

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	3
1.1 Les émissions polluantes.....	3
1.1.1 Le monoxyde carbone.....	4
1.1.2 Les oxydes d'azote.....	5
1.1.3 Les hydrocarbures imbrûlés.....	6
1.1.4 Particules.....	6
1.2 Les stratégies d'injection .....	7
1.2.1 Positionnement de l'injecteur .....	8
1.2.2 Mode d'injection homogène .....	8
1.2.3 Mode d'injection stratifiée.....	10
1.2.4 L'injection directe.....	10
1.2.4.1 Technique du « <i>Air-guided</i> » .....	12
1.2.4.2 Technique du « <i>Wall-guided</i> ».....	12
1.2.4.3 Technique du « <i>Spray-guided</i> ».....	12
1.2.4.4 Comparaison des configurations.....	13
1.2.5 Effet de la stratégie d'injection dans un moteur .....	13
1.3 Les carburants .....	14
1.3.1 L'essence.....	14
1.3.2 Les biocarburants .....	15
1.3.2.1 L'éthanol .....	15
1.3.2.2 Le butanol .....	16
1.3.2.3 L'acétone.....	18
1.3.3 Comparaison des carburants .....	18
1.3.4 Effet de l'utilisation des carburants oxygénés dans un moteur.....	19
1.4 Synthèse de la revue de la littérature .....	22
1.5 L'objectif de recherche .....	23
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU MONTAGE ET DÉTERMINATION DES POINTS D'OPÉRATION.....	25
2.1 Banc d'essai moteur.....	25
2.1.1 Injecteur .....	28
2.1.2 Montage final du moteur.....	29
2.2 Analyseurs de polluants et de particules.....	31
2.3 Analyse des données.....	33
2.3.1 Coefficient de variation de la pression moyenne effective.....	34
2.3.2 Consommation spécifique de carburant.....	35
2.3.3 Dégagement de chaleur.....	37
2.3.4 Fraction massique brûlée .....	38
2.3.5 Émissions polluantes.....	39

2.3.6	Émission de particules .....	40
2.4	Point d'opération.....	41
2.4.1	Mode d'injection homogène .....	42
2.4.2	Mode d'injection stratifiée.....	42
2.4.3	Mélanges de carburants.....	45
2.5	Conclusion du chapitre .....	46
CHAPITRE 3 RÉSULTATS : PERFORMANCE MOTEUR .....		47
3.1	Stabilité du moteur.....	47
3.2	Consommation spécifique de carburant.....	49
3.3	Combustion.....	53
3.3.1	Initiation de la combustion.....	53
3.3.2	Durée de la combustion .....	56
3.4	Conclusion du chapitre .....	60
CHAPITRE 4 RÉSULTATS : ÉMISSIONS POLLUANTES.....		63
4.1	Polluants réglementés .....	63
4.1.1	Le monoxyde de carbone .....	63
4.1.2	Les oxyde d'azote .....	65
4.1.3	Les hydrocarbures imbrûlés.....	69
4.2	Particules.....	72
4.2.1	Concentration massique totale .....	72
4.2.2	Hypothèses d'explication.....	74
4.2.2.1	Diamètre de gouttes initial plus important.....	75
4.2.2.2	Temps d'évaporation des gouttes.....	80
4.2.2.3	Mouillage du piston .....	85
4.2.2.4	Synthèse des hypothèses .....	88
4.2.3	Diamètre moyen des particules.....	90
4.3	Conclusion du chapitre .....	91
CONCLUSION.....		95
RECOMMANDATIONS .....		99
ANNEXE I	PROPRIÉTÉS DES CARBURANTS .....	101
ANNEXE II	BRANCHEMENT ÉLECTRIQUE DU MONTAGE.....	103
ANNEXE III	TROUS DES INJECTEURS .....	107
ANNEXE IV	RÉGLAGE D'UTILISATION DES INJECTEURS .....	109
ANNEXE V	DISTRIBUTION DES PARTICULES.....	111
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		115

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Comparaison des carburants .....19
Tableau 2.1	Spécification du moteur EP6DT .....25
Tableau 2.2	Intervalle de confiance (95 %) sur la moyenne pour les résultats de polluants .....40
Tableau 2.3	Paramètres des points d'opération.....45
Tableau 2.4	Ratio air-carburant stœchiométrique pour chaque carburant.....46
Tableau 3.1	Comparaison de la CSC des mélanges à 40 % .....51
Tableau 4.1	Résultats des calculs du SMD.....79
Tableau 4.2	Résultats du temps d'évaporation (en ms) d'une goutte pour une température initiale de la goutte de 40 °C.....84
Tableau 4.3	Durée d'injection et distance du jet de carburant et du piston à la FI par rapport à l'injecteur.....87



## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	CO, NO et HC émis sur un moteur à allumage commandé selon le ratio air/carburant (Heywood, 1988).....	3
Figure 1.2	Positionnement de l'injecteur pour PFI et GDI (Zhao, Lai et Harrington, 1999).....	8
Figure 1.3	Exemple d'une stratégie d'injection pour un moteur GDI (Alkidas, 2007) .....	9
Figure 1.4	Les différentes configurations d'injection directe (Alkidas, 2007) .....	11
Figure 1.5	Représentation trois dimensions de l'éthanol (Ertl et Bienfait, 2014) .....	16
Figure 1.6	Représentation trois dimensions du <i>n</i> -butanol (Ertl et Bienfait, 2014) .....	17
Figure 1.7	Représentation trois dimensions de l'acétone (Ertl et Bienfait, 2014) .....	18
Figure 2.1	Système d'alimentation en carburant .....	26
Figure 2.2	Injecteur HDEV 5.2 (Bosch, 2013).....	28
Figure 2.3	Schéma du montage .....	29
Figure 2.4	Moteur côté admission.....	30
Figure 2.5	Connections électriques du moteur.....	31
Figure 2.6	Système de dilution.....	33
Figure 2.7	Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur la CSC .....	43
Figure 2.8	Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur le coefficient de variation de la PMEI .....	43
Figure 2.9	Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur le CO .....	44

Figure 2.10	Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur les NO <sub>x</sub> .....	44
Figure 2.11	Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur les HC.....	44
Figure 3.1	Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	47
Figure 3.2	Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène.....	47
Figure 3.3	Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée.....	48
Figure 3.4	Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée .....	48
Figure 3.5	Consommation spécifique de carburant pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	50
Figure 3.6	Consommation spécifique de carburant pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène.....	50
Figure 3.7	Consommation spécifique de carburant pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée .....	50
Figure 3.8	Consommation spécifique de carburant pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée.....	50
Figure 3.9	Évolution de la CSC en fonction du pourcentage d'oxygène dans le mélange en mode d'injection homogène ( $\lambda=1$ ) et stratifiée ( $\lambda=2$ ) (en gras).....	52
Figure 3.10	Fraction massique brûlée pour l'essence à la stœchiométrie.....	53
Figure 3.11	Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène.....	54
Figure 3.12	Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène.....	54
Figure 3.13	Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée .....	56
Figure 3.14	Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée .....	56

Figure 3.15	Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	57
Figure 3.16	Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène .....	57
Figure 3.17	Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée .....	58
Figure 3.18	Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée.....	58
Figure 3.19	Fraction massique brûlée pour l'essence en mode d'injection homogène et stratifiée .....	59
Figure 4.1	Émission de CO pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	64
Figure 4.2	Émission de CO pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène .....	64
Figure 4.3	Émission de CO pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée .....	65
Figure 4.4	Émission de CO pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée.....	65
Figure 4.5	Émission de NO <sub>x</sub> pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	66
Figure 4.6	Émission de NO <sub>x</sub> pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène .....	66
Figure 4.7	Températures de flamme adiabatique pour les substances pures.....	67
Figure 4.8	Émission de NO <sub>x</sub> pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée .....	68
Figure 4.9	Émission de NO <sub>x</sub> pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée.....	68
Figure 4.10	Émission d'HC pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène .....	70
Figure 4.11	Émission d'HC pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène .....	70

## XVIII

Figure 4.12	Émission d'HC pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée.....	71
Figure 4.13	Émission d'HC pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée.....	71
Figure 4.14	Concentration totale de particules avec les différents mélanges de carburants en mode d'injection homogène .....	73
Figure 4.15	Concentration totale de particules avec les différents mélanges de carburants en mode d'injection stratifiée .....	73
Figure 4.16	Diagramme d'Ohnesorge.....	77
Figure 4.17	Diamètre moyen de particules avec les différents mélanges de carburants oxygénés en mode d'injection homogène et stratifiée (en gras) .....	90



## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ABEXX	Mélange d'essence avec XX % d'acétone, de butanol et d'éthanol (3:6:1)
AF	Ratio air-carburant ( <i>Air Fuel ratio</i> )
AF <sub>S</sub>	Ratio air-carburant stœchiométrique ( <i>Stoichiometric Air Fuel ratio</i> )
AvPMH	Avant le point mort haut
BXX	Mélange d'essence avec XX % de butanol
BEXX	Mélange d'essence avec XX % de butanol et d'éthanol (6:1)
CA	Degrés vilebrequin ( <i>Crank Angle</i> )
CSC	Consommation spécifique de carburant
CV <sub>PMEI</sub>	Coefficient de variation de la pression moyenne effective indiquée
DMA	<i>Differential Mobility Analyser</i>
DDI	Durée de l'injection
EGR	Recirculation des gaz d'échappement ( <i>Exhaust gas recirculation</i> )
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i> (États-Unis)
ES	Émission spécifique de polluant
EXX	Mélange d'essence avec XX % d'éthanol
FI	Fin de l'injection
FMB	Fraction massique brûlée
FTIR	<i>Fourier Transform InfraRed spectroscopy</i>
HC	Hydrocarbures imbrulés
GES	Gaz à effet de serre
GDI	Essence à injection directe ( <i>Gasoline direct injection</i> )

XX

MAF	Débitmètre d'air ( <i>Mass Air Flow</i> )
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PFI	Injection dans le port d'admission ( <i>Port Fuel Injection</i> )
PM	Particules ( <i>Particulate Matter</i> )
PMEF	Pression moyenne effective au frein
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
PMH	Point mort haut
SMD	<i>Sauter Mean Diameter</i>
SMPS	<i>Scanning Mobility Particulate Sizer</i>
TBI	Injection par corps de papillon ( <i>Trottle Body Injection</i> )
TD	Taux de dilution
UWCPC	<i>Ultrafine Water Waterbased Condenser Particulate Counter</i>

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

### *Espèces chimiques*

CH <sub>4</sub>	Méthane
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	Acétylène
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	Éthylène
C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	Éthanol
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propane
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	Acétone
C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	Butanol
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Isooctane
CO	Monoxyde de carbone
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
H	Hydrogène monoatomique
HCHO	Formaldéhyde
H <sub>2</sub> O	Eau
N	Azote monoatomique
N <sub>2</sub>	Azote
NO	Monoxydes d'azote
NO <sub>2</sub>	Dioxydes d'azote
NO <sub>x</sub>	Oxydes d'azote
O	Oxygène monoatomique
O <sub>2</sub>	Oxygène
OH	Hydroxyle

### *Symboles*

#### **Lettres grecques :**

$\gamma$	Ratio des capacités thermiques	
$\theta_{ing}$	Position angulaire du moteur à l'injection	° CA
$\theta_{FC}$	Position angulaire du moteur à la fin de la combustion	° CA
$\lambda$	Excès d'air (par rapport à la stœchiométrie)	
$\Delta$	Différence	
$\mu$	Moyenne	
$\mu_{mél}$	Viscosité dynamique du mélange de carburant et d'air	kg/ms
$\mu_L$	Viscosité dynamique du liquide	kg/ms
$\mu_G$	Viscosité dynamique du gaz	kg/ms
$\rho_{air}$	Masse volumique de l'air	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_G$	Masse volumique du gaz	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{mél}$	Masse volumique du mélange de carburant et d'air	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_L$	Masse volumique du carburant liquide	kg/m <sup>3</sup>

$\sigma$	Écart-type	
$\sigma_{PMEI}$	Écart-type de la pression moyenne effective indiquée	
$\sigma_L$	Tension de surface du liquide	N/m

**Lettres latines :**

$A$	Surface de la goutte	$m^3$
$C_d$	Coefficient de décharge	
$C_{p,L}$	Capacité thermique massique du liquide de la goutte	J/kgK
$C_{p,mél}$	Capacité thermique massique du mélange de vapeur et d'air	J/kgK
$C_{p,vap}$	Capacité thermique massique de la vapeur de carburant	J/kgK
$d$	Diamètre d'un trou d'injecteur	mm
$d_g$	Diamètre d'une goutte	$\mu\text{m}$
$D_{ab}$	Coefficient de diffusion	$\text{m}^2/\text{s}$
$E$	Erreur	%
$h$	Coefficient de convection	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$h_{fg}$	Enthalpie de vaporisation	J/kmol
$k_{air}$	Conductivité thermique de l'air	$\text{W}/\text{mK}$
$k_{mél}$	Conductivité thermique du mélange de carburant et d'air	$\text{W}/\text{mK}$
$m_{air}$	Masse d'aire nécessaire à la combustion	g
$m_{carb}$	Masse de carburant	g
$m_L$	Masse de carburant liquide de la goutte	g
$\dot{m}_{air}$	Débit massique d'air	g/h
$\dot{m}_{carb}$	Débit massique de carburant	g/h
$\dot{m}_L$	Débit massique de carburant perdu en vapeur	kg/s
$\dot{m}_{vap}$	Débit massique de carburant gagné en vapeur	kg/s
$MM_{air}$	Masse molaire de l'air	kg/kmol
$MM_{carb}$	Masse molaire du carburant	kg/kmol
$MM_{mél}$	Masse molaire du mélange de carburant et d'air	kg/kmol
$n$	Nombre d'essai	
$N$	Vitesse de rotation du moteur	tr/min
$P$	Pression	bar
$P_c$	Pression fournie par la combustion	Pa
$P_f$	Puissance développée	kW
$P_{ref}$	Pression de référence	Pa
$P_{vap,sat}$	Pression de vapeur saturante du carburant	Pa
$P_{vap,\infty}$	Pression de vapeur de l'air entourant la goutte	Pa
$P_\infty$	Pression à l'intérieur du cylindre	Pa
$Q_{hr}$	Chaleur apparente	J
$Q_w$	Chaleur perdue par les parois du cylindre	J
$R$	Constante universelle des gaz parfaits	J/kgK
$S$	Pénétration du jet de carburant	mm
$S_x$	Écart-type de l'échantillon	
$t$	Temps	s
$t_b$	Temps de rupture entre la partie linéaire et non linéaire du jet	s

$t_{c,v}$	Variable de <i>Student</i>	
$t_{inj}$	Durée de l'injection	ms
$T$	Couple du moteur	Nm
$T_L$	Température du liquide	K
$T_m$	Température moyenne de la vapeur de carburant	K
$T_\infty$	Température dans le cylindre	K
$T_{ref}$	Température d'ébullition à la pression de référence	K
$U$	Vitesse du jet	m/s
$V$	Volume	m <sup>3</sup>
$V_{cyl}$	Volume d'un cylindre	m <sup>3</sup>
$V_d$	Volume de la cylindrée d'un moteur	cm <sup>3</sup>
$V_{PMH}$	Volume du cylindre au point mort haut	m <sup>3</sup>
$\bar{x}$	Moyenne expérimentale	
$X$	Espèce de polluant	
$X_{vap}$	Fraction partielle de la vapeur de carburant	
$\bar{X}_{PMEI}$	Moyenne de la pression moyenne effective indiquée	
$Z$	Variable de modification du coefficient de convection	



## INTRODUCTION

À des fins de réduction des émissions polluantes et de la consommation de carburant des véhicules routiers, les technologies d'injection ont évolué au fil du temps dans les moteurs à allumage commandé. Pour commencer, le carburateur a dominé le marché jusqu'en 1980, où il s'est progressivement fait remplacer par le « *Trottle Body Injection* » (TBI) et le « *Port fuel injection* » (PFI), mais le PFI a conquis complètement le marché de 2000 jusqu'en 2008 (EPA, 2014). À partir de 2008, une technologie dans les moteurs à essence a commencé à percer le marché soit le « *Gasoline Direct Injection* » (GDI) bien qu'elle ait déjà été commercialisée bien avant. L'injection directe est maintenant présente sur 37,9 % des voitures vendues aux États-Unis en 2014 (EPA, 2014). Cette technologie consiste en un injecteur placé directement dans la chambre de combustion. L'avantage le plus important de cette configuration est sans contredit l'économie de carburant. Deux facteurs principaux sont directement reliés à cette économie de carburant. Le premier, consiste en la possibilité d'avoir un taux de compression plus élevé dû à un effet de refroidissement de l'air admis dans le cylindre lorsque le carburant est injecté causé par l'enthalpie de vaporisation du carburant liquide (Zhao, Lai et Harrington, 1999). En effet, un taux de compression plus élevé permet une augmentation de l'efficacité d'un moteur (Heywood, 1988; Schumann et al., 2013). Le deuxième avantage consiste en la possibilité d'injecter le carburant en fin de course de compression. En effet, il est possible d'injecter le carburant durant la phase de compression précédant l'allumage, au lieu de la phase d'admission d'air. Le carburant est alors orienté vers la bougie d'allumage afin que l'allumage du mélange air-carburant puisse se produire. De plus, il est possible d'éviter l'utilisation du papillon et ainsi réduire la perte de charge par pompage causée par celui-ci (Alkidas, 2007), car la quantité d'air admise n'a plus à être contrôlé. Parallèlement à cette technologie d'injection prometteuse, certains constructeurs ont introduit l'utilisation de carburants oxygénés comme l'E85 (85 % d'éthanol et 15 % d'essence) afin de réduire l'utilisation des carburants fossiles, et du fait même, la dépendance à ces derniers. De plus, il semble que l'utilisation des carburants oxygénés peut avoir un effet positif sur certains polluants émis par un moteur à allumage commandé.

