

Analyse des performances et des émissions polluantes d'un
moteur à allumage commandé à injection directe lors de
l'utilisation de carburants oxygénés

par

Amélie BOUDREAU

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 1 MAI 2017

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Amélie Boudreau, 2016



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

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

M. Romain Lemaire, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

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

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 12 AVRIL 2017

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur, Patrice Seers, pour m'avoir offert un projet de recherche en expérimental tel que je le souhaitais depuis le début de mon baccalauréat. Ses réponses à mes multiples questions ont contribué à approfondir mes connaissances sur les moteurs au-delà de ce que j'avais imaginé. Son soutien et ses encouragements lors des nombreuses difficultés rencontrées m'ont permis d'accroître ma débrouillardise et ma persévérance afin de me permettre de finalement réaliser mon rêve de faire une maîtrise en recherche. Je tiens également à remercier mon co-directeur de recherche, Romain Lemaire, sans l'aide duquel je n'aurais jamais réussi à pousser mon analyse aussi loin. Sa motivation et ses idées novatrices ont été indispensables à l'écriture de ce mémoire.

Un énorme merci à Michel Orsini et Michel Drouin pour leur temps, le partage de leurs connaissances et leur aide très précieuse au quotidien. Que ce soit pour le redémarrage du laboratoire suite aux dégâts d'eau ou la résolution de nouveaux problèmes, je savais que je pouvais toujours compter sur eux. Je tiens également à remercier Sébastien Fournier d'avoir pris le temps de me transmettre toutes ses connaissances sur le moteur alors qu'il terminait l'écriture de son mémoire. Toujours disponible pour une petite question même une fois gradué, son aide m'a permis de sauver beaucoup de temps et m'a remis dans la bonne voie plus d'une fois.

Finalement, un merci bien spécial à mes parents et mon copain qui ont su me supporter tout au long de ma maîtrise où les embuches n'ont fait que se succéder. Leur présence et leur sourire représente tout pour moi. Merci à Johanne Janson, sa compréhension et ses encouragements ont été un réel baume sur mes déceptions et une source d'énergie pour continuer.

En plus de m'avoir énormément appris sur les moteurs et la combustion, cette maîtrise m'a remis les pieds sur terre quant à la recherche en science; j'ai compris que personne n'est à l'abri des imprévus, que les budgets sont limités et que le temps est lui aussi contraignant.

Bien que j'aie été souvent découragée, c'est avec une immense fierté que je vous présente ce mémoire derrière lequel se cache beaucoup de travail et de nombreux changements de cap.

ANALYSE DES PERFORMANCES ET DES ÉMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ À INJECTION DIRECTE LORS DE L'UTILISATION DE CARBURANTS OXYGÉNÉS

Amélie BOUDREAU

RÉSUMÉ

L'injection directe est une technologie prometteuse de plus en plus utilisée dans l'industrie automobile. De plus, avec le prix du pétrole qui ne cesse d'augmenter et les réserves en ressources fossiles qui diminuent, l'attrait pour les carburants alternatifs renouvelables se fait sentir. C'est donc dans l'optique de vérifier l'influence de l'intégration de différents carburants oxygénés dans l'essence sur les performances moteur et les émissions polluantes que cette recherche a été menée. Six carburants oxygénés ont été testés en mélange avec de l'essence à des concentrations volumiques de 10 %, 20 % et 40 % au sein d'un moteur à allumage commandé et injection directe. En ce qui a trait aux performances moteur, peu de variations ont été mesurées quant à la stabilité de la combustion. Il a été observé que la consommation de carburant augmentait pour tous les mélanges oxygénés, et ce, de façon linéaire avec la concentration d'oxygène contenu dans le carburant. Il a également été observé que l'ajout de carburants oxygénés entraînait une diminution du délai d'inflammation par rapport au cas où l'essence était utilisée pure alors que la durée de la combustion turbulente développée s'est révélée plus longue pour presque tous les carburants. Peu de variations ont été mesurées en ce qui concerne les émissions de CO et de HC alors qu'une diminution notable des émissions de NO_x a été notée, cette diminution étant probablement due à une température des gaz brûlés plus faible dans le cylindre. Pour ce qui est des particules, une importante augmentation a été remarquée lors d'ajout d'acétone alors que pour tous les autres carburants testés une diminution a été notée. Une étude sur les différents indicateurs de pouvoir suitant (TSI, OESI, YSI, FESI et PMI) a révélé que le FESI offrait une meilleure prédiction des données expérimentales (excluant l'acétone). Le FESI ayant toutefois été développé dans le but de rendre compte de l'effet de la composition chimique d'un carburant donné sur sa propension à former des suies, des analyses complémentaires ont dû être opérées afin de relier cet indicateur à certaines propriétés physiques des carburants pour ainsi reproduire plus finement les tendances obtenues expérimentalement notamment dans le cas de l'acétone. Pour ce faire, une procédure d'optimisation faisant appel à un algorithme génétique a été utilisée pour obtenir une équation permettant de reproduire les tendances expérimentales obtenues, en incluant cette fois-ci l'acétone. Ainsi, le pouvoir calorifique inférieur et la chaleur spécifique à pression constante sont apparus comme étant deux propriétés essentielles influençant la production de particules.

Mots-clés : moteur à allumage commandé, injection directe, carburants oxygénés

PERFORMANCES AND POLLUTANT EMISSIONS ANALYSIS OF A DIRECT INJECTION SPARK IGNITION ENGINE USING OXYGENATED FUELS

Amélie BOUDREAU

ABSTRACT

Direct injection is a promising technology that is becoming more popular in the automotive industry. This technology combined with the rising price of gasoline and the ever-dropping stock worldwide, the attention is starting to shift toward renewable biofuels. Therefore, the present research aimed at verifying the influence of various oxygenated fuels mixed with gasoline by asserting the importance of pollutant emissions and engine performances. Six oxygenated fuels were tested at volume percentages of 10, 20 and 40 % in gasoline in a direct injection spark ignition engine. Regarding the engine stability, all blends performed well. However, specific consumption for every mixture was increased linearly with the oxygen concentration. For all the tested fuels, the ignition delay dropped while the developed combustion time increased. Few variations were measured for CO and HC whereas NO_x emissions were much lower with oxygenated blends than with gasoline. This drop in NO_x emissions can be explained by a lower burnt gas temperature in the cylinder. As far as the particles are concerned, an important increase was measured for acetone while other fuels lowered their emissions. A brief study on sooting indexes (TSI, OESI, YSI, FESI, PMI) was completed and revealed the FESI as closest to the experimental data (without taking into account acetone). Although the FESI indicator was developed to show the effect of the chemical composition of fuels to create soot, further analysis had to be conducted to link this indicator with some physical properties of the fuels in order to follow the trends, even for the acetone. In order to do so, an optimization procedure using a genetic algorithm was used to find an equation representing experimental trends, including acetone this time. The lower heating value and the heat capacity at constant pressure were found to be two important properties influencing the particle production.

Keywords: spark ignition engine, direct injection, oxygenated fuels

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Émissions polluantes et particules	5
1.1.1 Monoxyde de carbone	7
1.1.2 Hydrocarbures imbrûlés.....	8
1.1.3 Oxydes d'azote.....	8
1.1.4 Particules.....	9
1.2 Injection directe	10
1.2.1 Modes d'injection homogène et stratifié.....	12
1.2.2 Passage à l'injection directe.....	14
1.3 Carburants	15
1.3.1 Propriétés	15
1.3.2 Essence.....	16
1.3.3 Carburants alternatifs	16
1.3.4 Effets de l'utilisation de carburants alternatifs	18
1.4 Synthèse de la revue de la littérature	22
1.5 Objectif de recherche	23
CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL, POINT D'OPÉRATION ET MÉTHODOLOGIE.....	25
2.1 Montage expérimental	25
2.2 Émissions polluantes gazeuses et particules	29
2.2.1 Analyseur d'émissions polluantes gazeuses	29
2.2.2 Analyseur de particules.....	30
2.3 Point d'opération et mélanges de carburants	33
2.4 Démarche expérimentale	35
2.5 Analyse des données	37
2.5.1 Coefficient de variation de la pression moyenne effective	37
2.5.2 Consommation spécifique de carburant	38
2.5.3 Fraction massique brûlée.....	40
2.5.4 Émissions polluantes	42
2.5.5 Émission de particules.....	44
2.6 Conclusion	45
CHAPITRE 3 PERFORMANCES MOTEUR.....	47
3.1 Stabilité du moteur	47
3.2 Consommation spécifique de carburant.....	49
3.3 Évolution de la combustion	51
3.4 Conclusion du chapitre	56

CHAPITRE 4	ÉMISSIONS POLLUANTES.....	59
4.1	Polluants gazeux	59
4.1.1	Monoxyde de carbone.....	59
4.1.2	Oxydes d'azote.....	61
4.1.3	Hydrocarbures imbrûlés.....	63
4.2	Particules.....	65
4.2.1	Concentration des particules	65
4.2.2	Présentation des indicateurs de suie.....	66
4.2.3	Étude sur les indicateurs de suie	70
4.2.4	Diamètre des particules	73
4.3	Conclusion	75
CONCLUSION.....		77
RECOMMANDATIONS		79
ANNEXE I	BRANCHEMENTS ÉLECTRIQUES	81
ANNEXE II	STRUCTURE MOLÉCULAIRE DES CARBURANTS	85
ANNEXE III	DISTRIBUTION DES PARTICULES.....	87
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		90

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Caractéristiques du moteur EP6DT25
Tableau 2.2	Plage des diamètres de particules comptabilisées.....32
Tableau 2.3	Résultats de l'étude du temps de balayage33
Tableau 2.4	Propriétés des carburants étudiés34
Tableau 2.5	Ratio air – carburant stœchiométrique des mélanges39
Tableau 2.6	Intervalle de confiance de 95 % sur la moyenne pour les concentrations de polluants44
Tableau 3.1	Vitesses de flamme laminaire56

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Concentration des polluants en fonction du ratio φ Tirée de Heywood (1988)6
Figure 1.2	Combinaison des différentes stratégies d'injections12
Figure 1.3	Méthodes de guidage du carburant13
Figure 2.1	Montage moteur27
Figure 2.2	Système d'acheminement du carburant28
Figure 2.3	Système de dilution.....31
Figure 3.1	Coefficient de variation de la PMEI pour les différents mélanges48
Figure 3.2	Consommation spécifique pour les différents mélanges50
Figure 3.3	Fraction massique brûlée pour l'essence52
Figure 3.4	Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges.....53
Figure 3.5	Fraction massique brûlée de 10 à 90 % pour les mélanges.....55
Figure 3.6	FMB10-90 des mélanges à 40 % en fonction de la vitesse de flamme laminaire de l'oxygéné pur57
Figure 4.1	Émissions de CO pour les différents mélanges de carburants60
Figure 4.2	Émission de NO _x pour les différents mélanges de carburants62
Figure 4.3	Températures de flamme adiabatique63
Figure 4.4	Émission d'HC pour les différents mélanges de carburants64
Figure 4.5	Concentration des particules émises pour les différents mélanges de carburants66
Figure 4.6	Indicateur FESI normalisé70
Figure 4.7	Concordance entre l'équation et les données expérimentales.....72
Figure 4.8	Moyenne géométrique du diamètre des particules émises pour les différents mélanges de carburants74

Figure 4.9	Diamètre des particules relativement à l'essence en fonction de la FMB 0-50	75
------------	--	----

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ABE	Mélange d'acétone, de butanol et d'éthanol (3:6:1)
AF	Ratio air-carburant (<i>Air Fuel ratio</i>)
AFS	Ratio air-carburant stœchiométrique (<i>Stoichiometric Air Fuel ratio</i>)
avPMH	Avant le point mort haut
AXX	Mélange d'essence avec XX % d'acétone
BXX	Mélange d'essence avec XX % de butanol
BaXX	Mélange d'essence avec XX % de butanal
BnXX	Mélange d'essence avec XX % de butatone
CA	Degrés vilebrequin (<i>Crank Angle</i>)
CSC	Consommation spécifique de carburant
CV	Coefficient de variation de la pression moyenne effective indiquée
DBE	Équivalent de liaisons doubles (<i>Double Bond Equivalent</i>)
DI	Injection directe (<i>Direct injection</i>)
DMA	<i>Differential Mobility Analyser</i>
ES	Émissions spécifiques de carburant
EXX	Mélange d'essence avec XX % d'éthanol
FESI	<i>Fuel Equivalent Sooting Index</i>
FMB	Fraction massique brûlée
FTIR	Fourier Transform InfraRed spectroscopy
HC	Hydrocarbures imbrulés
MAF	Débit d'air entrant (<i>Mass Air Flow</i>)
MPXX	Mélange d'essence avec XX % de propionate de méthyle
OESI	<i>Oxygen Extended Sooting Index</i>
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PFI	Injection dans le port d'admission (<i>Port Fuel Injection</i>)
PMEF	Pression moyenne effective au frein
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
PMH	Point mort haut
PMI	<i>Particulate Matter Index</i>

XVIII

SMPS	<i>Scanning Mobility Particule Sizer</i>
SP	<i>Smoke Point</i>
TD	Taux de dilution
TSI	<i>Threshold Sooting Index</i>
UWCPC	<i>Ultrafine Water Waterbased Condenser Particule Counter</i>
YSI	<i>Yield Sooting Index</i>

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Espèces chimiques

CH ₄	Méthane
C ₂ H ₆ O	Éthanol
C ₃ H ₈	Propane
C ₃ H ₆ O	Acétone
C ₄ H ₈ O	Butanal
C ₄ H ₈ O	Butanone
C ₄ H ₈ O ₂	Propanoate de méthyle
C ₄ H ₁₀ O	Butanol
C ₈ H ₁₈	Isooctane
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
H	Hydrogène monoatomique
HCHO	Formaldéhyde
H ₂ O	Eau
N	Azote monoatomique
N ₂	Azote
NO	Monoxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote
NO _x	Oxyde d'azote
O	Oxygène monoatomique
O ₂	Oxygène
OH	Hydroxyle
R	Radical

Symboles

Lettres grecques :

γ	Ratio des capacités thermiques	
θ_{debut}	Position angulaire du moteur à l'injection	° CA
θ_{fin}	Position angulaire du moteur à la fin de la combustion	° CA
λ	Excès d'air (par rapport à la stœchiométrie)	
μ	Viscosité dynamique	mPa/s
μ_{moy}	Moyenne	
π	Nombre pi	
ρ	Masse volumique	kg/m ³
σ	Écart-type	
σ_{PMEI}	Écart-type de la pression moyenne effective indiquée	
ϕ	Excès de carburant (par rapport à la stœchiométrie)	

Lettres arabes :

Cp	Chaleur spécifique à pression constante	J/kgK
d	Incrément	
$f_{(v,max)}$	Fraction volumique de suie	
h _v	Enthalpie de vaporisation	MJ/kg
m _{air}	Masse d'aire nécessaire à la combustion	g
m _{carb}	Masse de carburant	g
$\dot{m}_{air}$	Débit massique d'air	g/h
$\dot{m}_{carb}$	Débit massique de carburant	g/h
M _m	Masse molaire	g/mol
n	Nombre d'essais	
N	Vitesse de rotation du moteur	tr/min
P	Pression	Pa
P _f	Puissance développée	kW
$\overline{PMEI}$	Moyenne de la pression moyenne effective indiquée	
P _v	Pression de vapeur saturante du carburant	kPa
Q	Dégagement de chaleur	kJ
Q _w	Perte de chaleur aux parois	kJ
R	Constante universelle des gaz parfaits	J/kgK
R ²	Coefficient de corrélation	
S	Écart-type de l'échantillon	
S _L	Vitesse de flamme laminaire	cm/s
S _{L,ref}	Vitesse de flamme laminaire de référence	cm/s
t	Temps	s
$t_{\alpha/2;n-1}$	Variable de <i>Student</i>	
T	Couple	Nm
T°	Température	K
T _{ref}	Température de référence	K
V	Volume	m ³
V _d	Volume de balayage du cylindre	dm ³

INTRODUCTION

Comme un peu partout dans le monde, les principaux objectifs de l'industrie canadienne de l'automobile sont de développer des véhicules plus écologiques et à plus faible consommation de carburant (Gouvernement du Canada, 2014). Pour les moteurs à allumage commandé, qui correspondent au type de moteur le plus présent sur le marché nord-américain (EPA, 2015), c'est sans doute l'injection directe qui attire le plus l'attention des chercheurs présentement; c'est-à-dire l'injection de carburant directement dans la chambre de combustion.

Testée pour la première fois sur un moteur diesel pour la propulsion aéronautique par l'entreprise Junkers en 1916 (van Basshuysen, 2009), les études portant sur l'injection directe remontent à loin. Ce mode d'injection du carburant a su intéresser dès le départ puisqu'il permettait un démarrage plus facile par rapport au carburateur, un meilleur contrôle de la quantité de carburant injectée et une meilleure formation du mélange air/carburant. Cette nouvelle technologie d'injection a d'abord été principalement étudiée et développée pour les moteurs diesel; c'est en 1952 que le premier modèle de voiture de course à allumage commandé à injection directe est conçu (van Basshuysen, 2009). Les premières études dans les moteurs à allumage commandé ont toutes pointé dans la même direction : l'injection directe permet d'augmenter la puissance tout en diminuant la consommation de carburant par rapport aux technologies utilisées à cette époque (Alkidas, 2007). Beaucoup de détails tels que le positionnement de l'injecteur par rapport à la bougie et la géométrie de l'injecteur étaient à repenser et à modifier pour permettre à l'injection directe d'être commercialisée, c'est pourquoi le carburateur puis ensuite l'injection dans le port d'admission (PFI) ont dominé le marché jusqu'à tout récemment.

L'injection directe dans les moteurs à allumage commandé a fait son entrée officielle sur le marché Nord-Américain dans les années 2000 et sa conquête progresse toujours. En 2009 moins de 5 % des véhicules produits comportait la technologie d'injection directe alors qu'en 2015 on la retrouve dans environ 46 % des véhicules produits (EPA, 2015). Les stratégies

d'injection ont beaucoup évolué depuis les premiers essais d'injection directe: il est maintenant possible d'injecter durant la phase de compression (injection stratifiée) afin de créer une zone riche plus facilement inflammable, mais dont le mélange est globalement pauvre en carburant.

Outre l'injection directe, les biocarburants et carburants oxygénés ont également la cote avec les réglementations de plus en plus restrictives portant sur les émissions polluantes. Les carburants oxygénés font partie des principaux carburants alternatifs testés afin de vérifier leur compatibilité dans les moteurs existants ainsi que leur potentiel par rapport aux normes d'émission de polluants gazeux et de particules.

En se basant sur ce contexte général, ce mémoire portera sur l'utilisation de différents carburants alternatifs dans un moteur à allumage commandé à injection directe. Au total, six carburants oxygénés seront testés à différentes concentrations dans l'essence sous le mode d'injection homogène. L'effet de ces carburants sur les performances moteur ainsi que sur les émissions de polluants gazeux et de particules sera étudié.

Ce mémoire débutera par une revue de la littérature présentant plus en détail l'injection directe, ses modes d'injection ainsi que les carburants alternatifs les plus étudiés à ce jour. La présentation d'études similaires permettra d'avoir un aperçu des résultats attendus. En conclusion à ce premier chapitre seront présentés les principaux objectifs de ce mémoire.

Le deuxième chapitre portera principalement sur le montage expérimental. Celui-ci sera détaillé et les différents instruments de mesure seront présentés. La présentation du point d'opération choisi pour les tests et la méthodologie employée sera également incluse dans ce chapitre. Ce dernier se terminera par la présentation de l'analyse des données expérimentales et des incertitudes reliées à celle-ci.

Les résultats des essais ainsi que leur analyse seront divisés entre les deux chapitres suivants. D'abord les performances moteur, c'est-à-dire la stabilité de combustion du moteur, la

consommation en carburant et le déroulement de la combustion seront exposés, puis dans un second chapitre seront présentées les émissions de polluants gazeux et de particules.

Pour terminer, la conclusion permettra de revenir sur les résultats marquants de ces essais ainsi que sur leurs explications. Quelques recommandations seront faites en ce qui a trait à de futures études afin de permettre une continuation ainsi qu'une vérification des résultats obtenus dans ce mémoire.

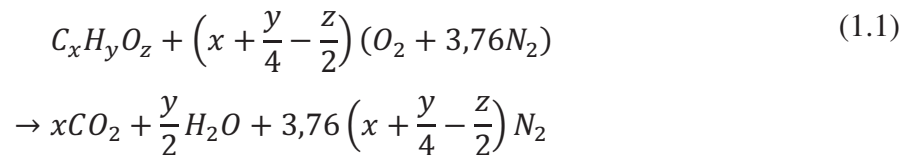
CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce premier chapitre présente une brève revue de la littérature en ce qui concerne les principaux polluants émis par les moteurs à allumage commandé. L'évolution des techniques d'injection afin de réduire ces polluants et de diminuer la consommation des véhicules est ensuite clarifiée, puis les carburants alternatifs les plus prometteurs à ce jour sont présentés. Les principaux avantages et inconvénients de l'utilisation de biocarburants sont ensuite détaillés. Finalement, les objectifs de cette recherche sont définis avant de faire place au projet lui-même.

1.1 Émissions polluantes et particules

Comme pour tous les processus de combustion, la chimie dans un moteur à allumage commandé peut être représentée par une équation d'oxydation du carburant avec l'oxygène présent dans l'air (van Basshuysen, 2009) tel que présenté à l'équation (1.1) pour un mélange stœchiométrique, c'est-à-dire pour un mélange contenant la quantité strictement nécessaire et suffisante pour assurer l'oxydation complète du carburant. Les réactifs comprennent le carburant ($C_xH_yO_z$) et l'air qui est représentée par l'oxygène (O_2) et l'azote (N_2). Les produits sont composés de monoxyde de carbone (CO_2), d'eau (H_2O) et d'azote.



Bien entendu, comme les conditions ne permettent jamais une combustion parfaite, des polluants sont également émis. Les principaux polluants réglementés sont le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azotes (NO_x), les hydrocarbures imbrûlés (HC) et les particules. Le paramètre qui influence le plus les concentrations de ces polluants est la richesse du

mélange d'air et de carburant (van Basshuysen, 2009). La richesse (φ) est souvent représentée par le rapport massique air/carburant stœchiométrique sur le rapport air/carburant réel.

$$\varphi = AF_s/AF \quad (1.2)$$

Telles que présentées au sein de la Figure 1.1, les émissions de HC et de CO varient avec la richesse; c'est-à-dire qu'elles augmentent avec un excédent de carburant (soit pour un φ supérieur à un). Pour les mélanges pauvres ($\varphi < 1$) les émissions de HC et CO diminuent avec la richesse jusqu'à ce qu'il y ait dégradation de la combustion due à une trop grande proportion d'air. La production d'oxyde d'azote (NO) évolue différemment. Celle-ci est maximale pour les mélanges légèrement pauvres car la température est alors élevée et il y a de l'oxygène disponible. Dès que l'on s'éloigne de cette condition, la formation de NO diminue dès lors que la quantité de carburant ou d'air augmente car la température des gaz brûlés chute rapidement et ne favorise donc plus la production du NO.

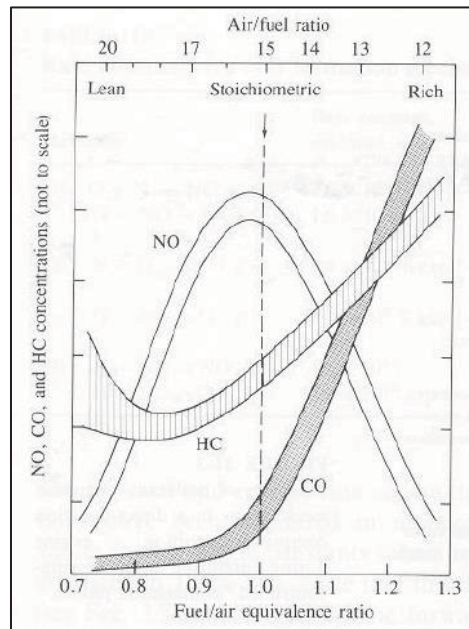


Figure 1.1 Concentration des polluants en fonction du ratio φ
Tirée de Heywood (1988)

Dans le cadre de ce mémoire, ce sera plutôt la variable λ , nommée le coefficient d'excès d'air (ou facteur d'air), qui sera utilisée pour représenter la richesse plutôt que le coefficient d'excès de carburant φ présenté dans la figure précédente. Il s'agit d'une autre variable couramment utilisée qui représente l'inverse de φ :

$$\lambda = \frac{1}{\varphi} = \frac{AF}{AF_s} \quad (1.3)$$

Ainsi, on dit qu'il y a un excès de carburant lorsque $\lambda < 1$, que la stœchiométrie est atteinte à $\lambda = 1$ et qu'il y a un excès d'air lorsque $\lambda > 1$.

1.1.1 Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est un gaz sans couleur et sans odeur qui peut être dangereux pour la santé humaine et animale puisqu'il se lie beaucoup plus facilement (d'un facteur 240) à l'hémoglobine du sang (van Basshuysen, 2009). Comme la principale fonction de l'hémoglobine est de transporter l'oxygène, les risques de suffocation sont importants même pour de faibles concentrations de CO. Ce polluant provient d'une combustion incomplète et est principalement contrôlé par le rapport air/carburant. Tel que décrit par Heywood (1988), la formation du CO est une des principales réactions dans le mécanisme de combustion des hydrocarbures. La chaîne de réaction peut être représentée par l'équation (1.4), où R est le radical d'hydrocarbure.



Le CO formé par ce processus est par la suite oxydé en CO₂ par la réaction suivante :



Par contre, dépendamment de la température initiale des gaz brûlés durant l'expansion et du taux de refroidissement, l'oxydation n'est pas toujours complétée (Heywood, 1988). Ce phénomène fait en sorte qu'une concentration plus ou moins importante de CO peut donc être mesurée à la sortie des gaz d'échappement.

1.1.2 Hydrocarbures imbrûlés

La composition des hydrocarbures imbrûlés est variable et peut provoquer une irritation des muqueuses et même avoir des effets cancérigènes (van Basshuysen, 2009). Certaines variantes n'auront aucun effet sur les êtres vivants et la nature alors que d'autres seront très réactives et impliquées dans la chimie de la production du smog urbain (Heywood, 1988). Les HC sont eux aussi la conséquence d'une combustion incomplète et proviennent donc principalement des zones trop pauvres pour brûler et des zones riches en carburant où l'oxydation n'a pas pu être complétée. Les quatre principaux facteurs contribuant à l'augmentation de la concentration d'HC dans les gaz brûlés sont : l'extinction de la flamme à la paroi, l'emprisonnement d'une partie du mélange air/carburant dans les crevasses du piston, l'absorption de carburant gazeux dans l'huile de lubrification et une combustion incomplète due, par exemple, à un mauvais allumage (Heywood, 1988). Comme les hydrocarbures imbrûlés n'ont pas tous la même formule chimique, ils sont souvent mis sur une même base, par exemple C_3H_8 , et sont exprimés en fonction de l'énergie dégagée (g/kWh) ou de la consommation de carburant (g/kg).

1.1.3 Oxydes d'azote

Les oxydes d'azote regroupent le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂). Le premier est un gaz sans couleur qui peut causer des problèmes pulmonaires puisqu'il irrite les muqueuses et qu'il peut causer la formation d'acide nitrique (van Basshuysen, 2009). Le NO₂ est un gaz de couleur brun rougeâtre qui irrite les poumons même en faible concentration et qui peut causer des dommages aux tissus et aux muqueuses (van Basshuysen, 2009). Les oxydes d'azote (NO_x) sont les principaux responsables des pluies acides qui modifient le pH

des lacs, des rivières et des sols, mettant ainsi en danger plusieurs espèces aquatiques et terrestres en plus des récoltes (Lefebvre et R. Ballal, 2010).

