maximale après le point mort haut afin d'éviter la contre-rotation du vilebrequin. $CA50$ est une grandeur globale représentative du phasage de la combustion. Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et simulés sont effectuées pour 12 expériences pour le n-heptane avec différentes concentrations d'ozone et pour 5 expériences pour l'isooctane avec différentes concentrations d'ozone. Les barres d'erreurs dans les figures suivantes correspondent aux limites inférieures et supérieures des variations sur les 100 cycles enregistrés. Les points correspondent aux résultats de simulation.

Les Figure 73 et Figure 76 montrent que la pression maximale dans le cylindre tend à augmenter lorsque la concentration d'ozone augmente. L'erreur absolue sur la valeur calculée de P_{max} , par rapport aux valeurs expérimentales, est inférieure à 1 bar dans tous les cas pour le

n-heptane et l'isooctane. L'erreur absolue sur CAD_{pmax} est inférieure à 1 CAD pour les deux carburants, comme le montrent les Figure 74 et Figure 77. Le CAD_{pmax} tend à avancer lorsque la concentration d'ozone augmente. L'erreur absolue sur le CA50 est inférieure à 1 CAD pour les deux carburants, comme le montrent les Figure 75 et Figure 78. CA50 tend à avancer lorsque la concentration d'ozone augmente. Les valeurs de P_{max} , CAD_{pmax} et CA50 montrent un comportement asymptotique lorsque la concentration d'ozone augmente. Cette tendance caractérise le fait qu'à partir d'une certaine valeur de la concentration d'ozone, son augmentation n'a que peu d'impact sur ces paramètres caractéristiques de la combustion. La très bonne concordance des résultats de calcul obtenus avec les valeurs expérimentales, tout en conservant les paramètres de recalage constants, caractérise la prédictivité du modèle et permettra de prédéterminer les paramètres de combustion sur un éventail de points de fonctionnement. Par la suite, il sera donc possible de créer des cartographies des paramètres de combustion. D'autre part, ce modèle pourra être utilisé pour une étude de simulation de l'influence des conditions thermodynamiques (pression et température d'admission, température de paroi), et chimiques (composition et richesse) sur les paramètres de combustion.

Cas du n-heptane:

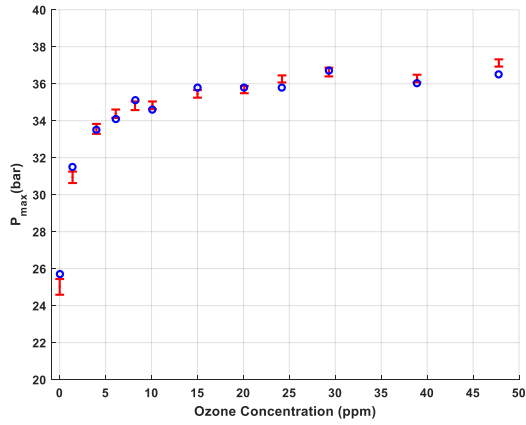


Figure 73: P_{max} en fonction de la concentration d'ozone

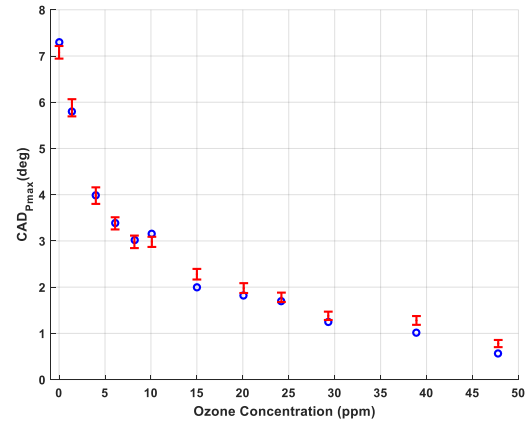


Figure 74: CAD_{pmax} en fonction de la concentration d'ozone

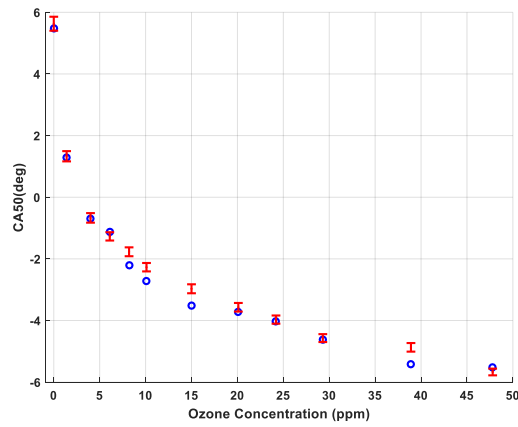


Figure 75: CA50 en fonction de la concentration d'ozone

Cas de l'isooctane :

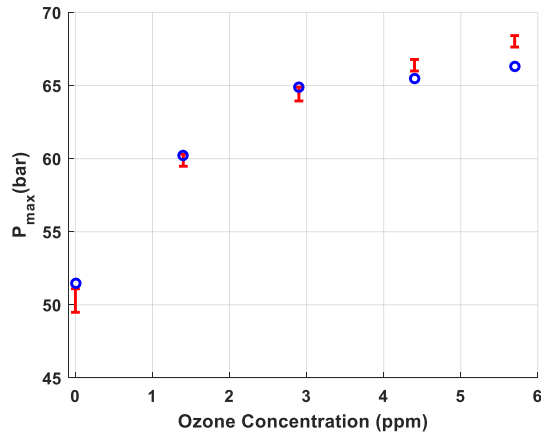


Figure 76: P_{max} en fonction de la concentration d'ozone

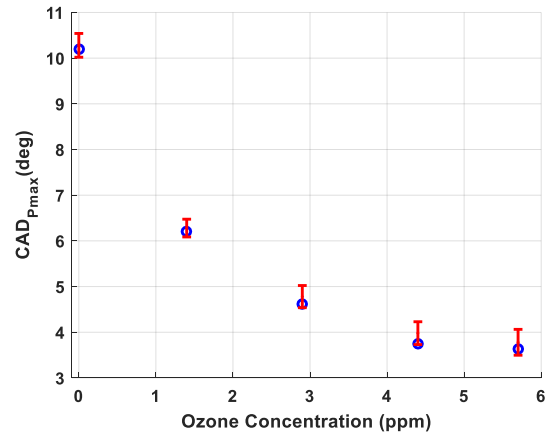


Figure 77: CAD_{pmax} en fonction de la concentration d'ozone

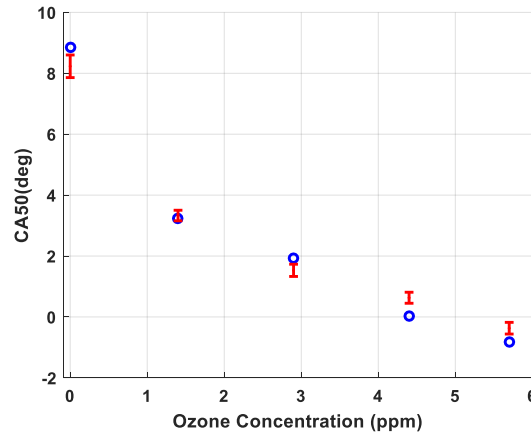


Figure 78: CA50 en fonction de la concentration d'ozone

2.3.2.3 Interprétations des résultats

L'effet de l'ozone est étudié par le biais du taux de consommation des principales réactions initiales et la variation de la fraction molaire des espèces O, OH, O₂ et H. Les principales réactions initiales pour chaque carburant sont sélectionnées comme indiqué dans le tableau suivant:

Tableau 7: principales réactions initiales du n-heptane et de l'isooctane respectivement

R1	$C_7H_{16} + O \rightarrow C_7H_{15} + OH$	R1	$C_8H_{18} + O \rightarrow C_8H_{17} + OH$
R2	$C_7H_{16} + O_2 \rightarrow C_7H_{15} + HO_2$	R2	$C_8H_{16} + O_2 \rightarrow C_8H_{17} + HO_2$
R3	$C_7H_{16} + H \rightarrow C_7H_{15} + H_2$	R3	$C_8H_{16} + H \rightarrow C_8H_{17} + H_2$
R4	$C_7H_{16} + OH \rightarrow C_7H_{15} + H_2O$	R4	$C_8H_{16} + OH \rightarrow C_8H_{17} + H_2O$
R5	$C_7H_{16} + HO_2 \rightarrow C_7H_{15} + H_2O_2$	R5	$C_8H_{16} + HO_2 \rightarrow C_8H_{17} + H_2O_2$

Ces comparaisons sont basées sur des résultats de simulation pour le n-heptane avec 0, 4, 24.6 ppm d'ozone et pour l'isooctane avec 0, 1.4, 5.7 ppm d'ozone.

Sans ajout d'ozone, l'oxydation du n-heptane est obtenue par O_2 via R2 pour former un radical heptyle et des radicaux (OH, O, H et HO_2). Avec l'addition d'ozone, l'oxydation du n-heptane est initiée par la réaction R1 où l'atome d'O provient de la décomposition de l'ozone. Dans la Figure 79, la fraction molaire d' O_2 diminue à -19 CAD tandis que la formation d'atomes d'O commence à -17 CAD dans le cas où il n'y a pas d'ajout d'ozone. Avec 4 ppm d'ozone, la fraction molaire d' O_2 diminue à -20 CAD alors que la formation des atomes d'O commence à -21 CAD. De même, pour 24.2 ppm d'ozone, la fraction molaire d' O_2 diminue à -23 CAD alors que la formation d'atomes O commence à -24 CAD. A noter que la formation d'atomes d'O est le résultat de l'interaction de l'ozone avec de l'azote, de l'oxygène et des espèces du troisième corps M selon les réactions suivantes: $O_3 + N_2 \rightarrow O_2 + O + N_2$; $O_3 + O_2 \rightarrow O_2 + O + O_2$; $O_3 + M \rightarrow O + O_2 + M$. En outre, un atome O interagit avec le n-heptane via R1 pour produire un radical heptyle (C_7H_{15}) et un radical OH qui, à son tour, améliore l'oxydation du n-heptane via R4. C_7H_{15} entraîne des réactions d'isomérisation et une décomposition β pendant la flamme principale. Lorsque la concentration des atomes d'O augmente, la formation de radicaux OH augmente ce qui favorise l'oxydation du n-heptane. La Figure 79 montre que la quantité d'atomes d'O et de radicaux OH est plus élevée lorsque la quantité d'ozone est plus élevée. Le taux de consommation de R1 est plus élevé lorsque la quantité d'ozone est plus élevée, de même que pour R4, comme le montre la Figure 80. La réaction R4 a lieu en avance avec une quantité d'ozone plus élevée. En outre, la décomposition de l'ozone produit des atomes d'O et des atomes d' O_2 . Ce dernier et O_2 de l'air interagissent avec le n-heptane via R2 pour produire un radical HO_2 qui, à son tour, améliore l'oxydation du n-heptane via R5. La Figure 80 montre que le taux de consommation de la réaction R2 est plus significatif lorsque la quantité d'ozone est plus élevée. En outre, la réaction R5 se déroule précocement avec une quantité d'ozone plus élevée. Par conséquent, l'oxydation du n-heptane dépend non seulement des atomes O_2 mais aussi des atomes O. Par ailleurs, l'accumulation des molécules d'O et d'OH augmente lorsque la quantité d'ozone augmente. Ces radicaux favorisent la consommation du carburant. Au final, la vitesse de consommation du carburant augmente lorsque la quantité d'ozone augmente. De même, la température moyenne dans le cylindre augmente lorsque la quantité d'ozone augmente, favorisant le rendement de la combustion. Des tendances similaires sont indiquées pour l'oxydation de l'isooctane comme le montrent les Figure 81 et Figure 82.

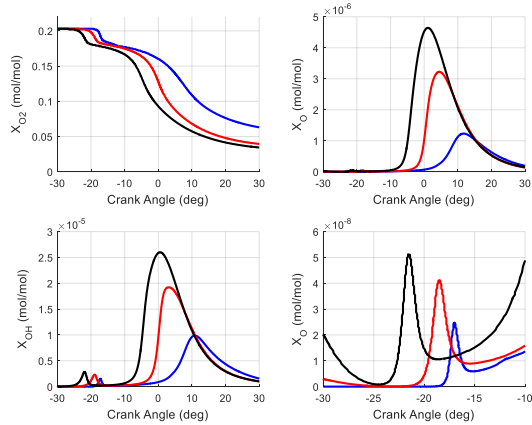


Figure 79: X_{O_2} , X_{OH} et X_O fonction de l'angle vilebrequin, <bleu>, <rouge> et <noir> correspondent à 0, 4 et 24.2 ppm d'ozone. Carburant : n-heptane.

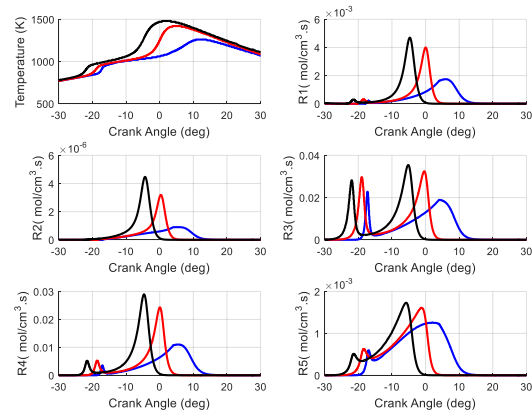


Figure 80: température et taux de consommation de R1, R2, R3, R4 et R5 en fonction de l'angle vilebrequin ; <bleu>, <rouge> et <noir> correspondent à 0, 4 et 24.2 ppm d'ozone. Carburant : n-heptane.

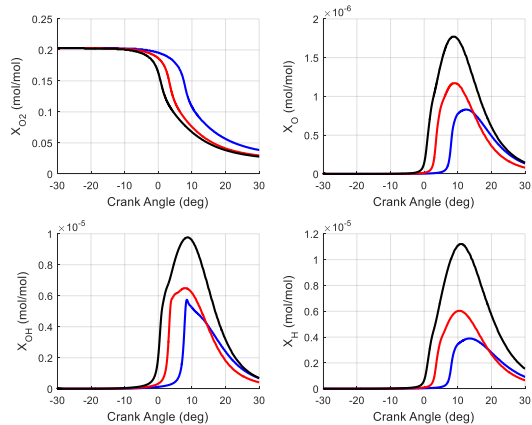


Figure 81: X_{O_2} , X_{OH} et X_O fonction de l'angle vilebrequin, <bleu>, <rouge> et <noir> correspondent à 0, 1.4 et 5.7 ppm d'ozone. Carburant : isooctane.

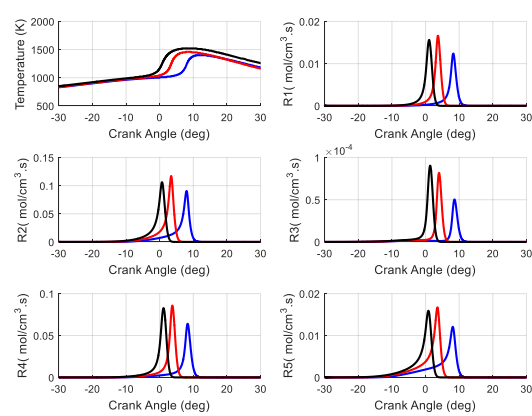


Figure 82: température et taux de consommation de R1, R2, R3, R4 et R5 en fonction de l'angle vilebrequin ; <bleu>, <rouge> et <noir> correspondent à 0, 1.4 et 5.7 ppm d'ozone. Carburant : isooctane.

2.4 Etendre la plage de fonctionnement du moteur par ajout d'ozone

Dans cette partie, le potentiel de l'ajout d'ozone sur les points de fonctionnement où la combustion est partielle est investigué. Le mélange initial est composé du carburant, de l'air et d'un taux d'EGR. Ce dernier a un effet significatif sur le délai d'auto-inflammation. Cette influence est la résultante de trois effets différents: un effet thermique, un effet chimique et un effet thermodynamique. L'effet thermique est dû au fait que la température de l'EGR est différente de celle du mélange air-carburant. L'effet chimique est causé par la présence d'espèces potentiellement actives telles que du carburant non brûlé, du carburant partiellement oxydé ou des produits de combustion. L'effet thermodynamique est dû au fait que la chaleur spécifique de l'EGR est différente de celle du mélange. Dans cette étude, seul l'effet chimique du taux d'EGR est étudié car les effets thermiques et thermodynamiques sont

inhérents à l'utilisation de l'EGR en tant que diluant pour la combustion HCCI. Une étude de simulation est effectuée afin de caractériser l'influence de chacune des espèces chimiques présentes dans l'EGR et identifiées comme ayant potentiellement un impact sur le délai d'auto-inflammation. Cette étude est complétée par une mise en évidence de l'interaction de chacune de ces espèces avec l'ozone et de son influence sur le délai d'auto-inflammation. Par la suite, une cartographie d'un moteur HCCI est développée sans ajout d'ozone, puis avec ajout d'ozone. Une comparaison entre les deux cartographies est effectuée. Enfin, l'influence de l'ozone dans des conditions de démarrage à froid est étudiée.

2.4.1 Effet chimique de la composition de l'EGR

Une étude de simulation est effectuée afin d'étudier l'effet chimique des espèces qui peuvent être présentes dans les gaz brûlés recirculés. Le carburant utilisé est le n-heptane dont le schéma cinétique est largement documenté dans la littérature[121]. La combustion du n-heptane est caractérisée par deux étapes; une série de réactions d'oxydation à basse température suivie d'une série de réactions d'oxydation à haute température. Une brève description de la décomposition du n-heptane est présentée ci-dessous afin de cadrer les indicateurs de chaque étape de la combustion et d'identifier les espèces chimique actives qui peuvent participer à la composition de l'EGR.

Brève description de la décomposition du n-heptane:

La description suivante de la décomposition du n-heptane est extraite de[122]. Le radical heptyle (C_7H_{15}), produit de la réaction initiale ($C_7H_{16} + O_2 \rightarrow C_7H_{15} + HO_2$), réagit avec l'oxygène pour produire le radical alkyl peroxyde selon la réaction suivante: $C_7H_{15} + O_2 \rightarrow C_7H_{15}OO$. La constante d'équilibre de cette réaction dépend fortement de la température. Par ailleurs, le n-heptane réagit avec l' HO_2 , O, H et OH selon la réaction suivante: $C_7H_{16} + X \rightarrow C_7H_{15} + XH$. Le taux de la réaction de C_7H_{16} avec OH est le plus élevé. En outre, le radical heptyle est décomposé selon la décomposition bêta et oléfines conjugués. Ces dernières décompositions permettent le passage à des réactions d'oxydation à haute température. Le mécanisme à basse température se poursuit avec l'étape d'isomérisation de l'alkyl peroxyde ($C_7H_{15}OO$) en radical hydroperoxyde ($C_7H_{14}OOH$) selon la réaction suivante: $C_7H_{15}OO \rightarrow C_7H_{14}OOH$. Le radical hydroperoxyde réagit avec l'oxygène pour produire le radical oxohydroperoxyde ($OOC_7H_{14}OOH$) selon la réaction suivante: $C_7H_{14}OOH + O_2 \rightarrow OOC_7H_{14}OOH$. Ce dernier subit une décomposition par isomérisation pour produire du ketohydroperoxyde et le radical OH. Pour une température plus élevée que 800K, le radical ketohydroperoxyde est décomposé à travers des réactions en chaîne pour produire des radicaux OH. Lorsque la température est entre 650 K et 800 K, le radical HO_2 apparaît du fait de la décomposition de $C_7H_{14}OOH$ selon la réaction suivante: $C_7H_{14}OOH \rightarrow C_7H_{14} + HO_2$. Le radical HO_2 est moins réactif que le radical OH; ainsi, le taux de dégagement de chaleur est réduit pendant cette phase. Cette phase est connue sous le nom de coefficient de température négatif (*Negative Temperature Coefficient* NTC). Au cours de cette phase, des oléfines, des éthers cycliques et des espèces issues de beta-scission apparaissent. Le radical H_2O_2 s'accumule aussi et est considéré comme une caractéristique de cette phase. Pendant les réactions d'oxydation à haute température où la température est plus élevée que 1000 K, le radical alkyle est décomposé par des réactions d'isomérisation et décomposition bêta. Le radical H_2O_2 est décomposé selon la réaction suivante: $H_2O_2 + M \rightarrow OH + OH + M$. Le radical OH est consommé par le carburant et indique l'initiation de l'auto-inflammation. Pour une température plus élevée que 1200 K, la forte énergie d'activation de la réaction $H + O_2 \rightarrow$

$O + OH$ accélère le mécanisme de décomposition du carburant. Par conséquent, les radicaux OH et CH_2O pourront être utilisés comme des indicateurs de l'état d'avancement de la combustion.

Par ailleurs, des études numériques utilisant une décomposition géométrique de la chambre de combustion en deux zones (une zone centrale et une zone de la couche limite) [117],[10],[84] ont montré que la combustion peut se produire partiellement dans la couche limite proche des parois du cylindre et que dans ce cas seule la phase de flamme froide a lieu. Dans la zone centrale, l'oxydation à haute température se produit en raison de l'absence des échanges de chaleur avec les parois de la chambre de combustion. Par conséquent, les deux étapes de la combustion peuvent être présentes à la fin du cycle et l'EGR peut être formé par le carburant non brûlé, la quantité résiduelle d'air et des espèces réactives issues d'une combustion partielle qui sont principalement les radicaux OH et CH_2O .

Sélection des espèces chimiques présentes dans l'EGR qui peuvent influencer le délai d'auto-inflammation:

Une analyse de travaux antérieurs, qui sont résumés ci-après, a permis d'identifier les principales espèces chimiques dont l'influence sur le délai d'auto-inflammation a été étudiée. Ces espèces sont: CO , CH_2O , NO , NO_2 , H_2 , OH , CO_2 et H_2O .

Machrafi *et al.*[123] ont étudié l'effet chimique de la composition d'EGR sur le délai d'auto-inflammation. Les résultats montrent que l'ajout de 170 ppm de CO n'a aucune influence sur le délai d'auto-inflammation. Une quantité de 1400 ppm de CH_2O semble retarder le délai d'auto-inflammation. L'ajout de 170 ppm de NO semble avoir un effet insignifiant sur le délai d'auto-inflammation, probablement en raison de la vitesse de réaction élevée du n-heptane.

L'oxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO_2) restant dans le cylindre du cycle précédent ou présents dans les gaz brûlés recirculés ont montré une influence sur le délai d'auto-inflammation[124]. Cependant, cet effet n'est significatif qu'au-delà d'une certaine concentration de ces espèces : des mesures expérimentales pour un moteur HCCI ont montré que ces deux composés ont une faible influence sur le délai d'auto-inflammation, de moins de 2 CAD pour une quantité de 500 ppm de NO_2 [125]. Le niveau des émissions de NO dans un moteur HCCI est généralement inférieur à 100 ppm, donc même avec 50% d'EGR, la quantité de NO à l'admission est inférieure à 50 ppm[124].

Neshat *et al.*[84] ont étudié les effets chimique, thermique et thermodynamique de l' H_2 et du CO . L'effet chimique de l' H_2 est plus important que celui du CO car H_2 peut réagir avec certains radicaux de la décomposition du carburant. Par ailleurs, le CO ne participe pas aux réactions à basse température. Les effets thermodynamiques de l' H_2 et du CO sont similaires. Chacune de ces deux espèces a besoin d'un atome d'oxygène pour se convertir en H_2O et CO_2 qui sont les produits de réaction complète. Les résultats montrent que l'ajout d'hydrogène décale le délai d'auto-inflammation du n-heptane dans un moteur HCCI à cause des effets chimique et thermodynamique où ce dernier est prépondérant. Par ailleurs, les travaux expérimentaux effectués Dagaut *et al.*[122] montrent que la quantité d' H_2 produite au cours de la combustion du n-heptane est importante et de l'ordre de 1000 ppm. En conséquence, il faut tenir en compte de l'effet chimique de l' H_2 durant l'étude de simulation.

Hildingsson *et al.*[126] ont étudié expérimentalement la formation de OH et du formaldéhyde (CH_2O) à l'aide de la technique 2-D PLIF. La surface que couvre l' OH est quasiment nulle à 60 CAD pour le cas d'une injection indirecte pour un moteur HCCI; cela démontre que la concentration d' OH est négligeable à la fin du cycle. La fraction de surface

de CH_2O est faible à 60 CAD; ce qui démontre que le CH_2O existe à la fin du cycle et peut influencer le délai d'auto-inflammation.

Ladommatos *et al.*[122]– [124] ont montré que les effets thermique et chimique du CO_2 sont faibles sur le délai d'auto-inflammation. Ils ont aussi montré que l'ajout de 3% de H_2O peut diminuer le délai d'auto-inflammation en raison de sa capacité thermique élevée.

Etude de simulation :

Dans cette partie, une étude numérique sur l'influence des espèces sélectionnées comme étant potentiellement présentes dans l'EGR sur les principaux paramètres de combustion, pression maximale dans le cylindre (P_{max}) et CA50 est réalisée.

Le point nominal est choisi en se basant sur la cartographie développée dans la partie qui suit. Or, tous les points de cette cartographie sont choisis avec la présence d'un EGR synthétique, conformément au mode HCCI. Pour éliminer l'influence de l'EGR synthétique sur le déroulement de la combustion, le point choisi sera sans la présence de cet EGR. Ce choix permet d'isoler l'interaction de chaque espèce avec le carburant uniquement. En revanche, l'utilisation l'ozone, en augmentant ou diminuant sa quantité, est de garantir les transitions. Donc, le point choisi est, donc, de richesse égale à 0.7, un régime moteur égal à 1500 tr/min et concentration d'ozone égale à 2 ppm. Le rendement de combustion de ce point est égal à 90%. Les paramètres de combustion de ce point sont: P_{max} =65.6 bar et CA50=-3.7 CAD.

Les résultats sont présentées sur les [Figure 83-Figure 92]. On observe que la présence de CH_2O n'affecte pas la pression maximale (Figure 83). Il a également une influence mineure sur le phasage de la combustion représenté par le CA50 (Figure 88). En effet, on note qu'une quantité de 1400 ppm de CH_2O diminue le CA50 de seulement 0.9 CAD. La présence de CO n'a ni une influence sur la pression cylindre maximale (Figure 84) ni le phasage du délai d'auto-inflammation (Figure 89). La présence d' H_2 augmente aussi légèrement la pression cylindre maximale (Figure 85) et avance légèrement le phasage de la combustion (Figure 90). Le NO a un léger effet sur la pression cylindre maximale (Figure 86) mais a une influence importante sur le CA50 (Figure 91); une quantité de 170 ppm de NO augmente le CA50 de 2.4 CAD. Par ailleurs, l'effet de l'ajout d'ozone sur P_{max} et CA50 est montré dans les Figure 87 et Figure 92 respectivement.

P_{max} :

CHAP 2: MODÈLE PHYSIQUE 0D DE LA COMBUSTION POUR LE MOTEUR HCCI

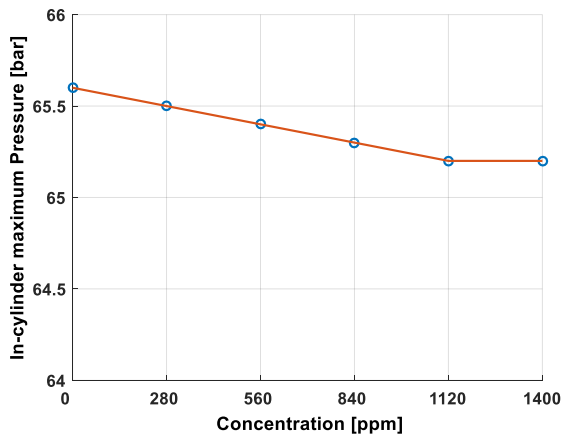


Figure 83: $P_{\max}$ en fonction de la concentration de CH_2O

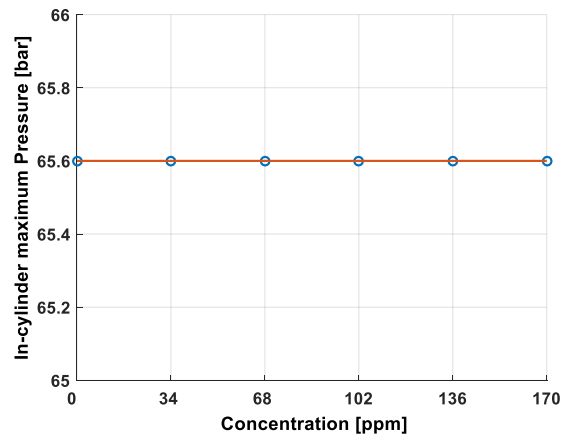


Figure 84: $P_{\max}$ en fonction de la concentration de CO

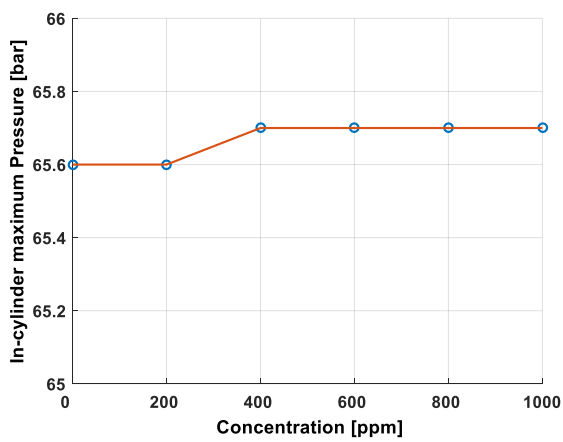


Figure 85: $P_{\max}$ en fonction de la concentration de H_2

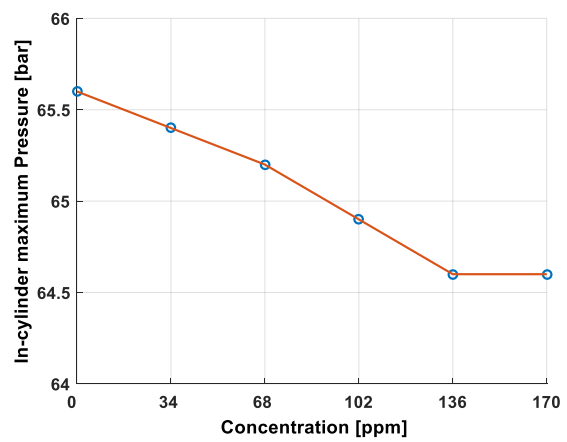


Figure 86: $P_{\max}$ en fonction de la concentration de NO

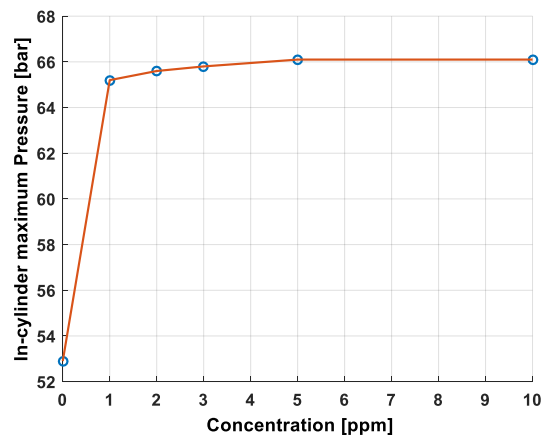


Figure 87: $P_{\max}$ en fonction de la concentration d' O_3

CA50 :

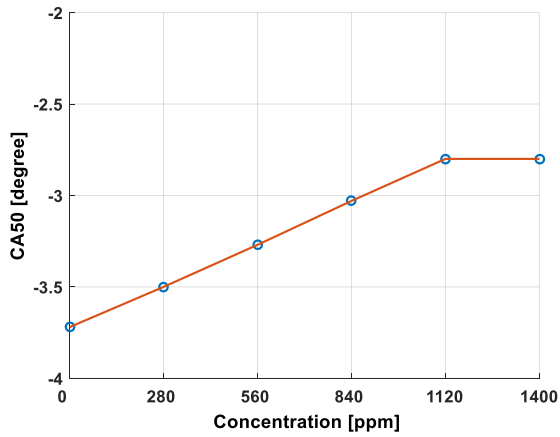


Figure 88: CA50 en fonction de la concentration de CH_2O

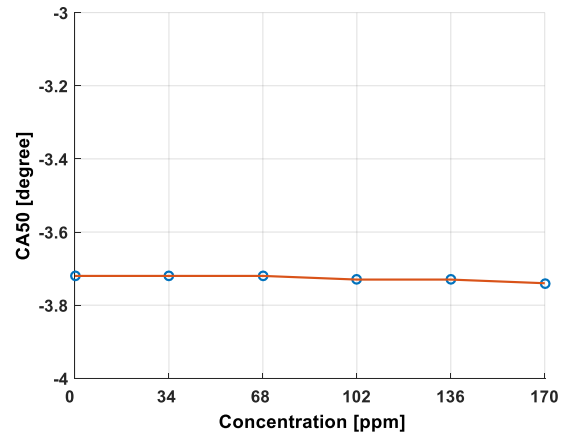


Figure 89: CA50 en fonction de la concentration de CO

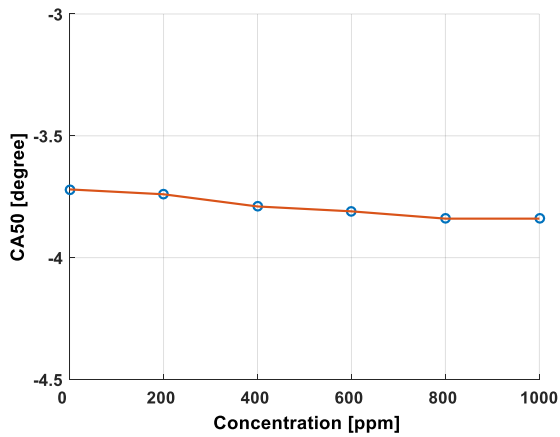


Figure 90: CA50 en fonction de la concentration de H_2

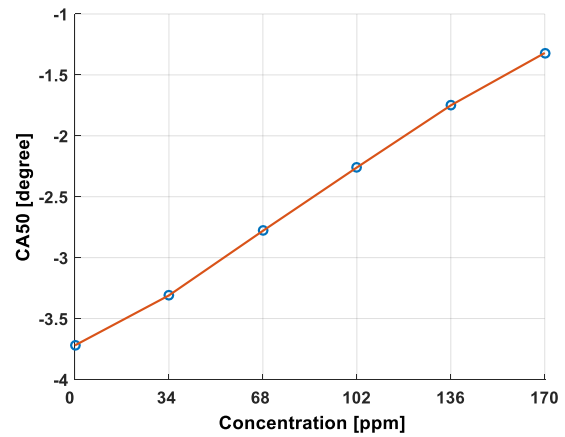


Figure 91: CA50 en fonction de la concentration de NO

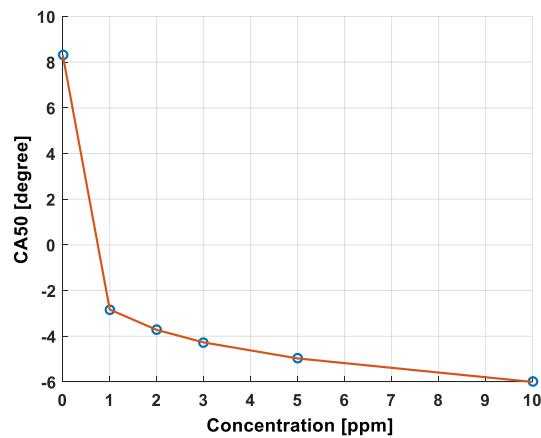


Figure 92: CA50 en fonction de la concentration d' O_3

Puisque le NO a l'influence majeure sur le délai d'auto-inflammation, une étude de simulation est menée pour voir la possibilité de récompenser cette variation par ajout d'ozone. En fait, le NO réagit avec l'ozone suivant la réaction ($\text{NO} + \text{O}_3 \rightarrow \text{NO}_2 + \text{O}_2$). Donc, une quantité d'ozone se transforme en oxygène et par la suite, la concentration d'ozone diminue. En comparant le CA50 sans ajout d'ozone (Figure 92) et celui avec l'ajout de NO (Figure 91),

on constate que ce dernier est en avance par rapport à celui sans ajout d'ozone, par conséquent, l'effet d'ozone persiste sur le déroulement de la combustion. Ensuite, un balayage d'ozone est effectué afin d'étudier la possibilité de récompenser l'effet de la présence de NO sur le phasage de la combustion. En balayant l'ozone, la $P_{\max}$ augmente légèrement et le CA50 atteint la valeur -3.7 CAD avec 20 ppm d'ozone c'est-à-dire avec 18 ppm d'ozone supplémentaire. Donc, il est possible de récompenser la variation du phasage de la combustion dû à la présence des espèces actives dans l'EGR tel que le NO par ajout d'ozone.

Par ailleurs, on remarque que l'ajout de 10 ppm d'ozone avance le CA50 de 2 CAD (Figure 92) par rapport à -3.7 CAD et pour le cas de (170 ppm NO et 10 ppm d'ozone), le CA50 est décalé de 0.3 CAD par rapport à -3.7 CAD. Donc, il est possible aussi d'ajouter une quantité supplémentaire d'ozone qu'à celle réellement voulue et garantir le phasage de la combustion quel que soit la composition de l'EGR.

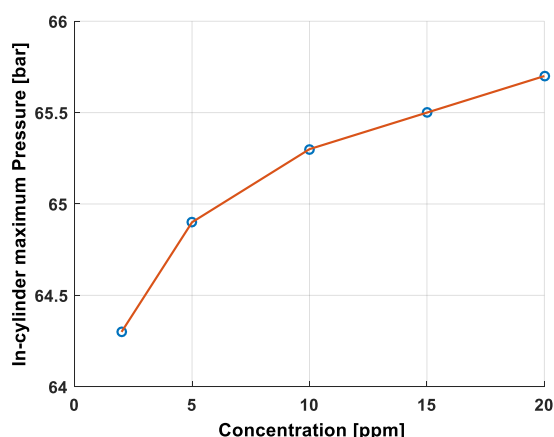


Figure 93: $P_{\max}$ en fonction de la concentration d'O₃; concentration de NO=170 ppm

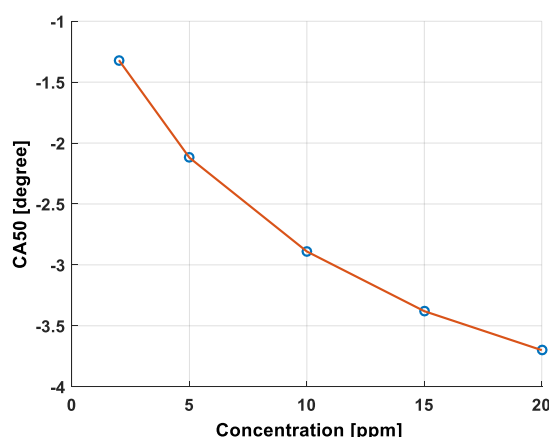


Figure 94: CA50 en fonction de la concentration d'O₃; concentration de NO=170 ppm

2.4.2 Etendre la plage de fonctionnement du moteur par ajout d'ozone

L'effet chimique des espèces présentes dans un EGR réel sur le délai d'auto-inflammation a été examiné dans la section précédente. Il a été montré que la possible variation de composition d'un EGR réel est compensée par la concentration d'ozone utilisée pour opérer sur un certain point de fonctionnement. Dans cette partie, il est donc choisi de remplacer la composition d'un EGR réel par un EGR synthétique afin de faciliter la description de sa composition. L'EGR synthétique utilisé est formé par O₂, N₂, CO₂, H₂O et Ar. La fraction molaire de chaque espèce présente dans l'EGR synthétique, l'air et le carburant est utilisée comme des entrées du modèle 0D de combustion pour le moteur HCCI. En se basant sur la composition de l'EGR synthétique, de l'air et du carburant, une cartographie de moteur HCCI est développée et, par suite, l'influence de l'addition d'ozone pour étendre la cartographie du moteur HCCI en termes de régime-charge est étudiée.

Effet du taux d'EGR sur les paramètres de combustion :

Le moteur HCCI fonctionne normalement suivant une richesse inférieure à 1 avec un mélange dilué afin d'éviter les détonations où les gradients de la pression sont importants à cause d'un taux de dégagement de chaleur rapide. En revanche, une dilution excessive du

mélange tend à favoriser une combustion partielle ou un raté de combustion provoquant une grande variabilité cycle à cycle dans le moteur. Le contrôle du déroulement de la combustion à l'aide d'un taux de recirculation des gaz d'échappement (EGR) est une méthode efficace pour atténuer les forts gradients de pression. La Figure 95 montre les résultats du taux de dégagement de chaleur pour un point de fonctionnement avec différents taux d'EGR. Le point de fonctionnement choisi est à une richesse égale à 0.7 et régime 900 tr/min.

Les taux de dégagement de chaleur des points de fonctionnement avec 5% et 20% d'EGR font apparaître la présence de deux pics correspondants aux flammes froide et flamme principale mais pour 30% d'EGR, le taux de dégagement de chaleur se produit uniquement avec la flamme froide. Pour 20% d'EGR, le délai de la flamme principale est allongé par rapport au cas à 5% d'EGR. La pression cylindre diminue avec l'augmentation du taux d'EGR (Figure 96).

Les pentes de pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 5, 20 et 30% d'EGR sont tracés en Figure 97. Les résultats montrent que la pente de pression la plus élevée dans le cylindre aura lieu lorsque la flamme principale débute. Eng *et al.*[130] ont montré qu'une pente de pression cylindre supérieure à 8 bar/CAD provoque une détonation. Dans leur étude, ils ont développé une corrélation de *Ringling Intensity* liant le son produit par l'onde de résonnance conduisant à la détonation et la pente de pression maximale. D'après la Figure 98, un point de fonctionnement avec 5% de taux d'EGR peut provoquer une détonation dans le moteur. En outre, la pression maximale dans le cylindre est considérée comme un paramètre pour détecter la détonation ou le raté de combustion. D'après la Figure 99, la plage de pression maximale du cylindre est comprise entre 35 bar et 60 bar. Un raté de combustion est détecté pour une valeur de la pression maximale du cylindre inférieure à 35 bar et une zone de détonation pour une valeur supérieure à 60 bar.

Le CA50 est également un paramètre pour détecter l'état d'avancement de la combustion. Une valeur de CA50 entre -10 CAD et 10 CAD est considérée comme une valeur acceptable. Une valeur de CA50 inférieure à -10 CAD correspond à une combustion se produisant trop en avance dans le cycle et une valeur de CA50 supérieure à 10 CAD démontre que la combustion a lieu en retard ou ne s'effectue que partiellement. D'après la Figure 100, le CA50 est égal à 4.5 CAD pour 30% d'EGR. Cette valeur est dans la gamme des limites acceptables, mais les résultats du taux de dégagement de chaleur démontrent que seule la flamme froide a lieu et que l'oxydation n'est que partielle. Par conséquent, pour assurer une combustion optimale, la pression maximale dans le cylindre et le CA50 seront utilisés comme paramètres représentatifs de la combustion pour implémenter un contrôle robuste pour le moteur HCCI.

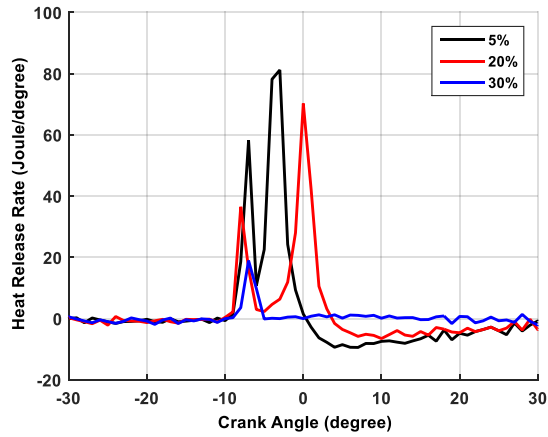


Figure 95: taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour différents taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

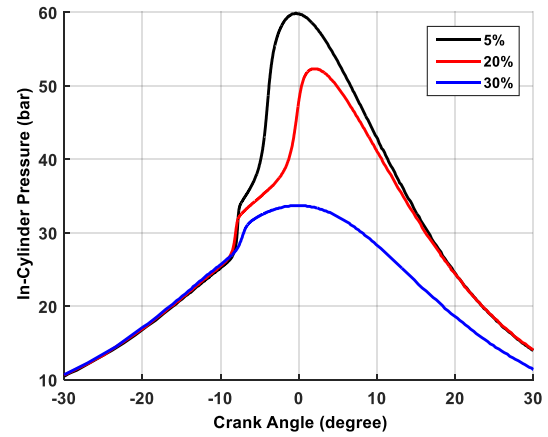


Figure 96: Pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

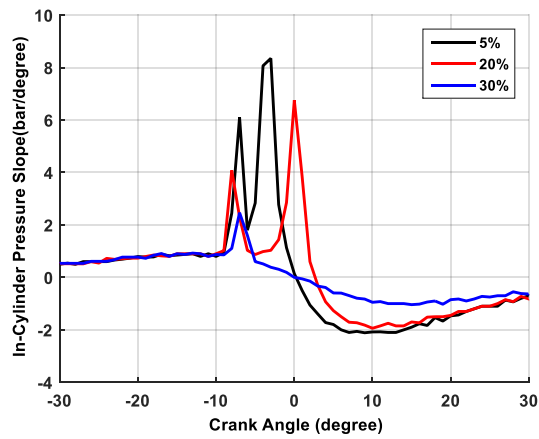


Figure 97: pente de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

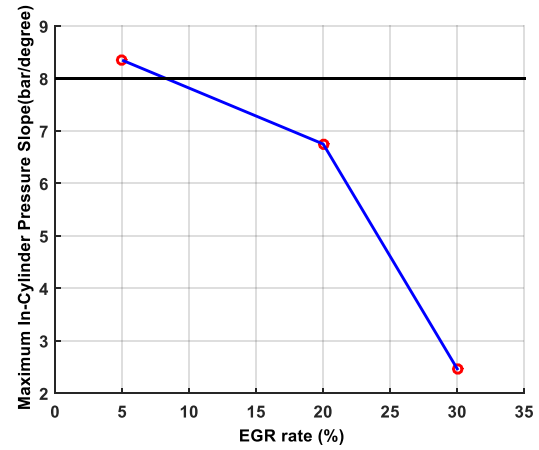


Figure 98: pente maximale de pression cylindre pour différents taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

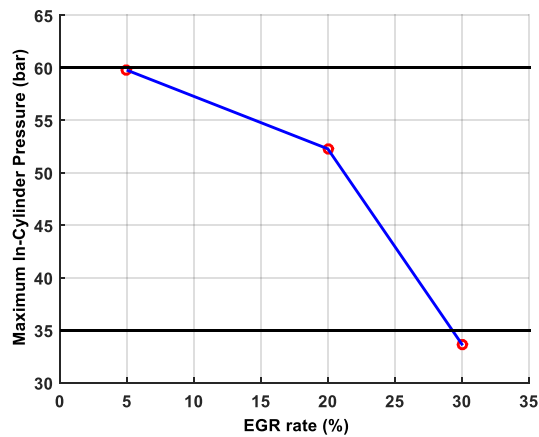


Figure 99: P_{max} en fonction du taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

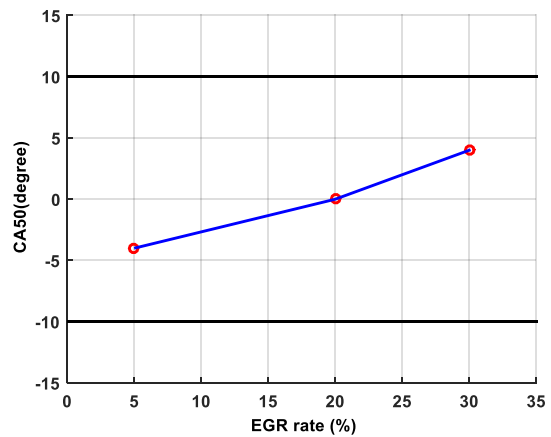


Figure 100: CA50 en fonction du taux d'EGR ($\phi=0.7$; rpm=900 tr/min)

Effet de l'ozone sur les paramètres de combustion :

L'ozone améliore le rendement de la combustion et diminue le délai d'auto-inflammation. Le point de fonctionnement choisi est à une richesse égale à 0.7, taux d'EGR égal à 25% et un régime moteur de 1500 tr/min. Les résultats du taux de dégagement de chaleur, Figure 101, démontrent que l'augmentation de la concentration d'ozone diminue le délai d'auto-inflammation et augmente le taux de dégagement de chaleur qui augmente aussi la pression dans le cylindre, comme le montre la Figure 102. Les résultats du taux de dégagement de chaleur correspondant au point de fonctionnement sans ajout d'ozone montrent que seule la flamme froide se produit. Mais, avec une quantité suffisante d'ozone ajouté, la flamme principale se produit également. Par conséquent, ce point de fonctionnement a la capacité à s'auto-enflammer mais nécessite un actionneur.

En outre, la concentration d'ozone a un impact important sur le déroulement de la combustion. Comme le montre la Figure 102, 1 ppm d'ozone participe à l'initiation de la flamme principale, mais cette flamme se produit tardivement dans le cylindre et est loin d'améliorer le déroulement de la combustion ou le rendement de la combustion. Dans ce cas, la pression maximale dans le cylindre résulte principalement de la flamme froide. Ainsi, l'ajout d'1 ppm d'ozone tend à déclencher la flamme principale mais n'améliore pas le déroulement de la combustion. La localisation de la flamme principale pour 5 ppm d'ozone est plus près du Point Mort Haut (PMH) que celle correspondant à 1 ppm d'ozone. Ainsi, la durée de la combustion diminue avec l'augmentation de la quantité d'ozone ajouté. Les mêmes interprétations peuvent être extraites des résultats à 50 et 100 ppm d'addition d'ozone. Par ailleurs, au-delà d'un certain seuil, une quantité supplémentaire d'ozone ajouté a un effet mineur sur le déroulement de la combustion. Les résultats du taux de dégagement de chaleur et de la pression cylindre pour 50 ppm et 100 ppm sont presque similaires, comme le montrent les Figure 101 et Figure 102.

En comparant les résultats de la pression maximale dans le cylindre pour 5 ppm et 50 ppm d'ozone, $P_{\max}$ augmente de 8 bar. De la même manière, la pression maximale dans le cylindre augmente de 1.2 bar en comparant les résultats à 50 ppm et 100 ppm. L'effet de l'ajout d'ozone est divisé par 6 en comparant ces deux résultats. Il est aussi possible de trouver la limite inférieure de la pression maximale dans le cylindre pour une combustion normale : pour une valeur inférieure à 46 bar, une combustion partielle ou un raté de combustion se produit.

On constate sur la Figure 104 que le CA50 résultant de l'ajout de 1 ppm d'ozone est plus élevé que celui sans addition d'ozone, ce qui semble contradictoire avec l'effet de l'ozone sur le délai d'auto-inflammation. Ce résultat est en réalité un artéfact qui est dû au mode de calcul du CA50, correspondant au rapport entre 50% de fraction de masse brûlée sur la masse brûlée totale. Autrement dit, le CA50 calculé pour le cas sans ajout d'ozone n'est ici relatif qu'à la masse de gaz brûlée pendant la flamme froide. Excepté ce premier point, le phasage de la combustion avance dans le cycle avec l'ajout d'ozone. Les valeurs obtenues de CA50 pour 50 ppm et 100 ppm sont similaires. Par conséquent, une concentration d'ozone comprise entre 10 ppm et 50 ppm a un effet majeur sur le processus de combustion. Cette information aide à la conception du générateur d'ozone pour trouver les concentrations minimale et maximale nécessaires à l'utilisation de l'ozone.

Par ailleurs, en augmentant la concentration d'ozone, le maximum de la pente de pression augmente comme le montre la Figure 105. Sa valeur est égale à 3.9 bar/CAD pour 100 ppm d'ozone et elle est égale à 3.4 bar/CAD pour 50 ppm d'ozone. Donc, sur cette plage

de variation de la concentration d’ozone, l’ajout de 50 ppm supplémentaire d’ozone augmente la pente de pression maximale de 15%.

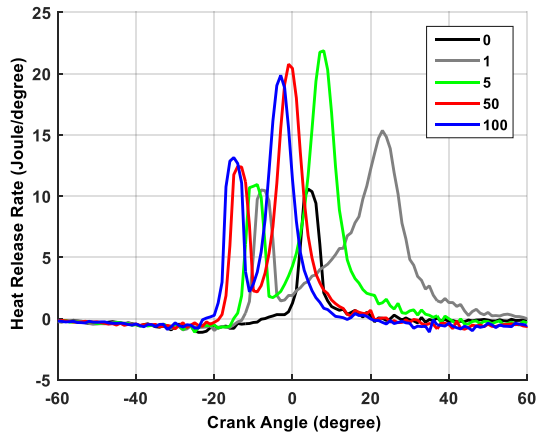


Figure 101: taux de dégagement de chaleur pour différentes concentrations d'ozone ($\phi=0.7$; taux EGR=25%; rpm=1500 tr/min)

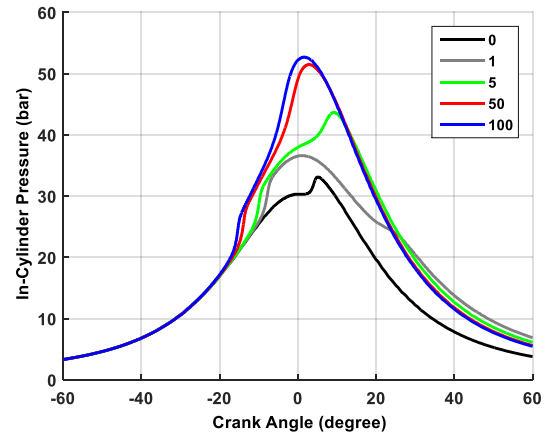


Figure 102: pression cylindre pour différentes concentration d'ozone ($\phi=0.7$; taux EGR=25%; rpm=1500 tr/min)

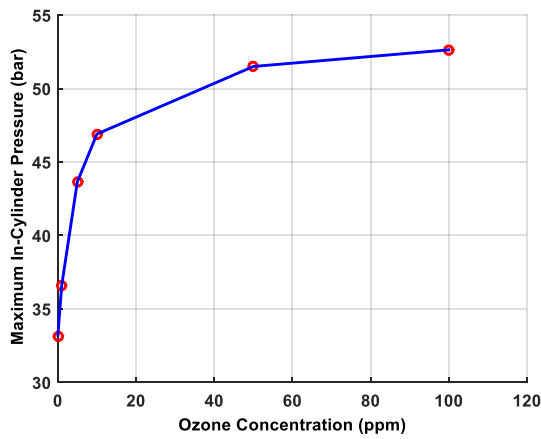


Figure 103: P_{max} en fonction de la concentration d'ozone ($\phi=0.7$; taux EGR=25%; rpm=1500 tr/min)

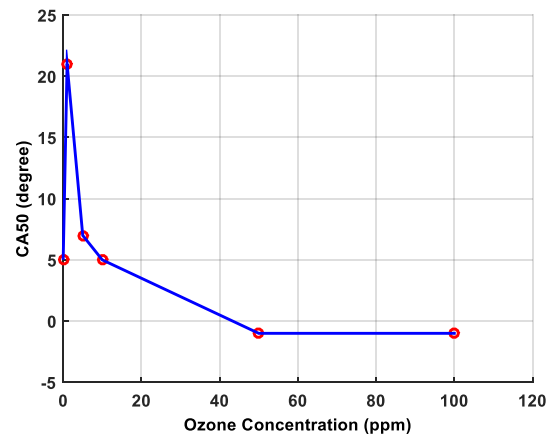


Figure 104: CA50 en fonction de la concentration d'ozone ($\phi=0.7$; taux EGR=25%; rpm=1500 tr/min)

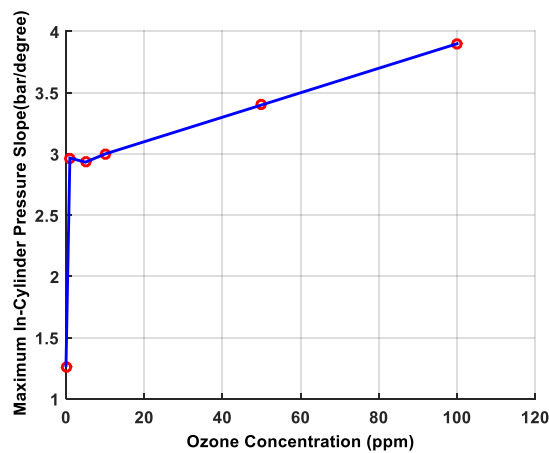


Figure 105: pente maximale de pression en fonction de la concentration d'ozone ($\phi=0.7$; taux EGR=25%; rpm=1500 tr/min)

Construction de cartographies du moteur sans ajout d'ozone :

L'évaluation de la performance du moteur repose non seulement sur les paramètres de combustion: P_{max} , CAD_{pmax} et $CA50$ mais aussi, sur la pente maximale de la pression cylindre, ou gradient de pression (dP/dt), et sur la pression moyenne indiquée (IMEP). Ces informations issues du diagramme de pression sont nécessaires pour analyser les performances, localiser le point de fonctionnement sur la cartographie du moteur et développer un contrôle optimal basé sur le pré positionnement des actionneurs tel que la vanne d'EGR, la durée d'injection du carburant, la gestion de la concentration d'ozone. L'IMEP est l'un des facteurs importants qui caractérise la performance du moteur. L'IMEP est évalué à partir de l'intégration de la pression du cylindre lors de la compression, de la combustion et de la détente comme suit:

$$IMEP = \frac{\int_{IVC}^{EVO} P \times dV}{2 \times V_d} \quad (II.45)$$

Où IVC (*Inlet Valve Closed*) et EVO (*Exhaust Valve Opened*) correspondent respectivement à l'angle de fermeture de la soupape d'admission et l'angle d'ouverture de la soupape d'échappement; P est la pression cylindre; dV la variation du volume et V_d le volume mort.

L'évaluation de l'IMEP, à l'aide de l'équation précédente, dépend des pas d'échantillonnage de pression cylindre et du volume. Une méthode alternative simple de la procédure complexe de calcul d'IMEP est utilisée au cours de cette étude. La pression maximale du cylindre (P_{max}) et sa localisation (CAD_{pmax}) sont sélectionnées pour évaluer l'IMEP. En utilisant les résultats de 10 points de fonctionnement issues des essais expérimentaux et en utilisant la librairie 'curve fitting tool' disponible dans MATLAB, la meilleure équation qui relie l'IMEP à P_{max} et CAD_{pmax} est la suivante:

$$IMEP = -4.52 + 0.1221 \times P_{max} - 0.04831 \times CAD_{pmax} \quad (II.46)$$

Cette équation démontre que l'IMEP dépend 2.5 fois plus de P_{max} que de CAD_{pmax} . La Figure 106 illustre cette dépendance.

La qualité d'ajustement ou de prédiction est résumée comme suit: la somme des erreurs quadratique (*Sum Squared Error* SSE) est égale à 0.01999; le coefficient de détermination: $R\text{-square} = 0.982$ et l'erreur quadratique moyenne (*Root Mean Square Error* RMSE): $RMSE = 0.05344$. Le SSE est la mesure de l'écart entre les données et le modèle d'estimation; Le SSE est proche de zéro, ce qui est une valeur acceptable. La valeur de $R\text{-square}$ est proche de 1; ce qui signifie que le modèle a une tendance à être parfaitement adapté aux données. Les valeurs résiduelles de IMEP sont inférieures à 0.1 bar comme le montre la Figure 107 ; ce qui est acceptable.

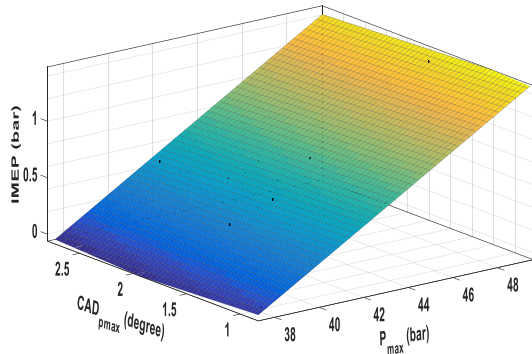


Figure 106: IMEP en fonction de P_{max} et CAD_{pmax}

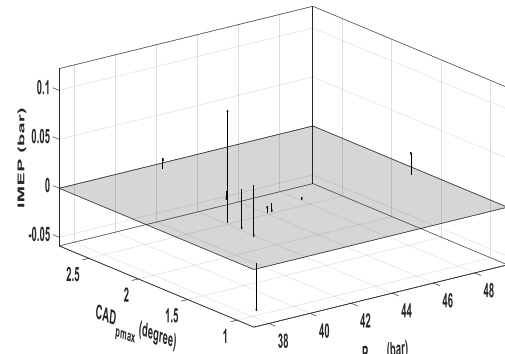


Figure 107: valeurs résiduelles d'IMEP

Dans le but de développer une cartographie d'un moteur HCCI, il est considéré que la richesse est constante ($\Phi=0.7$), pression d'admission constante (1bar), ainsi que la température d'admission (110°C) pour tous les points de fonctionnement. Lorsque le taux d'EGR varie, la localisation du point de fonctionnement sur la cartographie varie aussi. En se basant sur cette information, la cartographie du moteur HCCI est développée en respectant également le critère de la pression maximale dans le cylindre et du CA50. Le choix du point de fonctionnement est basé sur les résultats du taux de dégagement de chaleur et de la pression cylindre. Si la pression maximale dans le cylindre est supérieure à 34 bar, le point de fonctionnement est considéré dans une plage acceptable. En outre, la gamme acceptable de CA50 est considérée entre -10 CAD et 10 CAD. Par conséquent, les points de fonctionnement acceptables en termes de taux d'EGR et de régime moteur sont indiqués dans la Figure 108. Ces résultats sont issus de la simulation à l'aide du modèle 0D. La cartographie du moteur devient restreinte avec l'augmentation du régime. Pour un régime égal à 900 tr/min, il est possible d'utiliser un taux d'EGR égal à 35% mais pour un régime égal à 2500 tr/min, le taux d'EGR acceptable est égal ou au-dessous de 5%. Ainsi, ce type de combustion paraît plus adapté à de faibles régimes du moteur.