Dans cette optique, ce mémoire portera sur l'utilisation de carburants oxygénés dans un moteur à combustion interne à injection directe. Plus précisément, cette étude montrera l'effet de l'utilisation de l'éthanol et du butanol et de l'intégration de l'acétone dans un moteur à combustion interne sous le mode d'injection homogène et stratifiée. Les aspects étudiés dans ce mémoire seront les impacts de l'utilisation de carburants oxygénés et du mode d'injection sur les émissions de polluants chimiques, les émissions de particules, la consommation de carburant ainsi que la modification du déroulement de la combustion.

Le mémoire débutera avec une revue de la littérature afin d'être en mesure de bien comprendre les phénomènes liés à l'utilisation de ce type d'injection et l'utilisation de carburants oxygénés dans un moteur. De plus, cette partie du mémoire permettra de présenter des études qui ont été réalisées auparavant et d'acquérir une base de référence pour l'expérimentation et l'analyse de données. Finalement, ce chapitre se conclura avec une présentation de l'objectif de ce mémoire.

Le deuxième chapitre permettra de décrire le montage expérimental. Le moteur sera présenté ainsi que les différents équipements permettant l'acquisition des données. Le traitement des données expérimentales sera expliqué. De plus, l'influence des erreurs liées aux équipements et aux appareils de mesure sur les résultats sera présentée.

S'en suivront deux chapitres décrivant les résultats obtenus et l'analyse de ceux-ci. Le premier portera sur la consommation spécifique de carburant et le déroulement de la combustion. Le second présentera les émissions de polluants chimiques et les émissions de particules. Une emphase particulière sera apportée à l'explication des résultats obtenus par rapport aux émissions de particules.

Une conclusion permettra de mettre en évidence les principaux résultats obtenus pendant la campagne de tests et les conclusions des explications de ceux-ci. En dernier lieu, quelques recommandations permettant une continuation des expérimentations possibles avec ce type de moteur et une vérification des conclusions obtenues seront évoquées.



## CHAPITRE 1

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre débute avec une brève explication des polluants analysés dans cette étude. Par la suite, les stratégies d'injection seront présentées ainsi que leurs effets sur les performances du moteur et sur les émissions polluantes. Finalement, les carburants seront présentés ainsi que leurs effets sur un moteur à allumage commandé.

#### 1.1 Les émissions polluantes

Cette première section de ce chapitre permet de présenter les principaux polluants et leur formation dans un moteur à allumage commandé qui seront analysés dans ce mémoire. Ces polluants sont entre autres le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azotes (NO<sub>x</sub>), les hydrocarbures imbrûlés (HC) et les particules (PM). La Figure 1.1 présente la variation des trois polluants (CO, NO et HC) selon le ratio air-carburant pour un mélange homogène.

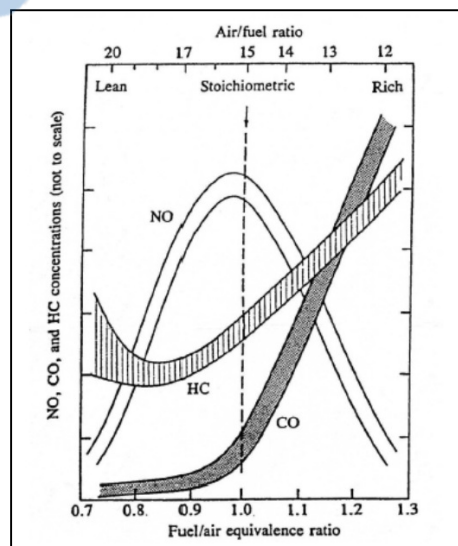
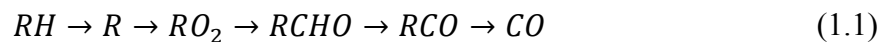


Figure 1.1 CO, NO et HC émis sur un moteur à allumage commandé selon le ratio air/carburant (Heywood, 1988)

Cette figure permet de comprendre que le ratio air-carburant est un facteur important sur les émissions polluantes. À la stœchiométrie, soit lorsqu'il y a une quantité d'air minimale pour compléter la combustion de tout le carburant injecté, il est possible de voir que les émissions de CO et d'HC restent relativement basses, tandis que l'émission de NO<sub>x</sub> est assez élevée. Dans ce mémoire, afin de quantifier la richesse d'un mélange le paramètre d'excès d'air est utilisé et est représenté par le symbole  $\lambda$ . Alors, à un  $\lambda$  de 1, le mélange est à la stœchiométrie, c'est-à-dire qu'il y a la quantité nécessaire d'air afin de consumer tout le carburant. Pour un  $\lambda > 1$ , il a plus d'air que nécessaire et à un  $\lambda < 1$ , il manque d'air afin de brûler tout le carburant. Les équations afin de calculer le  $\lambda$  seront présentées plus loin.

### 1.1.1 Le monoxyde carbone

Contrairement au dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) et l'eau, la production de CO provient généralement d'une combustion incomplète. Néanmoins, le CO fait partie de la réaction principale de la combustion d'un hydrocarbure. Cette réaction est présentée à l'équation (1.1), où R est un radical d'hydrocarbure (Heywood, 1988).



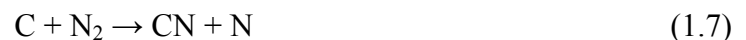
Le CO est ensuite normalement converti en CO<sub>2</sub> avec l'équation (1.2). Bien que l'équation (1.2) suggère une transformation complète du CO, le produit d'une combustion à la stœchiométrie présente aussi une certaine concentration de CO. Cette concentration est principalement due au fait que lorsque les gaz d'échappement sont refroidis avec la phase d'expansion causée par la descente du cylindre, le processus d'oxydation de CO peut être localement interrompu (Heywood, 1988). Selon Environnement Canada (2013), le domaine des transports est responsable de plus de 50 % des émissions de CO au Canada pour l'année 2011. Ce polluant est très toxique par inhalation. Le CO possède plus d'affinité avec les hémoglobines que l'oxygène, alors lorsqu'il est inhalé la réaction dans le poumon se fait plus facilement avec ce polluant qu'avec l'oxygène (Air Liquide Canada Inc., 2008).

### 1.1.2 Les oxydes d'azote

Les NO<sub>x</sub> regroupent le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>). Le NO est un gaz incolore et suffocant, tandis que le NO<sub>2</sub> est un gaz de couleur brun jaunâtre et possède une odeur irritante. Les NO<sub>x</sub> peuvent être formés par deux procédés (Heywood, 1988). Le premier est le mécanisme de NO thermique. Ce type de NO<sub>x</sub> est causé par une réaction qui peut se produire qu'à des températures élevées, ce qui est le cas lors de la combustion dans un moteur à allumage commandé. Voici les réactions qui produisent les NO thermiques (Heywood, 1988) :



La formation des NO thermiques débute à une température de 1 800 K et est maximale à une température comprise entre 2 200 K et 2 400 K. Le deuxième mécanisme est appelé le mécanisme de Fenimore (*prompt NO*). Ce type de NO est produit à la surface de la flamme lors d'une combustion rapide et est favorisé par des conditions de basse température, un mélange riche en carburant et un temps de résidence court. Plusieurs réactions contenant des fragments d'hydrocarbure sont possibles, mais deux de ces réactions, (1.6) et (1.7), semblent plus importantes (Baukal Jr, Gershtein et Li, 2000).



Dans les moteurs à allumage commandé avec un mélange air-carburant homogène, la proportion NO/NO<sub>2</sub> est de 98 % (Heywood, 1988). Les NO<sub>x</sub> sont nocifs pour l'environnement, car ils sont des précurseurs du smog photochimique, contribuent aux pluies acides et sont une des causes de la destruction de la couche d'ozone (Baukal Jr, Gershtein et Li, 2000).

### 1.1.3 Les hydrocarbures imbrûlés

Les HC sont des molécules formées à partir d'hydrogène et de carbone. Ces polluants sont généralement produits par du carburant qui n'a pas brûlé ou qui a subi une combustion incomplète. Les principales causes de production de ce polluant dans un moteur à allumage commandé avec la combustion d'un mélange air-carburant homogène sont : l'extinction de la flamme sur les parois de la chambre de combustion, une combustion incomplète due à une mauvaise qualité du mélange air-carburant, l'emprisonnement du carburant dans les crevasses du piston et un phénomène d'absorption et de désorption des vapeurs de carburant dans le film d'huile servant à lubrifier les murs du cylindre (Heywood, 1988). Les HC sont des gaz à effet de serre (GES), par exemple, il est possible de penser au méthane qui est un GES très puissant.

### 1.1.4 Particules

Les particules sont une agglomération principalement composée de carbone. Ces particules fines ou grossières sont dommageables pour la santé respiratoire des humains. En effet, elles sont une cause importante de la mortalité dans les milieux urbains (Kayes et Hochgreb, 1999). Des normes plus sévères seront en vigueur aux États-Unis à partir de 2017 pour les véhicules légers avec une limite d'émission de particules de 3 mg/mi (1,875 mg/km) (Giechaskiel et al., 2014).

Les particules sont définies en trois différentes catégories selon Giechaskiel et al. (2014) :

- Volatile : complètement évaporé en dessous de 100 °C. Ces particules ont un diamètre d'environ 10 nm. Ces particules sont produites par le phénomène de nucléation à l'intérieur du cylindre.
- Semi-volatile : ces particules s'évaporent entre 100-350 °C. Ces particules ont un diamètre d'environ 100 nm. Ces particules sont produites par les phénomènes de croissances.

- Non-volatile ou solide : ce type ne s'évapore pas jusqu'à 350 °C. Ces particules ont un diamètre d'environ 2 500 nm et sont principalement créées par des matériaux usés du moteur et des amas de particules qui s'étaient déposés sur les parois du système d'échappement et de dilution. Cette particule grossière n'influencera pas vraiment le nombre de particules émises par le moteur, mais plutôt la masse totale des particules.

Le phénomène de nucléation est défini par la température et la disponibilité de précurseur de particules. Ces précurseurs sont entre autres des gouttes de carburants, du carburant liquide déposé sur les parois ou le piston, des zones riches en carburant et des produits de combustion incomplète (Kayes et Hochgreb, 1999).

La croissance regroupe deux phénomènes soit l'adsorption/condensation et la coalescence. L'adsorption/condensation se déroule à l'intérieur du cylindre, dans le système d'échappement et lors de la dilution. Par contre, ce phénomène est accentué lorsque les gaz d'échappement sont refroidis ou dilués. La quantité d'HC et la surface disponible de particules sont les paramètres importants qui vont influencer l'adsorption/condensation. Alors que la quantité totale de particules va faire augmenter au carré la coalescence. Au final, la croissance des particules est dépendant du nombre de particules créé par la nucléation et le résultat est une augmentation de la taille des particules (Kayes et Hochgreb, 1999).

Une oxydation des particules peut se produire à tout moment lorsque la température est suffisamment élevée et qu'il y a une disponibilité d'oxygène (Heywood, 1988). L'oxydation aura pour effet de réduire la masse totale de particules émises.

## **1.2 Les stratégies d'injection**

Cette section permettra de mettre en lumière les différentes configurations possibles de l'injecteur sur un moteur à allumage commandé. De plus, deux modes d'injection seront présentés et leurs effets sur la performance du moteur ainsi que sur les émissions polluantes seront présentés.

### 1.2.1 Positionnement de l'injecteur

La technologie GDI fait de plus en plus son apparition dans les véhicules. La différence entre cette technologie et la technologie qui domine encore le marché à ce jour soit le PFI est le positionnement de l'injecteur de carburant. En effet, le PFI consiste à positionner l'injecteur de façon à ce que l'essence soit injectée dans le port d'admission d'air près des soupapes d'admission du cylindre. Par contre, la technologie GDI consiste à introduire l'essence directement dans le cylindre. La Figure 1.2 illustre la différence entre les deux configurations.

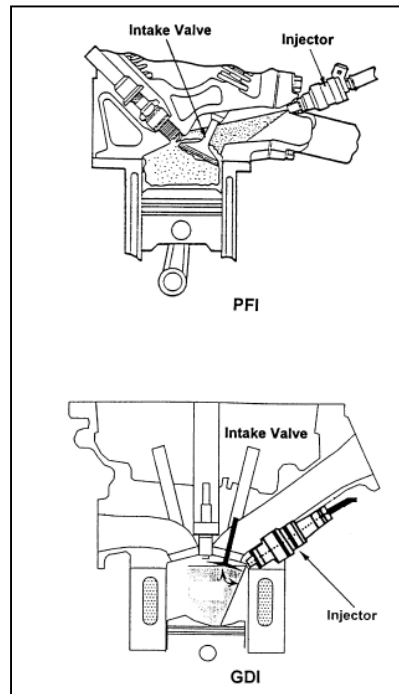


Figure 1.2 Positionnement de l'injecteur pour PFI et GDI (Zhao, Lai et Harrington, 1999)

### 1.2.2 Mode d'injection homogène

Lorsqu'un moteur fonctionne en mode d'injection homogène, le carburant est injecté lors de la phase d'admission d'air dans le cylindre (possible avec le GDI et le PFI). De cette façon,

le carburant a le temps de se mélanger avec l'air de façon homogène. Afin d'avoir la puissance maximale, il est essentiel d'utiliser un mélange homogène à la stœchiométrie ou légèrement riche. La Figure 1.3 présente un exemple des plages d'opération qui sont utilisées pour un moteur à injection directe. Les zones sont définies avec l'excès d'air global du mélange ( $\lambda$ ) et les différentes techniques. Cette figure permet de bien voir qu'à haut couple et/ou haute vitesse c'est un mélange homogène à la stœchiométrie (*Stoichiometric Mode  $\lambda = 1$  without EGR*) qui est préféré afin d'avoir une puissance la plus élevée possible. Pour une moyenne vitesse et un moyen couple, certains moteurs ont la possibilité d'utiliser la recirculation des gaz d'échappement (EGR) avec une combustion à la stœchiométrie (*Stoichiometric Mode  $\lambda = 1$  with EGR*). Cette technique consiste à réintégrer une partie des gaz d'échappement dans le cylindre. Pour une faible vitesse et un moyen couple, c'est un mélange homogène légèrement pauvre (*Lean Mode  $1,2 < \lambda < 1,5$* ) qui est utilisé. Pour un bas couple et une basse vitesse, un mélange pauvre avec le mode d'injection stratifiée est préféré (*Stratified Mode  $1,5 < \lambda < 4,5$* ), ce mode d'injection sera présenté à la section suivante.