Dans les moteurs à allumage commandé c'est le monoxyde d'azote qui est présent de façon prépondérante, la production de NO_2 étant même parfois négligeable (Heywood, 1988). Le NO est principalement produit dans les gaz brûlés, c'est-à-dire après la flamme par le mécanisme dit de Zeldovich et sa production est maximale entre 2200 K et 2400 K (Heywood, 1988). La production de NO est donc fortement influencée par la température atteinte lors de la combustion (Turns, 2011).



Par contre, la concentration de NO n'est pas nulle à la flamme. En effet, une partie du NO peut également être produite via le mécanisme souvent nommé « *prompt NO* ». Ce mécanisme est dominant lorsque la température de combustion est plus faible, et donc que le mécanisme de Zeldovich ne peut avoir lieu, et il est gouverné par la réaction suivante (Stone, Wyszynski et Raine, 2002) où l'azote produit réagit par la suite avec l'oxygène pour produire du NO.



1.1.4 Particules

Les particules, plus particulièrement les très fines particules, peuvent avoir des effets néfastes sur le système respiratoire. En effet, les nanoparticules de moins de 50 nm peuvent, grâce à leur infime taille, pénétrer très profondément dans les poumons où elles se logent dans les tissus interstitiels causant une sévère inflammation respiratoire et une intoxication pulmonaire aiguë (Graskow et al., 1998). C'est pourquoi les particules ne sont plus

seulement régulées en fonction de la masse totale émise, comme autrefois, mais aussi en fonction de leur nombre ce qui permet de la sorte d'intégrer également le facteur taille (Pei, Qin et Pan, 2014).

Ces particules peuvent être composées de différents éléments : de suie, de sulfates, de fractions organiques solubles, de composants organiques volatiles et même d'une infime fraction de métaux pouvant être compris dans d'huile de lubrification (Cromas et Ghandhi, 2005). Elles sont habituellement regroupées en trois grandes catégories : les particules solides ou non-volatiles, soit celles qui ne sont pas évaporées à 350°C; les semi-volatiles, celles qui s'évaporent entre 100°C et 350°C; et les particules dites volatiles dont on considère qu'elles sont totalement évaporées sous 100°C (Giechaskiel et al., 2014).

Les particules générées par un moteur à combustion interne se forment dans les zones riches en carburant. La dégradation pyrolysante du carburant de base donne alors naissance à des précurseurs de suies (dont l'acétylène et les hydrocarbures aromatiques polycycliques) qui par des mécanismes de croissance puis de nucléation donnent naissances à des particules solides fortement carbonées (Cromas et Ghandhi, 2005). Le taux d'oxydation est faible dans ces régions puisque la concentration en oxygène est basse, mais le brassage suite à la combustion permet aux particules d'atteindre des zones plus riches en oxygène où une certaine portion d'entre elles peuvent s'oxyder. Le mouillage des parois est donc un phénomène qui mène à une importante formation de particules comme l'accumulation de carburant n'a pas suffisamment de temps pour s'évaporer complètement et se mélanger à l'air avant d'être enflammée (Bielaczyc, Woodburn et Szczotka, 2014).

1.2 Injection directe

Depuis de nombreuses années, le principal système d'injection pour les moteurs à allumage commandé est l'injection indirecte. C'est-à-dire que le carburant est injecté dans la tubulure d'admission avant la soupape d'admission. Ainsi, lorsque la soupape s'ouvre, le mélange d'air et de carburant pénètre dans la chambre de combustion afin d'y être brûlé. Un des

avantages de ce type d'injection est la forte puissance; celle-ci est due à une bonne efficacité volumétrique et à un mélange air/carburant très homogène (Heywood, 1988). Toutefois, malgré les améliorations faites à ce système d'injection au cours des années, quelques problèmes ne peuvent pas être surmontés tel que décrit par Alkidas (2007):

- L'utilisation d'une valve d'étranglement (papillon) pour le contrôle de l'air qui engendre des pertes par frottement importantes;
- Des films de carburants sur les parois qui mènent à des zones de combustion incomplète;
- La possibilité de cliquetis, « *knock* », à faible vitesse et à charge élevée;
- L'obligation de fonctionner à stœchiométrie pour le système de post-traitement des gaz d'échappement;
- La forte concentration d'hydrocarbures non brûlés lors de démarrages à froid;
- La forte concentration de NO_x due à la température de combustion élevée (près de la stœchiométrie).

Ainsi, c'est dans l'optique de trouver un nouveau système permettant de surmonter les difficultés de l'injection indirecte que les recherches sur l'injection directe ont plus sérieusement débutées. Tentant de trouver un système d'injection plus performant et efficace, les avantages de deux types d'injection existants ont voulu être combinés; soit ceux de l'injection indirecte des moteurs à essence et ceux de l'injection directe des moteurs Diesel (Zhao, Lai et Harrington, 1999). L'économie de carburant de l'allumage par compression est supérieure à celle de l'injection indirecte, par contre, le bruit est plus important et la plage de vitesse est plus limitée. L'objectif initial était donc de combiner la puissance spécifique du moteur à essence avec l'efficacité du moteur diesel par l'injection directe dans les moteurs à allumage commandé.

1.2.1 Modes d'injection homogène et stratifié

Il y a deux principaux modes d'injection en injection directe : homogène et stratifié. Ces deux modes peuvent être utilisés séparément ou même combinés pour couvrir une plus grande plage de puissance. Dans le mode dit homogène, c'est un mélange d'air et de carburant homogène stœchiométrique ou légèrement pauvre qui est enflammé tandis que dans le mode stratifié le mélange est globalement pauvre, bien qu'une zone riche en carburant soit formée près des électrodes de la bougie (Alkidas, 2007). Tel qu'illustré à la Figure 1.2, le mode stratifié est utilisé à faible couple et faible vitesse alors que le mode homogène est plus performant à couple important et à grande vitesse.

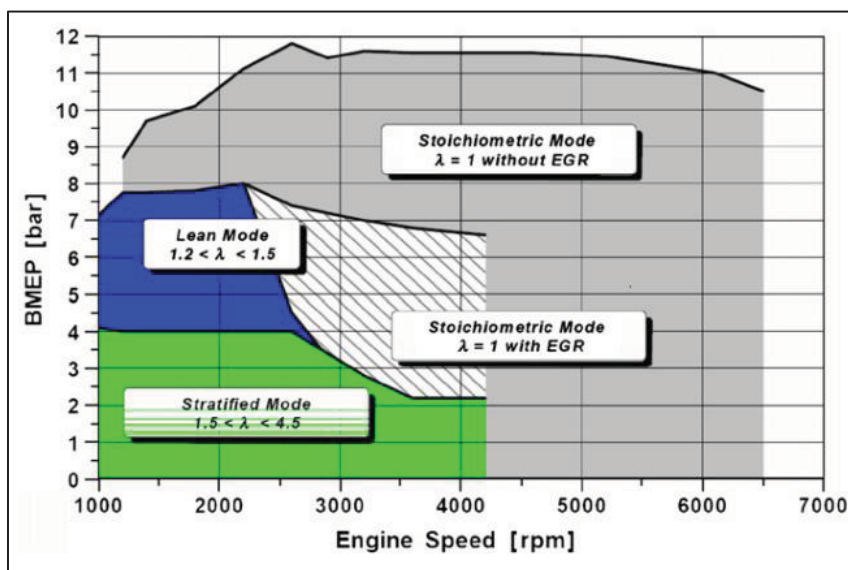


Figure 1.2 Combinaison des différentes stratégies d'injections
Tirée de Alkidas (2007)

C'est donc la façon de faire le mélange dans le cylindre qui est différente entre les deux modes d'injection. Afin d'obtenir un mélange le plus uniforme possible en injection homogène le carburant est injecté durant l'admission de l'air dans le cylindre. Ainsi l'écoulement interne permet un bon brassage entre l'air et le carburant (van Basshuysen, 2009). Dans le mode d'injection stratifiée, le carburant est injecté à la fin de la course de compression; un mélange riche est alors présent près des électrodes de la bougie d'allumage

et celui-ci est entouré d'un mélange très pauvre ou même d'air pur (van Basshuysen, 2009). Donc, globalement le mélange contenu dans le cylindre est très pauvre en stratifié. Le plus grand avantage du mode d'injection stratifié est qu'il permet d'éliminer le papillon puisqu'il n'est plus nécessaire de contrôler la quantité d'air entrant dans le cylindre pour contrôler la puissance; il suffit de contrôler la quantité de carburant pour obtenir la puissance désirée. Afin que la zone riche en carburant se retrouve près des électrodes, trois techniques peuvent être utilisées tel qu'illustré à la Figure 1.3.

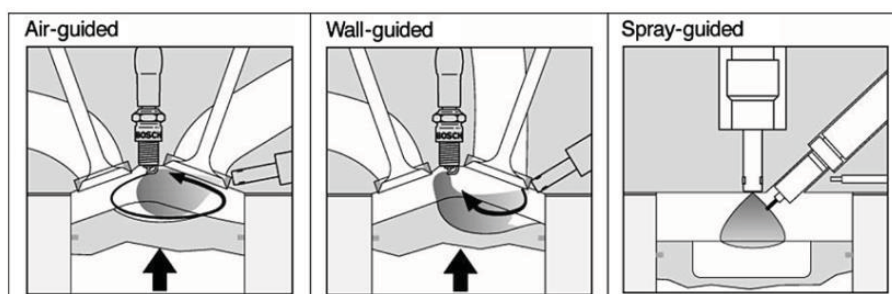


Figure 1.3 Méthodes de guidage du carburant
Tirée de Alkidas (2007)

La première génération de systèmes d'injection directe proposait l'approche de guidage du carburant par la surface du piston; une stratégie connue sous le nom « *wall-guided* ». Le carburant est alors injecté directement vers le piston et la forme creuse de celui-ci permet au mélange en formation de remonter vers la bougie (van Basshuysen, 2009). Bien qu'innovatrice, cette stratégie n'a pas été utilisée très longtemps puisque la quantité d'hydrocarbures non brûlés générée par un tel mouillage des parois peut être important.

Une deuxième technique, celle-ci encore utilisée de nos jours, a ensuite été explorée : il s'agit de la méthode de guidage du carburant par l'air « *air-guided* ». Dans celle-ci, c'est le mouvement de l'air présent dans le piston qui entraîne les gouttelettes de carburant jusqu'à la bougie; il n'y a donc idéalement pas mouillage des parois (van Basshuysen, 2009). Par contre, l'écoulement interne doit être étudié en profondeur et des modifications doivent être faites afin d'optimiser l'entraînement du carburant.

Ce sont les difficultés rencontrées dans la mise en place d'un système « *air-guided* » qui ont permis à la deuxième génération de systèmes d'injection directe de voir le jour. Dans cette dernière, l'injecteur est placé très près de la bougie et le carburant est injecté directement vers les électrodes de la bougie : cette méthode est souvent appelée « *spray-guided* ». Il n'y a donc ni modification du piston à faire ni d'étude exhaustive sur l'écoulement interne. Par contre, le jet de l'injecteur doit être connu et optimisé pour permettre d'obtenir de meilleurs résultats. Cette technique d'injection est essentiellement utilisée avec des jets de carburants très larges qui diffusent le carburant plus facilement. De plus, comme l'injecteur est situé très près de la bougie, l'injection peut être retardée jusqu'à quelques instants avant l'allumage (Vanderwege et al., 2003). Bien que cette technique soit plus flexible, les limites de temps restreintes entre l'injection et l'allumage mènent parfois à la combustion d'un mélange trop riche ce qui a pour conséquence principale d'augmenter la production de suies.

1.2.2 Passage à l'injection directe

Dans les systèmes où l'injection se fait dans le port d'admission, le carburant est souvent injecté sur les soupapes d'admission fermées afin que la haute température de celles-ci permette l'évaporation du carburant avant l'admission du mélange dans le cylindre. L'injection directement dans le cylindre permet donc une plus grande précision sur la quantité de carburant ajoutée puisque la richesse du mélange air/carburant ne dépend plus de la vitesse de vaporisation de l'essence (Shelby, Vanderwege et Hochgreb, 1998).

De plus, un phénomène important a également été noté lors de l'utilisation de l'injection directe à savoir que l'évaporation du carburant dans le cylindre provoque un refroidissement du mélange, ce qui fait augmenter sa masse volumique (Shelby, Vanderwege et Hochgreb, 1998). Ainsi, une plus grande quantité d'air frais peut entrer dans le cylindre ce qui permet une augmentation de la puissance maximale. De plus, ce refroidissement du mélange air/carburant le rend moins sensible à l'auto-inflammation et permet donc aux moteurs utilisant ce type d'injection d'être conçus avec un plus grand rapport de compression. Les tests indiquent que les performances peuvent être augmentées de 5 % à 10 % en plus de

permettre une diminution de consommation de carburant non négligeable (Shelby, Vanderwege et Hochgreb, 1998).

1.3 Carburants

Le principal carburant utilisé dans les moteurs à allumage commandé est bien entendu l'essence. Par contre, l'arrivée des biocarburants vient bouleverser ce monopole; on retrouve maintenant bien souvent de l'essence pouvant contenir jusqu'à 10 % d'éthanol à la pompe. Bien que les véhicules pouvant fonctionner à des concentrations plus élevées d'éthanol soient encore rares, les recherches sur l'effet de ces nouveaux carburants dans nos voitures ont depuis longtemps débuté.

1.3.1 Propriétés

Afin d'identifier des substituts à l'essence c'est tout d'abord les propriétés de chaque carburant qui sont comparées. En effet, les propriétés permettent de donner un indice sur l'influence du carburant dans le déroulement des processus de formation du mélange et de combustion en moteur. Par exemple, la tension de surface, la viscosité et l'enthalpie de vaporisation jouent un rôle important dans la vaporisation du carburant et dans la formation du mélange air-carburant. La chaleur spécifique à pression constante est définie pour sa part comme l'énergie nécessaire qui doit être fournie à un gramme d'une substance pour augmenter sa température d'un degré. Ainsi elle influence la durée nécessaire pour l'évaporation du carburant dans le cylindre.

Les carburants oxygénés ont généralement un pouvoir calorifique inférieur (PCI) plus faible que celui de l'essence (Schobert, 2012). Ainsi, l'énergie disponible dans un mélange d'essence et d'alcool est généralement moins importante que pour le même volume d'essence pur ce qui affecte bien entendu la consommation.

La pression de vapeur est une autre propriété importante. Par les jours chauds d'été, un carburant très volatile, donc ayant une pression de vapeur élevée, s'évapore facilement ce qui

peut occasionner des pertes de carburant par évaporation au niveau du réservoir, par exemple. Par contre, en hiver, pour les démarrages à froid, les carburants doivent être suffisamment volatiles pour se vaporiser lorsqu'ils sont injectés dans le cylindre. L'éthanol est reconnu comme étant un carburant ayant une pression vapeur très élevée par rapport à l'essence.

1.3.2 Essence

L'essence n'a pas de formule chimique unique compte tenu du fait qu'elle correspond à un mélange de plusieurs centaines d'hydrocarbures (notamment des alcanes, des alcènes et des aromatiques) et d'additifs. Un seul échantillon d'essence peut contenir plus de 10^5 composants différents (Schobert, 2012). Au Québec, l'essence régulière à la pompe peut contenir jusqu'à 10 % d'éthanol.

1.3.3 Carburants alternatifs

L'appellation « biocarburant » regroupe tous les carburants qui sont issus de la transformation de la biomasse et qui ont donc l'important avantage d'être renouvelables. La biomasse utilisée afin d'obtenir ces combustibles est très diversifiée : autant les déchets issus de l'agriculture que le bois et certaines plantes peuvent être utilisés. Dans le cas de la substitution de l'essence, les biocarburants sont souvent obtenus à partir de sucre alors que l'huile est surtout utilisée pour la production de biodiesel. Les biocarburants dits de première génération, regroupent les carburants issus de la transformation d'aliments comestibles tels que la canne à sucre, le maïs et la betterave. Plus récemment, la production de biocarburants avec des déchets agricoles ou des plants non-comestibles a également été développée, mais les procédés ne sont pas encore optimisés et le carburant produit demeure relativement coûteux (Carriquiry, Du et Timilsina, 2011). Bien souvent moins riches en sucres, les plantes non comestibles et les déchets agricoles permettent toutefois de produire du carburant sans entrer en compétition avec le domaine de l'alimentation. Ces biocarburants sont dits de deuxième génération. Dans le cadre de ce mémoire, les carburants oxygénés de types alcool, aldéhyde, ester et cétone seront évalués. Les alcools se reconnaissent par la présence d'un

groupe hydroxyle (OH) attaché à l'un des atomes de carbone (Jin et al., 2011) alors que les aldéhydes contiennent un atome de carbone jumelé simultanément à un atome d'oxygène par une double liaison et à un atome hydrogène ainsi qu'une chaîne carbonée (ou deux atomes d'hydrogène sans chaîne). Les cétones se caractérisent également par un carbone lié à un oxygène par une liaison double, mais contrairement aux aldéhydes, ce carbone est lié à deux autres carbones et est donc dit secondaire. Finalement, les esters sont caractérisés par un atome de carbone lié à la fois à un oxygène par une liaison double et à un groupement alkoxy (second atome d'oxygène relié par liaison simple).

Lorsque la biomasse est utilisée afin de produire des carburants, trois principaux types de procédés de conversion peuvent être utilisés : les procédés biochimiques, les procédés agrochimiques et les procédés thermochimiques (Demirbaş, 2001). Les procédés thermochimiques comprennent entre autres la gasification et la pyrolyse. La production de carburants oxygénés est principalement basée sur des processus biochimiques, c'est-à-dire la fermentation du glucose (sucre) et de la cellulose contenue en plus ou moins grande quantité dans les plantes afin de produire de l'alcool (Aleiferis et Van Romunde, 2013). De façon plus détaillée, des enzymes sont d'abord utilisées afin de faire ressortir le sucre des végétaux, puis des bactéries permettent la fermentation de ce sucre, ce qui donne un alcool tel que l'éthanol (Turns, 2011).

L'éthanol (C_2H_6O), déjà présent à faible concentration dans l'essence, est le biocarburant le plus commercialisé à ce jour. Sa production représente 90 % de la production totale de biocarburant dans le monde (Sarathy et al., 2009). La maturité des procédés utilisés pour sa production et son important rendement jouent un grand rôle dans sa popularité. Par contre, l'éthanol est très différent des autres hydrocarbures, et donc de l'essence, ce qui rend parfois son utilisation difficile. Par exemple, sa solubilité avec l'eau nécessite des procédures de transport et de distribution rigoureuses (Aleiferis et Van Romunde, 2013) d'où l'attrait vers d'autres alcools ayant des propriétés s'approchant davantage de celles de l'essence.

Le butanol ($C_4H_{10}O$), également produit par la fermentation de la biomasse, a une structure moléculaire à quatre atomes de carbone. Quatre isomères différents existent et chaque structure a bien entendu un impact direct sur les propriétés physique du composé; le n-butanol étant l'isomère le plus facilement produit à partir de la biomasse (Jin et al., 2011). Cet alcool est bien souvent caractérisé comme étant un meilleur substitut à l'essence que l'éthanol étant donné qu'il est moins miscible avec l'eau et qu'il a un pouvoir calorifique inférieur plus élevé que l'éthanol (Sarathy et al., 2009; Wallner, Miers et McConnell, 2009). Son enthalpie de vaporisation est inférieure à celle de l'éthanol et laisse également supposer des démarrages à froid plus facile. De plus, comme la volatilité des alcools diminue avec l'augmentation du nombre de carbones, le butanol est moins susceptible de créer des problèmes de cavitation dans l'injecteur sous haute pression d'injection (Jin et al., 2011). Par contre, il a une plus grande viscosité et un point d'ébullition plus élevé que la majorité des carburants, ce qui suggère que sa vaporisation se déroulera différemment (Aleiferis et Van Romunde, 2013).

Afin d'obtenir du butanol, une des techniques de fermentation anaérobie, notamment par la bactérie *Clostridium acetobutylicum* ou la bactérie *Clostridium beijerinckii*, permet la production d'un mélange contenant trois parts d'acétone, six parts de butanol et une part d'éthanol souvent référé par l'appellation ABE (Kheyrandish et al., 2015; Kong et al., 2016; Sukumaran et al., 2011). Afin de limiter les étapes de production, le mélange d'ABE fait également partie des carburants alternatifs testés. Ainsi, l'acétone, souvent plus connu pour son utilisation comme solvant (INRS, 2008), fait également partie des mélanges de carburants alternatifs, car il est produit simultanément par les processus biologiques. D'autres carburants moins connus tel que le 2-butanone (cétone à 4 atomes de carbone) et le butanal (aldéhyde à 4 atomes de carbones) sont aussi étudiés afin de vérifier l'impact de la structure moléculaire de carburants oxygénés sur les émissions polluantes.

1.3.4 Effets de l'utilisation de carburants alternatifs

Des tests ont été réalisés avec des flammes de laboratoire pour plusieurs carburants en parallèle des essais moteurs. Du côté des émissions polluantes, l'oxygène présent dans les

carburants oxygénés affecte la stœchiométrie et contribue donc à appauvrir les mélanges air–carburant (Schobert, 2012). Ainsi, on peut s’attendre à ce que ce type de carburant réduise les émissions de CO en favorisant une combustion plus complète. Les NO_x devraient également être réduits comme la température de la flamme est plus faible : en effet, une enthalpie de vaporisation plus élevée mène à une combustion avec un moins grand dégagement de chaleur (Schobert, 2012). Pour ce qui est des émissions de particules, de nombreux auteurs s’entendent pour dire que l’ajout d’oxygénés diminue les émissions de suie sur une flamme de laboratoire (McEnally et Pfefferle, 2011; Pepiot-Desjardins et al., 2008). Selon Pepiot-Desjardins et al. (2008), les aldéhydes sont les oxygénés permettant la plus grande réduction des émissions de suie, suivi par les cétones, les alcools et les éthers.

L’effet de l’utilisation de carburants oxygénés dans les moteurs à allumage commandé a été vérifié dans plusieurs publications. Tous les auteurs s’entendent pour dire que ce type de carburants comprend de nombreux avantages, mais également quelques inconvénients. Chaque oxygéné est différent et chacun possède ses propriétés distinctes. Ainsi, les tendances relatives à l’utilisation de ces carburants en moteur peuvent varier d’un carburant à un autre. Toutefois, avant d’en venir aux essais moteurs, des modifications doivent souvent être faites pour permettre l’optimisation de leur utilisation. Le pouvoir calorifique des carburants oxygénés étant plus faible que celui de l’essence, la calibration de l’injection doit, par exemple, être revue (Aleiferis et Van Romunde, 2013). Bien entendu, ceci mène au premier désavantage de l’utilisation de biocarburants : une augmentation de la consommation. Pour obtenir la même puissance, plus de carburant doit être brûlé compte tenu que celui-ci renferme moins d’énergie. Plusieurs auteurs ont d’ailleurs démontré cette augmentation de la consommation avec l’éthanol et le butanol (Fournier, Simon et Seers, 2016; Wallner, Miers et McConnell, 2009). Selon Aikawa, Sakurai et Jetter (2010) les propriétés d’un carburant ainsi que la structure de ce dernier auraient une très grande influence sur la production de particules en moteur. Ils ont démontré avec des essais sur un moteur à injection indirecte que les carburants possédant une température d’ébullition élevée ainsi qu’un nombre élevé de doubles liaisons produisaient plus de particules.

L'éthanol étant le carburant oxygéné le plus utilisé, plusieurs études ont été réalisées quant à son utilisation en moteur. Les mélanges testés n'ont pas tous la même concentration. Celle-ci est noté EXX où E réfère à l'éthanol et XX correspond à la concentration volumique d'éthanol dans l'essence. Tout d'abord, la consommation spécifique de carburant semble augmenter avec la concentration d'éthanol mélangée à l'essence. Lors d'essais avec un seul cylindre à taux de compression variable, Koç et al. (2009) ont remarqué une augmentation de la consommation spécifique de carburant de 20,3 % pour l'E50 et de 45,6 % pour de l'E85.

Selon un article de revue de Thangavelu, Ahmed et Ani (2016) rapportant les conclusions de plus de 35 publications, bien que les résultats varient beaucoup d'une étude à l'autre, de façon générale les émissions de CO, de NO_x et d'HC sont diminuées avec l'ajout d'éthanol à l'essence. Schifter et al. (2011) ont constaté une diminution de 52 % des émissions de CO avec E20 avec des tests sur un monocylindre tandis que He et al. (2003) ont remarqué une diminution moins marquée : 4,7 % pour de l'E10 et 5,8 % pour de l'E30 lors d'essais dans un moteur à injection indirecte.

Les tendances pour les émissions d'hydrocarbures imbrûlés montrent également une diminution, mais généralement moins élevée que pour le CO (de l'ordre de 13,6 % selon Balki, Sayin et Canakci (2014) pour un monocylindre à carburateur). Ghazikhani et al. (2013), qui ont travaillé eux aussi avec un monocylindre, ont testé les mélanges E0 (essence seulement), E5, E10 et E15 et ont remarqué une diminution de 6 % des hydrocarbures imbrûlés à chaque ajout de 5 % d'éthanol dans le mélange.

Plusieurs études démontrent également une diminution des oxydes d'azote dont celle de Celik (2008) qui a testé des mélanges contenant différentes concentrations d'éthanol dans l'essence dans un monocylindre. Ce dernier a obtenu une diminution de NO_x de 20,5 % avec l'E25, de 33,4 % avec l'E50, de 46,6 % avec l'E75 et finalement de 54,1 % avec de l'éthanol pur.

Pour ce qui est des émissions de particules, Cho et al. (2015) ont testé différentes concentrations d'éthanol dans l'essence dans un moteur à injection directe et ont remarqué une diminution de 96 % du nombre de particules entre l'essence et le mélange E20. En effet, plusieurs recherches rapportent une diminution des émissions de particules lors de l'utilisation d'éthanol (Karavalakis et al., 2015; Price et al., 2007) bien que quelques études pointent vers une augmentation des particules, dont celle de (Fournier, 2015) qui a remarqué une augmentation de la concentration de particules lors de l'emploi d'E10 et d'E20. Il a été démontré que l'éthanol favorise des réactions chimiques qui produisent moins de particules. En effet, contrairement aux hydrocarbures, la combustion de l'éthanol permet d'empêcher la formation de benzène et de d'autres aromatiques précurseurs à la formation des particules (Fatouraie et al., 2015; Kasper et al., 2007) en plus d'induire un processus de dilution du carburant de base (Lemaire, Therssen et Desgroux, 2010).

Le butanol est un autre alcool à avoir été testé en moteur par plusieurs auteurs. Tout comme pour l'éthanol, différentes concentrations de butanol ont été testées dépendamment des études; les mélanges sont désignés sous l'appellation BXX, où B fait référence au butanol et XX indique la concentration volumique de butanol en pourcentage dans l'essence. Tout comme pour l'éthanol, une augmentation de la consommation de carburant par rapport à l'essence a été notée avec l'utilisation de butanol (Gu et al., 2012; Wallner, Miers et McConnell, 2009).