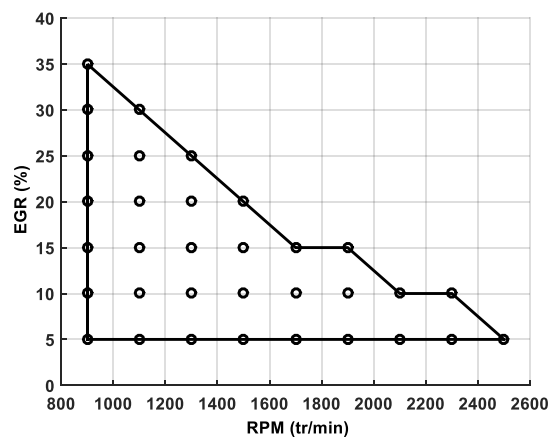


Figure 108: taux d'EGR suivant le régime

La cartographie du moteur est présentée sous forme de pression cylindre maximale (P_{max}), sa localisation (CAD_{pmax}), pression moyenne indiquée (IMEP), gradient maximal de pression cylindre (dP/dt) et CA50. Cette cartographie est issue des résultats des diagrammes de pression et de taux de dégagement des points de fonctionnement de la figure ci-dessus.

La valeur maximale de la pression maximale dans le cylindre est de 60 bar pour un régime de 900 tr/min (Figure 109). En outre, la valeur la plus élevée de P_{max} de chaque régime

diminue fortement avec l'augmentation du régime. Au-delà de 2100 tr/min, la cartographie du moteur en terme $P_{\max}$ devient très réduite où le maximum de $P_{\max}$ est environ 35 bar. Donc, au-delà de 2100 tr/min, la majorité des points de fonctionnement sont localisés dans une région de combustion partielle où le rendement de la combustion est de l'ordre de 55%.

Comme le montre la Figure 110, la localisation de la pression cylindre maximale est dans la plupart des cas proche du Point Mort Haut (PMH); cela évite la pression élevée dans la direction opposée de la rotation du moteur. Jusqu'à 1900 tr/min, la marge de $CAD_{p_{\max}}$ diminue avec l'augmentation du régime. Pour un régime moteur entre 1900 tr/min et 2100 tr/min, la marge de $CAD_{p_{\max}}$ augmente avec l'augmentation du régime, ce qui caractérise une large variation de $CAD_{p_{\max}}$ en fonction du point de fonctionnement exploré dans cette gamme de régime. Il est à noter, comme évoqué dans l'analyse de la cartographie de $P_{\max}$, qu'au-delà de 2100 tr/min, les points de fonctionnement sont localisés dans une région de combustion partielle qui favorise la variabilité cycle à cycle. Expérimentalement, cette variabilité se traduirait également par une fluctuation importante de $CAD_{p_{\max}}$ pour un même point de fonctionnement.

L'IMEP traduit le ratio du travail fourni par le fluide moteur. La valeur négative du PMI peut être due à deux effets : raté de combustion ou combustion partielle. Dans le premier cas, du fait des pertes aux parois, la pression demeure durant la phase de détente moins élevée que celle de la phase de compression (cycle à l'envers). Dans le cas de combustion partielle, la surface de la boucle haute pression est moins importante que celle de la boucle basse pression. Une valeur d'IMEP inférieure à 0 bar démontre que la combustion se produit partiellement ou ne s'est pas produite, voire absente (Figure 111). Le point (900 tr/min, 30% EGR) est localisé dans une région où la combustion se déroule normalement mais le point (900 tr/min, 35% EGR) est localisé dans une région de combustion partielle. Pour un taux d'EGR supérieur à 35% à 900 tr/min, le point de fonctionnement est situé dans une zone sans combustion. Les iso-courbes de $CAD_{p_{\max}}$ présentent une forme 'zigzag' sur la Figure 111 car cet angle correspondant dans des cas à la flamme froide et dans autres à la flamme principale. A titre d'exemple, le $CAD_{p_{\max}}$ pour le point (EGR=15%, rpm=1300 tr/min) est de l'ordre de 12.5 CAD correspond à la flamme principale tandis qu'il est de l'ordre de -0.1 CAD pour le point (EGR=15%, rpm=1500 tr/min) correspondant à la flamme froide.

La pente maximale de la pression cylindre devrait être inférieure à 8 bar/CAD pour le moteur HCCI. Comme le montre la Figure 112, la pente maximale de la pression cylindre atteint une valeur supérieure à 8 bar/CAD pour un régime moteur inférieur à 1200 tr/min. Donc, le phénomène de détonation apparaît si le taux d'EGR n'est pas bien maîtrisé. Au-delà de 1200 tr/min, ce phénomène disparaît quel que soit le taux d'EGR adopté.

Une valeur de CA50 inférieure à -10 CAD caractérise une combustion se produisant de manière précoce dans la chambre de combustion et peut s'avérer dangereuse pour le moteur. Une valeur de CA50 supérieure à 10 CAD caractérise une combustion se produisant tardivement dans le cycle et peut entraîner une combustion partielle ou un raté de combustion. La cartographie du moteur en terme de CA50 se situe entre -5 CAD et 30 CAD (Figure 113). La région de CA50 pour un régime moteur inférieur à 1700 tr/min se situe dans la gamme acceptable de CA50. Au-delà de 1700 tr/min, la région de CA50 présente des valeurs supérieures à 10 CAD, en fonction du taux d'EGR adopté, où des combustions incomplètes peuvent avoir. A titre d'exemple, le rendement de la combustion pour le point de fonctionnement (EGR=10%, rpm=2100 tr/min) est de l'ordre de 55%.

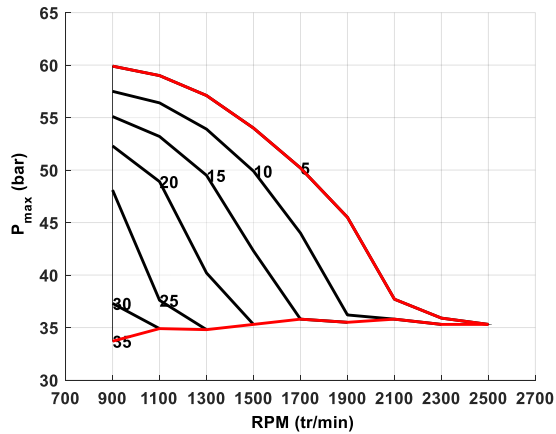


Figure 109: cartographie de $P_{\max}$

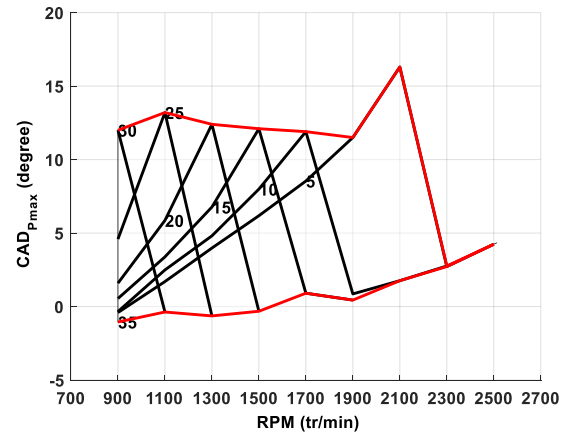


Figure 110: cartographie de $CAD_{p_{\max}}$

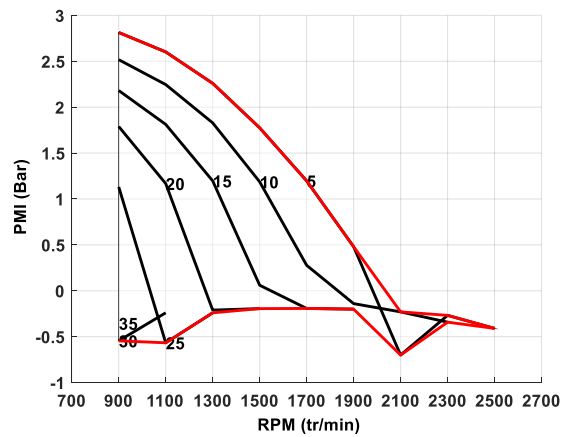


Figure 111: cartographie d'IMEP

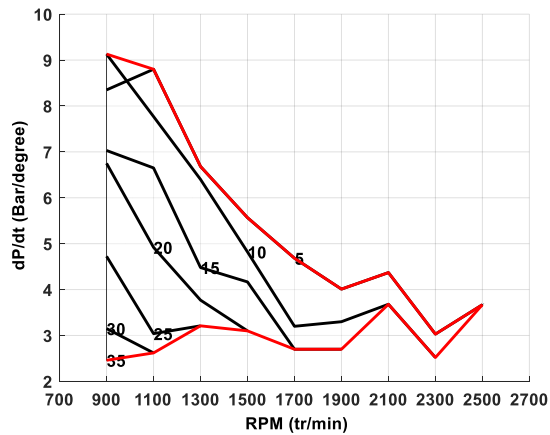


Figure 112: cartographie de $dP/d\Theta$

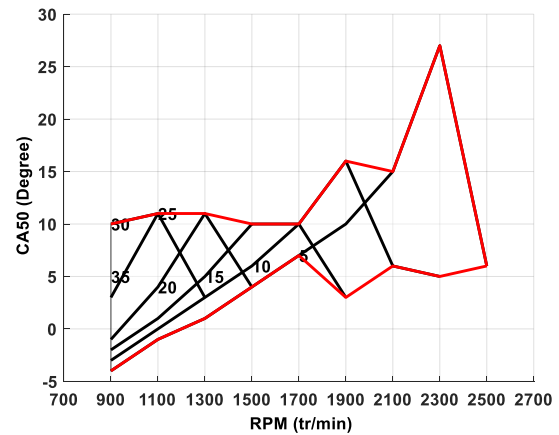


Figure 113: cartographie de CA50

Construction de cartographies du moteur avec ajout d'ozone:

Dans cette étude, l'ozone est considéré pré-mélangé avec le mélange dans le collecteur d'admission et le régime maximal du moteur est fixé à 3900 tr/min. La richesse est aussi fixée à 0.7. La quantité d'ozone pour chaque point de fonctionnement est choisie de manière à respecter les critères relatifs à la pression maximale dans le cylindre et au CA50. Le taux EGR varie de manière à couvrir la cartographie du moteur. En outre, une quantité d'ozone est

ajoutée au pré-mélange que lorsqu'il faut garantir les critères précisés ci-dessus. La Figure 114 montre qu'il est possible d'utiliser un taux d'EGR jusqu'à 50% pour 900 tr/min avec une faible quantité d'ozone (10 ppm), comme indiqué sur la Figure 115. Pour un faible régime moteur, en-dessous de 1300 tr/min, une faible quantité d'ozone (10 ppm) est nécessaire pour respecter les critères de combustion pour la plupart des points de fonctionnement. Ces points sont surtout localisés dans la région où le IMEP est inférieur à 0. Mais, pour un régime moteur supérieur à 1500 tr/min, une quantité importante d'ozone (100 ppm) est utilisée surtout lorsque le taux d'EGR est élevé. Ainsi, lorsque le régime moteur dépasse 1500 tr/min, la concentration d'ozone nécessaire augmente de 10 fois. L'utilisation de l'ozone permet d'étendre la cartographie du moteur en termes de régime jusqu'à 3900 tr/min.

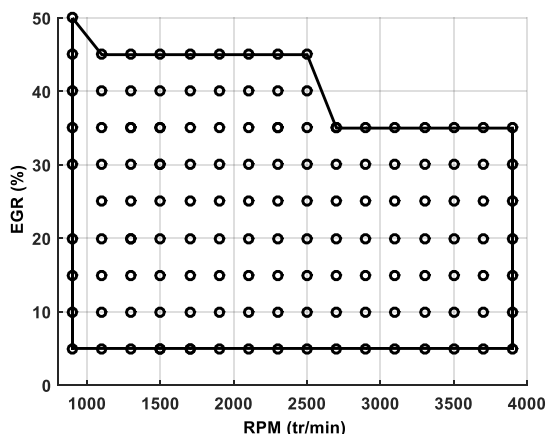


Figure 114: taux d'EGR pour différents régimes

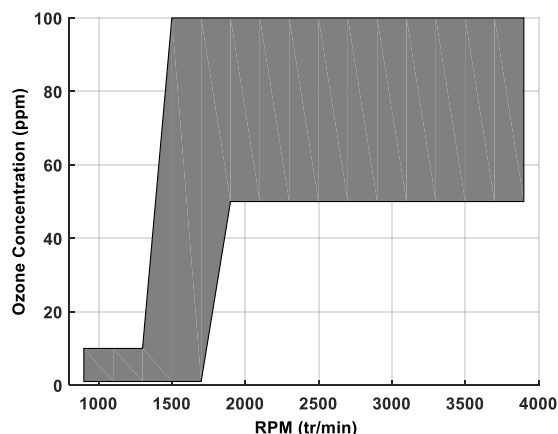


Figure 115: concentration d'ozone pour différents régimes

Comme dans la partie précédente, la cartographie du moteur est présentée suivant la pression cylindre maximale (P_{max}), sa localisation (CAD_{pmax}), la pression moyenne indiquée (IMEP), la pente maximale de pression cylindre (dP/dt) et le CA50.

La valeur maximale de la pression maximale dans le cylindre est de 62 bar pour 1700 tr/min, comme le montre la Figure 116. La pression maximale dans le cylindre maintient une valeur acceptable sur une large gamme du régime moteur. La P_{max} est supérieure à 37 bar sur une large gamme du régime moteur; ce qui indique que les points de fonctionnement sont dans de bonnes conditions de combustion. La quantité d'ozone ajoutée suivant différentes valeurs de P_{max} et régime est aussi indiquée sur la figure. Les résultats montrent qu'avec l'augmentation de la charge pour un régime fixe, la quantité d'ozone nécessaire diminue. Par ailleurs, cette quantité nécessaire augmente avec l'augmentation du régime pour un même P_{max} .

Les valeurs de CAD_{pmax} sont supérieures à -5 CAD ce qui est acceptable et il n'y a aucun risque d'endommager le moteur. Lorsque le régime du moteur est inférieur à 2600 tr/min, la plage de CAD_{pmax} est comprise entre -4 CAD et 5 CAD (Figure 117). Par conséquent, la cartographie du moteur en termes de CAD_{pmax} est avancée vers le PMH en comparaison de la cartographie sans ajout d'ozone. De plus, au-delà de 2600 tr/min, le CAD_{pmax} est compris entre -1 CAD et 8 CAD. Par conséquent, CAD_{pmax} se décale du PMH lorsque le régime moteur augmente mais il se maintient dans une marge acceptable.

En ce qui concerne la cartographie d'IMEP, le point (900 tr/min, 40% EGR, 10 ppm d'ozone) est situé dans une zone de combustion normale. Mais, le point (900 tr/min, 45% d'EGR, 10 ppm d'ozone) est situé dans une région de combustion partielle (Figure 118). Pour

un taux d'EGR supérieur à 45% à un régime de 900 tr/min, les points de fonctionnement sont situés en zone de combustion partielle ou de raté de combustion.

Avec l'ajout d'ozone, le risque de phénomène de détonation est rarement atteint car la quasi-totalité des résultats de gradient de pression (dP/dt) sont inférieurs à 8 bar/CAD (Figure 119). Seuls pour les points où le régime moteur est inférieur à 1100 tr/min, le dP/dt maximum atteint 8,3 bar/CAD. Le dP/dt maximal diminue lorsque le régime du moteur augmente.

La cartographie du moteur en termes de CA50 se situe entre -12 CAD et 16 CAD. La région de CA50 pour une vitesse de moteur inférieure à 2700 tr/min est située entre -12 CAD et 10 CAD (Figure 120) et caractérise des points de fonctionnement qui sont tous dans des conditions favorables à la combustion. Au-delà de 2700 tr/min, le CA50 atteint parfois 10 CAD, ce qui indique que ces points de fonctionnement sont dans une zone où la combustion peut-être incomplète à la fin du cycle.

Enfin, l'addition d'ozone permet d'atteindre des zones non atteignables sans l'addition d'ozone.

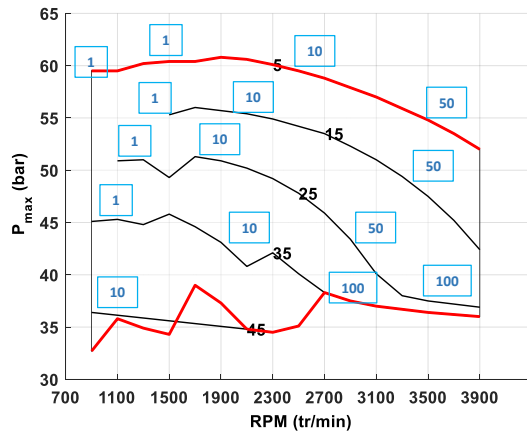


Figure 116: cartographie de $P_{\max}$

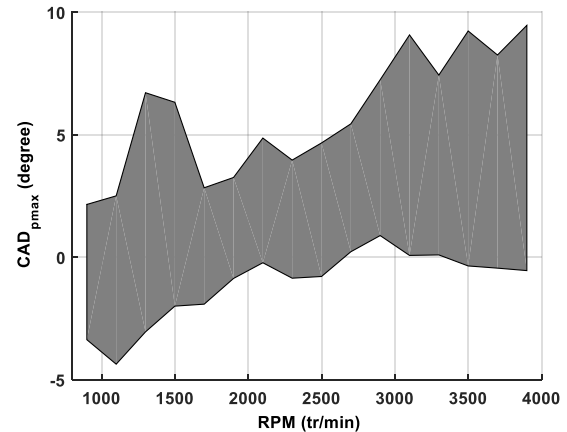


Figure 117: cartographie de $CAD_{p\max}$

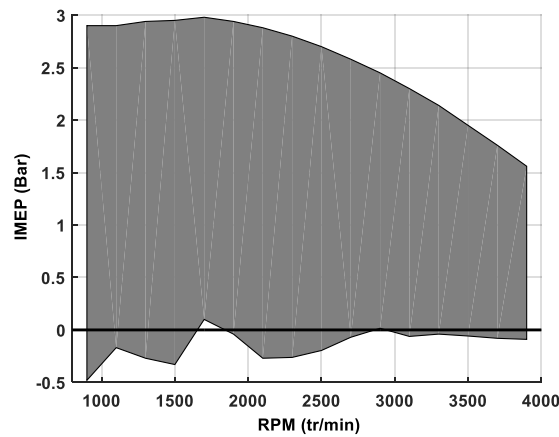


Figure 118: cartographie d'IMEP

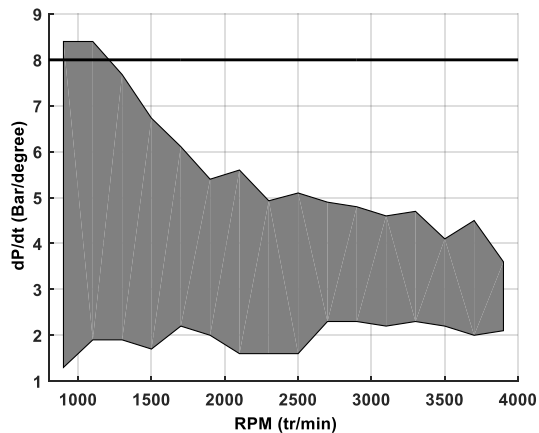


Figure 119: cartographie de dP/dt

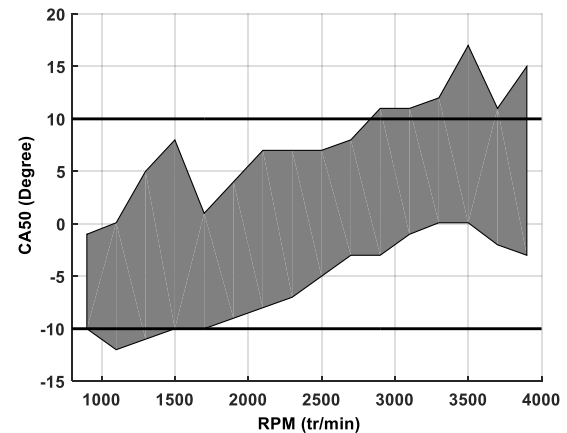


Figure 120: cartographie de CA50

Gain en performances moteur grâce à l'ajout d'ozone :

Le tableau suivant présente le gain en termes de IMEP relatifs à l'ajout d'ozone suivant différents régime pour un taux d'EGR=5%. L'ajout de 50 ppm d'ozone permet d'augmenter le IMEP de 97% à 2100 tr/min. En outre, la quantité d'ozone nécessaire ajoutée augmente avec l'augmentation du régime. Par conséquent, l'addition d'ozone contribue à améliorer les performances du moteur.

Tableau 8: gain en PMI par ajout d'ozone suivant différents régime et pour un taux d'EGR=5%

REGIME (tr/min)	ozone (ppm)	PMI [sans ozone] (bar)	PMI [avec ozone] (bar)	Gain (%)
900	1	2.81	2.9	2.98
1100	1	2.60	2.9	10.28
1300	1	2.26	2.91	22.35
1500	10	1.77	2.94	39.63
1700	10	1.20	2.9	58.73
1900	50	0.48	2.94	83.67
2100	50	-0.10	2.88	96.53
2300	50	-0.27	2.8	90.43
2500	50	-0.41	2.7	84.81

En outre, la figure ci-dessous montre l'évolution de IMEP avec et sans ajout d'ozone suivant le régime. Sans ajout d'ozone, le IMEP dégrade avec l'augmentation du régime. Par contre, l'ajout d'ozone permet de rendre le IMEP indépendant du régime puisque son évolution est assimilée à une droite horizontale. Donc, cet additif garantit les performances en termes de IMEP du moteur en maîtrisant la quantité d'ozone ajoutée suivant chaque régime.

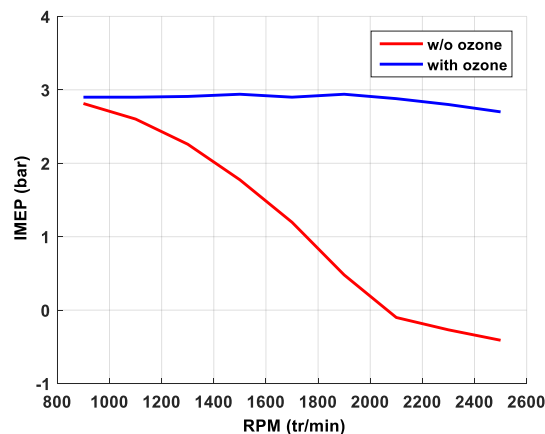


Figure 121: variation de IMEP en fonction du régime avec et sans ajout d'ozone pour un taux d'EGR=5%

Afin d'illustrer l'impact de l'ajout d'ozone sur l'extension de la cartographie du moteur, la Figure 122 présente la combinaison des deux cartographies du moteur : sans ozone (région rouge) et avec de l'ozone (région bleue). L'ajout de l'ozone permet d'atteindre des points de fonctionnement en condition de combustion normale non atteignables sans l'ajout de cet actuateur chimique. La majorité des points de fonctionnement sont situés pour des valeurs d'IMEP supérieures à zéro avec l'ajout de l'ozone, donc, dans un cas de combustion normale.

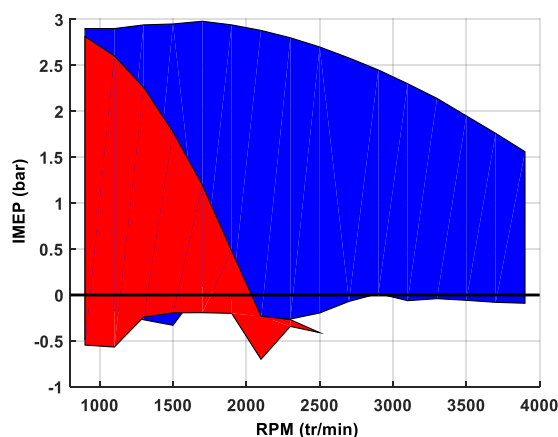


Figure 122: Cartographie d'IMEP; sans et avec d'ajout d'ozone

En synthèse des résultats présentés précédemment, deux stratégies d'utilisation de l'ozone, suivant le point de fonctionnement, peuvent être envisagées.

La première stratégie consiste à utiliser ponctuellement l'ozone, soit lors d'une transition entre deux points de fonctionnement, soit pour atteindre un point de fonctionnement situé dans la région bleue de la cartographie précédente. Dans le cas d'une transition, cet actuateur sera ici utilisé pour atteindre très rapidement un point de fonctionnement, en évitant de passer par des points de fonctionnement intermédiaires, pouvant potentiellement être situés dans une zone de combustion incomplète, entre le point de fonctionnement initial et le point de fonctionnement visé. Pour illustrer avec un exemple le cas où un point de la zone bleue est visé : si les contraintes consistent à fixer l'IMEP à 2 bar, la transition du point (1300 tr/min, IMEP = 2 bar) au point (1500 tr/min, IMEP = 2 bar) est atteinte lorsque l'addition d'ozone est utilisée. Par ailleurs, pour un taux d'EGR élevé (supérieur à 35%) et quel que soit le régime du moteur, l'utilisation de l'ozone est nécessaire pour garantir l'IMEP requis.

La deuxième stratégie consiste à utiliser l'ozone pour tous les points de fonctionnement: la concentration d'ozone dépend du taux d'EGR et du régime moteur. Cette stratégie est simple et maintient le circuit d'ozone opérationnel pendant le fonctionnement du moteur, à l'inverse à la première stratégie. La génération de l'ozone devrait être désactivée uniquement à faible charge, faible régime du moteur et faible taux d'EGR. Cette stratégie a l'avantage de rendre le système de contrôle indépendant du régime moteur et seule la gestion du générateur d'ozone est nécessaire. Le délai de réponse du système est alors éliminé. Pour permettre la mise au point de cette stratégie, le modèle physique développé peut aider à la définition d'un point nominal à partir duquel les autres points de fonctionnement de la cartographie HCCI peuvent être atteints soit par augmentation, soit par diminution de la concentration d'ozone.

2.4.3 Impact de l'ozone sur le démarrage à froid

Dans cette section, la problématique du démarrage à froid est simulée par l'effet de la température des parois sur le déroulement de la combustion du moteur HCCI. L'impact de l'ozone vis-à-vis de la température des parois est alors investiguée. Les simulations sont effectuées avec différentes températures de parois allant de 0°C à 140°C sans addition d'ozone, puis des simulations sont réalisées pour une température de parois de 0°C avec différents concentrations d'ozone. Comme précisé précédemment, la température des parois

est la température moyenne de toutes les surfaces qui entourent la chambre de combustion: surface du cylindre qui est refroidi, surface du piston et bloc moteur.

Les résultats de simulation de la pression cylindre pour différentes températures de paroi sont présentés sur la Figure 123. Lors d'un démarrage à froid, la température des parois est d'environ 0°C et, dans ces conditions, la combustion en mode HCCI est incomplète[131]. Les résultats de simulation pour une température de paroi égale à 0°C sont en accord avec ces constatations. On observe également que lorsque la température des parois augmente, la pression dans le cylindre augmente. Dans ces conditions, une faible quantité d'ozone est utilisée dans le mélange afin d'étudier son effet sur le processus de combustion. Comme le montre la Figure 124, l'ajout de 1 ppm d'ozone améliore la combustion lors du démarrage à froid. La forte réactivité de l'ozone permet donc de compenser les conditions thermodynamiques défavorables engendrées par la faible température des parois. Lorsque la quantité d'ozone augmente, le déroulement de la combustion reste sensiblement identique, ce qui permet de conclure que 1 ppm d'ozone est suffisante pour favoriser la combustion au démarrage à froid.

Afin d'examiner l'effet de la température des parois et de l'addition d'ozone sur les performances du moteur, les résultats de simulation de la $P_{\max}$ et du CA50 sont tracés pour plusieurs températures de parois et d'addition d'ozone séparément. Comme le montre la Figure 125, lorsque la température des parois augmente, la pression maximale dans le cylindre augmente. Le CA50 se déplace de 11.4 CAD à 14 CAD en augmentant la température de 0°C à 20°C. Comme expliqué précédemment, ce résultat est un artéfact dû au fait que le CA50 calculé pour le cas sans ajout d'ozone n'est relatif qu'à la masse de gaz brûlée pendant la flamme froide. Au-delà de 20°C, la flamme principale tend à se déplacer vers le PMH. Par conséquent, le délai d'auto-inflammation diminue vers une plage acceptable de CA50. Pour 0°C, avec 1 ppm d'ozone, la pression maximale dans le cylindre est proche de 54 bars. Cette valeur est à comparer avec la pression maximale dans le cylindre pour 140°C de température de paroi (et sans ajout d'ozone) qui est égale à 55 bar. Le CA50 pour 0°C et 1 ppm d'ozone est égal à -1.8 CAD, ce qui est même légèrement en avance en comparaison du CA50 correspondant au cas à 140 ° C de température de paroi sans ajout d'ozone. Par conséquent, le CA50 pour le point de fonctionnement au démarrage à froid avec l'addition d'ozone se situe dans la gamme acceptable de CA50. En conclusion, il est possible d'atteindre les mêmes paramètres de combustion au démarrage à froid par rapport au moteur chaud en ajoutant 1 ppm d'ozone lors du démarrage à froid.

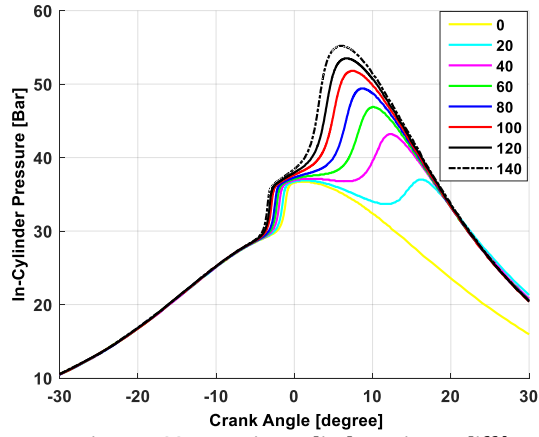


Figure 123: pression cylindre suivant différentes température parois

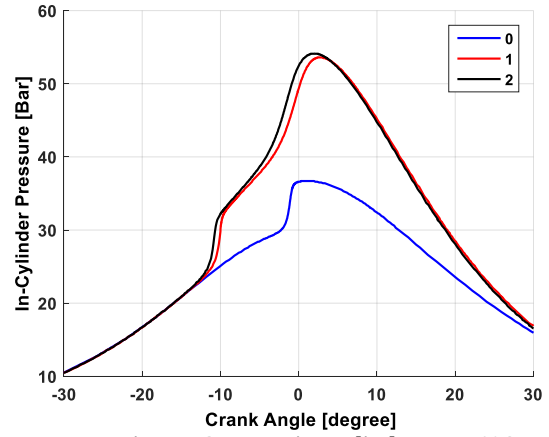


Figure 124: pression cylindre pour 0°C et différentes concentration d'ozone

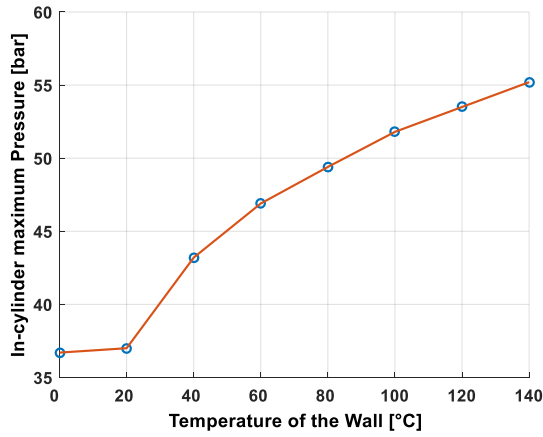


Figure 125: $P_{\max}$ fonction de température des parois

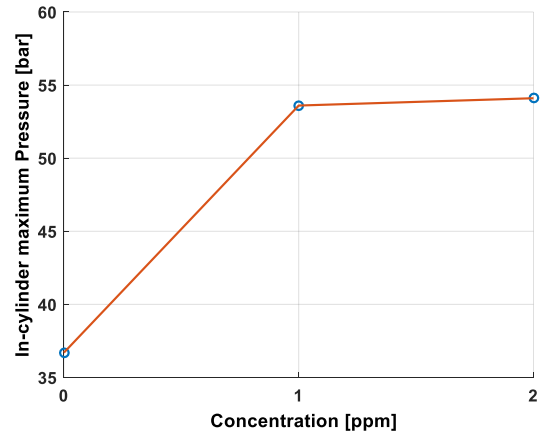


Figure 126: $P_{\max}$ pour 0°C et différentes concentration d'ozone

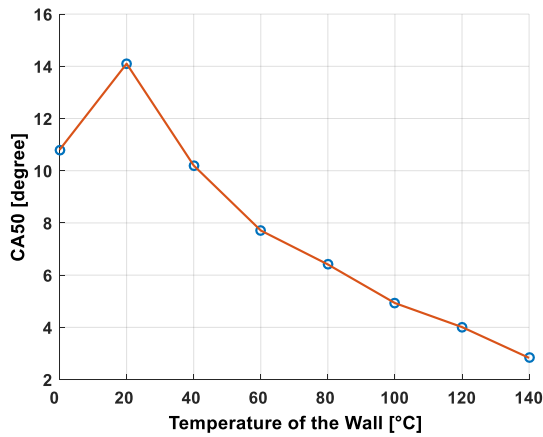


Figure 127: CA50 pour différentes température des parois

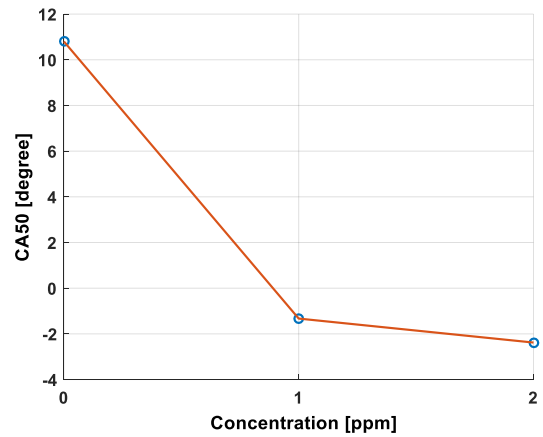


Figure 128: CA50 pour 0°C et différentes concentration d'ozone

2.5 Conclusions et perspectives

Conclusions :

Ce chapitre constitue la partie centrale des travaux consacrés à la modélisation 0D de la combustion en mode HCCI. Ces travaux permettent de tirer des conclusions:

- La combustion HCCI est par définition une combustion d'un mélange parfaitement homogène en richesse mais avec une distribution aléatoire de la température.
- Le majeur facteur influençant le déroulement de la combustion est la stratification de la température
- La stratification de la température dépend de l'épaisseur de la couche limite et de la turbulence : la couche limite thermique tend à favoriser la stratification de la température tandis que la turbulence tend à homogénéiser la température du mélange.
- Le mode de combustion prépondérant dans ce moteur est l'auto-inflammation
- L'effet promoteur de l'ozone est dû au fait que les atomes O de l'ozone interagissent avec le n-heptane pour former le radical OH qui a son tour améliore l'oxydation du n-heptane. L'augmentation de la concentration de l'ozone favorise ce phénomène.
- Le NO a l'effet chimique prépondérant parmi les autres composées d'un vrai EGR : il augmente la pression maximale et avance l'auto-inflammation.
- L'effet de l'ozone domine celui de la composition d'un vrai EGR : la présence de NO n'affecte pas les paramètres de combustion lorsque l'ozone est utilisé. Ainsi, il est possible d'utiliser un EGR synthétique à la place d'un vrai EGR. La différence de CA50 est moins de 2 CAD.
- L'utilisation de l'ozone permet d'élargir la zone HCCI en termes de régime, en termes de $P_{\max}$ et d'IMEP
- L'effet de l'ozone domine celui de la température des parois sur le déroulement de la combustion. Il permet en outre de favoriser la combustion au démarrage à froid.

Perspectives:

Dans ce chapitre, deux modèles 0D sont proposés : modèle à 2 zones et modèles à 1 zone. Les détails du premier modèle se trouvent en annexe III. La combustion brutale dans la zone de couche limite a amenée à la considérer comme une zone fictive. Donc, les perspectives proposées sont :

- Pour le modèle de deux zones: du fait de la faible épaisseur de la couche limite thermique, d'implanter une stratification de température artificielle au moment de l'auto-inflammation, comme une correction ou atténuation du taux de dégagement de chaleur à ce moment, cette correction sera comme une correction linéaire. L'utilité de ce modèle est qu'il permettra de localiser la formation des polluants afin d'approfondir la compréhension le transfert thermique du mélange avec les parois et y trouver des modèles de transfert thermique fiable pour ce type de combustion. Par ailleurs, il sera possible aussi d'étudier la formation des polluants dans chaque zone et trouver des solutions pour limiter les émissions de HC et CO

grâce à des études paramétriques du modèle. Par exemple, il sera possible d'imposer une quantité d'ozone dans la zone centrale et sans/avec d'ajout d'ozone dans la zone de couche limite; cela permettra de voir le gain qu'apporte l'ajout de l'ozone dans la zone de couche limite où la faible température est localisée.

- Pour le modèle à une zone: prendre en compte la présence de la stratification de la richesse grâce à une PDF conjointe (fraction massique et température) par la suite, implanter un modèle d'injection directe basé sur le modèle de stratification de richesse. Par la suite, il sera possible de réduire ce modèle à un modèle empirique ou mathématique afin de l'implanter dans le calculateur (*Engine Control Unit* ECU) du moteur.

CHAPITRE 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Les objectifs de ce chapitre sont :

1. *Modélisation statique des variations de CA50 et P_{max} en fonction des variations du taux d'EGR (actuateur lent) et la quantité d'ozone injectée (actuateur rapide),*
2. *Concevoir un modèle dynamique de simulation du moyen d'essais,*
3. *Concevoir la loi de commande permettant d'asservir le phasage de la combustion d'un moteur HCCI,*
4. *Valider la loi de commande sur le moyen d'essais expérimental.*

Un modèle orienté contrôle est développé au cours de cette étude. Ce modèle permet de décrire la dynamique de chaque circuit présent sur le banc d'essais: circuit d'air, circuit du carburant, circuit d'EGR et circuit d'ozone. Ce modèle est couplé à des cartographies des paramètres de combustion en fonction du couple et du régime. Une stratégie de contrôle est ensuite développée pour contrôler le phasage de la combustion par la quantité d'ozone injecté lors des transitions de couple et régime et lors d'une combustion anormale. Cette stratégie permet de comparer deux points de fonctionnements sans et avec l'ajout d'ozone afin d'évaluer l'impact de cet actuateur sur la combustion.

En balayant le taux d'EGR et la richesse, les paramètres de combustion sont identifiés pour chaque point de fonctionnement grâce aux essais expérimentaux. Ces points de fonctionnement sont regroupés suivant l'état de la combustion: raté de combustion, combustion partielle et combustion normale. Des échelons d'EGR et d'ozone sont effectués dans le but de déterminer les délais de chaque actionneur et identifier le comportement du système lors de transitions entre deux points de fonctionnement. Puis, la stratégie de contrôle cycle à cycle du moteur HCCI est développée, testée sur le modèle dynamique et sur le système réel. L'utilité de l'ozone pour stabiliser un point de fonctionnement est présentée. Des transitions entre deux points de fonctionnement sont choisies. Deux cas sont traités séparément : transitions entre deux points à charge moyenne et transitions entre deux points à faible charge. Ces transitions sont effectuées avec et sans contrôle dont le but est d'étudier l'influence de l'ozone suivant différents cas.

Enfin, ce chapitre s'achève par les conclusions de ce travail et les perspectives de contrôle du moteur HCCI.

3.1 Introduction

Dans un véhicule non-hybridé le moteur thermique est l'élément essentiel du groupe motopropulseur (GMP). Le couple désiré par le conducteur et nécessaire pour mouvoir le véhicule est produit par ce dernier et se trouve être la conséquence de la combustion d'un mélange air/ carburant dans la chambre de combustion. Ainsi, la maîtrise de la combustion est l'élément clés pour assurer le fonctionnement nominal du véhicule. Par ailleurs, la gestion du compromis consommation/pollution sans dégradation des performances demeure un réel défi qui peut être relevé par le contrôle optimal de la combustion.

Le moteur HCCI présente des avantages en termes de consommation et d'émissions de gaz polluants par rapport aux moteurs actuels (diesel ou essence) mais présente l'inconvénient majeur d'avoir une combustion naturellement instable. Ce problème d'instabilité de la combustion s'explique en partie par l'absence d'initiateurs de combustion (injecteur ou bougie) et par le fait que la combustion dépend des conditions thermodynamiques et/ou chimiques du mélange. Le système communément utilisé pour contrôler le phasage de la combustion est le système de recirculation des gaz brûlés (EGR). En effet, le taux d'EGR a des effets thermiques, chimiques et thermodynamiques sur le phasage de la combustion ; il conditionne le déroulement de la combustion et sa stabilité avec une constante de temps de l'ordre de 1.9 seconde. En conséquence, le taux d'EGR permet la minimisation des émissions de NO_x et la stabilisation de la combustion mais avec une constante de temps beaucoup trop grande pour assurer la stabilisation de la combustion cycle à cycle (entre 0.12 et 0.03 secondes/cycle). De plus, le caractère très dynamique des consignes de couple permet d'affirmer que le contrôle de la combustion et de son phasage cycle à cycle ne pourra se faire que par un actionneur très rapide. Il a été démontré dans les chapitres précédent et dans les travaux de thèse de Masurier[40] l'intérêt d'un actionneur chimique tel que l'ozone. L'ajout de quelques ppm de cet additif permet de modifier la réactivité du mélange, diminuer le délai d'auto-inflammation et améliorer le rendement de la combustion sans altérer les conditions thermodynamiques du mélange. Dans la première partie de ce chapitre les différents effets de l'ozone sur la combustion et son interaction avec le taux d'EGR seront étudiés. Cette étude s'appuiera sur les moyens d'essais à disposition. Dans une seconde partie un modèle de simulation orienté contrôle du moteur HCCI sera présenté. Ce modèle permettra de pré-dimensionner la loi de commande que l'on appliquera sur le banc d'essais (Troisième partie).

3.2 Descriptions des moyens d'essais

Dans le but d'exploiter et comprendre les effets de l'ozone sur la combustion des essais expérimentaux et le modèle 0D de la combustion développé dans le chapitre précédent ont été utilisés. En outre, les essais expérimentaux ont permis le recalage du modèle 0D de combustion. Ce modèle 0D a permis de cartographier la combustion pour le modèle de simulation orienté contrôle. Les essais de ce chapitre ont été réalisés sur deux dispositifs :

- Banc d'essais 1 : un moteur PSA DW10 modifié en moteur monocylindre HCCI,
- Banc d'essais 2 : un moteur PSA DV6 modifié pour fonctionner en mode HCCI.

3.2.1 Banc d'essais 1

Un schéma représentatif du banc d'essais 1 est illustré en Figure 129. Dans cette configuration, le banc d'essais 1 permet d'étudier l'influence des additifs ou des diluants tels que le CO_2 et le N_2 sur le déroulement de la combustion. Le N_2 est utilisé comme diluant[132]. L'azote est un additif inerte qui permet de diluer le mélange sans interagir avec le carburant. Ce diluant synthétique peut donc remplacer l'EGR réel et permet de maîtriser complètement la composition des gaz et donc d'étudier l'influence de l'ozone uniquement sur

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

le déroulement de la combustion. L'EGR réel est généralement composé d'azote et d'espèces actives qui peuvent changer l'interaction des molécules d'ozone avec le carburant. Ces espèces actives peuvent aussi influencer le phasage de la combustion.

Le mélange, composé de l'air, du carburant et du N_2 , est préparé dans un collecteur d'admission, qui remplace la préchambre dans un moteur à combustion interne essence. 90% de l'air est directement admis dans le collecteur. Le circuit d'air comporte une pompe, un débitmètre, un préchauffeur. Le carburant est injecté sous pression à l'aide de l'air d'admission afin de faciliter son acheminement. Le circuit de carburant est composé d'un débitmètre-régulateur qui permet de choisir la quantité de carburant voulue et un évaporateur. 10% de l'air d'admission est mélangé avec le carburant dans l'évaporateur, le tout est ensuite mélangé dans le plénum. Le taux de dilution de N_2 voulu est imposé à l'aide d'un débitmètre-régulateur. L'air et le N_2 sont chauffés pour éviter la condensation du carburant vaporisé dans le collecteur d'admission. L'ozone, formé en utilisant de l'oxygène pur, est créé par un générateur d'ozone industriel. Un prélèvement du mélange est effectué à la sortie du collecteur d'admission pour mesurer la concentration d'ozone à l'aide d'un analyseur d'ozone.

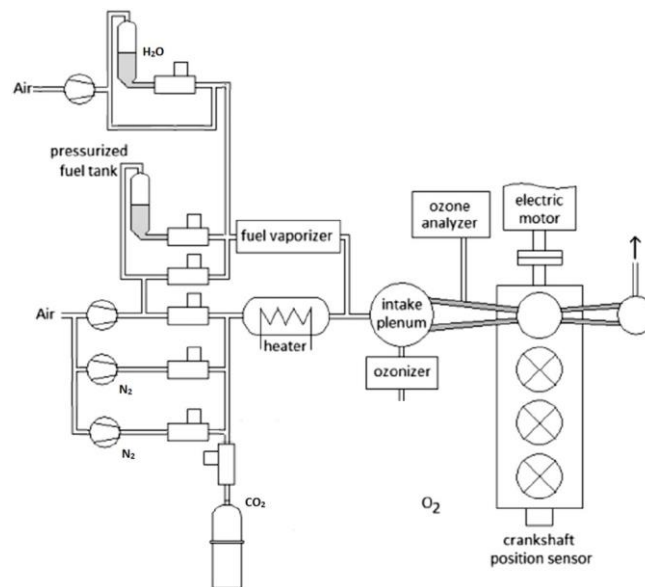


Figure 129: schéma représentatif du banc d'essai monocylindre

3.2.2 Banc d'essais 2

Le banc d'essais 2 est un moteur HCCI multicylindre. L'élaboration de ce banc d'essais a été faite autour d'un moteur 4 cylindres suralimentés (géométrie variable) PSA DV6 (Figure 130) se caractérisant par une injection directe haute pression, 16 soupapes, possédant un dispositif de recyclage des gaz d'échappement (EGR) et dont les caractéristiques géométriques sont rassemblées dans le Tableau 9.

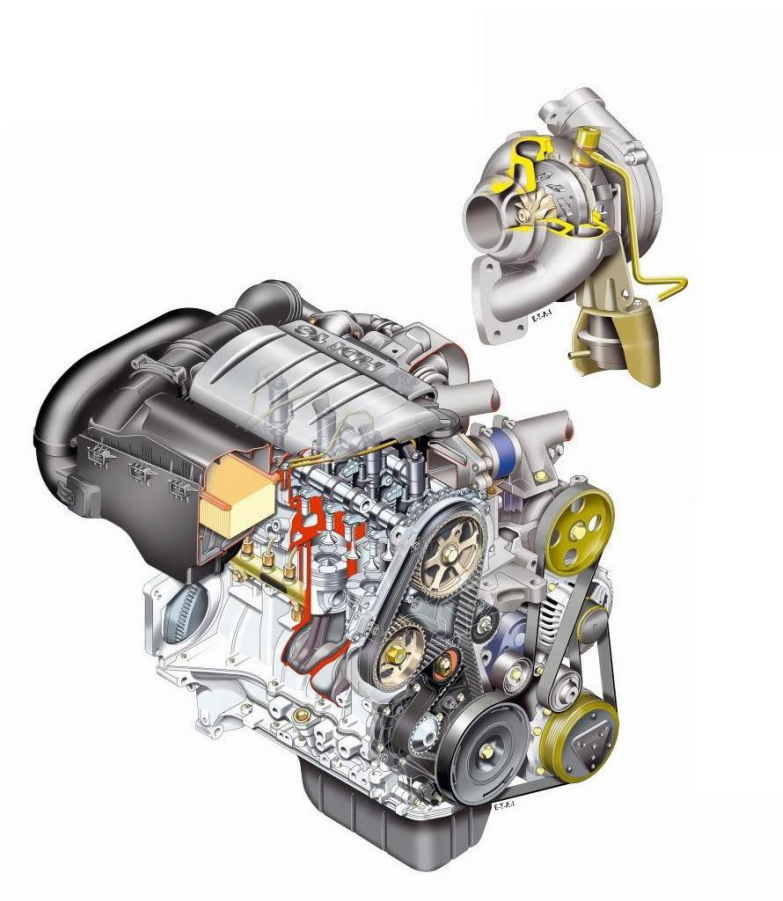


Figure 130: moteur DV6 TED4

Tableau 9: caractéristiques du moteur utilisé

Cylindrée (cm³)	1560
Alésage x course (mm)	75 x 88.3
Puissance maximale (KW)	80 KW (ou 100 CV) à 4000 tr/min
Couple maximum (da.Nm)	24.5 à 2000 tr/min
Rapport volumétrique	18 :1
Pression d'alimentation injection (bar)	1600

Ce moteur a été transformé en moteur HCCI par l'ajout d'un collecteur d'admission d'air frais, une alimentation et un collecteur d'admission pour l'EGR synthétique et un circuit d'évaporation du carburant. Les principaux dispositifs sont illustrés en Figure 131 et Figure 132. Le frein accouplé au moteur thermique est une machine électrique asynchrone utilisé en génératrice de vitesse de rotation maximale 3300 tr/min et de puissance maximale 32.4 kW. La génératrice permet de maintenir le régime du moteur thermique constant.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

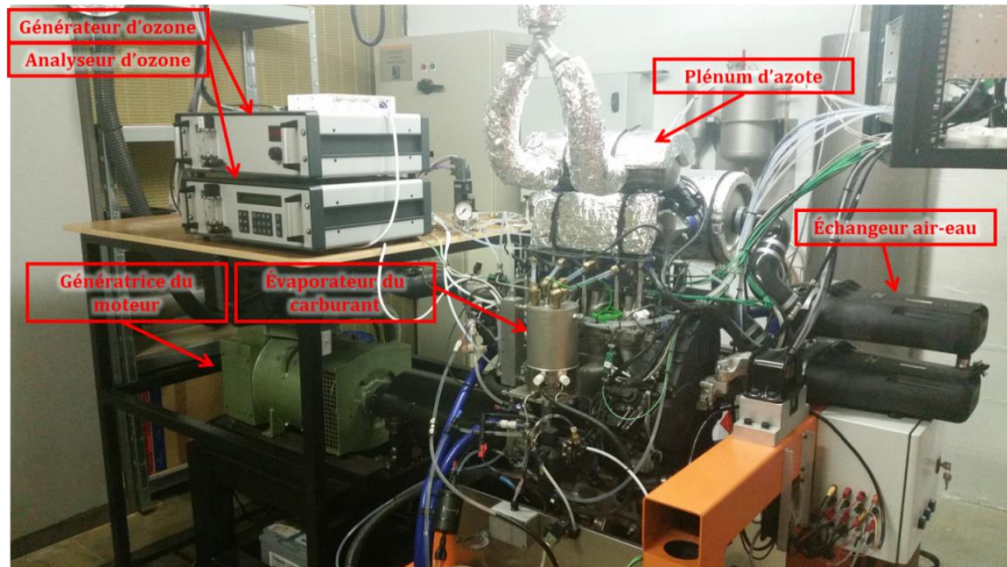


Figure 131: schéma du banc d'essai-1

Pour faciliter la conception du contrôle moteur, un ordinateur de type FH (Figure 149) est utilisé. Ce ordinateur est totalement configurable et à accès direct. L'ensemble des stratégies de contrôle sont développées sous Matlab/ Simulink et déployées sur une cible temps réel. Les actionneurs sont calibrés, pré-positionnés et commandés par le ordinateur suivant les stratégies implantées dans la cible temps réel. À l'inverse, l'ensemble des mesures provenant des capteurs est envoyé au ordinateur et utilisé par la cible temps réel pour positionner les actionneurs. La visualisation des résultats se fait à travers l'Interface Homme Machine (IHM) conçu sous OMERE. Par ailleurs, ce logiciel permet de changer les consignes et d'enregistrer les données.

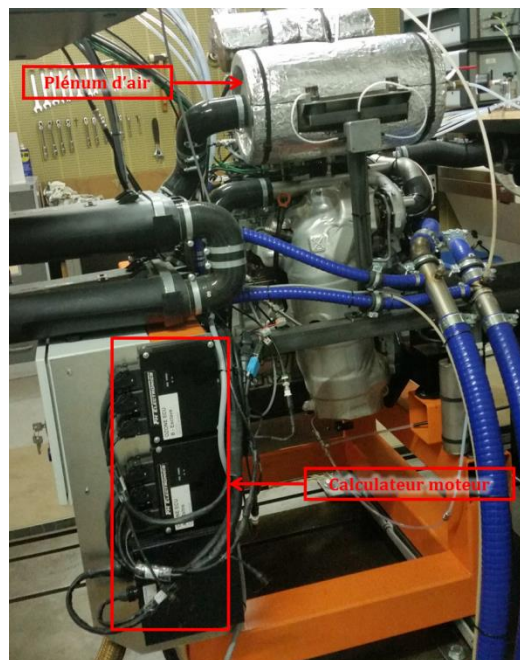


Figure 132: schéma du banc d'essai-2

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

La Figure 133 est un résumé schématique des différents éléments/ circuits constituant le moteur HCCI: circuit d'air frais, circuit d'EGR synthétique, circuit de carburant et circuit d'ozone. Ces différents circuits liés au moteur HCCI sont décrits ci-après.

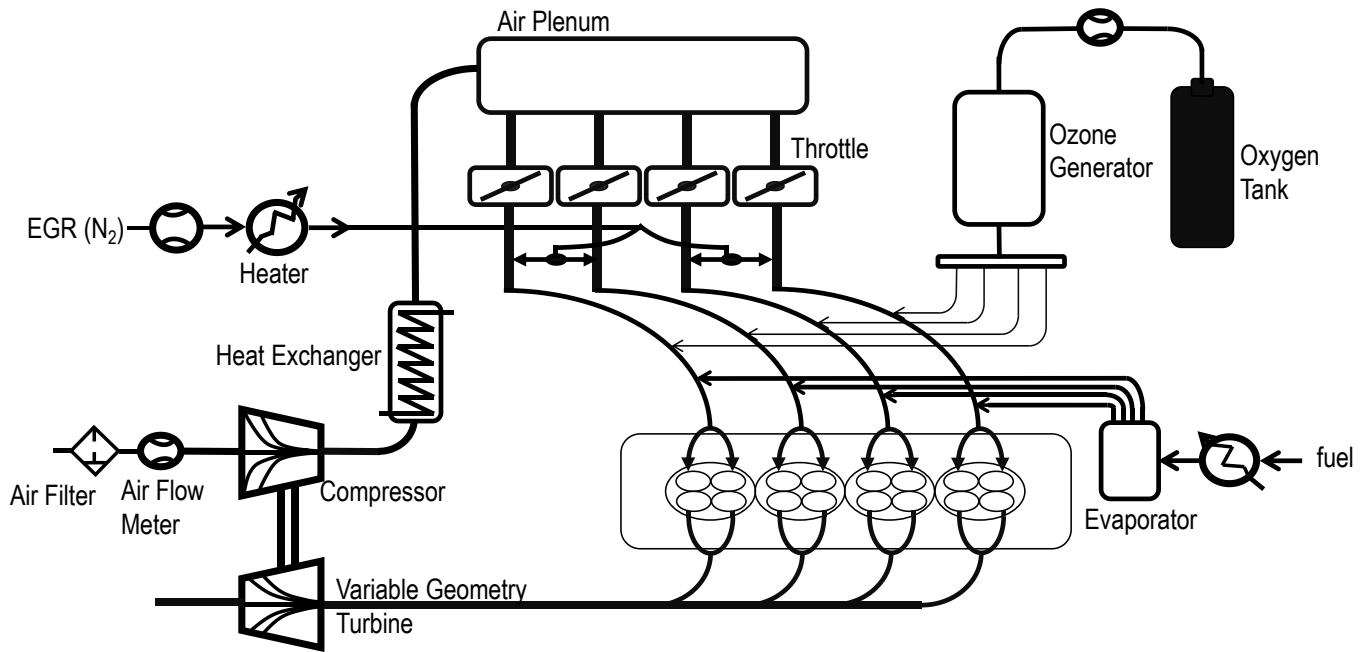


Figure 133: schéma représentatif du banc d'essai

Circuit d'air frais:

Le circuit d'air frais comporte un filtre, un débitmètre, un compresseur, un échangeur air-eau, un collecteur d'admission et un papillon par cylindre (Figure 134).

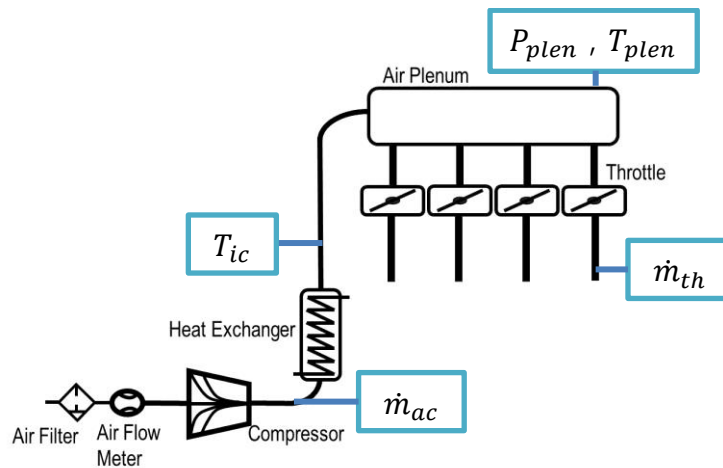


Figure 134: circuit d'air

Le rôle du collecteur d'admission est de maintenir l'air frais à la température voulue. Il est possible d'étudier l'influence de la température d'admission sur le début de la combustion. La température du collecteur d'admission d'air frais est choisie de manière à favoriser le mélange air/carburant dans la tubulure d'admission en évitant la condensation du carburant. Le chauffage de l'air d'admission est assuré par deux plaques chauffantes collées sur la paroi externe du collecteur d'admission. Les quatre papillons, ont pour rôle d'ajuster la quantité

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

d'air frais utilisé pour la combustion et par conséquent, participeront au contrôler cylindre à cylindre du moteur (Figure 135). Plus de détails sont exposés dans l'annexe VI.

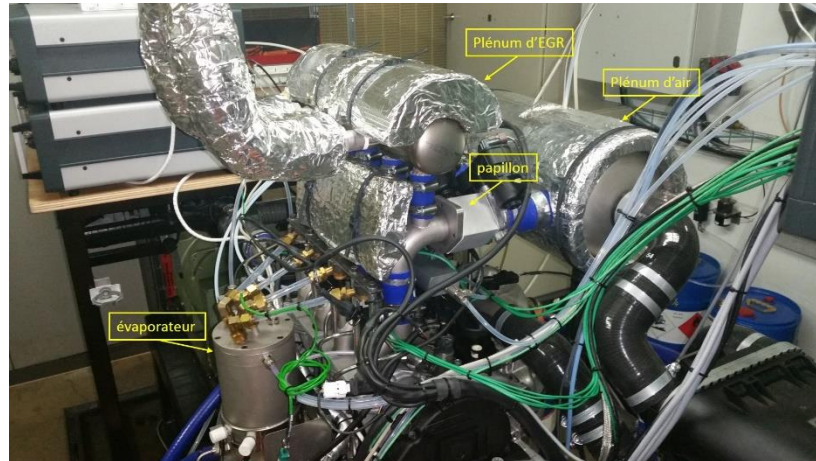


Figure 135: schéma du montage

Circuit d'ozone:

Le circuit d'ozone comporte un générateur d'ozone, un analyseur d'ozone, des débitmètres régulés, une rampe commune et un injecteur par cylindre. Tout ceci est schématisé en Figure 136.

Les injecteurs permettront de choisir la quantité d'ozone voulue par cycle et par cylindre. Le générateur et l'analyseur d'ozone utilisés lors de cette étude sont des éléments de la marque ANSEROS. Le générateur est du type ANSEROS COM-AD02. Il utilise 200W pour produire au maximum 200 g/Nm^3 d'ozone. Il fonctionne suivant le principe d'une barrière à décharge diélectrique et une production par ultra-violets.