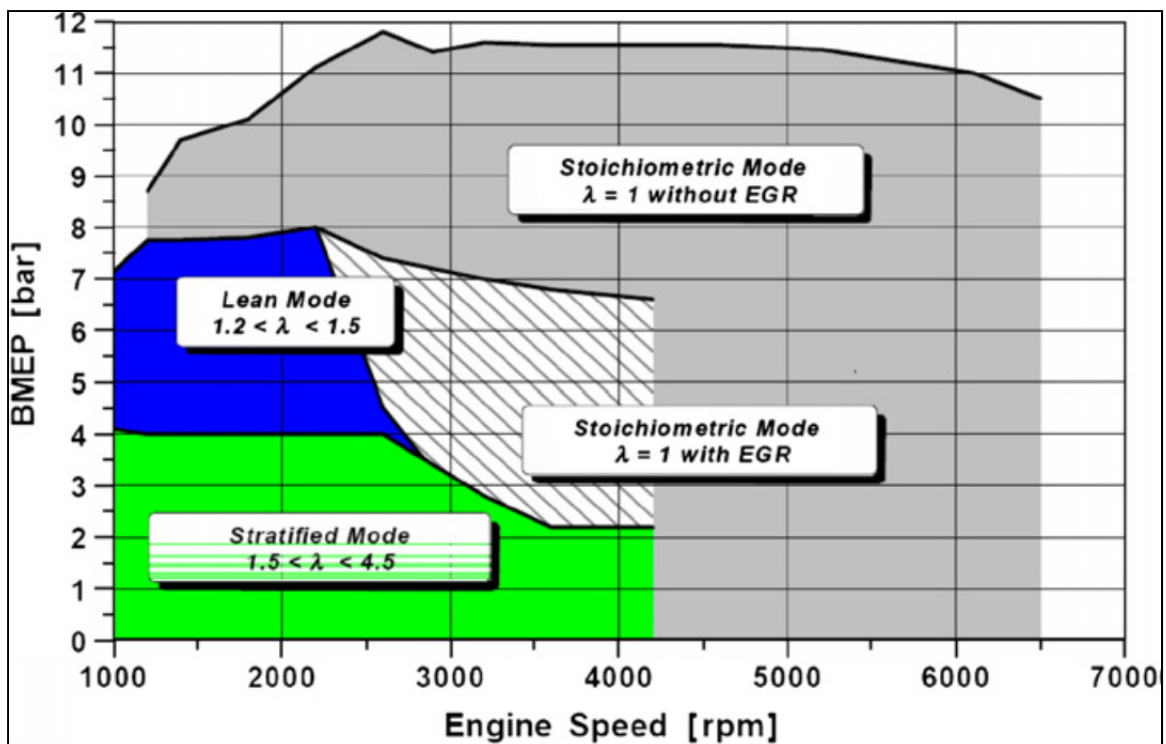


Figure 1.3 Exemple d'une stratégie d'injection pour un moteur GDI (Alkidias, 2007)

### **1.2.3 Mode d'injection stratifiée**

Le mode d'injection stratifiée ou injection tardive permet un mélange global beaucoup plus pauvre en carburant. Comme illustré à la Figure 1.3, il est possible d'atteindre un excédent d'air de l'ordre de 4,5, ce qui est impossible en mode de combustion homogène. Pour y parvenir, l'injection stratifiée consiste à concentrer le carburant à proximité de la bougie afin de créer un mélange localement riche. De cette façon, l'initiation de la combustion est possible même si le mélange global est très pauvre en carburant. Cette technique est utilisée en particulier pour les points d'opération à bas couple et à basse vitesse.

Le mode d'injection stratifiée à l'aide de la technique de l'injection directe a pour particularité ou objectif de ne pas nécessiter de papillon pour contrôler l'admission de l'air. En effet, le fait que la puissance du moteur soit gérée par la quantité de carburant introduit dans le cylindre fait en sorte que la quantité d'air qui est admise n'est pas limitée. Alors, l'avantage le plus important de cette technique est que la restriction causée par la valve papillon est pratiquement nulle. Cette caractéristique représente la raison la plus importante de la réduction de consommation d'essence de ce mode d'injection (Alkidas et El Tahry, 2003).

### **1.2.4 L'injection directe**

Cette partie permettra de mettre en lumière les avantages et les inconvénients de l'utilisation de l'injection directe dans un moteur à allumage commandé. De plus, il sera question des différentes configurations permettant de concentrer le carburant sur la bougie d'allumage quand ce type de moteur fonctionne en mode d'injection stratifiée.

Plusieurs avantages sont attribués au positionnement de l'injecteur à l'intérieur de la chambre de combustion. Ces avantages peuvent être observés en charge homogène et/ou en charge stratifiée. La puissance maximale des moteurs possédant la technologie d'injection directe est améliorée en partie par le résultat d'un phénomène de refroidissement de l'air admis dans le cylindre. Ce phénomène est provoqué par la vaporisation de l'essence dans la chambre de



combustion. Cette vaporisation entraîne un refroidissement de l'air d'admission et du même coup une augmentation de la masse volumique de cet air. Évidemment avec une masse volumique plus élevée, il est possible d'introduire plus d'air ainsi que de carburant pour un même volume de cylindre, alors la puissance maximale du moteur peut être augmentée (Zhao, Lai et Harrington, 1999). Ce phénomène se produit simplement lorsque le moteur fonctionne en mode d'injection homogène, car l'essence doit être injectée lorsque l'air est admis dans le cylindre. Selon Peckham, Finch et Campbell (2011) la technologie GDI présente aussi des avantages par rapport au démarrage à froid des véhicules. En effet, selon eux la technologie PFI ne permet pas un contrôle rigoureux sur la quantité d'essence qui peut être introduite dans le cylindre. Cette problématique est causée par le fait que l'essence a plus de difficulté à se vaporiser et de plus les parois froides du collecteur d'admission peuvent favoriser la condensation de l'essence avant son introduction dans le cylindre. Par contre, avec un injecteur placé directement dans la chambre de combustion, il est beaucoup plus facile de contrôler la quantité d'essence à l'intérieur du cylindre à chaque cycle.

Trois configurations sont possibles pour l'injection directe et la Figure 1.4 illustre ces configurations :

- « *Air-guided* »;
- « *Wall-guided* »;
- « *Spray-guided* ».

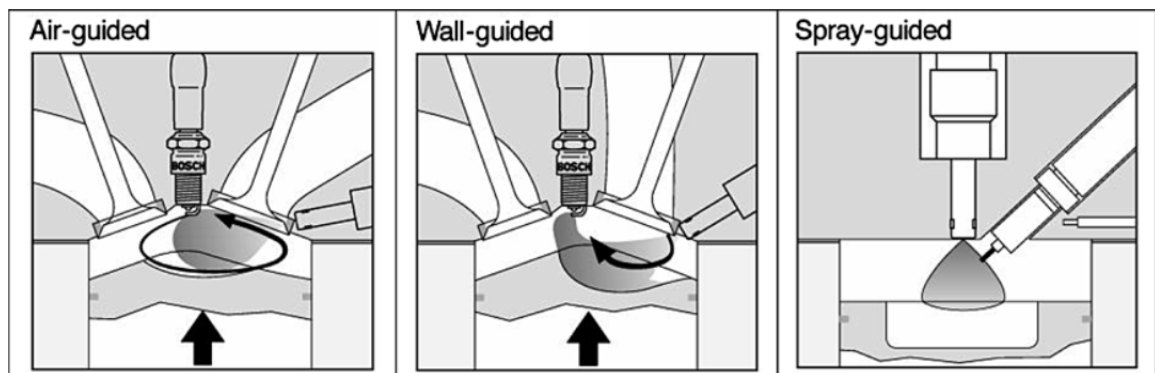


Figure 1.4 Les différentes configurations d'injection directe (Alkidias, 2007)

#### **1.2.4.1 Technique du « *Air-guided* »**

Cette configuration utilise l'écoulement d'air structuré dans la chambre de combustion afin d'orienter le carburant vers la bougie d'allumage. Une géométrie de piston simple est utilisée, mais ce type de technologie nécessite une étude approfondie de l'écoulement de l'air pour orienter le carburant vers la bougie (Alkidas, 2007).

#### **1.2.4.2 Technique du « *Wall-guided* »**

Cette configuration (au centre de la Figure 1.4) nécessite une cavité prononcée sur la tête du piston. Cette cavité permettra au carburant de se diriger et se concentrer sur la bougie d'allumage. L'inconvénient le plus important de cette technique est l'importance du mouillage des parois. En effet, le jet est orienté directement sur le piston, alors dépendamment du point d'opération il est probable qu'il y aura accumulation de liquide sur la tête du piston lors de l'injection stratifiée.

#### **1.2.4.3 Technique du « *Spray-guided* »**

Pour cette configuration, en général l'injecteur est placé en position centrale près de la bougie et peu de formes sur la tête du piston sont nécessaires. De cette façon, il est facile de contrôler le jet pour faire en sorte que le carburant soit dirigé directement sur la bougie. Par contre, une étude démontre que le positionnement de l'injecteur sur côté de la chambre de combustion comme pour la technique du « *Air-guided* » est possible et qu'il présente aussi certains avantages. Effectivement, selon Yamashita et al. (2007), l'utilisation d'un injecteur sur le côté permet une stabilité d'initiation à la combustion plus importante avec une plage de mélange propice à l'allumage disponible plus longtemps dans un cycle comparativement au positionnement de l'injecteur au centre. Cette technique demande donc une attention particulière sur le ou les jets de l'injecteur afin qu'il soit bien orienté vers la bougie et sur l'atomisation du carburant.

#### 1.2.4.4 Comparaison des configurations

Selon Szekely et Alkidas (2005), l'injection directe avec la technologie « *Spray-Guided* » présenterait un avantage face aux autres technologies. Par exemple sur le point de vue de la consommation, la technologie « *Wall-Guided* » permettrait une réduction de la consommation de 11 % comparée à un moteur PFI et la technologie « *Spray-Guided* » permettrait quant à elle une réduction de la consommation de 15,5 %. Cette configuration semble devenir la plus courante sur les nouveaux moteurs à injection directe. Le moteur utilisé dans ce mémoire possède la technologie de « *Spray-Guided* » avec l'injecteur placé sur le côté du cylindre et le piston ne présente pas de cavité importante.

#### 1.2.5 Effet de la stratégie d'injection dans un moteur

Des essais sur un moteur à injection directe ont été faits à plusieurs excès d'air ( $\lambda$ ) en mode d'injection stratifiée et homogène afin de déterminer les effets de cette variable et ainsi présenter les avantages/inconvénient de ce type d'injection par Park et al. (2012) en modifiant aussi la pression d'injection (100, 150 et 200 bar). Les résultats démontrent une diminution de la consommation spécifique de carburant (CSC), des émissions de  $\text{NO}_x$  et d'HC par rapport à l'utilisation du moteur en mode homogène à la stœchiométrie. Par contre, ce mode d'injection stratifiée cause une augmentation des émissions de particules et une diminution de la stabilité du moteur. De plus, les auteurs remarquent que l'augmentation de la pression d'injection permet de meilleures performances du moteur, soit la diminution de la CSC et une augmentation de la stabilité.

Des essais faits par Huegel et al. (2015) présentent la différence du point de vue de la combustion à l'aide d'un moteur équipé de thermocouples placés sur les parois du cylindre, de la tête du cylindre et sur la surface du piston. Les résultats démontrent que même si des pressions et des températures plus élevées sont observées dans la région de la flamme, la perte de chaleur par les parois est plus faible en mode d'injection stratifiée. Ce résultat permet en partie d'expliquer la réduction de la CSC obtenue dans cette étude, soit une réduction d'environ 16 % par rapport au mode d'injection homogène.

Des essais ont été faits avec un moteur à injection direct de type « *Wall-Guided* » avec de l'essence et de l'éthanol, par Sementa, Maria Vaglieco et Catapano (2012) qui rapporte qu'en conditions d'injection homogène que le carburant atteint une bonne homogénéisation avec l'air. Cette bonne homogénéisation est provoquée par un important mouvement d'air dans le cylindre lorsque les soupapes d'admission sont ouvertes et que le piston descend. Inversement, en mode d'injection stratifiée, ce phénomène de mouvement d'air n'est pas ou peu présent. Ceci permet une pénétration plus importante du jet de carburant pendant que le piston se rapproche du point mort haut (PMH). Alors, le carburant entre en contact avec le piston faisant en sorte qu'une couche de carburant se crée sur la surface du piston. Ce carburant liquide sur le piston va créer une région riche en carburant qui accentuera la production d'HC comparativement au mode d'injection homogène. D'autres auteurs, tels que Sholes et al. (2010) perçoivent aussi ce phénomène. En effet, des essais sur un moteur à injection directe équipé de capteurs optiques permettant de percevoir le taux d'évaporation et les gouttes de carburant ont démontré qu'une partie du carburant est toujours sous forme de gouttelettes près de la bougie en mode d'injection stratifiée. Selon les auteurs, le jet de carburant est formé de façon à ce que le centre de celui-ci soit évaporé tandis qu'aux extrémités des gouttes de carburant persistent. Par contre, en mode d'injection homogène les gouttes de carburants sont perçues que durant une courte période juste après l'injection.

### **1.3 Les carburants**

Cette section permettra de présenter chaque carburant. Un tableau permettra de comparer les principales propriétés physiques et chimiques qui auront une influence sur les essais faits lors des expérimentations et quelques résultats d'études avec ces carburants seront présentés.

#### **1.3.1 L'essence**

La formule chimique équivalente de l'essence est le  $C_{6,75}H_{12,99}$  (Serras-pereira, Aleiferis et Richardson, 2013). L'essence sans plomb pour automobile au Canada est composée de plus de 90 % d'essence (mélange d'alcanes), d'une concentration en éthanol variant de 0 à 10 % et de moins de 1,5 % de benzène. L'essence possède une plage d'inflammabilité assez

restreinte soit d'une limite inférieure de 1,4 % et une limite supérieure de 7,6 % (Shell Canada Limitée, 2005). Ces limites rendent l'essence assez sécuritaire. L'essence possède un PCI qui se chiffre à 42,7 MJ/kg (Serras-pereira, Aleiferis et Richardson, 2013).

### 1.3.2 Les biocarburants

Les carburants oxygénés comprennent, entre autres, les esters et les alcools. L'un des avantages des alcools sur les carburants conventionnels est sans aucun doute le fait qu'ils sont renouvelables. En effet, les alcools peuvent être produits à partir de matières organiques. Les matières utilisées peuvent être des produits agricoles comme le maïs, le blé, la canne à sucre, la betterave, etc. Ces alcools produits par les procédés utilisant des aliments comestibles pour la production d'alcool sont appelés les biocarburants de première génération. Toutefois, certaines recherches ont permis de faire la lumière sur des procédés utilisant les matières résiduelles des producteurs agricoles. Les résultats de ces procédés sont appelés les biocarburants de deuxième génération. Malheureusement, ces procédés sont encore en phase de développement, car économiquement ils ne sont pas aussi rentables que la production de carburant de première génération. De plus, il semble que la quantité de résidu agricole ne sera jamais assez importante pour que les carburants de deuxième génération soient une voie de remplacement possible aux carburants conventionnels (Marinova, Paris et Chaouki, 2014). Trois principaux biocarburants seront utilisés lors des expérimentations, soit l'éthanol, le butanol et l'acétone.

#### 1.3.2.1 L'éthanol

L'éthanol ( $C_2H_5OH$ ) (voir Figure 1.5) est l'alcool ayant la plus petite chaîne de carbone qui sera utilisé lors des expérimentations soit une chaîne de deux carbones suivie d'un groupe d'hydroxyle (OH).

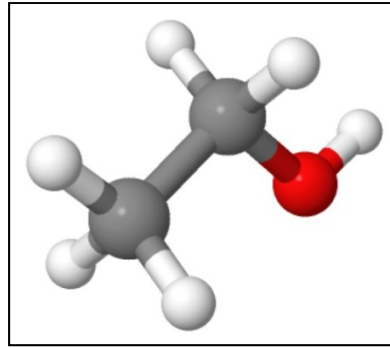


Figure 1.5 Représentation  
trois dimensions de l'éthanol  
(Ertl et Bienfait, 2014)

Cet alcool est utilisé dans les boissons alcoolisées consommées par l'être humain. Le liquide est incolore, volatil et possède une odeur assez agréable à faible concentration. Cet alcool peut aussi servir de solvant (INRS, 2011b). Son pouvoir calorifique inférieur est de l'ordre de 26,9 MJ/kg (Yaws, 2003). En plus d'être consommé par l'humain, l'éthanol est présentement utilisé dans plusieurs pays en tant que carburant comme au Brésil par exemple. La production de l'éthanol peut être faite par les industries pétrolières ou par fermentation de sucre. À l'heure actuelle, les deux principaux producteurs de bioéthanol sont les États-Unis et le Brésil. Les États-Unis utilisent du maïs comme matière sucrée tandis que le Brésil utilise la canne à sucre (Kumar et al., 2013).