Une étude où l'essence et le butanol sont injectés simultanément, mais par deux injecteurs distincts dans un moteur à injection indirecte, présente les émissions polluantes de différentes concentrations (B0, B20, B40, B60, B80 et B100) (Venugopal et Ramesh, 2013). Aucun changement des émissions de CO n'est noté alors que les émissions de NO augmentent légèrement à faible concentration de butanol et diminue de près de 40 % à plus forte concentration (B80, B100). Les émissions d'HC sont restées stables ou légèrement inférieures à celles de l'essence jusqu'à B60 pour ensuite grimper de façon importante pour B80 et B100, l'auteur attribuant cette augmentation à la mauvaise vaporisation du butanol.

Un résultat très similaire a été obtenu par Wigg et al. (2011) qui notent que le taux d'hydrocarbures imbrûlés est 2,7 fois plus important avec le butanol qu'avec à l'essence cette fois-ci encore avec un système d'injection indirecte. Les auteurs soulignent que comme une plus grande masse de carburant est nécessaire pour obtenir la stœchiométrie avec le butanol et que celui-ci nécessite plus d'énergie pour se vaporiser (enthalpie de vaporisation plus élevée) il est possible qu'une portion du carburant ne brûle pas complètement. Cette même étude montre que les émissions de CO sont pratiquement les mêmes pour l'essence et le butanol à stœchiométrie, mais que les émissions sont plus importantes lorsque la richesse est augmentée.

Les émissions de particules diminuent quant à elles avec l'augmentation de butanol dans le mélange de carburant selon Gu et al. (2012) qui soutiennent que ce phénomène serait causé par une meilleure combustion dans le cylindre. Fournier (2015) a également remarqué une diminution des émissions de particules pour du B40 lors d'essais effectués avec un moteur à injection directe.

Hoppe et al. (2016) ont quant à eux étudié la butanone et ont noté que son délai d'inflammation est plus élevé que celui de l'éthanol. Par contre, sa plus faible enthalpie de vaporisation combinée à sa pression de vapeur élevée induit une meilleure vaporisation. Ils ont également démontré que la butanone augmentait la stabilité du moteur à faible charge. Toutefois, ce carburant tend à augmenter les émissions d'oxydes d'azote comparativement à l'éthanol. Néanmoins, sa forte résistance aux cliquetis le rend très attrayant en utilisation moteur (Burke et al., 2016).

1.4 Synthèse de la revue de la littérature

Cette revue de la littérature aura permis d'avoir une vue globale sur le système d'injection directe et ses modes de fonctionnement. L'injection directe permet un meilleur contrôle de la quantité de carburant à injecter puisque la richesse du mélange ne dépend plus de la vitesse de vaporisation de l'essence. De plus, un phénomène important peut être remarqué avec

l'injection directe : l'évaporation du carburant dans le cylindre provoque un refroidissement du mélange, ce qui fait augmenter sa masse volumique. Comme une plus grande quantité d'air frais peut entrer dans le cylindre, la puissance maximale du moteur peut de ce fait être augmentée. Dans le cadre de cette recherche c'est le mode d'injection homogène qui a été choisi afin de mener les essais.

En ce qui concerne les biocarburants, les principaux travaux présentés dans cette revue suggèrent que bien que les carburants oxygénés contribuent à augmenter la consommation, ils auraient un effet positif sur les émissions polluantes. Les émissions de monoxyde de carbone, d'oxydes d'azote, d'hydrocarbures imbrûlés et de particules pourraient être diminuées lors d'ajout de composés oxygénés à l'essence. Toutefois, d'une recherche à une autre, ces variations sont très différentes et il n'y a pas de consensus en ce qui concerne les rejets de particules puisque certains auteurs rapportent une augmentation pour l'éthanol entre autres (Fournier, 2015). Les principaux oxygénés étudiés dans les moteurs à allumage commandé à ce jour sont l'éthanol, vu sa grande disponibilité, et le butanol. Par contre, plusieurs essais en flammes de laboratoire montrent que certaines structures des carburants oxygénés seraient peut-être plus avantageuses que les alcools principalement étudiés jusqu'à maintenant (Pepiot-Desjardins et al., 2008). Ainsi, de nombreux carburants oxygénés ayant des propriétés se rapprochant de celles de l'essence pourraient être de bons substituts.

1.5 Objectif de recherche

Ce mémoire évaluera l'utilisation de six carburants oxygénés à différentes concentrations dans un moteur à allumage commandé à injection directe. L'éthanol sera d'abord testé compte tenu du fait que ce dernier est très présent dans la littérature et permettra donc une comparaison avec les résultats d'autres recherches.

L'objectif principal de ce projet est de :

- Caractériser l'effet de l'ajout de différents carburants oxygénés à diverses concentrations (10 %, 20 % et 40 %) dans l'essence dans un moteur à allumage

commandé à injection directe sous le mode d'injection homogène. Les performances moteur, le déroulement de la combustion ainsi que les émissions polluantes seront évalués.

Afin d'atteindre cet objectif, les sous-objectifs suivants doivent être atteints :

- Évaluer l'effet de l'ajout de différents carburants oxygénés sur la combustion et les performances du moteur.
- Étudier l'effet de l'ajout de différents carburants oxygénés dans l'essence sur les émissions de polluants gazeux (CO , NO_x et HC) et de particules.
- Établir des relations entre la structure moléculaire, les propriétés des carburants et leurs effets sur les performances du moteur ainsi que sur les émissions polluantes.

Le montage expérimental utilisé afin de réaliser ces objectifs est présenté en détail dans le prochain chapitre.

CHAPITRE 2

MONTAGE EXPÉRIMENTAL, POINT D'OPÉRATION ET MÉTHODOLOGIE

Dans ce deuxième chapitre, le banc d'essais moteur sera présenté dans son ensemble : du moteur au système de contrôle en passant par tous les instruments de mesure utilisés et leurs incertitudes. Le point d'opération choisi sera précisé et la démarche expérimentale employée lors des essais sera détaillée. Finalement, pour conclure ce chapitre, la méthode d'analyse des données sera présentée.

2.1 Montage expérimental

Le moteur utilisé dans le cadre de ce mémoire, le EP6DT, est un moteur à allumage commandé à injection directe crée en partenariat par BMW et PSA Peugeot Citroën (Citroën, 2009). Les principales caractéristiques de ce moteur sont présentées dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Caractéristiques du moteur EP6DT

Type de carburant	Essence
Nombre de cylindres	4 en ligne
Nombre de soupapes	16
Cylindrée	1598 cm ³
Alésage x course	77 x 85,8 mm
Taux de compression	10,5 : 1

Le moteur est surélevé sur une structure rigide et cette dernière est fixée à une plaque d'acier au sol. Un système de suspension pneumatique permet de maintenir la plaque stable en réduisant significativement les vibrations. Ainsi les vibrations du moteur sont complètement atténuées avant d'arriver au sol et les sources extérieures n'influencent pas non plus le

fonctionnement du moteur. L'entrée d'air du moteur a été légèrement modifiée avec l'ajout d'un échangeur de chaleur pour permettre à l'air d'admission d'être toujours à la même température, c'est-à-dire à la température ambiante du laboratoire. Bien que la température et la pression du laboratoire ne puissent pas être directement contrôlées, elles sont considérées comme stables au cours d'une même journée de tests.

En ce qui concerne le contrôle moteur, celui-ci est assuré par un *CompactRIO* 9074 de National Instrument et le logiciel LabView. Les différents modules utilisés avec le *CompactRIO* permettent de contrôler le fonctionnement moteur, mais ils permettent aussi l'acquisition des données. Grâce au module AD Combo (Analog input and Digital input), les données des capteurs de température, de pression, de position et de débit peuvent être affichées en temps réel et aussi enregistrées. Les commandes d'injection sont quant à elles gérées par les modules DI (Direct Injection driver) et l'allumage par le module ESTTL (Engine-Synchronous TTL output). Finalement, un module Low-Side (Low-Side solenoid) permet le contrôle des composantes électroniques telles que le démarreur, le thermostat piloté, le papillon et la valve de pression de carburant. Les branchements électriques de ces modules sont présentés au sein de l'ANNEXE I. Afin de cadencer les différentes commandes du moteur, un encodeur fixé à l'arbre à came est utilisé. Cet encodeur optique, fabriqué par la compagnie BEI sensors (modèle HS22F-39-R1-TS-1440-ABZ-28V/VSC18), permet 1440 pulses par révolution de l'arbre à came (BEI sensors, 2010). Ainsi, par rapport aux révolutions moteur (vilebrequin), l'encodeur a une résolution de 720 pulses/révolution. C'est donc selon la position donnée par cet encodeur que sont cadencées les différentes actions.

Afin de contrôler la vitesse de rotation du moteur et de connaître le couple produit, un dynamomètre à courant de Foucault est utilisé. Le dynamomètre AVL alpha 160 combiné au contrôleur Digalog Testmate (et son logiciel) permet de fixer la vitesse de rotation et de mesurer le couple produit par le moteur. Pour assurer son bon fonctionnement, le dynamomètre est refroidi à l'eau. Le moteur bénéficie lui aussi d'un système de refroidissement. Un échangeur de chaleur entre le liquide de refroidissement moteur et de l'eau froide permet ainsi de maintenir la température moteur fixe pour un point d'opération

stable. La Figure 2.1 présente le moteur (gauche) relié à son dynamomètre (à droite). On remarque aussi l'échangeur de chaleur pour l'air entrant dans le moteur (extrême gauche) et la sortie des gaz d'échappement dans le coin inférieur gauche de l'image.

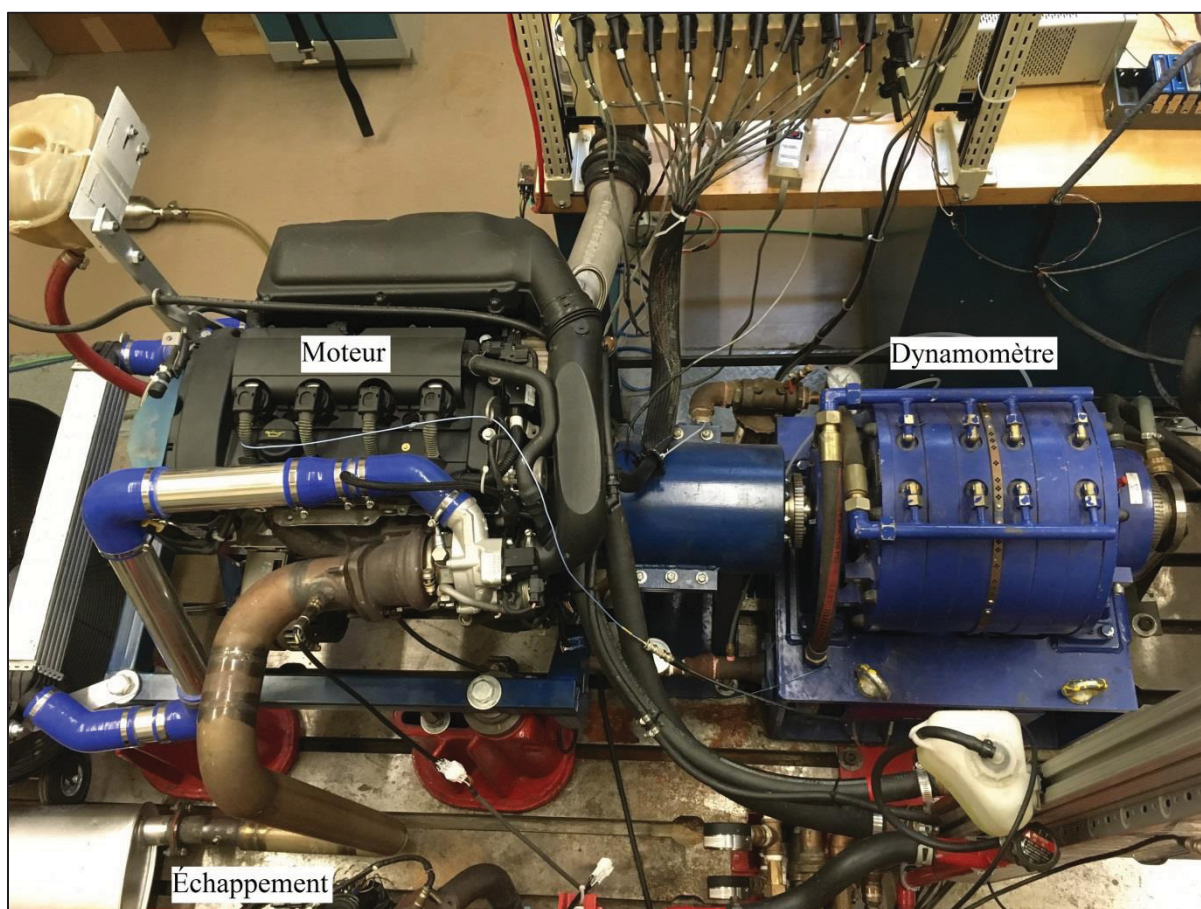


Figure 2.1 Montage moteur

Le système d'acheminement du carburant jusqu'aux injecteurs comprend deux pompes. Telle que présentée sur la Figure 2.2, une première pompe basse pression de Holley (modèle 12-700) est placée sous le réservoir de carburant et un régulateur de Mallory Ignition (modèle 4305M) permet de fixer la pression de sortie du carburant vers la seconde pompe à cinq bars. Le débit excédant est réacheminé au réservoir par un tube de retour. La seconde pompe, celle-ci à haute pression, est fixée directement au moteur et permet de faire grimper la pression jusqu'à 150 bars. Le choix de la pompe basse pression a été fait en fonction du débit

nécessaire, mais aussi de sa capacité à pomper des mélanges de carburants oxygénés sans s'endommager.

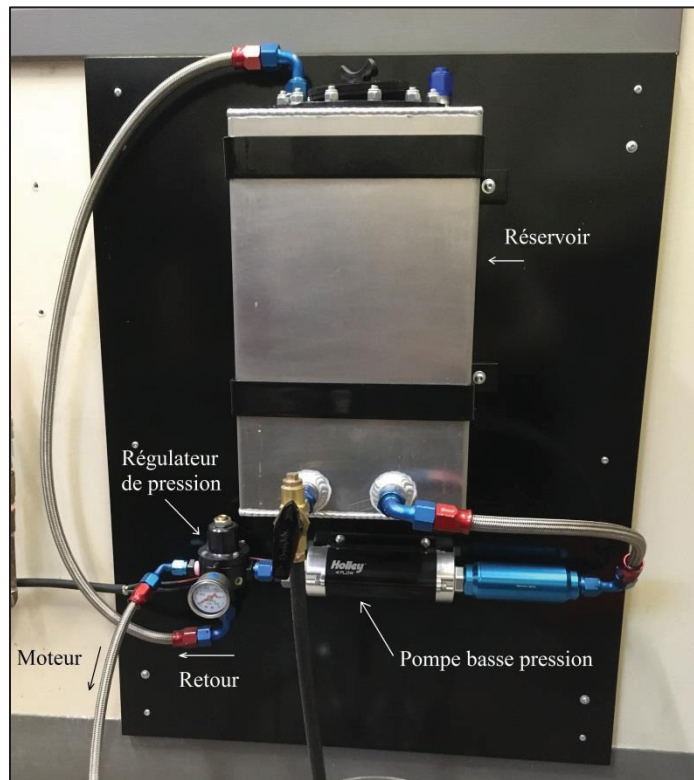


Figure 2.2 Système d'acheminement du carburant

Le type d'injecteur utilisé sur ce moteur est de type injection directe. Les injecteurs Bosch de la série HDEV 5.2 permettent une injection jusqu'à 500 bar et sont multi-trous. Chacun des sept trous a une orientation différente et un angle de jet différent variant entre 8° et 20° pour un angle total d'environ 110° (Bosch Motosport, 2016). Le positionnement de l'injecteur permet aux jets d'être orientés directement vers la bougie. Ainsi, l'approche « spray-guided » décrite à la section 1.2.1 semble utilisée sur ce moteur. Les plus récents injecteurs utilisés dans les moteurs à allumage commandé à injection directe comportent souvent plusieurs orifices afin de mieux diriger et répartir le carburant dans la chambre de combustion (Aleiferis et al., 2010b; Serras-Pereira et al., 2010). Tel que discuté précédemment, comme l'injecteur influence énormément l'atomisation du carburant, et donc la combustion, il constitue un élément très déterminant pour la performance moteur et les émissions polluantes produites (van Basshuysen, 2009).

Pour permettre un contrôle précis de la richesse du mélange, une sonde Lambda large bande de Horiba combinée à un amplificateur 0 à 5 V (modèle Mexa-730 λ) de Horiba sont utilisés. La plage d'opération de cette sonde est très large. Elle peut être utilisée pour un coefficient d'excès d'air λ de 0,275 à 30 (Horiba, 2016). Afin de caractériser la combustion, un capteur de pression dynamique modèle 6056A de Kistler intégré sur la bougie d'allumage du cylindre #1 est utilisé. Le signal est amplifié par un amplificateur Kistler (modèle 5010) avant d'être envoyé à une carte DAQ (National Instrument, modèle SCB-68A) qui, configurée avec LabView, permet l'affichage et l'enregistrement des données. L'acquisition étant faite à chaque pulse de l'encodeur, la pression est mesurée à chaque 0,5 degré vilebrequin ($^{\circ}$ CA). Les données recueillies permettent, entre autres, d'évaluer la stabilité du moteur et sont toujours enregistrées pour une période de 300 cycles.

2.2 Émissions polluantes gazeuses et particules

Contrairement aux autres capteurs, les analyseurs de gaz et de particules ne sont pas intégrés directement sur le moteur. Ils prélèvent plutôt une partie des gaz d'échappement afin de les analyser dans différents instruments extérieurs au moteur.

2.2.1 Analyseur d'émissions polluantes gazeuses

Lors d'essais moteur, les émissions polluantes gazeuses peuvent être quantifiées grâce à un FTIR (Fourier Transform InfraRed spectroscopy) modèle 600 de California Analytical Instruments. Extraits à l'échappement, les gaz à analyser sont maintenus à une température de 191 $^{\circ}$ C par un tube chauffant jusqu'à l'analyseur afin d'éviter qu'il y ait condensation.

Les molécules de gaz non symétriques absorbent l'infrarouge ce qui fait en sorte que les liaisons moléculaires se plient, s'étirent ou tournent et c'est cette absorption qui est utilisée par le FTIR pour identifier et quantifier simultanément les différents composés chimiques en présence (California Analytical Instruments, 2012). Dans le cas des produits de combustion moteur, les principaux polluants étudiés sont le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azotes (NO_x); soit le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂), ainsi que les

hydrocarbures imbrûlés (HC). Ces derniers sont représentés avec le FTIR par le méthane (CH_4) et les autres hydrocarbures sont ramenés sur une base de propane (C_3H_8).

C'est le logiciel OPUS qui permet de lancer l'analyse des polluants gazeux et de récolter les données. À chaque scan, 16 mesures d'un échantillon sont faites et les concentrations des divers composés analysés sont affichées et enregistrées.

2.2.2 Analyseur de particules

Les particules émises par le moteur sont quant à elles mesurées par un SMPS (Scanning Mobility Particle Sizer, modèle 3986). Ce système de mesure est composé de deux appareils de la compagnie TSI : un classificateur électrostatique (Electrostatic classifiers, modèle 3080) et un compteur de particules ultrafines à base d'eau, l'UWCPC (Ultrafine Water-based Condensation Particle Counter, modèle 3786). Contrôlé par le logiciel Aerosol Instrument Manager de TSI, le SMPS permet de connaître la distribution des particules dans une certaine plage établie en fonction des paramètres sélectionnés.

Afin d'obtenir cette distribution, l'échantillon de gaz passe d'abord par un impacteur de 0,0457 cm à l'entrée du classificateur afin de réduire les agglomérations de particules. Le classificateur neutralise ensuite les charges des particules et un DMA (Differential Mobility Analyzer, modèle 3081) sépare les particules selon leur mobilité électrique (TSI, 2006). L'échantillon est ensuite acheminé à l'UWCPC à un débit de 0,6 L/min. Cet appareil utilise un laser et un capteur optique afin de détecter les particules et permettre de les compter. Par contre, comme ces particules sont très petites, une technique de condensation d'eau est utilisée pour que le capteur de l'UWCPC puisse percevoir les particules. L'échantillon d'air traverse donc un tube poreux imbibé d'eau et chauffé afin que l'eau atteigne sa phase saturée. Ainsi, l'eau se condense sur les particules augmentant leur volume. À la sortie du tube, les particules ont atteint un volume assez important pour être détectées et peuvent donc être comptées.

Toutefois, pour ne pas saturer l'UWCPC, l'échantillon de gaz à analyser doit avant tout être dilué avec de l'air propre et sec. Un système de dilution a donc été mis en place en amont du classificateur. Le montage de la Figure 2.4 présente ce système comprenant un venturi pour aspirer l'air à analyser en provenance de l'échappement du moteur et un apport d'air permettant la dilution secondaire. L'air dilué est ensuite dirigé vers l'intérieur de la bonbonne où il peut s'homogénéiser avant d'être partiellement collecté par l'analyseur de particules. Le restant du mélange d'air est évacué vers le système de ventilation.

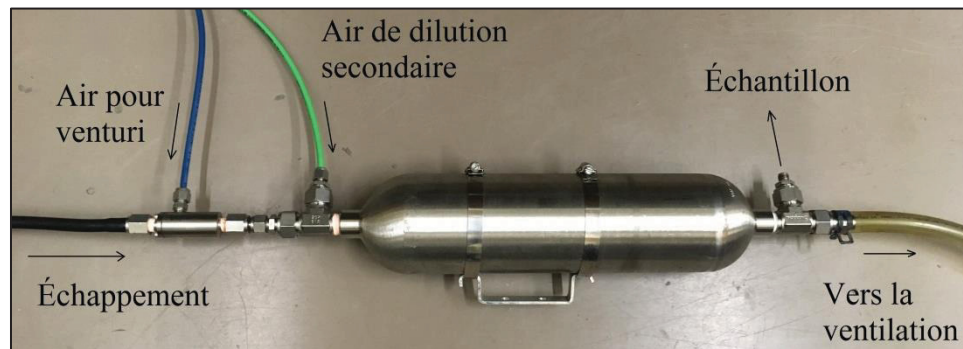


Figure 2.3 Système de dilution

Dans le cadre de ce mémoire, un taux de dilution de 10:1 a été choisi afin que la concentration de particules dans le mélange respecte les limites des analyseurs. Cette dilution permet également de réduire la température de l'échantillon, puisque l'apport d'air est à température ambiante, ce qui entraîne la condensation et la nucléation des particules. Le taux de dilution peut être calculé en fonction du taux de CO_2 selon l'équation (2.1) (Desantes et al., 2011) :

$$TD = \frac{CO_{2non-dilué} - CO_{2ambient}}{CO_{2dilué} - CO_{2ambient}} \quad (2.1)$$

C'est donc en se fiant aux données obtenues par le FTIR que le taux de dilution peut être ajusté. Par contre, une certaine marge d'erreur doit être ajoutée lorsqu'un système de dilution est utilisé. Tel que rapporté par plusieurs auteurs, le ratio de dilution influence la masse et le

nombre de particules en modifiant l'adsorption, la condensation et la coagulation des particules (Kim, Gautam et Gera, 2002).

Comme la plage des diamètres des particules analysées avec l'UWCPC dépend entre autres du temps d'échantillonnage, une étude sur le temps d'acquisition optimal a été réalisée. Afin d'obtenir des résultats fiables par rapport à la source d'émission des particules, les gaz d'échappement du moteur fonctionnant avec de l'essence au point d'opération des essais (présenté au sein de la sous-section 2.3) ont été analysés. Pour ce faire, le temps d'acquisition a été varié de 60 secondes à 240 secondes par incrément de 60 secondes. La plage de diamètres des particules considérées pour chaque durée de balayage est présentée dans le Tableau 2.2. De plus, les tests ont tous été réalisés trois fois afin de vérifier la répétabilité des données collectées.

Tableau 2.2 Plage des diamètres de particules comptabilisées

Temps de balayage [s]	Diamètre minimal [nm]	Diamètre maximal [nm]
60	10,7	365,2
120	9,65	421,7
180	9,65	437,1
240	9,31	437,1

Cette étude a démontré qu'entre 120 secondes et 240 secondes d'échantillonnage les variations sont très faibles. Toutefois une différence marquée a été notée pour un échantillonnage de 60 secondes, tel que présenté au sein du Tableau 2.3. En effet, comme la plage de diamètre des particules analysées est plus petite pour un échantillonnage de 60 secondes, les particules ayant un diamètre supérieur à 365 nm ne sont pas comptées alors qu'elles sont présentes dans une proportion non négligeable. Ainsi, on remarque que le diamètre moyen est beaucoup plus faible que pour les autres durées de balayage. La durée de balayage de 120 secondes a donc été choisie pour les tests moteur dans ce mémoire tel qu'utilisé par Armas, Gomez et Herreros (2007).

Tableau 2.3 Résultats de l'étude du temps de balayage

Durée de balayage [s]	60	120	180	240
Diamètre moyen [nm]	36,85	52,93	61,17	59,37
Nombre total [# /cm ³]	$4,26 \times 10^6$	$3,70 \times 10^6$	$2,85 \times 10^6$	$2,16 \times 10^6$
Masse moyenne [µg/m ³]	232,10	268,23	284,57	256,13

2.3 Point d'opération et mélanges de carburants

Tous les essais moteur ont été réalisés au même point d'opération en utilisant la stratégie d'injection homogène. L'objectif étant de représenter le plus fidèlement les conditions moteur lorsqu'un véhicule circule sur l'autoroute, la vitesse de rotation a été fixée à 2000 tr/min. La pression moyenne effective au frein (PMEF) est une mesure largement utilisée pour comparer l'efficacité d'utilisation du volume du moteur. Dans le cas présent, elle a été fixée à 3,5 bar. Afin de s'assurer de sa constance, c'est le couple qui a été fixé. En effet, en observant l'équation (2.2) on remarque que le couple est la seule variable de l'équation et, comme il est connu en tout temps lors des essais grâce au dynamomètre, en le maintenant fixe on s'assure que la PMEF ne varie pas elle non plus. Ainsi, le couple a été fixé à 44,5 Nm pour tous les essais.

$$PMEF = \frac{4\pi * T}{V_d} \quad (2.2)$$

La pression d'injection en injection directe est généralement plus élevée que lorsque le carburant est injecté dans le port d'admission. Variant habituellement entre 5 MPa et 20 MPa lors d'essais moteur ou de simulations numériques (Berndorfer et al., 2013; Lee, Oh et Park, 2013; Mittal, Schock et Zhu, 2012) ce paramètre a été fixé à 10 MPa pour les essais afin de permettre une comparaison avec la littérature. L'avance à l'injection a quant à elle été fixée à 250°CA avant le point mort haut (avPMH), étant donné que de précédents tests sur le même moteur ont révélé qu'entre 240 et 320 °CA avPMH, il n'y a pas de variation importante de la consommation ni de la concentration de particules produites (Fournier, 2015). Le seul

paramètre qui n'a pas été établi à l'avance est l'avance à l'allumage. Celle-ci a été optimisée pour chacun des essais.

Dans cette étude, six carburants différents en plus de l'essence ont été testés. Pour chacun de ces carburants, les tests ont été effectués en les ajoutant à des proportions volumiques de 10, 20 et 40 % volumique dans l'essence. Ainsi deux alcools, l'éthanol et le 1-butanol, dont les mélanges sont identifiés respectivement par EXX et BXX; un ester, le propanoate de méthyle (MPXX); 2 cétones, l'acétone (AXX) et la butanone (BnXX) et un aldéhyde, le butanal (BaXX) ont été testés.