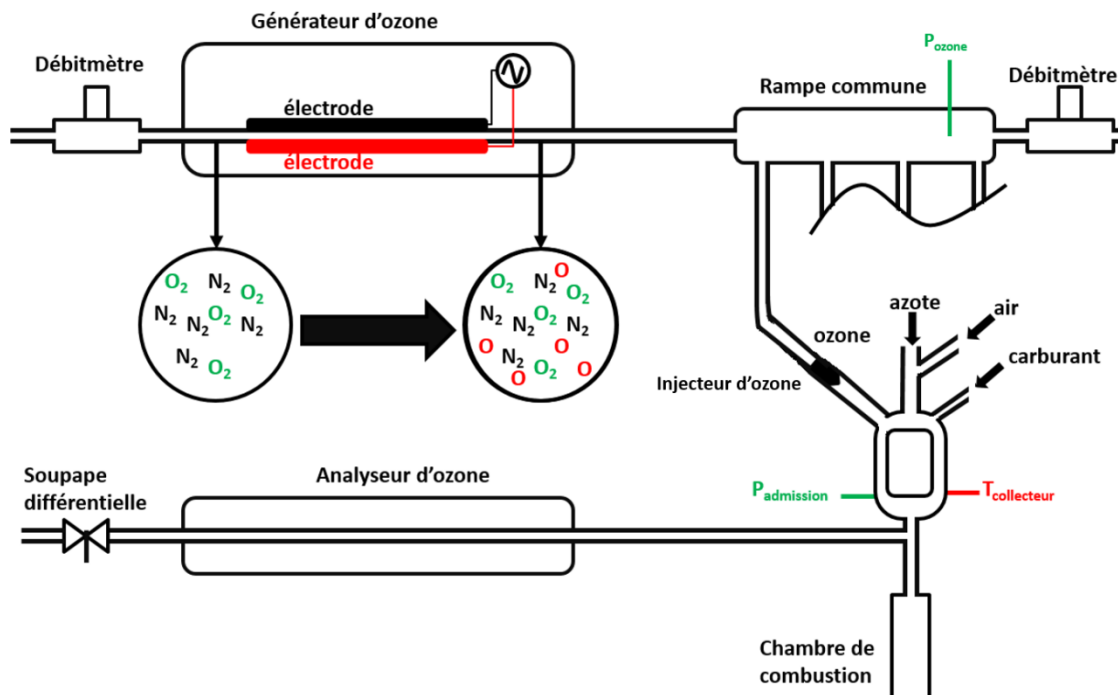


Figure 136: circuit de l'ozone

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Le débitmètre d'entrée, localisé avant le générateur d'ozone permet de mesurer la quantité d'air utilisée pour produire l'ozone tandis que le débitmètre placé après la rampe commune permettra de réguler la pression dans la rampe commune. Les débitmètres (SL5850) utilisés permettent de mesurer et réguler un débit jusqu'à 50 L/min avec une précision de $\pm 0.18\%$. Le débitmètre est fonctionnel pour une température entre -14 et 65°C .

L'analyseur d'ozone permet de mesurer la concentration d'ozone dans le mélange. Son principe de fonctionnement est basé sur la technique de spectrophotométrie. La concentration d'ozone est obtenue à partir de la loi de Beer-Lambert :

$$[O_3] = -\frac{1}{l \times \epsilon_\lambda} \log_{10}\left(\frac{I}{I_0}\right), \quad (\text{VI.1})$$

où l est la longueur du trajet, ϵ_λ est le coefficient d'absorption molaire et $\frac{I}{I_0}$ est la transmittance de la solution. La mesure de la quantité ozone s'effectue dans la conduite d'admission (au plus proche de la chambre de combustion), de manière à estimer la concentration d'ozone dans le mélange entrant dans la chambre de combustion.

Durant les essais, la production d'ozone est effectuée en continue et le générateur d'ozone alimente la rampe commune. Il y a donc en permanence la quantité nécessaire d'ozone au cas où l'ajout d'ozone est nécessaire pour maintenir la stabilité de la combustion. La quantité d'ozone injectée durant un cycle est contrôlée par un injecteur gaz de type LLE102101.

Afin de caractériser les injecteurs un montage spécifique a été réalisé. Le générateur d'ozone alimente directement un injecteur qui injecte dans le circuit de l'analyseur d'ozone. La quantité d'ozone injecté est mesurée à l'aide de l'analyseur pour différentes durées d'ouvertures des injecteurs et deux pressions d'admission : 1100 mbar et 870 mbar. Ces deux pressions correspondent aux limites inférieure et supérieure de la pression d'admission du système. Le régime moteur est fixé à 1200 tr/min. Les essais réalisés (Figure 137) montrent que l'on peut considérer la quantité d'ozone injecté comme indépendante de la pression d'admission et que cette concentration et le temps d'ouverture injecteur sont liés par l'équation suivante :

$$[O_3] = 0.0292\Delta T_{inj} - 23.87 \quad (\text{VI.2})$$

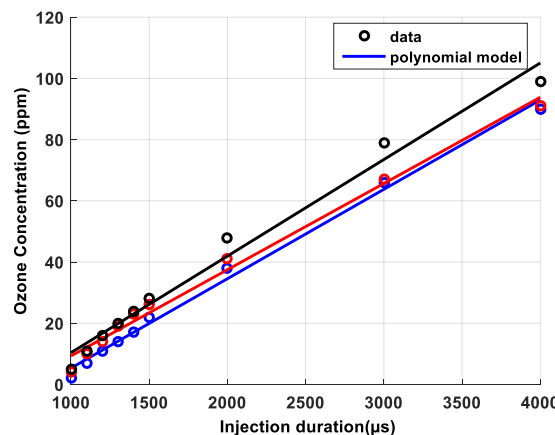


Figure 137: concentration d'ozone en fonction de la durée d'injection (bleu : P=870 mbar ; rouge et noir : P=1100 mbar)

Circuit d'EGR synthétique :

Le circuit d'EGR synthétique illustré en Figure 138 est composé d'un système produisant de l'azote synthétique, un débitmètre, un collecteur d'admission et un système chauffant. Le débitmètre régulateur sert à ajuster la quantité d'EGR synthétique injecté dans

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

le collecteur d'admission du circuit alors que le système chauffant permet de maintenir ce circuit à la température du carburant vaporisé. Le collecteur d'admission du circuit d'EGR sert à emmagasiner une quantité d'azote suffisante pour assurer une distribution homogène de l'azote synthétique chauffé dans les tubulures d'admission.

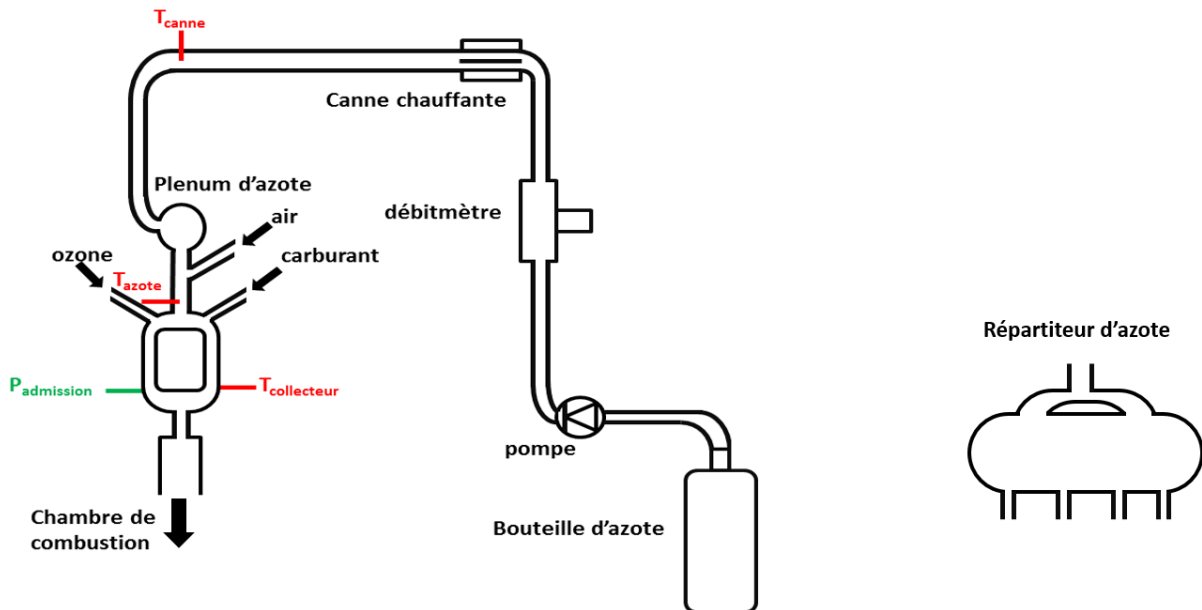


Figure 138: circuit d'azote ou d'EGR synthétique

Circuit de carburant :

Le circuit de carburant, illustré en Figure 139 et Figure 140, est composé de deux réservoirs de carburant, d'un débitmètre, d'une électrovanne, d'une enceinte pour chauffer le carburant nommée évaporateur et de quatre injecteurs gaz. L'électrovanne pneumatique gère de manière automatique le niveau de carburant dans l'évaporateur. La pression et température de vaporisation du n-heptane est de 1,8 bar et 120 °C. La température du carburant est maintenue à 120°C à l'aide des trois résistances chauffantes de puissance 150W chacune. Le chauffage du carburant est aussi destiné à maintenir la pression dans l'enceinte autour de 1,8bar. Un système de retour composé d'une soupape différentielle et d'un réservoir de carburant permet d'éviter les pressions élevées dans le système.

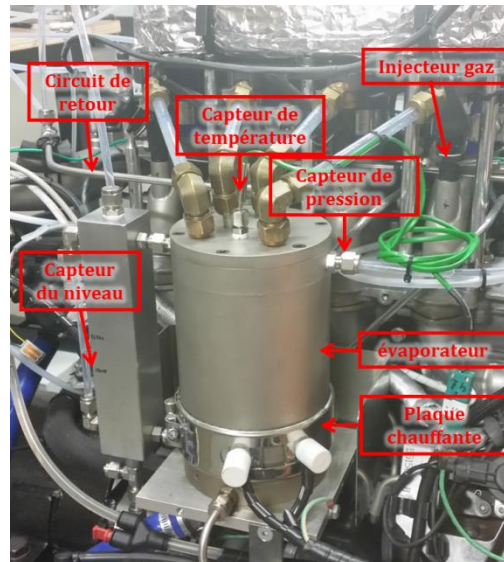


Figure 139: évaporateur

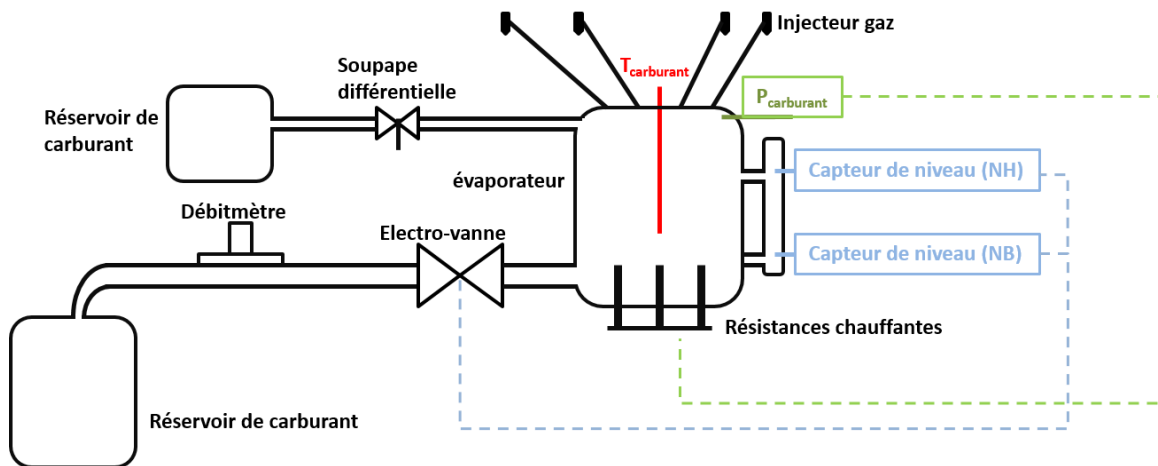


Figure 140: circuit de carburant

Les injecteurs placés après l'évaporateur permettent d'injecter la quantité de carburant nécessaire pour chaque cycle. Le carburant se mélange avec l'air frais, l'EGR synthétique et l'ozone dans la tubulure d'admission. Les paramètres influençant le débit de carburant sont : la pression et la température dans l'évaporateur et dans la tubulure d'admission, le niveau de carburant dans l'enceinte, le régime moteur et le type de carburant utilisé. Le type de carburant étant fixé (n-heptane), un ensemble d'expérience ont été menées pour caractériser les injecteurs et étudier l'influence de ces différents paramètres sur la quantité de carburant réellement injecté. Les résultats montrent que la quantité du carburant injectée est fortement dépendante de la température aval injecteur et indépendante du niveau du carburant liquide dans l'évaporateur.

Tout d'abord des essais à différents niveau de carburant ont permis d'identifier qu'une variation d'un centimètre de liquide de carburant dans le réservoir engendre une erreur de l'ordre de $1,5\mu\text{g}$ de carburant par coup. Le niveau de liquide étant régulé cette erreur peut être négligée. Ensuite, l'influence de la température extérieure sur le débit de carburant est testée. Le même essai est effectué à deux instants temporels. L'essai 1 est effectué le matin et l'essai 2 l'après-midi. Les résultats, illustrés en Figure 142, montrent que la quantité de carburant injectée est la même pour les deux essais avec une erreur relative de 0.2%. Enfin, le débit de

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

carburant est mesuré pour différentes durées d'ouverture de l'injecteur (Figure 143). Cette expérience a permis de mettre en évidence la caractéristique de l'injecteur :

$$\dot{m} = -0.0005 \times \Delta T + 6.3355, \quad (\text{VI.3})$$

avec ΔT : le temps d'ouverture des injecteur en μs et $\dot{m}$ le débit carburant en mg/cp .

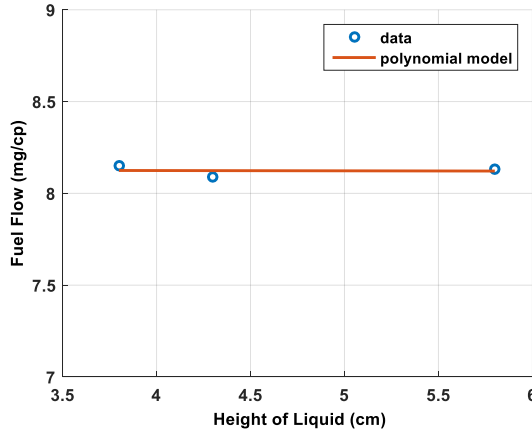


Figure 141: débit du carburant en fonction de la hauteur du carburant liquide

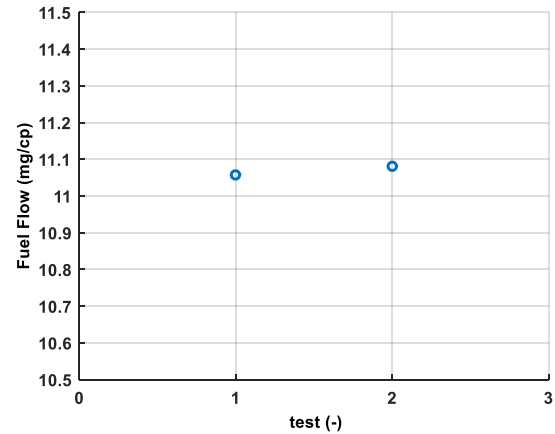


Figure 142: influence de la température extérieure sur le débit du carburant

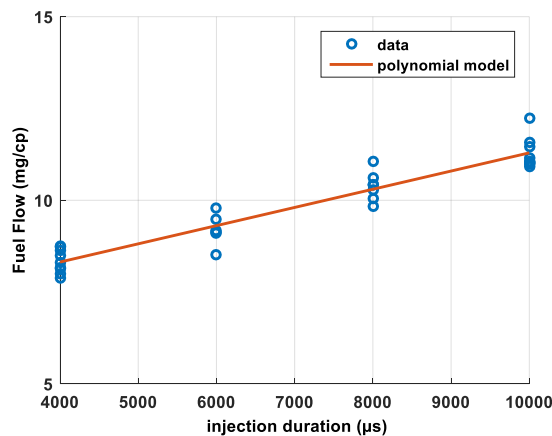


Figure 143: débit carburant en fonction de la durée d'ouverture de l'injecteur

Mesure des paramètres de combustion en temps réel:

La combustion en mode HCCI est susceptible de changer son état d'un cycle à un autre. Afin de maîtriser le couple issu de la combustion, il sera nécessaire d'adapter les conditions physico-chimiques initiales du mélange. Actuellement, les capteurs ne permettent pas de mesurer directement les paramètres de combustion en particulier le phasage de la combustion. Le suivi de ce paramètre s'effectue en se basant sur le diagramme de pression cylindre issu du capteur de pression cylindre. Or, les systèmes d'acquisition ne permettent pas d'avoir ces informations en temps réel à cause du délai pour transmettre l'information, la traiter, la filtrer et l'afficher ou la récupérer. Un système d'acquisition rapide des paramètres de combustion sera nécessaire pour suivre l'évolution de ces paramètres d'un cycle à un autre. Avoir des informations sur le déroulement de la combustion en temps réel est une étape primordiale pour concevoir une loi de commande qui saura répondre à la problématique de contrôle de la combustion du moteur HCCI. Les paramètres permettant de caractériser la combustion (stabilité, rendement,...) sont nombreux :

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

- la pression maximale dans le cylindre, $P_{\max}$,
- l'angle vilebrequin correspondant à cette pression maximale, $CAD_{p_{\max}}$,
- l'angle vilebrequin de début d'auto-inflammation, CA_{01} ,
- l'angle vilebrequin au bout duquel 10%, 50% ou 90% de la masse de carburant a été brûlée, CA_{10} , CA_{50} ou CA_{90} ,
- la durée de la combustion, $CA_{90}-CA_{10}$.

Parmi ces paramètres, les paramètres les plus représentatifs de la charge du moteur et de l'état de la combustion sont, respectivement la $P_{\max}$ et le CA_{50} . La $P_{\max}$ est l'image du rendement et de la charge mécanique issue de la combustion alors que le CA_{50} est une image du phasage de la combustion. Lors de l'utilisation d'un carburant à deux flammes (flamme froide et flamme principale) de type n-heptane, le CA_{50} ne permet pas de conclure sur l'apparition ou pas de la combustion et son rendement. En comparant la courbe en bleu et la courbe en rouge de la Figure 144, on voit que malgré un phasage de la combustion i.e. un CA_{50} apparent identique (Tableau 10) seul le relevé de l'information de $P_{\max}$ nous permettra de conclure à la présence d'une combustion (Figure 145). Ces deux grandeurs sont donc complémentaires et donneront une information en temps réel sur le déroulement de la combustion et son efficacité.

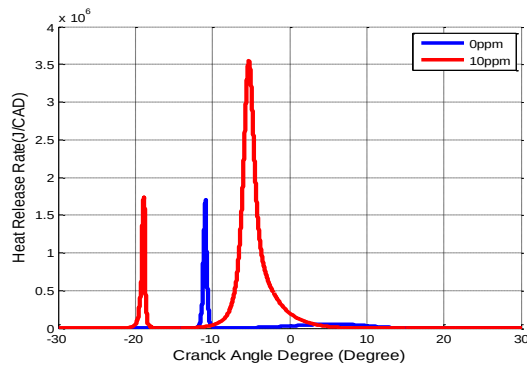


Figure 144: taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle vilebrequin

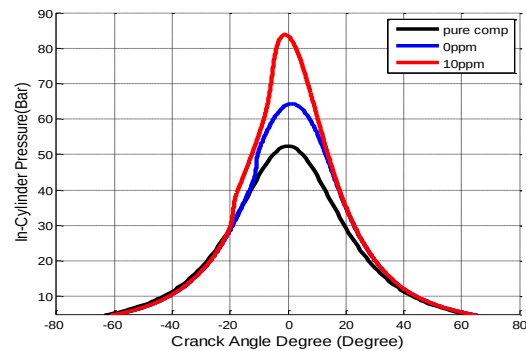


Figure 145: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin

Tableau 10: paramètre de combustion

Paramètres de combustion	[O ₃]=0 ppm	[O ₃]=10 ppm
P_{max} (bar)	62	83
CA₅₀ (CAD)	-11.5	-11

Afin de récupérer ces informations ($P_{\max}$, CA_{50}) en temps réel une carte d'acquisition « low-cost » a été utilisée. Les cartes d'acquisition testées sont la carte ARDUINO UNO et la carte TEENSY 3.2. Le microcontrôleur de la carte ARDUINO UNO est du type ATmega328, possède une mémoire flash de 32KB et tourne à la fréquence de 16MHz tandis que celui de la carte TEENSY 3.2 est du type K20P64M50SF0, possède une mémoire flash 128 KB et tourne à la fréquence de 50MHz. A la vue des contraintes de calcul et période entre deux cycles la carte TEENSY 3.2 a été choisie. Plus de détails sur la carte TEENSY sont présentés en annexe IV. Un code permettant de faire l'acquisition de la pression cylindre, top cycle, du régime moteur et pression d'admission a des cadences très élevées et calculer les paramètres non-mesurables tel que le CA_{50} , la $P_{\max}$ et le $CAD_{p_{\max}}$ a été développé. Afin de valider le code les grandeurs de pression cylindre, taux de dégagement de chaleur et CA_{50} pour deux points de fonctionnement ont été relevées. Ces deux points de fonctionnement sont : Point 1

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

(3200 μ s, 200 Nl/min) et point 2 (8200 μ s, 200 Nl/min). Le régime moteur est fixé à 1200 tr/min et les papillons sont ouverts à 90%. L'objectif étant de valider que l'on peut conclure de l'évolution de la combustion qu'avec le relevé issu de la carte TEENSY 3.2. Les résultats des diagrammes de pression du point 1 (Figure 146) et point 2 (Figure 147), permettent de récupérer le diagramme de pression cylindre sans aucun décalage. Par ailleurs, les résultats du taux de dégagement de chaleur du point 1 montrent que ce point est un point où la combustion se déroule anormalement. L'intensité de la flamme principale est quasiment égale à celle de la flamme froide (Figure 304) alors que la flamme principale du point 2 est visible et stable (Figure 306). Ainsi, le phasage de la combustion (CA50) du point 1, illustrée en Figure 150, est de l'ordre de 1.14 CAD tandis que celui du point 2 est de l'ordre de -5.26 CAD (Figure 151). Cette moyenne est calculée sur 100 cycles enregistrés. Pour pousser l'analyse, les fluctuations relevées en Figure 307 ne sont en aucun cas du bruit de mesure mais traduisent l'instabilité de la combustion du point 2. De même, pour le point 1 le code a permis de détecter des CA50 de l'ordre de 20 CAD, cela traduit des cycles sans combustion ou combustion dégradée. En conclusion, cette carte électronique et le code développé permettent de récupérer les paramètres de combustion qui seront utilisés pour effectuer le contrôle du moteur HCCI cycle à cycle.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

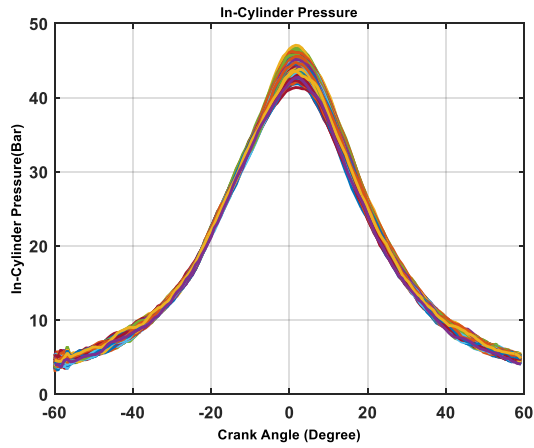


Figure 146: pression cylindre (point 1)

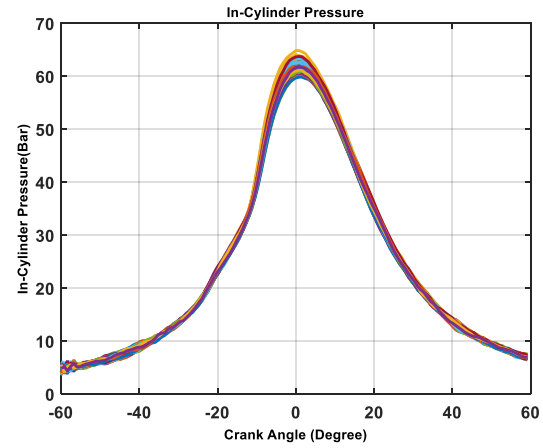


Figure 147: pression cylindre (point 2)

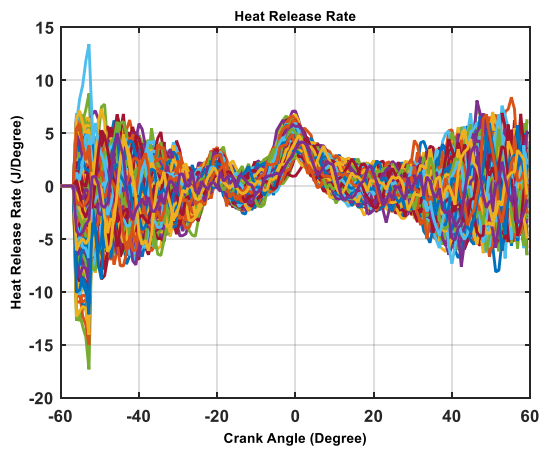


Figure 148: taux de dégagement de chaleur (point 1)

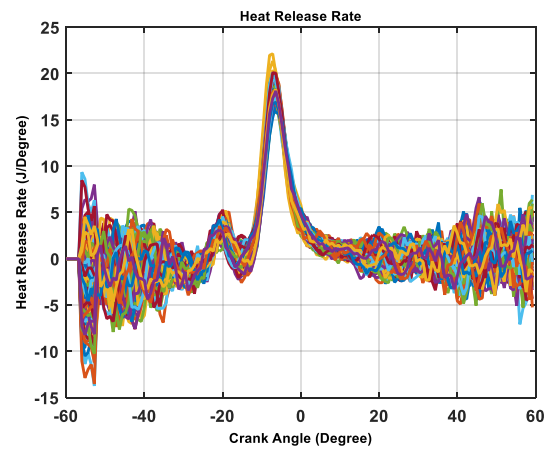


Figure 149: taux de dégagement de chaleur (point 2)

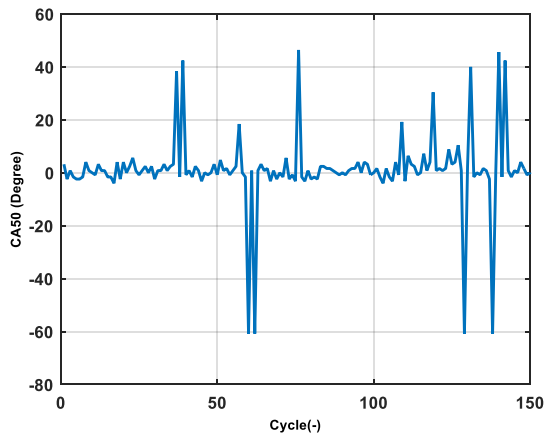


Figure 150: CA50 du point 1

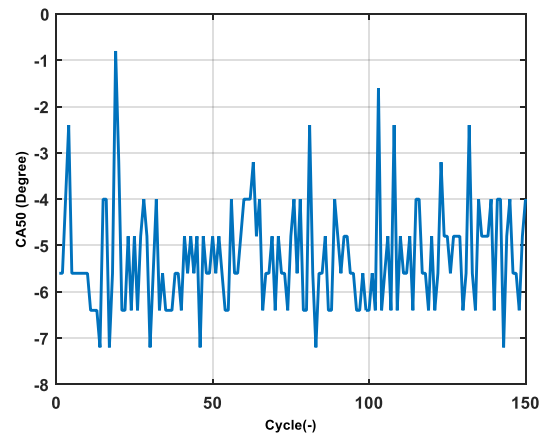


Figure 151: CA50 du point 2

3.3 Banc d'essai 1: Etude statique du système

Dans cette étude un nouvel actuateur chimique (ozone) est utilisé du fait de son effet potentiel sur le déroulement de la combustion. Dans l'objectif de mieux comprendre le fonctionnement du système, les effets de l'ozone et du taux d'EGR sur la combustion et les interactions entre les différents actionneurs (physique et chimique) une série d'essais expérimentaux ont été menés sur le banc d'essais monocylindre. Le moyen d'essais ne

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

permettant pas de couvrir l'ensemble du champ moteur le modèle 0D de la combustion développée dans le chapitre précédent a été utilisés pour extrapoler les cartographies moteur.

Des essais à richesse 0.3, différents taux d'EGR et quantité d'ozone injecté sont présentés dans cette partie. Le carburant utilisé est l'isooctane et le régime moteur est fixé à 1500 tr/min. Les résultats expérimentaux sont enregistrés sur 100 cycles et après stabilisation du point de fonctionnement. La zone grise correspond à 100 cycles des résultats expérimentaux. La courbe noire correspond au résultat de simulation. Le nombre à l'intérieur du carré est la concentration d'ozone en ppm. Les Figure 152, Figure 153, Figure 154 et Figure 155 montrent la comparaison entre les résultats expérimentaux et la simulation. L'EGR utilisé dans cette étude est synthétique et composé uniquement de N_2 . Les résultats de simulation sont cohérents et similaire aux résultats expérimentaux.

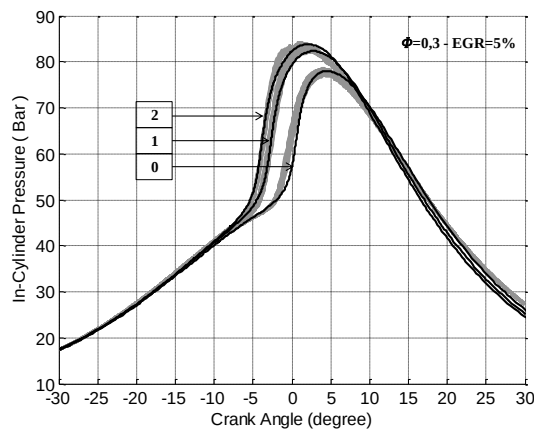


Figure 152: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=0.3$ et EGR=50%

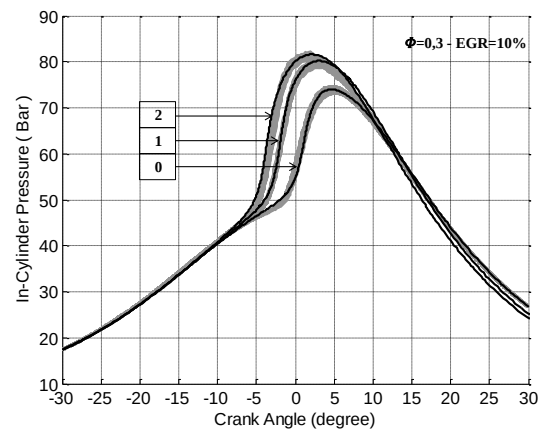


Figure 153: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=0.3$ et EGR=10%

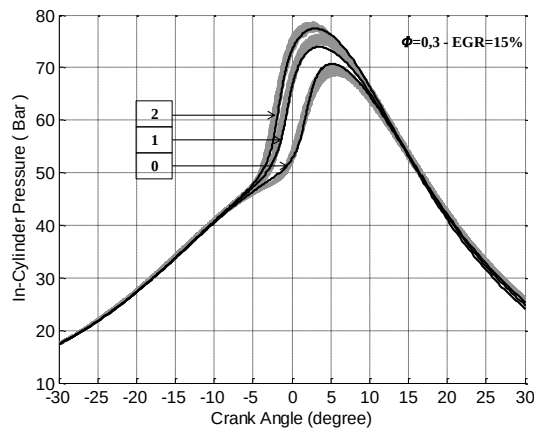


Figure 154: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin ; $\Phi=0.3$ et EGR=15%

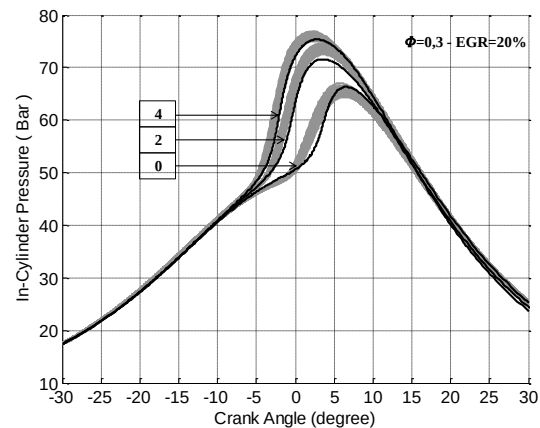


Figure 155: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin ; $\Phi=0.3$ et EGR=20%

La Figure 152 montre que la pression varie de manière brutale même dans le cas sans ozone. En augmentant le taux d'EGR jusqu'à 10% et toujours sans ozone (Figure 153) le gradient de pression diminue sans augmenter la variabilité cyclique. La même tendance est observée sur la Figure 154. La Figure 155 montre une variabilité cyclique plus importante que dans les autres cas. L'ajout d'une quantité d'ozone permet de compenser cette variabilité cyclique et améliore le rendement de la combustion. Dans les différentes expériences, l'ajout

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

d'ozone diminue le phasage de la combustion et améliore le rendement de la combustion. On peut classer les effets de l'ajout d'ozone suivant trois catégories :

- Amélioration du rendement de la combustion : l'ajout d'ozone permet d'augmenter la pression maximale à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette augmentation augmente la surface de la boucle haute pression comme le montre la Figure 156. Cette augmentation permet de gagner en termes de pression moyenne indiquée.

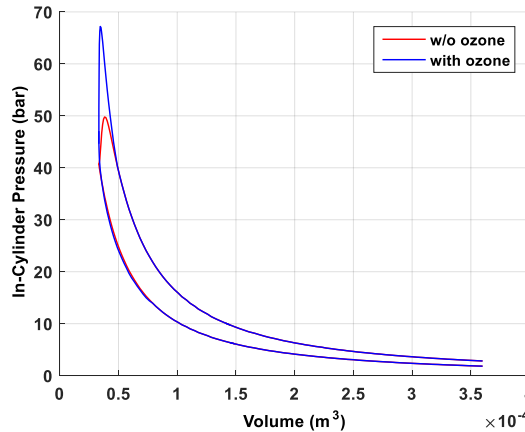


Figure 156: diagramme de Clapeyron pour un cycle moteur (compression-détente)

Le rendement de la combustion est, par définition, la chaleur totale dégagée au cours de la combustion divisée par l'énergie totale potentiellement délivrée par le carburant injecté. Donc, l'augmentation de la pression maximale qui est l'image de la chaleur dégagée contribue à l'augmentation du rendement de la combustion. À titre d'exemple, suivant la Figure 156, la pression maximale est de l'ordre de 67 bars sans ozone et de 75 bars avec ozone. Soit un gain de l'ordre de 12% sur la pression maximale.

- Diminution de la variabilité cyclique de la pression maximale : La réduction de la variabilité cyclique de la pression maximale dans la chambre de combustion contribue à avoir un fonctionnement nominal du moteur. L'ajout d'ozone permet de diminuer la variabilité cyclique de la pression maximale. Pour un taux d'EGR de 20% et sans ozone la pression maximale fluctue de 3 bars tandis qu'avec 4 ppm, cette fluctuation diminue à 0.9 bars.

- Contribution à faire apparaître la détonation dans le cylindre: La détonation (*Ring Intensity* RI) est calculée par une corrélation empirique [130], [133] :

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(0.05 \times (dP/dt))^2}{P_{max}} \sqrt{\gamma R T_{max}} \quad (III.1)$$

Cette équation montre que la détonation est directement proportionnelle au gradient de pression et donc à la variation de pression par unité de degré vilebrequin, $dP/d\alpha$. La Figure 157 montre le $dP/d\alpha$ pour l'essai avec un taux d'EGR=5% et différentes concentrations d'ozone. L'ajout d'ozone permet d'augmenter le $dP/d\alpha$ jusqu'à 12 bars/CAD ; ce qui favorise l'apparition de la détonation. Sans ozone, la valeur maximale de la variation de pression par degré vilebrequin est égale à 8 bars/CAD. Les actionneurs de la chaîne de carburant et du circuit d'ozone (injecteurs) sont rapides et le taux d'EGR est un actionneur lent. Un moyen d'éviter les détonations consisterait à diminuer la quantité de carburant et ajouter en parallèle de l'ozone de manière à conserver les performances du moteur constantes.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

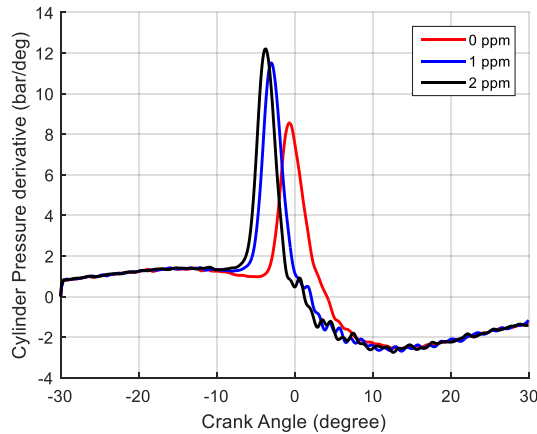


Figure 157: pente de la pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin suivant différentes concentrations d'ozone ($\Phi=0.3$ et EGR=5%)

Le Tableau 11 récapitule les effets de l'ajout d'ozone et de la variation du taux d'EGR. L'augmentation du taux d'EGR dégrade la pression maximale et décale son angle correspondant tandis que l'ozone a un effet opposé. De même, il est possible de compenser la diminution de la pression maximale dû à l'augmentation du taux d'EGR par l'ajout d'ozone. Cette information est très utile lors de la mise au point du moteur ; durant cette phase l'objectif consiste à maintenir une pression maximale constante et donc un couple utile constant.

Tableau 11: Gain en termes de $P_{\max}$ et changement de l'angle correspondant à $P_{\max}$

	EGR=5%		EGR=10%	
[O ₃] (ppm)	0	1	0	1
$P_{\max}$ (bars)	78	83	75	80
CAD _{pmax} (CAD)	4.5	2.5	4.7	3
	EGR=15%		EGR=20%	
[O ₃] (ppm)	0	1	0	2
$P_{\max}$ (bars)	70	74	65	72
CAD _{pmax} (CAD)	5.4	3.2	6.4	5

Partant de ces résultats, il est utile d'identifier les effets d'une combinaison de ces actionneurs sur les paramètres de la combustion. Pour cela, une comparaison des paramètres de combustion entre le moyen d'essais et la simulation a été réalisée afin de valider la combustion du modèle 0D développé dans le chapitre précédent. La comparaison entre les paramètres de combustion expérimentaux et simulés permet d'étudier la précision du modèle 0D et son aptitude à prédire les paramètres de combustion. Cette comparaison est effectuée pour une richesse égale à 0,3 et un taux d'EGR égal à 20% avec différentes concentrations d'ozone. Les barres d'erreur correspondent aux limites inférieures et supérieures des variations sur les 100 cycles enregistrés. L'erreur absolue de la pression maximale est inférieure à 1 bar (Figure 158). La pression maximale dans le cylindre tend à augmenter avec l'augmentation de la concentration d'ozone. L'erreur absolue du degré vilebrequin correspondant à la $P_{\max}$ est

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

inférieure à 2 CAD (Figure 159). L'angle vilebrequin correspondant à la pression maximale dans le cylindre tend à diminuer avec l'augmentation de la concentration d'ozone. La Figure 160 montre une comparaison entre le CA50 simulé et le CA50 issu des expériences. L'erreur absolue est inférieure à 1 CAD. Le CA50 a tendance à diminuer quand la concentration d'ozone augmente. Une extrapolation statique a été réalisée sur une large plage de taux d'EGR et d'ozone. Un ensemble d'équations mathématiques liant les paramètres de combustion principaux (CA50, P_{max} et CAD_{Pmax}) et les deux actionneurs (taux EGR et d'ozone) ont été développées.

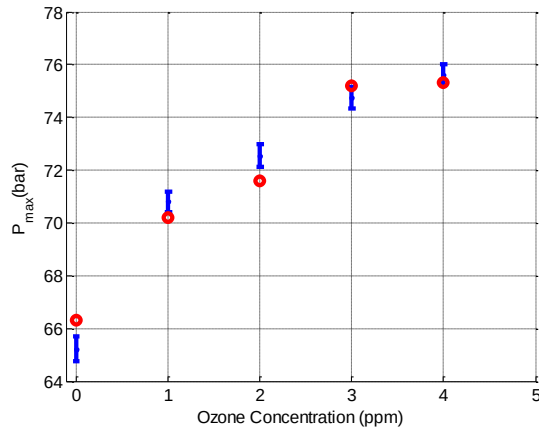


Figure 158: P_{max} en fonction de la concentration d'ozone

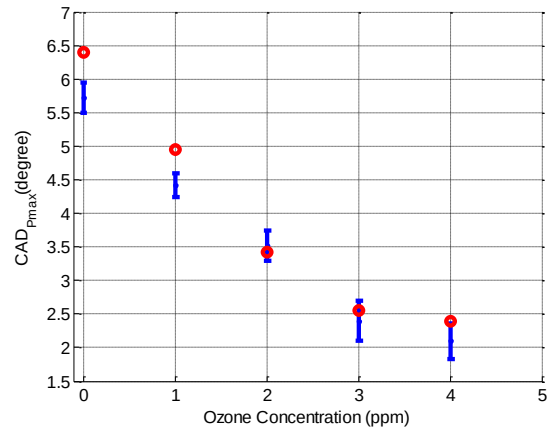


Figure 159: CAD_{Pmax} en fonction de la concentration d'ozone

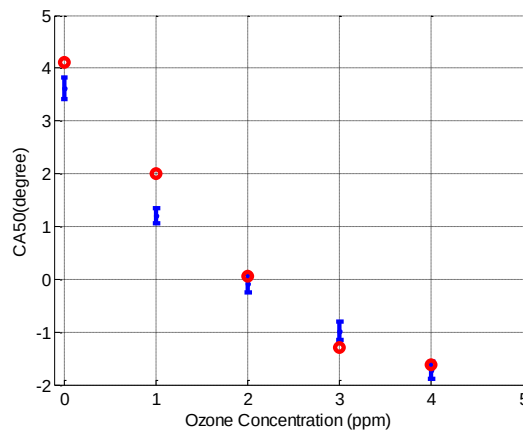


Figure 160 : CA50 en fonction de la concentration d'ozone

3.3.1 L'effet combinatoire de l'EGR et de l'ozone sur le phasage de la combustion

Les Figure 161, Figure 162, Figure 163 et Figure 164 présentent une comparaison entre la pression cylindre obtenue en simulation et 100 pressions cylindre issues d'essais expérimentaux dans les mêmes conditions. Les résultats montrent trois cas de combustion : combustion normale, raté de combustion ou détonation. La Figure 161 présente un cas où le déroulement de la combustion est normal. L'ajout de l'ozone dans ce cas permet de diminuer le délai d'auto-inflammation et améliore le rendement de la combustion. La pression maximale est de l'ordre de 78 bars et l'angle correspondant de 4 CAD sans ajout d'ozone. Avec l'ajout de 2 ppm d'ozone, la pression est de 84 bars et l'angle correspondant de 1 CAD. La Figure 162 présente un cas où il y a un excès d'EGR, ce qui favorise les ratés de combustion. La pression maximale est de l'ordre de 58 CAD et l'angle correspondant de 10

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

CAD sans ajout d'ozone. Avec l'injection de 7 ppm d'ozone, la pression est de 77 bars et l'angle correspondant de 3 CAD. Ces résultats montrent qu'une dilution importante empêche le déroulement normal de la combustion et favorise les ratés de combustion. L'ajout d'ozone fait converger la combustion vers une combustion normale sans raté de combustion. La Figure 163 présente un cas similaire pour un taux d'EGR de 55% et sans ozone. La variabilité cyclique est plus importante. De même, l'ajout d'ozone diminue la variabilité cyclique et améliore la combustion. La Figure 164 montre les résultats obtenus avec un taux d'EGR inférieur au taux nécessaire pour une combustion normale pour ce point de fonctionnement. Il y a apparition de la détonation. Dans ce cas l'ajout d'ozone est inutile. Le seul moyen de faire converger cette combustion vers une combustion normale consiste à diminuer la richesse. L'EGR et l'ozone semblent avoir deux effets contradictoires : l'EGR déstabilise et retarde la combustion (augmentation de la variabilité cyclique) alors que l'ozone permet de faire converger la combustion vers une combustion normale en avançant cette dernière dans le cycle. Dans le détail en verra dans la partie suivante que ces deux effets sont surtout liés aux constantes de temps de ces deux actionneurs. En utilisant ces effets, le déroulement de la combustion peut être contrôlé de manière à atteindre les conditions optimales de combustion pour chaque point de fonctionnement. Le Tableau 12 permet de résumer les effets des deux actionneurs : taux d'EGR et concentration d'ozone ainsi que des solutions suivant les différents cas.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

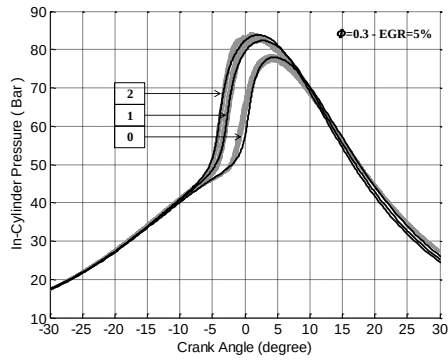


Figure 161: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=0.3$ et EGR=5%

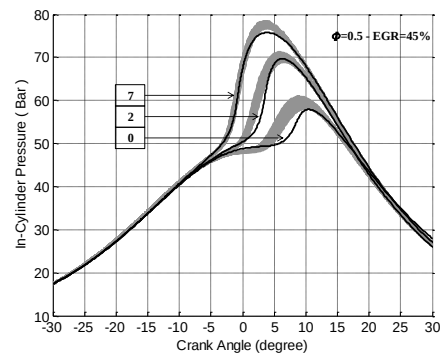


Figure 162: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=0.5$ et EGR=45%

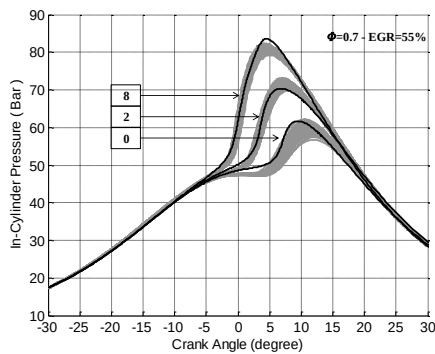


Figure 163: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=0.7$ et EGR=55%

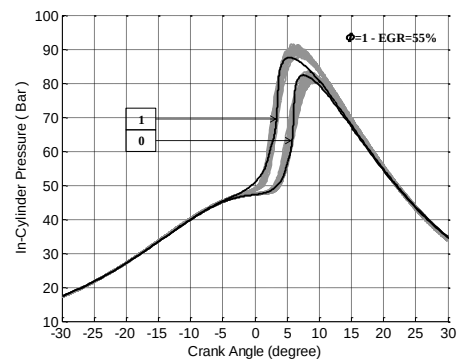


Figure 164: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin; $\Phi=1$ et EGR=55%

Tableau 12: récapitulatif des effets du taux d'EGR et de l'ozone

EGR	Cas	Ozone	solution
EGR > EGR demandé	Raté de combustion, variabilité cyclique importante	Améliore le rendement de la combustion	Choisir une concentration d'ozone pour un fonctionnement optimal
EGR = EGR demandé	combustion	Améliore le rendement de la combustion	Dans le cas où le phasage de combustion est décalé par rapport à celui optimal, ajouter de l'ozone
EGR < EGR demandé	détonation	Favorise la détonation	Diminuer la richesse et ajouter de l'ozone de manière à atteindre les conditions optimales de fonctionnement

3.3.2 Equations mathématiques liant les paramètres de combustion aux deux actionneurs

A l'intérieur de la chambre de combustion les réactions chimiques se font extrêmement rapidement et en comparaison aux événements extérieurs à la chambre de combustion (remplissage du collecteur d'admission, injection d'ozone ou de carburant) ils peuvent être considérés comme statique. La comparaison faite entre les résultats du modèle 0D et les résultats expérimentaux ont permis de valider le modèle 0D. Le modèle est donc utilisé pour extrapoler le comportement de la combustion pour un ensemble de point de fonctionnement représentatif du champ moteur. Une identification statique des paramètres de combustion (P_{max} , CAD_{pmax} et $CA50$) est effectuée dans le but de trouver des équations mathématiques les liants aux deux actionneurs (taux d'EGR et la concentration d'ozone). Cette identification a été faite en utilisant la boîte à outils *Curve Fitting Toolbox* du Matlab/Simulink. Cette boîte à outils permet d'ajuster les courbes et les surfaces aux données. Elle permet aussi d'effectuer une analyse exploratoire des données, de prétraiter et de post-traiter des données. De par leurs simplicités les équations obtenues pourront être intégrées directement au calculateur du moteur polycylindre afin d'estimer la valeur des paramètres de combustion pour chacun des cylindres. Pour simplifier les courbes et le propos, seul les résultats pour une richesse de 0.3 et un régime de 1200tr/min sont présentés ci-après.

3.3.2.1 Evolution de la pression cylindre maximale P_{max} en fonction du taux d'EGR et de la concentration d'ozone

L'équation qui lie la pression maximale au taux d'EGR et à la concentration d'ozone est:

$$P_{max} = 76.52 - 0.359[O_3]^2 + 2.684 [O_3] - 4.394EGR_{rate} - 0.209[O_3]EGR_{rate} \quad (III.2)$$

Cette équation montre que l'ozone a beaucoup plus d'influence que le taux d'EGR sur la pression maximale. Elle démontre aussi une interaction entre les deux actionneurs. La Figure 165 montre la cartographie de P_{max} en fonction de taux d'EGR et de la concentration d'ozone. Sans ajout de l'ozone, la pression maximale diminue linéairement en fonction du taux d'EGR. Pour un taux d'EGR constant, la pression maximale augmente de manière polynomiale d'ordre 2 avec la concentration d'ozone.

Pour évaluer statistiquement l'équation obtenue, les résiduels de la pression maximale sont tracés. Comme le montre la Figure 166, les résiduels du modèle sont inférieure à 2 bars. Cette valeur est acceptable du fait que ce paramètre est un indicateur du rendement de la combustion et n'influe pas sur le phasage de la combustion. En outre, deux grandeurs statistiques sont utilisées pour évaluer l'erreur de notre modèle statique: le coefficient de détermination (R^2) et l'erreur quadratique moyenne (RMSE). Le coefficient de détermination mesure la qualité de prédiction de la régression et est défini ainsi:

$$R^2 := \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (III.3)$$

L'erreur quadratique moyenne caractérise la précision d'un ensemble de mesures. Une valeur faible de RMSE indique que la séquence d'erreurs est caractérisée par une faible variance et une erreur moyenne réduite. Il s'agit donc d'une estimation de l'écart-type des valeurs résiduelles du modèle. Le RMSE est défini ainsi :

$$RMSE := \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n}} \quad (III.4)$$

Dans le cas actuel, le coefficient de détermination est de l'ordre de 0.9612. Cela signifie que 96% de la variance de la pression maximale est reproduit par la corrélation. L'erreur quadratique moyenne est de l'ordre de 0.313.

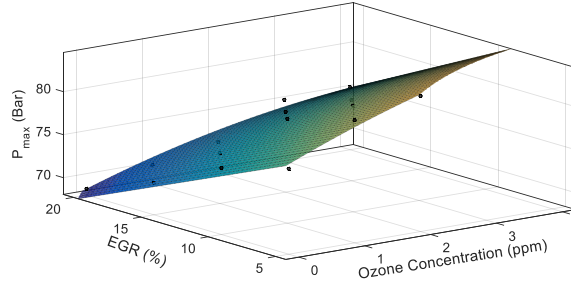


Figure 165: courbe de la P_{max} en fonction d'ozone et taux d'EGR

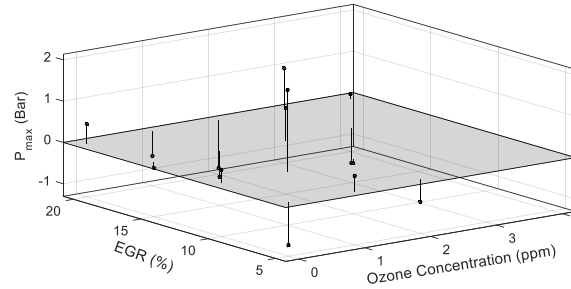


Figure 166: valeurs résiduelles de P_{max}

3.3.2.2 Evolution de l'angle vilebrequin de pression maximale (CAD_{pmax}) en fonction du taux d'EGR et de la concentration d'ozone

L'équation qui lie le CAD_{pmax} au taux d'EGR et à la concentration d'ozone est :

$$CAD_{pmax} = 3.003 - 1.35[O_3] + 0.6239EGR_{rate} + 0.3867[O_3]^2 - 0.0672[O_3]EGR_{rate} + 0.181EGR_{rate}^2 \quad (III.5)$$

Cette équation montre que la concentration d'ozone et le taux d'EGR ont des effets similaires sur le CAD_{pmax} . Elle démontre aussi qu'il y a une interaction entre les deux actionneurs. La Figure 167 montre la tendance de CAD_{pmax} en fonction du taux d'EGR et de la concentration d'ozone. Sans ajout d'ozone, le CAD_{pmax} diminue suivant une fonction polynomiale du second ordre en fonction du taux d'EGR. De même, pour un taux d'EGR constant, le CAD_{pmax} diminue suivant une fonction polynomiale du second ordre avec l'augmentation de la concentration d'ozone.

Les résiduels du modèle sont inférieure à 0.4 CAD, comme le montre la Figure 168. Le coefficient de détermination est de l'ordre de 0.9422, proche de 1. Cela signifie que 94% de la variance de la pression maximale est reproduit par la corrélation. L'erreur quadratique moyenne est de l'ordre de 0.3641.

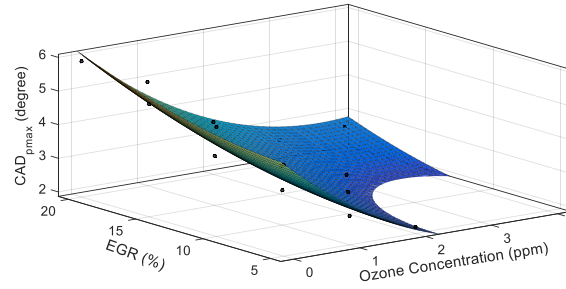


Figure 167: CAD_{pmax} en fonction de la concentration d'ozone et du taux d'EGR

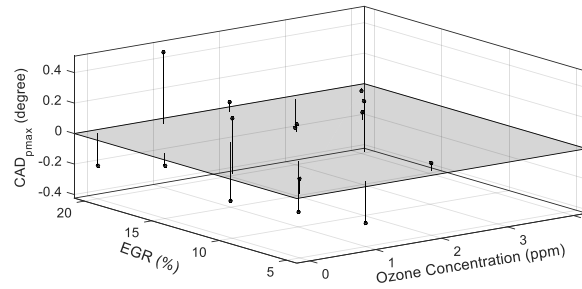


Figure 168: valeurs résiduelles de CAD_{pmax}

3.3.2.3 Evolution du CA50 en fonction du taux d'EGR et de la concentration d'ozone

L'équation qui lie le CA50 au taux d'EGR et à la concentration d'ozone est :

$$\begin{aligned}
 CA50 = & -1.175 - 0.90[O_3] + 1.11EGR_{rate} + 1.092[O_3]^2 \\
 & - 1.47[O_3]EGR_{rate} + 0.61EGR_{rate}^2 - 0.82[O_3]^3 \\
 & + 0.066[O_3]^2EGR_{rate} - 0.55[O_3]EGR_{rate}^2 \\
 & + 0.34EGR_{rate}^3 - 0.077[O_3]^4 + 1.208[O_3]^3EGR_{rate} \\
 & - 0.9998[O_3]^2EGR_{rate}^2 + 0.321[O_3]EGR_{rate}^3
 \end{aligned} \quad (III.6)$$

Cette équation montre que le degré d'influence de l'ozone est plus important que celui du taux d'EGR sur le CA50. Elle démontre aussi une interaction entre les deux actionneurs. La Figure 169 montre la cartographie de CA50 en fonction du taux d'EGR et de la concentration d'ozone. Sans ajout de l'ozone, le CA50 augmente de façon polynomiale d'ordre 3 en fonction du taux d'EGR. Par contre, pour un taux d'EGR constant, le CA50 diminue d'une façon polynomiale d'ordre 4 avec l'augmentation de la concentration d'ozone.

Les résiduels du modèle sont inférieure à 0.05 CAD, comme le montre la Figure 170. Le coefficient de détermination est de l'ordre de 0.9984. Cela signifie que 94% de la variance de la pression maximale est reproduit par la corrélation. L'erreur quadratique moyenne est de l'ordre 0.0831. L'ozone est un agent actif pour la combustion du moteur HCCI. L'ajout de 1 ppm d'ozone tend à avancer la combustion de 2 CAD, comme le montre la Figure 169. L'ajout de 20% d'EGR tend à retarder la combustion de 2 CAD. Ainsi, l'effet de l'ozone sur le phasage de la combustion est supérieur à celui du taux d'EGR; Cela se manifeste également dans l'équation de CA50.

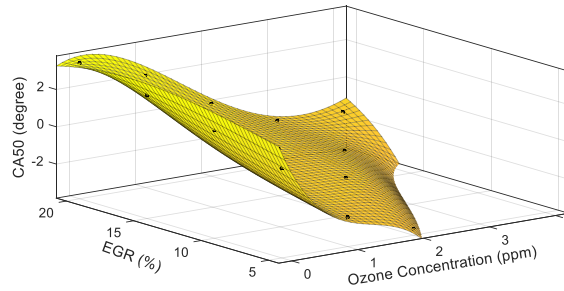


Figure 169: courbe de CA50 en fonction de la concentration d'ozone et du taux d'EGR

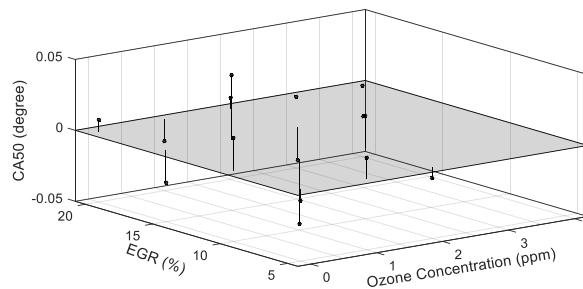


Figure 170: valeurs résiduelles de CA50

Cette partie a permis de détailler les effets de l'ozone et montrer les interactions des deux actionneurs (EGR et ozone) sur les paramètres de combustion.

3.4 Banc d'essai 2: Etude dynamique du système

Il a été utilisé pour la caractérisation de la combustion alors que le banc d'essais polycylindre a été utilisé pour déterminer les grandeurs caractéristiques de notre système. Ces essais ont aussi permis la création d'un modèle orienté contrôle où l'ensemble des dynamiques d'air, de carburant sont modélisées et tournant à une période d'échantillonnage proche de celle du banc.

Cette partie débute par une étude statique où le taux d'EGR et la richesse sont balayés. Ce balayage des grandeurs moteurs contrôlables permettra de concevoir une cartographie du moteur HCCI et mettra en évidence les limites du système. Les points de fonctionnement pourront être classifiés en trois groupes : faible charge, moyenne charge et forte charge. Dans la deuxième sous-partie, une étude dynamique du système est menée afin de comprendre l'aptitude du système à répondre lors des transitions de couple ou de régime, identifier les délais physiques des actuateurs et identifier le temps de réponse du système durant ces transitions. Durant cette étude, des échelons ascendants et descendants d'EGR et d'ozone ont été effectués.

3.4.1 Cartographie des paramètres de combustion CA50 et $P_{\max}$:

Dans le but de connaître les limites du système, une étude statique est effectuée. Un balayage de concentration d'azote en recirculation et de temps d'ouverture injecteur (image de la richesse) a été effectué. La variation de ces deux paramètres permet de définir la plage de fonctionnement du moteur HCCI. Les essais dans cette partie sont effectués avec un débit d'EGR variant entre 50 Nl/min et 250 Nl/min. La durée d'ouverture de l'injecteur varie de 3200 μ s jusqu'à 8200 μ s. Les valeurs relevées de $P_{\max}$ et CA50 sont issues du code développé sur la carte TEENSY 3.2 et présentées Tableau 11. Le régime moteur est fixé à 1200 tr/min.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Tableau 13 : cartographie du moteur HCCI

		N2 (NI/min)					
		PMAX	50	100	150	200	250
durée d'injection (µs)	3200		43	44	44	45	45
	4200		42	44	44	47	45
	5200		47	48	47	48	46
	6200		51	52	49	51	50
	7200		51	52	51	53	51
	8200		57	54	55	55	56

forte instabilité	
faible charge	
charge moyenne	
forte charge	

		CA50
durée d'injection (µs)	3200	-23 0.51 -1.92 40 40
	4200	-23 -3.4 -3.48 7,86--40 40
	5200	-11.14 -5.3 -4.7 5,78--40 5--40
	6200	-11 -4.73 -6.5 3,8 5.43
	7200	-9.5 -5.12 -7.16 2.15 2.15
	8200	-9.5 -7.16 -7.62 1.37 1.37

La classification des points est basée sur les résultats des paramètres de combustion et leurs évolutions au cours du temps suivant chaque point statique imposée. Ces résultats montrent l'existence des 4 catégories de points: forte instabilité, faible charge, charge moyenne et forte charge. L'explication de chaque catégorie est la suivante:

- *Point à forte instabilité*: un point ayant un phasage de combustion qui se fixe généralement à la valeur limite de détection 40°CAD,
- *Point de faible charge*: un point ayant une instabilité cyclique apparente importante et une faible pression maximale,
- *Point de charge moyenne*: un point ayant une stabilité cyclique apparente (une moyenne sur 100 cycles stable) et une pression maximale faible,
- *Point de forte charge*: un point stable cycliquement avec une pression maximale élevée.

3.4.2 Etude dynamique du système

Dans cette partie, une étude dynamique du système est menée. Des variations de concentration d'azote (EGR) et d'ozone ont été réalisées à régime fixé (1200tr/min). Les données sont acquises à la période d'échantillonnage de 100 ms ce qui est équivalent à 1 cycle. Le but de cette étude est de caractériser les actionneurs d'EGR et ozone et le système complet.