### 1.3.2.2 Le butanol

Le butanol suscite de l'intérêt à cause de ses caractéristiques physiques et chimiques qui se rapprochent de l'essence. Le butanol ( $C_4H_9OH$ ) possède plusieurs isomères. En effet, il est possible de produire quatre isomères soit du *n*-butanol, *sec*-butanol, *iso*-butanol et *tert*-butanol. La différence entre ces isomères du point de vue chimique est la position de l'hydroxyle dans la chaîne de quatre carbones. La Figure 1.6 représente la molécule du *n*-butanol, l'atome d'oxygène est complètement au bout de la chaîne de quatre carbones.

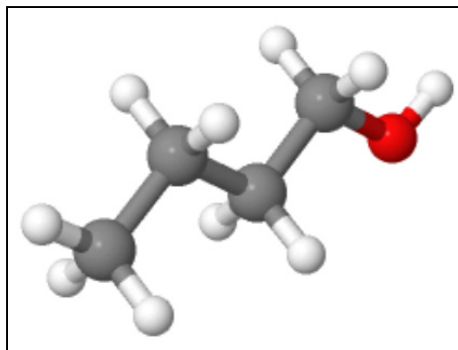


Figure 1.6 Représentation trois dimensions du *n*-butanol (Ertl et Bienfait, 2014)

Le *n*-butanol est l'isomère le plus utilisé pour des fins de combustion dans un moteur à allumage commandé à cause de la similarité plus grande entre ses propriétés physiques à ceux de l'essence comparativement aux autres isomères. Par exemple, le *sec*-butanol n'est pas préféré comme carburant dû à sa faible résistance à l'auto-inflammation et le *tert*-butanol dû à température de fusion trop élevée (Regalbuto et al., 2012). Dans le cadre de ce mémoire, c'est donc seulement la variante du butanol la plus utilisée sera décrite et observée. Dans la littérature, il est aussi possible de retrouver l'appellation butan-1-ol pour le *n*-butanol. Le butanol est un liquide incolore et d'une odeur désagréable à forte concentration. Il peut lui aussi être utilisé comme solvant (INRS, 2011a). La caractéristique la plus intéressante est son pouvoir calorifique inférieur qui se chiffre à 33,3 MJ/kg (Yaws, 2003) qui s'approche de celui de l'essence comparativement à l'éthanol. La fabrication du butanol peut se faire par pétrochimie ou par fermentation. Les procédés de fermentation deviennent de plus en plus attrayants économiquement avec la hausse du prix des carburants fossile (Kumar et al., 2013). Un des procédés les plus utilisés est le procédé de fermentation à l'aide de la levure *C. saccharoperbutyl-acetonicum* qui permet d'obtenir un mélange de 29 % d'acétone, de 67 % de butanol et de 4 % d'éthanol (Thang, Kanda et Kobayashi, 2010). Deux sous-produits sont alors créés avec ce procédé. Par contre, les chercheurs étudient présentement une autre alternative de levure soit l'*Escherichia Coli* qui produirait que du butanol (Atsumi et al., 2008).

### 1.3.2.3 L'acétone

L'acétone ( $C_3H_6O$ ) sera aussi expérimentée lors des essais à cause de sa présence dans le résultat de la production de butanol par voie de fermentation. La Figure 1.7 permet de voir l'agencement de la molécule avec une chaîne de trois carbones et un atome d'oxygène fixé sur le carbone au centre de la chaîne avec une liaison double. À la base, l'acétone est plus connue pour ses propriétés de solvant (INRS, 2008) que pour son utilisation en tant que carburant. Néanmoins, son pouvoir calorifique de 26,9 MJ/kg (Yaws, 2003) et la présence d'oxygène dans la molécule en font un carburant oxygéné intéressant à évaluer.

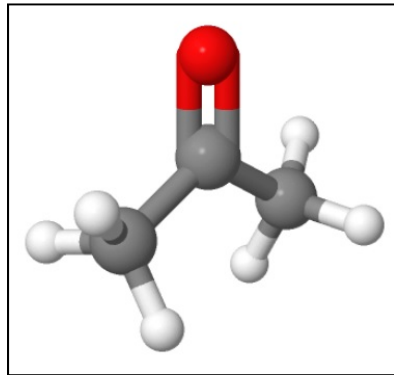


Figure 1.7 Représentation trois dimensions de l'acétone (Ertl et Bienfait, 2014)

### 1.3.3 Comparaison des carburants

Le Tableau 1.1 présente les propriétés importantes qui caractérisent l'essence et les carburants oxygénés pour la combustion. Un autre tableau de comparaison est présenté en ANNEXE I pour les propriétés physiques et chimiques servant à des calculs qui seront présentés plus loin.



Tableau 1.1 Comparaison des carburants

Carburants	Essence	Éthanol	<i>n</i> -Butanol	Acétone	
Formule chimique	C <sub>6,75</sub> H <sub>12,99</sub> <sup>b</sup>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	
Masse moléculaire (g/mol)	100-105 <sup>b</sup>	46,07	74,1	58,08	
Point d'ébullition (°C)	25 - 225 <sup>a</sup>	78	118	56	
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	740 <sup>a</sup>	787,2	806,3	785,7	
Enthalpie de vaporisation (MJ/kg)	0,34-0.37 <sup>c</sup>	0,87	0,67	0,55	
Limite d'explosivité (% vol)	Inférieure	1,3 <sup>a</sup>	4,3	1,4	2,6
	Supérieure	7,6 <sup>a</sup>	19	11,2	12,8
Température d'auto-inflammation (°C)	257 <sup>a</sup>	423	343	538	
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg)	42,7 <sup>b</sup>	26,9 <sup>a</sup>	33,9 <sup>a</sup>	29,6 <sup>d</sup>	
Concentration en carbone (%)	86,19	52,2	64,82	62,09	

Les valeurs non identifiées sont tirées de (Yaws, 2003)

(a) = (Petro-Canada, 2015)

(b) = (Serras-pereira, Aleiferis et Richardson, 2013)

(c) = (Aleiferis et al., 2010)

(d) = (Zhang et al., 2015)

Des liens rapides peuvent être faits entre la longueur de la chaîne de carbone des carburants oxygénés et de leurs propriétés. Tout d'abord, il est possible de constater que le pouvoir calorifique inférieur, la masse molaire et bien sûr la teneur massique de carbone augmentent avec l'augmentation du nombre de carbones dans la chaîne. Tandis que la température d'auto-inflammation diminue avec l'augmentation de la chaîne de carbone. De plus, il est possible de remarquer que tous les carburants oxygénés possèdent une masse volumique plus élevée que l'essence.

#### 1.3.4 Effet de l'utilisation des carburants oxygénés dans un moteur

La conséquence la plus marquée de l'effet de l'ajout de carburants oxygénés à l'essence est l'augmentation de la consommation spécifique de carburant. Ce phénomène est plus marqué avec l'utilisation des alcools à petite chaîne de carbone tels que le méthanol et l'éthanol. Avec l'éthanol, Broustail et al. (2012) et Zhang et al. (2014) remarquent une plus grande consommation avec l'ajout d'alcool. De plus, ces auteurs démontrent qu'une plus grande consommation est observable avec l'éthanol que le butanol. En effet, Broustail et al. (2012) remarquent une augmentation linéaire de la CSC pour des concentrations d'alcool de 0, 25,

50, 75 et 100 % et une augmentation de 60 % pour l'éthanol pur et de 30 % pour le butanol pur.

Pour les émissions de polluants réglementés, plusieurs études sur des mélanges de carburants oxygénés ont déjà été faites. Pour commencer, il ne semble pas y avoir un consensus dans les recherches précédemment publiées sur l'effet de l'ajout d'éthanol sur les émissions de CO en mode d'injection homogène. Quelques auteurs démontrent une diminution des émissions de CO avec l'ajout d'alcool dans le mélange (Costagliola et al., 2013; Hsieh et al., 2002; Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001; Wu et al., 2004). Par exemple, dans (Costagliola et al., 2013), des mélanges de 10, 20, 30 et 85 % d'éthanol avec de l'essence dans un moteur à injection indirecte présentent une diminution des émissions de CO avec l'augmentation du taux d'éthanol. Les essais de Hsieh et al. (2002) permettent de voir une réduction des émissions de CO jusqu'à 90 % avec l'ajout de 30 % d'éthanol à l'essence (E30). Par contre, les auteurs attribuent cette tendance au changement de richesse causé par la présence d'oxygène dans l'éthanol. Tandis que Broustail et al. (2012) , Dernote et al. (2010) et Wallner et Frazee (2010) quant à eux remarquent une augmentation des émissions de CO avec l'ajout d'alcool. Au final, Wu et al. (2004) démontrent que c'est la richesse du mélange qui influence le plus les émissions de CO et non le taux d'éthanol (jusqu'à 30 %). Ces résultats démontrent que lorsque le mélange air-carburant est pauvre en mode d'injection homogène, le moteur ne génère pratiquement pas de CO. En mode d'injection stratifiée avec un moteur utilisant la technique du « *Wall-Guided* », Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) ont obtenu une légère réduction des émissions de CO sur plusieurs points d'opération avec l'ajout d'éthanol. Ces essais ont été faits avec de faibles concentrations en éthanol (E5, E10 et E15).

Pour les émissions de NO<sub>x</sub>, une tendance particulière semble observée par plusieurs auteurs. Plusieurs recherches démontrent qu'une faible concentration de carburants oxygénés ajoutée à l'essence a pour effet d'augmenter légèrement ou égaler les émissions de NO<sub>x</sub> par rapport à l'essence. Par contre, à de fortes concentrations de carburants oxygénés, l'effet est inversé soit que moins de NO<sub>x</sub> sont produits par rapport à l'essence (Costagliola et al., 2013; He et

al., 2010; Hsieh et al., 2002; Ratcliff et al., 2013; Wallner et Frazee, 2010). Les essais avec du E10, E20, E30, E85 et B10 dans (Costagliola et al., 2013) démontrent une légère augmentation pour les mélanges de 10 et 20 % des émissions de NO<sub>x</sub>. Par contre, le mélange E85 provoque une réduction de 15 %. Les auteurs expliquent ce phénomène par une diminution de la pression maximale dans le cylindre, causée par une chaleur de vaporisation plus élevée pour l'éthanol réduisant la température dans le cylindre. D'autres essais ont été faits sur un moteur à injection direct avec des mélanges d'E10, E50, B16 et B83 par Wallner et Frazee (2010). Les auteurs perçoivent très peu de changement pour les mélanges d'E10 et de B16, mais une réduction lors de l'utilisation du E50 et B83. En mode d'injection stratifiée, il semble que même pour de faibles concentrations en carburant oxygéné une réduction des émissions de NO<sub>x</sub> est perceptible. En effet, Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) remarquent soit pas de changement ou une légère diminution des émissions de NO<sub>x</sub> avec des mélanges d'E5, E10 et E15, comparativement à de l'essence.

En ce qui concerne les émissions d'HC, la tendance générale est une diminution de ces émissions avec l'ajout de carburants oxygénés (Cooney et al., 2009; Hsieh et al., 2002; Jia et al., 2005; Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001; Varol et al., 2014; Wallner et Frazee, 2010; Wu et al., 2014; Zhang et al., 2014). En effet, dans (Varol et al., 2014), les auteurs expérimentent l'utilisation des mélanges à 10 % de méthanol, d'éthanol et de butanol dans un moteur à allumage commandé et obtiennent une réduction de 13,4, 15,1 et 18,45 % respectivement par rapport à l'essence. Wu et al. (2004) attribuent cet effet à la présence d'une molécule d'oxygène dans l'éthanol qui permettrait une combustion plus complète. Par contre, tout comme pour les émissions de CO, les HC sont intimement liés à la richesse du moteur en combustion homogène. En effet, dans (Wu et al., 2004) il est possible de voir ces tendances et les auteurs ont trouvé que les émissions d'HC sont plus basses lorsqu'un mélange de 10 % d'éthanol était utilisé avec un  $\lambda$  légèrement supérieur à 1. Les résultats de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) illustrent la même tendance en mode d'injection homogène. En effet, les auteurs observent une réduction des émissions d'HC avec l'ajout de 5, 10 et 15 % d'éthanol, par contre une augmentation marquée de ces émissions est observée en mode d'injection stratifiée.

Par rapport aux émissions de particule, il semble que l'ajout de carburants oxygénés a pour effet de réduire ces émissions. En étudiant les chemins d'oxydation de l'éthanol pour un mélange homogène, Broustail et al. (2012) ont démontré que l'augmentation d'éthanol dans le carburant permettrait de diminuer les précurseurs tels que l'éthylène ( $C_2H_4$ ), le méthane ( $CH_4$ ) et l'acétylène ( $C_2H_2$ ). Ces conclusions semblent bien se refléter sur d'autres recherches expérimentales qui démontrent une diminution des émissions de particules avec l'ajout de carburants oxygénés. En effet, il est possible de voir cette réduction dans quelques articles (Costagliola et al., 2013; He et al., 2010; Zhang et al., 2014) en mode d'injection homogène. Par contre, il semble qu'en mode d'injection stratifié la tendance n'est pas la même. En effet, les résultats de Chen et Stone (2011) démontrent qu'en mode d'injection stratifiée, l'ajout d'éthanol a pour effet d'augmenter le nombre et la masse des particules.

#### **1.4 Synthèse de la revue de la littérature**

La revue de la littérature a permis de constater que la stratégie d'injection a un effet important sur les émissions polluantes et les performances du moteur. En effet, le mode d'injection stratifiée permet une réduction de la CSC. Par contre, l'utilisation de ce mode d'injection semble modifier les émissions polluantes sur un moteur. Certains auteurs aperçoivent une réduction des émissions par rapport à un mélange homogène à la stœchiométrie, tandis que certains assument que ce type d'injection causera une augmentation des émissions d'HC, et du fait même, la concentration massique de particules due à un manque de temps pour l'évaporation du carburant. Tandis que du point de vue des carburants oxygénés, plusieurs études ont été faites et tendent à montrer que l'ajout de ces carburants a une influence généralement positive sur les émissions polluantes en mode d'injection homogène. En effet, il semble que l'ajout de ces carburants permet une certaine réduction des émissions d'HC, de particules et une réduction des émissions de  $NO_x$  lorsque de fortes concentrations de carburants oxygénés sont utilisées. Pour les émissions de CO, la tendance est plus ou moins définie. Par contre, peu d'études permettent de comparer l'utilisation de ces carburants oxygénés pour les deux modes d'injection. Ce manque de donnée dans ce domaine est assez crucial, car plusieurs voitures sont maintenant équipées de

la technologie d'injection directe et de plus en plus de carburants oxygénés sont disponibles sur le marché. De plus, il a été démontré que lors de la fabrication du butanol par voie de fermentation de l'acétone et de l'éthanol sont produits aussi. Contrairement à l'éthanol, l'acétone a été peu étudiée pour son utilisation dans un moteur à allumage commandé. Alors, ce manque de donnée se doit d'être comblé afin de proposer une application viable à l'utilisation du butanol et ses sous-produits afin de rendre la production par voie de fermentation plus intéressante.

De plus, la cartographie d'un moteur permet à celui-ci de varier les paramètres de la combustion, il est donc très pertinent de comprendre l'influence que ces paramètres peuvent avoir sur les émissions polluantes et les performances d'un moteur. En effet, d'un moteur à l'autre et d'un point d'opération à l'autre les résultats ne seront pas les mêmes et se comparent plus difficilement. Il est alors très pertinent d'évaluer sur un même moteur à un point d'opération fixe l'effet combiné de différentes stratégies d'injection et de différents mélanges de carburants oxygénés sur les émissions polluantes et les performances d'un moteur à injection directe.

### **1.5 L'objectif de recherche**

Ce projet de recherche permettra d'explorer l'utilisation du butanol et ses sous-produits (acétone et éthanol) lorsqu'il est produit par voie de fermentation dans un moteur à essence. Avec une proportion importante de l'acétone dans le mélange ABE (acétone-butanol-éthanol), une attention particulière a donc été apportée sur l'effet de l'ajout d'acétone. Alors, des mélanges d'éthanol, de butanol et de BE (butanol-éthanol) seront aussi testés à des fins de comparaison. De plus, ce projet permettra la comparaison entre la combustion d'un mélange homogène à la stœchiométrie ( $\lambda$  de 1), homogène pauvre ( $\lambda$  de 1,1 et 1,2) et stratifié ( $\lambda$  entre 1,7 et 2,1) afin d'intégrer l'utilisation des mélanges de carburants oxygénés à la technologie de l'injection directe de plus en plus répandue sur les nouveaux moteurs à faible consommation d'essence.