Tableau 2.4 Propriétés des carburants étudiés

	Essence ^a	Éthanol	Butanal	Propanoate de méthyle	Acétone	Butanol	Butanone
Formule chimique	-	C ₂ H ₆ O	C ₄ H ₈ O	C ₄ H ₈ O ₂	C ₃ H ₆ O	C ₄ H ₁₀ O	C ₄ H ₈ O
Mm [g/mol]	102,50	46,07	72,11	88,10	58,08	74,12	72,11
ρ à 20°C [kg/m ³]	742	779	802	915	805	810	805
Cp [J/kg·K]	2,00	2,44	2,20	1,94	2,23	2,39	2,20
μ à 25°C ^b [mPa·s]	0,497	1,074	0,430	0,431	0,306	2,544	0,405
T _b [K]	381	352	348	353	329	391	353
P _v à 443K [kPa] ^c	443	1576	996	957	1676	481	948
h _v [MJ/kg]	0,35	0,92	0,47	0,41	0,53	0,71	0,48
PCI [kJ/kg]	44000	26840	33124	23744	21748	33124	31453

Les valeurs non identifiées sont tirées de NIST

^a Les données pour l'essence proviennent de (Barrientos et al., 2016)

^b Handbook of chemistry and physics (Lide, 2003-2004)

^c Les données de pression vapeur sont calculées à partir d'une relation présentée dans (Liley et al., 1999)

Pour cette étude, la référence à un mélange sera régulièrement faite avec la contraction du nom et de la concentration, tel que présenté entre parenthèses ci-dessus, où XX correspond à la concentration. Les principales propriétés de chacun de ces carburants sont présentées au sein du Tableau 2.4. La formule chimique, la masse molaire (M_m), la masse volumique (ρ), la capacité calorifique à pression constante (C_p), la viscosité dynamique (μ), la température d'ébullition (T_b), la pression vapeur (P_v), l'enthalpie de vaporisation (h_v) et le pouvoir calorifique inférieur (PCI) de chaque carburant y sont présentés. La structure moléculaire de chacune de ces substances est présentée au niveau de l'ANNEXE II.

2.4 Démarche expérimentale

Les essais moteurs ont tous été réalisés suivant la même procédure afin d'éviter le plus possible l'introduction de variables indésirables pouvant modifier les résultats. Tout d'abord, les mélanges de carburants ont été réalisés seulement une fois compte tenu de la quantité limitée de carburant disponible. Aussi, bien que sa composition n'ait pas été étudiée, l'essence utilisée pour tous les tests provient d'un même lot, et donc, sa composition est la même à chaque utilisation.

Pour chaque nouveau carburant testé, un premier essai était fait avec de l'essence pure, puis le mélange 10 % était réalisé. Une fois l'essai terminé pour la concentration de 10 %, le mélange était récupéré et de l'essence ainsi que du carburant testé étaient ajoutés de façon à obtenir un mélange à 20 %. Le même processus a également été utilisé pour le mélange à 40 % par la suite.

En ce qui concerne les prises de mesure, entre chaque changement de mélange, le moteur devait fonctionner durant au moins cinq minutes afin de vider les lignes de carburant du mélange précédent. Ensuite, les ajustements moteur étaient réalisés et le moteur devait se

stabiliser à 92°C pour qu'une première lecture du taux de CO₂ puisse être effectuée. À chaque essai, le taux de dilution des mesures de particules était d'abord ajusté avant que la prise de mesures ne puisse commencer. L'acquisition des données de débits, température, pression et concentrations de polluants et de particules était lancée à l'intérieur de la même minute. En ce qui concerne les données de particules, la distribution était prise à trois répétitions pour chaque essai. La pression moteur était quant à elle enregistrée pour 300 cycles et la concentration des polluants pour au moins cinq balayages. Toutes les autres données (température, débit, pression) ont été enregistrées pendant environ une minute, pour un total de cent données par capteur.

Bien qu'une méthodologie rigoureuse ait été mise en œuvre, certains paramètres ne pouvant être contrôlés ont pu jouer sur la répétabilité des essais. Un des paramètres ayant pu avoir une certaine influence est la température du carburant. En effet, comme le même mélange était réutilisé pour passer d'une concentration à une autre d'un même carburant, la température du mélange variait à chaque essai. Le réservoir étant fermé, seul le fait de faire circuler le mélange par la pompe basse pression et par le retour vers le réservoir provoquait une augmentation de température. Donc, dépendamment de la quantité de mélange restante à la fin d'un essai et donc de la quantité d'essence et de carburant à tester « froide » ajoutée pour le mélange suivant, la température augmentait de manière plus ou moins importante. Or, il est connu que la température du carburant à son passage dans l'injecteur a une très grande incidence sur le développement du jet de carburant et donc l'atomisation. Tel que rapporté par Aleiferis et al. (2010a), lorsque le carburant atteint une température très près de l'ébullition, le taux d'évaporation devient très élevé et la plume du jet de carburant se brise. D'après les recherches de ces auteurs, l'écoulement à la sortie de l'injecteur est extrêmement sensible à la température du carburant. Ainsi, la combustion a pu être influencée ici par l'atomisation différente à chaque injection dépendant de la température du carburant. Or, cette température ne pouvant pas être mesurée, elle reste une variable inconnue et donc aucune correction n'a pu être effectuée dans l'analyse des données. Cependant, comme les tests ont tous la même durée et qu'ils sont effectués au même point d'opération, on suppose l'augmentation de température similaire et assez faible.

2.5 Analyse des données

Pour chaque essai moteur, les données de tous les capteurs et de tous les instruments de mesures ont été enregistrées. Afin de caractériser la combustion moteur de façon la plus représentative possible, divers calculs ont été faits pour obtenir des indices moteur permettant une interprétation ainsi qu'une comparaison des données avec la littérature. Ces indices sont le coefficient de variation de la pression moyenne effective, la consommation spécifique de carburant, la fraction massique brûlée et bien entendu les émissions spécifiques de polluants ainsi que les émissions de particules (concentration, distribution et diamètre moyen).

Sur les graphiques créés avec les données recueillies lors des essais, l'intervalle de confiance à 95 % avec la loi de *Student* pour l'essence à 100 % est représenté par des barres d'erreur. Il peut être supposé que cet intervalle est représentatif pour les mélanges de carburants également puisque les conditions ainsi que le point d'opération sont les mêmes. L'écart-type est dans certains cas relativement élevé, de l'ordre de 15 %. Cette variation importante peut être principalement expliquée par le fait qu'aucun cycle moteur n'est identique. En effet, bien que les paramètres de contrôle du moteur restent les mêmes, le débit d'air entrant peut varier légèrement, de même que la pression d'injection de carburant. En effet, il est à noter que le papillon n'est pas parfaitement stable de même que l'étincelle qui n'est pas parfaitement identique à chaque allumage. De fait, la combustion ne se déroule pas exactement de la même façon à chaque cycle. Tous ces facteurs font en sorte que d'un cycle à l'autre les données recueillies peuvent varier. Néanmoins, comme tous les tests ont été réalisés en mode d'opération homogène, à un point d'opération stable, les variations d'un cycle à l'autre sont relativement faibles comme il sera rapporté plus loin.

2.5.1 Coefficient de variation de la pression moyenne effective

La pression moyenne effective indiquée (PMEI) représente le travail fait par les gaz en fonction du volume déplacé (van Basshuysen, 2009). Utilisé pour représenter la variation cyclique de la combustion et donc la stabilité du moteur, le coefficient de variation de la

pression moyenne effective indiquée (CV) peut être obtenu suite au calcul de la PMEI présentée au niveau de l'équation (2.3).

$$PMEI = \frac{\int P dV}{V_d} \quad (2.3)$$

Avec l'écart-type de la PMEI ainsi que sa valeur moyenne, le CV peut être calculé selon l'équation (2.4) :

$$CV = \frac{\sigma_{PMEI}}{\overline{PMEI}} \quad (2.4)$$

Comme le volume peut être connu à chaque instant grâce à l'encodeur, la seule variable de ces équations est la pression. Cette dernière est obtenue au moyen du capteur de pression dynamique intégré à une des bougies d'allumage. L'erreur de linéarité de ce capteur de pression est de 0,5 % et son erreur de sensibilité due la température est de 0,6 % (AVL, 2011). Bien que ces erreurs soient très faibles, d'autres paramètres sur lesquels le contrôle est moindre peuvent avoir influencé la pression cylindre. Les conditions du laboratoire ne pouvant être contrôlées, la température et l'humidité pouvaient légèrement varier d'une journée à l'autre ainsi que la température du carburant comme il a été mentionné précédemment. De plus, c'est en ajustant l'ouverture du papillon et l'injection que le couple cible pouvait être atteint avec une variation de $\pm 0,5$ Nm (1,1 %).

2.5.2 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant (CSC) d'un moteur peut être calculée en divisant le débit de carburant par la puissance fournie tel que démontré par l'équation (2.5):

$$CSC = \frac{\dot{m}_{carb}}{P_f} \quad (2.5)$$

Par contre, dans le cas présent le débit de carburant n'était pas mesuré directement. Toutefois, en combinant les données obtenues par d'autres capteurs, ce débit peut être calculé. Tout d'abord, le ratio air-carburant stœchiométrique (AF_s) pour tous les mélanges de carburants doit être trouvé en équilibrant l'équation chimique générale de la combustion. Les résultats sont présentés au Tableau 2.5. Ce ratio correspond à la masse minimale d'air nécessaire pour une combustion complète sur la masse de carburant injecté.

$$AF_s = \frac{m_{air}}{m_{carb}} \quad (2.6)$$

Tableau 2.5 Ratio air – carburant stœchiométrique des mélanges

	AF_s à 10 %	AF_s à 20 %	AF_s à 40 %	AF_s à 100 %
Éthanol	14,11	13,52	12,36	8,99
Butanal	14,26	13,82	12,96	10,53
Propanoate de méthyle	13,88	13,10	11,62	7,835
Acétone	14,22	13,75	12,83	10,21
Butanol	14,39	14,09	13,49	11,82
Butanone	14,26	13,82	12,96	10,53
Essence	-	-	-	14,7

Le coefficient d'excès d'air (λ) représentant le ratio air-carburant réel du mélange ($AF_{réel}$) sur le ratio air-carburant stœchiométrique est mesuré grâce à la sonde lambda.

$$\lambda = \frac{AF_{réel}}{AF_s} \quad (2.7)$$

Comme un débitmètre permet de connaître le débit d'air entrant, le débit de carburant peut être calculé en unissant les deux équations précédentes :

$$\dot{m}_{carb} = \frac{\dot{m}_{air}}{\lambda * AF_s} \quad (2.8)$$

Finalement, afin de calculer la CSC, la puissance fournie doit elle aussi être connue. C'est en intégrant la vitesse de rotation (N) en tr/min et le couple (T) mesuré par le dynamomètre en Nm à l'équation (2.9) que cette dernière donnée peut être obtenue.

$$P_f = \frac{2\pi NT}{60\,000} \quad (2.9)$$

Ainsi, en regroupant toutes ces équations en une seule, on obtient le calcul global de la consommation spécifique de carburant où le débit d'air est exprimé en g/h.

$$CSC = \frac{\dot{m}_{air} * 60\,000}{\lambda * AF_s * 2\pi * N * T} \quad (2.10)$$

L'erreur sur cette mesure provient des appareils de mesure utilisés, soit le débitmètre d'air et la sonde lambda. Une variation maximale de 2,6 % a pu être observée sur les mesures issues du débitmètre d'air durant les essais. En ce qui concerne la sonde lambda, sa précision spécifiée par le fabricant est de $\pm 0,1$ % du ratio air-carburant à stœchiométrie (Horiba, 2016), donc de l'ordre de 1,47 % lorsque l'essence pure est utilisée. Pour ce qui est du couple encore une fois une variation de 0,5 Nm était tolérée tandis que pour la vitesse de rotation la variation maximale observée est de ± 5 tr/min. Bien entendu, les conditions de laboratoire (température, humidité) peuvent également influencer les valeurs de CSC, mais de façon négligeable.

2.5.3 Fraction massique brûlée

La fraction massique brûlée (FMB) est couramment utilisée pour caractériser la combustion en fonction de sa durée en degrés vilebrequin. Elle correspond à l'intégrale normalisée de la chaleur dégagée lors de la combustion, c'est-à-dire le rapport cumulatif de chaleur dégagée

sur la chaleur totale dégagée lors de la combustion. La vitesse à laquelle le mélange air-carburant brûle augmente dès la décharge de la bougie jusqu'à ce qu'environ la moitié du mélange ait brûlé, puis diminue progressivement jusqu'à la fin de la combustion (Heywood, 1988) ce qui donne l'allure typique de la courbe de la FMB.

Le développement de la flamme se produit dès l'étincelle jusqu'à environ 10 % de la FMB (FMB0-10). Celui-ci est influencé principalement par l'état du mélange, sa composition et les conditions près de la bougie (Heywood, 1988). S'en suit la combustion turbulente développée (normalement comprise entre 10 % et 90 % de la FMB (FMB10-90)).

Afin de calculer la fraction massique brûlée, le dégagement de chaleur (dQ) doit d'abord être connu comme il s'agit de la base du calcul. En partant de la première loi de la thermodynamique on peut retrouver l'équation (2.11) de Ceviz et Kaymaz (2005),

$$dQ = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp + dQ_w \quad (2.11)$$

où γ représente le ratio des chaleurs spécifiques et où le terme dQ_w correspond à la perte de chaleur par les parois. Bien entendu cette dernière valeur n'a pas pu être calculée avec les données de pression recueillies puisque celles-ci correspondent au travail fourni, c'est-à-dire au travail indiqué de la combustion.

En ce qui concerne le ratio des chaleurs spécifiques et compte tenu du fait que ce dernier varie selon la composition du gaz, la différence entre le γ des réactifs et celui des produits de combustion est importante. Ainsi, le γ moyen à l'intérieur du cylindre varie tout au long de la combustion. Plusieurs études ont été réalisées afin de trouver pour chaque situation la valeur la plus adaptée (Ball, Raine et Stone, 1998; Ceviz et Kaymaz, 2005). Dans le cas des essais moteur réalisés pour ce mémoire, il était impossible de connaître le ratio des chaleurs spécifiques. Par conséquent, γ a été maintenu constant et égal à 1,4 pour tous les calculs.

Une fois le dégagement de chaleur connu, la FMB peut être calculée selon l'équation (2.12) de Rassweiler et Withrow (Ceviz et Kaymaz, 2005).

$$FMB_{\theta} = \frac{\sum_{\theta_{debut}}^{\theta} dQ}{\sum_{\theta_{debut}}^{\theta_{fin}} dQ} \quad (2.12)$$

Le début de la combustion (θ_{debut}) est fixé à l'angle vilebrequin auquel a lieu l'étincelle. Pour ce qui est de la fin de la combustion (θ_{fin}), c'est en fonction des valeurs de dégagement de chaleur de l'équation (2.11) qu'il a pu être trouvé. Pour chaque cycle, la fin de la combustion a été fixée à l'angle vilebrequin avant lequel trois valeurs négatives consécutives de dégagement de chaleur ont été calculées.

Les erreurs possibles pour le calcul de la FMB peuvent provenir de quatre sources distinctes. Bien que minime, l'erreur du capteur de pression peut, ici aussi, être considérée ainsi que la précision de l'encodeur de 0,5 °CA. Le critère de fin de combustion (trois valeurs négatives de dégagement de chaleur) joue un rôle important puisque la durée totale de la combustion est directement influencée. Ainsi, si le critère permettant de définir la fin de la combustion était modifié, les indices de FMB0-10 d'initiation de la combustion et FMB10-90 de combustion turbulente développée en serait aussitôt affectés.

2.5.4 Émissions polluantes

Pour les émissions polluantes, leur concentrations volumiques sont connues grâce au FTIR. Il ne reste donc qu'à les exprimer en fonction de la puissance développée ou de la consommation de carburant tel que présenté via l'équation (2.13).

$$ES_i = \frac{X_i * Mm_i * \left(\frac{\dot{m}_{air} * 1000}{\rho} \right) / \left(\frac{RT^{\circ}}{P} \right)}{\dot{m}_{carb}} \quad (2.13)$$

Pour chaque espèce, la concentration est multipliée par la masse molaire de l'espèce, puis par le débit volumique avant d'être divisée par le volume molaire (m^3/mol). Ensuite, il ne reste qu'à diviser le résultat obtenu par la consommation de carburant afin d'obtenir des grammes de polluant par kilogramme de carburant brûlé. Pour les oxydes d'azote, c'est une addition des concentrations de NO et NO₂ qui est utilisée dans les calculs. Cette équation peut donc être utilisée pour tous les polluants gazeux à l'exception des hydrocarbures imbrûlés. Comme ceux-ci sont présents sous forme de méthane et que toutes les autres espèces sont mises sur la base du propane une petite modification à l'équation précédente doit être faite afin de transformer les émissions de propane en équivalent méthane :

$$ES_{HC} = \frac{(X_{CH_4} * Mm_{CH_4} + 3 * X_{C_3H_8} * Mm_C) * \left(\frac{MAF * 1000}{\rho}\right) / \left(\frac{RT^\circ}{P}\right)}{\dot{m}_{carb}} \quad (2.14)$$

Les sources d'erreur peuvent donc provenir de la mesure du débit d'air et de la sonde lambda utilisée pour calculer le débit de carburant. La précision du FTIR n'a pas pu être trouvée. Par contre, une étude sur les mesures prises a été réalisée. Une analyse de l'intervalle de confiance à 95 % avec la loi de *Student*, présentée à l'équation (2.15) (Hines et al., 2012), a été faite pour chaque polluant.

$$P\left(\bar{X} - t_{\alpha/2;n-1} * \frac{S}{\sqrt{n}} \leq \mu_{moy} \leq \bar{X} + t_{\alpha/2;n-1} * \frac{S}{\sqrt{n}}\right) = 1 - \alpha \quad (2.15)$$

Dans cette équation, la variable $\bar{X}$ représente la moyenne des essais; le terme $t_{\alpha/2;n-1}$ peut être trouvé dans une table de la loi de *Student* selon le nombre d'essais n et la probabilité choisie ($1 - \alpha$) soit 95 % dans le cas présent. Finalement, la variable S correspond à l'écart-type de l'échantillon. Les résultats obtenus pour les différents polluants sont présentés au Tableau 2.6.

Tableau 2.6 Intervalle de confiance de 95 % sur la moyenne pour les concentrations de polluants

Polluant gazeux	CO	NO _x	HCHO	HC
Intervalle de confiance à 95 %	0,18 %	0,34 %	2,02 %	2,16 %

2.5.5 Émission de particules

En ce qui concerne les émissions de particules, aucun traitement des données n'est nécessaire : le logiciel du SMPS donne directement la distribution et effectue quelques calculs permettant de connaître la concentration totale de particules de chaque échantillon ainsi que le diamètre moyen de ces particules. Par contre, il ne faut pas oublier que l'échantillon est dilué selon un ratio de dilution de 10:1 tel que mentionné précédemment.

Utilisé seul, le SMPS a une précision de ± 12 % (TSI, 2007). Par contre, on trouve dans la littérature que bien que le SMPS soit dans les systèmes les plus précis pour mesurer la concentration de particules, des erreurs de plus de 20 % sont parfois notées avec cet appareil (Giechaskiel et al., 2014). En plus de la précision du SMPS, la dilution en amont de l'analyseur vient augmenter l'erreur sur la mesure. En effet, comme le taux de dilution doit être ajusté manuellement et qu'il est très sensible, une variation jusqu'à ± 5 % a été acceptée. De plus, comme c'est la concentration de CO₂ présente dans l'échantillon qui était utilisée afin d'ajuster ce taux de dilution, l'erreur sur cette mesure (0,60 %) doit elle aussi être considérée. En utilisant l'équation de la propagation des erreurs de Lee (2008) et en l'adaptant à cette situation, on peut combiner les sources d'erreur et obtenir une erreur globale de 21 %. C'est cette erreur de 21 %, beaucoup plus réaliste, qui sera utilisée dans l'analyse des données.

$$E_{Globale} = \sqrt{Erreurs_{SMPS}^2 + Erreur_{Dilution}^2 + Erreur_{CO_2}^2} \quad (2.16)$$

Par contre, ce calcul reste très approximatif compte tenu du fait que le système de dilution peut faire augmenter l'erreur de façon plus importante comme il augmente la condensation et la nucléation des particules (Desantes et al., 2011).

2.6 Conclusion

Ce chapitre a permis d'effectuer une présentation détaillée du montage ainsi que des appareils de mesure utilisés. La démarche expérimentale utilisée ainsi que les calculs effectués pour le traitement des données ont ensuite été présentés et expliqués. Le prochain chapitre se concentrera donc sur les résultats des essais, plus particulièrement sur les performances moteur.

CHAPITRE 3

PERFORMANCES MOTEUR

Ce premier chapitre présentant les résultats s'attardera aux performances du moteur. Ainsi, la stabilité du moteur, la consommation de carburant et l'évolution de la combustion seront analysées pour tous les essais et donc pour tous les mélanges de carburants testés. Ceci permettra de répondre au premier sous-objectif et partiellement au troisième sous-objectif de ce mémoire.

3.1 Stabilité du moteur

Tel que mentionné précédemment, le coefficient de variation de la pression moyenne effective est très régulièrement utilisé afin d'évaluer la stabilité d'un moteur. Si le CV est élevé alors les cycles moteurs varient beaucoup de l'un à l'autre et donc le moteur est instable. Des problèmes de conduites peuvent être notés à partir d'un CV de 10 % (Heywood, 1988). La Figure 3.1 présente le coefficient de variation de la pression moyenne effective obtenu pour chaque mélange de carburant à partir de 300 cycles moteur. Il est noté que la concentration massique d'oxygène contenu dans le mélange de carburant (oxygéné et essence) est utilisée plutôt que la fraction volumique de carburant oxygéné dans l'essence afin de mieux isoler de futures tendances en lien avec la concentration d'oxygène. Les barres d'erreur présentées pour l'essence (0 % d'oxygène) représentent l'écart-type pour les divers essais, ce dernier étant de 0,1 %. Globalement le moteur demeure très stable pour tous les mélanges testés avec un CV variant entre 1,7 % et 2,6 %.

Une très légère diminution du CV peut être observée lors d'ajout d'éthanol, mais toujours à l'intérieur de l'erreur possible sur la mesure. Le coefficient de variation reste donc presque inchangé peu importe la proportion d'éthanol contenue dans l'essence (10 %, 20 % ou 40 %). Des résultats très similaires ont été obtenus par Fournier (2015) qui rapporte que la concentration d'éthanol dans l'essence ne fait pas varier le CV, alors que la richesse, elle,

influence la stabilité du moteur. Wallner, Miers et McConnell (2009) rapportent également qu'à 2000 RPM avec un couple de 45 Nm, le CV n'est pas modifié avec l'ajout d'éthanol, bien qu'il puisse l'être pour d'autres conditions. Les mêmes observations peuvent être faites pour le propanoate de méthyle pour lequel presque aucun changement sur la stabilité du moteur n'étant constaté.

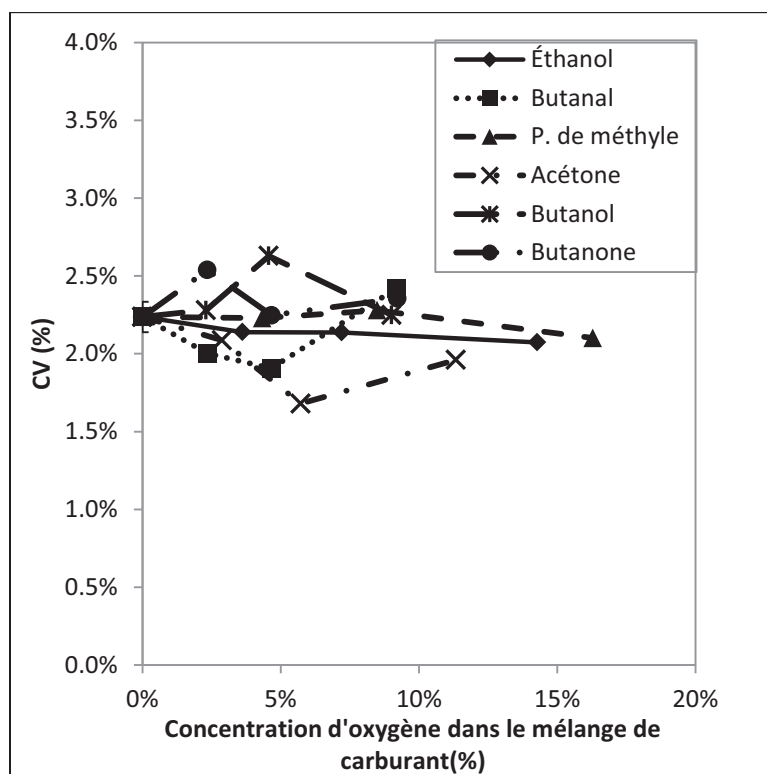


Figure 3.1 Coefficient de variation de la PMEI
pour les différents mélanges

De son côté, l'acétone est le carburant testé qui permet la plus grande amélioration de la stabilité du moteur. À une concentration de 20 %, on note une diminution du coefficient de variation de 0,5 %. Une diminution du CV a également été remarquée par Meng et al. (2016) lors d'ajout d'un mélange d'éthanol et d'acétone à l'essence dans un moteur à injection indirecte. En ce qui concerne les autres carburants testés, une faible variation à la hausse ou à la baisse peut être remarquée à faible concentration, mais à une concentration de 40 %, le CV

est très près de celui de l'essence. Pour presque tous les carburants, le plus grand changement du coefficient de variation a lieu à une concentration de 20 %.

3.2 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant a été calculée pour tous les mélanges. Encore une fois, l'écart-type est présenté seulement pour l'essence et il est de 4 [g/kWh]. Comme les carburants oxygénés testés ont tous un pouvoir calorifique inférieur à celui de l'essence, la consommation devrait augmenter avec la concentration dudit carburant dans l'essence, et ce, pour tous les carburants étudiés, tel que rapporté dans (Di Iorio et al., 2015; Thangavelu, Ahmed et Ani, 2016). En observant la Figure 3.2 cette tendance est clairement observée. Pour certains carburants, une légère diminution de la consommation peut être notée à une concentration de 10 %, mais elle se retrouve toujours à l'intérieur de l'erreur expérimentale. Pour une concentration volumique de 20 % et 40 %, la consommation est augmentée pour tous les carburants sans contredit. L'acétone, le propanoate de méthyle et l'éthanol sont les trois substances testées possédant les plus faibles PCI. Pour une concentration de 40 % dans l'essence, elles sont les trois substances qui augmentent le plus la consommation spécifique. Le lien étroit entre le PCI et la consommation peut ainsi être confirmé.

L'éthanol étant l'un des carburants alternatifs les plus étudiés, plusieurs comparaisons peuvent être faites avec d'autres études. On note dans ce cas-ci une augmentation de la consommation de 3,9 % pour l'E10 par rapport à l'essence, ce qui se rapproche de l'augmentation de 4 % trouvée par Cataluna et al. (2008), de l'augmentation de 4,2 % rapportée par Wallner, Miers et McConnell (2009) et de l'augmentation de 5,5 % remarquée par Ozsezen et Canakci (2011). Pour l'E40, une augmentation de près de 21 % a été notée dans la présente recherche alors que Yücesu et al. (2006) ont calculé une augmentation de 15 % pour le même mélange utilisé dans un montage expérimental d'un seul cylindre. Fournier (2015), qui a réalisé des essais sur le même moteur que celui utilisé dans ce mémoire, a trouvé des augmentations de consommation spécifique plus élevées; c'est-à-dire plus de 10 % pour l'E10 et près de 30 % pour l'E40.