3.4.2.1 Temps de réponse de l'actionneur d'EGR

La Figure 171 montre deux variations du débit d'azote de 150NI/min à 200 NI/min. Le retard pur du débitmètre d'azote est au maximum de 0.65seconde (échelon descendant) ce qui correspond à 7 cycles du moteur. La constante de temps de cet actionneur est d'au maximum 0.3 secondes soit 3 cycles. Autrement dit, le circuit d'EGR convergera vers sa consigne de débit en un minimum de 10 cycles. Afin d'identifier la répercutions de ces 10 cycles de retard sur le comportement du système en transitoire une série de variation de charge et de concentration d'EGR a été réalisé.

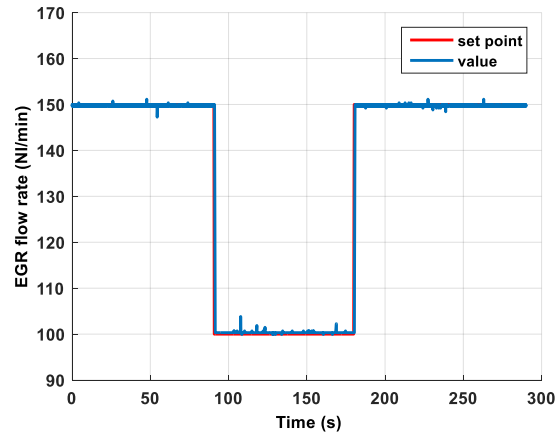


Figure 171: variation du débit d'azote en fonction du temps

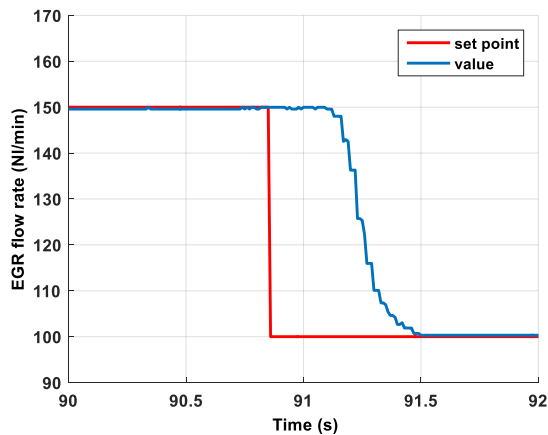


Figure 172: réponse du circuit d'azote lors d'une descente

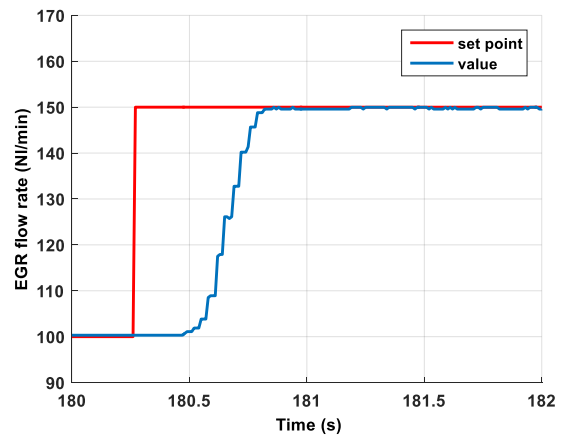


Figure 173: réponse du circuit d'azote lors d'une montée

3.4.2.2 Echelon EGR : faible charge

Pour un couple de points de fonctionnement faiblement chargé caractérisé par :

- régime de 1200tr/min,
- temps d'ouverture injecteur : 3200 μ s,
- taux d'EGR : 150NL/min soit 20% du taux d'EGR maximum.

Une variation de 100NL/min a été effectuée. Les résultats obtenus sont rassemblés dans les Figure 174 et Figure 175. La pression maximale reste inchangée quel que soit le sens de variation de la quantité d'EGR alors que le phasage de la combustion a tendance à se décaler et traduit l'apparition d'instabilité cyclique à fort taux d'EGR. En passant de 20% à 33% d'EGR (250NL/min) le phasage de la combustion passe de -0.51 CAD en moyenne avec un écart type de 1.18 CAD à un phasage de la combustion de l'ordre de 20.84 CAD avec un écart type de 19.47 CAD. Donc, l'ajout de 13% d'EGR décale la combustion de 19.6 CAD et augmente l'écart type jusqu'à 19.4 CAD. A l'inverse le passage de 33% à 20% d'EGR permet de valider qu'il n'y a aucune non-linéarité (hystérésis) dans notre système. Enfin, la durée détectée entre l'instant de changement de la consigne du taux d'EGR et l'évolution du CA50 qui est de 220.8-219.8=1 seconde (10 cycles) permet d'estimer que le temps de réponse du sous-système EGR→CA50 est de 17 cycles.

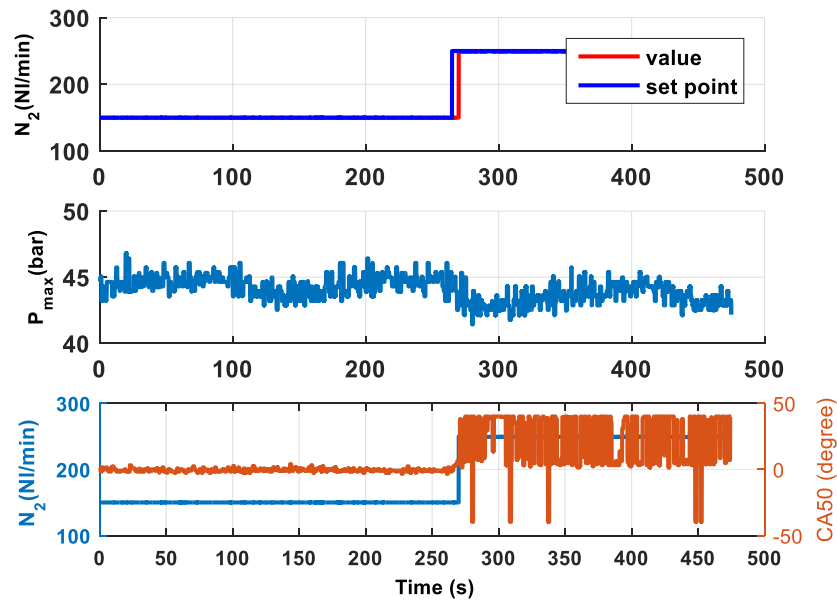


Figure 174 : variation de $P_{\max}$ et CA50 lors d'un échelon ascendant d'EGR à faible charge

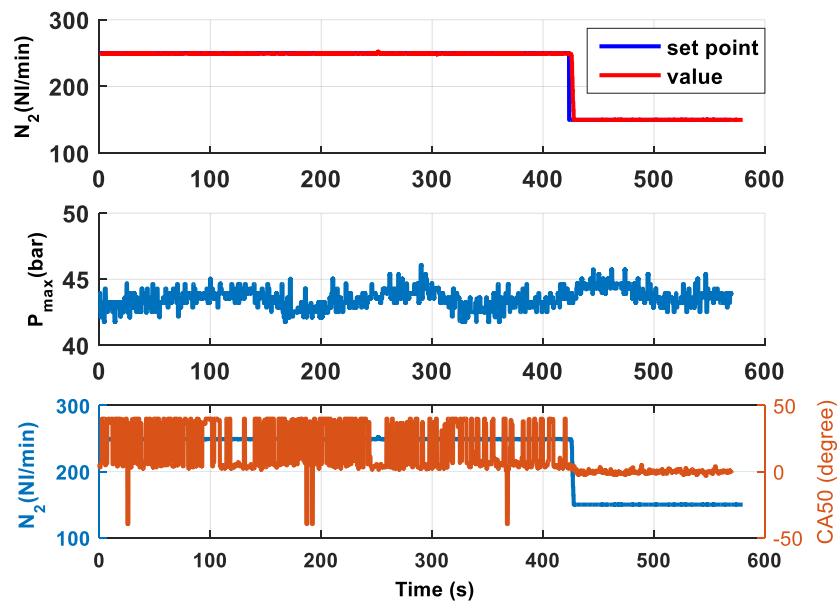


Figure 175 : variation de $P_{\max}$ et CA50 lors d'un échelon descendant d'EGR à faible charge

3.4.2.3 Echelon EGR : charge moyenne et élevée

Pour un couple de points de fonctionnement moyennement et très chargé caractérisé par :

Caractéristique	Charge moyenne	Charge élevée
Régime	1200 tr/min	1200 tr/min
Temps d'ouverture injecteur	6200 μ s	8200 μ s
Taux d'EGR	150NI/min	150 NI/min

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Une variation de 100NL/min a été effectuée. Les résultats obtenus sont rassemblés dans les Figure 176 à Figure 179. La pression maximale reste inchangée quel que soit le sens de variation de la quantité d'EGR alors que le phasage de la combustion a tendance à se décaler. Pour ces deux points de fonctionnement l'augmentation du taux d'EGR décale le phasage de la combustion et dérive la combustion d'environ 4 CAD. Un taux d'EGR élevé de l'ordre de 33% favorise la disparité cyclique. Le phasage de la combustion pour un débit de 150 NL/min et une charge moyenne est d'environ -4.10 CAD avec un écart type de 1.11 CAD tandis que pour la même charge et un débit d'EGR de 250 NL/min le CA50 est de l'ordre de -0.56 CAD avec un écart type de 3.04 CAD. Pour le point plus chargé et un débit de 150 NL/min le CA50 est en moyenne de -6.48 CAD avec un écart type de 0.64 CAD tandis que pour un débit de 250 NL/min il est de l'ordre de -2.31 CAD avec un écart type de 1.05 CAD.

Pour récapituler les résultats de cette partie, le tableau ci-dessous montre la valeur moyenne de CA50 ainsi que l'écart type de chacun des points de fonctionnement testés lors des variations de taux d'EGR. Les résultats confirment le décalage de la combustion et son instabilité lors de l'augmentation de la quantité d'EGR. Par ailleurs, on peut voir la disparition de l'instabilité de la combustion avec l'augmentation de la charge moteur.

Tableau 14: la moyenne de CA50 et sa déviation pour chaque point de fonctionnement

dt (µs)	débit azote (NL/min)	EGR	catégorie	CA50 (CAD)	déviation
3200	150	20	faible charge	-0.8	1.05
3200	200	27	faible charge	5.4	12.4
3200	150	20	faible charge	-0.51	1.18
3200	250	33	faible charge	20.84	19.47
6200	150	20	charge moyenne	-4.1	1.11
6200	250	33	charge moyenne	-0.56	3.04
8200	150	20	charge élevée	-6.48	0.64
8200	250	33	charge élevée	-2.31	1.05

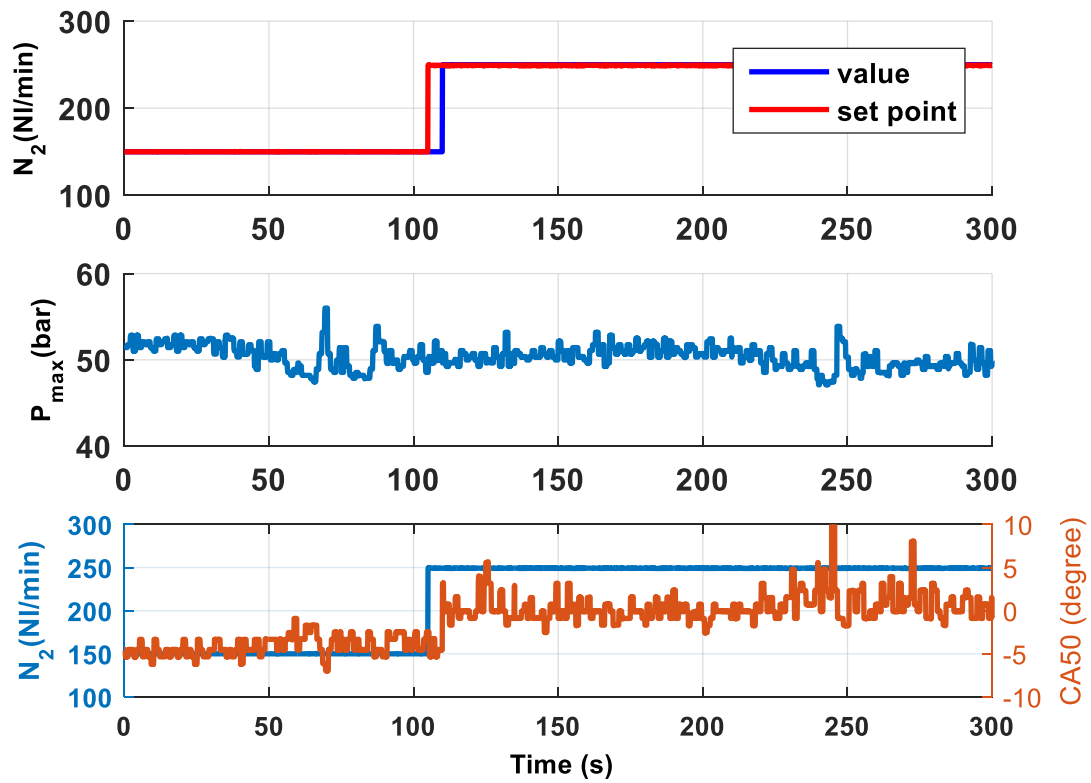


Figure 176 : variation de $P_{\max}$ et CA50 lors d'un échelon ascendant d'EGR à charge moyenne

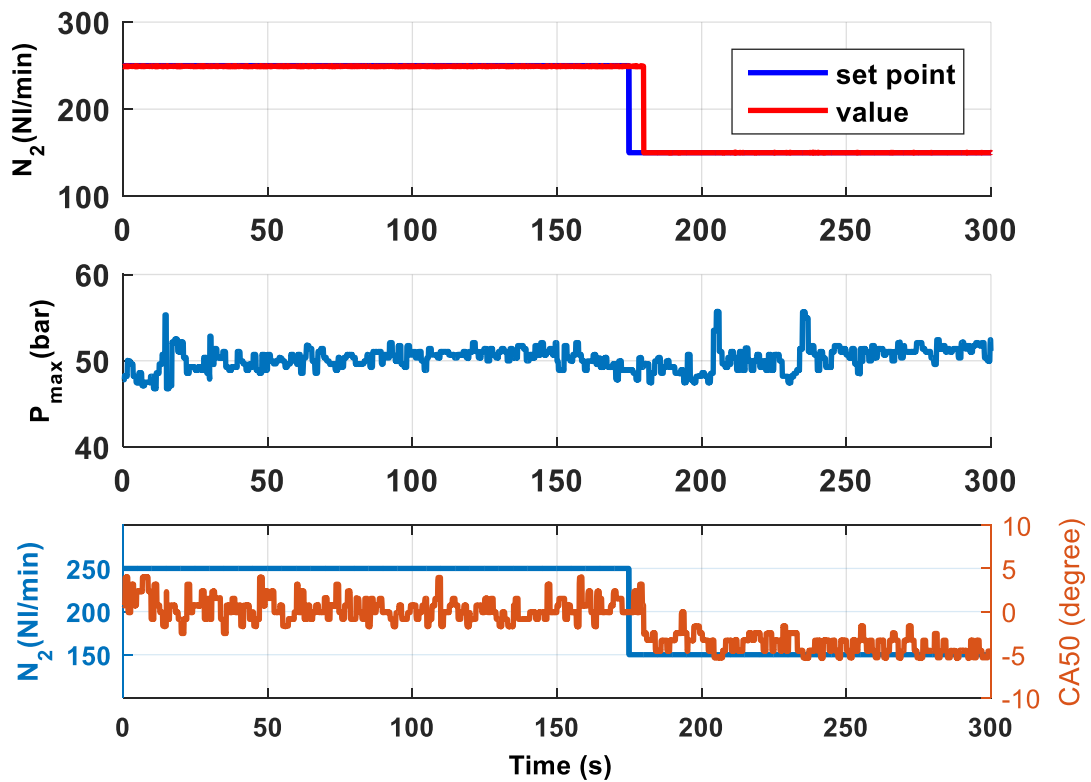


Figure 177 : variation de $P_{\max}$ et CA50 lors d'un échelon descendant d'EGR à charge moyenne

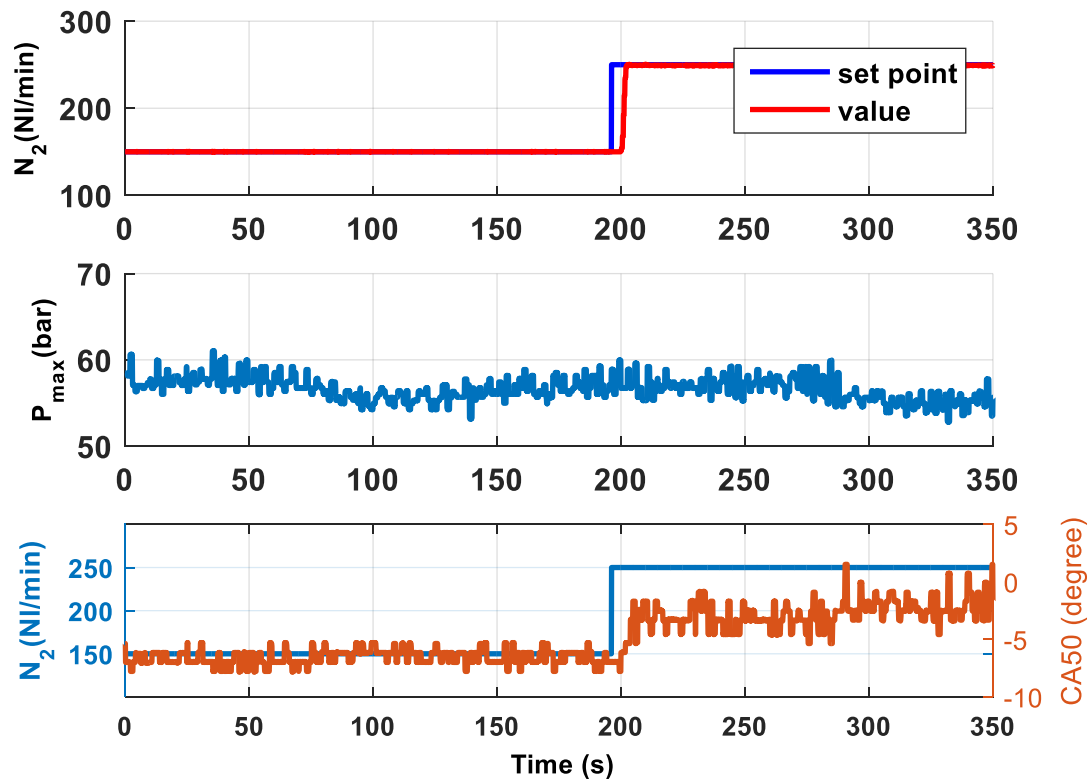


Figure 178 : variation de P_{max} et CA50 lors d'un échelon ascendant d'EGR à charge élevée

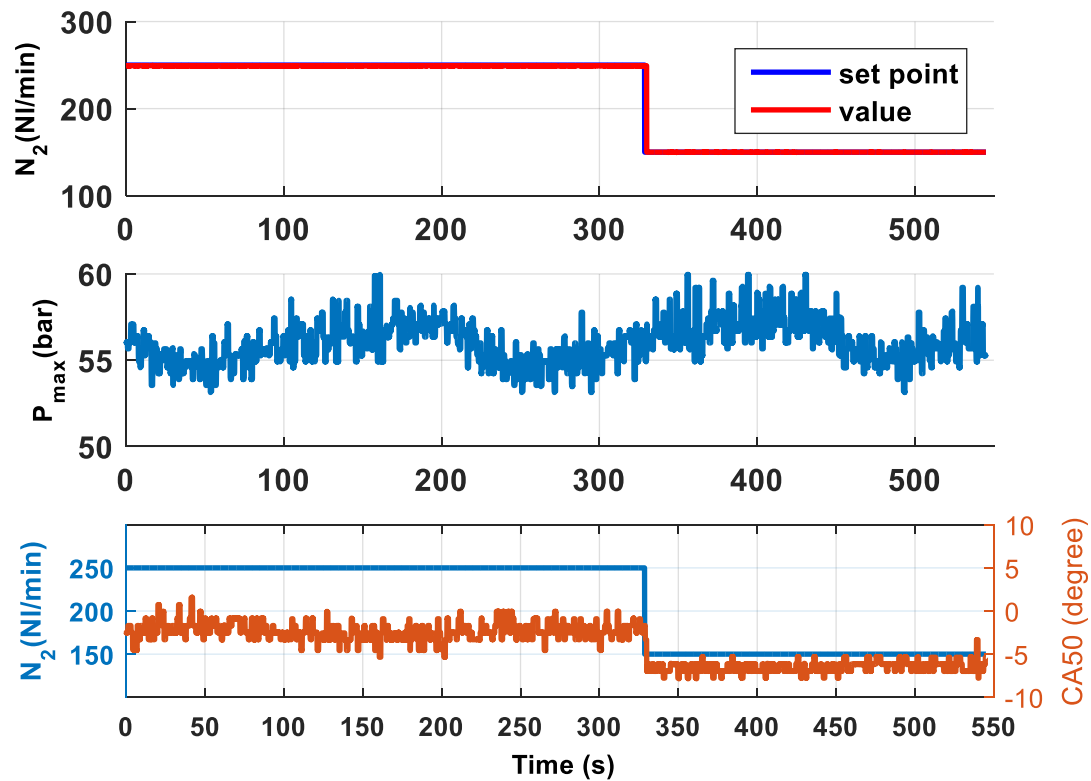


Figure 179 : variation de P_{max} et CA50 lors d'un échelon ascendant d'EGR à charge élevée

3.4.2.4 Temps de réponse de l'actionneur d'ozone

Les Figure 180 à Figure 185 montrent deux variations du débit d'ozone de 10ppm (1100 μ s) à 0ppm pour le point de fonctionnement défini par un régime de 1200tr/min, une ouverture d'injecteur de carburant de 3200 μ s et un taux d'EGR de 20% (150Nl/min). La pression maximale reste globalement constante et l'ajout d'ozone avance le phasage de la combustion. Le phasage de la combustion moyen sans ajout d'ozone est de -3.17 CAD avec un écart type de 0.79 CAD tandis que celui avec 10ppm d'ozone est de l'ordre de -6.03 CAD avec un écart type de 0.93 CAD. La durée détectée entre la demande d'ouverture de l'injecteur et le changement de CA50 est de 30.2-30=0.2 seconde ce qui correspond à 2 cycles.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

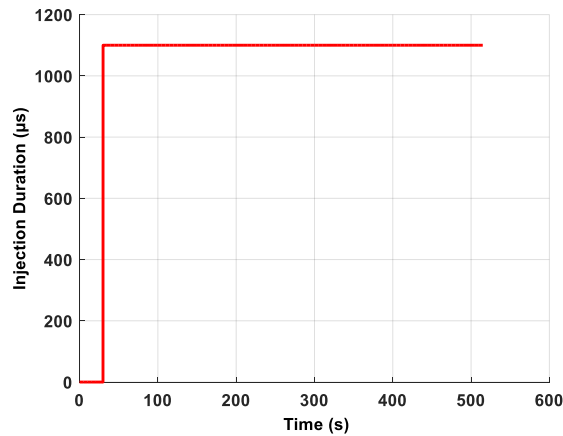


Figure 180: durée d'ouverture de l'injecteur

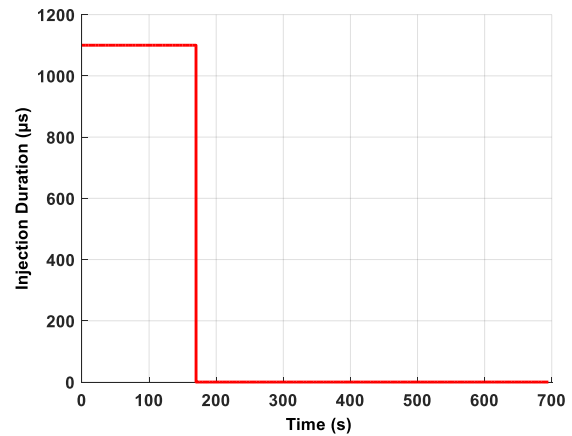


Figure 181: durée d'ouverture de l'injecteur

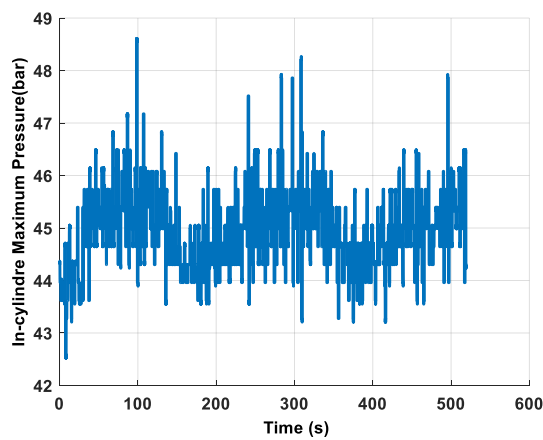


Figure 182: variation de la pression maximale en fonction du temps

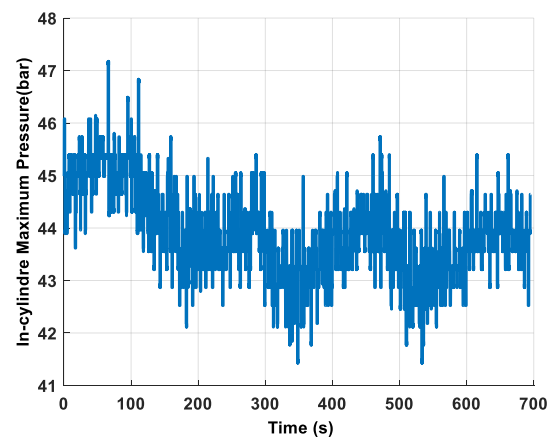


Figure 183: variation de la pression maximale en fonction du temps

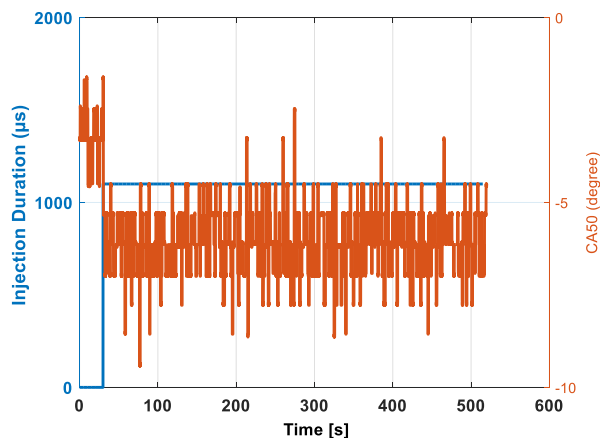


Figure 184: variation de CA50 en fonction du temps

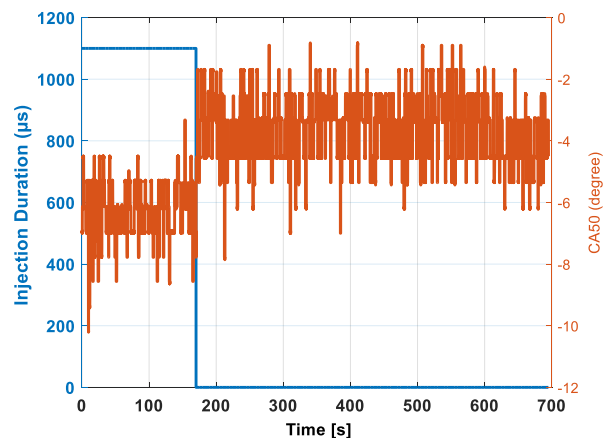


Figure 185: variation de CA50 en fonction du temps

3.4.2.5 Echelon d'ozone : charge moyenne et élevée

Pour un couple de points de fonctionnement moyennement et très chargé caractérisé par:

Caractéristique	Charge moyenne	Charge élevée
Régime	1200 tr/min	1200 tr/min
Temps d'ouverture injecteur	6200 μ s	8200 μ s
Taux d'EGR	150NL/min	150 NL/min

Une variation de la quantité d'ozone injecté a été effectuée. Les résultats obtenus sont rassemblés dans les Figure 186 à Figure 197. La pression maximale reste inchangée quel que soit le sens de variation de la quantité d'ozone injecté alors que le phasage de la combustion a tendance à se décaler. Pour ces deux points de fonctionnement l'augmentation de la quantité d'ozone injecté de 0 ppm à 10 ppm décale le phasage de la combustion et donc avance la combustion d'environ 3 CAD. Le phasage de la combustion moyen sans ozone est de l'ordre de -6 CAD avec un écart type de 0.46 CAD tandis que celui avec 10 ppm d'ozone injecté est de l'ordre de -8.8 CAD avec un écart type de 0.53 CAD.

Toujours pour récapituler la partie précédente, le tableau ci-dessous montre la valeur moyenne de CA50 ainsi que l'écart type pour chaque point de fonctionnement testé lors des variations d'ozone. Les résultats montrent que l'ajout d'ozone avance le phasage de la combustion et diminue l'instabilité du phasage de la combustion. Par ailleurs, avec l'augmentation de la charge, la déviation du CA50 diminue et le phasage de la combustion est avancé.

Tableau 15: la moyenne de CA50 et sa déviation pour chaque point de fonctionnement (sans et avec ajout de l'ozone)

dt (μ s)	EGR	dt ozone (μ s)	catégorie	CA50 (CAD)	déviations
3200	20	0	faible charge	-3.17	0.79
3200	20	1100	faible charge	-6.03	0.93
6200	20	0	charge moyenne	-5.99	0.46
6200	20	1100	charge moyenne	-8.14	0.53
8200	20	0	charge élevée	-6.64	0.51
8200	20	1100	charge élevée	-8.87	0.54

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

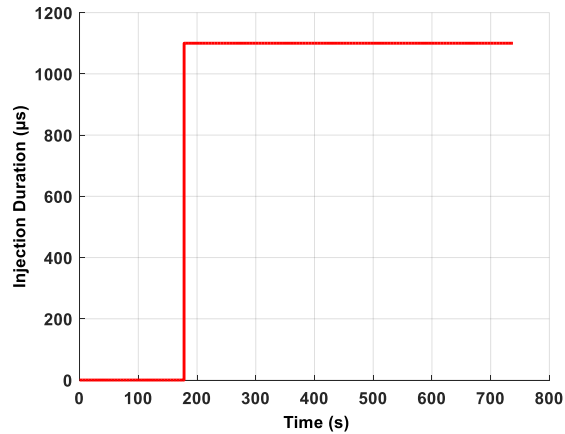


Figure 186: durée d'ouverture de l'injecteur

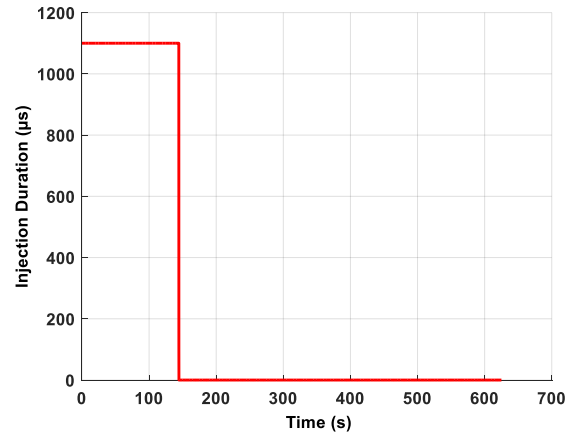


Figure 187: durée d'ouverture de l'injecteur

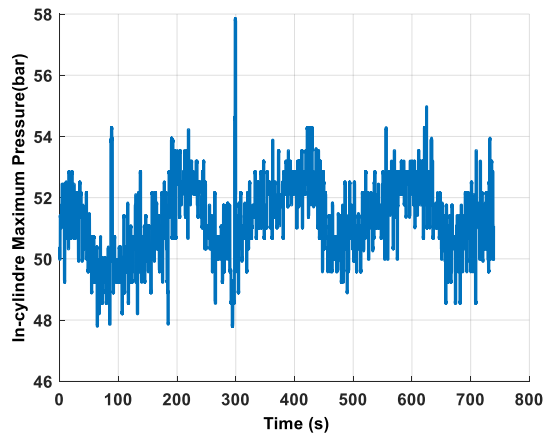


Figure 188: variation de la pression maximale en fonction du temps

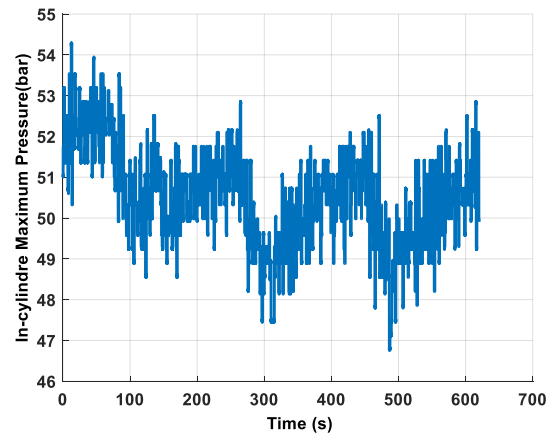


Figure 189: variation de la pression maximale en fonction du temps

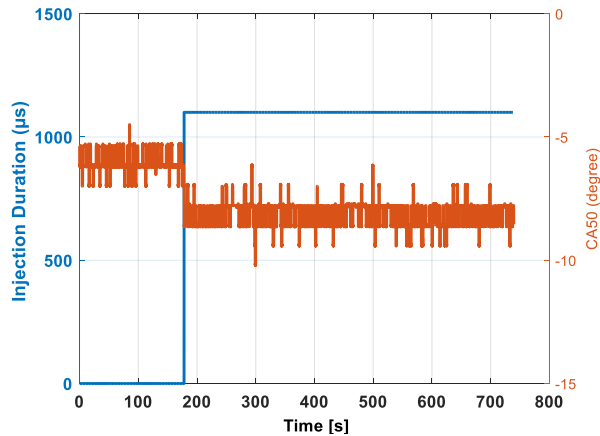


Figure 190: variation de CA50 en fonction du temps

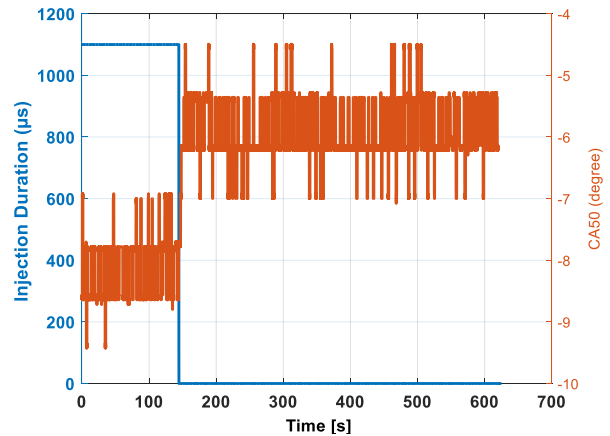


Figure 191: variation de CA50 en fonction du temps

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

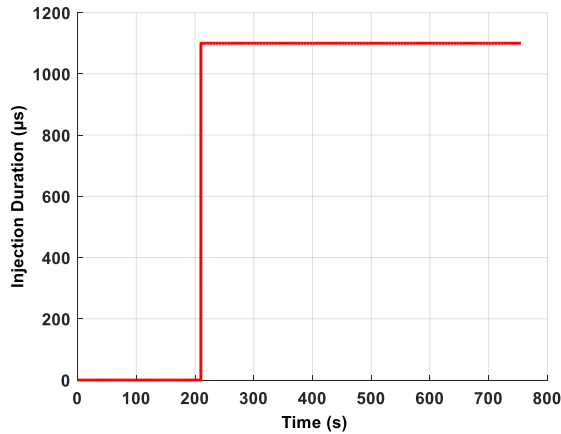


Figure 192: durée d'ouverture de l'injecteur

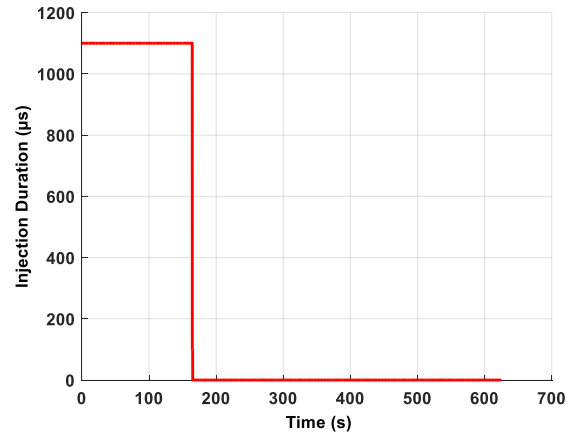


Figure 193: durée d'ouverture de l'injecteur

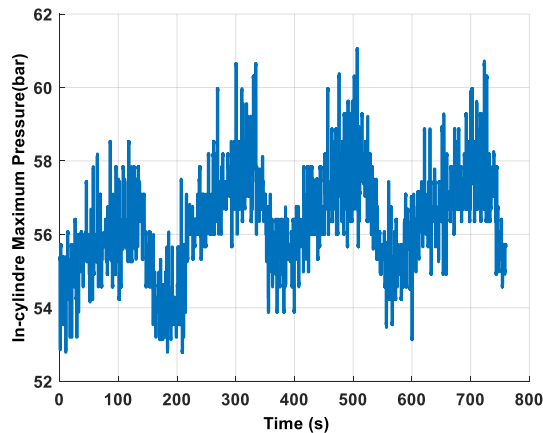


Figure 194: variation de la pression maximale en fonction du temps

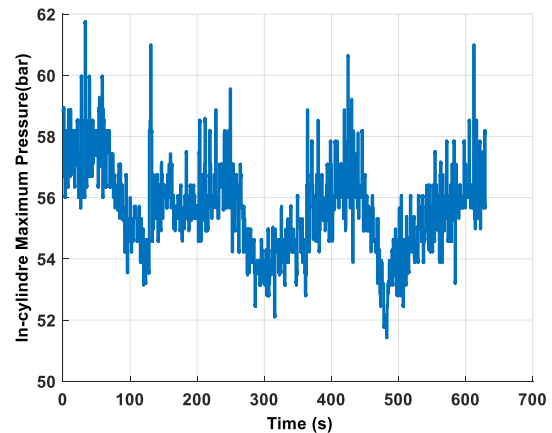


Figure 195: variation de la pression maximale en fonction du temps

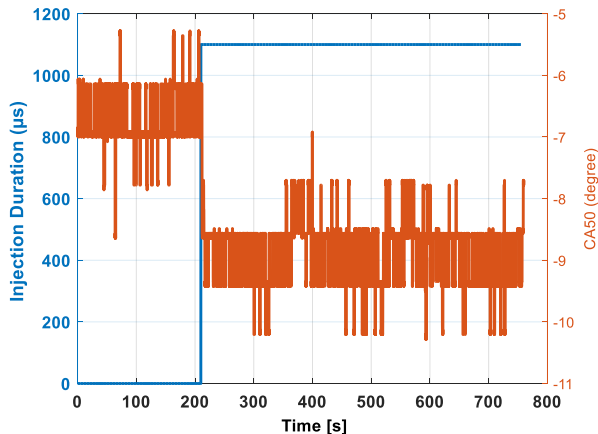


Figure 196: variation de CA50 en fonction du temps

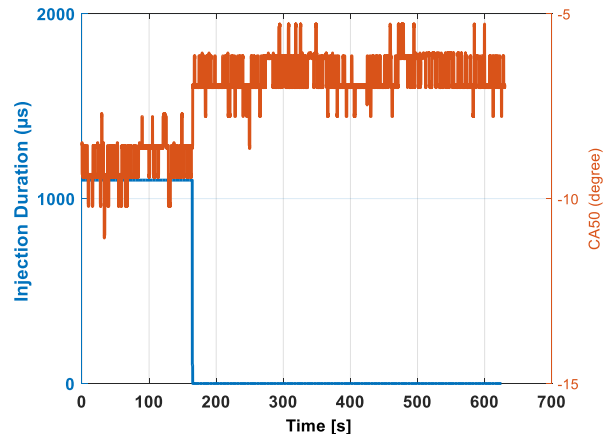


Figure 197: variation de CA50 en fonction du temps

3.5 Modèle de simulation

Le but de cette partie est de concevoir un modèle complet du moteur poly-cylindre HCCI du banc d'essais 2. Ce modèle permettra de démontrer la possibilité de contrôler le phasage de la combustion pour un moteur HCCI par ajout d'ozone. Les limites de la machine asynchrone permettant de maintenir le moteur à un régime déterminé ne permettent pas d'aller sur des points de fonctionnement trop chargé ou le turbocompresseur est en fonctionnement. De plus les pressions dans les conduites d'admission d'ozone et d'EGR étant inférieure à 1100mbar la pression de suralimentation devra toujours rester inférieure à 1100mbar. Certaines hypothèses pourront être justifiées cette contrainte.

3.5.1 Modèle dynamique de la chaîne d'air

En considérant un volume de contrôle, comme la montre la figure ci-après, il est possible d'étudier la dynamique des paramètres thermodynamique à l'intérieur de ce volume. Les conditions thermodynamiques (pression, température et composition) sont considérées homogènes en amont et aval du volume de contrôle.

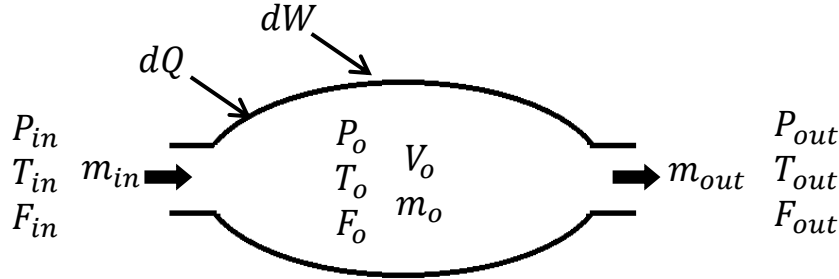


Figure 198: volume de contrôle (CV)

L'énergie interne totale (U_0) et l'enthalpie (H_0) dans le volume de contrôle (VC) s'écrivent respectivement :

$$U_0 = m_0 C_v T_0 ; H_0 = m_0 C_p T_0, \quad (\text{III.7})$$

où m_0 est la masse totale enfermée dans le VC, C_v la chaleur spécifique à volume constant, C_p la chaleur spécifique à pression constante et T_0 la température du mélange.

D'après la loi des gaz parfait, la masse dans le V est :

$$m_0 = \frac{P_0 V_0}{r T_0}, \quad (\text{III.8})$$

où P_0 est la pression du CV, V_0 le volume du VC et r la constante universelle des gaz parfaits.

La variation de l'énergie interne du gaz (dU) à l'intérieur du VC dépend de la variation du travail (dW), de la chaleur (dQ) et de l'enthalpie de la masse ajoutée/restituée. Suivant le premier principe de la thermodynamique, elle s'écrit :

$$dU = dQ + dW + \sum_{i=1}^n h_i m_i = dm_0 C_v T_0 + m_0 C_v dT_0. \quad (\text{III.9})$$

En négligeant le transfert de chaleur et le travail, la variation d'énergie interne s'écrit :

$$dU = \sum_{i=1}^n h_i m_i = h_{in} m_{in} - h_{out} m_{out} = dm_0 C_v T_0 + m_0 C_v dT_0. \quad (\text{III.10})$$

La variation de la masse à l'intérieur du VC dépend de la masse qui entre (m_{in}) et la masse qui sort (m_{out}) et s'écrit :

$$dm_0 = m_{in} - m_{out}. \quad (\text{III.11})$$

Donc, la variation (dynamique) de la température à l'intérieur du VC est:

$$dT_0 = \frac{r T_0}{P_0 V_0} [\gamma (m_{in} T_{in} - m_{out} T_{out}) + T_0 (-m_{in} + m_{out})], \quad (\text{III.12})$$

où γ est le coefficient de Laplace d'un gaz parfait,

et la dynamique de la pression est :

$$dP_0 = \frac{r m_0}{V_0} dT_0 + \frac{r T_0}{V_0} dm_0 = \frac{r \gamma}{V_0} [(m_{in} T_{in} - m_{out} T_{out})]. \quad (\text{III.13})$$

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Par ailleurs, il est possible de déterminer la variation de la fraction massique de l'air (dF_0) à l'intérieur du VC :

$$dF_0 = \frac{rT_0}{P_0V_0} [F_{in}m_{in} - F_{out}m_{out} + F_0(m_{in} - m_{out})]. \quad (III.14)$$

3.5.1.1 Débit massique à travers un papillon :

Deux équations peuvent être utilisées pour calculer le débit d'air massique à travers un orifice:

- Equation de Bernoulli
- Equation de Barré St-Venant

Dans cette étude, l'équation de Barré Saint Venant est utilisée pour évaluer le débit massique qui passe à travers un papillon :

$$\dot{m}_{th} = C_{th} S_{th} \frac{P_{ic}}{\sqrt{rT_{ic}}} \psi_{th}, \quad (III.15)$$

où C_{th} est le coefficient de perte de charge, S_{th} la surface effective d'ouverture du papillon, P_{ic} est la pression sortie de l'échangeur, T_{ic} est la température de sortie de l'échangeur collecteur et ψ_{th} est la fonction de correction de l'écoulement donnée par :

$$\psi_{th} = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2}} \text{ pour } P_{im} < \frac{1}{2} P_{ic} \\ \sqrt{2 \frac{P_{im}}{P_{ic}} \left[1 - \frac{P_{im}}{P_{ic}} \right]} \text{ pour } P_{im} \geq \frac{1}{2} P_{ic} \end{cases}, \quad (III.16)$$

où P_{im} est la pression d'entrée du manifold (collecteur d'admission).

La surface d'ouverture du papillon (S_{th}) est déterminée en fonction du diamètre effectif (d_{th}) et l'angle effectif du papillon (α):

$$S_{th} = \frac{\pi d_{th}^2}{4} \left(1 - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right). \quad (III.17)$$

L'angle effective d'ouverture du papillon, représenté en Figure 199, est déterminée par :

$$\alpha = u_{th} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_0 \right) + \alpha_0. \quad (III.18)$$

La surface du papillon varie en fonction d'une variable de contrôle adimensionnée (tension par exemple): $0 \leq u_{th} \leq 1$ et de l'angle d'ouverture initiale (α_0). Ce dernier est spécifique pour chaque papillon.

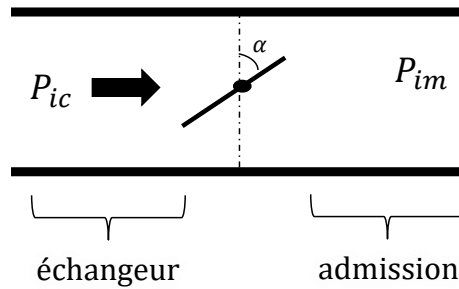


Figure 199: débit d'air à travers d'un papillon

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

La Figure 200 montre le circuit d'air du moteur HCCI et les états thermodynamiques de chaque composant de ce circuit. Pour simplifier le modèle, on considère que le compresseur du circuit d'admission ressemble à une conduite cylindrique et on néglige les pertes de charge due à la présence de ce compresseur.

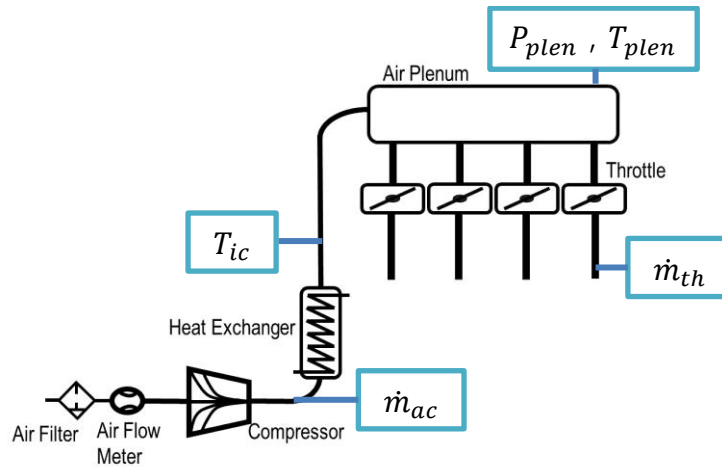


Figure 200: circuit d'air

3.5.1.2 Echangeur:

La température de sortie de l'échangeur air-eau est calculée à l'aide du rendement de l'échangeur:

$$\eta = \frac{T_e - T_{ic}}{T_e - T_{coolant}} \rightarrow T_{ic} = T_e - \eta(T_e - T_{coolant}) \quad (III.19)$$

Où η est le rendement de l'échangeur, T_e est la température d'entrée (elle est imposée dans le modèle), T_{ic} température de sortie de l'échangeur et $T_{coolant}$ est la température de l'eau de refroidissement.

3.5.1.3 Collecteur d'admission et papillon:

Le débit d'air subit trois variations en passant par le collecteur d'admission et le papillon comme le montre la figure ci-après:

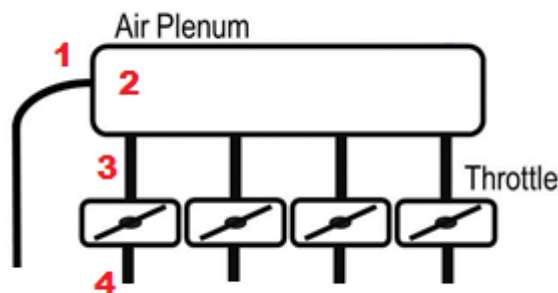


Figure 201: le passage de l'air à travers du plénum

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

1. Passage 1 → 2 : élargissement de la section

Lors d'un élargissement brusque de la section, le débit d'air entrant dans le collecteur d'admission ($\dot{m}_{ac}$) est évalué en se basant sur la loi de Bernoulli :

$$\dot{m}_{ac} = \rho \sqrt{\frac{2\rho(P_{adm}-P_{plen})}{K}} \text{ avec } K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (\text{III.20})$$

où ρ est la masse volumique de l'air, P_{adm} est la pression d'admission (elle est imposée), P_{plen} est la pression du collecteur d'admission, K est le coefficient de perte de charge qui dépend de la section d'admission S_1 et la section du plénum S_2 .

La variation de la pression et de la température dans le collecteur d'admission s'écrit respectivement :

$$\frac{dP_{plen}}{dt} = \frac{r\gamma}{V_{plen}} [\dot{m}_{ac}T_{ic} - \dot{m}_{th}T_{plen}] + \frac{r\dot{Q}}{c_v V_{plen}}, \quad (\text{III.21})$$

$$\frac{dT_{plen}}{dt} = \frac{rT_{plen}}{P_{plen}V_{plen}} \left[\gamma(\dot{m}_{ac}T_{ic} - \dot{m}_{th}T_{plen}) + T_{plen}(-\dot{m}_{ac} + \dot{m}_{th}) + \frac{\dot{Q}}{c_v} \right], \quad (\text{III.22})$$

où V_{plen} est le volume du collecteur d'admission, $\dot{m}_{th}$ est le débit sortant du papillon, T_{plen} est la température du plénum, $\dot{Q}$ est la puissance de chauffage de l'air dans le plénum.

1. Passage 2 → 3 et passage 3 → 4 : rétrécissement de la section et passage à travers du papillon :

En appliquant la loi de Barré St-venant, il est possible de déterminer le débit sortant du papillon et en tenant compte des pertes de charges liées au rétrécissement de la section (C_r) et du papillon (C_{th}) aussi :

$$\dot{m}_{th} = C_r C_{th} S_{th} \frac{P_{plen}}{\sqrt{rT_{plen}}} \psi, \quad (\text{III.23})$$

où S_{th} est la section effective d'ouverture du papillon et ψ depend de la pression du plénum et du manifold.

3.5.2 Modèle dynamique du circuit d'EGR synthétique :

La Figure 202 permet de montrer les différents paramètres thermodynamiques influençant les états thermodynamiques (pression, température et débit) du collecteur. Le mélange est composé de l'air et d'EGR synthétique. Dans cette partie, le calcul des états thermodynamiques du circuit d'EGR synthétique est détaillé ci-après.

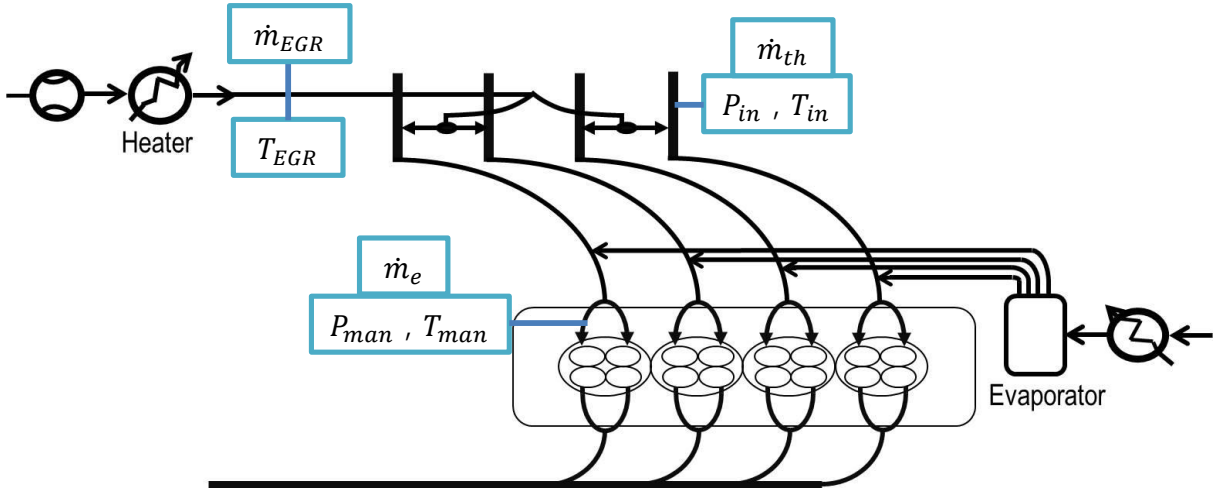


Figure 202: circuit d'EGR synthétisé et du manifold

La température de l'EGR synthétique (T_{EGR}) est calculée à partir de la chaleur reçue par la canne chauffante ($\dot{Q}$), tout en négligeant les pertes :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}C_p(T_{EGR} - T_{EGR,i}) \\ \Rightarrow T_{EGR} &= T_{EGR,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}C_p} \end{aligned} \quad (III.24)$$

où $\dot{m}$ est le débit d'EGR synthétique (il est évalué à partir du taux d'EGR imposé), $T_{EGR,i}$ est la température initiale (admission) d'EGR, C_p est la chaleur spécifique à pression constante de l'EGR.

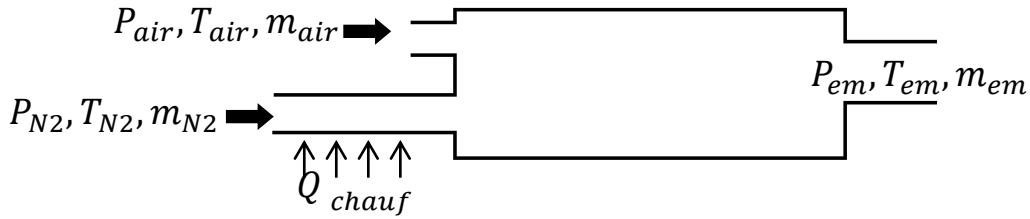


Figure 203: les entrées et sorties du manifold

Les dynamiques de la température et pression d'admission sont calculées par :

$$\frac{dT_{man}}{dt} = \frac{rT_{man}}{PV_{man}} [\gamma(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out}) + T_{man}(-\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out})] \quad (III.25)$$

$$\frac{dp_{man}}{dt} = \frac{r\gamma}{V_{man}} [(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out})] \quad (III.26)$$

$$\text{Avec} \begin{cases} \dot{m}_{in}T_{in} = \dot{m}_{air}T_{air} + \dot{m}_{EGR}T_{EGR} \\ \dot{m}_{in} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR} \end{cases}$$

La masse totale entraînée par le moteur est dépendante du régime N_e , de la cylindrée de la chambre de combustion V_{eng} , des conditions thermodynamiques (P_{em}, T_{em}) et du rendement volumétrique η_v :

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_e = \frac{\eta_v P_{em} N_e V_{eng}}{120 T_{em} r} \quad (III.27)$$

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

Le débit de carburant est obtenu à partir de la richesse du mélange choisie suivant le point de fonctionnement est :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\left(\frac{A}{F}\right)_{st} \lambda}, \quad (\text{III.28})$$

où $\dot{m}_f$ est le débit de carburant injecté, $\dot{m}_a$ est le débit de l'air, $\left(\frac{A}{F}\right)_{st}$ est le rapport stœchiométrique et λ est l'inverse de la richesse du mélange. A noter que la masse de carburant est déterminée à partir de la durée d'ouverture de l'injecteur de gaz (injecteur de carburant évaporé).

3.5.3 Modèle dynamique du circuit d'ozone:

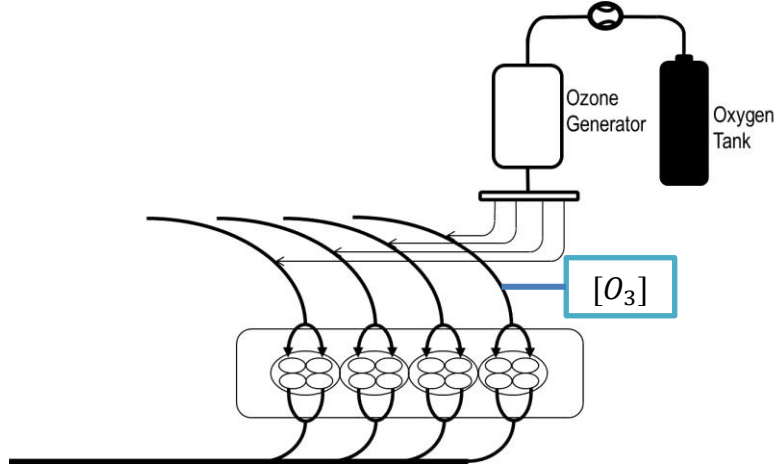


Figure 204: circuit d'ozone

La quantité d'ozone produite par le générateur est constante au cours du temps du fait que la tension pour produire de l'ozone est imposée et fixée par l'opérateur. En considérant que la quantité voulue d'ozone est toujours présente dans la rampe commune de l'ozone, il est possible de choisir cette quantité suivant la durée d'ouverture des injecteurs de l'ozone. Cette quantité est mélangée avec le mélange de l'air et de l'EGR dans la conduite d'admission et sa concentration est dépendante des conditions thermodynamiques de la conduite comme le montre l'équation suivante :

$$\frac{d[O_3]}{dt} = \frac{1}{n_{O_3}} \frac{dn_{O_3}}{dt} + \frac{[O_3]}{T_{man}} \frac{dT_{man}}{dt} - \frac{[O_3]}{P_{man}} \frac{dP_{man}}{dt}, \quad (\text{III.29})$$

où $[O_3]$ est la concentration d'ozone, n_{O_3} est le nombre de mole d'ozone.

Ce modèle orienté contrôle est implanté sous Simulink/Matlab comme le montre la figure ci-après.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

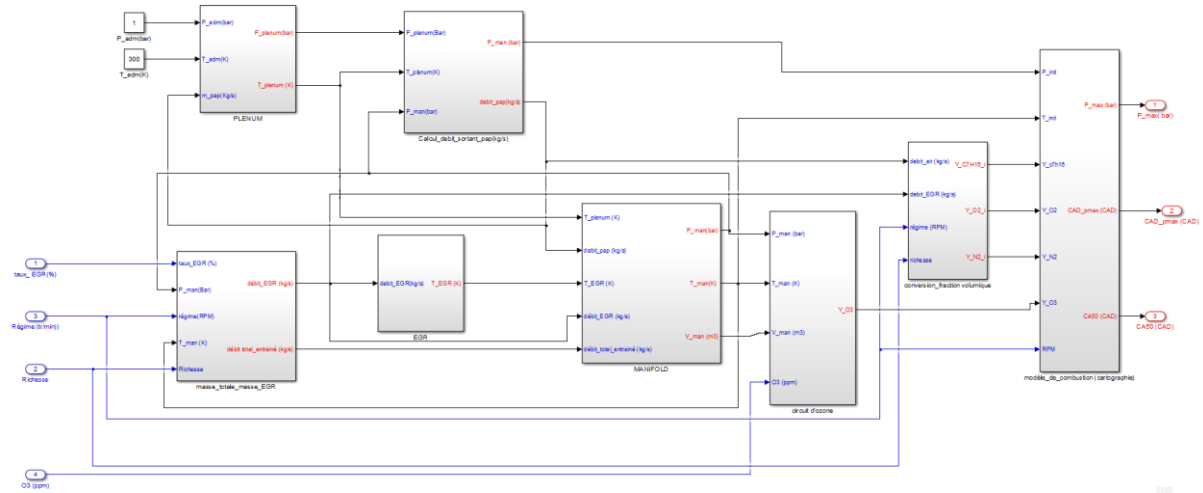


Figure 205: schéma du modèle développé sous Simulink/Matlab

3.5.4 Modélisation cartographique de la combustion

Dans cette partie, une comparaison entre les pressions cylindres et les paramètres de combustions issus de l'expérimentation et de la simulation est tout d'abord présentée pour différents points de fonctionnements et un régime donné. Une fois le modèle orienté contrôle validé différentes étapes de réalisation des cartographies des paramètres de combustion seront détaillées. Ces cartographies permettent de lier les conditions initiales du moteur (pression initiale, température initiale, régime, richesse et concentration d'ozone) aux paramètres de sorties (P_{max} , CAD_{pmax} , $CA50$) qui traduisent l'état de la combustion. Une cartographie des paramètres de combustion est créée en se basant sur les résultats du modèle 0D. La plage de fonctionnement est choisie par un balayage de richesse allant de faible charge à une charge moyenne. Le couple utile maximal adopté est de 100 N.m. Dans cette plage un fort taux d'EGR est utilisé comme dans le cas d'une combustion HCCI. Ce taux d'EGR varie entre 14% et 53%, comme le montre la Figure 206.