L'objectif de ce mémoire est de :

- Caractériser l'effet de l'intégration d'acétone dans un mélange d'ABE (acétone-butanol-éthanol) et d'essence dans un moteur à allumage commandé à injection directe sous les modes d'injection homogène et stratifiée.

Cet objectif pourra être réalisé à l'aide de ces sous-objectifs :

- Établir les paramètres d'utilisation optimaux du moteur pour les modes d'injection homogène et stratifiée.
- Évaluer l'effet de l'ajout d'éthanol, de butanol, de BE et d'ABE avec les deux modes d'injection sur la combustion et les performances du moteur.
- Étudier l'effet de l'ajout d'éthanol, de butanol, de BE et d'ABE et les deux modes d'injection sur les émissions de polluants réglementés (CO, NO<sub>x</sub> et HC) et de particules.

Afin de réaliser ces objectifs, un montage expérimental a donc été mis en place et le prochain chapitre permettra de présenter ce montage ainsi que les appareils utilisés.

## CHAPITRE 2

### DESCRIPTION DU MONTAGE ET DÉTERMINATION DES POINTS D'OPÉRATION

Ce chapitre a pour principal objectif de décrire le montage expérimental utilisé pour les essais. En premier lieu, le montage du moteur sera plus amplement présenté. Par la suite, les analyseurs de polluants et de particules seront décrits. Ensuite, les calculs permettant l'analyse des données seront présentés ainsi que les erreurs associées à ceux-ci. Finalement, les points d'expérimentation seront établis.

#### 2.1 Banc d'essai moteur

Le moteur utilisé est un moteur à allumage commandé à injection directe (EP6DT). Ce moteur utilisé pour les essais est le fruit d'un partenariat entre BMW et PSA Peugeot Citroën équipant des sous-compacts de chaque fabricant (Schopp, Kiesgen et Lechner, 2010). Ce moteur présente une cylindrée de  $1\,598\text{ cm}^3$  et est utilisé comme un moteur à aspiration atmosphérique dans ce mémoire. Les caractéristiques principales du moteur sont présentées dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Spécification du moteur EP6DT

Nom technique	EP6DT
Type de carburant	Essence
Nombre de cylindres / Valves	4 en ligne / 16 soupapes
Cylindrée	$1\,598\text{ cm}^3$
Alésage x Course	77 x 85,8 mm
Taux de compression	10,5:1

Le moteur est couplé à un dynamomètre à courant de Foucault. Le dynamomètre AVL alpha 160 est utilisé afin de contrôler la vitesse de rotation et de mesurer le couple produit par le moteur.

L'acheminement du carburant au moteur est fait par une pompe basse pression placée près du réservoir de carburant. La pompe et les conduites de carburant ont été sélectionnées afin de résister aux carburants utilisés lors des expérimentations. La Figure 2.1 présente le montage du système d'acheminement du carburant. Une valve de restriction a été installée afin de garder la pression dans le système à environ 5 bar tout en laissant le débit de carburant non utilisé par le moteur être réacheminé au réservoir.

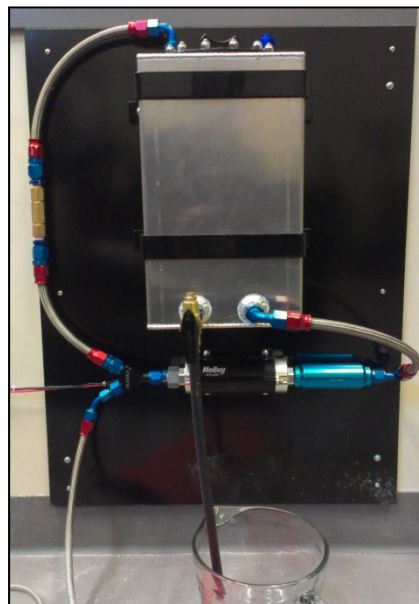


Figure 2.1 Système d'alimentation en carburant

Le contrôle du ratio air-carburant a pu être ajusté avec l'utilisation d'une sonde Lambda à large bande de Horiba jumelée à un amplificateur de signal 0-5 V modèle LD-700 de Horiba également.

Le contrôle du moteur est fait par un CompactRIO modèle 9012 de National Instruments avec le logiciel *LabVIEW*. Ce contrôleur permet de faire acquisition de toutes les données provenant des capteurs présents sur le moteur comme les données de pressions, de positions, de températures et de débits à l'aide du module AD Combo (*Analog input and Digital input*). Le positionnement/régime du moteur est déterminé à l'aide d'un encodeur fixé sur l'arbre à



comes. L'encodeur de BEI permet une lecture de 1 440 pulses par révolution de l'arbre à comes. C'est-à-dire que pour chaque révolution du moteur (vilebrequin) l'encodeur permet une résolution de 720 pulses/révolution. Le moteur cadence donc ses actions par rapport à cette précision. Le contrôleur permet aussi de contrôler le calage et la durée de l'injection grâce au module DI (*Direct Injection driver*) ainsi que le calage de l'allumage à l'aide du module ESTTL (*Engine-Synchronous TTL output*). De plus, le CompactRIO permet de contrôler toutes les composantes électroniques du moteur à l'aide du module LowSide (*Low-Side solenoid*).

Voici, la liste des paramètres électroniques contrôlés par le CompactRIO avec le module LowSide, alors que les autres branchements électriques sont présentés à l'ANNEXE II.

- Relais du démarreur;
- Valve de décharge du turbo;
- Thermostat piloté;
- Refroidissement du turbo;
- Valve papillon d'admission d'air;
- Valve de régulation de la pression du carburant.

Un capteur de pression (modèle 6056A de Kistler) intégré dans la bougie d'allumage permet d'acquérir les données de pressions à l'intérieur du cylindre #1. Le signal passe par un amplificateur de charge (modèle 5010 de Kistler) pour être envoyé à une carte DAQ (NI DAQ SCB 68) qui permet l'enregistrement des données à l'aide d'un programme *LabVIEW*. Le programme permet l'acquisition de la pression à chaque pulse de l'encodeur, ainsi il est possible d'obtenir la pression à l'intérieur du cylindre à chaque 0,5 degré vilebrequin (°CA). Ces données permettront d'évaluer la combustion ainsi que la stabilité du moteur. Ces données de pression sont enregistrées pendant une période de 300 cycles.

### 2.1.1 Injecteur

Bien entendu dans un moteur à injection directe, l'injecteur est une pièce très importante. En effet, les paramètres d'utilisation ainsi que sa configuration auront un impact sur les performances du moteur. En effet, selon Noyori et Inoue (2007) qui ont fait des essais avec six injecteurs ayant un positionnement de trous différent et un L/D (ratio entre la longueur du cylindre du trou et son diamètre) différents, le type d'injecteur influence grandement l'atomisation du carburant, la pénétration du jet, l'entraînement de l'air et la vitesse du jet. Ces caractéristiques de l'injection vont avoir une influence marquée sur la combustion. Les injecteurs utilisés pour cette étude sont les injecteurs d'origine du moteur EP6DT. Ces injecteurs font partie de la famille HDEV 5.2 (Figure 2.2) fabriquée par la compagnie Bosch. Les injecteurs HDEV 5.2 opèrent à une pression d'injection d'essence jusqu'à 200 bars et une configuration à sept trous est possible.



Figure 2.2 Injecteur HDEV 5.2 (Bosch, 2013)

Sur ce moteur, la pression d'injection maximale peut atteindre 150 bar, car la pompe haute pression est limitée mécaniquement à cette valeur. L'injecteur équipé sur le moteur possède sept trous dont la position a été sélectionnée pour la configuration de ce moteur. En effet, en visualisant la position des trous, il est possible de voir que les trous sont orientés directement sur la bougie. Cette configuration propose donc que ce moteur à injection directe utilise la technique du « *Spray-guided* » présenté dans le CHAPITRE 1. Les sept trous de l'injecteur ont un diamètre de 0,175 mm. À l'ANNEXE III il est possible de voir la photo prise à l'aide

d'un microscope. Le microscope est relié à un ordinateur et à l'aide d'un logiciel, il a été possible de mesurer les trous de l'injecteur. De plus, en ANNEXE IV, il est possible de voir les paramètres électriques utilisés pour le contrôle de l'injecteur.

### 2.1.2 Montage final du moteur

La Figure 2.3 présente le schéma du montage. Pour commencer, il est possible de voir que le capteur de pression est positionné sur le cylindre #1 (le plus près du dynamomètre). Le turbocompresseur a été schématisé, mais comme mentionné, dans le cadre de ce mémoire le moteur a été utilisé de façon atmosphérique. Pour ce faire, la soupape qui oblige les gaz d'échappement d'entrée dans le turbocompresseur (*wastegate*) n'a pas été activée. Le système de dilution sera présenté plus en détail dans la prochaine section.

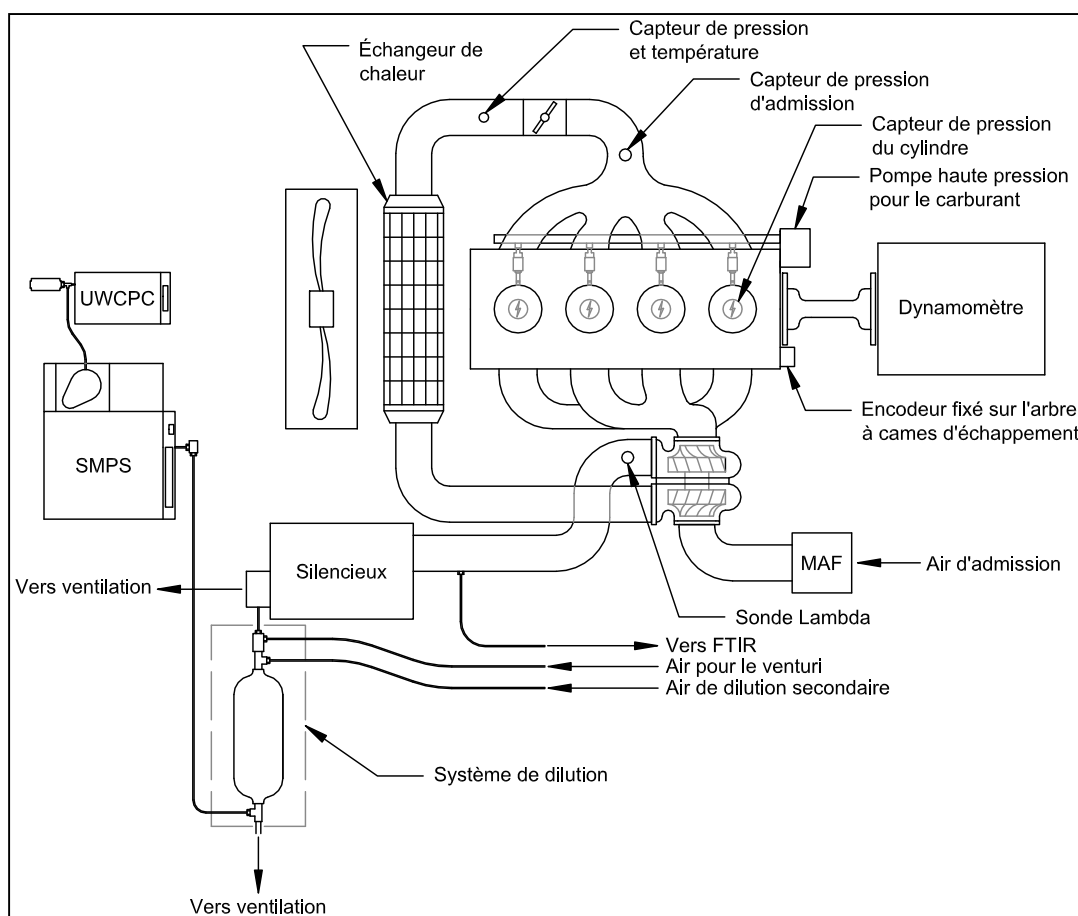


Figure 2.3 Schéma du montage

La Figure 2.4 présente le montage final du moteur. Comme il est possible de voir, le moteur est monté sur un châssis rigide (bleu) soutenu par des pattes (en rouge) qui permettent la fixation sur une plaque d'acier. Cette plaque d'acier est appuyée sur des suspensions pneumatiques permettant de limiter les vibrations. De plus, il est aussi possible de voir que la configuration de l'admission d'air a été modifiée sur le moteur (jonction en bleu et tuyau en aluminium) afin de faciliter le refroidissement de l'air d'admission à l'aide de l'échangeur de chaleur et du ventilateur. De cette façon, il est possible à l'aide d'un ventilateur de garder la température de l'air d'admission près de la température du laboratoire qui est relativement constante.

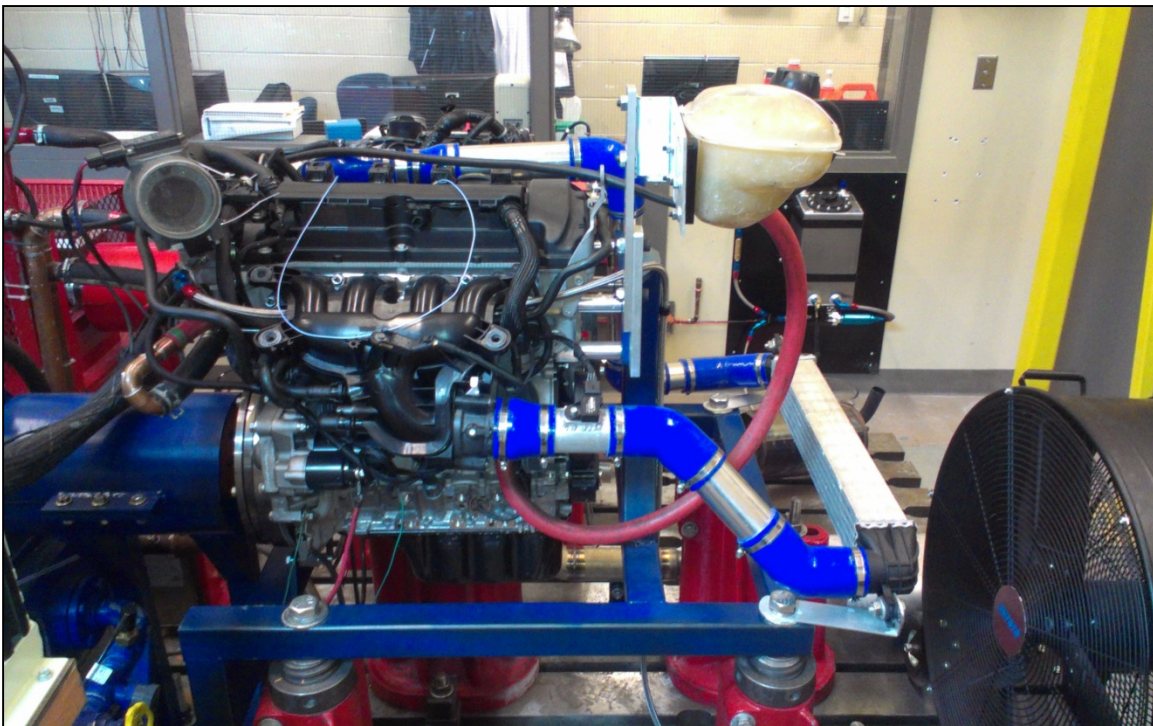


Figure 2.4 Moteur côté admission

Les composantes électriques sont présentées sur la Figure 2.5 où il est possible d'apercevoir, de gauche à droite, le CompactRIO, l'amplificateur Horiba pour la sonde à oxygène, l'amplificateur Kistler du capteur de pression.