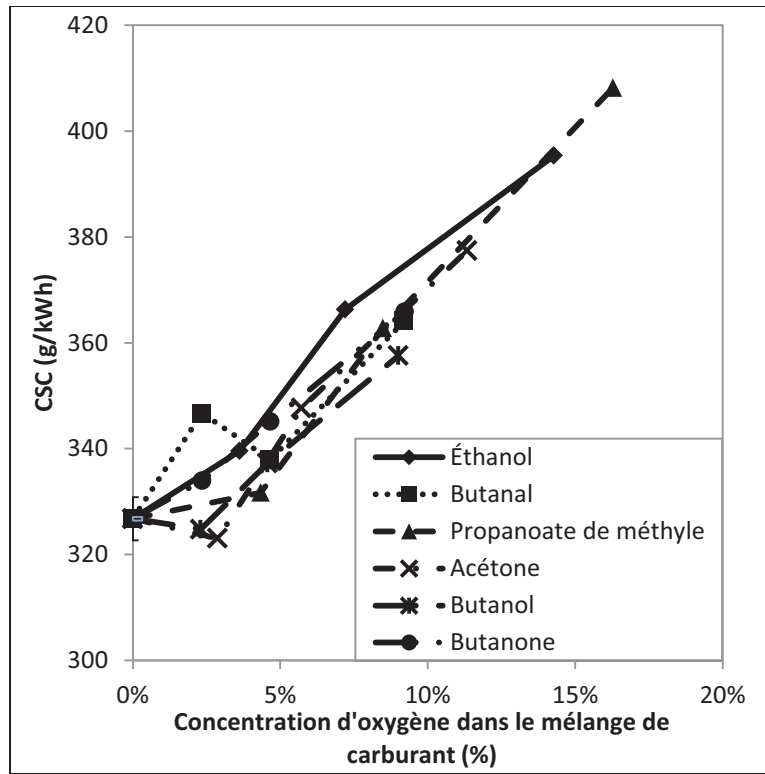


Figure 3.2 Consommation spécifique pour les différents mélanges

Pour ce qui est du butanol, une augmentation de la CSC par rapport à l'essence de 3,2 % a été calculée avec le B20 et une augmentation de 9,4 % pour le B40. Une étude menée sur l'utilisation du butanol dans un moteur à allumage commandé à injection indirecte présente des résultats très similaires soit une augmentation de 1,8 % de la CSC pour le B20 et de 9,4 % pour le B40 (Dernotte et al., 2010). Toutefois, Fournier (2015) a obtenu des augmentations de consommation plus importantes pour le butanol avec un accroissement de près de 10 % pour le B20 et d'environ 18 % pour l'B40. L'observation la plus notable sur la Figure 3.2 concerne l'augmentation presque linéaire de la consommation avec la concentration d'oxygène contenu dans le mélange de carburant. La pente moyenne observée est d'environ 4,9 [g/kWh]/[%O], ce qui est légèrement inférieur à ce qu'avait obtenu Fournier (2015) lors d'essais avec l'éthanol, le butanol et l'ABE (un mélange d'acétone, de butanol et d'éthanol dans les proportions de 3:6:1 respectivement). Ce dernier a trouvé une pente moyenne de 6,8 [g/kWh]/[%O] en injection homogène et de 5 [g/kWh]/[%O] en injection stratifiée.

3.3 Évolution de la combustion

Tel qu'évoqué à la section 2.7, la combustion sera principalement analysée en fonction de la fraction massique brûlée afin de quantifier la durée du développement de la flamme et donc l'initiation de la combustion (FMB0-10) et la durée de la combustion turbulente développée (FMB10-90). Ces durées sont exprimées en degrés vilebrequin ($^{\circ}\text{CA}$) où le zéro correspond à l'avance à l'allumage. La courbe typique de la fraction massique brûlée est présentée au niveau de la Figure 3.3 avec le cas de l'essence pur. Le premier 10 % (0,1) de fraction massique brûlée est atteint après environ 17 $^{\circ}\text{CA}$ et le 90 % de la FMB (0,9) après environ 41,5 $^{\circ}\text{CA}$. Ainsi, le délai d'initiation est estimé à 17 $^{\circ}\text{CA}$ et la durée de combustion turbulente à 24,5 $^{\circ}\text{CA}$.

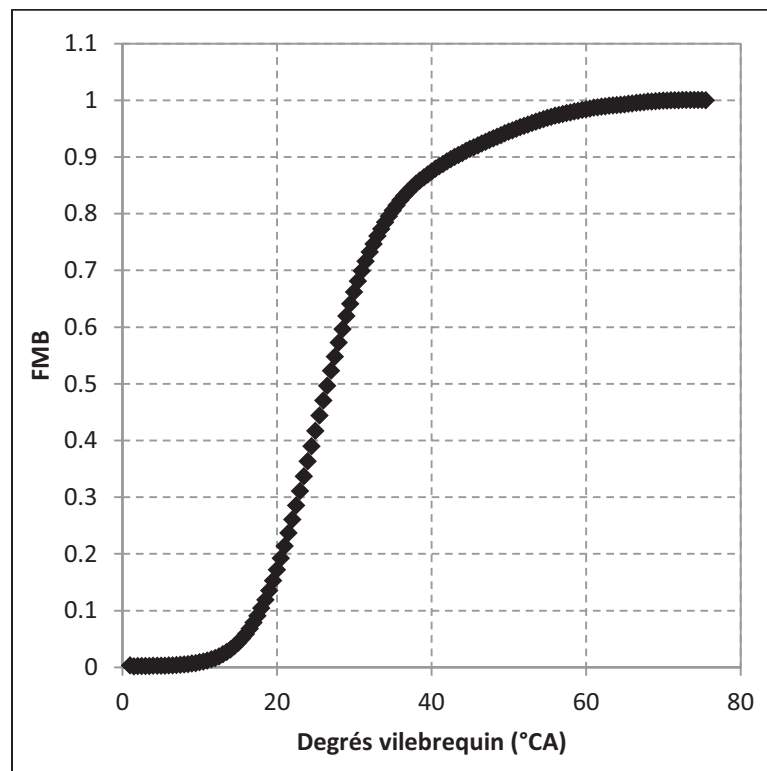


Figure 3.3 Fraction massique brûlée
pour l'essence

Sur la Figure 3.4 de légères variations peuvent être remarquées en ce qui concerne le développement de la flamme en fonction du carburant utilisé. Sur ce graphique, l'intervalle de confiance à 95 % sur la moyenne est représenté pour l'essence et est égal à 0,15 °.

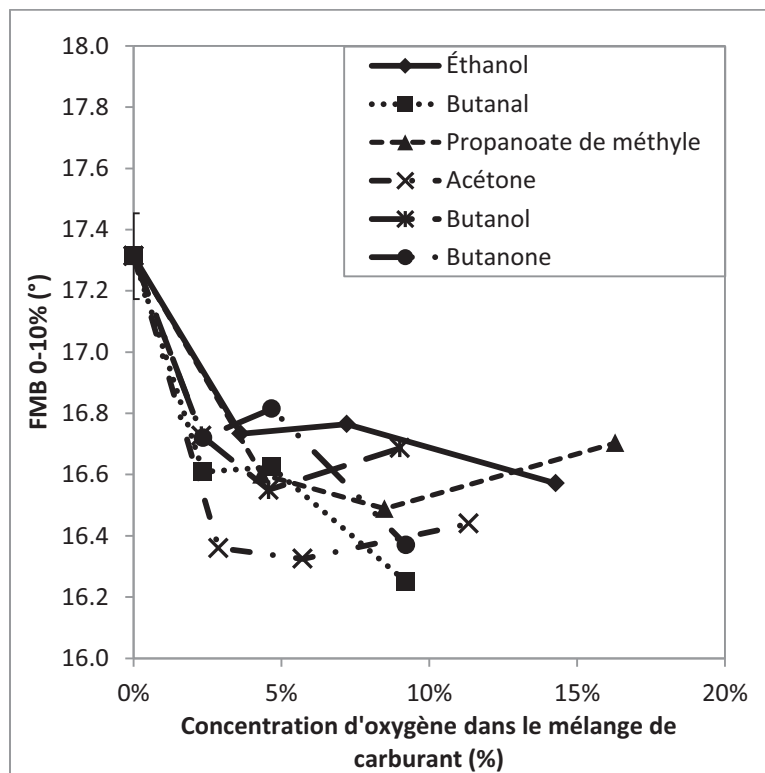


Figure 3.4 Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges

Pour tous les carburants testés, dès la plus faible concentration, soit 10 %, la durée du développement de la flamme est légèrement diminuée. L'acétone est la substance testée ayant le plus grand effet. Elle fait diminuer la durée FMB0-10 de près de un degré vilebrequin à une concentration de seulement 10 %. Davidson et al. (2010) ont étudié la vitesse d'inflammation de multiples carburants oxygénés et ont remarqué que le temps d'allumage diminue lorsque le nombre d'atomes de carbone du carburant étudié augmente. Or, comme la variation d'atomes de carbone dans les carburants testés dans ce mémoire est très faible (2, 3 ou 4 atomes pour tous les carburants) et que la concentration d'oxygénés dans les mélanges ne dépasse pas 40 %, cette relation est difficile à vérifier. Toutefois, de façon générale l'ajout de carburants oxygénés réduit le délai d'inflammation.

Mathieu et al. (2012) ont démontré que l'addition d'éthanol à l'essence diminue le délai d'inflammation du mélange, mais pas de façon proportionnelle. Dans leur cas, c'est à une concentration de 20 % qu'ils ont remarqué une plus grande diminution du délai. L'étude d'Al-Baghdadi (2008) montre également une réduction de ce délai d'inflammation et une augmentation de la vitesse de propagation du front de flamme. Ainsi, si le carburant s'enflamme plus rapidement, assurément la FMB0-10 sera plus courte. De leur côté, Serras-Pereira, Aleiferis et Richardson (2013) ont trouvé une durée d'initiation de la combustion plus courte pour l'éthanol et le butanol comparativement à l'essence ce qui concorde avec les résultats présentés sur la Figure 3.4. Pour le butanol, une diminution de la durée FMB0-10 peut être remarquée pour toutes les concentrations testées bien que B40 démontre une légère augmentation par rapport au B20. Dernet et al. (2010) ont aussi noté une diminution notable de la durée d'initiation de la combustion pour les mélanges B20 et B40. En ce qui a trait à la butanone, Hoppe et al. (2016) ont rapporté que son délai d'inflammation est plus élevé que celui de l'éthanol mais peu de variations entre les deux carburants ont été notées dans nos résultats.

Une fois la combustion bien initiée, une combustion turbulente développée s'installe dans le moteur. La Figure 3.5 présente donc, quant à elle, cette combustion développée, ayant lieu entre 10 et 90 % de la FMB.

Tout d'abord, pour tous les carburants à 10 % de concentration une augmentation de la FMB10-90 peut être notée. L'acétone qui comportait la FMB0-10 la plus courte montre une combustion développée légèrement plus élevée que les autres carburants. La butanone semble suivre la même tendance que l'acétone (i.e. une augmentation de la FMB10-90 lorsque la concentration est augmentée). Cette disposition semble cependant propre aux cétones puisque tous les autres carburants ont plutôt montré une diminution de la durée de la combustion développée pour les mélanges à 20 % et 40 % par rapport à celui à 10 %. En effet, bien qu'une augmentation de la FMB10-90 par rapport à l'essence puisse être remarquée pour Ba10, E10, MP10 et B10, les autres concentrations de ces mêmes carburants montrent une hausse moins marquée par rapport à l'essence. Venugopal et Ramesh (2013)

rapportent également de leur côté peu de variations de la FMB10-90 lors d'essais à 60 % massique de butanol dans l'essence.

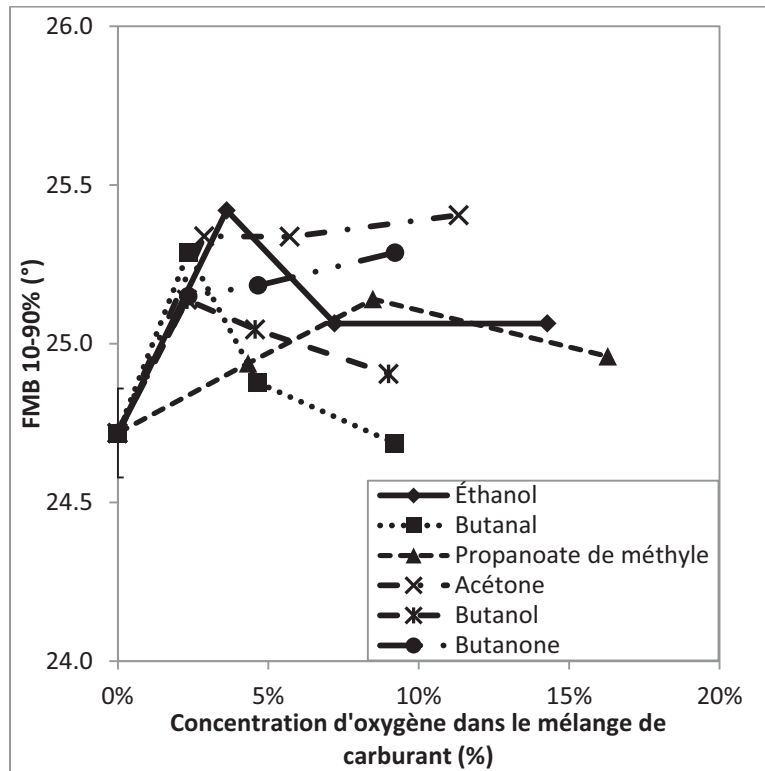


Figure 3.5 Fraction massique brûlée de 10 à 90 % pour les mélanges

Une étude sur la formation du jet de carburant et sur la combustion démontre que lors de l'utilisation d'E85 dans un injecteur multi-trou, les gouttelettes formées sont de 25 à 30 % plus grosse que lorsque de l'essence est utilisée (Aleiferis et al., 2010b). Les auteurs évoquent un degré de cavitation inférieur pour l'éthanol ainsi qu'une pression de vapeur plus faible qui mèneraient à la création de gouttelettes plus grosses à la sortie de l'injecteur sachant que la tension de surface et la viscosité de l'éthanol pourraient également entrer en jeu. Les gouttes plus volumineuses entraînent un temps d'évaporation plus long ce qui peut amener à une combustion avec présence de gouttes et ainsi réduire la vitesse de propagation de la flamme et donc augmenter la durée de la combustion turbulente développée.

Outre, la taille des gouttes, la vitesse de flamme laminaire (S_L) peut également être reliée à la durée de la FMB10-90. Si la vitesse de flamme est plus élevée alors celle-ci se propage plus rapidement et ainsi la combustion est complétée plus rapidement. Tel que présenté dans le Tableau 3.1, l'acétone est la substance ayant la plus faible vitesse de flamme et il s'agit également de la substance ayant la plus longue durée de combustion développée. À l'opposé, le butanal a une vitesse de flamme laminaire plus élevée et il s'agit de la substance ayant la plus courte durée de FMB10-90, ce qui semble confirmer que la vitesse de flamme laminaire est un bon indicateur de la durée de la combustion. La Figure 3.6 présente la FMB10-90 des mélanges à 40 % en fonction de la vitesse de flamme laminaire de l'oxygène pur étudié. La relation entre cet indicateur de combustion et la vitesse de flamme peut ainsi être confirmée.

Tableau 3.1 Vitesses de flamme laminaire

	S_L à 393 K [cm/s]	Référence
Essence	61	(Rockstroh et al., 2014)
Éthanol	63	(Aleiferis et Behringer, 2015)
Butanal	67	(Veloo et al., 2013)
Propionate de méthyle	57	(Wang et al., 2014)
Acétone	54	(Pichon et al., 2009)
Butanol	58	(Aleiferis et Behringer, 2015)
Butanone	58	(Burke et al., 2016)

Toutes les valeurs présentées au Tableau 3.1 ont été ramenées à 393 K en suivant l'équation (3.1), c'est-à-dire par rapport aux valeurs de vitesse de flamme laminaire rapporté dans chaque article ($S_{L,ref}$) et la température à laquelle elles ont été calculées (T_{ref}).

$$S_L(393\text{ K}) = S_{L,ref} \left(\frac{393}{T_{ref}} \right)^2 \quad (3.1)$$

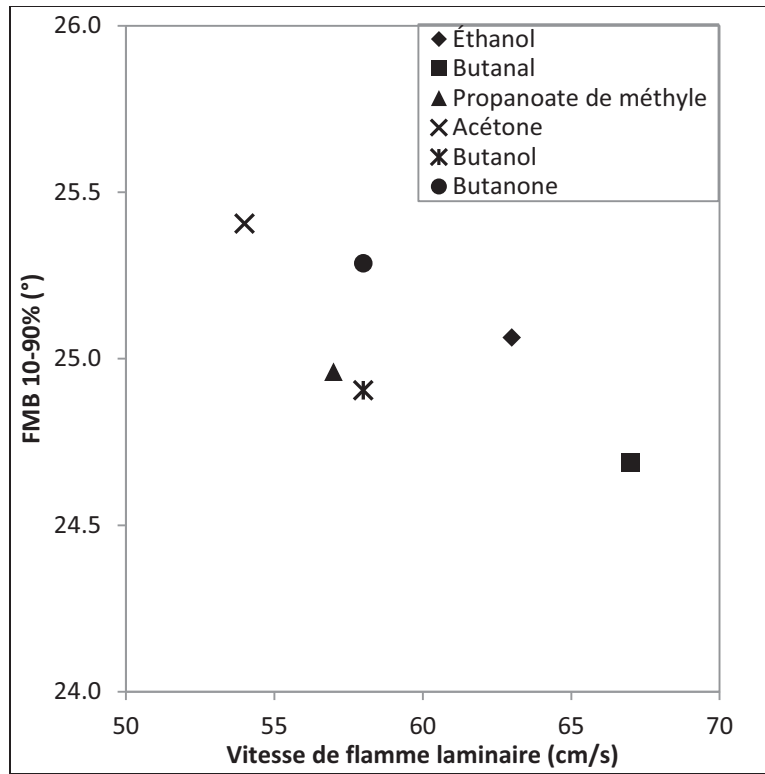


Figure 3.6 FMB10-90 des mélanges à 40 % en fonction de la vitesse de flamme laminaire de l'oxygéné pur

3.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis l'évaluation des performances moteur lors de l'intégration de carburants oxygénés et a ainsi répondu au premier sous-objectif de cette recherche. Le CV, la CSC et les différentes phases de la combustion ont été analysés afin de vérifier l'effet des oxygénés, mais aussi afin de pouvoir associer certaines propriétés des carburants à un indicateur de performance.

Tout d'abord, l'ajout d'oxygénés sur la stabilité du moteur a été testé et même à une concentration de 40 %, ceux-ci semblent avoir un très faible effet sur le CV. Par contre, il a été clair que peu importe le carburant oxygéné testé, la consommation spécifique de carburant est augmentée linéairement avec la concentration massique d'oxygène contenu dans le carburant. Le PCI plus faible des oxygénés par rapport à l'essence est en lien direct

avec cette augmentation de consommation. En ce qui a trait au déroulement de la combustion, de faibles variations ont été notées : au maximum un degré vilebrequin de variation. Le développement de la flamme est plus rapide pour tous les carburants testés dès l'ajout de 10 % volumique d'oxygéné. L'acétone est la substance pour laquelle l'initiation à la combustion est la plus rapide et il s'agit également du carburant possédant la plus faible viscosité et la plus faible température d'ébullition. Ainsi, cette viscosité inférieure jumelée à une faible température d'ébullition mène peut-être à une meilleure atomisation et évaporation du carburant et donc une inflammation plus rapide. Pour ce qui est de la combustion développée, une augmentation de la durée a été remarquée pour tous les carburants testés bien que pour certains, cette tendance s'atténue lorsque leur concentration augmente dans le mélange. Les cétones, c'est-à-dire l'acétone et la butanone, sont les seules substances pour lesquelles la combustion est de plus en plus longue lorsque leur concentration augmente. L'acétone ayant la plus faible vitesse de flamme laminaire est le carburant possédant la plus longue durée de combustion.

Le prochain chapitre sera axé sur les émissions polluantes gazeuses ainsi que les émissions de particules lors d'ajout d'oxygénés à l'essence.

CHAPITRE 4

ÉMISSIONS POLLUANTES

Dans ce chapitre seront présentés les résultats ainsi que l'analyse des émissions de polluants gazeux et particulaires. Ce chapitre permettra donc de répondre aux deuxième et troisième sous-objectifs.

4.1 Polluants gazeux

Dans l'optique de comparer les différents carburants alternatifs testés avec l'essence du point de vue des émissions de polluants gazeux, les émissions de CO, NO_x et HC seront analysées. Les résultats sont ramenés en $[g \text{ de polluant}] / [kg \text{ de carburant}]$ de sorte que les tendances soient plus visibles.

4.1.1 Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est le produit d'une combustion incomplète due à un manque d'air. Ainsi, les émissions de CO sont très dépendantes du ratio air-carburant et parfois moins du carburant utilisé (Fournier, 2015; Wu et al., 2004). Dans le cadre de ce mémoire, la seule richesse testée est à la stœchiométrie. La Figure 4.1 présente les résultats obtenus pour les émissions de CO. L'intervalle de confiance à 95 % de la loi de *Student* est présenté pour l'essence seulement (afin de ne pas surcharger le graphique) et est égale à 22 [g/kg_{carburant}].

L'acétone se démarque des autres carburants par l'augmentation de la production de CO à une concentration aussi faible que 10 % dans l'essence. Pour tous les autres carburants, à 10 %, la variation des émissions de CO est très faible et est comprises à l'intérieur de l'erreur expérimentale. Peu de recherches ont été faites sur des mélanges d'acétone et d'essence uniquement, mais l'étude du mélange ABE (acétone, butanol et éthanol) est un peu plus documentée. Meng et al. (2016) ont noté des augmentations négligeables des émissions de CO pour le mélange EA10 (éthanol et acétone à 10 % dans l'essence) par rapport à l'essence,

mais une augmentation très marquée pour le mélange EA30. Une plus grande production de CO peut aussi être remarquée pour le mélange ABE20 par rapport au mélange BE20 dans l'étude de Fournier, Simon et Seers (2016).

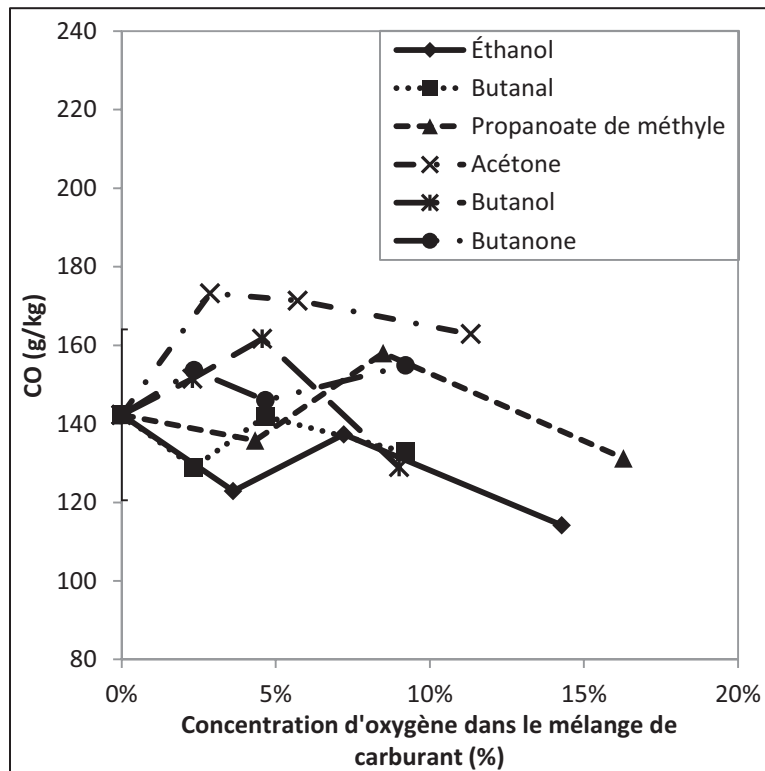


Figure 4.1 Émissions de CO pour les différents mélanges de carburants

En ce qui concerne l'éthanol, une diminution des émissions de CO de près de 20 % peut être notée pour le mélange E40. Une revue de la littérature présentée par Thangavelu, Ahmed et Ani (2016) rapporte que la majorité des essais réalisés avec des mélanges d'éthanol (88,6 % des cas étudiés) mènent à une diminution des émissions de CO. Certains auteurs rapportent d'importantes diminutions, alors que d'autre ont vu des changements minimes : 3 % pour l'E10 avec un système d'injection indirecte (Canakci et al., 2013).

Pour le butanol, une augmentation des émissions de CO a été observée pour le B20 alors qu'une diminution est notée pour le B40, toujours par rapport à l'essence. Une tendance

similaire a été rapportée dans une autre étude à savoir qu'une augmentation du CO émis est observée pour du B24 par rapport à du B16 alors que les émissions pour du B32 redescendent en dessous des valeurs de CO mesurées pour le mélange B16 (Karavalakis et al., 2015). Plusieurs recherches montrent que le butanol tend à augmenter les émissions de CO, et ce, peu importe la concentration de butanol introduite dans l'essence (Dernotte et al., 2010; Fournier, 2015; Wallner, Miers et McConnell, 2009).

Pour la butanone, le butanal et le propanoate de méthyle, il n'existe pas de comparaison en moteur dans la littérature à ma connaissance. Toutefois et sur la base de la Figure 4.1, une légère augmentation des émissions de CO peut être remarquée pour la butanone, une légère diminution pour le butanal alors que le propanoate de méthyle n'illustre pas de tendance. Dans tous les cas, les mesures sont comprises à l'intérieur d'une marge de 8 % par rapport à celles de l'essence. Au final l'acétone et l'éthanol se démarquent concernant les émissions de CO. L'acétone augmente les émissions de CO alors que l'éthanol les abaissent, toujours relativement à l'essence, et ce, pour toutes les concentrations testées.

4.1.2 Oxydes d'azote

Les NO_x , comprennent le NO et le NO_2 , ces derniers étant presque nuls lors des essais. Leur concentration est principalement contrôlée par la température de combustion : plus celle-ci est élevée, plus les émissions de NO_x sont importantes. La Figure 4.2 affiche les résultats obtenus pour les émissions d'oxydes d'azotes et pour lesquelles un écart-type de 2 $[\text{g}/\text{kg}_{\text{carburant}}]$ est calculé pour l'essence. Pour la majorité des carburants testés, une diminution des NO_x est visible dès la concentration de 20 %. De plus, la baisse des émissions de NO_x est linéaire avec l'augmentation de la concentration d'oxygène dans le carburant.

Les émissions de NO_x sont diminuées en augmentant la concentration des carburants testés dans l'essence, et ce, pour tous les carburants ce qui pourrait être expliqué par l'enthalpie de vaporisation élevée des carburants oxygénés. Celle-ci réduit le maximum de température

atteint dans le cylindre et réduit donc probablement du même coup les émissions d'oxydes d'azote (Al-Baghdadi, 2003; Meng et al., 2016).