Dans le cas du moteur diesel, le mélange est caractérisé par des variations de richesse locales importantes tandis que dans le moteur HCCI, le mélange est homogène. Par conséquent, la richesse moyenne globale est égale à la richesse locale. Une richesse moyenne globale est calculée en se basant sur le champ moteur, sur la quantité du carburant totale injectée et la masse d'air totale admise par cylindre, comme le montre la Figure 207. La limite inférieure de la cartographie est conditionnée par la limite inférieure de la richesse pour que l'auto-inflammation du mélange ait lieu.

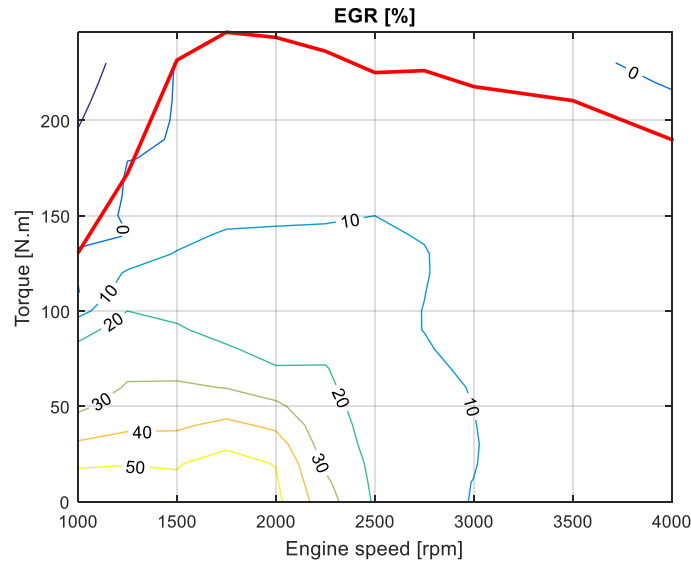


Figure 206: cartographie du taux d'EGR en fonction du couple et régime moteur

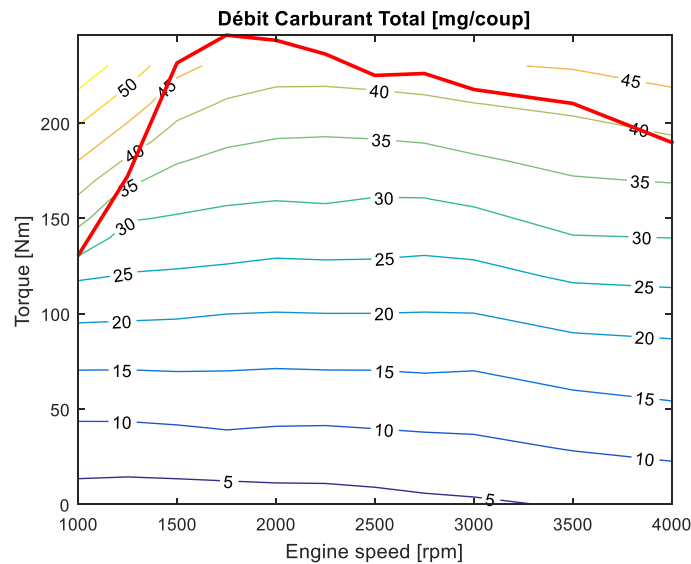


Figure 207: cartographie de la masse du carburant totale en fonction du couple et régime moteur

3.5.4.1 Cartographies des paramètres de combustion pour des points statiques

Après avoir choisi la plage de fonctionnement du moteur HCCI, une série d'essais de simulations sont lancés suivant les conditions initiales de pression et température prises du champ moteur. Le carburant utilisé est le n-heptane. L'angle de fermeture de la soupape d'admission est fixé à -180 CAD, comme dans le cas idéal. De même, l'angle d'ouverture de soupape d'échappement est fixé à 180 CAD. Par ailleurs, un balayage d'ozone est effectué pour chaque point de fonctionnement.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

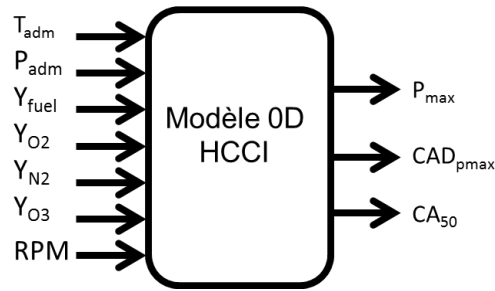


Figure 208: image représentant les entrées et les sorties du modèle

Le tableau suivant montre les cartographies des paramètres de combustion ($P_{\max}$, $CAD_{p_{\max}}$ et CA_{50}) avec et sans injection d’ozone (50 ppm). La région grise correspond à une richesse inférieure à la limite d’inflammabilité du carburant. La pression maximale est considérée comme un paramètre pour identifier le déroulement de la combustion. Tant que la pression maximale est inférieure à 70 bar, l’état de la combustion est dans un cas de raté de combustion. Comme le montre la Figure 209, lorsque la pression maximale est au-dessous de 66 bar, la flamme principale n’a pas lieu ou une légère apparition (Figure 210). Pour le même point de fonctionnement avec l’ajout de 50 ppm d’ozone, la combustion a lieu normalement au cours du cycle; les flammes froide et principale sont présentes.

L'ajout d'ozone permet d'élargir la plage de fonctionnement du moteur HCCI et de stabiliser le point de fonctionnement. Comme le montre le tableau suivant, la plupart des points de fonctionnement sont dans un cas de raté de combustion. Avec l'ajout de 50 ppm d'ozone, tous les points de fonctionnement sont dans un cas où une combustion normale a lieu.

Tableau 16: cartographies des paramètres de combustion (sans et avec ajout de l’ozone)

RPM		1000	1250	1500	1750	2000	RPM		1000	1250	1500	1750	2000
P _{max} (Bar)	0 ppm						P _{max} (Bar)	50 ppm					
			61.6	62.0	67.0					71.6	68.9	93.9	
		61.6	63.3	64.1	72.6	71.4			79.7	79.7	78.1	94.7	92.6
	64.6	65.6	66.3	78.7	81.0		83.7	84.4	84.8	98.2	102.0		
CAD _{max} (degree)	0 ppm						CAD _{max} (degree)	50 ppm					
			-0.8	-0.1	-0.3					2.4	-1.5	1.2	
		-0.2	-0.1	-0.4	1.1	-0.1			-0.7	0.9	1.7	-0.6	0.0
	0.7	0.0	0.0	7.3	7.1		-2.2	-0.7	0.3	-0.8	-8.0		
CA50(degree)	0 ppm						CA50(degree)	50 ppm					
			-9.8	-8.7	-10.1					0.1	-1.5	-2.2	
		-10.6	-10.1	-9.8	0.4	-10.1			-4.2	-2.2	-0.9	-6.5	-4.2
	-10.7	-11.3	-10.7	6.9	-7.1		-6.9	-4.8	-3.6	-7.8	-1.3		

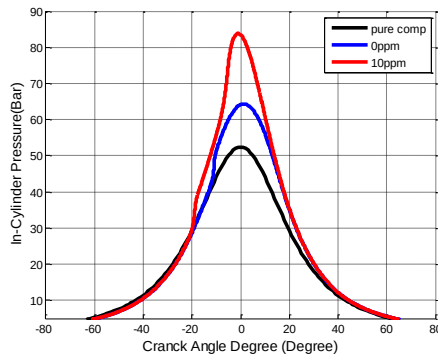


Figure 209: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin (compression pure, sans ozone et avec ozone)

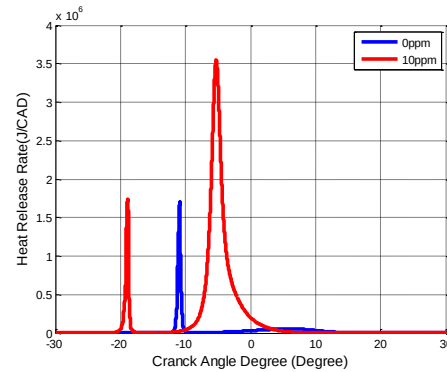


Figure 210: taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle vilebrequin (sans ozone et avec ozone)

Donc, en se basant sur ces cartographies, on développe des cartographies des paramètres de combustion pour couvrir toute la plage de fonctionnement du moteur HCCI.

3.5.4.2 Cartographies de paramètres de combustion sur la plage de fonctionnement:

En se basant sur les paramètres de combustion pour des points de fonctionnement spécifiques sur le champ moteur (Tableau 16) et en utilisant des fonctions en Matlab, les paramètres de combustion du champ moteur HCCI sont trouvés suivant la plage de fonctionnement choisie. Ces cartographies sont développées suivant trois paramètres d'entrées : P/T, richesse diluée et concentration d'ozone pour un régime d'entrée. Ces paramètres sont choisis de cette manière à cause des limites des fonctions présentes dans Matlab. P/T représente le rapport de la pression sur la température, ce qui permet de combiner les effets thermodynamiques dans un seul paramètre. La richesse diluée tient en compte la richesse et le taux de dilution. La richesse diluée et la concentration d'ozone représentent les effets chimiques.

Ces cartographies (Figure 211, Figure 212, Figure 213 et Figure 214) facilitent l'accès à un champ moteur complet dont le but est de développer des lois de contrôle optimal pour chaque point de fonctionnement.

Les Figure 211 et Figure 212 illustrent les cartographies de la pression maximale dans le cylindre pour un régime égal à 1500 tr/min, sans et avec 10 ppm d'ozone respectivement. La comparaison entre les deux cartographies démontre que, pour les mêmes valeurs richesses diluée et P/T, la pression dans le cylindre augmente en ajoutant 10 ppm d'ozone. En outre, cette cartographie permet d'identifier la plage où la combustion a lieu ($P_{\max} > 70$ bar). Les Figure 213 et Figure 214 illustrent les cartographies de CA50. En outre, la comparaison entre les deux cartographies identifie la région où la combustion se produit. Cette cartographie permet d'identifier les limites d'entrées permettant le déroulement de la combustion, de contrôler le phasage de la combustion suivant les contraintes imposées de CA50. Le choix de CA50 dans une plage comprise entre -6 et 10 CAD permet d'éviter les phénomènes de détonation ou les ratés de combustion où la combustion est partielle et de faible rendement. La Figure 214 démontre que l'utilisation de l'ozone permet d'atteindre le point de consigne CA50 avec les mêmes conditions thermodynamiques d'entrée, la richesse et le taux de dilution. Dans un moteur réel, les dynamiques des états thermodynamiques (pression, température) sont lentes et limitées. La richesse doit être choisie soigneusement suivant ces conditions thermodynamiques pour éviter d'endommager le moteur ou d'éteindre le moteur. En ajoutant un nouvel actionneur ultra-rapide, cela permet d'avoir deux actionneurs rapides

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

(injecteurs de carburant et d'ozone) et choisir la meilleure combinaison pour bien calibrer le phasage de la combustion.

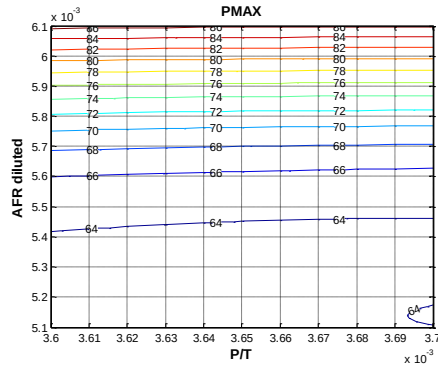


Figure 211 : cartographie de $P_{\max}$; régime moteur=1500 tr/min, sans ozone

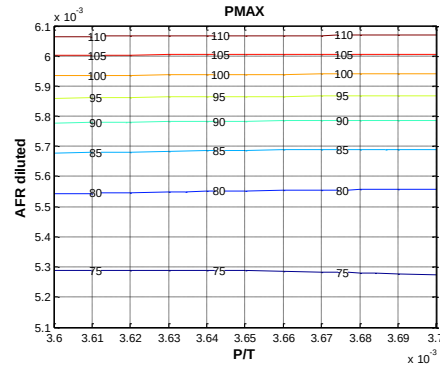


Figure 212: cartographie de $P_{\max}$; régime moteur=1500 tr/min, 10 ppm d'ozone

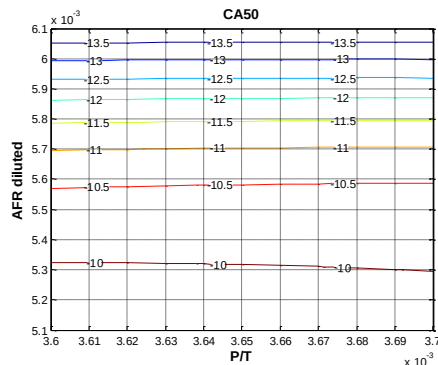


Figure 213: cartographie de CA50; régime moteur=1500 tr/min, sans ozone

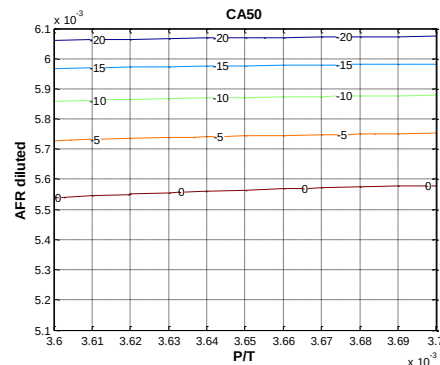


Figure 214: cartographie de CA50; régime moteur=1500 tr/min, 10 ppm d'ozone

3.5.5 Validation du modèle de simulation

Avant de montrer l'impact de l'ozone sur le phasage de la combustion, le modèle orienté contrôle est testé afin de montrer sa capacité à garantir la stabilité des conditions d'entrée et la transition entre deux points de fonctionnement. Pour cela, deux points de fonctionnement sont choisis: point 1 ($\phi=0.3$, EGR=30%, ozone=0ppm) et point 2 ($\phi=0.34$, EGR=20%, ozone=5 ppm) avec un régime égal à 1500 tr/min. Les Figure 215 et Figure 216 illustrent respectivement la pression maximale ($P_{\max}$) et le CA50 pour chaque point de fonctionnement et pendant la transition entre les deux points. Comme le montre les résultats de $P_{\max}$ et CA50, le modèle orienté contrôle permet de garantir la stabilité d'un point de fonctionnement c'est-à-dire lorsque les entrées du modèles sont constantes, les sorties le sont aussi. Par ailleurs, la dynamique de l'actionneur d'ozone est rapide. La valeur de CA50 atteint -5 CAD avec un délai de 2 cycles. Donc, ce modèle permet de représenter le fonctionnement d'un point statique ainsi que la transition entre deux points de fonctionnement.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

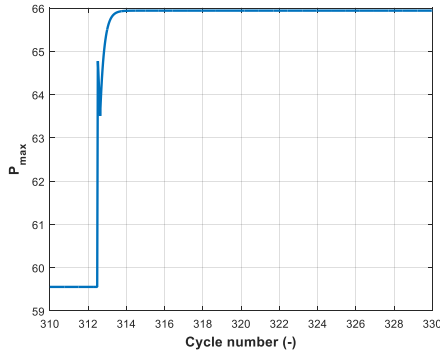


Figure 215: pression cylindre maximale en fonction du cycle

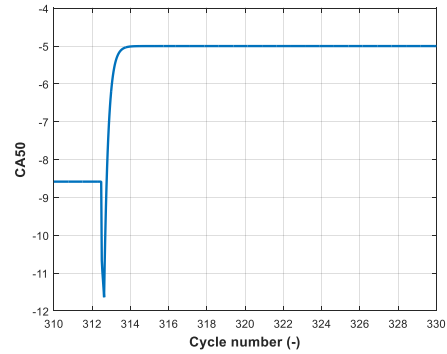


Figure 216: CA50 en fonction du cycle

3.6 Développement de la loi de commande sur simulateur et sur banc d'essais

3.6.1 Développement de la loi de commande sur simulateur

Dans cette partie, Le contrôle de la combustion en mode HCCI par ajout d'ozone est effectué. Pour cela, le modèle orienté contrôle développé dans la partie précédente est utilisé avec les cartographies des paramètres de combustion. Comme le montre la Figure 217, le couple et le régime sont imposés par le conducteur. Dans cette étude, les entrées du calculateur sont imposées, comme le montre la Figure 218. Les entrées du modèle orienté contrôle sont : le régime, la richesse, le taux d'EGR, la concentration d'ozone et le régime du moteur. Les sorties de ce modèle cartographies sont: la pression d'admission, la température et la composition du mélange. Les sorties des cartographies sont: P_{max} , CAD_{pmax} et CA_{50} . Un contrôle en boucle fermée de CA_{50} est utilisé dont le but est de choisir la quantité d'ozone nécessaire pour atteindre la consigne de CA_{50} .

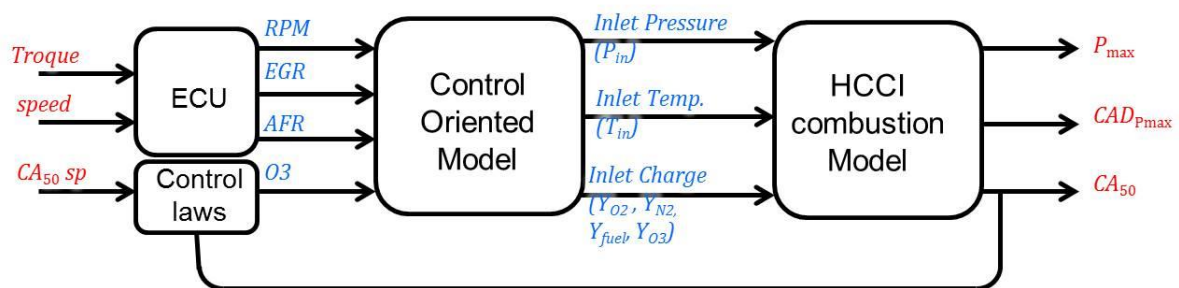


Figure 217: schéma représentatif de l'ensemble des modèles

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

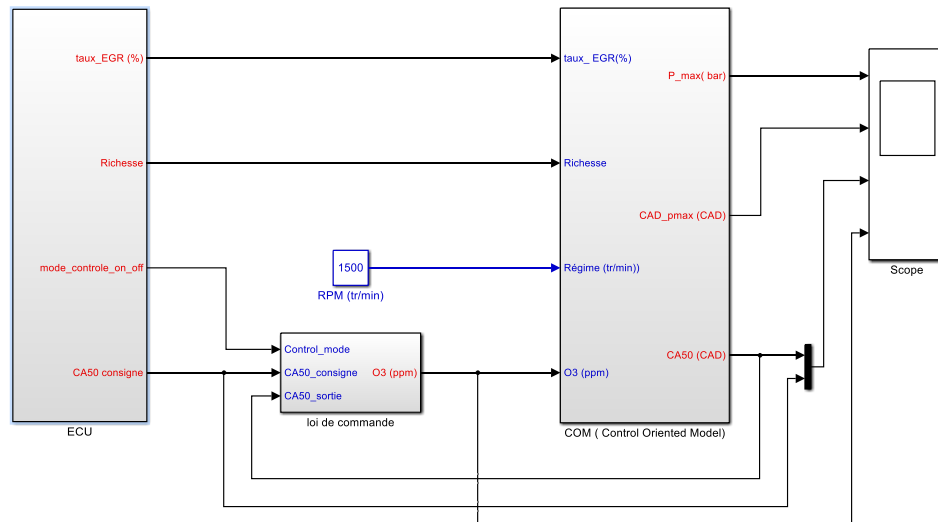


Figure 218:schéma du modèle développé sous Simulink/Matlab

Deux points de fonctionnement du moteur sont choisis : point 1($\phi=0.33$, EGR=30%); point 2($\phi=0.35$, EGR=25%) avec un régime égal à 1500 tr/min. Puis, des transitions entre ces deux points, sans et avec le contrôle, sont effectuées.

Pour contrôler le moteur HCCI par l'ozone, un contrôle du phasage de la combustion (CA50) en boucle fermée est utilisé. Ce contrôle est basé sur l'erreur de CA50 entre la consigne et la valeur voulue. Il est composé d'un contrôleur PI avec anti-wind up. La consigne est fixée à -5 CAD. La Figure 219 montre les résultats du contrôle de CA50 des deux points de fonctionnement. Elle illustre les résultats de P_{max} , de l'angle correspondant à P_{max} (CAD_{pmax}) et du CA50, ainsi que la concentration d'ozone utilisée. Le contrôle n'est activé qu'à partir de 25 secondes qui correspondent aux 313 premiers cycles.

Durant les 313 premiers cycles, sans activation du contrôle, la combustion du point 1 et du point 2 tendent vers des ratés de combustion du fait que les pressions maximales sont égales à 60 bar et 67 bar respectivement. Avec l'activation du contrôle, ces pressions maximales augmentent. La pression maximale du point 1 est de l'ordre de 67 bar au lieu de 60 bar. Celle du point 2 est de l'ordre de 75 bar au lieu de 67 bar. L'angle vilebrequin, correspondant à la pression maximale, est entre 0 et 2 CAD; ce qui correspond à un cas optimal d'angle vilebrequin. Quant à CA50, la valeur cible de CA50 n'est atteinte que lorsque le contrôle est activé. Le CA50 maintient sa valeur de -5 CAD lorsque le mode de contrôle est activé durant le fonctionnement des points 1 et 2. Par ailleurs, cette valeur est maintenue grâce à l'ajout d'ozone. Pour le point 1, une concentration d'ozone de 18 ppm est utilisée, tandis que pour le point 2, elle est de 3 ppm. L'utilisation, donc, d'une faible concentration d'ozone modifie le phasage de la combustion et améliore le rendement de la combustion. Le phasage de la combustion (CA50) est perturbé pendant la transition en raison de la variation des conditions thermodynamiques, de la richesse et de la concentration d'ozone, mais la valeur de CA50 est atteinte après 3 cycles. Enfin, les résultats montrent qu'il est possible de contrôler un moteur HCCI par ajout d'ozone.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

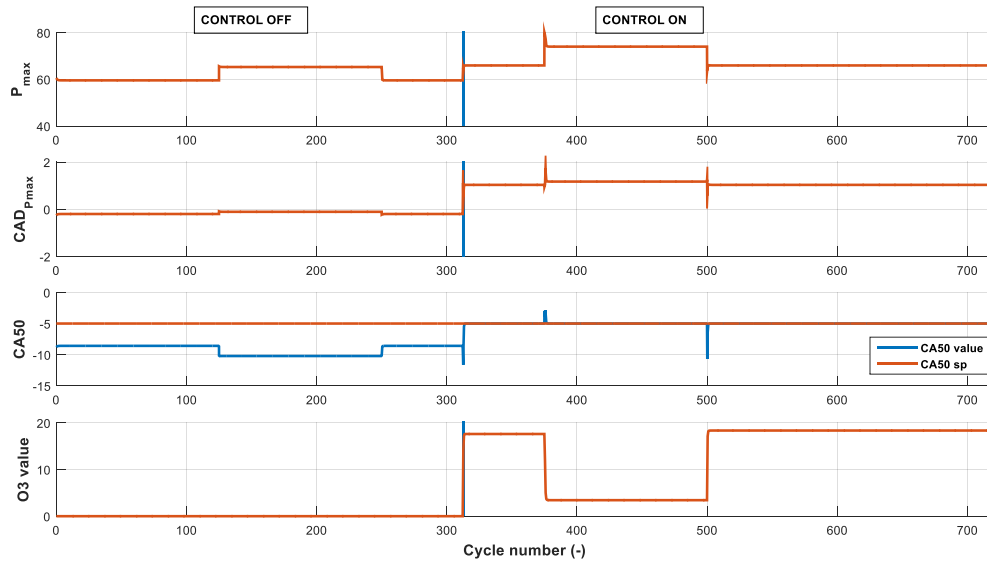


Figure 219: P_{max} , CAD_{pmax} , $CA50$ et concentration d'ozone en fonction du cycle (test 1)

De la même manière, le contrôle des deux autres points de fonctionnement : point 1($\phi=0.36$, $EGR=30\%$); point 2($\phi=0.4$, $EGR=25\%$) est effectué. Des résultats similaires au cas précédent sont trouvés concernant le contrôle du phasage de la combustion. Comme le montre la Figure 220, la pression maximale du point 1 est de 67 bar sans ajout d'ozone et de 80 bar avec l'ajout d'ozone. Celle du point 2 est de 75 bar sans ajout d'ozone et de 96 bars avec l'ajout de l'ozone. La pression maximale du point 2 est dans la limite d'atteindre la détonation dans le moteur ; cette constatation est tirée de l'étude effectuée dans la partie 'effet de l'ozone', plus précisément, le calcul de la détonation dans un moteur. L'angle vilebrequin correspondant à la pression maximale du point 1 est dans la plage optimale de cet angle tandis que celui du point 2 est au-dessous de cette plage, ce qui amène à des problèmes au niveau de sens de la rotation du moteur (pression maximale est située avant le point mort haut. Le phasage de la combustion ($CA50$) est maintenu constant et atteint la valeur voulue aussi pour les deux points de fonctionnement. Donc, il faut choisir le phasage de la combustion ($CA50$) lors du contrôle d'une manière à ne pas affecter les autres paramètres de combustion. La solution est de décaler le phasage du point 2 lors de la transition entre les points 1 et 2.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

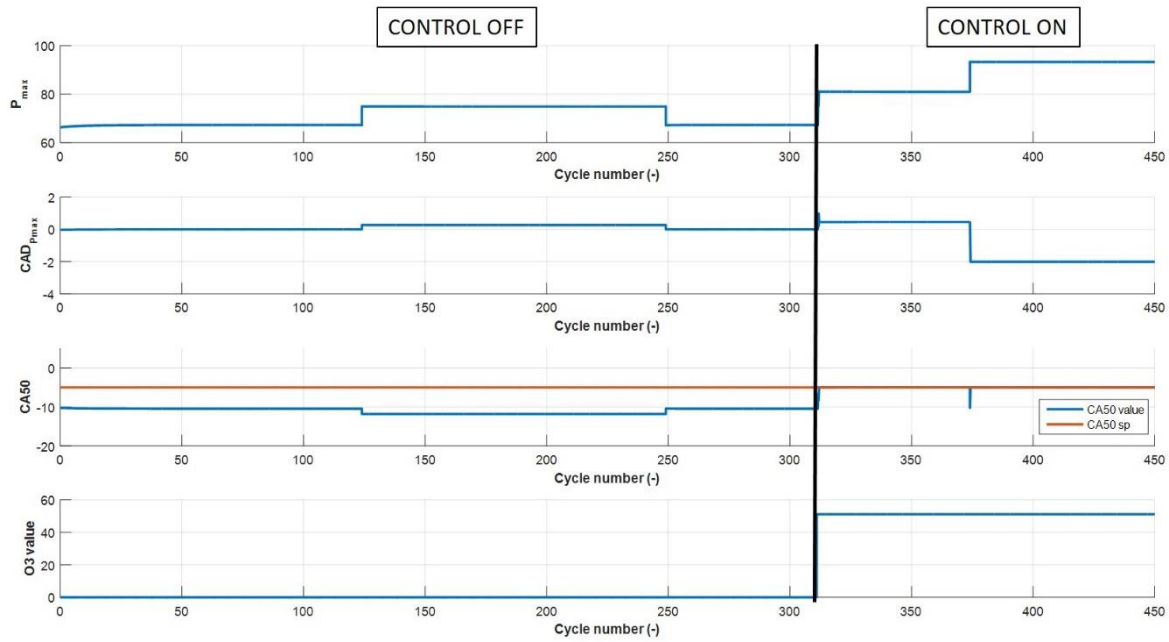


Figure 220: P_{max} , CAD_{pmax} , $CA50$ et concentration d'ozone en fonction du cycle (test 2)

Par ailleurs, un troisième cas est traité de la même manière. Deux points de fonctionnement sont choisis: point 1($\phi=0.265$, EGR=20%); point 2($\phi=0.267$, EGR=10%). Des résultats similaires au cas précédent sont obtenus concernant le contrôle du phasage de la combustion. Comme le montre la Figure 221, la pression maximale du point 1 est de 56 bar sans ajout d'ozone et de 56 bar avec l'ajout d'ozone. Celle du point 2 est de 63 bar sans ajout de l'ozone et de 72 bar avec l'ajout d'ozone. La pression maximale du point 1 demeure constante même avec l'ajout d'ozone ; ce qui permet de dire que les conditions chimiques, surtout richesse de ce point de fonctionnement est proche de la limite inférieure d'auto-inflammation du carburant. L'angle vilebrequin correspondant à la pression maximale des points 1 et 2 est dans la plage optimale de cet angle (entre 0 et 2 CAD). Le phasage de la combustion ($CA50$) est maintenue constant et atteint la valeur voulue aussi pour les deux points de fonctionnement lorsque le contrôle est activé. Comme le montre la Figure 221, le point 1 présente des fluctuations des paramètres de combustion (CAD_{pmax} et $CA50$) lorsque le contrôle est activé. Une solution proposée est d'augmenter la quantité de carburant admise de manière à augmenter la quantité d'énergie du carburant dans le cylindre et de trouver le cas optimal de la combinaison de la concentration d'ozone et de la quantité du carburant correspond au phasage de combustion voulu.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

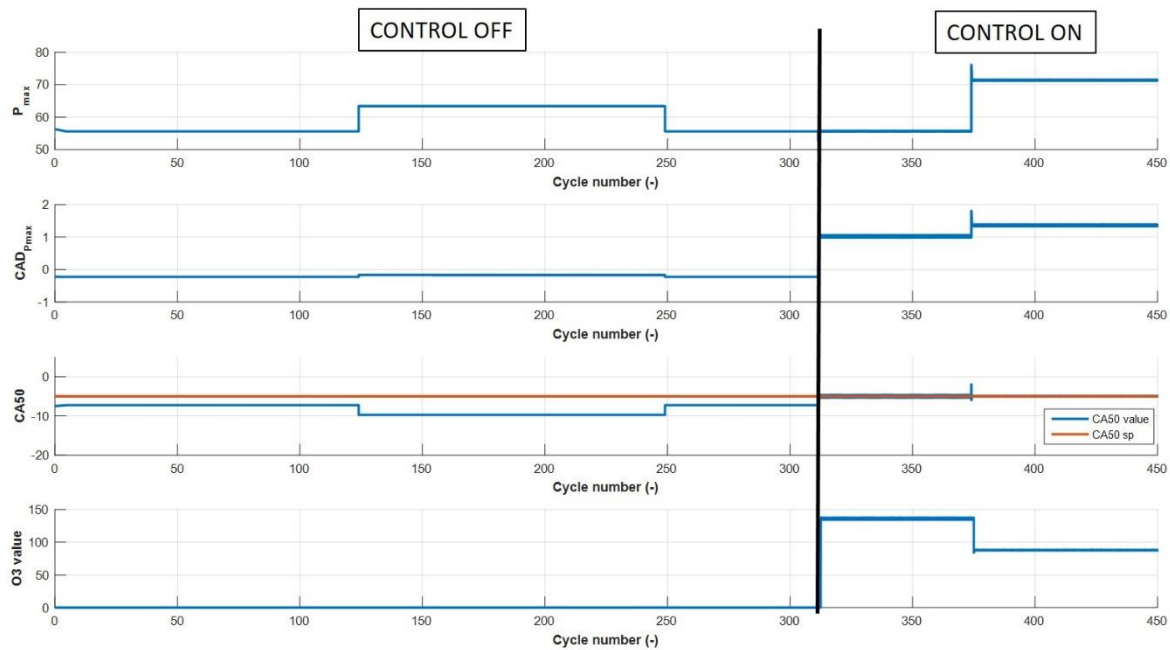


Figure 221: P_{max} , CAD_{pmax} , $CA50$ et concentration d'ozone en fonction du cycle (test 3)

3.6.2 Développement de la loi de commande sur banc d'essais

Un contrôle en boucle fermée (B.F.) par ajout d'ozone est effectué. Le contrôle développé est testé sur un point de fonctionnement afin de voir les performances du contrôleur. Les performances du contrôleur se traduisent par son aptitude à stabiliser un point de fonctionnement et assurer la transition entre les points de fonctionnement.

3.6.2.1 Limites expérimentales devant l'intégration des cartographies des paramètres de combustion

Les cartographies développées du moteur HCCI dans la partie (3.2.2) sont pour des points statiques bien définis et sont moyennées sur plusieurs cycles. Dans cette partie, on étudie la possibilité d'utiliser ces cartographies pour le contrôle. A partir du diagramme de pression cylindre, il est possible de connaître l'état thermodynamique du mélange, de la composition du mélange et de la charge. Pour cela, une acquisition de pression cylindre pour un point statique est effectué. Les actuateurs sont pré-positionnés d'une manière identique pour les 4 cylindres. La Figure 222 montre l'évolution de la pression moyenne de chaque cylindre de 100 cycles en fonction de l'angle vilebrequin pour une durée d'injection de 8200 μs , un débit d'azote de 200 Nl/min , un débit d'air de 41.46 kg/h et un régime de 1200 tr/min . Les résultats montrent que la pression n'est pas identique dans les quatre cylindres, cela est dû surtout à la disparité de répartition des débits d'air, du taux d'EGR et masse du carburant injectée entre les cylindres. Les cylindres sont regroupés par l'ordre indiqué sur la figure ci-dessous. Le positionnement du cylindre 2 au milieu du moteur favorise la combustion. Si la quantité du carburant ou taux d'EGR étaient identiques dans les quatre cylindres, la pression cylindre 2 doit montrer une évolution plus importante que les autres cylindres ; sauf que cette dernière

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

est plus basse que les autres. De même, la masse de carburant injecté est inconnue du fait qu'elle dépend surtout de la température aval injecteur et du régime. De plus, ce système est soumis à des variations thermodynamiques initiales influençant le déroulement de la combustion. Plus des détails sont exposés dans l'annexe VI. Donc, l'utilisation des cartographies pour le contrôle n'est pas possible du fait que malgré le pré-positionnement identique des actuateurs, les diagrammes de pression cylindre des 4 cylindres ne sont pas identiques.

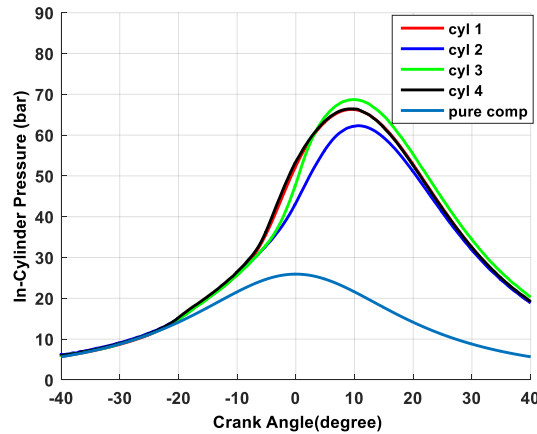


Figure 222: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin

Par contre, le modèle 0D de la combustion est utilisé pour estimer la masse de carburant injecté par un calcul itératif. Tout d'abord, la pression cylindre issue de l'expérience est utilisée comme référentiel pour la pression cylindre simulée. La figure ci-dessous montre une comparaison de la pression cylindre entre l'expérience et la simulation. La pression cylindre simulée montre un bon accord avec l'expérimental pour les deux cycles moteur (compression/combustion et détente).

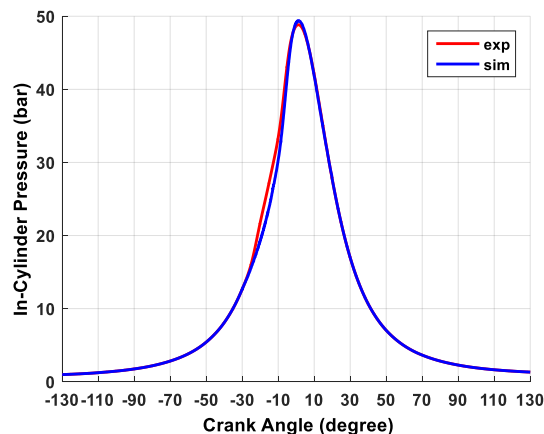


Figure 223 : pression cylindre expérimentale et simulée en fonction d'angle vilebrequin

Une fois que la pression cylindre simulée correspond à celle de l'expérience, une comparaison des paramètres de combustion entre l'expérience et la simulation est effectuée dans le but de vérifier l'aptitude du modèle à le présenter ces paramètres. Le tableau ci-dessous présente les erreurs absolues pour 10 points de fonctionnement. L'erreur absolue maximum de la $P_{\max}$ est de l'ordre de 1.34 bar. Celle de $CAD_{p_{\max}}$ est de l'ordre de 1.52 CAD

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

et celle du phasage de la combustion est inférieure à 2 CAD. Donc, ce modèle est susceptible de représenter les paramètres de combustion.

Tableau 17 : erreur absolue des paramètres de combustion

erreur absolue			P _{max} (bar)	CAD _{pmax} (CAD)	CA50 (CAD)
point de fonctionnement					
9200	50	1400	0.56	0.36	0.9
9200	50	1600	0.73	0.58	0.11
9200	100	1400	0.5	0.15	0.33
9200	100	1600	0.6	1.3	1.8
6200	50	1600	0.4	0.17	2.4
6200	50	1400	0.5	0.04	1.86
6200	100	1400	0.67	0.47	1.97
6200	100	1600	0.2	1.52	1.56
8200	150	1400	0.57	0.8	1.83
8200	150	1600	1.34	0.69	1.5

Par la suite, la masse de carburant est estimée en effectuant des hypothèses : masse d'EGR connue en moyennant sa masse mesurée, pression et température d'admission sont égales à celles mesurées dans la conduite d'admission.

Tableau 18 : masse de carburant estimée

dT(μs)	EGR (NI/min)	RPM (tr/min)	masse (g/cycle)			richesse
			carburant	air	EGR	
9200	50	1400	0.066	1.34	0.048	0.72
9200	50	1600	0.07	1.42	0.042	0.72
9200	100	1400	0.062	1.27	0.097	0.72
9200	100	1600	0.066	1.34	0.085	0.72
6200	50	1600	0.043	1.39	0.042	0.45
6200	50	1400	0.042	1.35	0.048	0.46
6200	100	1400	0.04	1.28	0.097	0.46
6200	100	1600	0.042	1.34	0.085	0.46
8200	150	1400	0.052	1.22	0.146	0.63
8200	150	1600	0.054	1.25	0.128	0.64

Malgré les limites expérimentales, en particulier la mesure de la masse du carburant et la mesure précise du taux d'EGR, ce modèle a montré son aptitude à les estimer et pourra être utilisé pour développer des cartographies des paramètres de combustion.

Il fallait que le modèle développé en chapitre 2 soit utilisé pour intégrer les cartographies dans le calculateur du moteur mais les limites expérimentales, surtout l'accès au débit du carburant utilisé durant chaque cycle, la disparité cylindrique, l'instabilité des conditions initiales de température et pression (ou conditions lors de la fermeture de la

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

soupape d'admissions) n'ont pas permis de les intégrer. Pour surmonter ces problèmes, le contrôle est effectué en se basant sur la mesure des paramètres de combustion issus du système d'acquisition de ces paramètres; plus des détails sont exposés dans l'annexe V.

Dans la partie suivante, les résultats du contrôle cycle à cycle du moteur HCCI par ajout d'ozone sont présentés. Dans un premier temps, les résultats de l'aptitude du contrôle à contrôler le phasage de la combustion pour une valeur de consigne souhaitée sont interprétés. Ensuite, les résultats de contrôle du moteur par ajout d'ozone lors de transition entre deux points de fonctionnement sont présentés.

3.6.2.2 *Stabilisé un point statique par ajout d'ozone*

Au cours de cette étude, les résultats d'un point statique dont le but est de voir l'aptitude de l'ozone à stabiliser ce point et les performances du contrôleur sont interprétés. Deux cas sont illustrés avec un même contrôleur PI avec anti-windup mais différentes valeurs d'intégrateur afin de voir l'aptitude de l'intégrateur à diminuer l'erreur statique entre la valeur mesurée et celle de consigne. Le point de fonctionnement choisi a une durée d'injection de 6200 μ s, un débit d'azote de 150 Nl/min (taux d'EGR égal à 20%), papillon à 90% et le régime moteur est fixé à 1200 tr/min.

- Cas 1: gain proportionnel $K_p=600$, gain intégrateur $K_i=10$

Les Figure 223, Figure 224, Figure 225, Figure 226, Figure 227, Figure 228 et Figure 229 présentent respectivement la durée d'ouverture de l'injecteur d'ozone, la pression maximale à l'intérieur du cylindre et le CA50. Les résultats de la Figure 224 montrent que l'ajout de l'ozone ne change pas la pression maximale dans le cylindre, par conséquent, le couple du moteur reste inchangeable avec l'ajout de l'ozone. Les résultats de CA50 montrent que sans contrôle le point de fonctionnement a une tendance à se diriger vers une région instable. Cette dernière constatation est vue à partir des résultats de CA50, surtout entre 30 et 40 secondes, où il atteint une valeur comprise entre 30 et 40 CAD. Lorsque le contrôle est activé, l'injecteur d'ozone agit instantanément sur le phasage de la combustion. La Figure 226 montre que le phasage de la combustion atteint sa valeur consigne lorsque le contrôle est activé. Le point se stabilise du fait qu'aucune valeur de CA50 n'atteint 30 CAD. Comme le montre la Figure 229, l'erreur absolue entre la valeur de consigne de CA50 et celle mesurée est en moyenne de l'ordre de 2 CAD. Ainsi, suivant la Figure 228, le CA50 atteint la valeur consigne après $(40.76-40.46=0.3)$ seconde ce qui correspond à un délai de 3 cycles. Lorsque le contrôle est arrêté, le phasage de combustion a de nouveau une tendance à se diriger vers une région instable.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

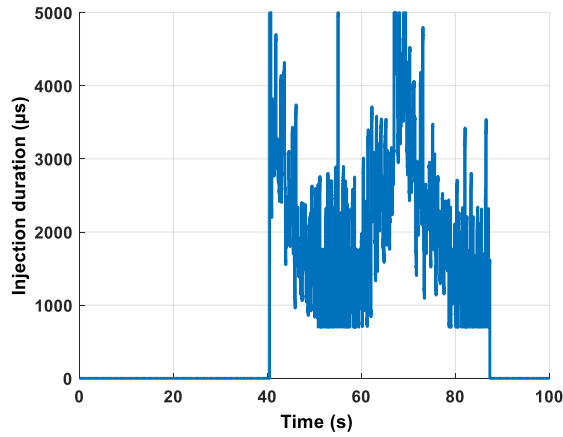


Figure 224: durée d'ouverture de l'injecteur

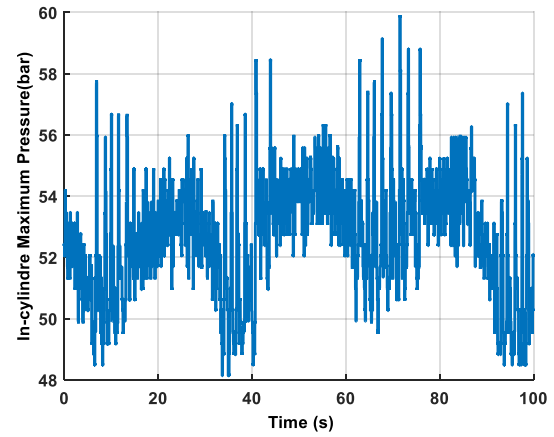


Figure 225: variation de la pression maximale en fonction du temps

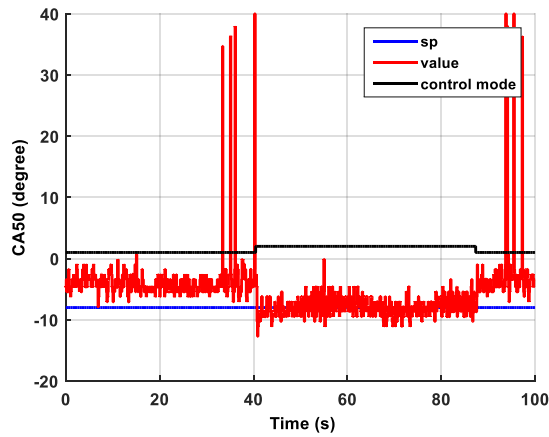


Figure 226: variation de CA50 en fonction du temps

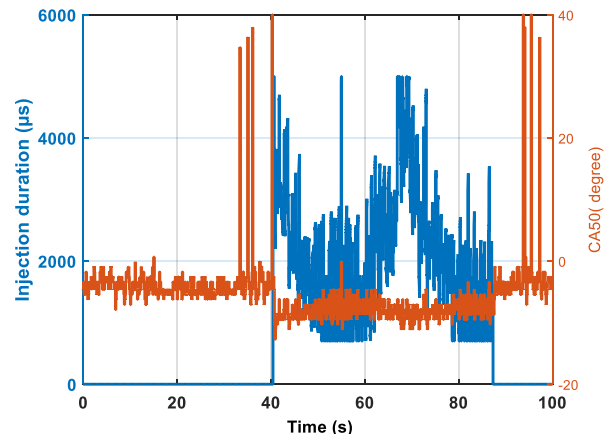


Figure 227: variation de CA50 en fonction du temps

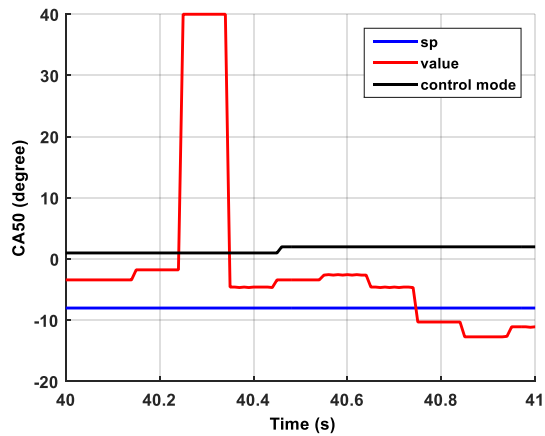


Figure 228: variation de CA50 en fonction du temps

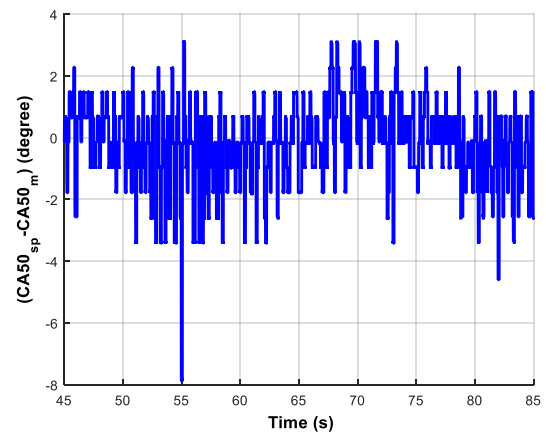


Figure 229: erreur absolue de CA50

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

- Cas 2: gain proportionnel $K_p=600$, gain intégrateur $K_i=100$

Les Figure 230, Figure 231, Figure 232, Figure 233, Figure 234 et Figure 235 présentent respectivement la durée d'ouverture de l'injecteur d'ozone, la pression maximale à l'intérieur du cylindre et le CA50. Les résultats de la Figure 231 montrent que l'ajout de l'ozone augmente en moyenne légèrement la pression maximale, par conséquent, le couple du moteur augmente légèrement avec l'ajout de l'ozone. Les résultats de CA50 montrent que sans contrôle, le phasage du point choisi est de l'ordre de -4.6 CAD. Tandis qu'avec le contrôle, le CA50 atteint la valeur consigne qui est de -8 CAD. Lorsque le contrôle est activé, l'injecteur d'ozone agit instantanément pour changer le phasage de la combustion. Comme le montre la Figure 235, L'erreur absolue entre la valeur de consigne et celle mesurée de CA50 est en moyenne de l'ordre de 1.5 CAD. Ainsi, suivant la Figure 234, le CA50 atteint la valeur consigne après $(37.14-36.98=0.16)$ seconde ce qui correspond à un délai de 2 cycles. Donc, l'augmentation du gain de l'intégrateur de 10 fois diminue l'erreur statique de 0.5 CAD et diminue le délai de l'actionneur d'un seul cycle par rapport au cas précédent.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

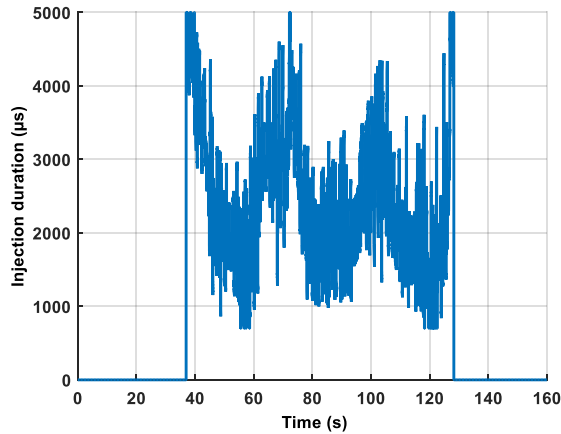


Figure 230: durée d'ouverture de l'injecteur

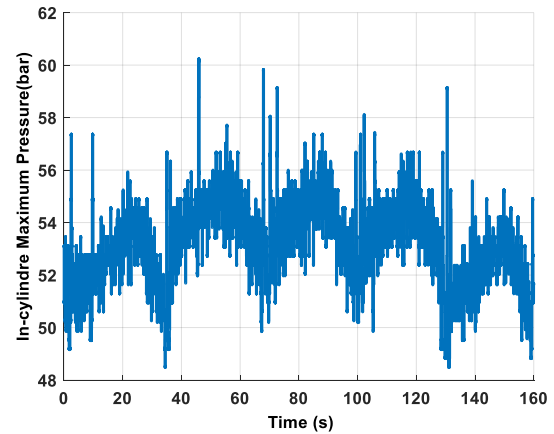


Figure 231: variation de la pression maximale en fonction du temps

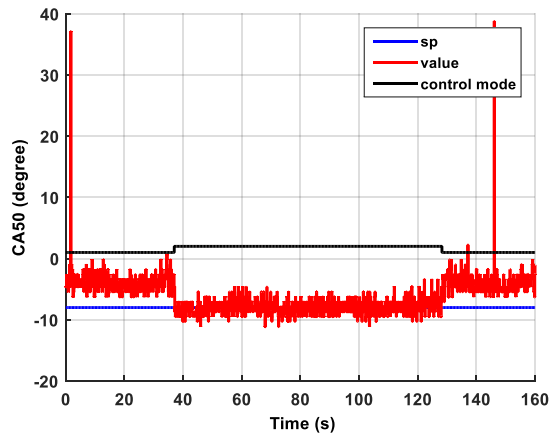


Figure 232: variation de CA50 en fonction du temps

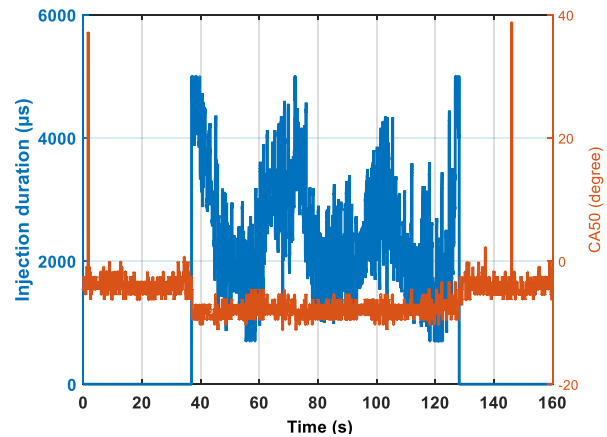


Figure 233: variation de CA50 en fonction du temps

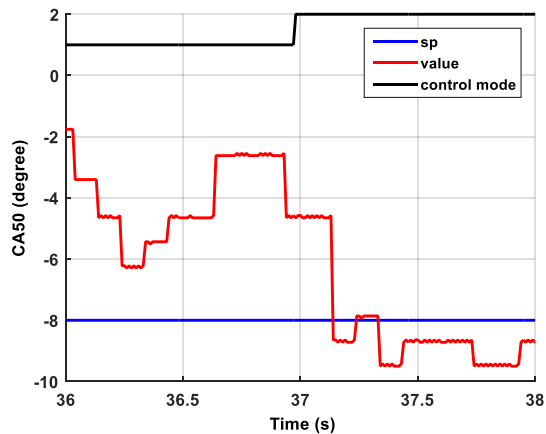


Figure 234: variation de CA50 en fonction du temps

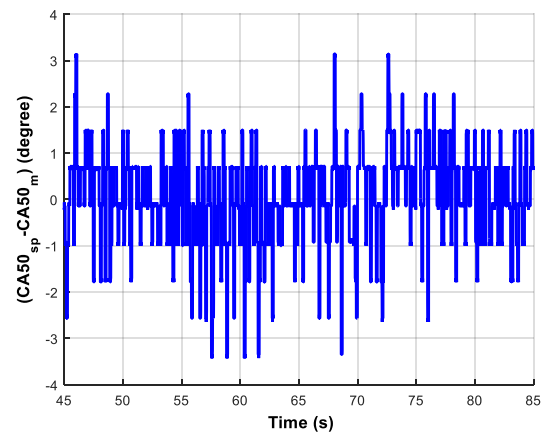


Figure 235: erreur absolue de CA50

3.6.2.3 Transition entre deux points de fonctionnement : sans et avec contrôle

Au cours de cette étude, dans un premier temps, l'influence du contrôleur pour recalibrer et fixer le phasage de combustion lors de l'augmentation du taux d'EGR est testée. Puis,

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

l'aptitude du contrôleur à fixer un phasage de combustion voulu lors de transition entre deux points de fonctionnement est testée.

- Essai 1:

Durant cet essai, le point de fonctionnement choisi est 8200 μ s, papillon ouvert à 90% et régime moteur à 1200 tr/min. l'EGR est augmenté de 50 Nl/min à chaque échelon, comme le montre la Figure 236. La Figure 238 montre les résultats de CA50 au cours du temps suivant les trois points de fonctionnement choisis. Lorsque le débit d'azote est de l'ordre 50Nl/min, le phasage de la combustion est de l'ordre de -9 CAD. Le passage à 100 Nl/min d'EGR décale le phasage de la combustion jusqu'à -8.5 CAD. Le passage de 100 Nl/min à 150 Nl/min décale le phasage de la combustion jusqu'à -6.5 CAD. Lors de fonctionnement avec ce point (8200 μ s, 150 Nl/min), le contrôle est activé, comme le montre les Figure 237 et Figure 240. Les résultats illustrés en Figure 240 montrent que l'ajout de l'ozone permet d'atteindre la consigne mais favorise la fluctuation du phasage du point de fonctionnement.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

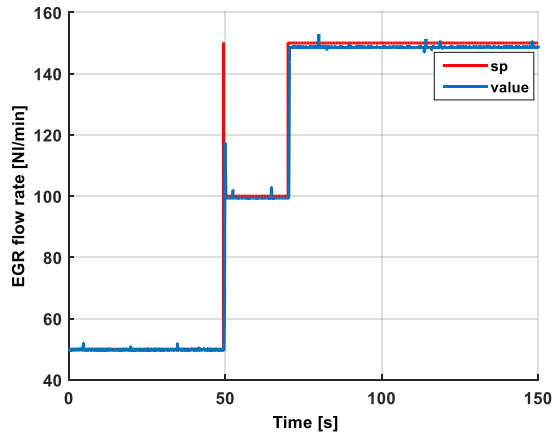


Figure 236: variation du débit d'azote en fonction du temps

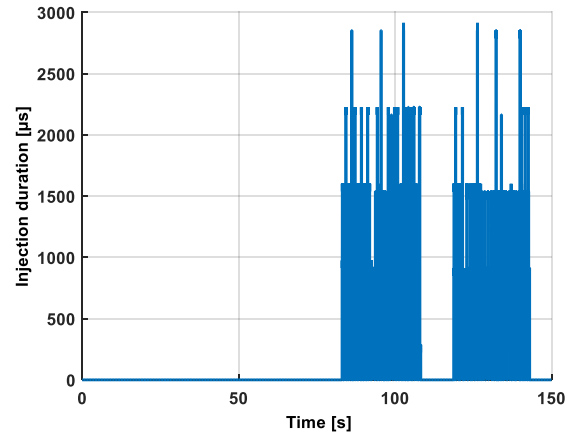


Figure 237: durée d'ouverture de l'injecteur

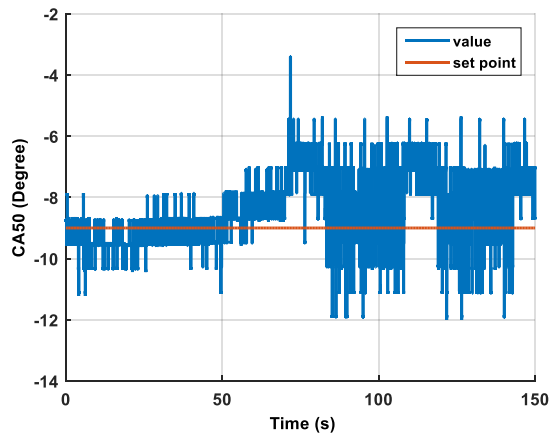


Figure 238: variation de CA50 en fonction du temps

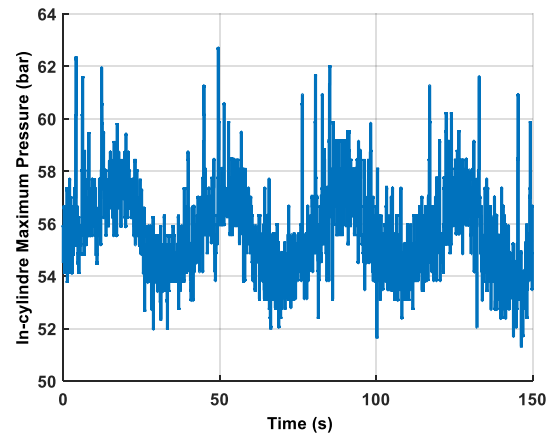


Figure 239: variation de la pression maximale en fonction du temps

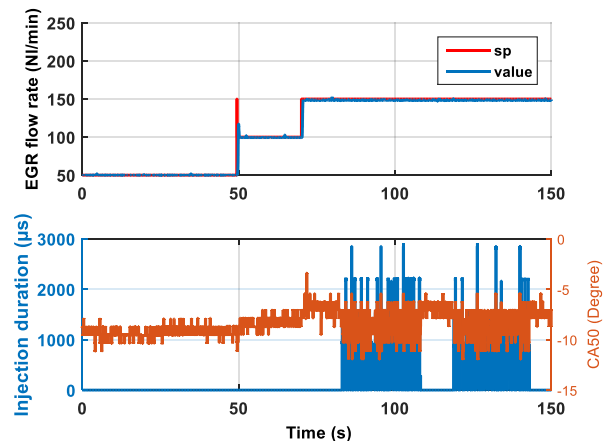


Figure 240: variation de CA50 en fonction du temps en comparaison avec le débit d'azote et la durée d'ouverture de l'injecteur d'ozone

Ensuite, en comparant les résultats sans et avec contrôle pour le point (8200µs, 150Nl/min), Figure 241, on constate que la fluctuation de ce point est de l'ordre de 4 CAD sans contrôle et de 6 CAD avec contrôle. Même si la fluctuation est augmentée de 2 CAD, la

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

mise en place du contrôle est utile et permet d'atteindre la consigne voulue. Comme le montre la Figure 243, la régulation est effectuée avec un décalage de 2 cycles.

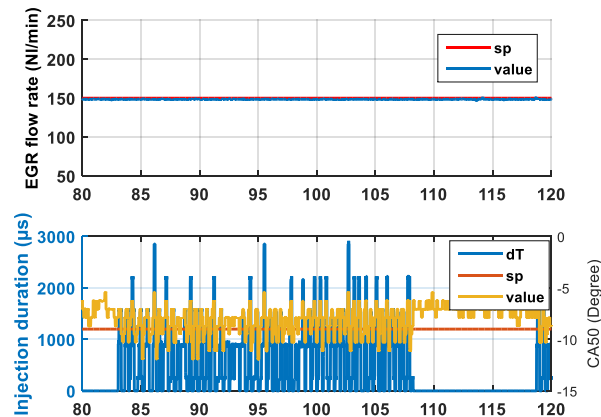


Figure 241: CA50 du point (8200 μ s, 150 NI/min) sans et avec contrôle

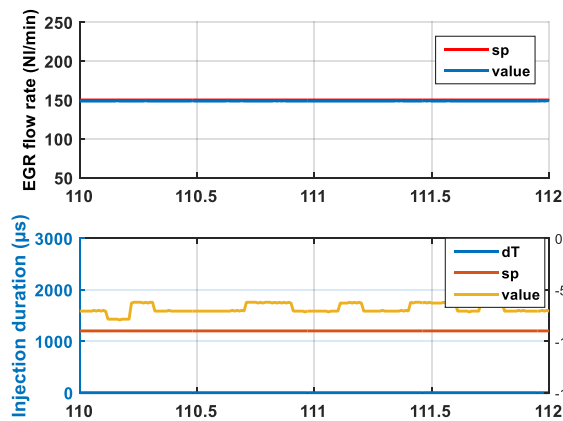


Figure 242: CA50 mesuré et consigne (sans contrôle)

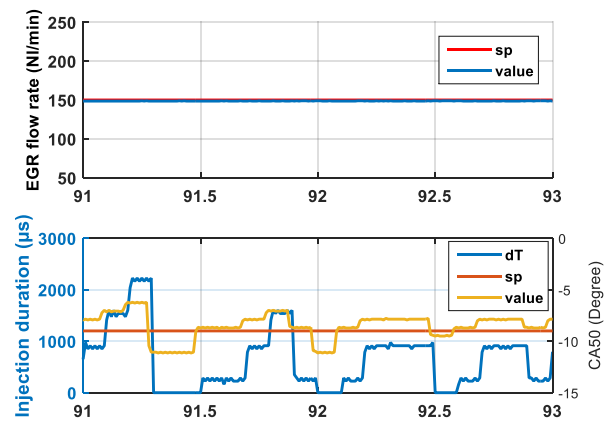


Figure 243: CA50 mesuré et consigne (avec contrôle)

Durant cet essai, les performances du contrôleur sur des points de moyenne charge sont testées. Durant le second essai, ces performances du contrôleur sont examinées sur des points de fonctionnement de faible charge et instable.