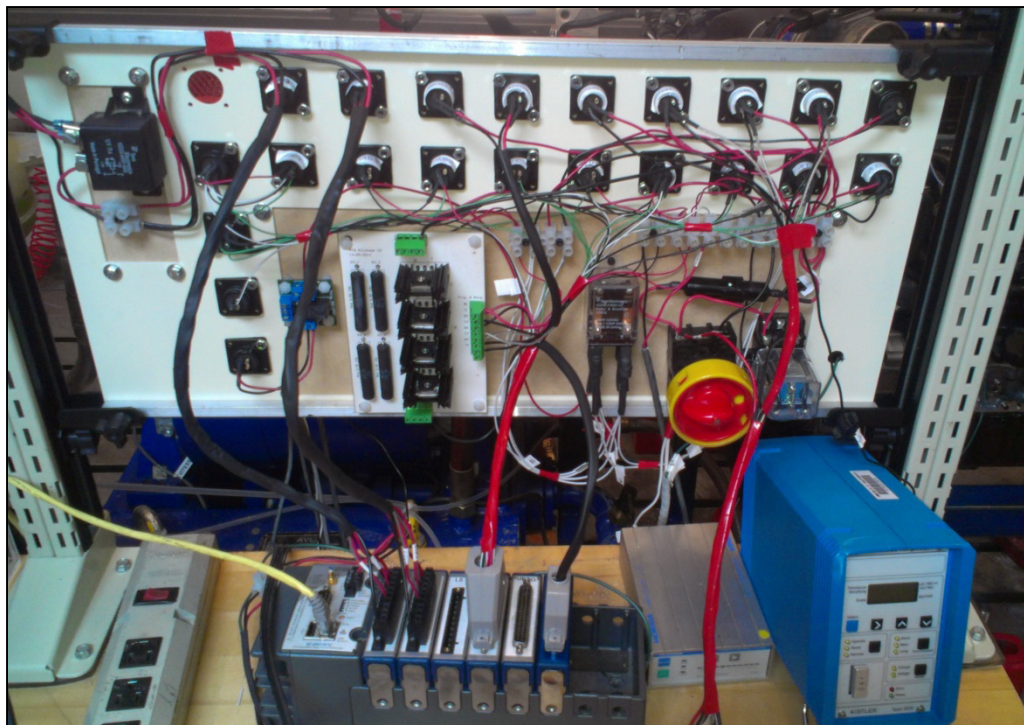


Figure 2.5 Connexions électriques du moteur

## 2.2 Analyseurs de polluants et de particules

Les gaz d'échappement sont analysés par un FTIR (*Fourier Transform InfraRed spectroscopy*) modèle 600 de CAI (*California Analytical Instruments*). Les gaz d'échappement sont acheminés à l'appareil à l'aide d'une ligne chauffante permettant de garder les gaz à une température de 191 °C afin d'éviter la condensation dans la ligne et dans l'appareil. Le FTIR permet de déterminer la concentration de molécule non symétrique dans un débit de gaz. Lors des expérimentations, le FTIR était en mesure d'évaluer les concentrations d'hydrocarbures imbrulés, représentés par la molécule de propane ( $C_3H_8$ ), le méthane ( $CH_4$ ), le monoxyde de carbone (CO), le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ), l'eau ( $H_2O$ ), le formaldéhyde (HCHO) et les oxydes d'azote (NO et  $NO_2$ ).

Les émissions de particules sont évaluées par l'analyseur de particules qui est en fait un regroupement de plusieurs technologies. En effet, deux appareils et un logiciel du fabricant TSI sont utilisés pour l'obtention et la récolte de données concernant la quantité et la

dimension des particules. Pour commencer, un classificateur électrostatique est utilisé afin de séparer les particules de différents diamètres. L'appareil utilisé est le « *Series 3080 – Electrostatic Classifiers* ». L'appareil commence par neutraliser les charges électriques des particules. Ensuite, l'échantillon de gaz passe dans le DMA (*Differential Mobility Analyser*) (Modèle 3018). L'utilité de cette composante est de séparer les particules en se basant sur leur mobilité électrique (TSI, 2006). Après avoir séparé les particules d'une certaine dimension, les particules sont envoyées à l'UWCPC (*Ultrafine Water-based Condensation Particle Counter*) modèle 3786. Cet appareil est en mesure de détecter des particules jusqu'à une dimension de 2,5 nm, et avoir un débit maximum de 0,6 L/min. Le principe de fonctionnement consiste en un laser qui illumine la particule et un capteur optique qui détecte la particule (TSI, 2005). Par contre, la particule en soit est trop petite pour être détectée par le capteur optique. Donc, une technique de condensation est utilisée pour déposer de l'eau sur la particule pour en augmenter son volume et du même coup sa visibilité. Cette technique consiste à faire passer le débit d'aérosol dans un tube où les parois sont humiques. Les parois sont chauffées de telle sorte que l'eau est en phase surchauffée. En passant dans cet environnement, la particule grossit au fur et à mesure qu'elle traverse le tube (TSI, 2005). Afin de comptabiliser et de transmettre les données obtenues par les appareils, le logiciel *Aerosol Instrument Manager* de TSI est utilisé. Ce logiciel complète le système SMPS (*Scanning Mobility Particle Sizer*) utilisé lors des essais.

Le système d'analyse de particules a été réglé avec un débit d'échantillonnage de 0,6 L/min et une durée de 120 secondes. Ce réglage offre une plage de diamètre de particules de 9 à 469 nm. Le logiciel permet d'appliquer une correction de charges multiples et de diffusion avec une densité de particule fixée à 1,00 g/cc et une densité des gaz de 0,0012 g/cc.

Afin de respecter la concentration maximale de particules et d'éviter la condensation dans l'UWCPC, les gaz d'échappement doivent être dilués avec de l'air déshumidifié. Le système de dilution consiste en un venturi, un apport d'air secondaire et un réservoir de mélange. La Figure 2.6 permet de comprendre le montage. Pour commencer, l'air qui alimente le venturi permet d'aspirer l'air qui provient de l'échappement. Ensuite, un second apport d'air fournit

une dilution secondaire. L'air dilué passe dans un réservoir tampon afin d'homogénéiser le mélange. Finalement, une partie de l'échappement dilué est aspiré par l'appareil d'analyse de particules à l'aide d'une pompe à l'intérieur de l'appareil et le reste de l'écoulement est rejeté dans le système de ventilation.

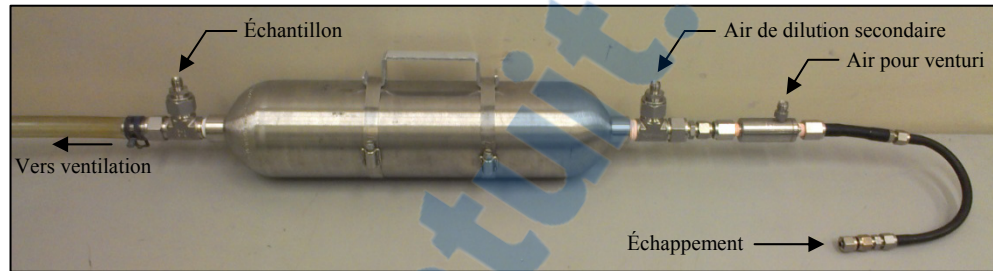


Figure 2.6 Système de dilution

Le taux de dilution (TD) a été fixé à 10:1. L'équation (2.1) permet de calculer le taux de dilution en fonction du taux de  $CO_2$  (Desantes et al., 2011) :

$$TD = \frac{CO_{2(Brut)} - CO_{2(Ambiant)}}{CO_{2(Dilué)} - CO_{2(Ambiant)}} \quad (2.1)$$

Les essais sont tous faits avec le même taux de dilution, alors l'effet de la dilution sur les particules est constant.

### 2.3 Analyse des données

Pour l'analyse des performances du moteur ainsi que la section des polluants ( $CO$ ,  $NO_x$  et  $HC$ ), les essais ont été faits de la même façon. C'est-à-dire que les essais avec les mélanges de carburants oxygénés n'ont été faits qu'une seule fois, tandis que les essais à l'essence ont été répétés neuf fois afin de voir la variation possible entre chaque jour d'essai.   partir de ces neuf essais, une analyse statistique a été faite.   l'aide de la loi de *Student*, un intervalle de confiance à 95 % a été fait sur la moyenne ( quation (2.2)). Dans les figures qui seront présentées dans le CHAPITRE 3 et le CHAPITRE 4, il sera possible de voir les barres

d'incertitude sur les résultats à l'essence et ces barres sont propres à chaque point d'expérimentation analysé. Par contre, pour les particules, les essais n'ont été faits que sept fois pour l'essence et une seule fois pour les mélanges de carburants. Dans cette section du chapitre, les équations permettant de traiter les données recueillies sur le banc d'essai seront présentées. De plus, l'intervalle de confiance à 95 % selon la loi de *Student* sera présenté pour les essais en mode d'injection homogène à la stœchiométrie pour chaque paramètre étudié. L'équation représente le calcul fait afin de trouver l'intervalle de confiance sur la moyenne pour chaque point analysé avec l'essence (Lamarche, 2013). De plus, quelques sources d'erreur seront présentées pour chaque paramètre. Par contre, il est important de mentionner que la principale cause de variation dans les résultats provient de l'utilisation d'un moteur alternatif à combustion interne. En effet, chaque cycle de combustion ne peut être identique à cause de plusieurs variables comme l'oscillation du papillon, de la pression de carburant, du temps d'ouverture des injecteurs, etc. Toutes ces variables du moteur sont contrôlées, mais il reste toujours une certaine variation possible.

$$\bar{x} - t_{c,v} \frac{S_x}{\sqrt{n}} < \mu < \bar{x} + t_{c,v} \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (2.2)$$

Dans cette équation, la variable  $t_{c,v}$  est donnée par la distribution de *t-Student*,  $\bar{x}$  est la moyenne expérimentale,  $n$  est le nombre d'essai et  $S_x$  est l'écart-type de l'échantillonnage.

### 2.3.1 Coefficient de variation de la pression moyenne effective

Ce paramètre permettra de quantifier la stabilité du moteur à l'aide des données de pression obtenue à l'intérieur du cylindre. Tout d'abord, il faut calculer la pression moyenne effective indiquée (PMEI) pour chaque cycle du cylindre à l'aide de l'équation (2.3).

$$PMEI = \frac{\int PdV}{V_{cyl}} \quad (2.3)$$



Par la suite, il suffit de calculer le coefficient de variation avec l'équation (2.4). Dans le cadre de ce mémoire, ce coefficient de variation est calculé sur 300 cycles.

$$CV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{\bar{X}_{PMEI}} \quad (2.4)$$

L'intervalle de confiance à 95 % sur la moyenne des essais à l'essence a été évalué à 8,3 % pour les valeurs de PMEI. Le seul capteur nécessaire pour ce paramètre d'analyse est le capteur de pression. Le fabricant établit une erreur de linéarité de l'ordre de 0,5 % et une erreur de sensibilité à la température de 0,6 % (AVL, 2011). Ces erreurs sont assez faibles permettant d'affirmer qu'elles sont négligeables. Par contre, des paramètres extérieurs peuvent affecter la variabilité des résultats. Pour commencer, le couple du moteur n'est pas fixé physiquement durant les essais, mais plutôt de façon visuelle par rapport à la valeur affichée par le dynamomètre. Durant les essais, un écart de +/- 0,5 Nm a été toléré. De plus, les conditions de l'air du laboratoire ne sont pas régulées précisément de sorte que la température et l'humidité de l'air peuvent fluctuer entre les jours d'essai.

### 2.3.2 Consommation spécifique de carburant

La CSC est la consommation de carburant d'un moteur par unité de puissance fournie. Ce paramètre permet d'évaluer la capacité du moteur à transformer le carburant en puissance et avec ce paramètre il est aussi possible de comparer l'efficacité du moteur à différents points d'opération. Pour le calcul de ce paramètre, il faut simplement diviser le débit massique de carburant (g/h) par la puissance du moteur (kW).

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

Par contre, sur le montage expérimental ces données ne sont pas mesurées. Néanmoins, il est possible de calculer la CSC avec d'autres données du montage. Avant d'être en mesure de trouver la masse de carburant introduit dans le moteur, il est essentiel d'approfondir la notion

de l'excès d'air ( $\lambda$ ) pour une combustion. Le  $\lambda$  représente le rapport entre le ratio air-carburant présent ( $AF_{actuel}$ ) et le ratio air-carburant stœchiométrique ( $AF_S$ ) du carburant.

$$\lambda = \frac{AF_{actuel}}{AF_S} \quad (2.6)$$

Le  $AF_S$  (équation (2.7)) est trouvé en équilibrant l'équation chimique de la combustion du carburant afin que tout le carburant et l'oxygène soient transformés en  $CO_2$  et  $H_2O$ . Cette valeur sera donc différente pour tous les carburants qui seront testés dans ce mémoire. Les résultats de ce calcul seront présentés plus loin.

$$AF_S = \frac{m_{air}}{m_{carb}} \quad (2.7)$$

Où :  $m_{air}$  est la masse d'air nécessaire pour une combustion complète du carburant  
 $m_{carb}$  est la masse de carburant

En jumelant l'équation (2.6) à l'équation (2.7), il est possible de calculer la masse de carburant avec la valeur de la sonde Lambda, la masse d'air consommé par le moteur et le résultat du calcul du  $AF_S$ .

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

Par la suite, il faut trouver la puissance délivrée par le moteur. Il est possible de calculer cette puissance à l'aide de l'équation (2.9) où  $N$  est la vitesse de rotation en tr/min et  $T$  est le couple mesuré par le dynamomètre en Nm.

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

Finalement, avec toutes les données, il est possible de calculer la CSC en g/kWh. L'équation (2.10) représente le calcul final avec  $\dot{m}_{air}$  en g/h.

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

Pour les résultats de CSC, l'intervalle de confiance à 95 % sur la moyenne est de 3,4 %. Cet intervalle est principalement causé par la variabilité de la mesure du débit d'air (MAF). En effet, ce capteur présente d'un coefficient de variation de l'ordre de 3,75 % sur un point d'opération fixe sur 50 cycles. Les autres capteurs en jeu sont la sonde Lambda avec une précision de 4 % pour un  $\lambda$  jusqu'à 1,2 (Horiba, 2015) et le couple mesuré par le dynamomètre. Comme pour la PMEI, la CSC est aussi affectée par les conditions de l'air dans le laboratoire.

### 2.3.3 Dégagement de chaleur

Le calcul du dégagement de chaleur permettra une analyse plus approfondie de la combustion. Ce calcul est possible grâce aux données de pression et de volume du cylindre. En effet, l'équation (2.11) tirée de (Ceviz et Kaymaz, 2005) permet de calculer le dégagement de chaleur avec les différentiels de pression et de volume ainsi que la pression et le volume instantané. Cette équation provient de la première loi de la thermodynamique. Pour les conditions de l'air dans le cylindre, l'indice polytropique ( $\gamma$ ) a été fixé à 1,36. Des études comme celle de Ceviz et Kaymaz (2005) essaient de concevoir un modèle permettant d'évaluer l'indice polytropique en fonction de l'évolution de la combustion. Néanmoins, cette valeur influence peu l'allure de la courbe du dégagement de chaleur, mais plutôt l'intensité du dégagement de chaleur. Dans l'équation (2.11), il est possible d'apercevoir le terme  $dQ_w$  qui représente la perte de chaleur par les parois du cylindre. Ce paramètre ne peut pas être calculé à partir des données de pression, car celles-ci représentent le travail indiqué de la combustion. De cette façon, le calcul de l'équation (2.11) représente seulement le dégagement de chaleur utile de la combustion.

$$dQ_{hr} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP + dQ_w \quad (2.11)$$

Après avoir fait le calcul du dégagement de chaleur, il est possible de trouver la fin de la combustion. Le critère afin de déterminer la fin de la combustion est lorsque trois valeurs de dégagement de chaleur sont négatives après le PMH. L'erreur du dégagement de chaleur sera discutée dans la section de la fraction massique brûlée, car ces deux paramètres sont intimement liés par les données brutes utilisées.

### 2.3.4 Fraction massique brûlée

La fraction massique brûlée (FMB) permet de voir l'évolution de la combustion à l'intérieur du cylindre. Ce calcul permettra par la suite de caractériser l'initiation de la combustion et la durée de la combustion. L'équation (2.12) présente le calcul du FMB qui a été développé par Rassweiler et Withrow (Ceviz et Kaymaz, 2005). Pour ce calcul, la fin et le début de la combustion doivent être au préalable déterminés. Le début de la combustion ( $\theta_{ing}$ ) est établi par l'allumage et la fin de la combustion ( $\theta_{FC}$ ) à l'aide de la valeur obtenue suite à l'application du critère de trois valeurs négatives lors du calcul du dégagement de chaleur. Par la suite, à chaque incrément l'augmentation de pression causée par la combustion doit être calculée à l'aide de l'équation (2.13) tirée de (Ball, Raine et Stone, 1998) où  $V_{PMH}$  est le volume restant lorsque le piston est à son point le plus haut.

$$FMB_{\theta} = \frac{\sum_{\theta_{ing}}^{\theta} \Delta P_c}{\sum_{\theta_{ing}}^{FC} \Delta P_c} \quad (2.12)$$

$$\Delta P_c = \left( P_{i+1} - P_i * \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right) * \left( \frac{V_i}{V_{PMH}} \right) \quad (2.13)$$

Après avoir fait ce calcul, il est possible de déterminer le temps nécessaire pour l'initiation de la combustion ainsi que la durée de la combustion. Ces deux paramètres sont exprimés respectivement par les variables FMB0-10 et FMB10-85. Afin de calculer ces valeurs, il

suffit d'évaluer le temps entre l'allumage et le moment où 10 % de la fraction massique de carburant est brûlée et le temps entre le moment où 10 et 85 % de la fraction massique est brûlée. Ces valeurs sont exprimées en degrés vilebrequin ( $^{\circ}\text{CA}$ , *Crank Angle*).