Pour l'éthanol, une diminution importante des émissions, de près de 24 %, est visible pour le mélange E40. Une variation similaire a été trouvée par Celik (2008) soit une baisse de 19 % des NO_x pour le E50. Certains auteurs rapportent que la concentration de NO_x diminue avec l'augmentation du ratio d'éthanol dans le mélange (Al-Baghdadi, 2008) alors que pour d'autres, les NO_x diminuent de façon plus marquée à faible concentration d'éthanol (10 – 20 %) qu'à plus haute concentration (30 – 40 %) (Chen et al., 2011).

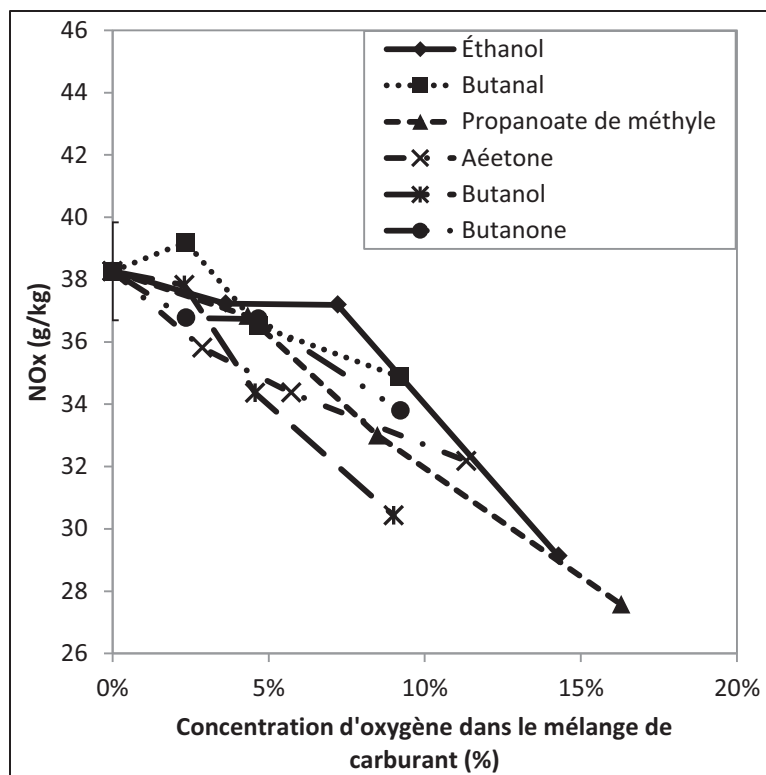


Figure 4.2 Émission de NO_x pour les différents mélanges de carburants

Comme la formation des NO est gouvernée par la température atteinte dans les cylindres lors de la combustion, la température de flamme adiabatique a été calculée pour toutes les

substances pures et le résultat est illustré au sein de la Figure 4.3. Une température de flamme plus élevée correspond habituellement à des émissions de NO_x plus élevées.

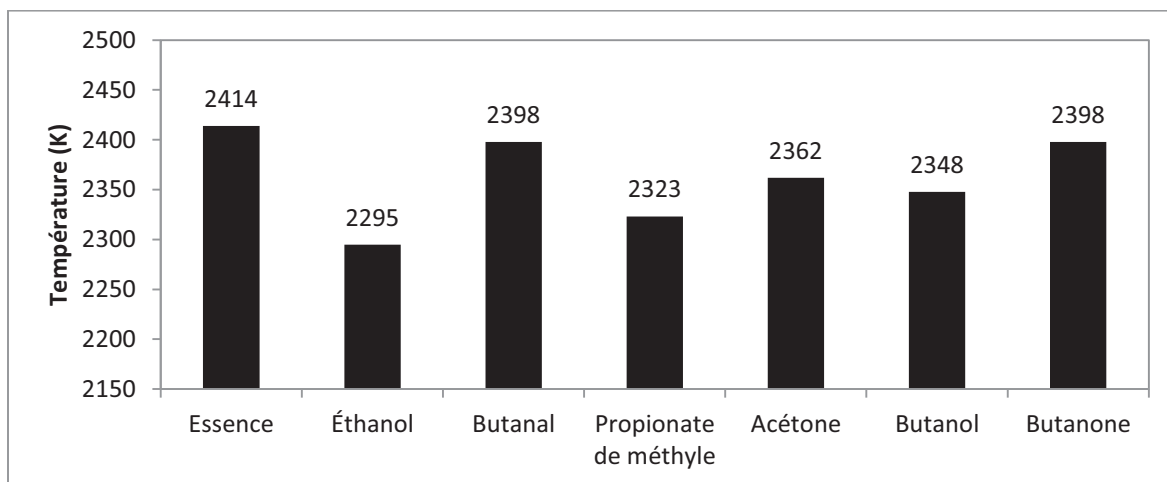


Figure 4.3 Températures de flamme adiabatique

L'essence est la substance produisant le plus d'oxydes d'azote et est également celle avec la température de flamme adiabatique la plus élevée. De plus, le butanol, le propionate de méthyle et l'éthanol sont les substances ayant les plus faibles températures de flamme adiabatique et elles sont également les substances pour lesquelles la production de NO_x est la plus faible, notamment à 40 % de volume dans le mélange. Il est donc possible de conclure que la température de flamme adiabatique est un bon indicateur pour prédire la tendance de la production de NO_x lors d'ajout d'oxygéné à l'essence.

4.1.3 Hydrocarbures imbrûlés

Selon Wallner, Miers et McConnell (2009), les émissions d'hydrocarbures imbrûlés sont principalement le résultats de la configuration du moteur, de la structure du carburant, de la quantité d'oxygène disponible et du temps de résidence. Dans le cadre de cette recherche, le seul paramètre ayant été modifié est la structure du carburant. Tel qu'illustré à la Figure 4.3, en général les émissions d'hydrocarbures imbrûlés ont été en général peu influencées par le carburant utilisé par rapport à l'essence pour lequel l'écart-type est de près de 1 $[\text{g}/\text{kg}_{\text{carburant}}]$.

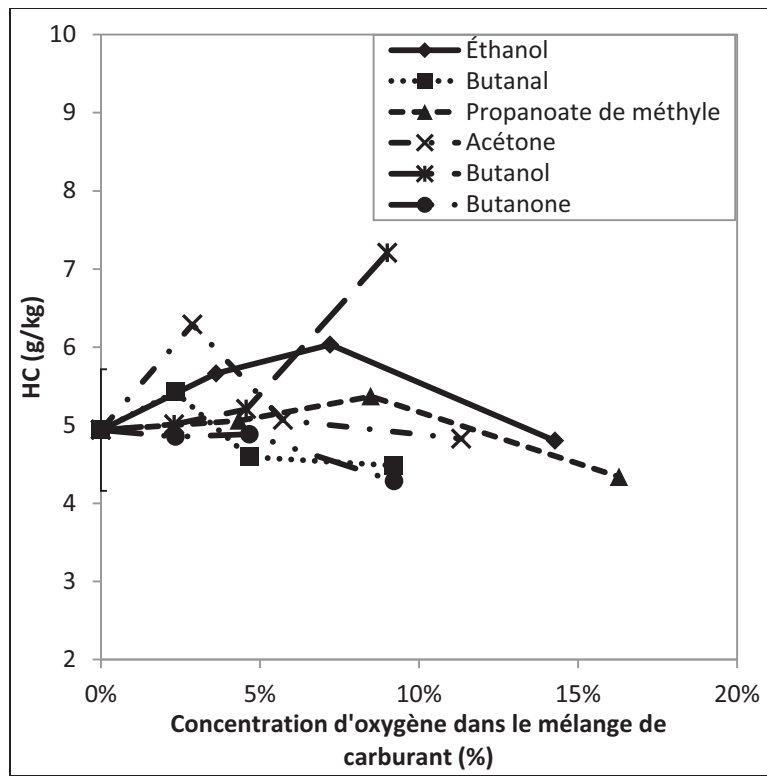


Figure 4.4 Émission d'HC pour les différents mélanges de carburants

Le point qui semble se démarquer est le B40 pour lequel une augmentation des émissions peut être observée. Fournier, Simon et Seers (2016) ont testé les mêmes proportions de butanol et d'essence et ont également remarqué un saut pour les émissions d'HC avec le mélange à 40 % de butanol. Quelques auteurs rapportent une légère augmentation des HC lors de la combustion du mélange butanol/essence, dont Wallner, Miers et McConnell (2009) qui ont fait des essais au même point d'opération (2000 RPM, 45 Nm). Ces derniers ont également noté une augmentation des émissions d'HC pour le butanol alors que pour l'éthanol aucun changement significatif n'a été mesuré de leur côté. Sur la Figure 4.3, une très légère augmentation des HC peut être remarquée pour l'E20, mais cette valeur est proche des émissions mesurées pour l'essence à 100 % ou le mélange E40. Ainsi, peu de variations peuvent être observées au niveau des taux d'hydrocarbures imbrûlés. Plusieurs études, principalement sur l'éthanol, rapportent que l'ajout de carburants oxygénés à l'essence influence peu la production d'HC à la stœchiométrie (He et al., 2003; Venugopal et Ramesh,

2013; Wigg et al., 2011) ou la diminue légèrement (Koç et al., 2009; Schifter et al., 2011) ce qui est confirmé dans les essais de ce mémoire. On observe toutefois que les carburants ayant l'enthalpie de vaporisation la plus élevée (éthanol et butanol) possèdent en général des émissions de HC plus élevées pour les mélanges considérés. Par contre, la structure des oxygénés ne semble pas jouer un rôle prépondérant.

4.2 Particules

Pour ce qui est des particules émises, deux données importantes sont rapportées ici, soit la concentration de particules émises et le diamètre moyen de ces particules. Toutes les données sont rapportées en fonction des données obtenues avec l'essence pure et les barres d'erreur représentent l'intervalle de confiance à 95 % de *Student*. La distribution en nombre de particules pour chaque diamètre est présentée au sein de l'ANNEXE III pour l'essence.

4.2.1 Concentration des particules

Tout d'abord, la Figure 4.4 présente la concentration relative par rapport à l'essence, des émissions de particules en fonction de la concentration d'oxygène dans le mélange de carburant. La courbe de l'acétone se démarque énormément des autres par son augmentation significative des quantités de particules émises. Fournier, Simon et Seers (2016) ont également remarqué une augmentation des émissions de particules lors d'essais avec l'ABE en comparaison avec un mélange d'éthanol, de butanol et d'essence, en particulier à plus hautes concentrations (20 % et 40 %). Pour tous les autres carburants testés, une diminution des émissions de particules a été notée. Selon Lemaire, Lapalme et Seers (2015) la structure moléculaire pourrait jouer un grand rôle dans la production de suies. Les auteurs rapportent que pour un même nombre d'atomes de carbone, la tendance à produire des suies des oxygénés augmente selon l'ordre suivant : esters, aldéhydes, cétones et alcools, ces derniers étant les plus enclins à émettre des particules. Par contre, dans le cas des six carburants étudiés ici, cette relation ne peut pas être confirmée. Pour le cas des molécules à quatre carbones, le propionate de méthyle devrait être la substance produisant le moins de suie (ester), suivie par le butanal (aldéhyde), la butanone (cétone) et finalement le butanol

(alcool). Cependant, les tests réalisés par Lemaire, Lapalme et Seers portaient sur les flammes de laboratoire où moins d'éléments peuvent influencer le déroulement de la combustion. La combustion moteur est beaucoup plus sujette à être perturbée, que ce soit par les variations cycliques ou la température du carburant pour ne nommer que ceux-ci. Néanmoins, la tendance générale, à l'exception de l'acétone, est que l'augmentation de la concentration d'oxygène dans le carburant tend à réduire la concentration des particules émises.

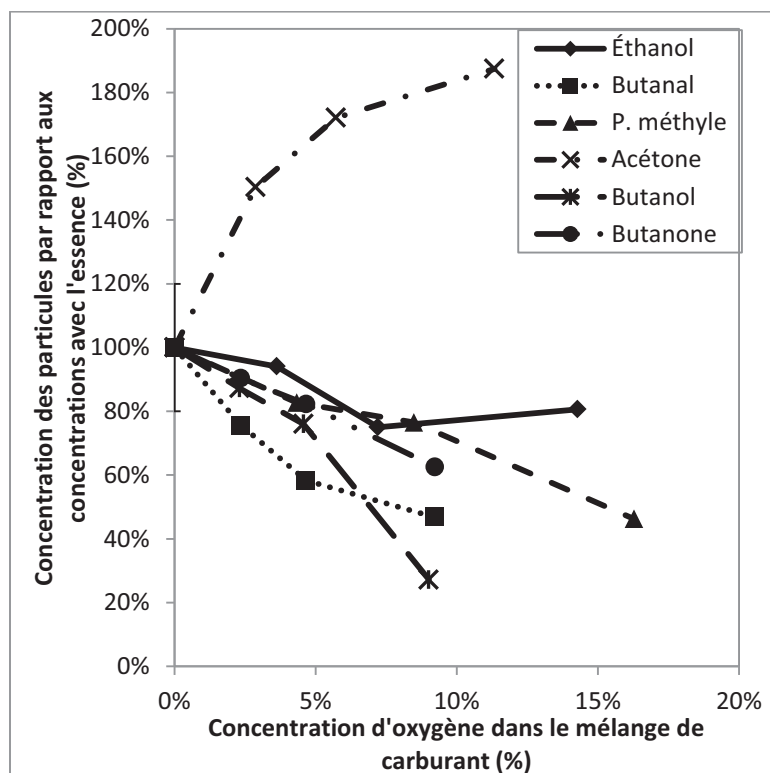


Figure 4.5 Concentration des particules émises pour les différents mélanges de carburants

4.2.2 Présentation des indicateurs de suie

Plusieurs indicateurs, souvent nommés « sooting index », ont été proposés afin de pouvoir mieux identifier la tendance d'un carburant à produire des suies. Une méthode couramment utilisée est celle du « smoke point » (SP) qui est obtenue en mesurant la hauteur maximale

que peut atteindre une flamme avant que des suies n'apparaissent. Ainsi, un plus faible SP correspond à un carburant qui produit plus de suies. Par contre, comme cette technique peut être considérée comme relativement peu précise (McEnally et Pfefferle, 2007), d'autres indices ont été développés. Le « Threshold Sooting Index » (TSI) a été développé par Calcote et Manos (1983) et est basé sur la corrélation suivante (équation (4.1)).

$$TSI = a Mm/SP + b \quad (4.1)$$

Mm représente la masse molaire du composé et les constantes a et b dépendent de l'appareil utilisé afin de déterminer le SP. Ainsi, à l'opposé du SP, un faible TSI représente une faible production de suie. Lorsqu'un mélange de carburant est utilisé, l'équation (4.2) a été proposée afin que le TSI puisse être calculé (Gill et Olson, 1984). Dans cette équation, X_i représente la fraction molaire du composé.

$$TSI_{mélange} = \sum_i X_i TSI_i \quad (4.2)$$

D'autres études réalisées sur le TSI par Pepiot-Desjardins et al. (2008) ont permis de montrer la tendance à réduire les suies des oxygénés lorsqu'ajoutés à l'essence; que ce soit chimiquement (par la présence d'oxygène dans les composés) ou simplement par dilution. Les auteurs ont proposé une méthode basée sur l'utilisation de groupe structuraux qui considère la structure chimique et donc l'ordre d'assemblage des atomes de carbones, hydrogènes et oxygènes et des liaisons (simple, double, etc.) qui les unies afin de déterminer la tendance à produire des suies de différentes molécules. Ainsi 14 groupes structuraux et 24 molécules oxygénées différentes (esters, alcools, éthers, cétones et aldéhydes) ont été testés. La prédisposition à réduire les suies a été étroitement liée à la nature de l'oxygéné et donc à son groupe d'appartenance. Par contre, le TSI n'étant pas conçu à la base pour les oxygénés, Barrientos et al. (2016) ont donc proposé l'« Oxygen Extended Sooting Index » (OESI) afin d'inclure la variation de richesse causée par la présence d'oxygène dans le carburant. La formule de l'OESI présentée à l'équation (4.3) prend en considération le nombre d'atomes de

carbone, d'hydrogène et d'oxygène présents dans la molécule ($C_xH_yO_z$) et a' et b' sont les constantes définies selon l'appareil de mesure utilisé pour trouver le SP. Ainsi, pour les composés non-oxygénés, le TSI et l'OESI sont identiques.

$$OESI = a' \left(\frac{x + y/4 - z/2}{SP} \right) + b' \quad (4.3)$$

Un autre indice de suie a été élaboré par McEnally et Pfefferle (2007) : le « Yield Sooting Index » (YSI). Ce dernier est obtenu en mesurant la fraction volumique maximale de suie ($f_{v,max}$) dans une flamme de diffusion de méthane dopée avec 400 ppm de la molécule à tester. Dans l'équation (4.4), les constantes C et D ont été fixées afin d'obtenir $YSI_{benzene} = 30$ et $YSI_{1,2-dihydronaphthalène} = 100$.

$$YSI = C \times f_{v,max} + D \quad (4.4)$$

Le YSI suit bien les tendances du TSI ce qui indique que le *smoke point* (intégré dans le TSI) et la fraction volumique de suies sont des mesures concordantes. De plus, l'incertitude du YSI est de seulement $\pm 3\%$ ce qui est mieux que le TSI pour lequel le SP est déterminé visuellement. De surcroît, le TSI peut parfaitement être employé pour étudier des composés oxygénés (McEnally et Pfefferle, 2011). Néanmoins, le recours au méthane en guise de combustible support est de nature à faire intervenir des mécanismes chimiques sensiblement différents de ceux rencontrés lors de la combustion de carburants complexes à l'instar de ceux employés dans les applications moteur. Il a de plus été illustré que le choix du carburant de base pouvait induire des effets synergétiques différents lors de l'ajout de composés oxygénés d'où l'intérêt de mettre au point des indicateurs de pouvoir suivant plus spécifiquement adaptés aux mélanges d'alcanes et d'aromatiques rencontrés dans les carburants moteur.

C'est dans cette optique que le « Fuel Equivalent Sooting Index » (FESI) a été développé par Lemaire, Lapalme et Seers (2015) très récemment. Cet indicateur, également basé sur la

mesure de la concentration maximale de suie (pf_v), utilise des flammes sprays turbulents reproduisant mieux les conditions moteur. Le FESI d'un mélange contenant un oxygéné peut être calculé suivant l'équation (4.5) où l'indice k réfère aux composants non-oxygénés du mélange. La constante a est quant à elle dépendante des appareils utilisés.

$$FESI = \frac{a * pf_v - \sum_k X_k TSI_k}{X_{oxygéné}} \quad (4.5)$$

Un autre indice de production de particules a également été développé, mais cette fois-ci plus précisément pour l'utilisation de carburants alternatifs en moteur. Le « Particulate Matter Index » (PMI) de Aikawa, Sakurai et Jetter (2010) se base sur la structure de la molécule et sur ses propriétés afin d'en déduire son potentiel à produire des particules. Pour connaître ce PMI, l'équivalent de liaisons doubles, le « Double Bond Equivalent » (DBE), de la molécule doit d'abord être calculé selon l'équation (4.6) (Barrientos et al., 2016) où C représente le nombre d'atomes de carbone, H le nombre d'atomes d'hydrogène et N le nombre d'atomes d'azote.

$$DBE = \frac{2C + 2 - H + N}{2} \quad (4.6)$$

Une fois le DBE connu, le PMI peut être calculé à l'aide de l'équation (4.7) sachant la pression de vapeur (P_v) de la substance étudiée. Dans l'équation (4.7), Wt représente la fraction massique de la substance ajoutée de sorte que le PMI d'un mélange peut également être calculé.

$$PMI = \sum_{i=1}^n \left(\frac{DBE_i + 1}{P_v(443K)_i} \times Wt_i \right) \quad (4.7)$$

4.2.3 Étude sur les indicateurs de suie

Dans le cadre de ce mémoire, les cinq indicateurs d'émission de suies/particules : le TSI, l'OESI, le YSI, le FESI et le PMI ont été testés et ainsi comparés aux données des essais moteur. Les résultats expérimentaux obtenus avec l'acétone se démarquant énormément des autres, ces derniers n'ont pas été considérés pour l'étude des indicateurs. Contrairement à ce à quoi l'on aurait pu s'attendre, le PMI, bien que conçu pour les émissions en moteur, n'est pas l'indicateur qui se rapproche le plus des données expérimentales. L'indicateur permettant d'obtenir le coefficient de corrélation (R^2) le plus élevé est le FESI avec $R^2 = 0,74$ tel que présenté sur la Figure 4.5.

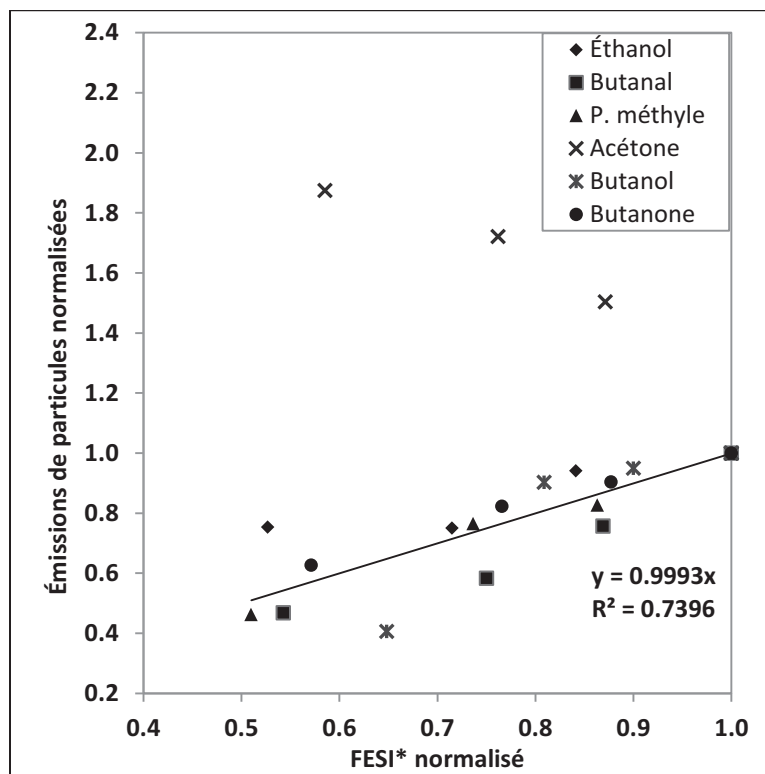


Figure 4.6 Indicateur FESI normalisé

C'est donc le FESI qui a été choisi pour la suite de l'analyse. Dans le but d'améliorer la corrélation entre cet indicateur et les données expérimentales lorsque les données de l'acétone sont incluses, une brève étude de l'influence des propriétés des carburants a été

réalisée. Tel que présenté avec l'OESI par Barrientos et al. (2016), le FESI a été multiplié avec chacune des propriétés du carburant à l'essai. Aucune amélioration n'a cependant été trouvée lorsqu'une seule propriété était considérée avec le FESI et ce en suivant la méthodologie adoptée par Barrientos et al. (2016). Ainsi, quatre formules, (4.8), (4.9), (4.10) et (4.11), unissant diverses propriétés des carburants ainsi que le FESI ont été soumises à un solveur d'optimisation reposant sur l'emploi d'un algorithme génétique (son but étant de réduire l'écart quadratique entre les données expérimentales et les données prédites par l'une des équations ci-dessous). Cette analyse a donc consisté à déterminer les coefficients A, B, C, D, E et F de façon à prédire les données expérimentales tout en permettant d'identifier les propriétés importantes des carburants qui pourraient représenter le processus de formation du mélange air-carburant (par exemple l'atomisation et l'évaporation). Cet algorithme, très semblable à la fonction *fminsearch* du logiciel de calculs MATLAB, est une fonction d'optimisation à plusieurs variables basée sur l'algorithme du Simplexe (MathWorks, 2016). Seul le PCI a été mis au dénominateur puisqu'une diminution du PCI entraîne une augmentation de la consommation et donc une augmentation de la propension à produire des suies. La valeur de chaque paramètre a pour terminer été pondérée par un exposant tel que représenté ci-dessous :

$$\frac{(FESI)^A}{(PCI)^B} * (Cp)^C * (h_v)^D \quad (4.8)$$

$$\frac{(FESI)^A}{(PCI)^B} * (Cp)^C * (h_v)^D * (T_B)^E \quad (4.9)$$

$$\frac{(FESI)^A}{(PCI)^B} * (Cp)^C * (h_v)^D * (T_B)^E * (AF_s)^F \quad (4.10)$$

$$\frac{(FESI)^A}{(PCI)^B} * (Cp * T_B)^C * (h_v)^D * (AF_s)^E \quad (4.11)$$

Les résultats obtenus se sont avérés très révélateurs. Les seules propriétés permettant d'améliorer les prédictions du FESI pris seul sont le PCI ainsi que le Cp. Pour toutes les autres propriétés, un exposant de zéro a été trouvé par l'algorithme. Dans l'équation (4.11) lorsque la température d'ébullition est forcée avec le Cp, l'algorithme indique que la

meilleure solution est $C = 0$ et $D = 0,25$. L'équation présentant le plus faible écart quadratique entre les données mesurées et modélisées est l'équation (4.8).

$$EXP \left(1000 * \left(FESI^{*0,24} * \left(\frac{Cp^{0,38}}{PCI^{0,63}} \right) - cste \right) \right) \quad (4.12)$$

L'équation (4.12) présente donc la formule finale sélectionnée afin de prédire la propension à produire des particules d'une substance en fonction de ses propriétés. La constante $cste$ est déterminée de manière à ce que l'équation soit égale à 1 pour le carburant de référence, soit l'essence dans le cas présent. Ainsi, cette équation permet de situer la production de particules d'un carburant alternatif par rapport à l'essence. La Figure 4.7 présente les résultats de l'équation (représentée par les droites) et les données expérimentales obtenues.

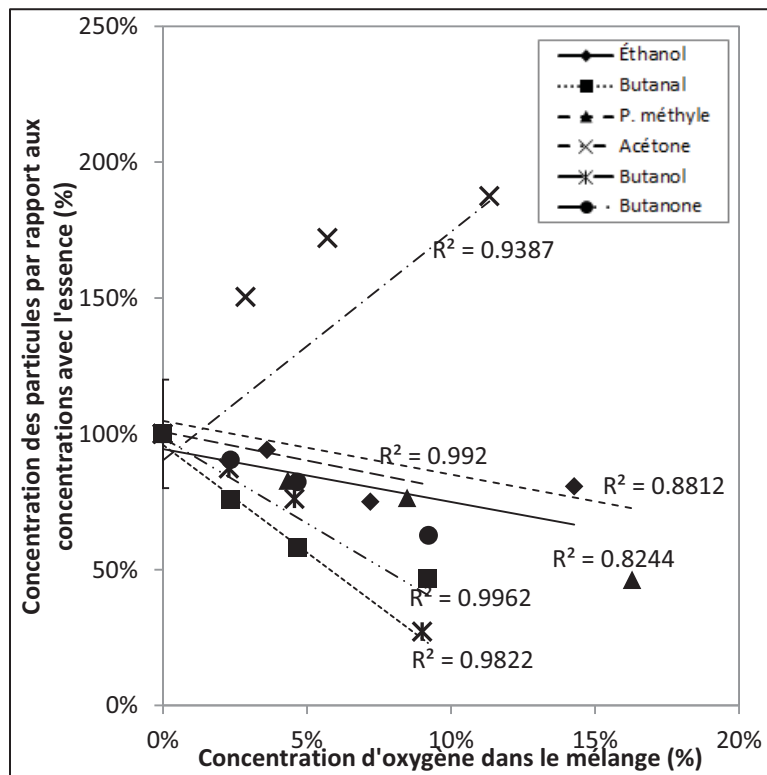


Figure 4.7 Concordance entre l'équation et les données expérimentales

4.2.4 Diamètre des particules

Concernant la taille des particules, un changement peut également être noté lors de l'utilisation d'un carburant alternatif. La Figure 4.7 présente le diamètre moyen des particules par rapport à l'essence (100 %) selon la concentration d'oxygène dans le mélange de carburant. Les barres d'erreur présentes pour l'essence représentent encore une fois l'intervalle de confiance à 95 % de *Student*, la valeur correspondante étant de 8 %.