- Essai 2:

Durant cet essai, le point de fonctionnement choisi est le suivant: la durée d'injection est fixée à 4200 μ s, papillon ouverte à 90% et régime moteur à 1200 tr/min. Des transitions sans et avec contrôle entre le point A (4200 μ s, 100 NI/min) et point B (4200 μ s, 150 NI/min) sont effectuées. Les Figure 244, Figure 245, Figure 246, Figure 247 et Figure 248 illustrent respectivement les transitions d'EGR, la durée d'ouverture de l'injecteur, la variation de CA50 et la pression maximale au cours du temps.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

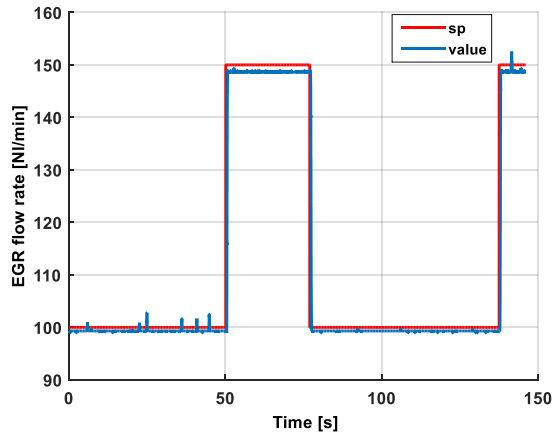


Figure 244: variation du débit d'azote en fonction du temps

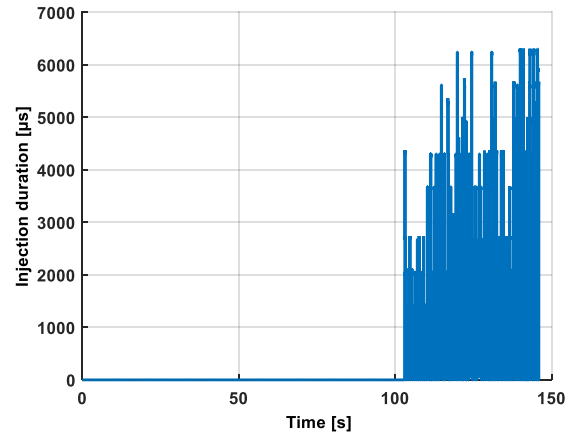


Figure 245: durée d'ouverture de l'injecteur

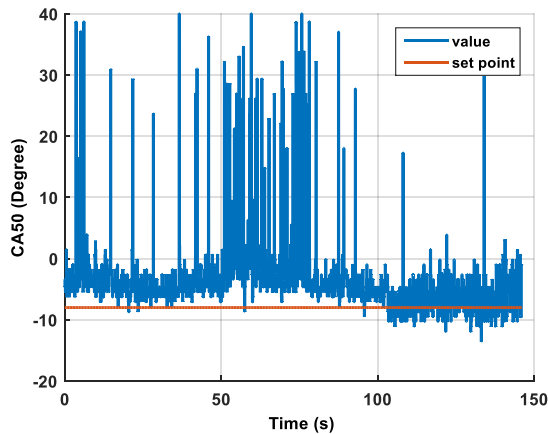


Figure 246: variation de CA50 en fonction du temps

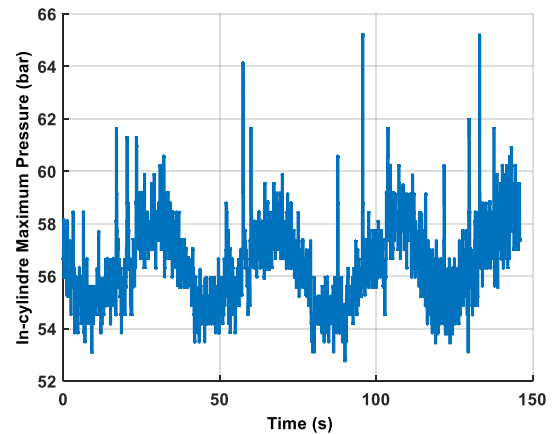


Figure 247: variation de la pression maximale en fonction du temps

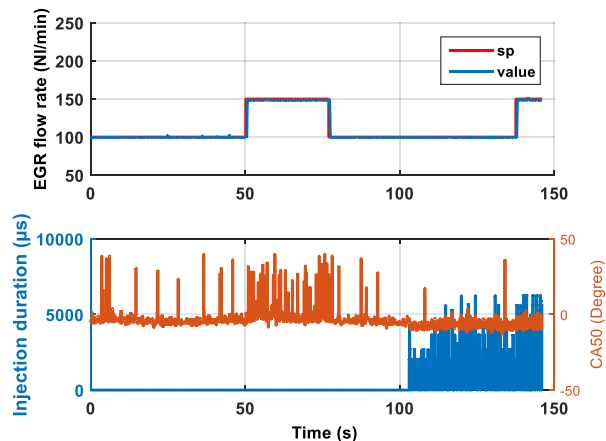


Figure 248: variation de CA50 en fonction du temps en comparaison avec le débit d'azote et la durée d'ouverture de l'injecteur d'ozone

La Figure 249 montre les deux transitions avec et sans contrôle. En comparant le même point sans et avec contrôle, on constate que le contrôle permet de stabilisé ce même point et élimine la forte instabilité de ce point aussi.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

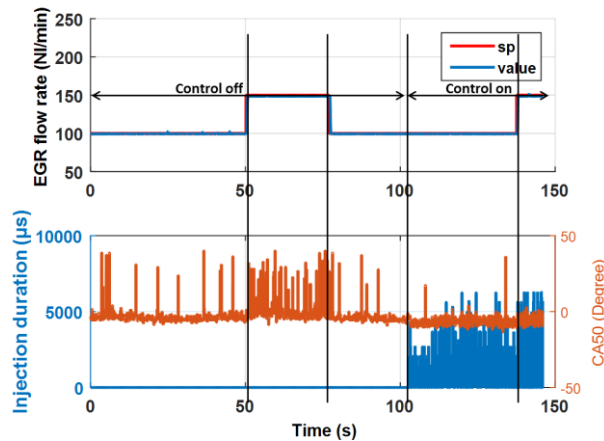


Figure 249: variation de CA50 en fonction du temps en comparaison avec le débit d'azote et la durée d'ouverture de l'injecteur d'ozone

Chaque partie : sans contrôle, avec contrôle, est traitée à part ainsi que le délai du contrôle du phasage de la combustion.

- Transition sans contrôle:

La Figure 250 montre les résultats de CA50 des points A et B sans contrôle. Le point A montre qu'il a tendance à se diriger vers une zone instable mais il garde sa stabilité au cours du temps c'est-à-dire le phasage de la combustion moyen est de l'ordre de -3 CAD bien que ce phasage atteigne 20 CAD parfois. Cela est dû à la présence des ratés de combustion. Quant au point B, elle est fortement instable bien que la pression maximale soit du même ordre que celle du point A. Le phasage de ce point est de l'ordre de 15 CAD. Donc, l'augmentation du taux d'EGR favorise la disparité cycle à cycle dans le cylindre sans affecter la pression maximale dans le cylindre.

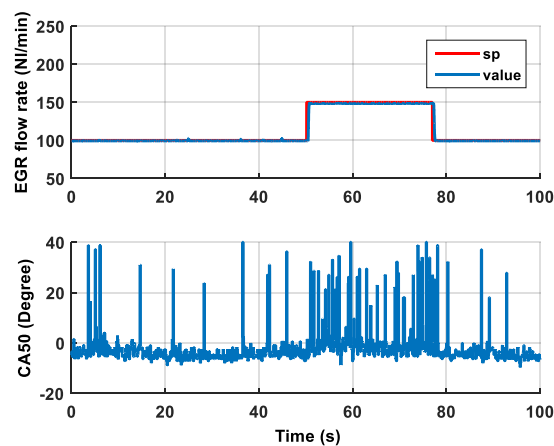


Figure 250: variation du CA50 en fonction du débit d'azote et du temps

- Délai du contrôle:

Les Figure 251 et Figure 252 illustrent les résultats de phasage de la combustion lorsque le contrôle est activé pour le point A. La Figure 252 montre que le phasage de la combustion atteint la valeur consigne après $103.05s - 103.25s = 0.2$ seconde ce qui est équivalent à un délai de 2 cycles.

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

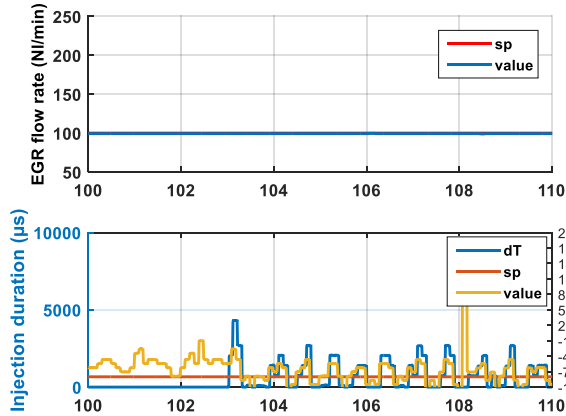


Figure 251: CA50 mesurée et consigne avec contrôle pour un même point de fonctionnement

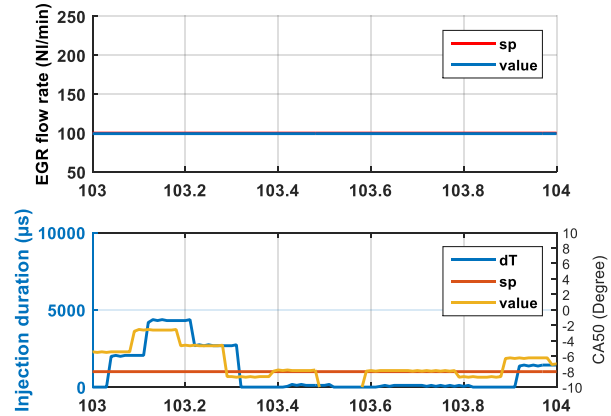


Figure 252: CA50 mesurée et consigne avec contrôle pour un même point de fonctionnement

- Transition avec contrôle:

Le contrôle est activé puis après une certaine durée une transition du point A vers le point B est effectuée. Les résultats des Figure 253 et Figure 254 illustrent les résultats de CA50 lors de transitions. Les résultats de la Figure 254 montrent que le contrôleur permet de garder le même phasage de la combustion malgré l'augmentation du taux d'EGR. La durée d'injection de l'injecteur d'ozone pour le point A est inférieure à celle du point B, ce qui montre que la quantité d'ozone voulue pour stabiliser et garder constant le phasage de la combustion du point A est inférieure à celle du point B. Par ailleurs, la fluctuation du CA50 du point B autour de la valeur consigne est plus importante que celle du point A.

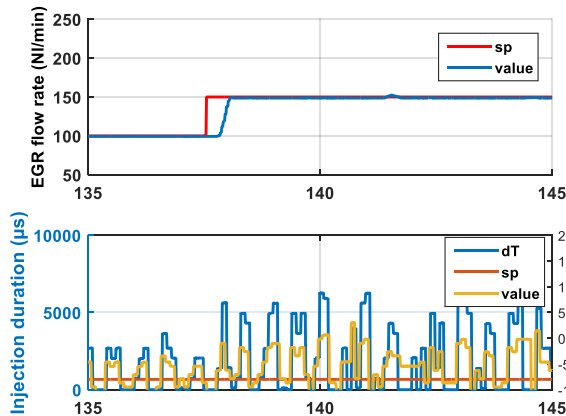


Figure 253: CA50 mesurée et consigne avec contrôle lors de transition entre deux points de fonctionnement

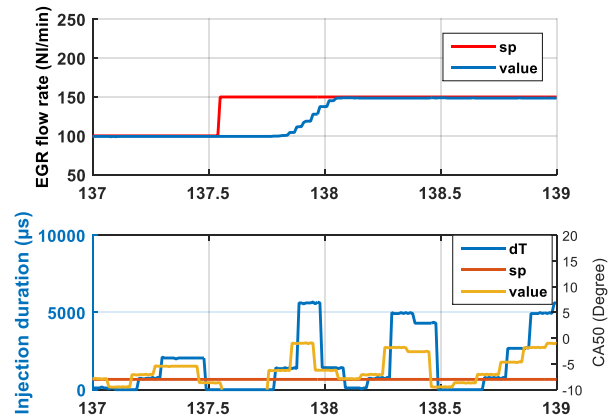


Figure 254: CA50 mesurée et consigne avec contrôle lors de transition entre deux points de fonctionnement

Enfin, en comparant les deux essais, le contrôle du moteur HCCI par ajout d'ozone à faible charge est mieux que celui à charge moyenne. En effet, à charge moyenne, l'ajout de l'ozone n'est pas nécessaire. L'activation du contrôle est nécessaire lorsque la faible charge est atteinte.

3.7 Conclusions et perspectives

Les conclusions de ce chapitre sont classifiées en deux catégories : conclusions de la partie simulation et conclusions de la partie expérimentale.

Etude de simulation:

L'ajout de l'ozone a trois effets indépendants suivant le cas de la combustion:

1. amélioration du rendement de la combustion,
2. diminution de la variabilité cyclique,
3. contribution à faire apparaître la détonation dans le cylindre.

En se basant sur les équations mathématiques développées, les influences du taux d'EGR et de la concentration de l'ozone sur les paramètres de combustion sont résumées comme ci-après :

1. Sans ajout de l'ozone, la pression maximale (P_{max}) diminue linéairement en fonction du taux d'EGR. Par contre, pour un taux d'EGR constant, la pression maximale augmente d'une façon polynomiale de second ordre avec l'augmentation de la concentration d'ozone.
2. Sans ajout de l'ozone, le CAD_{pmax} diminue d'une façon polynomiale de second ordre en fonction du taux d'EGR. De même, pour un taux d'EGR constant, le CAD_{pmax} diminue d'une façon polynomiale de second ordre avec l'augmentation de la concentration d'ozone.
3. Sans ajout de l'ozone, le CA50 augmente d'une façon polynomiale de troisième ordre en fonction du taux d'EGR. Par contre, pour un taux d'EGR constant, la CA50 diminue d'une façon polynomiale de quatrième ordre avec l'augmentation de la concentration d'ozone.

L'ajout de l'ozone permet d'élargir la plage de fonctionnement du moteur HCCI et stabiliser le point de fonctionnement. Avec l'ajout de 50 ppm d'ozone, tous les points de fonctionnement sont dans un cas où une combustion normale a lieu. La présence des ratés de combustion favorise la variabilité cyclique. L'ajout de l'ozone permet de diminuer cette variabilité cyclique.

Un modèle orienté contrôle est développé qui tient compte de la dynamique de la boucle d'air, d'EGR et d'ozone. L'équation de la dynamique de l'ozone est développée qui permet d'écrire la variation de la concentration d'ozone dans le collecteur d'admission.

Le contrôle en boucle fermée de l'ozone, dont le but est de choisir de fixer le phasage de combustion voulu, nous a permis de tirer ces conclusions :

1. la dynamique de l'actionneur d'ozone est rapide. La valeur de CA50 voulue est atteinte après un délai de 3 cycles.
2. L'ozone permet de garantir la transition entre deux points de fonctionnement et de maintenir constant le phasage de combustion.
3. Trois cas différents sont obtenus durant le contrôle du moteur HCCI par l'ozone :
 - a. L'utilisation d'une faible concentration d'ozone modifie le phasage de la combustion et améliore le rendement de la combustion dans le cas où les

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

conditions thermodynamiques de la combustion ne permettent pas d'avoir une combustion normale.

- b. La quantité de l'ozone ajoutée doit être adaptée suivant le point de fonctionnement de manière à ne pas atteindre le cas de détonation. Un choix de CA50 doit être aussi optimal de manière à ne pas affecter les autres paramètres de combustion ($P_{\max}$ et $CAD_{p\max}$).
- c. Dans le cas où les conditions chimiques (richesse, taux d'EGR) défavorisent la combustion c'est à dire la richesse au-dessous de la limite d'auto-inflammation et taux d'EGR excessif, l'ozone ne permet pas de favoriser la combustion dans la chambre de combustion. il faut régler la quantité du carburant utilisée durant le cycle.

Etude expérimentale :

1. La possibilité de suivre l'état de la combustion à temps réel grâce à un système d'acquisition des paramètres de combustion.
2. Dans le moteur HCCI, les points sont classifiés suivant quatre catégories : forte instabilité, faible charge, charge moyenne et forte charge. Les résultats montrent que la pression maximale dépend de la quantité de carburant injectée et est indépendante du taux d'EGR imposé. La pression maximale augmente avec l'augmentation de la durée d'injection tandis qu'elle demeure constante avec l'augmentation du taux d'EGR. Ainsi, l'augmentation de la durée d'injection avance le phasage de la combustion. Par ailleurs, l'augmentation du taux d'EGR décale le phasage de la combustion et tend à rendre la combustion fortement instable.
3. L'ajout de l'ozone avance le phasage de la combustion et diminue ses fluctuations. Par ailleurs, avec l'augmentation de la charge la déviation du CA50 diminue et le délai du phasage de la combustion diminue.
4. L'augmentation de l'intégrateur du contrôleur diminue la fluctuation du phasage de la combustion. L'augmentation de cet intégrateur de 10 fois diminue l'erreur statique de 0.5 CAD.
5. A partir des résultats des essais, la combustion HCCI est une combustion instable surtout à faible charge. Il est possible de stabiliser les points instables par ajout d'ozone grâce à un contrôleur PI.
6. La faisabilité de contrôler cycle à cycle la combustion HCCI par ajout d'ozone par un contrôleur PI est démontrée. Les résultats ont montrés que le délai de l'influence de l'ozone sur le phasage de la combustion est de l'ordre de 2 cycles seulement.

Des perspectives sont proposées pour chaque étude.

Etude simulation :

Comme perspectives de cette étude, je propose :

1. de valider le modèle orienté contrôle expérimentalement. Ensuite, de tenir compte des délais des actionneurs, comme le délai du taux d'EGR synthétique, délai

CHAP 3: CONTRÔLE DU PHASAGE DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI PAR AJOUT D'OZONE

d'ouverture des injecteurs de carburant et d'ozone. Puis, intégrer des cartographies du turbocompresseur dans le but d'étudier le cas d'un moteur HCCI suralimenté avec l'ajout de l'ozone, cela permet d'élargir la plage d'utilisation de ce moteur. Enfin, utiliser le cas d'un vrai EGR et voir son interaction avec l'ozone dont le but de développer des équations mathématiques suivant la démarche suivie dans la première partie de ce chapitre.

2. Pour le contrôle, de concevoir des lois de commande du taux d'EGR et de la concentration d'ozone pour obtenir un phasage de combustion souhaité. Ensuite, ajouter un troisième actionneur (quantité de carburant) pour achever un phasage de combustion et une pression moyenne indiquée voulues.

Etude expérimentale:

Comme perspective de cette étude, je propose :

1. De tester des contrôleurs plus sophistiqués que le contrôleur PI car ce dernier ne permet pas d'éliminer les perturbations du système.
2. D'identifier les limites en charge et régime de l'utilisation du moteur HCCI même avec l'ajout de l'ozone afin de créer des cartographies non pas seulement des paramètres de combustion mais aussi des émissions polluantes afin de voir le gain qu'apporte ce moteur en terme de consommation et d'émissions polluantes.
3. Des tester les lois de commande sur une large plage de régime et charge tout en effectuant des transitions en charge, puis en régime et enfin en régime et charge en même temps.

CHAPITRE 4: CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

L'objectif de cette thèse est de contrôler le phasage de la combustion d'un moteur HCCI par ajout d'ozone. Plusieurs sous-parties intermédiaires sont nécessaires pour atteindre ce but: compréhension des phénomènes physico-chimiques prépondérants sur le phasage de la combustion, modélisation 0D de la combustion pour un moteur HCCI et contrôle du phasage de la combustion. L'originalité de ces travaux réside dans la nouvelle approche de modélisation 0D de la combustion pour un moteur HCCI, ainsi que par la faisabilité de contrôle cycle à cycle du phasage de la combustion grâce à l'ajout de l'ozone.

La première partie de ce manuscrit est consacrée à l'état de l'art du moteur HCCI, notamment le principe de fonctionnement du moteur HCCI, les facteurs influençant le délai d'auto-inflammation, les avantages, défis de ce moteur et les stratégies de contrôle de ce moteur. Il en résulte que le défi majeur de ce moteur est de contrôler le phasage de la combustion lors des transitions. Le contrôle par levier thermique est lent et ne permet pas de contrôler cycle à cycle ce phasage. Par contre, l'implantation d'une stratégie permettant de contrôler la réactivité du mélange est plus simple et efficace. Cette dernière modifie la réactivité du mélange sans altérer les conditions thermodynamiques (pression, température et densité) du mélange. L'ozone, l'une des espèces chimiques oxydantes, est un candidat prometteur pour contrôler le phasage de la combustion en mode HCCI. Il permet d'avancer le phasage de la combustion et d'améliorer le rendement de la combustion. Dans le cadre des éléments qui viennent d'être cités: actionneur chimique efficace et stratégie de contrôle rapide, les objectifs principaux de cette thèse étaient de concevoir et de développer des lois de commande pour stabiliser le phasage de la combustion et de contrôler cycle à cycle ce phasage sur un banc moteur HCCI multicylindre en ajoutant de l'ozone.

La deuxième partie de ce manuscrit est dédiée au développement d'un modèle 0D de combustion pour un moteur HCCI. L'objectif de ce modèle est de prédire le délai d'auto-inflammation ou le phasage de la combustion. Ce modèle nous a permis dans un premier temps d'estimer les paramètres de combustion et leurs variations en fonction de changement des conditions initiales (pression, température, richesse, taux d'EGR et concentration d'ozone). Ensuite, le contrôle sera effectué en se basant sur les cartographies des paramètres de combustion. L'utilité de développer ce modèle est aussi de préciser la quantité nécessaire d'ozone pour respecter les contraintes imposées suivant les conditions de fonctionnement du moteur. Ces conditions sont surtout le phasage de la combustion et la pression moyenne indiquée. Pour accomplir ces objectifs, une étude bibliographique est effectuée dans un premier temps dont les objectifs sont de voir les modèles 0D existant dans la littérature et d'identifier le mode de combustion prépondérant dans la combustion en mode HCCI. L'état de l'art sur les modèles 0D existant dans la littérature nous a permis de constater que la stratification de la température à l'intérieur de la chambre de combustion est le facteur le plus influent le délai d'auto-inflammation et conditionne le déroulement de la combustion. Une évolution de la stratification de la température au cours du temps existe et elle est distribuée d'une manière aléatoire du fait de la turbulence dans la chambre de combustion. Par ailleurs, le mode de combustion principal dans la chambre de combustion est l'auto-inflammation. Autrement dit, la combustion a lieu localement dans la chambre de combustion une fois que la température d'auto-inflammation est atteinte. Pour cela, le modèle 0D développé est basé sur la stratification de la température et la cinétique chimique. Pour représenter soigneusement la stratification de la température, l'approche de fonction de densité de probabilité (PDF) est utilisée dans cette étude. La température adimensionnée, la température moyenne et sa

variance sont nécessaires pour trouver la forme de la PDF. Durant cette étude, un modèle de la variance de la température dans les gaz frais est développé. Ce modèle tient compte des phénomènes physiques prépondérants sur l'évolution de la stratification de la température, en particulier la couche limite thermique et la turbulence.

Le modèle 0D de la combustion pour un moteur HCCI est validé expérimentalement grâce des essais avec différentes richesses, taux d'EGR synthétique et d'ozone. Cette validation est effectuée sans aucun recalage spécifique et spécial nécessaire au modèle. Ce modèle est utilisé pour effectuer une étude de sensibilité du phasage de la combustion en cas de présence des espèces actives dans un EGR en combinaison avec la présence de l'ozone. Les résultats montrent la possibilité d'utiliser un EGR synthétique à la place d'un vrai EGR. Ce dernier permet de changer le phasage de la combustion de moins de 2 CAD par rapport à celui d'un EGR synthétique. Ensuite, ce modèle est utilisé pour développer des cartographies du moteur. Ces cartographies permettent de gagner un temps de calcul significatif en termes d'estimation des paramètres de combustion pour chaque point de fonctionnement et faciliter le contrôle du moteur. Ces cartographies ont été développées avec et sans ajout de l'ozone. Les résultats montrent que l'ozone permet d'étendre la plage de fonctionnement en charge et régime.

Ce modèle développé est un modèle à injection indirecte avec soupapes fermées permettant de décrire 2 phases du cycle moteur (compression, détente) et de prédire le début de la combustion. Grâce à ce modèle, il serait possible d'effectuer une étude paramétrique exhaustive des différents facteurs influençant le délai d'auto-inflammation. A titre d'exemple, il est possible d'estimer les gains de charge et régime apportés par la suralimentation et par l'ajout de l'ozone. Ainsi, ce modèle ouvre des nouvelles voies de l'utilité de l'ozone pour assurer une combustion si les conditions thermodynamique ne sont pas satisfaites à la combustion (grand froid, accélération rapide) et si la qualité du carburant décroît. Il serait intéressant, aussi, de combiner ce modèle avec un modèle 1D à injection directe et de le valider expérimentalement. Une PDF multidimensionnelle de température et de fraction massique serait nécessaire pour atteindre ce but.

La troisième partie de ce manuscrit montre la faisabilité de contrôler le phasage de la combustion pour le moteur HCCI cycle à cycle par ajout d'ozone. Un modèle orienté contrôle couplé avec les cartographies du moteur HCCI a permis de montrer la faisabilité de ce contrôle. La loi de commande conçue est basée sur un PI + anti windup. Les résultats montrent la possibilité de contrôler le phasage de la combustion par ajout d'ozone suivant différentes charges (faible, moyenne et élevée). Ensuite, un contrôle du phasage de combustion par ajout d'ozone a été développé et validé au banc moteur. Les paramètres de combustion ont été récupérés grâce à un système d'acquisition en temps réel, conçu au cours de cette étude. Il était possible, à l'aide de ce système d'acquisition, d'identifier les limites du mode HCCI. Puis, la loi de commande conçue est, comme pour le simulateur, basée sur un PI + anti windup. Il est possible de contrôler expérimentalement le phasage de la combustion cycle à cycle par ajout d'ozone. Ainsi, ces résultats montrent que l'application de la loi de commande sur la charge moyenne permet d'atteindre la consigne de CA50 mais favorise la variabilité cyclique du phasage de la combustion; cette variabilité cyclique est augmentée de 2 CAD. Par contre, l'application de cette loi de commande pour une faible charge élimine les ratés de la combustion et diminue la variabilité cyclique. Or, l'ozone a une influence plus importante à faible charge qu'à moyenne charge. L'une des voies qui permettront de garder le phasage de la combustion constant sans augmenter la variabilité cyclique est de désactiver le contrôle à charge moyenne car il n'est plus nécessaire d'ajout de l'ozone pour favoriser la combustion. Donc, il serait intéressant d'explorer des nouvelles stratégies de loi de commande

CHAPITRE 4: CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

afin de contrôler le phasage de la combustion sur toute la plage de fonctionnement sans augmenter la variabilité cyclique.

En addition, plusieurs voies de recherches paraissent intéressantes à explorer:

1. Appliquer le contrôle du phasage de la combustion ainsi que la PMI par ajout d'ozone avec une boucle d'EGR réelle.
2. Explorer la diminution des émissions polluantes, notamment CO et NO_x, lors d'utilisation du moteur en bi-mode (HCCI-CI) où CI correspond à *Compression Ignition*. Le mode HCCI sera utilisé à faible et moyenne charge.
3. Etendre la plage de fonctionnement (charge-régime) du moteur grâce à un turbocompresseur et l'ajout d'ozone.

ANNEXES:

ANNEXE I: EQUATION DE CONSERVATION D'ENERGIE POUR UN SYSTEME OUVERT

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert s'écrit :

$$dU = \delta W + \delta Q_p + \sum h_i dm_i \quad (I.1)$$

L'énergie interne du mélange de gaz peut être calculée à partir des énergies internes de chaque espèce: $U = \sum m_k e_k = m \sum Y_k e_k$ où m_k , Y_k et e_k la masse, la fraction massique et l'énergie interne par unité de masse de l'espèce k et m la masse totale du mélange de gaz.

La variation de l'énergie interne peut donc s'écrire:

$$dU = dm \sum Y_k e_k + m \sum dY_k e_k + m \sum Y_k de_k \quad (I.2)$$

La dérivée de l'énergie interne par unité de masse de_k peut s'exprimer à l'aide de la capacité calorifique à un volume constant $de_k = c_{v_k} dT$. La capacité calorifique à volume constant c_v et l'énergie interne par unité de masse u du mélange de gaz peuvent être estimées à partir : $c_v = \sum Y_k c_{v_k}$ et $u = \sum Y_k e_k$

Donc, la variation d'énergie interne s'écrit:

$$dU = u dm + m \sum dY_k e_k + m c_v dT \quad (I.3)$$

- $u dm$ représente la variation d'énergie par ajout ou retrait de masse dans le cylindre.
- $m c_v dT$ correspond la variation d'énergie due à la variation de température.
- $m \sum dY_k e_k$ représente la variation d'énergie liée à l'évolution de la composition du mélange. Cette évolution de composition est la conséquence de l'ajout de nouvelles espèces à cette zone, mais surtout de l'ensemble des réactions de cinétique chimique ayant lieu lors de la combustion.

La variation du travail fourni par le piston est :

$$\delta W = -P dV \quad (I.4)$$

Les pertes thermiques sont l'ensemble des transferts d'énergie du système vers le milieu extérieur autre que le travail fourni au piston. Dans le cas d'un moteur HCCI, les transferts par convection sont majoritaires [134].

$$\delta Q_p = \delta Q_t \quad (I.5)$$

Les transferts thermiques par convection sont souvent exprimés sous la forme d'une fonction qui fait intervenir la température de gaz T , la température moyenne des parois T_w , la surface d'échange A et le coefficient d'échange h qui varie au cours du cycle moteur.

$$\delta Q_t = h_w A (T_w - \bar{T}) \quad (I.6)$$

Il existe nombre de modèles et de lois empiriques pour déterminer h_w en fonction des conditions dans le cylindre. Une corrélation très couramment utilisée est celle de Woschni [99]:

$$h = 110 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} [C_1 V_p + C_2 \frac{C_u T_r}{P_r V_r} \times (P - P_0)]^{0.8} \quad (I.7)$$

$$V_p = \frac{2NS}{60}$$

ANNEXE I: EQUATION DE CONSERVATION D'ENERGIE POUR UN SYSTEME OUVERT

- S la course du moteur en m .
- N le régime de rotation du moteur en tr/min .
- V_p la vitesse moyenne du piston en m/s .
- P la pression dans le cylindre exprimée en $kilo - pound/cm^2$ ($\frac{1kp}{cm^2} = 1 atm = 0.981 bar$)
- T la température dans le cylindre en K .
- C_u est la cylindrée unitaire du moteur.
- P_r, V_r et T_r sont respectivement la pression, le volume et la température à un état de référence (il s'agit souvent de l'instant de fermeture des soupapes, au début de la phase de compression).
- P_0 la pression cylindre pour un cycle sans combustion.
- C_1 et C_2 : paramètres d'ajustement du modèle.

Avec toutes ces unités, le coefficient d'échange est exprimé par Woschni en $kcal/(m^2.h.K)$. En convertissant les $kcal/h$ en Watt et la pression cylindre de kp/cm^2 en bar. L'équation devient:

$$h = 130 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} [C_1 V_p + C_2 \frac{C_u T_r}{P_r V_r} \times (P - P_0)]^{0.8} \quad (I.8)$$

Le bilan énergétique s'écrit donc:

$$u dm + m \sum dY_k e_k + m c_{v_k} dT = -P dV + \delta Q_p + \sum h_i dm_i \quad (I.9)$$

Finalement, l'évolution de la température dans le volume de contrôle au cours du cycle est :

$$dT_i = \frac{-u_i dm_i - m_i \sum dY_{k,i} e_{k,i} - P dV_i + \delta Q_t}{m_i c_{v_{k,i}}} \quad (I.10)$$

A noter que pour un système fermé, c'est-à-dire l'échange de masse avec l'extérieur est nul, l'évolution de la température s'écrit :

$$dT_i = \frac{-m_i \sum dY_{k,i} e_{k,i} - P dV_i + \delta Q_t}{m_i c_{v_{k,i}}} \quad (I.11)$$

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE**Équations d'énergie locale instantanée dans la chambre de combustion:**

D'une manière générale, la variation d'énergie totale est due à la puissance des forces surfaciques et volumiques, aux flux de chaleur et d'espèces, et aux sources de chaleur extérieures à l'écoulement (laser, par exemple).

La loi de conservation de l'énergie s'écrit localement dans un domaine de l'espace occupé par le fluide [101]:

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla q + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \dot{Q} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k F_{k,i} V_{k,i} \quad (\text{II.1})$$

ρ : La masse volumique du mélange.

e : L'énergie interne massique du mélange.

q : Flux de chaleur intérieure.

σ_{ij} : le tenseur de contraintes totales agissantes sur le volume de contrôle.

u_i : vitesse selon la direction i.

$\dot{Q}$: densité volumique définissant un taux de chaleur par des éléments extérieurs au milieu considéré (rayonnement, effet Joule, réaction chimique).

Y_k : la fraction massique de l'espèce K dans le mélange.

$F_{k,i}$: la force extérieure agissant sur l'espèce K selon la direction i.

$V_{k,i}$: vitesse de diffusion massique de l'espèce K selon la direction i.

Le flux de chaleur intérieur est égale à :

$$q = -\lambda \Delta T + \sum_{k=1}^N \rho h_k Y_k V_k + RT \sum_1^K \sum_1^k \frac{X_k D_l^T}{W_k D_{kl}} (V_k - V_l) + q_R \quad (\text{II.2})$$

Le premier terme représente la loi de conduction de la chaleur (loi de Fourier), le second terme correspond à l'apport d'énergie des molécules par diffusion, le troisième terme, connu sous le nom d'effet Dufour, est un terme de couplage entre les flux moléculaires et le flux de chaleur, et le dernier terme est le flux de chaleur dû au rayonnement.

A noter que λ est la conductivité thermique du mélange, $X_k = Y_k W / W_k$ la fraction massique de l'espèce K, (Y_k fraction molaire de l'espèce K, W la masse molaire du mélange, W_k la masse molaire de l'espèce K), D_l^T est le coefficient de diffusion de l'espèce K dans le mélange, D_{kl} désigne le coefficient de diffusion binaire de la paire d'espèces (k, l).

$\sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ Représente le travail des forces thermodynamiques et la dissipation due au travail des forces de viscosité.

$$\sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2 + 2\mu e_{ij} e_{ij} \quad (\text{II.3})$$

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

Avec p la pression, μ la viscosité dynamique et e_{ij} le taux de tenseur de déformation.

$\dot{Q}$ Représente une densité volumique définissant un taux de chaleur par des éléments extérieurs au milieu considéré (rayonnement, effet Joule, réaction chimique).

$\rho \sum_{k=1}^N Y_k F_{k,i} V_{k,i}$ Représente le travail de forces de viscosité spécifique agissant sur chacune des espèces K .

Dans le cas actuel, les hypothèses sont :

- pas du taux de chaleur fourni par des éléments extérieurs au milieu considéré ($\dot{Q} = 0$)
- le flux de chaleur s'effectue par conduction.

$$q = -\lambda \Delta T \quad (\text{II.4})$$

La puissance des forces surfaciques et volumique s'écrit :

$$\sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.5})$$

L'équation d'énergie sous forme d'enthalpie s'écrit, en utilisant la relation entre l'énergie interne et l'enthalpie : $h = e + \frac{p}{\rho} \rightarrow e = h - \frac{p}{\rho}$, comme suit :

$$\frac{d\rho e}{dt} = \frac{d\rho(h - \frac{p}{\rho})}{dt} = \frac{d\rho h}{dt} - \frac{dp}{dt} \quad (\text{II.6})$$

L'équation d'énergie sous forme d'enthalpie s'écrit donc :

$$\frac{d\rho h}{dt} - \frac{dp}{dt} = -\nabla q \quad (\text{II.7})$$

La pression $\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial U.P}{\partial x}$ avec l'hypothèse de la pression comme uniformément spatiale à faible nombre de Mach ($Ma < 0.3$), alors $\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t}$

A noter que :

$$q = -\lambda \Delta T = -\lambda \frac{c_p}{c_p} \Delta T = -\frac{\lambda}{c_p} \Delta(C_p T) \quad (\text{II.8})$$

Avec $h = C_p T$ et le nombre de Prandtl est défini : $Pr = \mu \frac{c_p}{\lambda} \rightarrow \frac{c_p}{\lambda} = \frac{Pr}{\mu} \rightarrow \frac{\mu}{Pr} = \frac{\lambda}{c_p}$

C_p est la chaleur spécifique du mélange à pression constante

Alors

$$q = -\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (\text{II.9})$$

Alors, l'équation d'enthalpie locale instantanée est :

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho h U}{\partial x_i} = \frac{dP}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.10})$$

Equation moyenne d'enthalpie locale:

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

Les équations moyennées pour un écoulement compressible, suivant la moyenne de Favre, se définit par un opérateur de moyenne (dit pondéré par la masse):

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (\text{II.11})$$

La partie fluctuante de ϕ est défini comme suit:

$$\phi'' = \phi - \tilde{\phi} \quad (\text{II.12})$$

Cet opérateur est linéaire et idempotent dans le sens que :

$$\widetilde{\tilde{f}\tilde{g}} = \tilde{f}\tilde{g} \text{ et } \overline{\tilde{f}\tilde{g}} = \widetilde{\overline{f}g} = \tilde{f}\tilde{g} \quad (\text{II.13})$$

Les propriétés de cet opérateur sont:

$$\tilde{\tilde{f}} = \tilde{f}, \widetilde{\tilde{u}''} = 0, \overline{\rho u} = \bar{\rho}\tilde{u} \text{ et } \overline{\rho u''} = 0 \quad (\text{II.14})$$

Par ailleurs, la décomposition classique en mécanique de fluide est celle de Reynold est : $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ avec $\bar{\phi}' = 0$

Les deux opérateurs sont liés par l'équation suivante:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (\text{II.15})$$

A noter que dans le cas d'un mélange compressible, la moyenne de Favre est utilisée.

Un écoulement turbulent est homogène si les corrélations statistiques de ce champ sont invariantes par translation et un champ turbulent est isotrope si les corrélations statistiques ne dépendent plus de la direction dans laquelle elles sont calculées.

Les propriétés particulières d'homogénéité et d'isotropie, bien qu'elles ne soient jamais satisfaites dans les écoulements réels, permettent le développement théorique et la résolution des équations qui régissent l'écoulement.

Pour faciliter le calcul, on utilise la moyenne de Reynold par la suite on utilise la relation entre celle de Favre et de Reynold.

$$\frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho h u_i}}{\partial x_i} = \frac{d\overline{P}}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \overline{h}}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (\text{II.16})$$

La moyenne de tous les termes est égale à la somme de chaque moyenne ($\overline{a+b} = \bar{a} + \bar{b}$), alors :

$$\frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho h u_i}}{\partial x_i} = \frac{d\overline{P}}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \overline{h}}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (\text{II.17})$$

Le terme de la variation temporelle d'enthalpie (premier terme) s'écrit:

$$\frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} = \frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} \quad (\text{II.18})$$

La variation par convection de l'enthalpie (deuxième terme) est:

$$\frac{\partial \overline{\rho h u_i}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho h u_i}}{\partial x_i} \quad (\text{II.19})$$

Or,

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

$$\begin{aligned}\overline{\rho h u} &= \overline{\rho(\bar{h} + h'')(\bar{u} + u'')} = \overline{\rho \bar{h} \bar{u} + \rho \bar{h} u'' + \rho h'' \bar{u} + \rho h'' u''} \\ &= \overline{\rho \bar{h} \bar{u}} + \overline{\rho \bar{h} u''} + \overline{\rho h'' \bar{u}} + \overline{\rho h'' u''} \\ &= \overline{\rho h u} + \overline{\rho h u''} + \overline{\rho h'' u} + \overline{\rho h'' u''}\end{aligned}\quad (\text{II.20})$$

Avec les propriétés suivantes:

$$\begin{aligned}\overline{\rho h u} &= \overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}} = \overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}} \\ \overline{\rho h u''} &= \overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}''} = \overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}''} = 0 \text{ car } \tilde{u}'' = 0 \\ \overline{\rho u h''} &= \overline{\rho \tilde{u} \tilde{h}''} = \overline{\rho \tilde{u} \tilde{h}''} = 0 \text{ car } \tilde{h}'' = 0\end{aligned}\quad (\text{II.21})$$

Alors, le deuxième terme s'écrit :

$$\frac{\partial \overline{\rho h u_i}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} [\overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}} + \overline{\rho h'' u''}] = \frac{\partial}{\partial x_i} [\overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}} + \overline{\rho h'' u''}]\quad (\text{II.22})$$

Le terme de transfert de chaleur (quatrième terme) s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right]\quad (\text{II.23})$$

Par suite, l'équation moyennée de l'enthalpie s'écrit :

$$\frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}} + \overline{\rho h'' u''}] = \frac{d\bar{P}}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}\quad (\text{II.24})$$

Pour fermer cette équation, un modèle classique du premier ordre est utilisé:

$$\overline{u'' T''} = - \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\quad (\text{II.25})$$

En multipliant ce dernier modèle par C_p :

$$C_p \overline{u'' T''} = -C_p \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \rightarrow \overline{u'' C_p T''} = - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \overline{C_p T}}{\partial x} \rightarrow \overline{C_p u'' h''} = - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x}\quad (\text{II.26})$$

Finalement, l'équation moyennée de l'enthalpie s'écrit :

$$\frac{\partial \overline{\rho h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\overline{\rho \tilde{h} \tilde{u}}] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_t}{Pr_t} + \frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right] + \frac{d\bar{P}}{dt} + \sigma_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}\quad (\text{II.27})$$

Equation de la variance d'enthalpie:

La variance de l'enthalpie est, par définition:

$$\nu_h = \overline{h'^2} = \overline{h^2} - \bar{h}^2\quad (\text{II.28})$$

L'équation de $\overline{h^2}$ est obtenue en multipliant l'équation de l'enthalpie instantanée par $2h$ et celle de $\bar{h}^2$ en multipliant l'équation moyennée de l'enthalpie par $2\bar{h}$.

En utilisant l'équation de la variance locale et la multipliant par $2h$, cette équation s'écrit:

$$2h \times \left[\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho h u_i}{\partial x_i} \right] = \frac{dP}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\quad (\text{II.29})$$

Le premier terme de gauche s'écrit:

$$2h \frac{\partial \rho h}{\partial t} = \frac{\partial \rho h^2}{\partial t} \quad (\text{II.30})$$

Le deuxième terme est développé comme suit:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h^2 u_i}{\partial x_i} &= 2h \frac{\partial \rho h u_i}{\partial x_i} + h^2 u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \rho h^2 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ 2h \frac{\partial \rho h u_i}{\partial x_i} &= \frac{\partial \rho h^2 u_i}{\partial x_i} - h^2 u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} - \rho h^2 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (\text{II.31})$$

Donc, les termes de gauche de l'équation s'écrivent:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h^2}{\partial t} + \frac{\partial \rho h^2 u_i}{\partial x_i} - h^2 u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} - \rho h^2 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ = 2h \frac{dP}{dt} + 2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + 2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (\text{II.32})$$

Cette dernière équation est moyennée comme suit:

$$\begin{aligned} \overline{\frac{\partial \rho h^2}{\partial t}} + \overline{\frac{\partial \rho h^2 u_i}{\partial x_i}} - \overline{h^2 u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i}} - \overline{\rho h^2 \frac{\partial u_i}{\partial x_i}} \\ = 2h \frac{dP}{dt} + 2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + 2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (\text{II.33})$$

Chaque terme est développé comme suit :

Terme1:

$$\overline{\frac{\partial \rho h^2}{\partial t}} = \frac{\partial \overline{\rho h^2}}{\partial t} = \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{h^2}}{\partial t} \quad (\text{II.34})$$

Terme 2:

$$\overline{\frac{\partial \rho h^2 u_i}{\partial x_i}} = \frac{\partial \overline{\rho h^2 u_i}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho h^2 (u + u'')}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho h^2 u}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\rho h^2 u''}}{\partial x_i} \quad (\text{II.35})$$

D'autre part, le développement du terme $h^2 u_i$ s'écrit:

$$\begin{aligned} h^2 u_i &= h^2 (u + u'') = (h + h'')^2 (u + u'') \\ &= (h^2 + 2hh'' + h''^2)(u + u'') \\ &= h^2 u + h^2 u'' + 2hh''u + 2hh''u'' + h''^2 u + h''^2 u'' \end{aligned} \quad (\text{II.36})$$

Donc, le terme 2 s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho h^2 u_i}}{\partial x_i} &= \frac{\partial \overline{\rho (h^2 u + h^2 u'' + 2hh''u + 2hh''u'' + h''^2 u + h''^2 u'')}}{\partial x_i} \\ &= \frac{\partial \overline{\rho h^2 u}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\rho h^2 u''}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{2\rho h h'' u}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{2\rho h h'' u''}}{\partial x_i} \\ &\quad + \frac{\partial \overline{\rho h''^2 u}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\rho h''^2 u''}}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (\text{II.37})$$

Chaque terme de cette dernière équation se développe comme suit:

$$\frac{\partial \overline{\rho h^2 u}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{h^2 u}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{h^2} \widetilde{u}}{\partial x_i} \quad (\text{II.38})$$

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

$\frac{\partial \overline{\rho h^2 u''}}{\partial x_i} = 0$ et $\frac{\partial \overline{\rho 2 h h'' u''}}{\partial x_i} = 0$ car le transfert d'énergie de la partie fluctuante vers la partie moyenne est nul.

$$\frac{\partial \overline{\rho 2 h h'' u''}}{\partial x_i} = \overline{2 \rho h'' u''} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} + 2 \bar{h} \frac{\partial \overline{\rho h'' u''}}{\partial x_i} = 2 \bar{\rho} \widetilde{h'' u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} + 2 \tilde{h} \frac{\partial \overline{\rho h'' u''}}{\partial x_i} \quad (\text{II.39})$$

$\frac{\partial \overline{\rho h''^2 u}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho h''^2 u}}{\partial x_i} = 0$ car dans le cas de la turbulence homogène isotrope, la partie d'énergie fluctuante transportée par la vitesse moyenne est nulle.

$$\frac{\partial \overline{\rho h''^2 u''}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{\rho h''^2 u''}}{\partial x_i} \quad (\text{II.40})$$

Terme 3:

$\overline{h^2 U \frac{\partial \rho}{\partial x_i}} = 0$ car à partir de la loi de conservation de la masse $\frac{\partial \rho}{\partial x_i} = 0$

Terme 4:

$\overline{\rho h^2 \frac{\partial u}{\partial x_i}} = 0$ car à partir de la loi de conservation de la masse $\frac{\partial u}{\partial x_i} = 0$

Terme 6:

$$\begin{aligned} 2 \bar{h} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} \right] &= \overline{2(h + h'') \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} \\ &= 2 \bar{h} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} \right] + 2 \overline{h'' \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} \end{aligned} \quad (\text{II.41})$$

Terme 7:

$$2 \bar{h} \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \overline{2(h + h'') \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} = 2 \bar{h} \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + 2 \overline{h'' \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \quad (\text{II.42})$$

Donc, le développement de l'équation locale moyennée est :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}^2}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h} \tilde{h}^2}{\partial x_i} + 2 \bar{\rho} \widetilde{h'' u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} + 2 \tilde{h} \frac{\partial \overline{\rho h'' u''}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\rho h''^2 u}}{\partial x_i} \\ = 2 \bar{h} \frac{d\bar{P}}{dt} + 2 \overline{h'' \frac{d\bar{P}}{dt}} + 2 \bar{h} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} \right] + 2 \overline{h'' \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} \\ + 2 \bar{h} \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + 2 \overline{h'' \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \end{aligned} \quad (\text{II.43})$$

D'autre part, en multipliant l'équation moyennée par $2\tilde{h}$, cette équation s'écrit :

$$2 \tilde{h} \times \left[\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} \tilde{h} \tilde{u} + \overline{\rho h'' u''}] \right] = \frac{d\bar{P}}{dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right] + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.44})$$

Terme 1:

$$2 \tilde{h} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} = 2 \tilde{h} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} = 2 \tilde{h} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}^2}{\partial t} \quad (\text{II.45})$$

Terme 2:

$$2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} \tilde{h} \tilde{u}] = 2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\overline{\rho h u}] = \overline{2h \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho h u]} \quad (\text{II.46})$$

Terme 3:

$$2\tilde{h} \frac{d\bar{P}}{dt} = \overline{2h \frac{dP}{dt}} \quad (\text{II.47})$$

Terme 4:

$$2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho h'' u''] = 2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\widetilde{\rho h'' u''}] \quad (\text{II.48})$$

Terme 5:

$$2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right] = \overline{2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} \quad (\text{II.49})$$

Terme 6:

$$2\tilde{h} \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \overline{2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \quad (\text{II.50})$$

Donc, l'équation moyennée s'écrit:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}^2}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{h}^2] + 2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\widetilde{\rho h'' u''}] \\ = \overline{2h \frac{dP}{dt}} + \overline{2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} + \overline{2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \end{aligned} \quad (\text{II.51})$$

L'équation de la variance de l'enthalpie est obtenue en effectuant la soustraction terme par terme pour les deux membres de chacune des équations obtenues :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}^2}{\partial t} - \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}^2}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u} \tilde{h}^2}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{h}^2] + 2\bar{\rho} \widetilde{h'' u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} - 2\tilde{h} \frac{\partial}{\partial x_i} [\widetilde{\rho h'' u''}] \\ + 2\tilde{h} \frac{\partial \widetilde{\rho h'' u''}}{\partial x_i} + \frac{\partial \widetilde{\rho h''^2 u}}{\partial x_i} \\ = 2h \frac{dP}{dt} - 2h \frac{dP}{dt} + 2h'' \frac{dP}{dt} + 2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] \\ - 2h \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + \overline{2h''} + 2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] \\ - 2h \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + 2h'' \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (\text{II.52})$$

Finalement, l'équation pour la variance de l'enthalpie est :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \bar{\rho} v_h}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u} v_h}{\partial x_i} \\
& = -2 \bar{\rho} \widetilde{h'' u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{h''^2 u''}}{\partial x_i} + \overline{2 h'' \frac{dP}{dt}} \\
& + 2 h'' \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + 2 h'' \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}
\end{aligned} \tag{II.53}$$

Modèle de fermeture de la variance d'enthalpie:

La démarche à suivre pour atteindre le modèle de la variance de la température est présentée dans la figure ci-dessous.

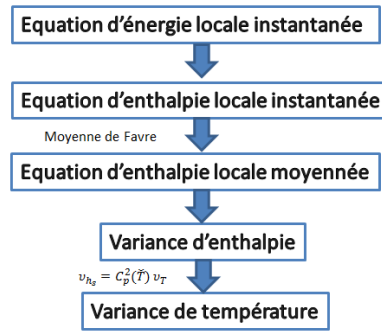


Figure 255 : démarche pour atteindre la variance de la température

L'équation de la variance d'enthalpie est :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \bar{\rho} v_h}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u} v_h}{\partial x_i} \\
& = -2 \bar{\rho} \widetilde{h'' u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{h''^2 u''}}{\partial x_i} + \overline{2 h'' \frac{dP}{dt}} \\
& + 2 h'' \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + 2 h'' \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}
\end{aligned} \tag{II.54}$$

Le premier terme à gauche correspond au terme de production de la variance d'enthalpie dans le mélange, le deuxième correspond au terme de transport turbulent, le troisième représente la variance d'enthalpie due au travail effectué par le piston, le quatrième terme représente la diffusion vers l'extérieur, et le dernier terme représente l'énergie dissipée par viscosité lors de cette déformation.

La complexité des phénomènes physiques intervenant et interagissant dans un mélange parfaitement homogène théoriquement, rend difficile la résolution des équations locales représentant l'évolution des grandeurs mécaniques et thermodynamiques caractéristique de ce mélange. De ce fait, ces équations sont simplifiées en faisant jouer un certain nombre d'hypothèses portant sur la représentation des mécanismes chimiques et sur les propriétés de mélange :

- Les espèces et la chaleur diffusent à la même manière au niveau moléculaire (Le=1).
- Le nombre de Mach dans l'écoulement est faible (Ma<3).
- le travail des forces de viscosité négligeable devant les autres termes.

Des modèles de fermeture sont utilisés pour modéliser cette équation.

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

Le modèle de fermeture pour le terme de production est:

$$2\bar{\rho}\widetilde{h''u''} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} = -\frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial h}{\partial x_i}\right)^2 \quad (\text{II.55})$$

Le terme de transport turbulent est modélisé comme suit:

$$\bar{\rho}\widetilde{h''^2u} = -\frac{\lambda_t}{C_p} \frac{\partial \widetilde{h''^2}}{\partial x_i} = -\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \quad (\text{II.56})$$

$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$: viscosité turbulente, calculée à partir d'un modèle de turbulence $k - \epsilon$ et la constante $C_\mu = 0.09$ dans la littérature.

$Pr_t = 1.3$: est le nombre de Prandtl turbulent.

Le modèle de fermeture du terme de diffusion est:

$$\overline{2h'' \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right]} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right] - 2 \frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial h''}{\partial x_i}\right)^2 \quad (\text{II.57})$$

Le premier terme correspond à la diffusion moléculaire de la variance d'enthalpie, qui est négligeable dans le cas actuel, et le second terme correspond le terme de dissipation scalaire et qui est souvent modélisé[135]–[137] :

$$-2 \frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial h''}{\partial x_i}\right)^2 = -C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.58})$$

Le coefficient C_0 représente le rapport entre l'échelle de temps de la turbulence et celle thermique. Le coefficient C_0 qui se présente dans le terme de dissipation de la variance de l'enthalpie est le rapport de l'échelle de temps intégrale turbulente et celle thermique[138]. Un modèle dynamique proposée par Donzis *et al.*[120] qui est fonction de nombre de Reynold turbulent à l'échelle microscopique de Taylor :

$$C_0 = C_0(\text{Re}_\lambda) = \frac{2(1 + \sqrt{1 + (31/\text{Re}_\lambda)^2})}{1 + \sqrt{1 + (92/\text{Re}_\lambda)^2}} \quad (\text{II.59})$$

A noter que le nombre de Reynold turbulent est : $\text{Re}_\lambda = \frac{\lambda \sqrt{2k/3}}{v}$ et l'échelle microscopique de Taylor est $\lambda = \sqrt{10\nu k/\epsilon}$ où $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ est la viscosité cinématique du mélange.

Le terme de travail est nul ; il est présenté par $\overline{2h'' \frac{dP}{dt}} = 2\widetilde{h''} \frac{d\bar{P}}{dt} = 0$ car $\widetilde{h''} = 0$

Alors, l'équation de la variance de l'enthalpie est:

$$\frac{\partial \bar{\rho} v_h}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u} v_h}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial h}{\partial x_i}\right)^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.60})$$

Finalement, l'équation de la variance est :

$$dv_h = \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial h}{\partial x_i}\right)^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.61})$$

ANNEXE II: EQUATION DE LA VARIANCE D'ENTHALPIE

En examinant l'équation obtenue, la variation de l'énergie dans la chambre est due aux trois principaux phénomènes qui auront lieu :

La production de la variation de l'énergie qui est due à l'échange de l'énergie avec l'ambiance. La destruction de l'énergie est due à la cascade énergétique dans le système, et la dissipation de la variance l'énergie est due à la turbulence dans la zone examinée.

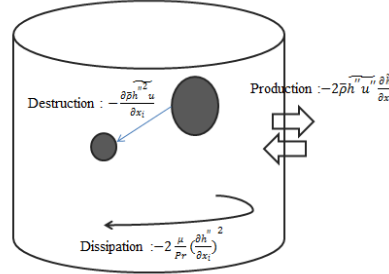


Figure 256 : schéma représentatif de bilan la variance d'enthalpie dans la chambre de combustion

Le terme de production est modélisé [139] avec l'hypothèse d'un flux constant à chaque pas du temps au travers la surface d'échange :

$$\frac{\mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} \right)^2 = 2 \frac{Pr_t}{\mu_t} q_w^2 \quad (\text{II.62})$$

Dans le cas d'une turbulence homogène isotrope, la viscosité turbulente est indépendante de l'espace :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial v_h}{\partial x_i} \right) = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial^2 v_h}{\partial x_i^2} \quad (\text{II.63})$$

Ce terme traduit le transport de l'énergie de l'écoulement moyen vers les petites structures par la viscosité turbulente, ce phénomène s'appelle cascade d'énergie. D'après le premier principe, l'énergie interne totale (enthalpie) ne se conserve pas mais se transforme en énergies interne, en particulier par le travail des forces visqueuses et en chaleur vers les petites échelles qui le dissipent. Par ailleurs, cet effet est considéré négligeable du fait que la turbulence et l'échange de chaleur avec l'ambiance sont plus importants dans le cas d'un Reynold élevé.

Donc l'équation de la variance de l'enthalpie sera :

$$dv_h = 2 \frac{Pr_t}{\mu_t} q_w^2 - C_0 \bar{\rho} v_h \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{II.64})$$

q_w représente le transfert de l'énergies avec l'ambiance :

- Cas de la zone centrale : ce transfert est dû à l'échange de la masse avec la couche limite
- Cas de la zone couche limite : ce transfert est dû à l'échange de la masse avec la zone centrale et avec les parois de la chambre de combustion.

La variance de la température est déterminée à partir de celle de l'enthalpie.

Considérons des faibles variations de la chaleur spécifique à pression constante C_p avec la variation de la température : $h - \tilde{h} \cong C_p (\tilde{T}). (T - \tilde{T})$

La variance de l'enthalpie est $v_h = \widetilde{h'^2} = \widetilde{h^2} - \widetilde{h}^2 = (\widetilde{h - h})^2$

D'où, la variance de la température d'après cette relation :

$$v_h = C_p^2(\tilde{T}).v_T \quad (\text{II.65})$$

Par ailleurs, la conductivité thermique du mélange λ peut être estimée soit avec la formule semi-empirique :

$$\lambda = \frac{1}{2} \left\{ \sum_{k=1}^K X_k \lambda_k + \left(\sum_{k=1}^K X_k \lambda_k^{-1} \right)^{-1} \right\} \quad (\text{II.66})$$

Les coefficients de transports λ_k , μ_k et ϕ_{kl} s'expriment en fonction des variables d'état (p , T , Y_k) mais par des formules assez complexes. Pour cela, il est possible d'approximer la dépendance en température de conductivité thermique, de viscosité et des coefficients de diffusion thermique réduites[107], [140]–[143]. Ce procédé conduit à des gains de temps de calcul considérables sans perte de précision significative. Pour les calculs, on peut utiliser les polynômes d'approximation d'un calcul SANDIA d'écriture automatique de coefficients de transport TRANSPORT [107]. Ces polynômes sont de la forme :

$$\begin{aligned} \log \mu_k &= b_{1k} + b_{2k} \log T + b_{3k} (\log T)^2 + b_{4k} (\log T)^3 \\ \log \lambda_k &= c_{1k} + c_{2k} \log T + c_{3k} (\log T)^2 + c_{4k} (\log T)^3 \\ k &= 1 \dots K \end{aligned} \quad (\text{II.67})$$

En utilisant la librairie du logiciel TRANSPORT, les coefficients des polynômes seront calculés comme la montre la figure ci-dessous :

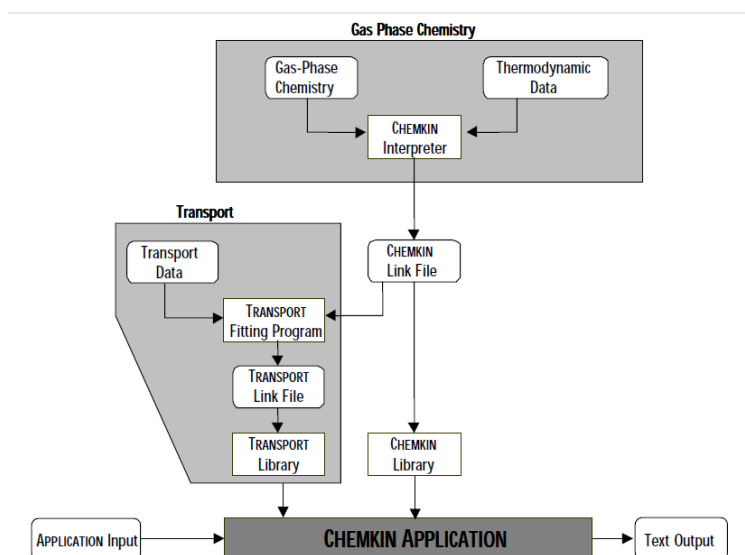


Figure 257 : schéma représentatif du CHEMKIN avec le code d'application

Il suffit seulement d'avoir le chem.asc, qui sera généré par CHEMKIN interpreter, et le transport.dat correspondant.

A noter qu'il est utile seulement d'avoir les coefficients de conductivité et de viscosité des espèces admises car la fonction de densité de probabilité est appliquée au gaz frais du mélange.