L'intervalle de confiance à 95 % sur la moyenne est satisfaisant pour les résultats de FMB0-10 et FMB10-85 avec respectivement des valeurs de 2,1 % et 1,7 % pour les essais à l'essence. Le capteur de pression qui présente une erreur négligeable et l'encodeur optique avec une précision de 0,5  $^{\circ}\text{CA}$  sont les seuls capteurs utiles pour le calcul de ces résultats. Encore une fois, les conditions de l'air peuvent affecter les résultats. De plus, la température du carburant peut jouer un rôle dans le déroulement de la combustion et elle n'est, tout comme les conditions de l'air, pas contrôlé.

### 2.3.5 Émissions polluantes

Pour l'analyse des données des émissions polluantes réglementées, l'équation (2.14) est utilisée afin de trouver les émissions spécifiques du polluant analysé (Heywood, 1988). Les données de la concentration des polluants dans les gaz d'échappement prises par le FTIR, du capteur de débit d'air et de la puissance développée par le moteur sont utilisées pour le calcul.

$$ES_{\text{polluant}} = \frac{X_{\text{polluant}} * \dot{m}_{\text{air}}}{P_f} \quad (2.14)$$

Ce calcul est fait tel quel pour les émissions de CO. Pour les NO<sub>x</sub>, les résultats du NO et du NO<sub>2</sub> sont additionnés. Pour les émissions d'HC, le logiciel du FTIR représente ces émissions sous base de propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>). De plus, le méthane (CH<sub>4</sub>) est aussi analysé par le FTIR. Les émissions d'HC sont présentées sous forme de méthane dans ce mémoire. Alors, les résultats d'HC seront calculés selon l'équation (2.15).

$$ES_{HC} = \frac{(X_{CH_4} + 3X_{C_3H_8}) * \dot{m}_{air}}{P_f} \quad (2.15)$$

L'analyse statistique a été faite afin d'évaluer les variations possibles pour chaque polluant. L'intervalle de confiance (95 %) calculé sur les résultats de tous les polluants est évalué et présenté au Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Intervalle de confiance (95 %) sur la moyenne pour les résultats de polluants

Produit de combustion	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	NO <sub>x</sub>	HC
Intervalle de confiance (95 %)	4,26 %	2,00 %	7,51 %	5,69 %	2,29 %

L'intervalle de confiance se situe entre 2 et 7,5 % pour les résultats de polluant. Aucune information n'est disponible sur l'erreur de l'analyseur de polluant (FTIR). Par contre, d'autres capteurs entrent en ligne de compte lors du calcul des émissions spécifique soit le couple mesuré par le dynamomètre et le débit d'air d'admission.

### 2.3.6 Émission de particules

Les résultats des émissions de particules ne subiront pas de post-traitement. En effet, le logiciel permet d'extraire directement la distribution des particules sous plusieurs aspects, par exemple, il est possible d'extraire les distributions en fonction de la masse des particules ou bien en fonction du nombre de particules comptées. De plus, le logiciel permet d'extraire la concentration totale de particules dans le débit envoyé à l'analyseur. Les résultats ne seront donc pas extrapolés afin d'approximer les concentrations réelles dans l'échappement. De ce fait, tous les résultats représenteront un échantillon des gaz d'échappement dilués à un ratio de 10:1 avec de l'air déshumidifié.

Selon une étude évaluant tous les systèmes de mesures pour les particules, le SMPS est considéré comme ayant une précision de 15 % (Giechaskiel et al., 2014). Par contre, cette donnée ne prend pas en compte l'erreur possible du taux de dilution. Comme expliqué précédemment, le taux de dilution est fixé manuellement. Étant difficile à régler, la variation

entre les taux de dilution qui a été tolérée est de  $\pm 5\%$ . De plus, il est possible de prendre en compte l'erreur qui peut être causée par la FTIR lors du calcul du taux de dilution avec les données du  $\text{CO}_2$ . À l'aide de la formule des moindres carrés (2.16), l'addition de ces erreurs établit une erreur totale de 16,5 % pour le système d'analyse de particules.

$$E = \sqrt{Erreur_{SMPs}^2 + Erreur_{Dilution}^2 + Erreur_{CO_2}^2} \quad (2.16)$$

Des essais de répétabilité ont été faits pour la mesure des émissions de particules. Suite aux sept essais, les données ont montré un intervalle sur la moyenne de 35 % avec une confiance de 95 %. Par contre, une donnée était hors norme selon le Critère de Chauvet. Suite au retrait de cet essai, la répétabilité est de 22 %. Pour les essais en mode d'injection stratifiée, l'intervalle sur la moyenne est de 45 % avec une confiance de 95 %. Ce grand écart dans les résultats peut être expliqué par plusieurs phénomènes. Pour commencer, le moteur est un agencement de plusieurs sources de variation. En effet, comme il sera possible de le voir plus tard, les coefficients de variation cyclique du moteur sont d'environ 5 % pour le mode d'injection stratifiée. De plus, la température de dilution n'est pas contrôlée ce qui peut causer des variations du résultat final (Giechaskiel et al., 2014). Comme pour la plupart des autres paramètres analysés, les conditions du laboratoire peuvent influencer aussi le nombre de particules émises par le moteur, car les températures de l'air d'admission ainsi que du carburant ne sont pas contrôlées et peuvent jouer un rôle lors de la formation de particules. De plus, le système de dilution peut jouer un rôle dans les résultats des émissions de particules, car comme expliqué dans le CHAPITRE 1, certains phénomènes de transformation des particules sont encore en action dans l'échappement et le système de dilution. Il sera donc important de ne pas négliger ces facteurs d'erreur lors de l'analyse des résultats.

## 2.4 Point d'opération

Pour les points d'opération, les deux stratégies d'injection seront utilisées soit le mode d'injection homogène et le mode d'injection stratifiée. La puissance développée par le moteur a été sélectionnée afin de représenter une condition sur l'autoroute à 2 000 tr/min.

Une pression moyenne effective au frein (PMEF) permet de représenter une charge sur un moteur indépendamment de la cylindrée du moteur. De cette façon, il est possible de comparer les performances de différents moteurs. La PMEF (bar) est calculée à l'aide de l'équation (2.17), où  $V_d$  est la cylindrée du moteur en  $\text{cm}^3$  et  $T$  est le couple en Nm.

$$PMEF = \frac{4\pi * T}{V_d} * 10 \quad (2.17)$$

Cette PMEF a été fixée à 3,5 bar afin de pouvoir comparer les résultats avec ceux obtenus dans la littérature et cette valeur représente un couple de 44,5 Nm. Ce point d'opération restera constant pour tous les essais.

#### 2.4.1 Mode d'injection homogène

Pour le mode homogène, trois différents ratios air-carburant seront utilisés soit un  $\lambda$  de 1, un  $\lambda$  de 1,1 et un  $\lambda$  de 1,2. Pour chaque ratio air-carburant, l'allumage a été optimisé afin d'obtenir le couple maximal. La pression de carburant a été fixée à 50 bar pour les essais en mode d'injection homogène. L'avance à l'injection a été fixée à 250 °CA avant le point mort haut (AvPMH). Ce paramètre a été fixé après quelques essais avec de l'essence et ne semblait pas avoir une grande influence sur les performances du moteur. Des essais sur un moteur à injection directe ont été faits afin de déterminer l'influence de ce paramètre. Il s'avère que, selon les données de Noyori (2006), ce paramètre peut être important lorsque le moteur fonctionne à forte charge et à haut couple. Par contre, pour le couple et la vitesse choisis, ce paramètre peut être situé entre 240 et 320 °CA AvPMH sans qu'il y ait de changement marqué sur la CSC et la production de particules.

#### 2.4.2 Mode d'injection stratifiée

Lors de l'utilisation du mode d'injection stratifiée, les  $\lambda$  évalués sont de 1,7, 1,8, 1,9, 2 et 2,1. Comme pour le mode homogène, l'allumage a été optimisé pour chacun des points. Par contre, en charge stratifiée, l'avance du début de l'injection (DDI) influence grandement les



performances du moteur. Afin de sélectionner l'avance à l'injection, un balayage de l'avance à l'injection et de l'avance à l'allumage a été fait avec de l'essence à un  $\lambda$  de 2 afin de déterminer les réglages optimaux pour minimiser la CSC, le  $CV_{PMEI}$ , et les émissions polluantes.

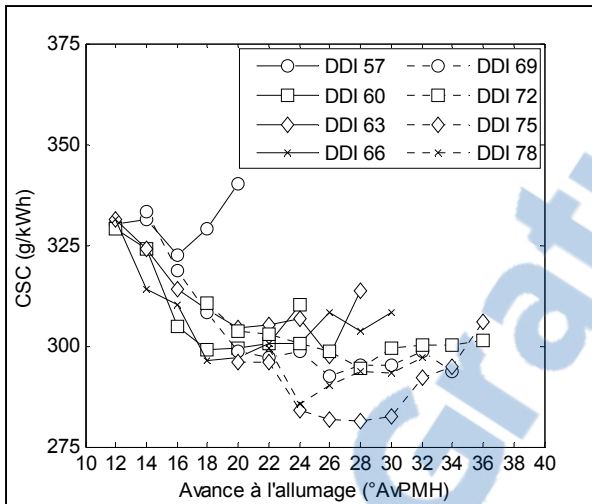


Figure 2.7 Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur la CSC

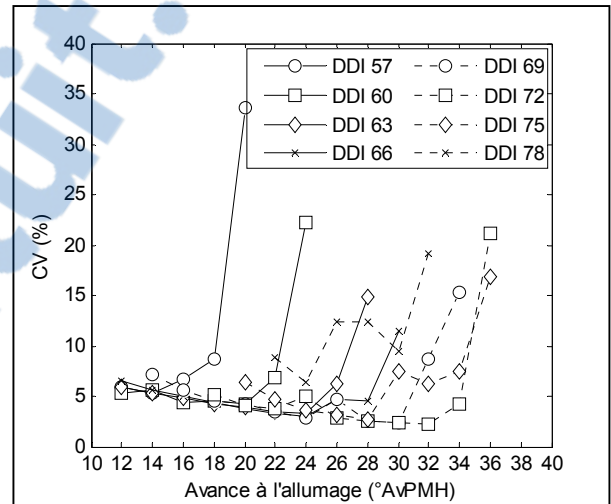


Figure 2.8 Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur le coefficient de variation de la PMEI

Les résultats de ce balayage sont présentés à la Figure 2.7 et Figure 2.8 pour la CSC et le  $CV_{PMEI}$ , tandis que la Figure 2.9, la Figure 2.10 et la Figure 2.11 présentent l'effet sur les émissions polluantes. Par contre, étant donné le temps nécessaire pour la prise de données des émissions de particules, celles-ci n'ont pas été évaluées.

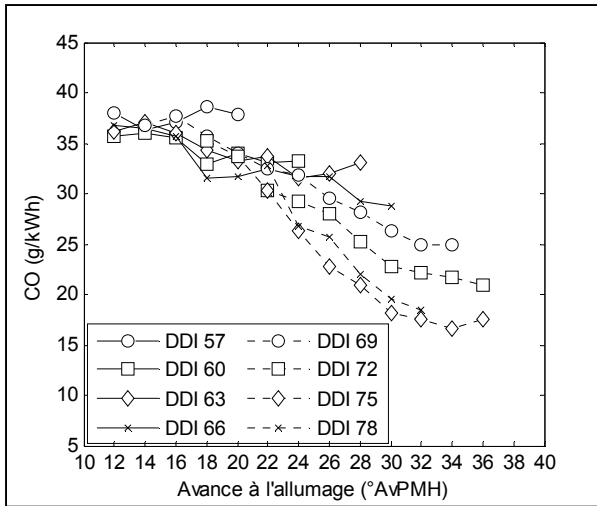


Figure 2.9 Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur le CO

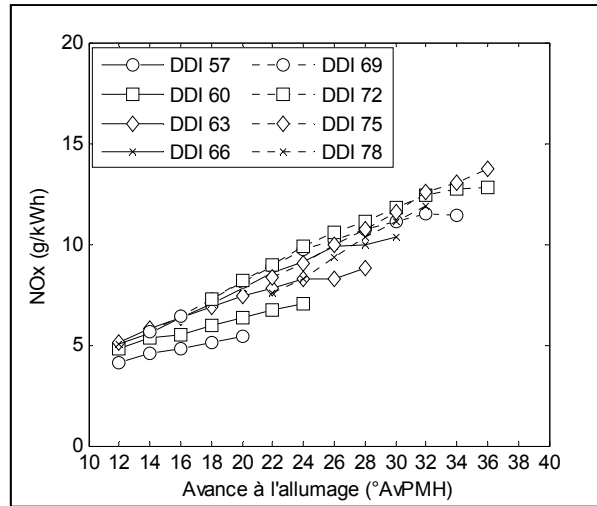


Figure 2.10 Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur les NO<sub>x</sub>

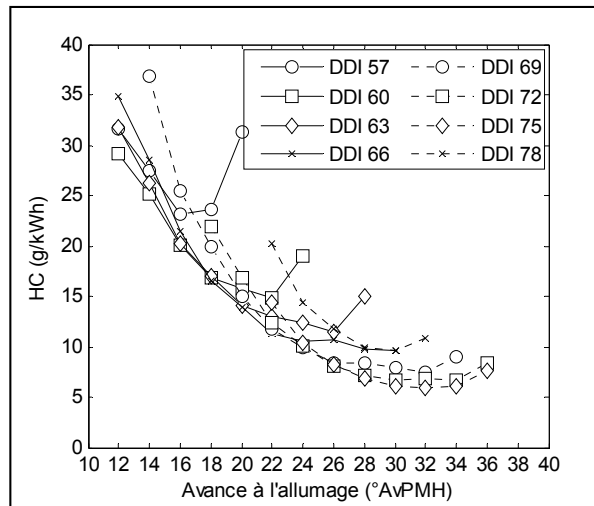


Figure 2.11 Effet du balayage de l'avance à l'injection et à l'allumage sur les HC

À la suite de cet exercice, il a été convenu que l'avance à l'injection sera fixée à 75 °CA AvPMH pour tous les essais en charge stratifiée et que l'avance à l'allumage peut être légèrement ajustée entre 26 et 30 °CA AvPMH. Ce point d'opération permet une réduction assez importante de la CSC, par contre il est possible de voir qu'à ce réglage les  $CV_{IMEP}$  sont légèrement affectés, car il y avait présence de ratés d'allumage lors des essais. Du point de vue des émissions polluantes, il est possible de voir une réduction marquée des

émissions d'HC pour une avance à l'injection de 75 °CA AvPMH. De plus, les émissions de CO sont minimisées pour le réglage choisi. La réduction de ces deux polluants suggère une combustion plus complète du carburant, car ces polluants sont le produit de combustion incomplète. Il est aussi probable de croire que cette combustion plus complète entrainera une baisse des émissions de particules aussi. Par contre, cette avance maximise la production de NO<sub>x</sub>. Cette tendance est tout à fait normale comme il a été décrit dans le CHAPITRE 1. La pression du carburant dans la rampe a quant à elle été fixée à 100 bars pour ce mode d'injection. À la suite de cette étude préliminaire, les conditions d'opération sont définies et présentées au Tableau 2.3.