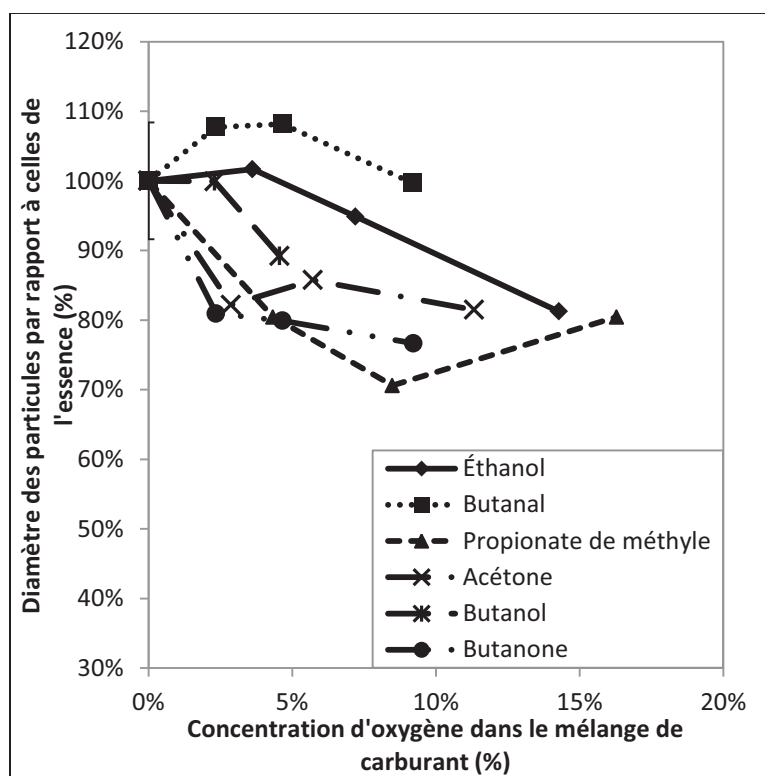


Figure 4.8 Moyenne géométrique du diamètre des particules émises pour les différents mélanges de carburants

Peu de mélanges à 10 % montrent une variation supérieure à l'erreur sur la mesure par rapport à l'essence. Toutefois, en général, le diamètre semble réduit lorsque la concentration d'oxygène dans l'essence augmente sauf pour le butanal pour lequel une légère augmentation du diamètre est observée mais qui reste à l'intérieur de l'écart-type des résultats de l'essence. On notera en l'occurrence qu'une réduction de taille des particules lors de l'adjonction de

quantités croissantes de composés oxygénés a déjà pu être reportée dans la littérature dans le cas de l'éthanol (Lemaire, Therssen et Desgroux, 2010) ou d'esters méthyliques (Lemaire, Bejaoui et Therssen, 2013) ce qui est globalement conforme aux tendances reportées ici.

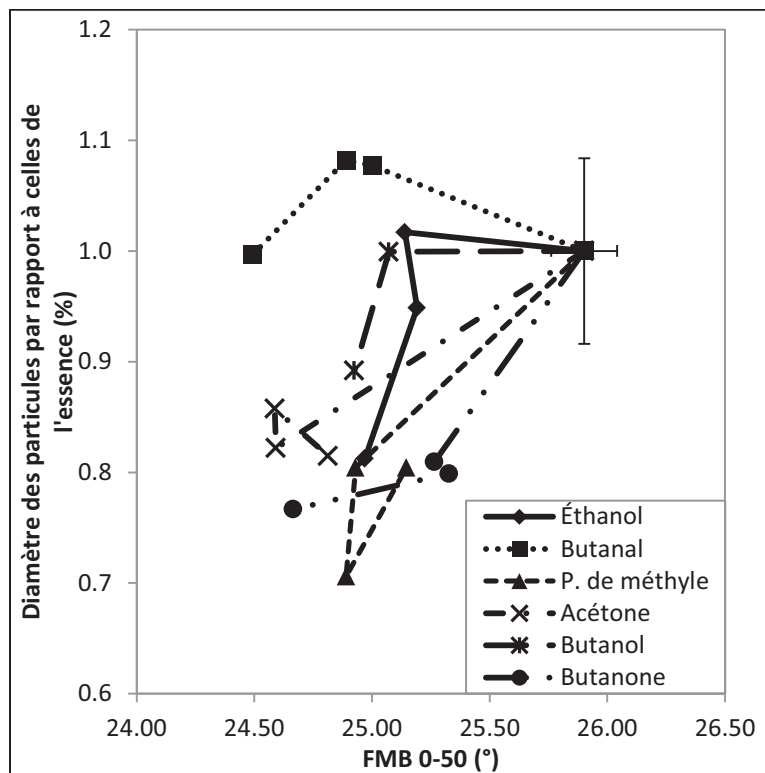


Figure 4.9 Diamètre des particules relativement à l'essence en fonction de la FMB 0-50

Sturgess, Hill et Samuel (2008) ont mis en relation les diamètres géométriques moyens des particules et la vitesse de combustion. Après avoir vérifié plusieurs liens potentiels (CV, FMB0-50, FMB0-90, etc.) ils ont observé une forte corrélation entre la moyenne géométrique des diamètres de particules et la vitesse de combustion. Ainsi, les auteurs rapportent que comme la position du 50 % de FMB peut être utilisée pour refléter la vitesse de combustion ils observent que si le FMB0-50 est retardé, les particules produites sont plus grosses. La Figure 4.8 présente le diamètre des particules (relativement à l'essence) en fonction de la FMB0-50; une diminution du temps jusqu'à ce que 50 % de la combustion soit complétée semble impliquer une diminution de la moyenne géométrique du diamètre des

particules. Or, dans le cadre de ce mémoire, l'avance à l'allumage a été optimisée pour tous les essais, ainsi le diamètre moyen des particules devrait être minimisé pour chaque carburant selon les résultats de Sturgess, Hill et Samuel (2008). Ainsi, les variations de diamètres observées dépendent probablement davantage du processus de formation du mélange air - carburant. En effet, si le mélange n'est pas complètement homogène (présence de zones riches en carburant) ou s'il y a présence de gouttes de carburants lors de la combustion (mauvaise atomisation, évaporation incomplète) des particules plus grosses peuvent être créées. Une étude sur l'atomisation et la formation du mélange sous les conditions moteur serait intéressante afin de vérifier le lien entre les concentrations de particules enregistrées (ainsi que le diamètre moyen de ces particules) et le mélange air – carburant.

4.3 Conclusion

Ce chapitre a permis d'évaluer la production d'émissions polluantes lors de l'ajout de carburants oxygénés à l'essence et a ainsi répondu au deuxième sous-objectif de cette recherche. Les émissions de monoxyde de carbone, d'oxydes d'azote et d'hydrocarbures imbrûlés ont été analysées. Tout d'abord et concernant les émissions de CO, l'acétone est la seule substance qui provoque une augmentation des concentrations de monoxyde de carbone à l'extérieur de l'erreur expérimentale. Pour l'éthanol c'est une diminution des émissions qui a pu être notée alors que les autres oxygénés testés ont eu peu d'effet sur la production de CO. Les oxydes d'azotes ont quant à eux été diminués pour tous les mélanges testés. L'enthalpie de vaporisation élevée des oxygénés pourrait permettre de réduire la température dans le cylindre et donc de réduire les émissions de NO_x selon plusieurs auteurs (Al-Baghdadi, 2003; Meng et al., 2016). Le lien entre la température et les émissions de NO_x a d'ailleurs pu être confirmée en reliant les températures de flamme adiabatique aux émissions mesurées. Finalement, pour les émissions d'hydrocarbures imbrûlés, très peu de variations ont été mesurées. Le butanol est la seule substance qui a semblé augmenter les HC, et ce, seulement à la concentration testée la plus élevée.

Pour ce qui est des particules, une comparaison a d'abord été faite afin de vérifier l'effet des oxygénés sur la concentration des particules émises. L'acétone s'est largement démarquée par sa tendance à augmenter les rejets de particules alors que pour les autres carburants testés, une diminution a été notée avec l'augmentation de leur concentration dans l'essence. Une étude a ensuite été menée sur les différents indicateurs de pouvoir suivant (TSI, OESI, YSI, FESI, PMI) afin de vérifier celui se rapprochant le plus des tendances obtenues expérimentalement, en excluant les données de l'acétone. C'est le FESI qui s'est révélé être le plus représentatif et a donc été l'indicateur sélectionné afin de poursuivre l'étude. Dans l'objectif d'obtenir une corrélation jumelant le FESI aux propriétés physiques des carburants, plusieurs formules ont été soumises à un algorithme d'optimisation afin de faire ressortir une équation permettant de rejoindre le mieux toutes les données expérimentales, incluant les données obtenues avec l'acétone. Au final, il semble que le pouvoir calorifique et la chaleur spécifique à pression constante soient deux propriétés influençant fortement la production de particules. Outre la concentration des particules, le diamètre moyen de celles-ci a également été étudié. Une diminution du diamètre a été remarquée pour tous les carburants à l'exception du butanal, où aucune conclusion nette ne peut être tirée du fait que les valeurs demeurent dans l'intervalle d'incertitudes. Sturgess, Hill et Samuel (2008) ont vérifié l'effet de différents paramètres de combustion sur la grosseur des particules émises et ont découvert que plus l'initiation de la combustion était retardée, plus les particules émises avaient un diamètre élevé. Ainsi, comme dans le cas présent l'avance à l'allumage a été optimisée pour tous les essais, le diamètre moyen des particules devrait être minimisé. Les variations de diamètre observées dépendent donc probablement davantage de la formation du mélange d'air et de carburant.

CONCLUSION

L'injection directe est une technologie prometteuse de plus en plus présente sur le marché de l'automobile. De plus, avec le prix du pétrole qui ne cesse d'augmenter et les réserves en carburants fossiles qui diminuent, l'attrait pour les carburants alternatifs renouvelables s'est rapidement fait sentir. Depuis plusieurs années, les recherches portant sur les biocarburants se sont accentuées et l'un d'eux, l'éthanol, a fait son entrée sur le marché. C'est donc dans l'optique de vérifier l'influence de l'intégration de différents carburants dans l'essence sur les performances moteur et les émissions polluantes que cette recherche a été menée. Six carburants oxygénés (l'éthanol, le butanal, le propionate de méthyle, l'acétone, le butanol et la butanone) ont été testés à des concentrations volumiques de 10 %, 20 % et 40 % dans l'essence en utilisant en guise de support expérimental un moteur à allumage commandé à injection directe. Le coefficient de variation cyclique de la pression moyenne effective indiquée, la consommation spécifique de carburant et la fraction massique brûlée ont été analysés afin de comparer les molécules oxygénées testées à l'essence. En ce qui concerne les émissions polluantes, le monoxyde de carbone, les oxydes d'azote, les hydrocarbures imbrûlés ainsi que les particules ont été analysés.

Pour ce qui est des performances moteur, peu de variations ont été mesurées. Tous les mélanges testés ont permis d'obtenir un CV variant entre 1,7 % et 2,6 % illustrant une bonne stabilité du moteur. L'acétone est le carburant pour lequel l'ajout dans l'essence diminue le plus le CV. La consommation de carburant a été augmentée pour tous les carburants testés, et ce, de façon proportionnelle à la concentration massique d'oxygène dans l'essence. Cette augmentation de la consommation peut être expliquée par le fait que tous les carburants testés ont un PCI inférieur à l'essence. Une tendance linéaire semble présente entre la concentration massique en oxygène dans le mélange de carburant et la CSC. Afin d'analyser l'évolution de la combustion, la fraction massique brûlée de 0 % à 10 % a d'abord été utilisée afin de caractériser l'initiation de la combustion. Pour tous les mélanges testés une diminution du délai d'inflammation a été notée alors que pour la durée de la combustion développée une augmentation a été calculée pour presque tous les carburants. Cette

augmentation de la durée de la combustion peut être expliquée par une vitesse de flamme laminaire plus faible pour les oxygénés testés que dans le cas de l'essence.

Peu de variations ont été mesurées pour les émissions de CO et HC alors qu'une diminution notable des émissions de NO_x a été notée. Cette diminution est principalement due à la température maximale atteinte dans le cylindre qui est plus faible avec les oxygénés qu'avec l'essence ce qui est confirmée par le calcul des températures de flamme adiabatique.

Pour ce qui est des particules, une importante augmentation a été remarquée lors d'ajout d'acétone alors que pour tous les autres carburants testés, c'est une diminution qui est observée. Une étude sur les différents indicateurs de pouvoir suitant (TSI, OESI, YSI, FESI, PMI) a révélé que le FESI était celui qui prédisait le mieux les données expérimentales (excluant l'acétone). Un algorithme d'optimisation a ensuite été utilisé afin de combiner les propriétés des carburants au FESI afin de trouver une corrélation permettant de prédire les émissions de particules en tenant compte des propriétés importantes du carburant responsable de la formation du mélange (cette fois-ci en incluant les résultats de l'acétone). Le PCI et le C_p sont apparus comme deux propriétés influençant directement la production de particules. Finalement, en optimisant l'avance à l'allumage le diamètre des particules devrait être minimisé selon Sturgess, Hill et Samuel (2008), ainsi les variations de diamètre enregistrées proviennent probablement de la formation du mélange de combustible et d'air.

Ainsi, bien qu'ils augmentent la consommation, les oxygénés ont un effet positif sur la production de NO_x et de particules (à l'exception de l'acétone) et modifient peu la combustion en moteur à faible concentration dans l'essence.

RECOMMANDATIONS

À la lumière des résultats obtenus et des difficultés rencontrées, quelques recommandations peuvent être formulées afin d'améliorer le montage expérimental, mais aussi d'approfondir la recherche et de vérifier les tendances obtenues.

En ce qui concerne le banc d'essais, deux améliorations simples pourraient grandement augmenter la fiabilité des résultats. Tout d'abord, il serait intéressant de connaître la quantité exacte de carburant injectée sans avoir à la déduire d'un calcul pour un maximum de précision. Ainsi, un débitmètre pourrait être utilisé ou bien un système de balance permettant de connaître le poids du carburant injecté. De plus, il serait intéressant de réguler la température du carburant pour s'assurer que celle-ci n'influence pas l'atomisation, et donc la combustion.

En ce qui concerne le projet de recherche en général, il serait intéressant tout d'abord de refaire les mêmes essais avec une plus grande gamme de carburants oxygénés. Les tendances des grandes catégories telles que les alcools, les cétones, les aldéhydes et les esters sur un seul point d'opération pourrait d'abord être vérifiées, puis différents points d'opération pourraient ensuite être testés afin de vérifier si les tendances sont toujours les mêmes. Dans la même optique, il serait pertinent de tester des concentrations plus élevées, par exemple 60 %, 80 % et 100 % si possible. De cette façon, des tendances plus claires pourraient probablement être tirées et des meilleurs liens entre les propriétés des carburants et leur combustion en moteur pourraient être mis en lumière. Le mode d'injection stratifié étant de plus en plus utilisé vu ses avantages, notamment en économie d'énergie, son effet pourrait être vérifié lorsque des carburants oxygénés sont employés.

Dans l'optique de mieux comprendre et visualiser l'atomisation des différents carburants, une enceinte vitrée aux conditions contrôlées permettant l'injection pourrait être utilisée, jumelée à une caméra haute vitesse afin de caractériser les jets de carburant. Cette technique, utilisée dans plusieurs publications permet notamment de comparer la pénétration du jet, sa dispersion

et son atomisation et donc de mieux interpréter les résultats des performances moteur et des émissions polluantes.

ANNEXE I

BRANCHEMENTS ÉLECTRIQUES

Cette première annexe présente les branchements électriques des modules utilisés avec le *CompactRIO* : l'AD Combo (Figure A I-1), le LowSide (Figure A I-2), l'ESTTL (Figure A I-3) et les DI (Figure A I-4 et Figure A I-5).

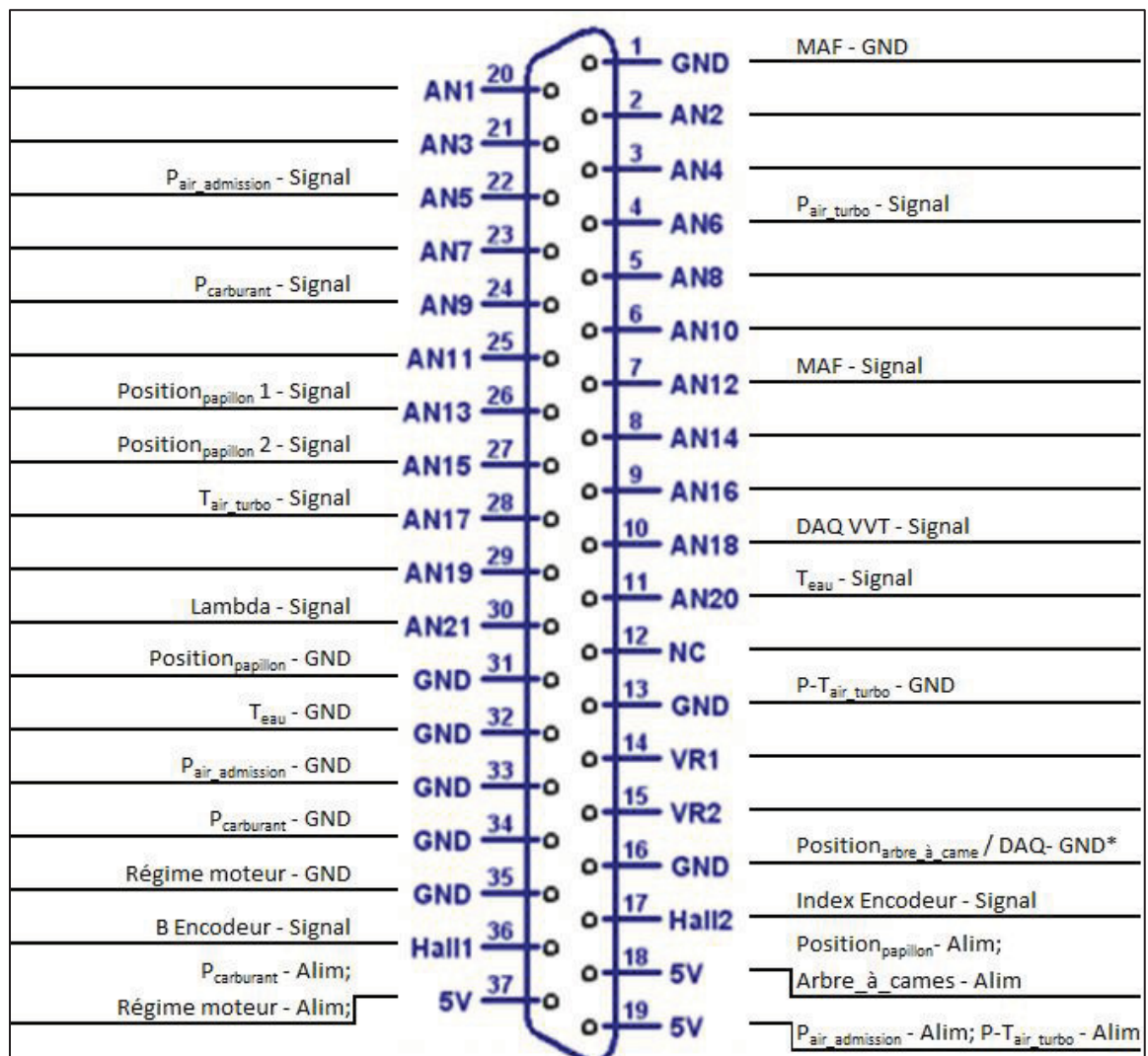


Figure A I-1 Branchements pour le module AD Combo

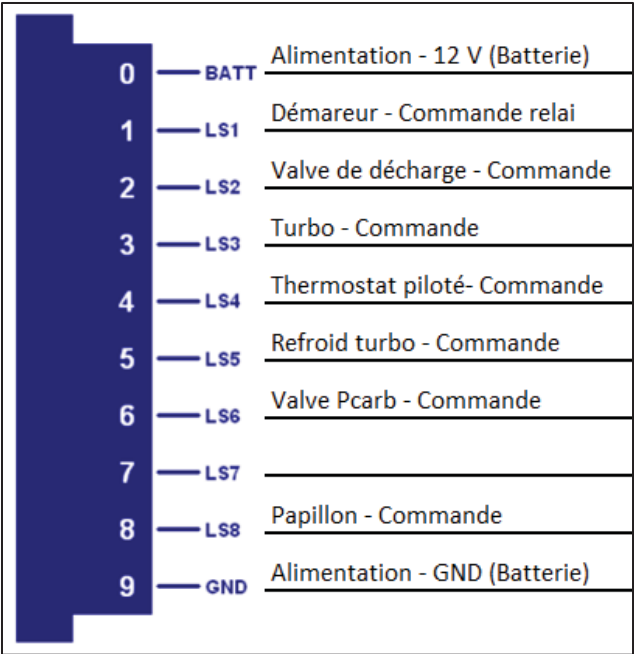


Figure A I-2 Branchements pour le module LowSide

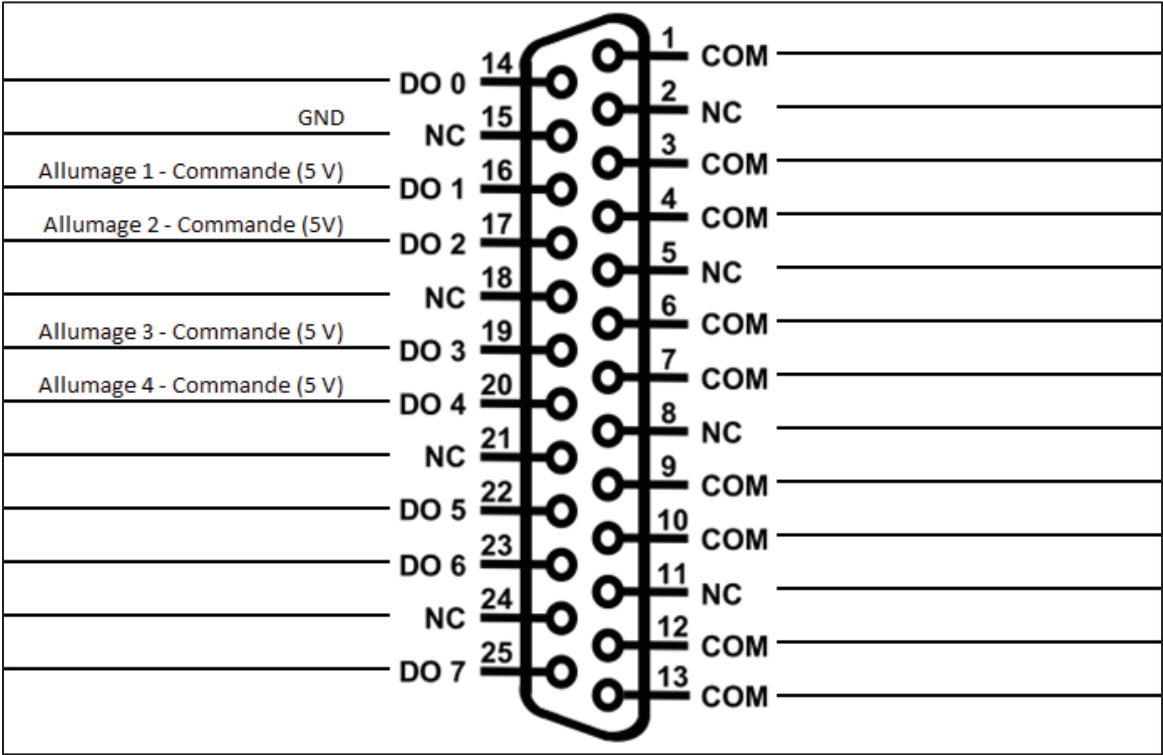


Figure A I-3 Branchements pour le module ESTTL

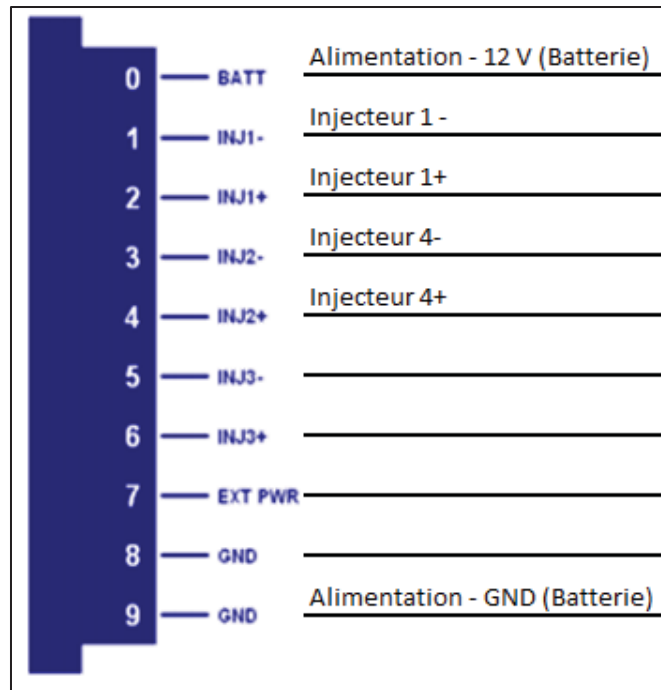


Figure A I-4 Branchements pour le premier module DI

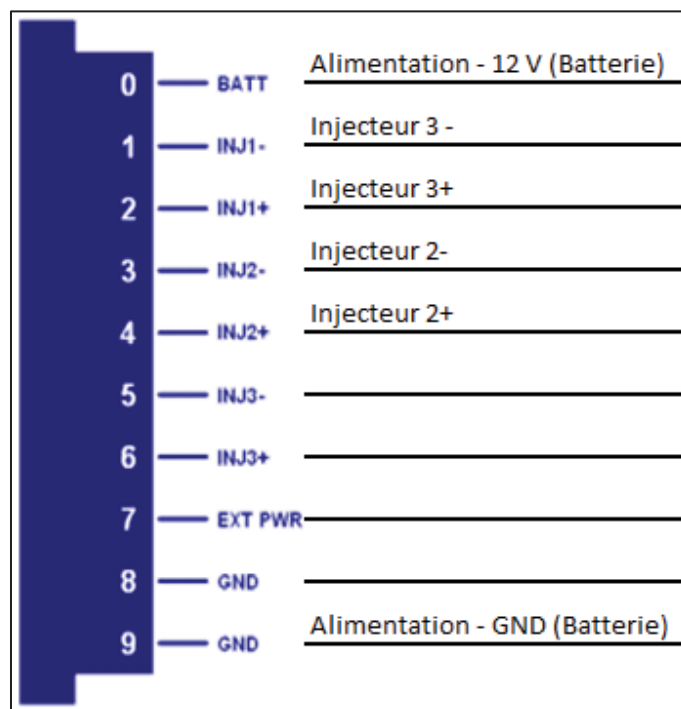


Figure A I-5 Branchements pour le deuxième module DI

ANNEXE II

STRUCTURE MOLÉCULAIRE DES CARBURANTS

La structure moléculaire de chacun des six carburants alternatifs testés est présentée dans le tableau suivant.