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

Introduction générale du modèle :

Le modèle qui sera détaillé dans cette partie est un modèle à injection indirecte avec soupape fermée qui permet de décrire 2 phases du cycle moteur (compression, détente) et de prédire la phase de début de combustion. Afin de mieux décrire la physique et la chimie de la combustion, la chambre de combustion est décomposée en deux zones (zone centrale et zone de couche limite). Comme il est montré dans la littérature, la zone de couche limite a des caractéristiques différentes que celles d'autres zones (zones intermédiaires et zone centrale), par exemple, température dans cette zone toujours inférieure que les autres zones, la combustion se déclenche parfois dans cette zone. Cette dernière dépend de la mise en équation du modèle.

Rappelons que la combustion HCCI est contrôlée par les conditions thermodynamiques locales dans la chambre, plus précisément la température locale et la cinétique chimique. De ce fait, il faut tenir compte de la stratification de la température dans la chambre de combustion et utiliser un schéma cinétique détaillé pour décrire soigneusement le déroulement de la combustion à l'intérieur de la chambre de combustion.

Dans la zone centrale, on a utilisé une approche statistique (PDF présumée) pour décrire le phénomène spatial de la stratification de la température est utilisée. La température réduite, la température moyenne et sa variance permettront de présumer la forme de la PDF. La température moyenne du volume de contrôle est celle de la zone centrale. La variance de la température dépend de la turbulence et des pertes aux parois. La turbulence tend à homogénéiser la température et les pertes aux parois créent la stratification de la température. Donc, cette variance est établie en se basant sur un modèle de turbulence et du modèle de pertes aux parois. Par ailleurs, cette zone échange de masse et d'énergie avec la zone de couche limite.

Dans la zone couche limite, l'évolution de la température et la variation de la fraction massique des espèces seront décrites par les équations fréquemment utilisées. Les pertes de parois, présents dans cette zone, sont décrites par le modèle de Woschni [99]. L'épaisseur de la couche limite est décrite par un modèle présent dans la littérature [144].

Le schéma cinétique [109], [145] utilisé dans cette étude contient 1037 espèces et 4255 réactions dont 17 réactions contiennent l'ozone[146]. Le sous-schéma d'ozone est validé expérimentalement pour une plage de fonctionnement entre 20 et 40 bars, une richesse de 0.3, et température d'admission de 300 K.

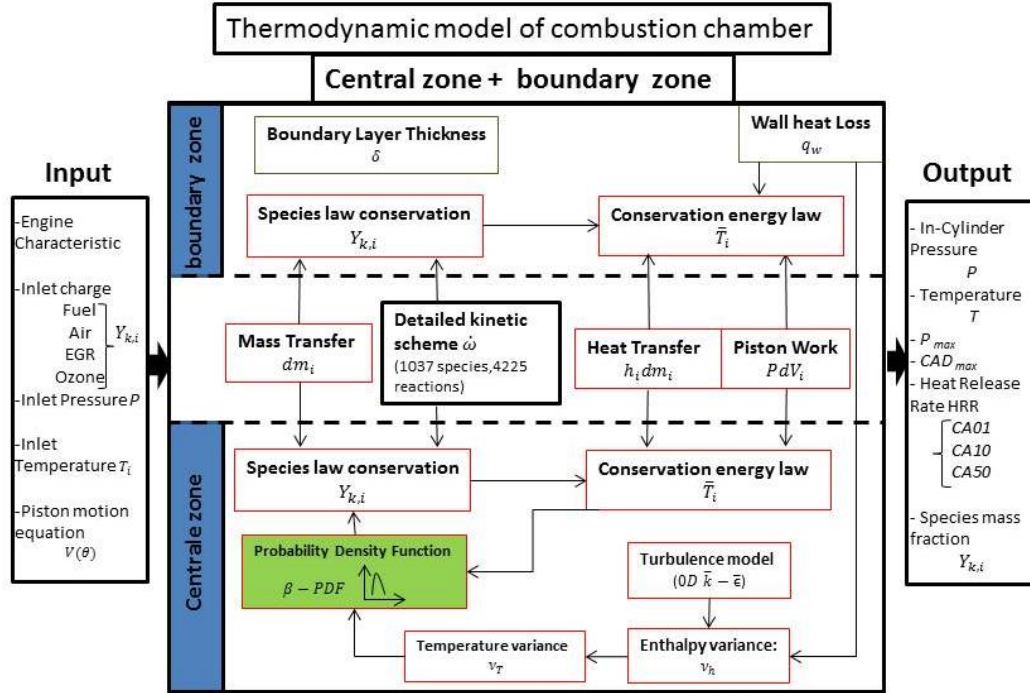


Figure 258: schéma représentative du modèle à deux-zone

Equations du modèle :

Au départ, chaque zone est définie comme un volume dont la concentration de chaque espèce est homogène. La zone est décrite par une masse, une température et des concentrations qui lui sont propres. Le système inclut la création ou la disparition d'espèces dû aux transferts de masse entre les deux zones ou bien par le terme source de réactions chimique.

Calcul du volume de chaque zone :

La chambre de combustion est considérée comme un cylindre. Le volume cylindre V est décrit grâce à la cinématique d'un système bielle-manivelle :

$$V(\theta) = V_m + \frac{C_u}{2} (1 + \lambda - \cos(\theta) - \sqrt{\lambda^2 - \sin(\theta)^2}) \quad (\text{III.1})$$

Et son évolution au cours du temps est :

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{C_u}{2} \sin(\theta) \left(1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin(\theta)^2}} \right) \quad (\text{III.2})$$

Avec :

- λ est le ratio entre la longueur de bielle et le rayon du maneton

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

- C_u est la cylindrée unitaire du moteur définie par : $C_u = \frac{\pi B^2}{4} S$
- V_m le volume mort. Ce volume correspond au volume du cylindre lorsque le piston est au point mort haut (PMH). Ce volume correspond le volume de la chambre de combustion ainsi que les autres volumes morts du moteur tel que le retrait des soupapes, le volume de chasse. Ce volume est déterminé à l'aide de : $V_m = \frac{C_u}{R_c - 1}$

Etant donné le volume $V(t)$ et le diamètre D de cette chambre, on calcule sa hauteur $H(t)$ à chaque pas du temps :

$$H(t) = \frac{4 \times V(t)}{\pi \times D^2} \quad (\text{III.3})$$

Cette chambre est décomposée en deux zones : zone centrale et zone couche limite. Comme le montre la Figure 259, la couche limite entoure la zone centrale et y est considérée comme une zone de séparation de la zone centrale des parois.

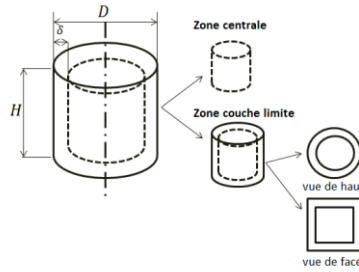


Figure 259: schéma représentatif de la décomposition de la chambre de combustion

L'épaisseur de la couche limite δ est calculée par un modèle décrit soigneusement dans le paragraphe (équation de l'épaisseur de la couche limite).

De ce fait, le volume de la zone centrale est:

$$V_c = \frac{\pi \times (D - 2 \cdot \delta)^2 \times (H - 2 \cdot \delta)}{2} \quad (\text{III.4})$$

Et, le volume de la zone de la couche limite est ensuite déduit : $V_{CL} = V - V_c$

Calcul de la masse totale dans chaque zone:

La température moyenne de la chambre T_m peut être estimée si les volumes et les températures de chaque zone sont connus. L'utilisation de la loi des gaz parfaits à l'ensemble de la chambre permet d'écrire: $T_m = \frac{PV}{nR}$

Le nombre de moles total dans la chambre n est la somme de nombre de moles dans chaque zone : $n = \sum_{i=1}^n n_i$ avec $n=2$ et $n_i = \frac{PV_i}{RT_i}$

Alors, la température moyenne sera évaluée comme suit:

$$T_m = \frac{PV}{R \sum_{i=1}^n \frac{PV_i}{RT_i}} = \frac{V}{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}} \quad (\text{III.5})$$

$n = \frac{m}{M}$: n le nombre de moles, m la masse totale et M est la masse molaire moyenne dans la chambre de combustion.

La masse molaire moyenne dans la chambre est calculée : $M = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{m \cdot M_i}}$

Or, la pression est identique dans la chambre globale et dans chaque zone : $P = P_1 = P_2$

$$\text{Alors } \frac{n_1 RT_1}{V_1} = \frac{n_2 RT_2}{V_2} = \frac{nRT}{V} \rightarrow \frac{n_1 T_1}{V_1} = \frac{n_2 T_2}{V_2} = \frac{n T_m}{V}$$

Donc, la masse engendrée dans la zone centrale est :

$$m_1 = m \times \frac{M_1}{M} \times \frac{T_m}{T_1} \times \frac{V_1}{V} \quad (\text{III.6})$$

L'échange de masse à chaque pas du temps est : $\Delta m = m_1^i - m_1^{i-1}$

Finalement, le calcul de la masse dans chacune des zones à chaque itération est :

$$\begin{aligned} m_1^i &= m_1^{i-1} + \Delta m \\ m_2^i &= m_2^{i-1} - \Delta m \end{aligned} \quad (\text{III.7})$$

Equation de la conservation des espèces :

La variation de la concentration massique de l'espèce K dans la zone est dépendante des réactions chimiques ayant lieu dans la zone et donc de la vitesse de production/destruction. Le transfert de masse entre les zones peut aussi modifier la concentration massique dans la zone. Puisque la concentration massique change alors la fraction massique de chaque espèce encore change dans chaque zone.

Le cas de la variation de la fraction massique due seulement à l'échange de la masse entre les zones :

La fraction massique de l'espèce K dans la zone centrale est:

$$Y_{k,1} = \frac{m_{k,1}}{m_1} \quad (\text{III.8})$$

La variation de cette fraction massique est:

$$dY_{k,1} = \frac{m_1 \times dm_{k,1} - dm_1 \times m_{k,1}}{m_1^2} \quad (\text{III.9})$$

- $m_{k,1}$ la masse de l'espèce K existant dans la zone centrale : $m_{k,1} = Y_{k,1} m_1$
- dm_1 est le transfert de masse (ajout ou retrait) : $dm_1 = \Delta m$
- $dm_{k,1}$ est la masse de l'espèce K ajouté à la zone centrale

D'autre part, la fraction massique de cette même espèce dans la zone de couche limite est:

$$Y_{k,2} = \frac{m_{k,2}}{m_2} \quad (\text{III.10})$$

La variation de cette fraction massique est:

$$dY_{k,2} = \frac{m_2 \times dm_{k,2} - dm_2 \times m_{k,2}}{m_2^2} \quad (\text{III.11})$$

- $m_{k,2}$ la masse de l'espèce K existant dans la zone couche limite : $m_{k,2} = Y_{k,2}m_2$
 - dm_2 est le transfert de masse (ajout ou retrait) : $dm_2 = -\Delta m$
 - $dm_{k,2}$ est la masse de l'espèce K ajoutée ou cédée à la zone couche limite qui n'est que la masse de l'espèce K ajoutée ou cédée à la zone centrale : $dm_{k,2} = dm_{k,1}$
- $$dm_{k,1} = m_1 \times dY_{k,1} + dm_1 Y_{k,1} = m_1 \times dY_{k,1} + \Delta m \times Y_{k,1}$$

En remplaçant $dm_{k,2}$ par cette égalité dans l'équation de la variation de la fraction massique de l'espèce K dans la zone couche limite:

$$\begin{aligned} dY_{k,2} &= \frac{(m_1 \times dY_{k,1} + \Delta m \times Y_{k,1}) \times m_2 + \Delta m \times m_{k,2}}{m_2^2} \\ &= \frac{(m_1 \times dY_{k,1} + \Delta m \times Y_{k,1})}{m_2} + \frac{\Delta m \times Y_{k,2}}{m_2} \\ &= \frac{m_1 \times dY_{k,1} + \Delta m \times (Y_{k,1} + Y_{k,2})}{m_2} \end{aligned} \quad (\text{III.12})$$

Celle de la zone centrale :

$$\begin{aligned} dY_{k,1} &= \frac{(m_2 \times dY_{k,2} - \Delta m \times Y_{k,2}) \times m_1 - \Delta m \times m_{k,1}}{m_1^2} \\ &= \frac{(m_2 \times dY_{k,2} - \Delta m \times Y_{k,2})}{m_1} - \frac{\Delta m \times Y_{k,1}}{m_1} \\ &= \frac{m_2 \times dY_{k,2} - \Delta m \times (Y_{k,1} + Y_{k,2})}{m_1} \end{aligned} \quad (\text{III.13})$$

D'une manière générale, la variation de la fraction massique due à l'échange de la masse dans une zone i est :

$$dY_{k,i} = \frac{m_j \times dY_{k,j} - \Delta m \times (Y_{k,i} + Y_{k,j})}{m_i} \quad (\text{III.14})$$

Finalement, la variation de la fraction massique totale due à l'échange de la masse et à la combustion dans chaque zone au cours du temps est :

$$dY_{k,i} = \frac{m_j \times dY_{k,j} \pm \Delta m \times (Y_{k,i} + Y_{k,j})}{m_i} + \frac{V_i}{m_i} \dot{\omega}_{k,i} W_k \quad (\text{III.15})$$

Equation de conservation d'énergie :

La variation d'énergie interne au cours du temps de la zone i s'écrit selon l'équation indiquée ci-dessous. Elle résulte des transferts de chaleur, de masse et d'échange de travail des forces de pression. A noter que le travail est dû uniquement aux variations de volume. Les transferts de masse proviennent des échanges entre les deux zones.

Les gaz dans le cylindre échangent avec l'extérieur par le travail fourni au piston, les transferts thermiques aux parois, et la variation d'enthalpie due aux échanges de masse avec la zone centrale.

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert s'écrit :

$$dU = \delta W + \delta Q_p + \sum h_i dm_i \quad (\text{III.16})$$

Le développement détaillé de l'équation de l'énergie est détaillé en annexe I.

Dans la zone centrale, la variation de la température au cours du temps s'écrit :

$$\frac{d\bar{T}}{dt} = \frac{1}{m_{t,i}\bar{C}_p + nR} \left[-h_i \Delta m_i + \Delta m_j h_j - m_{t,i} \sum_k h_k \frac{dY_k}{dt} + \bar{T}R \frac{dn}{dt} - \frac{nR\bar{T}}{V} \frac{dV}{dt} \right] \quad (\text{III.17})$$

Dans la zone de couche limite, les pertes aux parois existent. La variation de la température au cours du temps s'écrit donc:

$$\frac{d\bar{T}}{dt} = \frac{1}{m_{t,i}\bar{C}_p + nR} \left[-h_i \Delta m_i + \Delta m_j h_j - m_{t,i} \sum_k h_k \frac{dY_k}{dt} + \bar{T}R \frac{dn}{dt} - \frac{nR\bar{T}}{V} \frac{dV}{dt} - Q_w \right] \quad (\text{III.18})$$

Ainsi, les autres sous-modèles sont décrits dans le chapitre 2.

Validation expérimentale du modèle:

Comparaison de pression cylindre et taux de dégagement de chaleur :

Les résultats expérimentaux sont obtenus en faisant varier la concentration d'ozone. Le carburant utilisé est le n-heptane. Le point de fonctionnement choisi est de richesse égale à 0.3 et un régime de 1500 tr/min pour différentes concentrations d'ozone.

Les figures suivantes montrent les diagrammes de taux de dégagement de chaleur et de la pression en fonction d'angle vilebrequin. Les courbes en gris représentent 100 cycles enregistrés durant l'expérience. La courbe noire correspond au résultat de simulation. Le nombre dans le carré représente la concentration d'ozone en ppm.

Les résultats de simulation pour la pression dans le cylindre montrent un bon accord avec les données expérimentales pour le n-heptane pour les différentes concentrations d'ozone. Le modèle montre aussi sa capacité de présenter l'influence de l'ozone. Le diagramme de pression de simulation montre une augmentation brusque de pression pour les différents essais. Cette augmentation brusque de pression sera discutée dans la partie 'interprétations des résultats'.

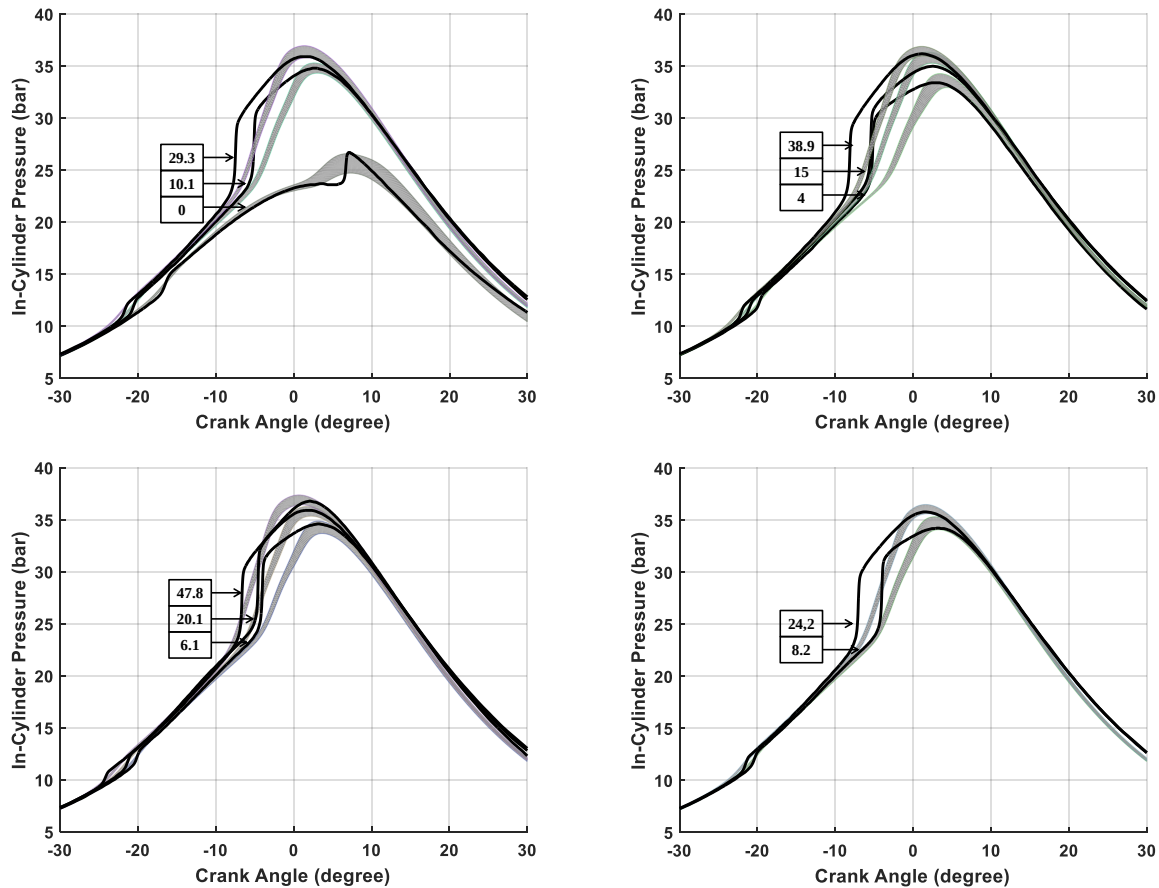


Figure 260: comparaison du taux de dégagement de chaleur et de la pression entre l'expérimentale et la simulation suivant différents concentration d'ozone

Comparaison des paramètres de combustion :

Les comparaisons entre les paramètres de combustion expérimentale et simulée sont effectuées afin d'étudier l'aptitude du modèle développé à estimer les paramètres de combustion. Les paramètres de combustion sélectionnés sont la pression maximale dans le cylindre ($P_{\max}$), le degré d'angle du vilebrequin lorsque la pression dans le cylindre est maximale ($CAD_{p_{\max}}$), l'angle du vilebrequin lorsque 10%, 50% et 90% du carburant a été brûlé (CA_{10} , CA_{50} , CA_{90}). De la même manière, la comparaison entre le résultat expérimental et le résultat simulé est effectuée pour 12 expériences pour le n-heptane avec différentes concentrations d'ozone. Les barres d'erreur dans les figures suivantes correspondent aux limites inférieures et supérieures des variations sur les 100 cycles enregistrés. Les points correspondent aux résultats simulés.

Le $P_{\max}$ et $CAD_{p_{\max}}$ sont issus directement du diagramme de pression cylindre. Le modèle montre son aptitude à estimer les deux paramètres $P_{\max}$ et $CAD_{p_{\max}}$ avec une erreur absolue inférieure, respectivement, à 1 bar et 1 degré, comme le montre les Figure 261 et Figure 262 respectivement.

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

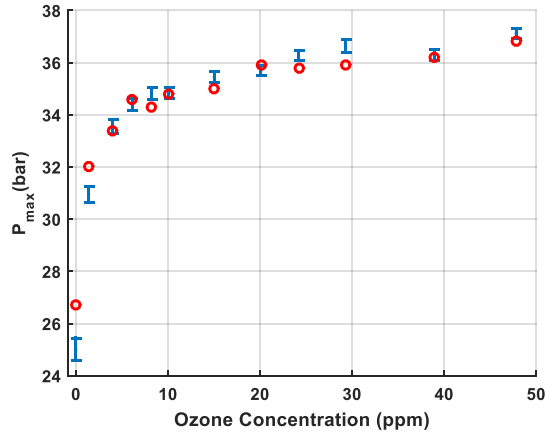


Figure 261: $P_{\max}$ en fonction de la concentration d'ozone

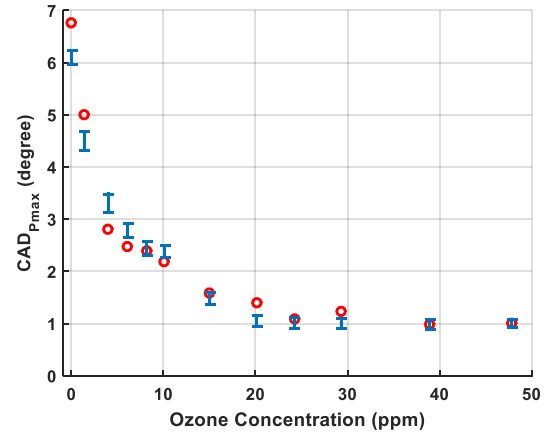


Figure 262: CAD_{pmax} en fonction de la concentration d'ozone

Les CA10, CA50 et CA90 sont issus directement du diagramme du taux de dégagement de chaleur cumulé. L'erreur absolue de CA10 est inférieure à 1 CAD pour les différents essais, comme le montre la Figure 263. L'erreur absolue de CA50 est inférieure à 4 CAD pour les différents essais, comme le montre la Figure 264. L'erreur absolue de CA50 est inférieure à 5 CAD pour l'essai sans ajout de l'ozone et à 1 CAD pour les essais avec ajout d'ozone, comme le montre la Figure 265. Donc, ce modèle a permis de représenter le délai d'auto-inflammation dans les différents cas. Le phasage de la combustion (CA50) n'est pas bien représentée dans le modèle. Cela est expliqué du fait de l'élévation brusque de la pression dans les cas de simulation. La fin de la combustion a été représentée pour les cas avec ajout de l'ozone.

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

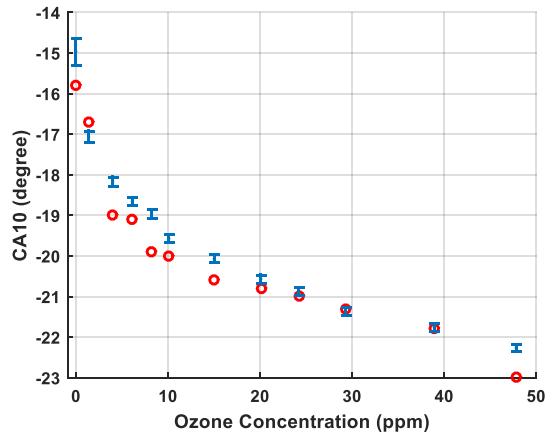


Figure 263: CA10 en fonction de la concentration d'ozone

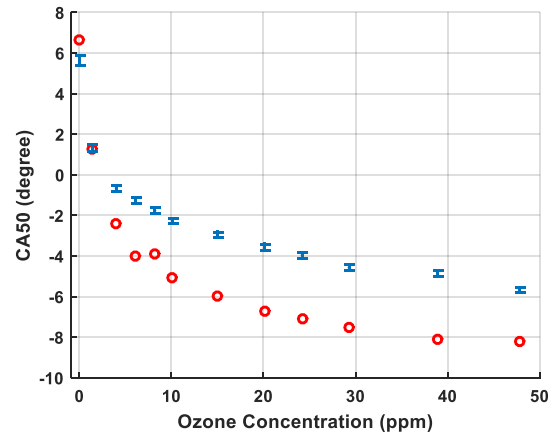


Figure 264: CA50 en fonction de la concentration d'ozone

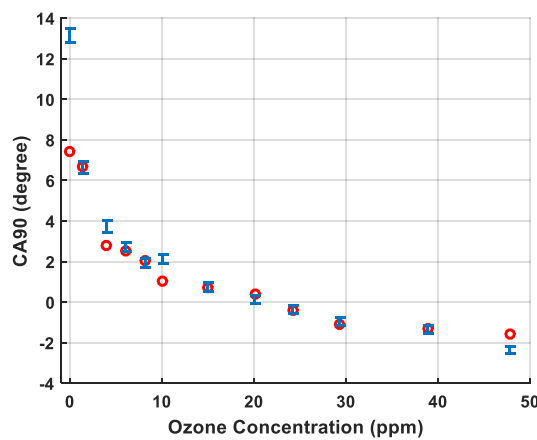


Figure 265: CA90 en fonction de la concentration d'ozone

Interprétations des résultats:

Les diagrammes de pression de simulation représentent une élévation brusque de la pression cylindre à un instant au cours du cycle. La pression est le résultat de plusieurs phénomènes qui se déroulent dans la chambre de combustion, tel que le travail du piston, pertes aux parois, déroulement de la combustion, etc... Donc, le déroulement de la combustion est examiné pour identifier l'élévation brusque de la pression. Dans cette partie, le cas d'une richesse=0.3, rpm=1500 tr/min avec 47.8 ppm d'ozone est discuté.

L'épaisseur de la couche limite thermique augmente brusquement à -5 CAD, comme le montre la Figure 266. Cette augmentation permet d'augmenter aussi la fraction volumique de cette couche limite, comme le montre la Figure 267. Donc, à cet angle (-5 CAD), il y a un apport de la masse de carburant depuis la zone centrale. Cet apport de la masse est la conséquence d'une combustion brutale qui aura lieu dans la zone de couche limite. La température dans la zone de la couche limite augmente brutalement à cet instant ; comme le montre la Figure 268, elle passe de 720 K à 1050 K. La formation d'OH est un indicateur du début de la flamme froide dans la chambre. La Figure 269 montre qu'à cet angle (-5 CAD) la flamme froide dans la zone de couche limite aura lieu. Puisque cette zone est considérée homogène en richesse et température, donc toute la masse présente dans cette zone s'emballe

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

en même temps, ce qui favorise aussi l'apport de la masse de la zone centrale puisque sa fraction volumique diminue.

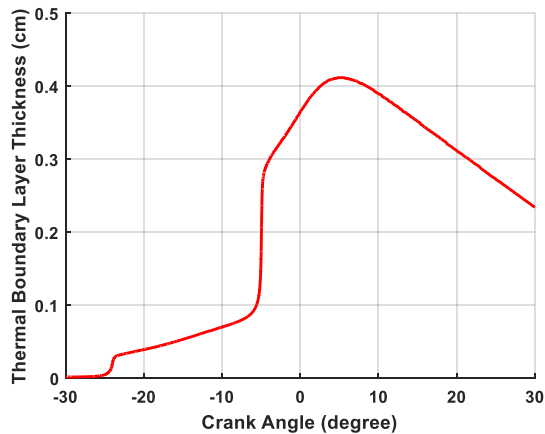


Figure 266: épaisseur de la couche limite en fonction d'angle vilebrequin

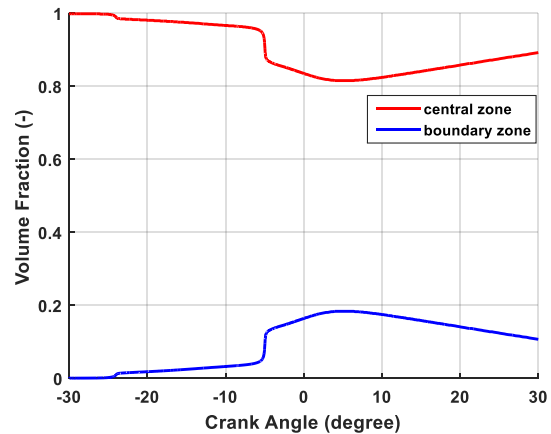


Figure 267: fraction volumique de chaque zone en fonction d'angle vilebrequin

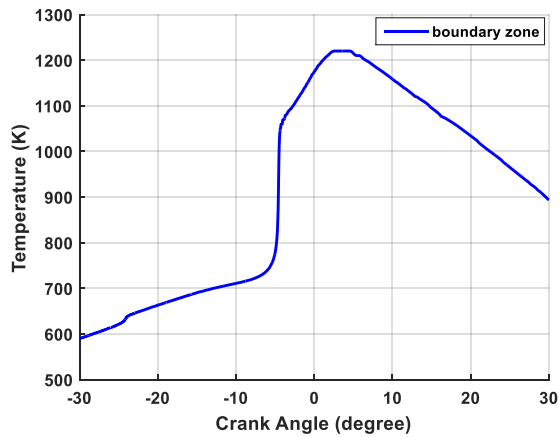


Figure 268: température de la zone de couche limite en fonction d'angle vilebrequin

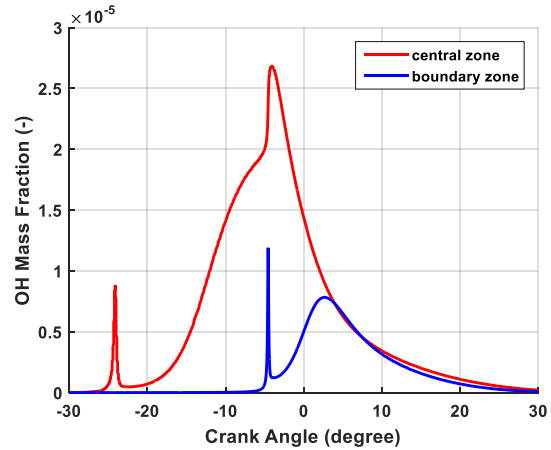


Figure 269: fraction massique d'OH en fonction d'angle vilebrequin

Par ailleurs, le taux de dégagement de chaleur est aussi un indicateur de déroulement de la combustion et permet de changer l'allure de la pression dans le cylindre. Comme le montre la Figure 270, la flamme froide de la zone de couche limite aura lieu lorsque la flamme principale est en cours de se produire dans la zone centrale. La flamme froide de la zone de couche limite aura lieu instantanément et brutalement. Donc, la flamme froide de la zone de couche limite apporte une quantité importante de taux de dégagement de chaleur à l'angle -5 CAD; elle rend le taux de dégagement de chaleur à 11 MJ/CAD à la place de 2.5 MJ/CAD. En addition, en comparant la flamme froide de la zone centrale et celle de la couche limite, on peut constater que la PDF a un rôle important d'atténuer l'effet de brutalité de la flamme froide.

ANNEXE III: MODELE 0D DEUX-ZONES DE LA COMBUSTION POUR UN MOTEUR HCCI

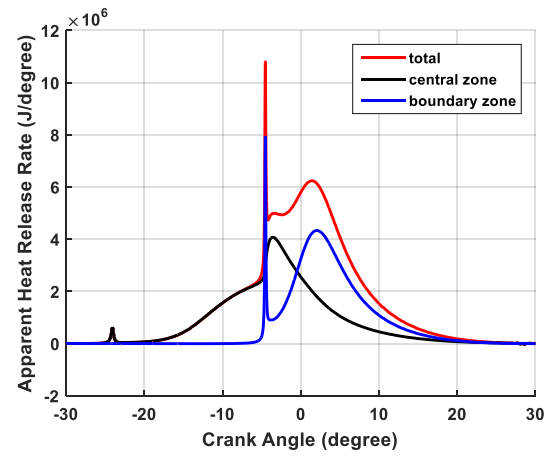


Figure 270: taux de dégagement de chaleur dans chaque zone et totale en fonction d'angle vilebrequin

ANNEXE IV: CONCEPTION DU SYSTEME D'ACQUISITION A TEMPS REEL

Système d'acquisition des paramètres de combustion à temps réel (=capteur):

Conception du circuit électronique :

Après avoir choisi le microcontrôleur pour effectuer le calcul de phasage de la combustion, il est le temps de choisir les signaux d'entrées pour faciliter la détection du $P_{\max}$ et le calcul du phasage de la combustion. Tout d'abord, cinq signaux d'entrées ont été choisis :

- signal de la pression cylindre: issu du capteur de la pression cylindre installé sur la chambre de la combustion. Ce diagramme de pression est choisi pour détecter le $P_{\max}$ et calculer le taux de dégagement de chaleur. A noter que le capteur de pression est de type AVL GH13P de plage de fonctionnement entre 0 et 250 bar avec une précision de $\pm 0.5 \text{ bar}$
- signal de la pression d'admission: issu du capteur de pression installé sur la conduite d'admission. Ce diagramme de pression sera comme le référentiel de la pression cylindre. A noter que le capteur de pression est de type PAA 33X de plage de fonctionnement entre 0 et 10 bar avec une précision de $\pm 0.1\%$.
- signal d'angle vilebrequin: ce signal sert à effectuer le calcul à chaque changement du front (front montant ou descendant) des grandeurs voulues. Ce signal est obtenu à partir d'un codeur installé sur l'arbre vilebrequin. Le codeur utilisé est de type codeur incrémental à arbre creux ayant une vitesse maximale de 12000 tr/min, une résolution de 3600 impulsions/tour et une plage de température de travail de -40°C à $+85^{\circ}\text{C}$.
- signal de top tour: ce signal sert à localiser un point référentiel pour un cycle afin de cela permet de réinitialiser le calcul, récupérer les résultats, etc...
- signal de l'arbre à came: ce signal sert à valider et détecter si le calcul est terminé après chaque cycle. En fait, lorsque le nombre d'itération final est égal au nombre total des fronts montants et descendants du signal de l'angle vilebrequin et lorsque le compteur du signal de l'arbre à came égale au nombre total des dents de l'arbre à came, le calcul effectué durant un cycle est terminé.

Ensuite, les équations pour détecter la pression maximale et calculer le taux de dégagement de chaleur sont résolues et synchronisé avec chaque changement d'état du signal de l'angle vilebrequin. La stratégie pour détecter le phasage de la combustion est la suivante :

- Etape 1: évaluer le taux de dégagement de chaleur dans la plage de $[-60, 60]$ CAD en utilisant l'équation suivante :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (\text{VI.1})$$

γ est considéré constant ; V et $\frac{dV}{d\theta}$ sont prédéfinis afin de gagner du temps de calcul.

La plage de calcul est choisie entre $[-60, 60]$ CAD pour plusieurs raisons : 1. déroulement de la combustion s'effectue dans cette plage pour les différents point de fonctionnement ; 2. Optimisation de temps de calcul ; 3. Minimisation des perturbations

ANNEXE IV: CONCEPTION DU SYSTEME D'ACQUISITION A TEMPS REEL

liés au calcul de taux de dégagement de chaleur : inutile de calculer le taux de dégagement de chaleur avant -60 CAD et au-delà 60 CAD.

- Etape 2: évaluer le dégagement de chaleur jusqu'à l'angle θ :

$$Q(\theta) = \int_{-60}^{\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad (\text{VI.2})$$

- Etape 3: évaluer le dégagement de chaleur total à l'angle 60 CAD:

$$Q_{tot} = \int_{-60}^{60} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \quad (\text{VI.3})$$

- Etape 4: chercher le taux de dégagement de chaleur:

$$Q_{max} = \max(Q(\theta)) \quad (\text{VI.4})$$

- Etape 5: comparer le dégagement de chaleur $Q(\theta)$ avec Q_{max} sur la plage [60, 180] CAD afin de trouver le phasage de la combustion CA50:

$$\frac{Q(\theta)}{Q_{max}} = 0.5 \leftrightarrow CA50 = \theta \quad (\text{VI.5})$$

- Etape 6: récupérer CA50: durant la phase d'échappement ou à la fin du cycle

Par la suite, la vérification du temps de calcul de chaque itération est effectuée. Cette vérification est effectuée en détectant le temps de calcul de chaque équation dans le modèle. Un récapitulatif des durées de calcul est montré dans le tableau suivant :

Tableau 19: durée de calcul pour chaque équation

Equation	Durée de calcul (μ s)
Taux de dégagement de chaleur	1-2
Dégagement de chaleur cumulé	1-2
Pression cylindre sans filtre	2
Pression cylindre filtrée	2
Total (sans filtre)	6
Total (avec filtre)	8

Validation du circuit électronique**Filtre pour le diagramme de pression**

Le diagramme de pression brute présente des fluctuations importantes durant un cycle. Or, le début de la combustion est détecté par un changement de la pente de la pression. Donc, le diagramme de pression, dont le calcul de taux de dégagement de chaleur est basé, renvoie des fausses informations sur le début et l'état de la combustion. La méthode la plus simple est d'appliquer un filtre numérique pour le diagramme de pression. Durant cette étude, deux filtres ont été testés : 'Savitzky-Golay filter' et 'smooth filter'. Les Figure 271, Figure 272 et Figure 273 montrent les résultats de la pression brute, pression 'savitzky golay filter' et pression 'smooth filter' en fonction d'angle vilebrequin pour plusieurs cycles de compression pure. En comparant les résultats, Figure 274, le 'smooth filter' a permis d'éliminer les perturbations du diagramme de pression, c'est pour cela ce filtre a été retenu durant cette étude. De même, les résultats montrent la répétabilité des cycles, ce qui montre que le calcul de la carte TEENSY est synchronisé avec les cycles moteurs.

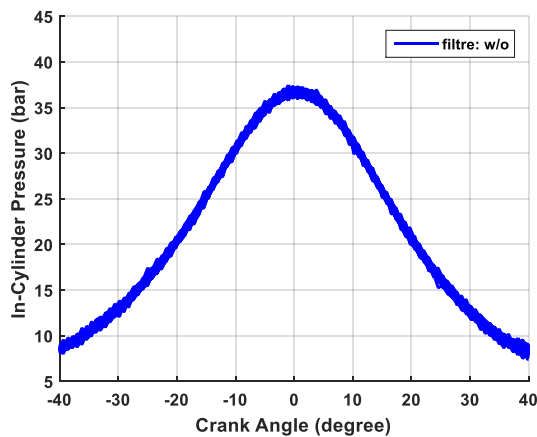


Figure 271: diagramme de pression sans filtre

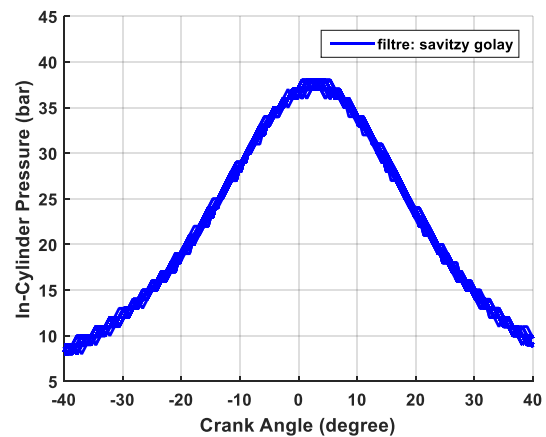


Figure 272: diagramme de pression en appliquant le filtre 'Savitzky-Golay'

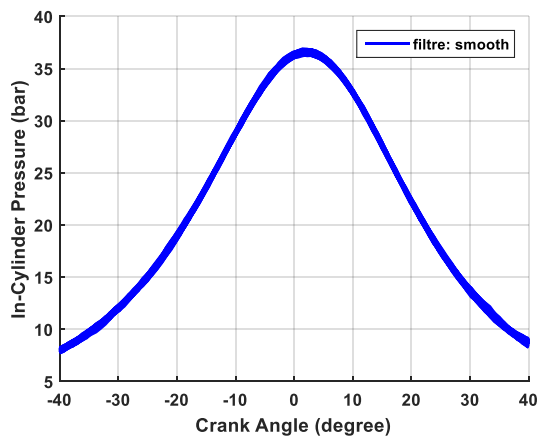


Figure 273: diagramme de pression en appliquant le filtre 'Smooth'

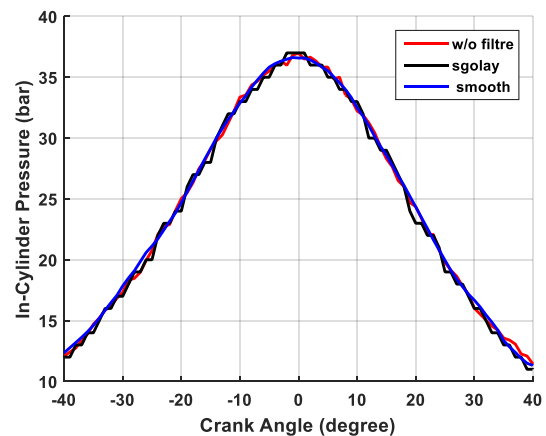


Figure 274: comparaison entre les différents filtres

En fait, l'ajout d'un filtre sur le diagramme de pression génère un retard dans le diagramme de pression de l'ordre de la moitié de la fenêtre du filtre imposée (délai=fenêtre/2), comme le montre la Figure 275. Pour cela, on a pris en compte de ce délai durant les calculs, comme le montre la Figure 276.

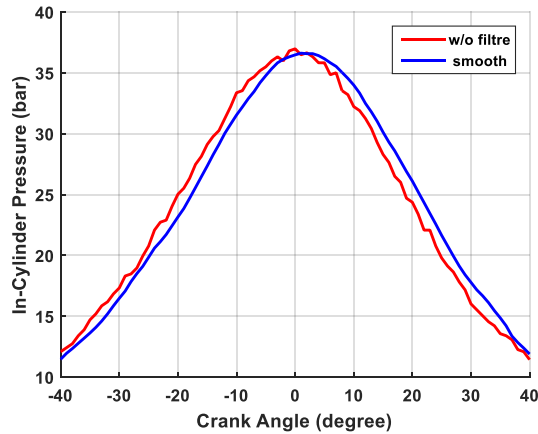


Figure 275: diagramme de pression sans et avec filtre, sans ajustement

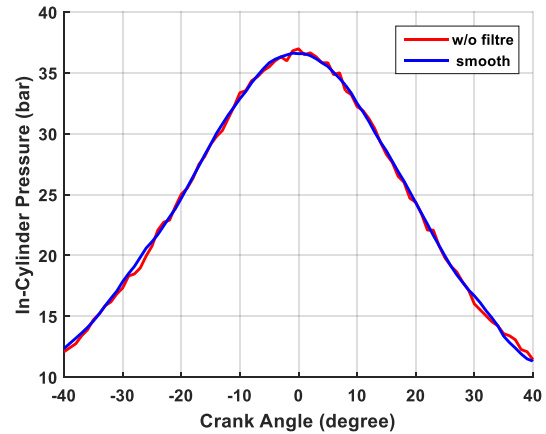


Figure 276: diagramme de pression sans et avec filtre, avec ajustement

Validation préliminaire de la carte et du code:

Durant cette validation préliminaire, le régime moteur, la pression maximale et l'angle correspondant pour une compression pure et la variation de la pression maximale en fonction d'angle d'ouverture de papillon ont été récupérés de la carte directement.

Les résultats de la Figure 277 montrent que la carte est capable d'estimer le régime moteur à temps réel.

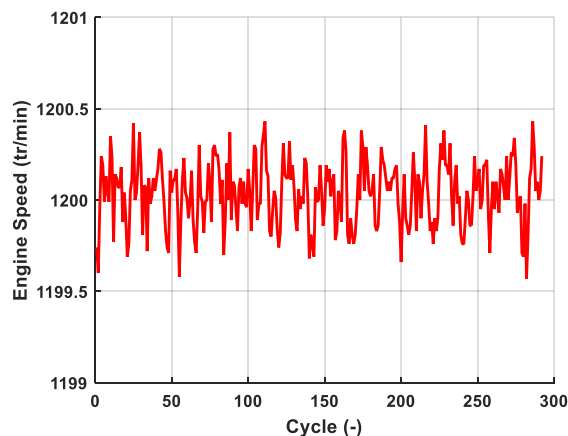


Figure 277: régime moteur en fonction du temps

Ensuite, la pression cylindre maximale du cylindre durant un cycle moteur sans combustion a été récupérée ainsi que l'angle correspondant. Les résultats de la pression maximale, Figure 278, montrent que cette pression est aux alentours de 35.5 bar et celles de son angle vilebrequin est à 0 CAD avec une fluctuation de moins de 2 CAD. Par ailleurs, les résultats de l'acquisition rapide montrent que la pression est de l'ordre de 35.6 bar et un angle

de 0 CAD avec une fluctuation de moins 1 CAD. Donc, la carte a montré son aptitude à représenter ces deux paramètres de combustion : la pression maximale au cours d'un cycle et l'angle correspondant à cette pression.

Par la suite, en faisant varier l'angle d'ouverture du papillon, la pression maximale à l'intérieur du cylindre varie du fait du changement de la quantité de l'air. La Figure 280 montre que la carte est capable de capter cette variation instantanément.

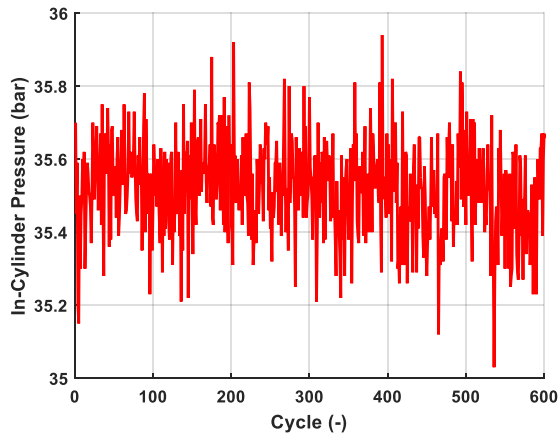


Figure 278: pression maximale en fonction du cycle

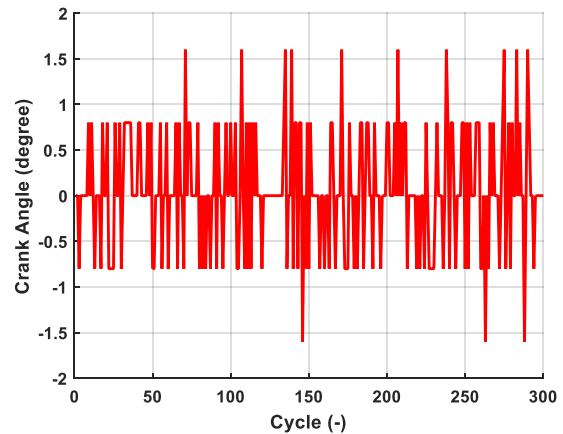


Figure 279: angle vilebrequin correspondant à la pression maximale en fonction du cycle

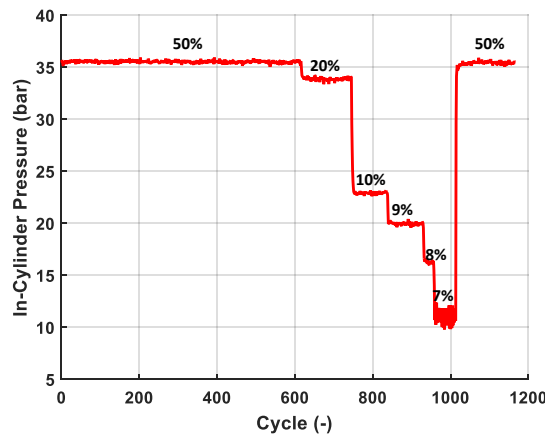


Figure 280: variation de la pression maximale en fonction d'angle vilebrequin

Validation du code :

La validation du code est basée sur la récupération des résultats du calcul effectué durant plusieurs cycles. En effet, un diagramme de pression pré-calculé a été placé dans le code et tout en récupérant les résultats sur plusieurs cycles, c'est-à-dire laissant les autres calculs tel que avec le moteur tournant. Les résultats du taux de dégagement de chaleur et du taux de dégagement de chaleur cumulé sont récupérés respectivement comme la montre les Figure 281, Figure 282 et Figure 283. Les résultats du taux de dégagement de chaleur montrent que la flamme froide et celle principale sont bien présentés. Les résultats du taux de dégagement de chaleur cumulé montrent aussi qu'il y a deux flammes ainsi que le CA50 demeure constant.

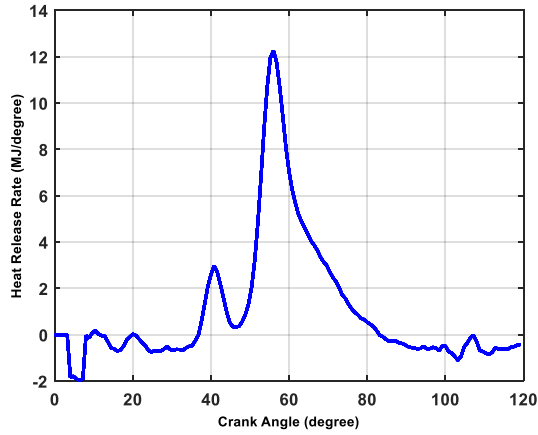


Figure 281: taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle vilebrequin

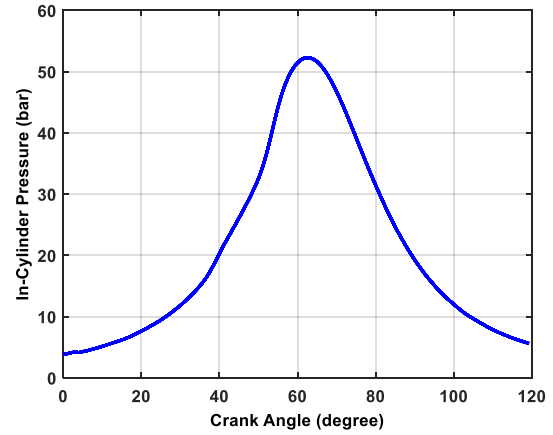


Figure 282: pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin

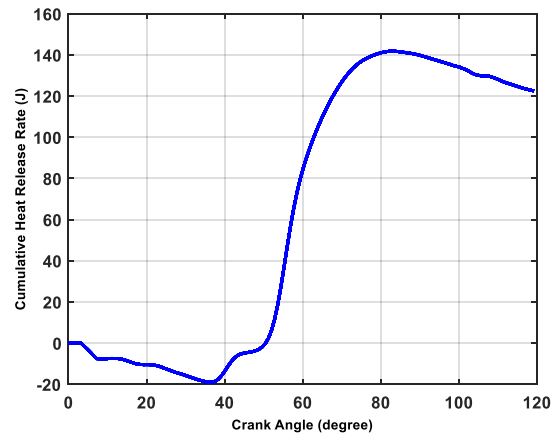


Figure 283: taux de dégagement de chaleur cumulé en fonction d'angle vilebrequin

Ensuite, la pression maximale ($P_{\max}$), l'angle vilebrequin correspondant ($CAD_{p_{\max}}$) et CA_{50} de la carte sont récupérés. Comme le montrent les Figure 284, Figure 285 et Figure 286, $P_{\max}$ est constante de l'ordre de 52.3 bar, $CAD_{p_{\max}}$ est constant de l'ordre 2.45 CAD et CA_{50} est constant de l'ordre de -2.4 CAD. Donc, il est possible de d'utiliser la carte pour estimer les paramètres de combustion à chaque cycle et en temps réel.

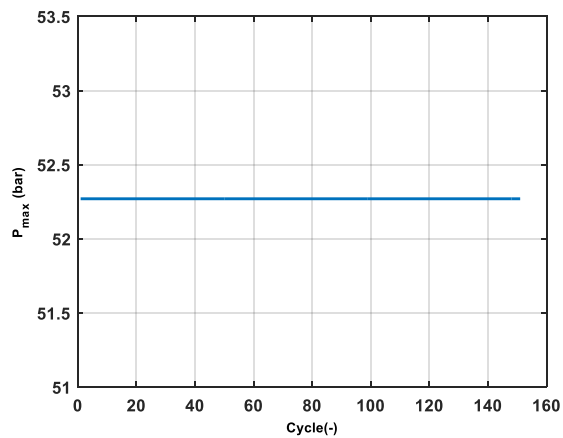


Figure 284: pression maximale en fonction du cycle

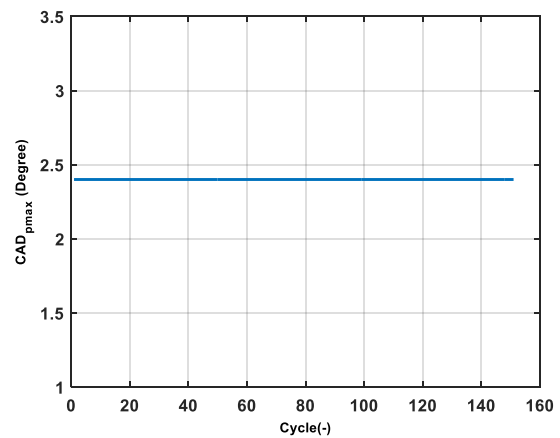


Figure 285: angle vilebrequin de la pression maximale en fonction du cycle

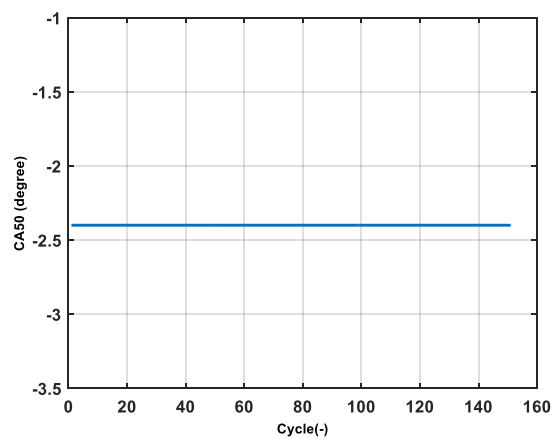


Figure 286: CA50 en fonction du cycle

ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.

Carte Teensy 3.2:

C'est une carte basée sur un microprocesseur et se programme via son port USB avec le logiciel Arduino. Cette carte est illustrée en Figure 287. Les principales caractéristiques techniques de cette carte sont :

- Processeur : MK20DX256VLH7
- Noyau : Cortex-M4
- Vitesse nominale : 72 MHz
- Surcadencable : 96 MHz
- Mémoire Flash : 256 Ko
- Bande passante : 192 Mo/s
- Mémoire cache : 256 octets
- Mémoire RAM : 64 Ko
- Mémoire EEPROM : 2 Ko
- Accès direct en mémoire : 16 canaux
- E/S numériques : 34 broches
- Tension de sortie : 3,3 V
- Tension en entrée : tolérance au 5 V

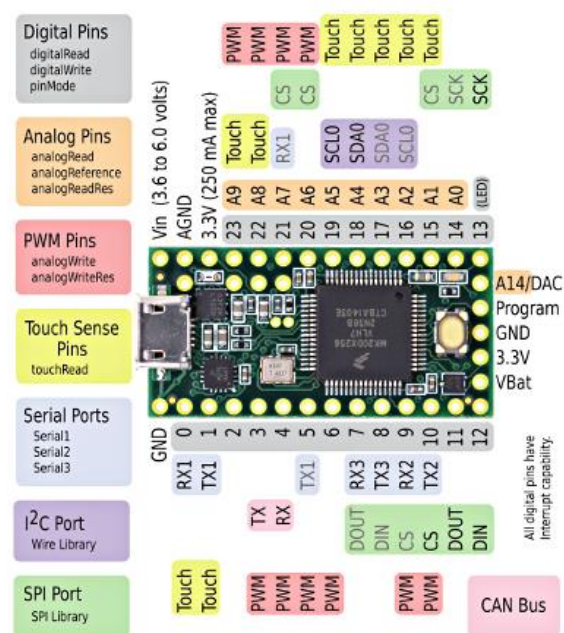


Figure 287: pins de la carte Teensy

Compteur modulo 8:

Le compteur SN74191 est un compteur/décompteur 4 bits binaire naturel, synchrone à pré positionnement parallèle asynchrone. Le logigramme de ce compteur est illustré en Figure 289. Le chronogramme représentatif du fonctionnement est illustré en Figure 290.

ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.

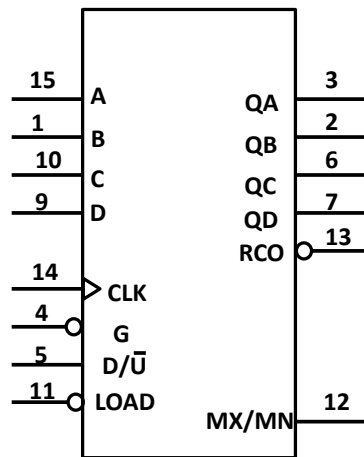


Figure 288:
schéma représentatif du
compteur

A, B, C et D: Pattes d'entrées pour pré positionnement parallèle.

QA, QB, QC et QD: sortie du compteur

RCO : Patte d'indication de débordement (Report Carry Out). Cette patte est mise à l'état bas si la valeur du compteur vaut 15 en mode comptage, 0 en mode décomptage.

CLK : Horloge active sur front montant.

G : (OU CTEN) : Autorisation de comptage décomptage

D/U : décomptage (1), comptage (0)

LOAD : Patte de pré positionnement asynchrone, dès que cette patte passe à l'état bas, les sorties sont égales aux entrées, et cela jusqu'au passage à 1 de LOAD. Le cycle de comptage/décomptage ne commence que si LOAD=1.

MX/MN : identique à RCO mais utilisé pour les comptages à haute vitesse (durée plus importante)

ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.

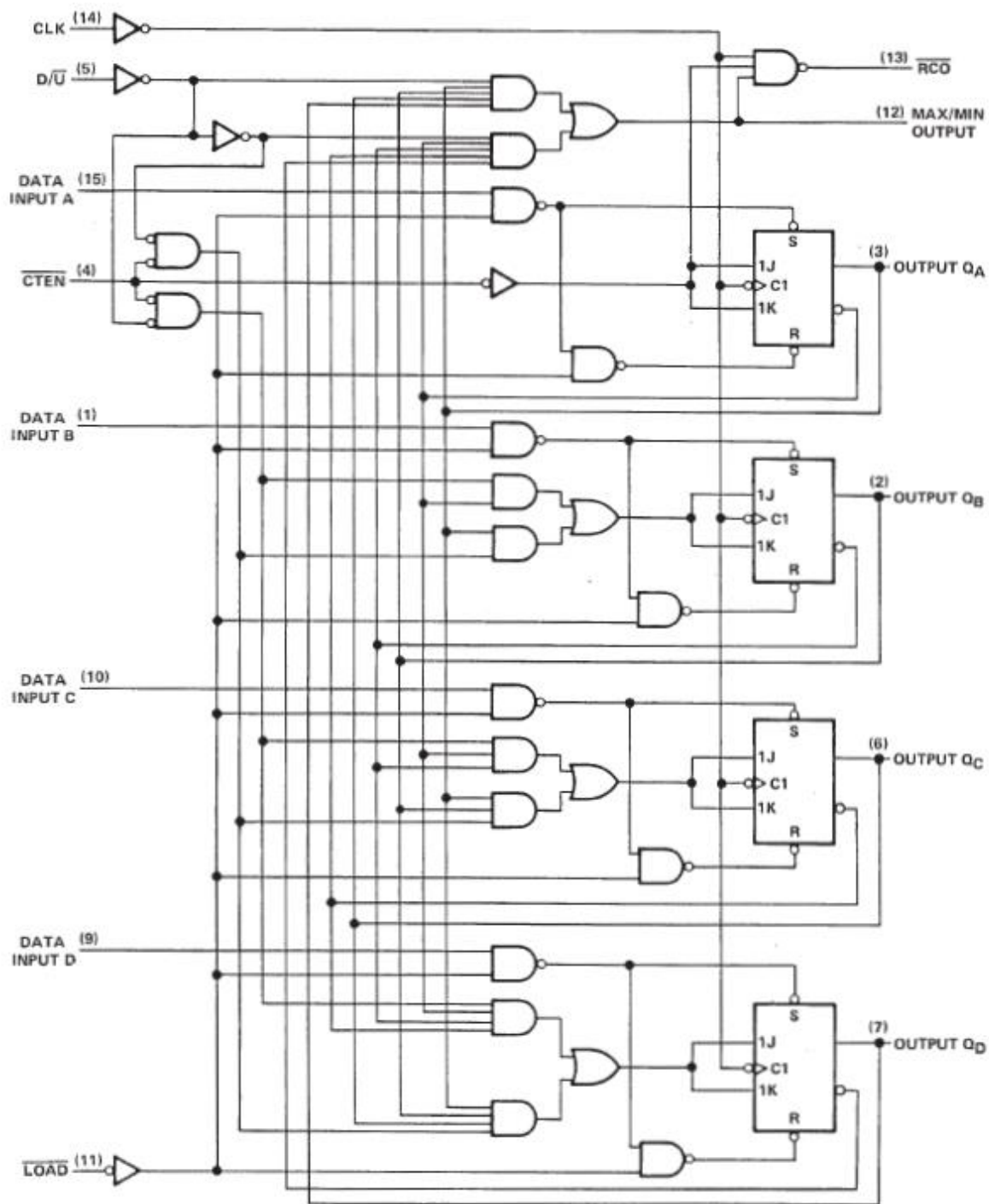


Figure 289: logigramme du compteur

ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.

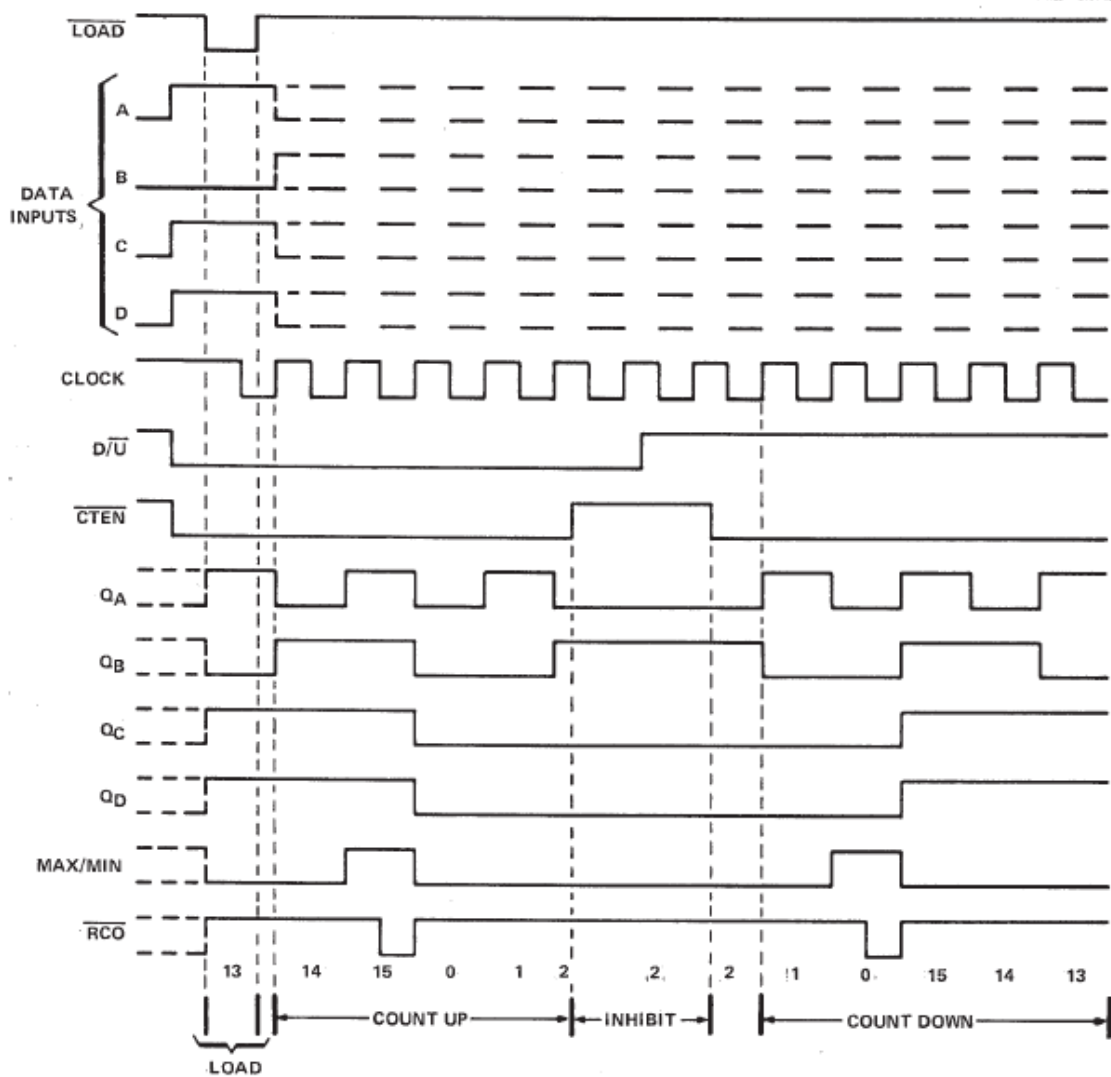


Figure 290: chronogramme du compteur

Amplificateur Opérationnel:

L'amplificateur opérationnel est un circuit qui amplifie la différence de tension appliquée aux bornes de ces entrées. Par ailleurs, il donne la possibilité de créer des fonctions mathématiques et résoudre les équations différentielles suivant des montages de base. Plusieurs montages tels qu'inverseur, non-inverseur, soustracteur, intégrateur, dérivateur, etc... peuvent être conçus suivant l'application. Dans cette étude, le montage d'amplificateur de tension non-inverseur est utilisé. Ce montage, illustré en Figure 291, permet d'amplifier la tension de sortie suivant la formule suivante:

$$V_s = V_e * \left(1 + \frac{R_2}{R_1}\right) \quad (V.1)$$

L'amplificateur utilisé est de type LM741CN dont la tension d'alimentation est de $\pm 15V$. Il comporte 8 broches:

1. OFFSET NULL : non utilisée
2. IN(-) : entrée inverseuse (*inverting input*): non utilisée

ANNEXE V: DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA CARTE ELECTRONIQUE, DU COMPTEUR ET DE L'AMPLIFICATEUR OPERATIONNEL.

3. IN(+) : entrée non inverseuse (*non-inverting input*) : la tension d'entrée
4. V_{EE} : une tension d'alimentation de -15V
5. OFFSET NULL : non utilisée
6. OUTPUT : la tension de sortie
7. V_{CC} : une tension d'alimentation de +15V
8. NC : Not Connected : non utilisée

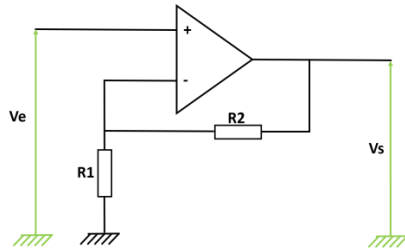


Figure 291: schéma d'un montage non-inverseur

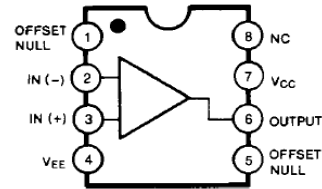


Figure 292: schéma de l'amplificateur LM741CN

Par ailleurs, cet amplificateur est composé de plusieurs transistors, résistances et d'un condensateur, comme le montre la Figure 293 . Ce condensateur crée une vitesse de balayage ou slew rate en anglais de l'ordre de 0.5V/ μ s.

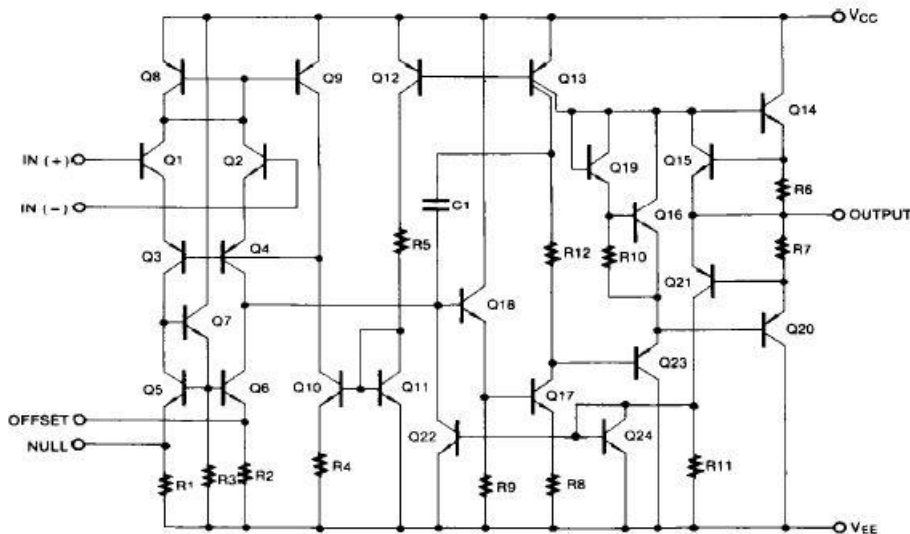


Figure 293: schéma du circuit de l'amplificateur LM741CN

ANNEXE VI: DESCRIPTION DETAILLEE DU BANC D'ESSAIS

Circuit d'air

Un débitmètre d'air massique fréquentielle à film chaud, sert à détecter la masse d'air aspirée ainsi que sa température. Il permet de mesurer un flux massique allant de -50kg/h jusqu'à 430 kg/h et une température entre -40°C à 140 °C à une pression ambiante avec une précision de 1% et perte de charge négligeable.

Le turbocompresseur à géométrie variable installé après le débitmètre est de type Garrett GT2052 de puissance 225 HP et une pression maximale de suralimentation de 2.5 bar. Le refroidisseur d'air de suralimentation est de type d'échangeur air-eau à ailette à courant croisé. Le rôle du plénum est de chauffer et maintenir constante la température d'air d'admission. La température de l'air dans le plénum est choisie à 100°C et régulée par un système de régulation en boucle fermée grâce à l'utilisation des trois tapis chauffants collés sur la surface extérieure du plénum. Chaque tapis est fabriqué du silicone, de puissance de 200W, de dimension 150*200 mm et de température d'utilisation maximale de 200°C. La variation de la température du plénum au cours du temps est illustrée en Figure 294. Cette température varie entre 102 °C et 99°C, donc, une variation de l'ordre de 3°C au cours du temps.

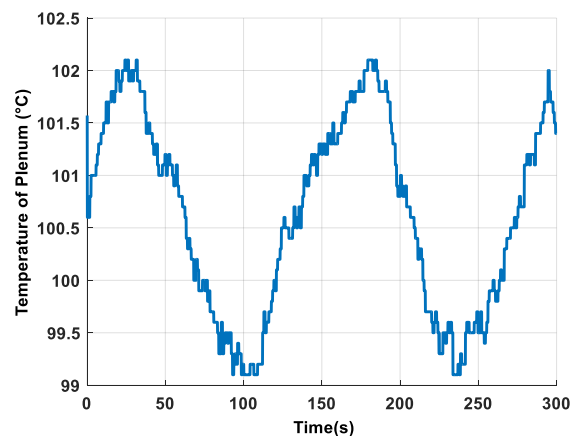


Figure 294: température plénum en fonction du temps

Le boîtier papillon électronique est commandé par le calculateur par une tension carrée de 12 V à rapport cyclique variable (RCO). Pour déterminer l'angle d'ouverture du papillon, un potentiomètre à contact double piste est installé sur le boîtier électronique. En aval du papillon, l'air d'admission se pré mélange avec l'EGR synthétique formé uniquement d'azote. Comme le montre la Figure 295, l'influence du débit d'azote choisi sur le débit d'air est étudiée suivant plusieurs angles d'ouverture du papillon. L'augmentation du débit d'azote fait diminuer le débit d'air. A faible angle d'ouverture du papillon (inférieur à 10%), l'augmentation du débit d'azote de 50 Nl/min fait diminuer le débit d'air de 8%. Pour un angle d'ouverture supérieur à 10%, l'augmentation du débit d'azote de 50 Nl/min fait diminuer le débit d'air de 10.5%. Durant les essais, les quatre papillons sont maintenus pleinement ouverts (90%) puisque l'influence de l'EGR est quasiment similaire pour les différents d'angle d'ouverture du papillon.

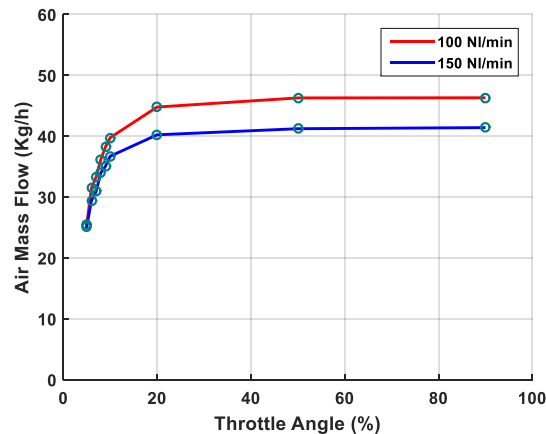


Figure 295: débit d'air en fonction d'angle d'ouverture du papillon suivant deux débits d'azote

Circuit d'EGR synthétique

Le circuit d'EGR synthétique, illustré en Figure 296, est composé d'une bouteille d'azote, d'un débitmètre, d'une canne chauffante et d'un plénum. Un plénum est mis en place après la canne chauffante. Le rôle de ce plénum est de d'emmagasiner une quantité d'azote chauffée et d'éviter le phénomène de contre-sens du fluide. La répartition de l'azote sur les chambres de prémélange s'effectue suivant la manière indiquée dans la Figure 296; cela permet de répartir l'azote d'une manière équivalente entre les différentes chambres de combustion.

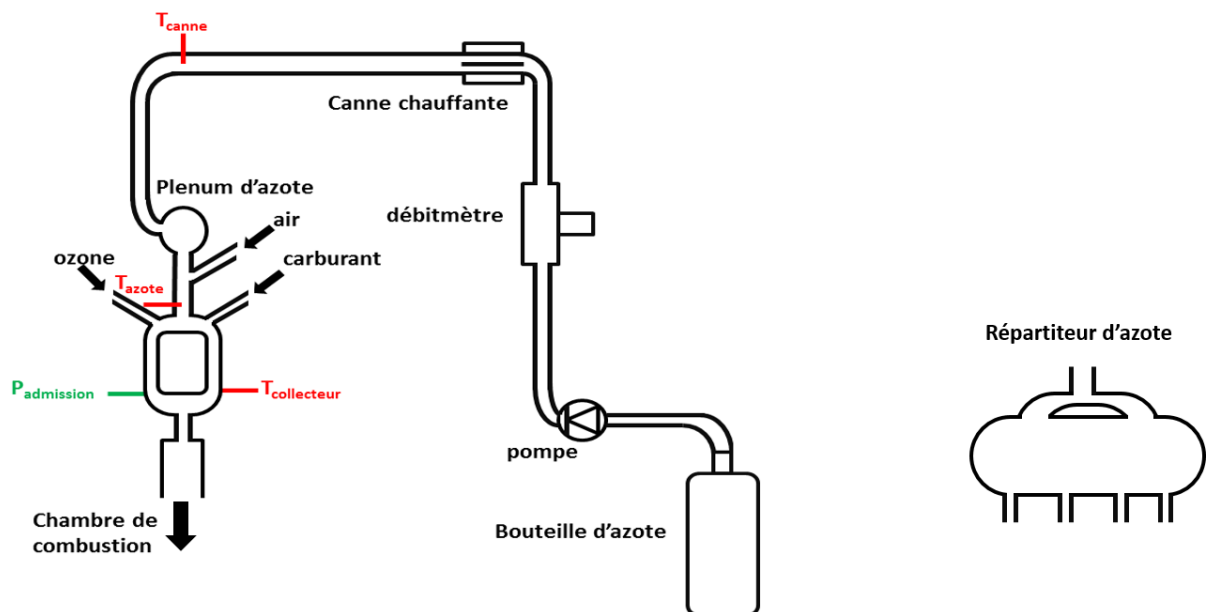


Figure 296: circuit d'azote ou d'EGR synthétique

La bouteille d'azote assure de l'azote pur (99.99% pur) et un débit d'azote maximal de 500 NL/min. La quantité d'EGR synthétique est commandée par un débitmètre. Le débitmètre (SL5853) utilisé est de type thermique permettant de mesurer un débit jusqu'à 2500 l/min avec une précision de $\pm 1\%$. Le débitmètre est fonctionnel pour une température entre -14 et 65°C . Le temps de réponse du débitmètre est inférieur à 3 secondes pour un échelon de 0-100%. La puissance de la canne chauffante est de 3000 W.

La canne chauffante est contrôlée par une régulation en boucle fermée afin de maintenir la température de la canne (T_{canne}) constante suivant la consigne imposée. Cette dernière est choisie de manière à avoir $T_{\text{azote}}=90^{\circ}\text{C}$. Les trois thermocouples utilisés sont de type K permettant de mesurer une température entre -180 et 1300°C avec une précision de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$. La température de la canne chauffante varie entre 221°C et 214°C , comme le montre la Figure 297. La température de l'azote, illustrée en Figure 298, varie entre 90.8°C et 89.4°C et la température du collecteur d'admission, illustrée en Figure 299, possède une variation de moins de 1°C .

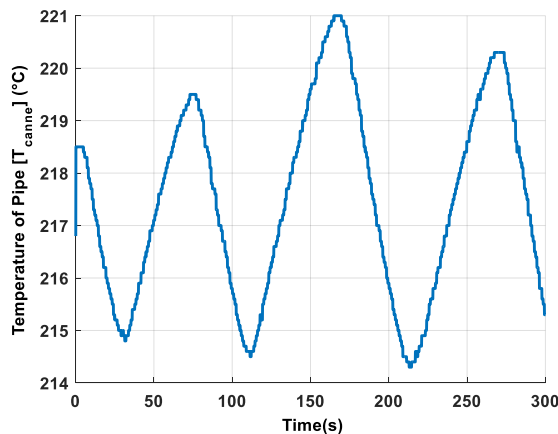


Figure 297: température de la canne en fonction du temps

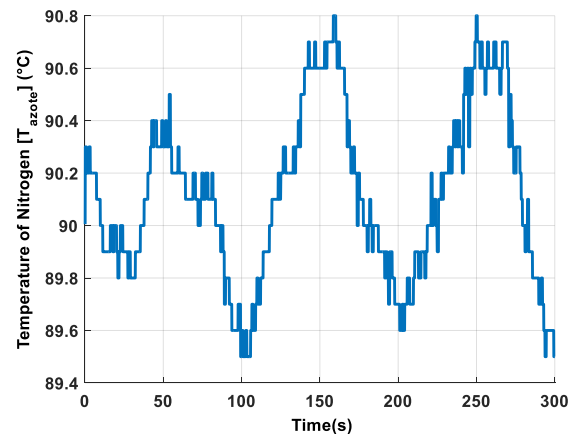


Figure 298: température de l'azote en fonction du temps

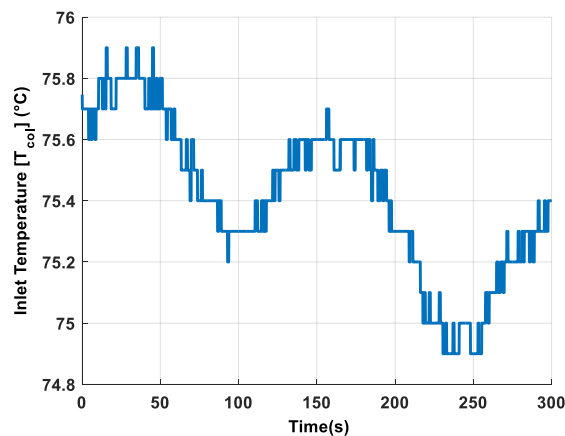


Figure 299: température du collecteur en fonction du temps

Circuit du carburant

Le circuit du carburant, illustré en Figure 300, est composé de deux réservoirs de carburant, d'un débitmètre de carburant, d'une électrovanne, d'une enceinte pour chauffer le carburant nommée évaporateur et de quatre injecteurs gaz. L'électrovanne est commandée par assistance pneumatique. L'électrovanne s'ouvre lorsque le niveau du carburant dans l'évaporateur est au-dessous du niveau bas et se ferme lorsque le niveau de carburant est au-dessus du niveau haut; le niveau est détecté à l'aide d'un capteur de niveau du carburant liquide : capteur niveau bas (NB) et capteur niveau haut (NH). Le capteur à niveau phototransistor de type LLE102101 est opérationnel dans une plage de

température entre -40 et 125°C et compatible avec le n-heptane. La température de carburant est maintenue constante à 120°C à l'aide des trois résistances chauffantes ayant comme puissance ($3 \times 150\text{W}$). Ces trois résistances sont alimentées par une tension continue. Le chauffage de carburant est mis en route lorsque la pression dans l'enceinte est différente que celle de la consigne. Dans le cas actuel, la pression de l'évaporateur est choisie égale à 1.8 bar afin d'atteindre 120°C de température dans l'enceinte. Comme le montre Figure 301, une pression de vapeur de n-heptane de 1.8 bar permet d'obtenir une température de 120°C . Les Figure 303 et Figure 304 montrent respectivement les variations de la pression et de la température dans l'enceinte de l'évaporateur en fonction du temps. La pression présente une variation de l'ordre de 0.03 bar. Quant à, la température est de l'ordre de 125°C . Un système de retour composé d'une soupape différentielle et d'un réservoir de carburant pour éviter les pressions élevées dans le système.

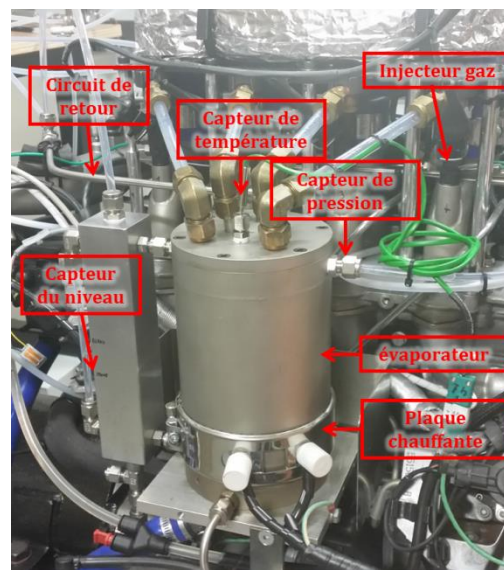


Figure 300: évaporateur

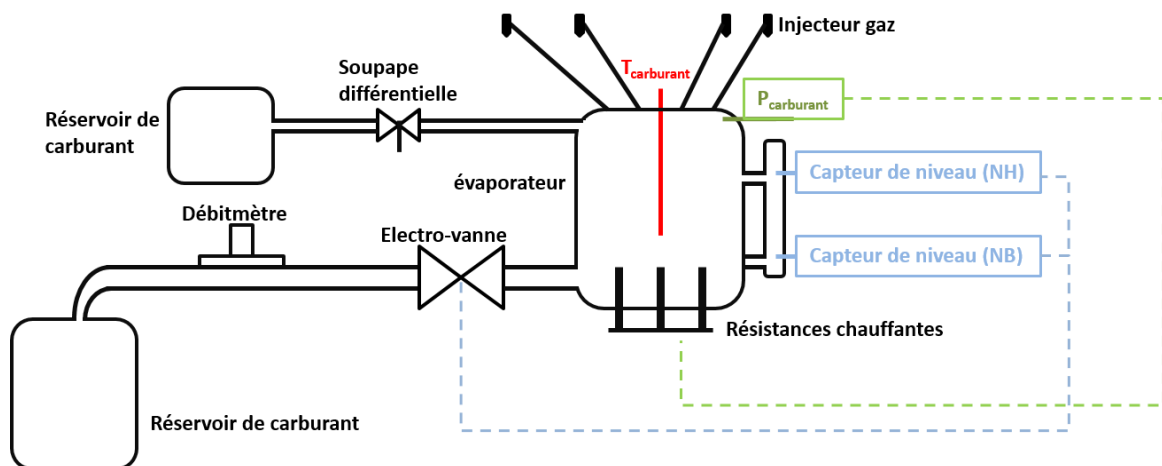


Figure 301: circuit du carburant

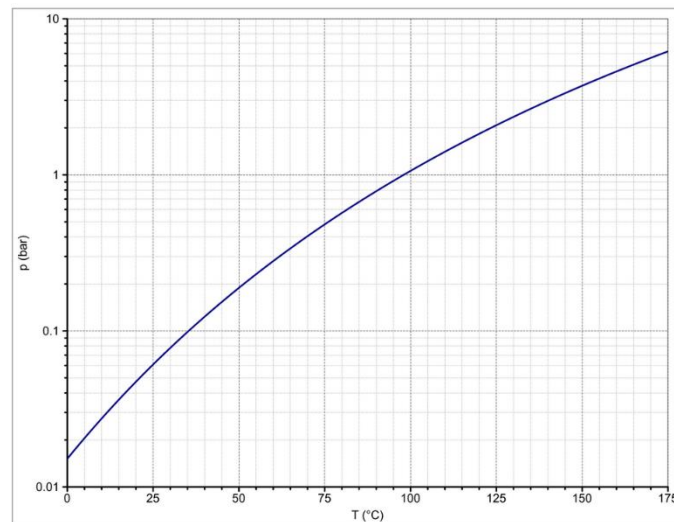


Figure 302: pression d'évaporation du n-heptane en fonction de la température

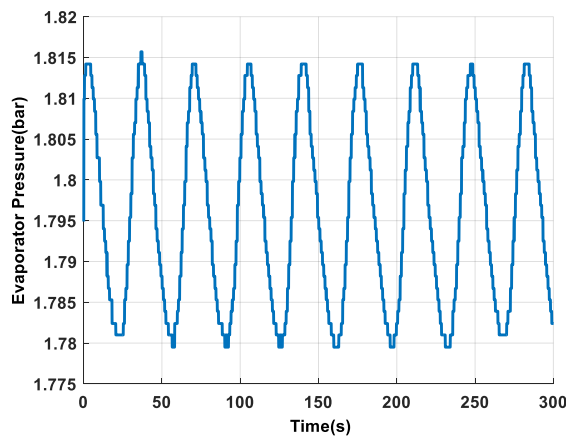


Figure 303: pression de l'évaporateur en fonction du temps

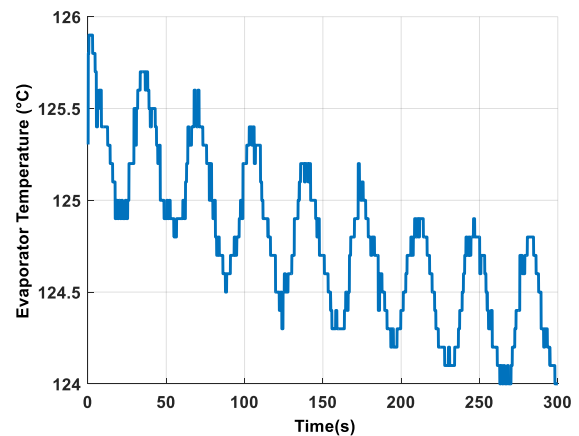


Figure 304: température de l'évaporateur en fonction du temps

D'ailleurs, il est nécessaire de caractériser ce système d'évaporateur, surtout les injecteurs de carburant utilisés dans cette étude.

Méthodologie de caractérisation des injecteurs du carburant:

Les paramètres influençant le débit du carburant sont : la pression et la température dans l'évaporateur, pression et température aval injecteur, niveau de carburant dans l'enceinte, régime moteur et type de carburant utilisé. Donc, une étude exhaustive de ces différents paramètres est menée dans le but d'approfondir la compréhension du système. Pour cela, un montage spécifique, illustré en Figure 305, a été mis en place pour tester l'influence des différents paramètres. Pour mesurer la quantité du carburant une bouteille a été mise en aval de l'injecteur ainsi qu'un fil chauffant enroulé sur un tube en verre, pour pouvoir se rapprocher des conditions moteur et éviter la condensation du carburant dans le tube en verre.

ANNEXE VI: DESCRIPTION DETAILLEE DU BANC D'ESSAIS

Un simulateur moteur est utilisé pour avoir un régime moteur et commander l'injecteur à l'aide du calculateur.

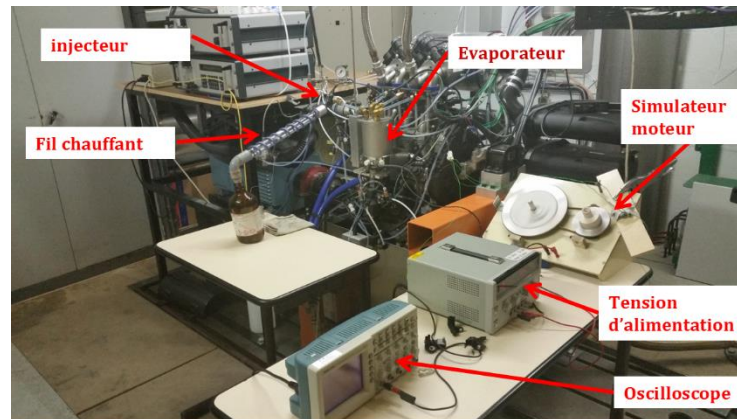


Figure 305: schéma du montage

Ensuite la méthodologie de l'expérience est résumée comme suit :

- Etape 1 : Remplir le carburant manuellement jusqu'au niveau haut (= emplacement de capteur de position niveau haut)
- Etape 2 : Chauffer le carburant (pression de chauffe=1,8 bar)
- Etape 3 : Injecter du carburant pendant 10 minutes
 - *Choix de la durée d'ouverture d'injecteur et de l'angle d'injection*
- Etape 4 : Peser la masse totale de carburant
 - *Calcul du débit du carburant (mg/cp)*

$$\dot{m} = \frac{60 \times 2 \times m}{RPM \times dt} \quad (VI.4)$$

- Etape 5 : Effectuer le même essai trois fois dont le but est de s'assurer de la répétabilité des essais.
- Etape 6 : Arrêter le chauffage du carburant (P_chauff=0 bar)
- Etape 7 : Mesurer le niveau du carburant → étape 3 (répéter l'expérience 3 fois)

Ces essais sont effectués pour un régime de 450 tr/min. Les contraintes électromécanique, surtout la perte de synchronisation entre l'arbre à came et le vilebrequin, n'ont pas permis d'augmenter le régime moteur au-delà de 450 tr/min.

REFERENCES

- [1] B. Degraeuwe *et al.*, “Impact of passenger car NO_x emissions and NO₂ fractions on urban NO₂ pollution - Scenario analysis for the city of Antwerp, Belgium,” *Atmos. Environ.*, vol. 126, no. 2, pp. 218–224, 2016.
- [2] M. Yao, Z. Zheng, and H. Liu, “Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 35, no. 5, pp. 398–437, Oct. 2009.
- [3] M. E. R. U.S. Energy Information Administration, “No Title,” 2012.
- [4] J. E. Dec, “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*.” SAE International , 1997.
- [5] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 1988.
- [6] W. Pan, C. Yao, G. Han, H. Wei, and Q. Wang, “The impact of intake air temperature on performance and exhaust emissions of a diesel methanol dual fuel engine,” *Fuel*, vol. 162, pp. 101–110, 2015.
- [7] C. Cinar, A. Uyumaz, H. Solmaz, F. Sahin, S. Polat, and E. Yilmaz, “Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 130, pp. 275–281, 2015.
- [8] C.-H. Zhang, L. Xue, and J. Wang, “Experimental study of the influence of λ and intake temperature on combustion characteristics in an HCCI engine fueled with n-heptane,” *J. Energy Inst.*, vol. 87, no. 2, pp. 175–182, 2014.
- [9] H. Liu *et al.*, “Influence of temperature and mixture stratification on HCCI combustion using chemiluminescence images and CFD analysis,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, no. 1, pp. 135–143, 2012.
- [10] N. P. Komninou, “Investigating the importance of mass transfer on the formation of HCCI engine emissions using a multi-zone model,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 7–8, pp. 1335–1343, Jul. 2009.
- [11] C. Wilhelmsson, A. Vressner, P. Tunestal, B. Johansson, G. Sarner, and M. Alden, “Combustion Chamber Wall Temperature Measurement and Modeling During Transient HCCI Operation,” p. 11, 2005.
- [12] X.-C. Lü, W. Chen, and Z. Huang, “A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion,” *Fuel*, vol. 84, no. 9, pp. 1074–1083, Jun. 2005.
- [13] M. Sjöberg and J. E. Dec, “Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 31 II, pp. 2895–2902, 2007.
- [14] J.-O. Olsson, P. Tunestål, G. Haraldsson, and B. Johansson, “A turbocharged dual-fuel HCCI engine,” *SAE Spec. Publ.*, vol. 2001, no. 1627, 2001.
- [15] M. Christensen and B. Johansson, “Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, p. SAE 2000-01-1835, 2000.
- [16] G. . Haraldsson, P. . Tunestål, B. . Johansson, and J. . Hyvönen, “HCCI combustion

REFERENCES

- phasing with closed-loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine,” *SAE Tech. Pap.*, p. 13, 2003.
- [17] C. Wilhelmsson and B. Johansson, “The Effect of Displacement on Air-Diluted Multi-Cylinder HCCI Engine Performance,” *Combustion*, vol. 2006, no. 724, 2010.
 - [18] H. Machrafi and S. Cavadiasa, “An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 89, no. 11, pp. 1218–1226, 2008.
 - [19] B. J. Jari Hyvonen, Goran Haraldsson, “Operating range in a Multi Cylinder HCCI engine using Variable Compression Ratio.” SAE Technical Paper 2003-01-1829, 2003
 - [20] R. Ebrahimi and B. Desmet, “An experimental investigation on engine speed and cyclic dispersion in an HCCI engine,” *Fuel*, vol. 89, no. 8, pp. 2149–2156, 2010.
 - [21] J. Ghafouri, S. Shafee, and a. Maghbouli, “Investigation on effect of equivalence ratio and engine speed on homogeneous charge compression ignition combustion using chemistry based cfd code,” *Therm. Sci.*, vol. 18, no. 1, pp. 89–96, 2014.
 - [22] A. Vressner, A. Hultqvist, and B. Johansson, “Study on combustion chamber geometry effects in an HCCI engine using high-speed cycle-resolved chemiluminescence imaging,” *SAE Pap.*, 2007.
 - [23] R. X. Yu *et al.*, “Effect of Turbulence on HCCI Combustion,” SAE Technical Paper 2007-01-0183, 2007.
 - [24] F. J. Jiménez-Espadafor, M. T. Garcia, J. a C. Herrero, and J. a B. Villanueva, “Effect of turbulence and external exhaust gas recirculation on HCCI combustion mode and exhaust emissions,” *Energy and Fuels*, vol. 23, no. 9, pp. 4295–4303, 2009.
 - [25] A. Bhawe, M. Kraft, F. Mauss, A. Oakley, and H. Zhao, “Evaluating the {EGR-AFR} operating range of a {HCCI} engine,” *{SAE} Pap.*, vol. 2005, no. 724, pp. 1–161, 2005.
 - [26] W. L. Hardy and R. D. Reitz, “A Study of the Effects of High EGR , High Equivalence Ratio , and Mixing Time on Emissions Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine for PCCI Combustion,” *Engineering*, vol. 2006, no. 724, pp. 2006-01–0026, 2006.
 - [27] P. Moulin, O. Grondin, and J. Chauvin, “Impact of EGR on turbocharger control on a diesel engine with two EGR loops,” *IFAC Proc. Vol.*, pp. 584–589, 2010.
 - [28] Z. Peng, H. Zhao, and N. Ladommatos, “Effects of Air / Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane , a Diesel Type Fuel Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition,” vol. 2003, no. 724, 2003.
 - [29] and H. Z. Lu” Xingcai, Hou Yuchun, Ji Libin, Zu Linlin, “Heat Release Analysis on Combustion and Parametric Study on Emissions of HCCI Engines Fueled with 2-Propanol/n-Heptane Blend Fuels,” *Energy & fuels*, vol. 20, 1870–1, 2006.
 - [30] G. W. Bahng, D. Jang, Y. Kim, and M. Shin, “A new technology to overcome the limits of HCCI engine through fuel modification,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, pp. 810–815, 2016.
 - [31] S. M. Aceves, D. L. Flowers, F. Espinosa-loza, J. Martinez-frias, R. W. Dibble, and R. P. Hessel, “Piston-Liner Crevice Geometry Effect on HCCI Combustion by Multi-Zone Analysis,” *SAE Pap.*, no. 724.

REFERENCES

- [32] a. K. Amjad, R. Khoshbakhi Saray, S. M. S. Mahmoudi, and a. Rahimi, "Availability analysis of n-heptane and natural gas blends combustion in HCCI engines," *Energy*, vol. 36, no. 12, pp. 6900–6909, 2011.
- [33] D. Yap, S. M. Peucheret, a. Megaritis, M. L. Wyszynski, and H. Xu, "Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 5, pp. 587–595, 2006.
- [34] H. Guo and W. S. Neill, "The effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of an n-heptane fuelled HCCI engine," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 26, pp. 11429–11437, 2013.
- [35] M. H. Morsy, "Ignition control of methane fueled homogeneous charge compression ignition engines using additives," *Fuel*, vol. 86, no. 4, pp. 533–540, 2007.
- [36] S. Tanaka, F. Ayala, J. C. Keck, and J. B. Heywood, "Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives," vol. 132, pp. 219–239, 2003.
- [37] T. Tachibana, K. Hirata, H. Nishida, and H. Osada, "Effect of ozone on combustion of compression ignition engines," *Combust. Flame*, vol. 85, no. 3–4, pp. 515–519, 1991.
- [38] S. M. Aceves, D. Flowers, J. Martinez-Frias, F. Espinosa-Loza, W. J. Pitz, and R. Dibble, "Fuel and Additive Characterization for HCCI Combustion," *SAE Tech. Pap.*, pp. 2003-01–1814, 2003.
- [39] F. Foucher, P. Higelin, C. Mounaïm-Rousselle, and P. Dagaut, "Influence of ozone on the combustion of n-heptane in a HCCI engine," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 34, no. 2, pp. 3005–3012, Jan. 2013.
- [40] J.-B. Masurier, thèse "Etude expérimentale de la combustion HCCI par l'ajout d'espèces chimiques oxydantes minoritaires," Université d'Orléans, 2016.
- [41] <http://www.ifpenergiesnouvelles.fr/Espace-Decouverte/Les-cles-pour-comprendre/Automobile-et-carburants/Les-moteurs-conventionnels>.
- [42] A. Uyumaz, "An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n-heptane, isopropanol and n-butanol fuel blends at different inlet air temperatures," *Energy Convers. Manag.*, vol. 98, pp. 199–207, 2015.
- [43] J.-O. Olsson, P. Tunestål, G. Haraldsson, and B. Johansson, "A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine," *Sae*, no. 724, 2001.
- [44] K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki, and A. M. Dean, "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature," vol. 2001, no. 724, 2001.
- [45] J. Allen and D. Law, "Advanced Combustion Using a LOTUS Active Valve Train, Internal Exhaust Gas Recirculation Promoted Auto-Ignition," in *A New Generation of Engine Combustion Processes for the Future*, 2001, pp. 85–100.
- [46] P. Das, P. M. V Subbarao, and J. P. Subrahmanyam, "Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR," *Fuel*, vol. 159, pp. 580–589, 2015.
- [47] D. Tong *et al.*, "Performance and emissions of gasoline Homogeneous Charge Induced Ignition (HCII) by diesel through whole operating range on a heavy-duty multi-cylinder engine," *Fuel*, vol. 197, pp. 259–271, 2017.
- [48] M. Nazoktabar and S. A. Jazayeri, "Using Three-Input Three-Output To Cotrol a Blended Fuel Hcci Engine," vol. 5, pp. 883–898, 2015.

REFERENCES

- [49] S. Polat, “An experimental study on combustion, engine performance and exhaust emissions in a HCCI engine fuelled with diethyl ether-ethanol fuel blends,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 143, pp. 140–150, 2016.
- [50] X. Lü, W. Chen, Y. Hou, and Z. Huang, “Study on the Ignition , Combustion and Emissions of HCCI Combustion Engines Fueled With Primary Reference Fuels,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2005, no. SAE #2005-01-0155, 2005.
- [51] D. Kim, I. Ekoto, W. F. Colban, and P. C. Miles, “In-cylinder CO and UHC Imaging in a Light-Duty Diesel Engine during PPCI Low-Temperature Combustion,” *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 1, no. 1, pp. 933–956, 2008.
- [52] M. M. Hasan and M. M. Rahman, “Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 282–291, 2016.
- [53] S. M. Aceves *et al.*, “Spatial Analysis of Emissions Sources for HCCI Combustion at Low Loads Using a Multi-Zone Model,” 2004.
- [54] 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.” 2007.
- [55] M. Christensen, B. Johansson, P. Amneus, and F. Mauss, “Supercharged homogeneous charge compression ignition,” *SAE Trans.*, vol. 107, no. 724, pp. 1129–1144, 1998.
- [56] A. F. Pacheco, M. E. S. Martins, and H. Zhao, “New European Drive Cycle (NEDC) simulation of a passenger car with a HCCI engine : Emissions and fuel consumption results,” *Fuel*, vol. 111, no. x, pp. 733–739, 2013.
- [57] N. Sandro, E. Hellstr, L. Jiang, and A. G. Stefanopoulou, “Mode Switches among SI , SACI , and HCCI Combustion and their Influence on Drive Cycle Fuel Economy,” 2014.
- [58] N. Sandro, E. Hellstr, L. Jiang, and A. Stefanopoulou, “Influence of Transitions between SI and HCCI Combustion on Driving Cycle Fuel Consumption,” pp. 1976–1981, 2013.
- [59] Bordet Nicolas, “Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel : du Mode Conventionnel au Mode Homogène ,” Université d’Orléans, 2011.
- [60] D. D. M. Suresh Patil.G.L, Dr.BAnjaneya Prasad, “Strategies of combustion control for HCCI engine,” *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.*, vol. 3, no. 3, pp. 101–107, 2013.
- [61] N. Ravi, H.-H. Liao, A. F. Jungkunz, C.-F. Chang, H. H. Song, and J. C. Gerdes, “Modeling and Control of an Exhaust Recompression HCCI Engine Using Split Injection,” *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 134, no. 1, p. 11016, 2012.
- [62] K. Ebrahimi, A. Schramm, and C. R. Koch, “Feedforward / Feedback Control of HCCI combustion timing,” pp. 831–836, 2014.
- [63] E. Hellström *et al.*, “Understanding the dynamic evolution of cyclic variability at the operating limits of HCCI engines with negative valve overlap,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 3, pp. 995–1008, 2012.
- [64] N. Ravi, H.-H. Liao, A. F. Jungkunz, A. Widd, and J. C. Gerdes, “Model predictive control of HCCI using variable valve actuation and fuel injection,” *Control Eng. Pract.*, vol. 20, no. 4, pp. 421–430, 2012.
- [65] M. Christensen, a Hultqvist, and B. Johansson, “Demonstrating the multi-fuel

REFERENCES

- capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio,” *SAE Trans.*, vol. 108, no. 3, pp. 2099–2113, 1999.
- [66] G. Haraldsson, P. Tunestål, and B. Johansson, “HCCI Closed-Loop Combustion Control Using Fast Thermal Management,” *SAE Int.*, 2004.
- [67] S. Mamalis *et al.*, “Comparison of Different Boosting Strategies for Homogeneous Charge Compression Ignition Engines - A Modeling Study,” *Sae*, vol. 3, no. 1, pp. 296–308, 2010.
- [68] J. Chauvin, P. Moulin, B. Yossef, and O. Grondin, “Global airpath control for a turbocharged diesel HCCI engine,” *Oil Gas Sci. Technol.*, vol. 63, no. 4, pp. 553–561, 2008.
- [69] R. Sun, R. Thomas, and C. L. Gray, “An HCCI Engine : Power Plant for a Hybrid Vehicle,” vol. 2004, no. 724, 2004.
- [70] Y. Han, Z. Liu, J. Zhao, and Y. Xu, “EGR Response in a Turbo-charged and After-cooled DI Diesel Engine and Its Effects on Smoke Opacity,” no. 724, pp. 1–7, 2008.
- [71] M. Xu, Y. Gui, and K. Deng, “Fuel injection and EGR control strategy on smooth switching of CI/HCCI mode in a diesel engine,” *J. Energy Inst.*, vol. 88, no. 2, pp. 157–168, 2015.
- [72] F. Xie, X. Li, Y. Su, W. Hong, B. Jiang, and L. Han, “Influence of air and EGR dilutions on improving performance of a high compression ratio spark-ignition engine fueled with methanol at light load,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 559–567, 2016.
- [73] D. Jung and N. Iida, “Closed-loop control of HCCI combustion for DME using external EGR and rebreathed EGR to reduce pressure-rise rate with combustion-phasing retard,” *Appl. Energy*, vol. 138, pp. 315–330, Jan. 2015.
- [74] J. Olsson, P. Tunestål, and B. Johansson, “Closed-Loop Control of an HCCI Engine,” no. 724, 2013.
- [75] P. Strandh, J. Bengtsson, R. Johansson, P. Tu, and B. Johansson, “Cycle-to-Cycle Control of a Dual-Fuel HCCI Engine,” vol. 2004, no. 724, 2004.
- [76] a Aldawood, S. Mosbach, and M. Kraft, “HCCI combustion control using dual-fuel approach: Experimental and modeling investigations,” *SAE Tech. Pap.*, no. 114, 2012.
- [77] S. Jade, J. Larimore, E. Hellström, L. Jiang, and a. G. Stefanopoulou, “Enabling Large Load Transitions on Multicylinder Recompression HCCI Engines using Fuel Governors,” *2013 Am. Control Conf.*, pp. 4423–4428, 2013.
- [78] M. Bidarvatan, M. Shahbakhti, S. a. Jazayeri, and C. R. Koch, “Cycle-to-cycle modeling and sliding mode control of blended-fuel HCCI engine,” *Control Eng. Pract.*, vol. 24, pp. 79–91, 2014.
- [79] A. Schönborn, P. Hellier, A. E. Aliev, and N. Ladommatos, “Ignition control of homogeneous-charge compression ignition (HCCI) combustion through adaptation of the fuel molecular structure by reaction with ozone,” *Fuel*, vol. 89, no. 11, pp. 3178–3184, Nov. 2010.
- [80] D. Flowers, S. Aceves, C. K. Westbrook, J. R. Smith, and R. Dibble, “Detailed Chemical Kinetic Simulation of Natural Gas HCCI Combustion: Gas Composition Effects and Investigation of Control Strategies,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 123, no. 2, p. 433, 2001.
- [81] S. M. Aceves, D. L. Flowers, C. K. Westbrook, J. R. Smith, W. Pitz, and R. Dibble, “A

REFERENCES

- Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions Reprinted From : Compression Ignition Combustion Processes,” no. 724, 2000.
- [82] W. L. Easley, A. Agarwal, and G. a Lavoie, “Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry,” 2001.
- [83] A. Y. Nobakht, R. Khoshbakhi Saray, and A. Rahimi, “A parametric study on natural gas fueled HCCI combustion engine using a multi-zone combustion model,” *Fuel*, vol. 90, no. 4, pp. 1508–1514, 2011.
- [84] E. Neshat and R. K. Saray, “Development of a new multi zone model for prediction of HCCI (homogenous charge compression ignition) engine combustion, performance and emission characteristics,” *Energy*, vol. 73, pp. 325–339, Aug. 2014.
- [85] N. DRONNIOU, “Etude théorique et expérimentale des stratégies de combustion homogène Application aux moteurs Diesel pour véhicules industriels,” Université d’Orléans, 2008.
- [86] S. B. Fiveland and D. N. Assanis, “Development of a two-zone HCCI combustion model accounting for boundary layer effects,” 2001.
- [87] R. Ogink and V. Golovitchev, “Gasoline HCCI Modeling: An Engine Cycle Simulation Code with a Multi-Zone Combustion Model,” *SAE Pap.*, no. 724, pp. 2002-01–1745, 2002.
- [88] T. Noda and D. E. Foster, “A Numerical Study to Control Combustion Duration of Hydrogen-Fueled HCCI by Using Multi-Zone Chemical Kinetics Simulation,” 2001.
- [89] M. Sjöberg, J. E. Dec, and N. P. Cernansky, “Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments,” *Sae*, vol. 2005, no. 724, 2005.
- [90] N. P. Komninos and C. D. Rakopoulos, “Comparison of a Detailed and a Reduced Ethanol Oxidation Mechanism in HCCI Combustion Using a Multi-Zone Model,” pp. 47–59, 2011.
- [91] R. X. Yu *et al.*, “Effect of Turbulence on HCCI Combustion,” vol. 2007, no. 724, pp. 776–790, 2007.
- [92] M. Dehghani Firoozabadi, M. Shahbakhti, C. R. Koch, and S. a. Jazayeri, “Thermodynamic control-oriented modeling of cycle-to-cycle exhaust gas temperature in an HCCI engine,” *Appl. Energy*, vol. 110, pp. 236–243, Oct. 2013.
- [93] J. Lavy, C. Angelberger, P. Guibert, and S. Mokhtari, “Towards a Better Understanding of Controlled Auto-Ignition (CAITM) Combustion Process from 2-Stroke Engine Results Analyses,” 2001.
- [94] N. Fukushima *et al.*, “Combustion regime classification of HCCI/PCCI combustion using Lagrangian fluid particle tracking,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3009–3017, 2015.
- [95] C. S. Yoo, Z. Luo, T. Lu, H. Kim, and J. H. Chen, “A DNS study of ignition characteristics of a lean iso-octane/air mixture under HCCI and SACI conditions,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 34, no. 2, pp. 2985–2993, Jan. 2013.
- [96] P. Guibert, A. Keromnes, and G. Legros, “An Experimental Investigation of the Turbulence Effect on the Combustion Propagation in a Rapid Compression Machine,” *Flow, Turbul. Combust.*, vol. 84, no. 1, pp. 79–95, May 2010.
- [97] J. M. Desantes, J. J. López, J. M. García-oliver, and D. López-pintor, “A

REFERENCES

- phenomenological explanation of the autoignition propagation under HCCI conditions,” vol. 206, pp. 43–57, 2017.
- [98] J. E. Dec and W. Hwang, “Characterizing the Development of Thermal Stratification in an HCCI Engine Using Planar-Imaging Thermometry,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 421–438, 2009.
- [99] G. Woschni, “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine,” in *SAE Paper*, 1967, vol. 670931.
- [100] S. B. Pope, “Pope_PECs_85.pdf,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 11, pp. 119–193, 1985.
- [101] K. K. KUO, *Principles of combustion*. 1986.
- [102] P. N. Blumberg, G. a. Lavoie, and R. J. Tabaczynski, “Phenomenological models for reciprocating internal combustion engines,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 5, no. 2, pp. 123–167, 1979.
- [103] W. J. D. ANNAND, “Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 5, no. 1, pp. 973–996, 1963.
- [104] T. OGURI, “Theory of heat transfer in the working gases of internal combustion engines,” *Bull. JSME*, vol. 11, pp. 370–377, 1960.
- [105] a. Agarwal, Z. S. Filipi, D. N. Assanis, and D. M. Baker, “Assessment of Single- and Two-Zone Turbulence Formulations for Quasi-Dimensional Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion,” *Combust. Sci. Technol.*, vol. 136, no. 1, pp. 13–39, Jul. 1998.
- [106] F. Maroteaux and P.-L. Pommier, “A turbulent time scale based k - ϵ model for probability density function modeling of turbulence/chemistry interactions: Application to HCCI combustion,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 42, pp. 105–114, Aug. 2013.
- [107] J. A. Lutz, A. E., Kee, R. J., & Miller, “SENKIN: A FORTRAN program for predicting homogeneous gas phase chemical kinetics with sensitivity analysis,” *Sandia Natl. Labs., Livermore, CA (USA)*, 1988.
- [108] H. J. Curran, P. Gaffuri, W. J. Pitz, and C. K. Westbrook, “A comprehensive modeling study of n-heptane oxidation,” *Combust. Flame*, vol. 114, no. 1–2, pp. 149–177, 1998.
- [109] H. J. Curran, P. Gaffuri, W. J. Pitz, and C. K. Westbrook, “A comprehensive modeling study of iso-octane oxidation,” *Combust. Flame*, vol. 129, no. 3, pp. 253–280, 2002.
- [110] F. Halter, P. Higelin, and P. Dagaut, “Experimental and Detailed Kinetic Modeling Study of the Effect of Ozone on the Combustion of Methane,” *Energy & Fuels*, vol. 25, no. 7, pp. 2909–2916, 2011.
- [111] M. Metghalchi and J. C. Keck, “Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol , Isooctane , and Indolene at High Pressure and Temperature,” vol. 210, pp. 191–210, 1982.
- [112] D. B. Rhodes and J. C. Keck, “Laminar Burning Speed Measurements of Indolene-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperatures,” in *SAE Technical Paper*, 1985.
- [113] L. Liang and R. D. Reitz, “Spark Ignition Engine Combustion Modeling Using a Level Set Method with Detailed Chemistry,” vol. 2006, no. 724, 2011.
- [114] J. X. Zhou, M. Cordier, and F. Foucher, “Experimental estimate of the laminar burning velocity of iso-octane in oxygen-enriched and CO₂-diluted air,” *Combust. Flame*, vol. 158, no. 12, pp. 2375–2383, 2011.

REFERENCES

- [115] D. Borghi, R. Escudie, "Assessment of a Theoretical Model of Turbulent Combustion by Comparison with a Simple Experiment," vol. 164, pp. 149–164, 1984.
- [116] S. POUNKIN, "Etude des régimes de combustion initiés par autoinflammation et des interactions de la turbulence avec la cinétique réactionnelle chimique," UNIVERSITE PIERRE ET MARIE CURIE, 2012.
- [117] S. B. Fiveland and D. N. Assanis, "Development of a Two-Zone HCCI Combustion Model Accounting for Boundary Layer Effects," *SAE Tech. Pap.*, no. 2001-01-1028, 2001.
- [118] F. Bozza, G. Fontana, E. Galloni, and E. Torella, "SAE TECHNICAL 3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field , Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine," 2007.
- [119] R. X. Yu *et al.*, "Effect of turbulence on HCCI combustion," 2007.
- [120] D. a. Donzis, K. R. Sreenivasan, and P. K. Yeung, "Scalar dissipation rate and dissipative anomaly in isotropic turbulence," *J. Fluid Mech.*, vol. 532, pp. 199–216, Jun. 2005.
- [121] H. J. Curran, P. Gaffuri, W. J. Pitz, and C. K. Westbrook, "A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation," *Combust. Flame*, vol. 114, no. 1–2, pp. 149–177, 1998.
- [122] P. Dagaut, M. Reuillon, and M. Cathonnet, "Experimental Study of the Oxidation of n-Heptane in a Jet Stirred Reactor from Low to High Temperature and Pressures up to 40 Atm," vol. 140, pp. 132–140, 1995.
- [123] H. Machrafi, S. Cavadias, and P. Guibert, "An experimental and numerical investigation on the influence of external gas recirculation on the HCCI autoignition process in an engine: Thermal, diluting, and chemical effects," *Combust. Flame*, vol. 155, no. 3, pp. 476–489, 2008.
- [124] J. Kodavasal, G. A. Lavoie, D. N. Assanis, and J. B. Martz, "ScienceDirect The effect of diluent composition on homogeneous charge compression ignition auto-ignition and combustion duration," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3019–3026, 2015.
- [125] A. Dubreuil, F. Foucher, C. Mounai, and G. Dayma, "HCCI combustion : Effect of NO in EGR," vol. 31, no. 1540, pp. 2879–2886, 2007.
- [126] L. Hildingsson *et al.*, "Optical D iagnostics of HCCI and UNIBUS Using 2-D PLIF of OH and Formaldehyde," vol. 2005, no. 724, 2005.
- [127] N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, and Z. Hu, "The Dilution , Chemical , and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 1 : Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen," no. 412, 1996.
- [128] N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, and Z. Hu, "The Dilution , Chemical , and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 2 : Effects of Carbon Dioxide," no. 412, 1996.
- [129] N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, and Z. Hu, "The Dilution , Chemical , and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 3 : Effects of Water Vapour," no. 412, 1997.
- [130] J. a. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition Engines," *SAE Tech. Pap.*, vol. 1, no. 2859, p. 15, 2002.

REFERENCES

- [131] Y. Yamaya, T. Takemoto, M. Furutani, and Y. Ohta, "GLOW-PLUG ASSISTED COLD START OF PREMIXED COMPRESSION-IGNITION NATURAL-GAS ENGINES," vol. 10, no. 1, 2003.
- [132] P. M. Pinazzi, J.-B. Masurier, G. Dayma, P. Dagaut, and F. Foucher, "Towards Stoichiometric Combustion in HCCI Engines : Effect of Ozone Seeding and Dilution," *SAE Pap. 2015-24-2450*, 2015.
- [133] B. Bahri, M. Shahbakhti, K. Kannan, and A. A. Aziz, "Identification of ringing operation for low temperature combustion engines," *Appl. Energy*, vol. 171, pp. 142–152, 2016.
- [134] R. Ogink, "Computer modeling of HCCI combustion," *Doktorsavhandlingar vid Chalmers Tek. Hogsk.*, no. 2140, 2004.
- [135] G. Mompean, "Three-equation turbulence model for prediction of the mean square temperature variance in grid-generated flows and round jets," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 7, pp. 1165–1172, 1994.
- [136] a. Beretta, N. Mancini, F. Podenzani, and L. Vigevano, "The Influence of the Temperature Fluctuations Variance on NO Predictions for a Gas Flame," *Combustion Science and Technology*, vol. 121, no. 1–6, pp. 193–216, 1996.
- [137] P. Gerlinger, "Investigation of an assumed pdf approach for finite-rate Chemistry," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 175, no. 5, pp. 841–872, May 2003.
- [138] Z. Warhaft and J. L. Lumley, "An experimental study of the decay of temperature fluctuations in grid-generated turbulence," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 88, no. 4, p. 659, 1978.
- [139] K. Truffin and A. Benkenida, "A temperature fluctuation equation model dedicated to the computation of turbulent thermal layers in high Reynolds internal flows," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 21–22, pp. 5160–5174, Oct. 2008.
- [140] E. S. Oran and J. P. Boris, "Detailed modelling of combustion systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 7, no. 1, pp. 1–72, 1981.
- [141] J. Warnatz, "Calculation of the Structure of Laminar Flat Flames II: Flame Velocity and Structure of Freely Propagating Hydrogen-Oxygen and Hydrogen-Air-Flames," *Berichte der Bunsengesellschaft für Phys. Chemie*, vol. 82, no. 6, pp. 643–649, 1978.
- [142] J. Warnatz, "Calculation of the structure of laminar flat flames I: Flame velocity of freely propagating ozone decomposition flames," *Berichte der Bunsengesellschaft für Phys. Chemie*, vol. 82, no. 2, pp. 193–200, 1978.
- [143] J. Warnatz, "Calculation of the structure of laminar flat flames, II," *Flame Veloc. Struct.*, 1978.
- [144] S. B. Fiveland and D. N. Assanis, "Development of a Two-Zone HCCI Combustion Model Accounting for Boundary Layer Effects," 2001.
- [145] H. J. Curran, P. Gaffuri, W. J. Pitz, and C. K. Westbrook, "A comprehensive modeling study of n-heptane oxidation," *Combust. Flame*, vol. 114, no. 1, pp. 149–177, 1998.
- [146] F. Halter, P. Higelin, and P. Dagaut, "Experimental and Detailed Kinetic Modeling Study of the Effect of Ozone on the Combustion of Methane," *Energy & Fuels*, vol. 25, no. 7, pp. 2909–2916, 2011.

REFERENCES

Contrôle du phasage de la combustion dans un moteur HCCI par ajout d'ozone

Résumé: Pour franchir les prochaines étapes réglementaires, une des solutions adoptées par les constructeurs automobiles est la dépollution à la source par des nouveaux concepts de combustion. Une piste d'étude est le moteur à charge homogène allumé par compression, le moteur HCCI. Le défi majeur est de contrôler le phasage de la combustion lors des transitions. Or, l'ozone est un additif prometteur de la combustion. La première partie de ce travail est consacrée au développement d'un modèle 0D physique de la combustion dans le moteur HCCI à l'aide d'une approche statistique basée sur une fonction de densité de probabilité (PDF) de la température. Pour cela, un modèle de variance d'enthalpie est développé. Après la validation expérimentale du modèle, il est utilisé pour développer des cartographies du moteur HCCI avec et sans ajout de l'ozone afin d'évaluer le gain apporté par cet actuateur chimique en terme de charge et régime. La deuxième partie porte sur le contrôle du phasage de combustion par ajout d'ozone. Une étude de simulation est effectuée où des lois de commandes sont appliquées sur un modèle orienté contrôle. Les résultats montrent que l'ajout d'ozone permet de contrôler cycle-à-cycle le phasage de la combustion. En parallèle, une étude expérimentale sur un banc moteur est facilitée grâce à un système d'acquisition des paramètres de combustion ($P_{\max}$, CA50) en temps réel, développé au cours de cette étude. En intégrant les lois de commande par ajout d'ozone dans le calculateur du moteur (ECU), les résultats expérimentaux montrent la possibilité de contrôler non seulement cycle-à-cycle le phasage de la combustion par ajout d'ozone lors des transitions mais aussi de stabiliser le phasage de la combustion d'un point instable.

Mots clés: moteur HCCI, modélisation HCCI, PDF, stratification température, phasage combustion, CA50, contrôle cycle-à-cycle, contrôle moteur, calculateur moteur

Control of combustion phasing in HCCI engine through ozone addition

Abstract: To pass the next legislator steps, one of the alternative solutions proposed for the depollution at the source by new concepts of combustion. One of proposed solution is the Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine. The major challenge is to control combustion phasing during transitions. Ozone is promising additive to combustion. During this work, a 0D physical model is developed based on temperature fluctuations inside the combustion chamber by using Probability Density Function (PDF) approach. For this, an enthalpy variance model is developed to be used in Probability Density Function (PDF) of temperature. This model presents a good agreement with the experiments. It is used to develop HCCI engine map with and without ozone addition in order to evaluate the benefit of using ozone in extending the map in term of charge-speed. The second part deals with control the combustion phasing by ozone addition. A Control Oriented Model (COM) coupled with control laws demonstrates the possibility to control combustion phasing cycle-to-cycle. Thereafter, an experimental test bench is developed to prove this possibility. A real time data acquisition system is developed to capture combustion parameters ($P_{\max}$, CA50). By integrating control laws into Engine Control Unit (ECU), results demonstrate not only the controllability of combustion phasing cycle-to-cycle during transitions but also to stabilize it for an instable operating point.

Keywords: HCCI engine, HCCI modelling, HCCI control, Probability Density Function (PDF), temperature stratification, combustion phasing, CA50, control cycle-to-cycle, ECU



Laboratoire PRISME- axe Énergie
Combustion Moteur (ECM)

8, rue Léonard de Vinci
45072 Orléans Cédex 2 FRANCE