Tableau A II-1 Structure moléculaire des carburants

Éthanol	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{O}-\text{H} \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array} $
Butanal	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{O} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} $
Propionate de méthyle	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \quad \text{O} \quad \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{O}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \quad \quad \\ \text{H} \quad \quad \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} $
Acétone	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \text{O} \quad \text{H} \\ \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \\ \text{H} \quad \quad \text{H} \end{array} $
Butanol	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{O}-\text{H} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} $
Butanone	$ \begin{array}{c} \text{H} \quad \text{O} \quad \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{H} \\ \quad \quad \quad \\ \text{H} \quad \quad \text{H} \quad \text{H} \end{array} $

ANNEXE III

DISTRIBUTION DES PARTICULES

La distribution du nombre de particules pour l'essence sur la plage de diamètres étudiée est présentée à la Figure A III-1 pour l'essence. Ainsi le nombre de particules comptées pour chaque diamètre est représenté.

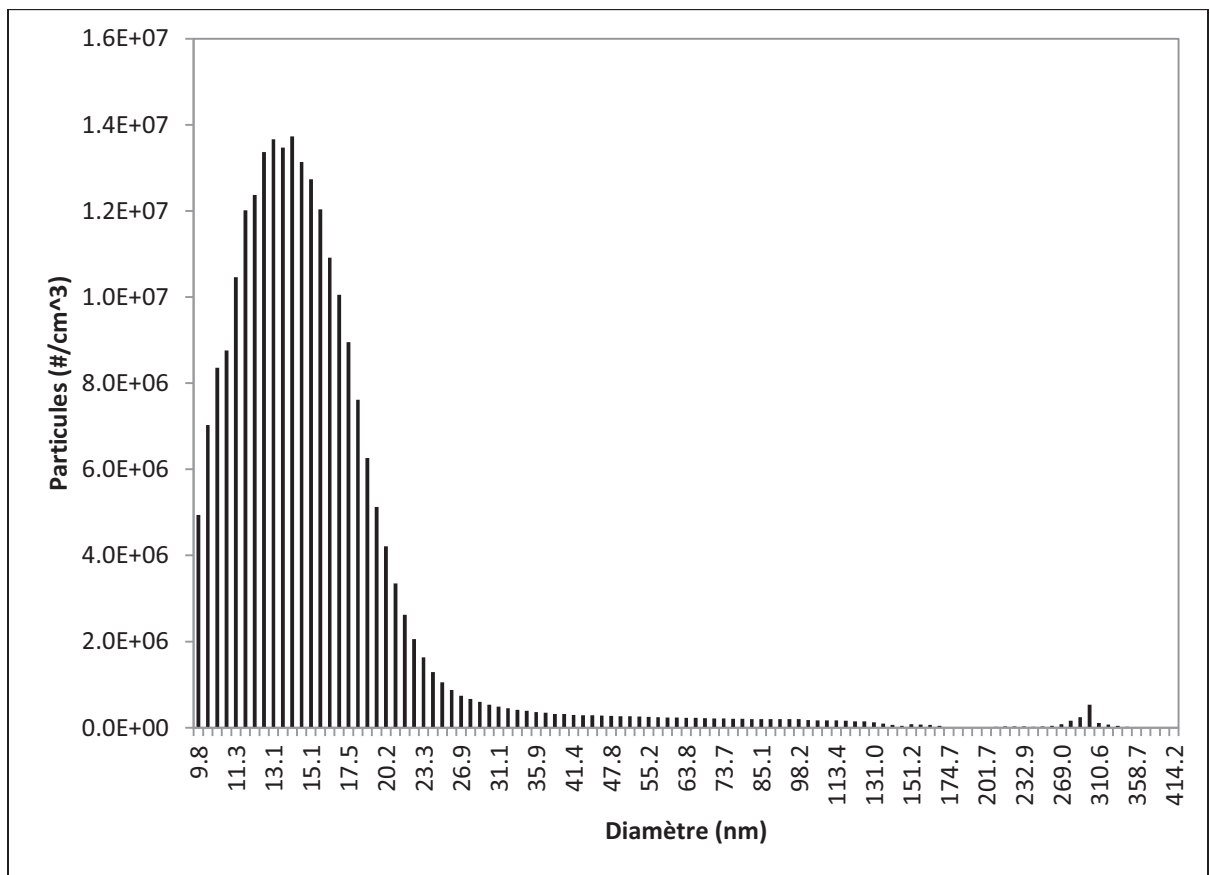


Figure A III-1 Distribution des particules pour l'essence

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Aikawa, Koichiro, Takayuki Sakurai et Jeff J. Jetter. 2010. « Development of a Predictive Model for Gasoline Vehicle Particulate Matter Emissions ».
- Al-Baghdadi, M. A. R. S. 2008. « Measurement and prediction study of the effect of ethanol blending on the performance and pollutants emission of a four-stroke spark ignition engine ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, n° 5, p. 859-873.
- Al-Baghdadi, M. A. S. 2003. « Hydrogen–ethanol blending as an alternative fuel of spark ignition engines ». *Renewable Energy*, vol. 28, n° 9, p. 1471-1478.
- Aleiferis, P. G., J. Serras-Pereira, A. Augoye, T. J. Davies, R. F. Cracknell et D. Richardson. 2010a. « Effect of fuel temperature on in-nozzle cavitation and spray formation of liquid hydrocarbons and alcohols from a real-size optical injector for direct-injection spark-ignition engines ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, n° 21-22, p. 4588-4606.
- Aleiferis, P. G., J. Serras-Pereira, Z. van Romunde, J. Caine et M. Wirth. 2010b. « Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline ». *Combustion and Flame*, vol. 157, n° 4, p. 735-56.
- Aleiferis, P. G., et Z. R. Van Romunde. 2013. « An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hole injector under hot fuel conditions ». *Fuel*, vol. 105, p. 143-168.
- Aleiferis, Pavlos G., et Markus K. Behringer. 2015. « Flame front analysis of ethanol, butanol, iso-octane and gasoline in a spark-ignition engine using laser tomography and integral length scale measurements ». *Combustion and Flame*, vol. 162, n° 12, p. 4533-4552.
- Alkidas, A. C. 2007. « Combustion advancements in gasoline engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, n° 11, p. 2751-61.
- Armas, O., A. Gomez et J. M. Herreros. 2007. « Uncertainties in the determination of particle size distributions using a mini tunnel-SMPS system during Diesel engine testing ». *Measurement Science and Technology*, vol. 18, n° 7, p. 2121-2130.
- AVL. 2011. « Pressure sensor for combustion analysis: Data Sheet ZI31 ».
- Balki, Mustafa Kemal, Cenk Sayin et Mustafa Canakci. 2014. « The effect of different alcohol fuels on the performance, emission and combustion characteristics of a gasoline engine ». *Fuel*, vol. 115, p. 901-906.

- Ball, J. K., R. R. Raine et C. R. Stone. 1998. « Combustion analysis and cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion. Part 1: an evaluation of combustion analysis routines by reference to model data ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 212, n° 5 D5, p. 381-400.
- Barrientos, Eduardo J., James E. Anderson, M. Matti Maricq et André L. Boehman. 2016. « Particulate matter indices using fuel smoke point for vehicle emissions with gasoline, ethanol blends, and butanol blends ». *Combustion and Flame*, vol. 167, p. 308-319.
- BEI sensors. 2010. « HS22 Incremental Optical Encoder ».
- Berndorfer, Axel, Stephan Breuer, Walter Piock et Paul Von Bacho. 2013. « Diffusion combustion phenomena in GDI engines caused by injection process ». In *SAE 2013 World Congress and Exhibition, April 16, 2013 - April 18, 2013*. (Detroit, MI, United states) Vol. 2. Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.
- Bielaczyc, Piotr, Joseph Woodburn et Andrzej Szczotka. 2014. « Particulate Emissions from European Vehicles Featuring Direct Injection Spark Ignition Engines Tested Under Laboratory Conditions ». *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, vol. 7, n° 2, p. 580-590.
- Bosch Motosport. 2016. « HP Injection Valve HDEV 5.2 ».
- Burke, Ultan, Joachim Beeckmann, Wassja A. Kopp, Yasar Uygun, Herbert Olivier, Kai Leonhard, Heinz Pitsch et K. Alexander Heufer. 2016. « A comprehensive experimental and kinetic modeling study of butanone ». *Combustion and Flame*, vol. 168, p. 296-309.
- Calcote, H. F., et D. M. Manos. 1983. « Effect of molecular structure on incipient soot formation ». *Combustion and Flame*, vol. 49, n° 1-3, p. 289-304.
- California Analytical Instruments. 2012. « FTIR 600 series, user's manual ».
- Canakci, Mustafa, Ahmet Necati Ozsezen, Ertan Alptekin et Muharrem Eyidogan. 2013. « Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the exhaust emission of an SI engine ». *Renewable Energy*, vol. 52, p. 111-117.
- Carriquiry, Miguel A., Xiaodong Du et Govinda R. Timilsina. 2011. « Second generation biofuels: Economics and policies ». *Energy Policy*, vol. 39, n° 7, p. 4222-4234.
- Cataluna, Renato, Rosangela da Silva, Eliana Weber de Menezes et Ricardo Boeira Ivanov. 2008. « Specific consumption of liquid biofuels in gasoline fuelled engines ». *Fuel*, vol. 87, n° 15-16, p. 3362-3368.

- Celik, M. Bahattin. 2008. « Experimental determination of suitable ethanol–gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, n° 5–6, p. 396-404.
- Ceviz, M. A., et I. Kaymaz. 2005. « Temperature and air-fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture ». *Energy Conversion and Management*, vol. 46, n° 15-16, p. 2387-404.
- Chen, Rong-Horng, Li-Bin Chiang, Chung-Nan Chen et Ta-Hui Lin. 2011. « Cold-start emissions of an SI engine using ethanol–gasoline blended fuel ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 8–9, p. 1463-1467.
- Cho, Jaeho, Woosung Si, Wonwook Jang, Dongyoung Jin, Cha-Lee Myung et Simsoo Park. 2015. « Impact of intermediate ethanol blends on particulate matter emission from a spark ignition direct injection (SIDI) engine ». *Applied Energy*, vol. 160, p. 592-602.
- Citroën, Automobiles. 2009. « Architecture moteur EP6DT et EP6 ».
- Cromas, J., et J. B. Ghandhi. 2005. « Particulate emissions from a direct-injection spark-ignition engine ». In *2005 SAE World Congress, April 11, 2005 - April 14, 2005*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers 2005-01-0103.
- Davidson, D. F., S. C. Ranganath, K. Y. Lam, M. Liaw, Z. Hong et R. K. Hanson. 2010. « Ignition Delay Time Measurements of Normal Alkanes and Simple Oxygenates ». *Journal of Propulsion and Power*, vol. 26, n° 2, p. 280-7.
- Demirbaş, Ayhan. 2001. « Biomass resource facilities and biomass conversion processing for fuels and chemicals ». *Energy Conversion and Management*, vol. 42, n° 11, p. 1357-1378.
- Dernotte, J., C. Mounaim-Rousselle, F. Halter et P. Seers. 2010. « Evaluation of butanol-gasoline blends in a port fuel-injection, spark-ignition engine ». *Oil and Gas Science and Technology*, vol. 65, n° 2, p. 345-351.
- Desantes, J. M., V. Bermudez, S. Molina et W. G. Linares. 2011. « Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions ». *Measurement Science & Technology*, vol. 22, n° 11, p. 115101 (14 pp.).
- Di Iorio, S., E. Mancaruso, P. Sementa et B. M. Vaglieco. 2015. « A comprehensive analysis of the impact of biofuels on the performance and emissions from compression and spark-ignition engines ». *International Journal of Engine Research*, vol. 16, n° 5, p. 680-90.

- EPA. 2015. « Light-Duty Automotive Technology, Carbon Dioxide Emissions, and Fuel Economy Trends: 1975 Through 2015 ». *United States Environmental Protection Agency*.
- Fatouraie, Mohammad, Margaret S. Wooldridge, Benjamin R. Petersen et Steven T. Wooldridge. 2015. « Effects of Ethanol on In-Cylinder and Exhaust Gas Particulate Emissions of a Gasoline Direct Injection Spark Ignition Engine ». *Energy & Fuels*, vol. 29, n° 5, p. 3399-3412.
- Fournier, Sébastien. 2015. *Évaluation de l'utilisation de carburants oxygénés sur un moteur à injection directe avec l'utilisation des modes d'injection homogène et stratifiée* (2015). Montréal: École de technologie supérieure, 1 ressource en ligne (xxii, 123 pages) p.
- Fournier, Sebastien, Guillaume Simon et Patrice Seers. 2016. « Evaluation of low concentrations of ethanol, butanol, BE, and ABE blended with gasoline in a direct-injection, spark-ignition engine ». *Fuel*, vol. 181, p. 396-407.
- Ghazikhani, Mohsen, Mohammad Hatami, Behrouz Safari et Davood Domiri Ganji. 2013. « Experimental investigation of performance improving and emissions reducing in a two stroke SI engine by using ethanol additives ». *Propulsion and Power Research*, vol. 2, n° 4, p. 276-283.
- Giechaskiel, Barouch, Matti Maricq, Leonidas Ntziachristos, Christos Dardiotis, Xiaoliang Wang, Harald Axmann, Alexander Bergmann et Wolfgang Schindler. 2014. « Review of motor vehicle particulate emissions sampling and measurement: From smoke and filter mass to particle number ». *Journal of Aerosol Science*, vol. 67, p. 48-86.
- Gill, R. J., et D. B. Olson. 1984. « Estimation of Soot Thresholds for Fuel Mixtures ». *Combustion Science and Technology*, vol. 40, n° 5-6, p. 307-315.
- Gouvernement du Canada. 2014. « L'industrie canadienne de l'automobile ». <https://www.ic.gc.ca/eic/site/auto-auto.nsf/fra/accueil>.
- Graskow, B. R., D. B. Kittelson, I. S. Abdul-Khalek, M. R. Ahmadi et J. E. Morris. 1998. « Characterization of exhaust particulate emissions from a spark ignition engine ». In *1998 SAE International Congress and Exposition, February 23, 1998 - February 26, 1998*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers 980528.
- Gu, Xiaolei, Zuohua Huang, Jian Cai, Jing Gong, Xuesong Wu et Chia-fon Lee. 2012. « Emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with gasoline-n-butanol blends in combination with EGR ». *Fuel*, vol. 93, p. 611-617.

- He, Bang-Quan, Wang Jian-Xin, Ji-Ming Hao, Xiao-Guang Yan et Jian-Hua Xiao. 2003. « A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels ». *Atmospheric Environment*, vol. 37, n° 7, p. 949-957.
- Heywood, John B. 1988. « Fuel-injection systems ». In *Internal Combustion Engine Fundamentals*, sous la dir. de Heywood, John B., p. 294. États-Unis: McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- Hines, William W., Douglas C. Montgomery, David M. Goldsman et Connie M. Borrer. 2012. « Probabilités et statistique pour ingénieurs ».
- Hoppe, F., U. Burke, M. Thewes, A. Heufer, F. Kremer et S. Pischinger. 2016. « Tailor-Made Fuels from Biomass: Potentials of 2-butanone and 2-methylfuran in direct injection spark ignition engines ». *Fuel*, vol. 167, p. 106-17.
- Horiba. 2016. « Air-to-fuel ratio analyzer mexa-730 ».
- INRS. 2008. « Acétone, fiche toxicologique n°3 ».
- Jin, Chao, Mingfa Yao, Haifeng Liu, Chia-fon F. Lee et Jing Ji. 2011. « Progress in the production and application of n-butanol as a biofuel ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n° 8, p. 4080-4106.
- Karavalakis, G., D. Short, D. Vu, R. L. Russell, A. Asa-Awuku, Jung Heejung, K. C. Johnson et T. D. Durbin. 2015. « The impact of ethanol and iso-butanol blends on gaseous and particulate emissions from two passenger cars equipped with spray-guided and wall-guided direct injection SI (spark ignition) engines ». *Energy*, vol. 82, p. 168-79.
- Kasper, T. S., P. Oßwald, M. Kamphus et K. Kohse-Höinghaus. 2007. « Ethanol flame structure investigated by molecular beam mass spectrometry ». *Combustion and Flame*, vol. 150, n° 3, p. 220-231.
- Kheyrandish, Maryam, Mohammad Ali Asadollahi, Azam Jeihanipour, Mohsen Doostmohammadi, Hamid Rismani-Yazdi et Keikhosro Karimi. 2015. « Direct production of acetone–butanol–ethanol from waste starch by free and immobilized *Clostridium acetobutylicum* ». *Fuel*, vol. 142, p. 129-133.
- Kim, Dong-Hee, Mridul Gautam et Dinesh Gera. 2002. « Modeling Nucleation and Coagulation Modes in the Formation of Particulate Matter inside a Turbulent Exhaust Plume of a Diesel Engine ». *Journal of Colloid and Interface Science*, vol. 249, n° 1, p. 96-103.

- Koç, Mustafa, Yakup Sekmen, Tolga Topgül et Hüseyin Serdar Yücesu. 2009. « The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine ». *Renewable Energy*, vol. 34, n° 10, p. 2101-2106.
- Kong, Xiangping, Aiyong He, Jie Zhao, Hao Wu, Jiangfeng Ma, Ce Wei, Wanqin Jin et Min Jiang. 2016. « Efficient acetone–butanol–ethanol (ABE) production by a butanol-tolerant mutant of *Clostridium beijerinckii* in a fermentation–pervaporation coupled process ». *Biochemical Engineering Journal*, vol. 105, Part A, p. 90-96.
- Lee, Sanghoon, Yunjung Oh et Sungwook Park. 2013. « Characterization of the spray atomization process of a multi-hole gasoline direct injector based on measurements using a phase Doppler particle analyser ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 227, n° 7, p. 951-965.
- Lee, T. W. 2008. *Thermal and Flow Measurements*. Baton Rouge, US: CRC Press.
- Lefebvre, Arthur, et Dilip R. Ballal. 2010. « Émissions ». In *Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*, sous la dir. de Lefebvre Arthur & R. Ballal Dilip. p. 360. CRC Press, Taylor & Francis group. New York, États-Unis.
- Lemaire, R., S. Bejaoui et E. Therssen. 2013. « Study of soot formation during the combustion of Diesel, rapeseed methyl ester and their surrogates in turbulent spray flames ». *Fuel*, vol. 107, p. 147-161.
- Lemaire, R., E. Therssen et P. Desgroux. 2010. « Effect of ethanol addition in gasoline and gasoline-surrogate on soot formation in turbulent spray flames ». *Fuel*, vol. 89, n° 12, p. 3952-3959.
- Lemaire, Romain, Denis Lapalme et Patrice Seers. 2015. « Analysis of the sooting propensity of C-4 and C-5 oxygenates: Comparison of sooting indexes issued from laser-based experiments and group additivity approaches ». *Combustion and Flames*, vol. 162, n°9, p. 3140-3155.
- Lide, David R. 2003-2004. *Handbook of chemistry and physics*, 84. CRC Press.
- Liley, Peter E., George H. Thomson, D.G. Friend, Thomas E. Daubert et Evan Buck. 1999. *Physical and Chemical Data*.
- Mathieu, O., M. Yahyaoui, J. Goulier, N. Chaumeix et C. E. Paillard. 2012. « Effect of various amounts of ethanol on the ignition delay time and laminar flame speed of a gasoline surrogate: Experimental and detailed kinetic modeling study ». In *Western States Section of the Combustion Institute Spring Technical Meeting 2012, March 19, 2012 - March 20, 2012*. (Tempe, AZ, United states), p. 539-550. Coll. « Western

- States Section of the Combustion Institute Spring Technical Meeting 2012 »: Western States Section/Combustion Institute.
- MathWorks. 2016. « fminsearch ». < <https://fr.mathworks.com/help/matlab/ref/fminsearch.html> >.
- McEnally, Charles S., et Lisa D. Pfefferle. 2007. « Improved sooting tendency measurements for aromatic hydrocarbons and their implications for naphthalene formation pathways ». *Combustion and Flame*, vol. 148, n° 4, p. 210-222.
- McEnally, Charles S., et Lisa D. Pfefferle. 2011. « Sooting Tendencies of Oxygenated Hydrocarbons in Laboratory-Scale Flames ». *Environmental Science & Technology*, vol. 45, n° 6, p. 2498-2503.
- Meng, Lei, Chunnian Zeng, Yuqiang Li, Karthik Nithyanandan, Timothy H. Lee et Chia-Fon Lee. 2016. « An experimental study on the potential usage of acetone as an oxygenate additive in PFI SI engines ». *Energies*, vol. 9, n° 4.
- Mittal, Mayank, Harold Schock et Guoming Zhu. 2012. « In-cylinder combustion visualization of a direct-injection spark-ignition engine with different operating conditions and fuels ». In *SAE 2012 International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, FFL 2012, September 18, 2012 - September 20, 2012*. (Malmo, Sweden) Vol. 9. Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.
- Ozsezen, Ahmet Necati, et Mustafa Canakci. 2011. « Performance and combustion characteristics of alcohol–gasoline blends at wide-open throttle ». *Energy*, vol. 36, n° 5, p. 2747-2752.
- Pei, Yi-Qiang, Jing Qin et Suo-Zhu Pan. 2014. « Experimental study on the particulate matter emission characteristics for a direct-injection gasoline engine ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 228, n° 6, p. 604-616.
- Pepiot-Desjardins, P., H. Pitsch, R. Malhotra, S. R. Kirby et A. L. Boehman. 2008. « Structural group analysis for soot reduction tendency of oxygenated fuels ». *Combustion and Flame*, vol. 154, n° 1–2, p. 191-205.
- Pichon, S., G. Black, N. Chaumeix, M. Yahyaoui, J. M. Simmie, H. J. Curran et R. Donohue. 2009. « The combustion chemistry of a fuel tracer: Measured flame speeds and ignition delays and a detailed chemical kinetic model for the oxidation of acetone ». *Combustion and Flame*, vol. 156, n° 2, p. 494-504.
- Price, Philip, Ben Twiney, Richard Stone, Kenneth Kar et Harold Walmsley. 2007. « Particulate and hydrocarbon emissions from a spray guided direct injection spark ignition engine with oxygenate fuel blends ». In *2007 World Congress, April 16, 2007 - April 19, 2007*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers 2007-01-0472.

- Rockstroh, Toby, Victor Burger, Andy Yates et Dylan Smit. 2014. « Laminar Flame Speed Characterization of Synthetic Gasoline Components ». In. SAE International.
- Sarathy, S. M., M. J. Thomson, C. Togbe, P. Dagaut, F. Halter et C. Mounaim-Rousselle. 2009. « An experimental and kinetic modeling study of n-butanol combustion ». *Combustion and Flame*, vol. 156, n° 4, p. 852-64.
- Schifter, I., L. Diaz, R. Rodriguez, J. P. Gómez et U. Gonzalez. 2011. « Combustion and emissions behavior for ethanol–gasoline blends in a single cylinder engine ». *Fuel*, vol. 90, n° 12, p. 3586-3592.
- Schobert, Harold. 2012. *Chemistry of Fossil Fuels and Biofuels*. Cambridge University Press.
- Serras-Pereira, J., P. G. Aleiferis et D. Richardson. 2013. « An analysis of the combustion behavior of ethanol, butanol, iso-octane, gasoline, and methane in a direct-injection spark-ignition research engine ». *Combustion Science and Technology*, vol. 185, n° 3, p. 484-513.
- Serras-Pereira, J., Z. Van Romunde, P. G. Aleiferis, D. Richardson, S. Wallace et R. F. Cracknell. 2010. « Cavitation, primary break-up and flash boiling of gasoline, iso-octane and n-pentane with a real-size optical direct-injection nozzle ». *Fuel*, vol. 89, n° 9, p. 2592-2607.
- Shelby, Michael H., Brad A. Vanderwege et Simone Hochgreb. 1998. « Early spray development in gasoline direct-injected spark ignition engines ». In *1998 SAE International Congress and Exposition, February 23, 1998 - February 26, 1998*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.
- Stone, C. Richard, Luke P. Wyszynski et Robert R. Raine. 2002. « Prediction of NO emissions from stratified charge spark-ignition engines ». In *SAE 2002 World Congress, March 4, 2002 - March 7, 2002*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.
- Sturgess, J., B. Hill et S. Samuel. 2008. « Experimental investigation into particulate size and number distribution from a spark ignition engine: in-cylinder combustion and transient events ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D (Journal of Automobile Engineering)*, vol. 222, n° D6, p. 1065-75.
- Sukumaran, Rajeev K., Lalitha Devi Gottumukkala, Kuniparambil Rajasree, Deepthy Alex et Ashok Pandey. 2011. « Chapter 25 - Butanol Fuel from Biomass: Revisiting ABE Fermentation ». In *Biofuels*. p. 571-586. Amsterdam: Academic Press.
- Thangavelu, S. K., A. S. Ahmed et F. N. Ani. 2016. « Review on bioethanol as alternative fuel for spark ignition engines ». *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, vol. 56, p. 820-35.

- TSI. 2006. « Series 3080, Electrostatic Classifiers ».
- TSI. 2007. « Particle Instruments, Condensation Particle Counter ».
- Turns, Stephen. 2011. « An introduction to combustion, concepts and applications ».
- van Basshuysen, Richard 2009. *Gasoline Engine with Direct Injection: Processes, Systems, Development, Potential*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 437 p.
- Vanderwege, Brad A., Zhiyu Han, Claudia O. Iyer, Ruben H. Munoz et Jianwen Yi. 2003. « Development and analysis of a spray-guided DISI combustion system concept ». In *Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, October 27, 2003 - October 30, 2003*. (Pittsburgh, PA, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.
- Veloo, Peter S., Philippe Dagaut, Casimir Togbé, Guillaume Dayma, S. Mani Sarathy, Charles K. Westbrook et Fokion N. Egolfopoulos. 2013. « Experimental and modeling study of the oxidation of n- and iso-butanal ». *Combustion and Flame*, vol. 160, n° 9, p. 1609-1626.
- Venugopal, T., et A. Ramesh. 2013. « Effective utilisation of butanol along with gasoline in a spark ignition engine through a dual injection system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, n° 1–2, p. 550-558.
- Wallner, T., S. A. Miers et S. McConnell. 2009. « A comparison of ethanol and butanol as oxygenates using a direct-injection, spark-ignition engine ». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 131, n° 3, p. 032802 (9 pp.).
- Wang, Yang L., Dong J. Lee, Charles K. Westbrook, Fokion N. Egolfopoulos et Theodore T. Tsotsis. 2014. « Oxidation of small alkyl esters in flames ». *Combustion and Flame*, vol. 161, n° 3, p. 810-817.
- Wigg, Benjamin, Robert Coverdill, Chia-Fon Lee et Dimitrios Kyritsis. 2011. « Emissions Characteristics of Neat Butanol Fuel Using a Port Fuel-Injected, Spark-Ignition Engine ». In. SAE International.
- Wu, Chan-Wei, Rong-Horng Chen, Jen-Yung Pu et Ta-Hui Lin. 2004. « The influence of air–fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol–gasoline-blended fuels ». *Atmospheric Environment*, vol. 38, n° 40, p. 7093-7100.
- Yücesu, Hüseyin Serdar, Tolga Topgül, Can Çinar et Melih Okur. 2006. « Effect of ethanol–gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 17–18, p. 2272-2278.

Zhao, F., M. C. Lai et D. L. Harrington. 1999. « Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines ». *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 25, n° 5, p. 437-562.