Tableau 2.3 Paramètres des points d'opération

Mode d'injection	Homogène	Stratifiée
Température du moteur	~90°C	
Vitesse de rotation	2000 RPM	
PMEF	3,5 bar	
Pression de carburant	50 bar	100 bar
Avance à l'injection (° CA AvPMH)	250	75
Avance à l'allumage (°CA AvPMH)	18 à 22	26 à 30

### 2.4.3 Mélanges de carburants

Dans cette étude, l'éthanol, le butanol, un mélange de butanol et d'éthanol (BE) et un mélange d'acétone, de butanol et d'éthanol (ABE) seront mélangés à l'essence. Les concentrations d'acétone, de butanol et d'éthanol dans le mélange d'ABE ont été choisies afin de refléter les proportions présentes lors de la fabrication du butanol par voie de fermentation. Comme il a été présenté dans la section 1.3.2.2, la concentration des différents produits du mélange d'ABE avec une fermentation par lot du glucose à l'aide de la bactérie *C. saccharoperbutyl-acetonicum* peut être de 29 % d'acétone, 67 % de butanol et de 4 % d'éthanol. Alors, afin de reproduire approximativement ce mélange, le ratio du mélange d'ABE sera de 3:6:1 (Thang, Kanda et Kobayashi, 2010). Pour vérifier l'effet de l'acétone, un mélange de BE sera aussi testé avec 6 portions de butanol pour une portion d'éthanol. Tous les carburants oxygénés seront mélangés à l'essence à des concentrations volumiques

de 10, 20 et 40 % et tout au long de cette étude les mélanges seront identifiés par leur type de carburant comme EXX, BXX, BEXX et ABEXX, où XX est la concentration volumique du mélange. Comme mentionné précédemment (section 2.3.2), chaque carburant possède son  $AF_s$ , ce paramètre aura une influence sur la CSC de chacun des mélanges. Ces  $AF_s$  ont été calculés et sont présentés au Tableau 2.4.

Tableau 2.4 Ratio air-carburant stœchiométrique pour chaque carburant

Carburant	$AF_s$	Carburant	$AF_s$	Carburant	$AF_s$	Carburant	$AF_s$
Essence	14,7	Essence	14,7	Essence	14,7	Essence	14,7
E10	13,99	B10	14,23	BE10	14,2	ABE10	14,15
E20	13,37	B20	13,84	BE20	13,78	ABE20	13,69
E40	12,17	B40	13,1	BE40	12,97	ABE40	12,8

## 2.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de présenter plus en détail le montage du moteur et des appareils de mesure des polluants. De plus, l'analyse des données a été expliquée et les erreurs possibles dans les résultats ont été identifiées. Finalement, une campagne d'essais préliminaire a permis d'identifier les paramètres du moteur optimaux à utiliser pour les deux modes d'injection et du fait même de remplir le premier sous-objectif. À présent, les essais moteur avec les différents mélanges de carburants pourront être accomplis et le prochain chapitre permettra d'étudier les performances du moteur sous les conditions établies dans ce chapitre.

## CHAPITRE 3

### RÉSULTATS : PERFORMANCE MOTEUR

Ce chapitre présente l'analyse des performances du moteur avec les données expérimentales. Il sera donc possible d'étudier la stabilité du moteur, la consommation et le déroulement de la combustion avec les différents mélanges de carburants comparés à l'essence avec les deux modes d'injection. De cette façon, il sera possible de remplir le second sous-objectif.

#### 3.1 Stabilité du moteur

La stabilité du moteur est souvent reliée au coefficient de variation de la pression moyenne effective au frein ( $CV_{PMEI}$ ). En général, le moteur est considéré comme étant stable avec un  $CV_{PMEI}$  en dessous de 10 % (Heywood, 1988).

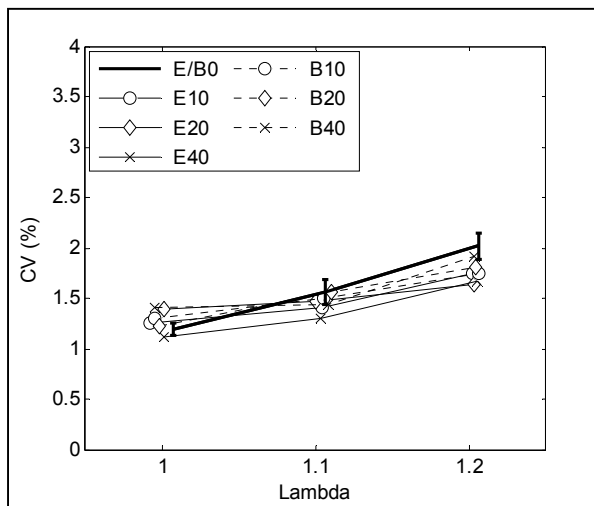


Figure 3.1 Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

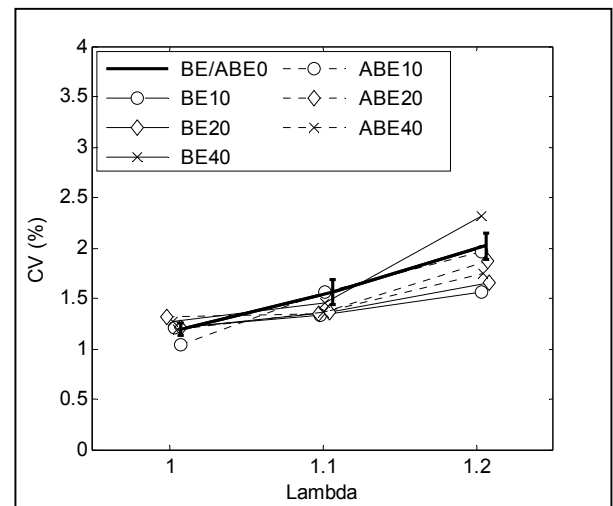


Figure 3.2 Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

La Figure 3.1 et la Figure 3.2 présentent le coefficient de variation de la pression moyenne effective au frein obtenu à partir de 300 cycles en mode d'injection homogène pour différent  $\lambda$  pour tous les mélanges de carburants oxygénés. Les termes E/B0 et BE/ABE0 représentent

l'essence. La tendance générale est une légère augmentation du  $CV_{PMEI}$  avec le passage d'un  $\lambda$  de 1 à un  $\lambda$  de 1,2. Cette tendance a aussi été observée par Cairns et al. (2009) et Serras-pereira, Aleiferis et Richardson (2013). Par contre, l'ajout de carburants oxygénés ne provoque pas de changement important sur la stabilité du moteur. Néanmoins, il est possible de voir que lorsque le mélange est appauvri les mélanges contenant des carburants oxygénés semblent être moins influencés par l'appauvrissement du mélange. Cette tendance est aussi remarquée par Serras-pereira, Aleiferis et Richardson (2013), où les essais ont été faits avec de l'isooctane, de l'essence, de l'éthanol, du butanol et du méthane pur. Au final, le moteur demeure très stable en mode d'injection homogène avec un  $CV_{PMEI}$  qui se situe entre 1 et 1,8 %.

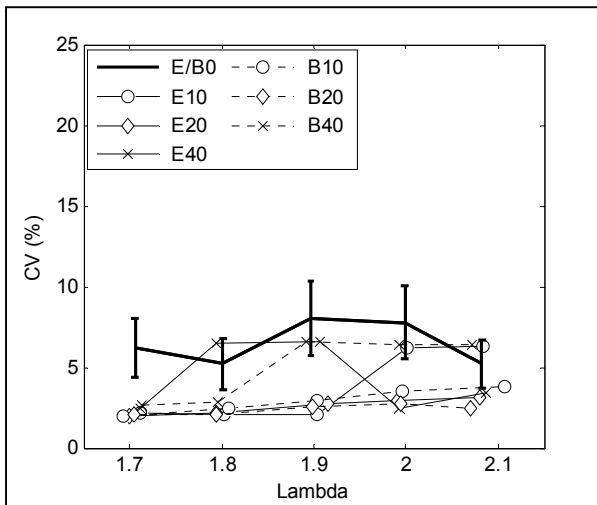


Figure 3.3 Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

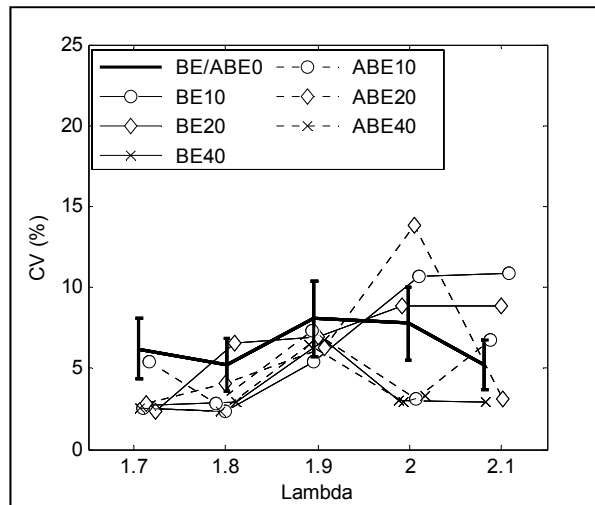


Figure 3.4 Coefficient de variation de la PMEI pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

Les résultats en mode d'injection stratifiée (Figure 3.3 et Figure 3.4) présentent une légère augmentation du  $CV_{PMEI}$  comparativement au mode d'injection homogène. Avec ces figures, il est possible de voir que pour certains essais le  $CV_{PMEI}$  est grandement augmenté. Cette grande augmentation est principalement causée par des ratés d'allumage durant les essais dans le cylindre #1. En effet, comme il est possible de le voir sur la Figure 2.8 le point d'opération qui a été choisi afin de minimiser la consommation et les émissions polluantes

n'est pas le point le plus stable. Par contre, lorsqu'il n'y a pas de ratés d'allumage le  $CV_{PMEI}$  se situe entre 2 et 3,5 %. Ces valeurs sont tout de même plus élevées qu'en mode d'injection homogène. Ces augmentations sont causées par la variabilité cyclique du mélange air-carburant en mode d'injection stratifiée. Ces résultats concordent avec ceux obtenus par Park et al. (2012) avec un moteur à injection directe en mode d'injection stratifiée. L'auteur a aussi fait varier la pression d'injection et a obtenu une meilleure  $CV_{PMEI}$  lorsque la pression passe de 100 à 200 bar. Dans ces conditions, il est difficile de déceler une tendance lors d'ajout de carburants oxygénés.

### 3.2 Consommation spécifique de carburant

La CSC a aussi été évaluée pour tous les carburants dans les deux modes d'injection. La Figure 3.5 présente les résultats de consommation en mode d'injection homogène pour les carburants EXX et BXX. La Figure 3.6 pour les carburants BEXX et ABEXX. Avec ce mode d'injection, une légère diminution de la CSC est observable avec l'augmentation du  $\lambda$ . Cette tendance est aussi observée par Cairns et al. (2009) qui a fait varier le  $\lambda$  de 0,8 à 1,4. Pour les mélanges à 10 % de carburants oxygénés, peu de variation est observée. Par contre avec 20 et 40 % de carburants oxygénés, une augmentation marquée est observable et il est possible de voir que l'E40 consomme plus que le B40. Cette tendance est intimement liée au PCI de chaque carburant comme il a été expliqué par Broustail et al. (2012), Nithyanandan et al. (2014), Stansfield et al. (2009), Wu et al. (2004), Zhang et al. (2015) et Zhang et al. (2014). En effet, tous les carburants oxygénés utilisés possèdent un PCI plus faible que l'essence et c'est l'éthanol qui possède le plus faible PCI. En comparant les mélanges à 40 % des deux figures, il est possible de voir que les mélanges BE40 et ABE40 provoquent une CSC plus basse que l'E40, mais plus élevée que le B40.

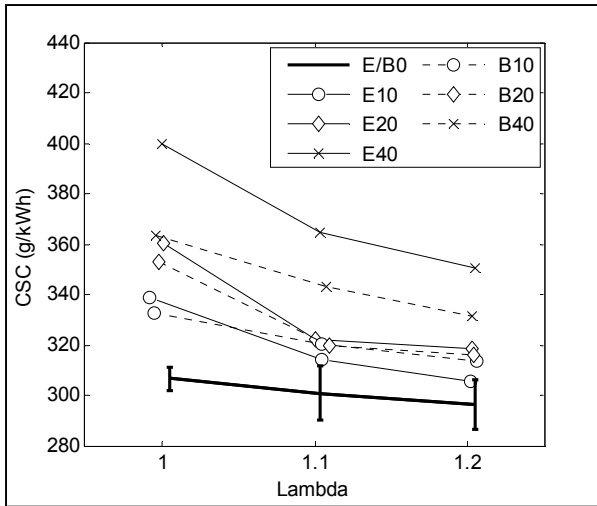


Figure 3.5 Consommation spécifique de carburant pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

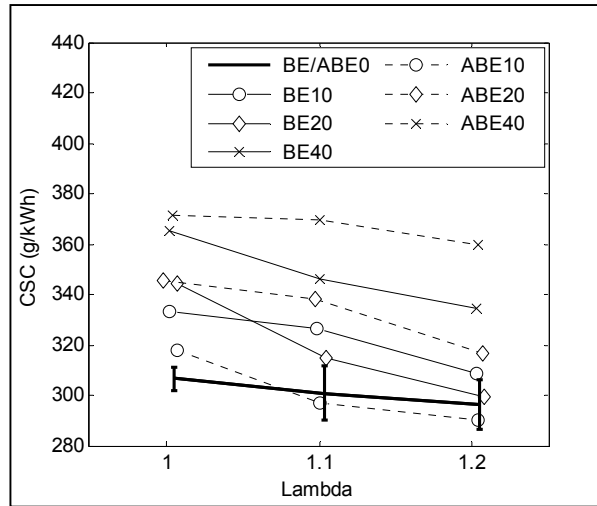


Figure 3.6 Consommation spécifique de carburant pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

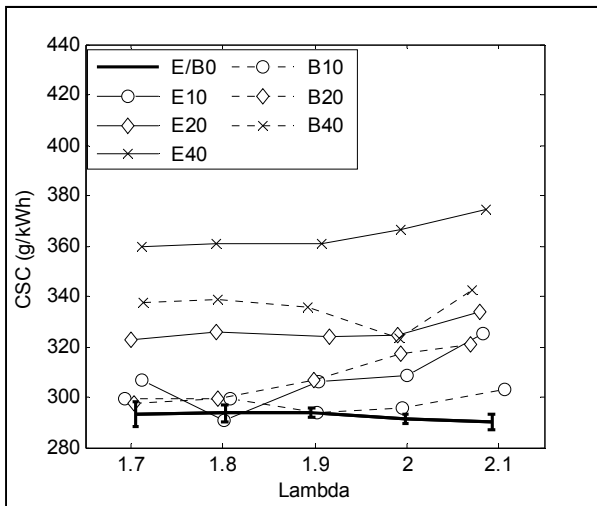


Figure 3.7 Consommation spécifique de carburant pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

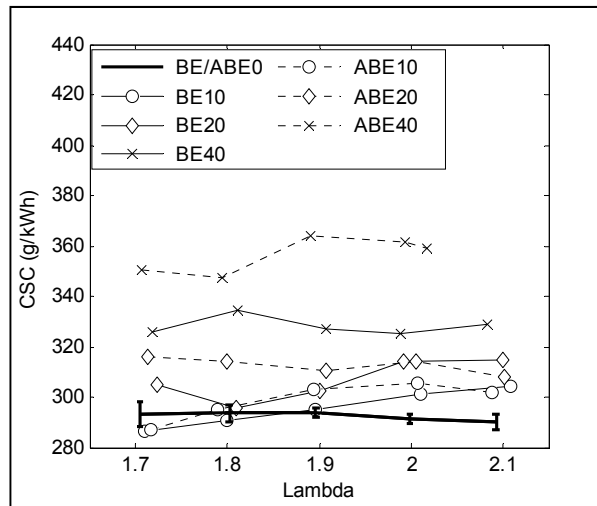


Figure 3.8 Consommation spécifique de carburant pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

Lorsque le mode d'injection stratifiée est utilisé, il est possible de voir que la CSC est insensible au  $\lambda$  (Figure 3.7 et Figure 3.8) comme indiquent les résultats de Park et al. (2012) entre des  $\lambda$  de 2 à 3. Encore une fois, l'utilisation de 40 % de carburants oxygénés provoque



une augmentation de consommation marquée à cause du PCI inférieur de ces carburants comparativement à l'essence.

Le Tableau 3.1 présente l'influence sur la CSC des mélanges à 40 % de carburants oxygénés par rapport à l'essence. Des augmentations entre 18,5 % (B40) et 30,5 % (E40) ont été trouvées avec l'utilisation du mode d'injection homogène à la stœchiométrie ( $\lambda$  de 1) tandis qu'une augmentation moins importante a été observée en mode d'injection stratifiée avec un  $\lambda$  de 2 affichant une augmentation entre 11 % (B40) et 25,9 % (E40).

Tableau 3.1 Comparaison de la CSC des mélanges à 40 %

Carburants	Homogène		Stratifiée	
	CSC (g/kWh)	Aug. (%)	CSC (g/kWh)	Aug. (%)
Essence	306,5		291,3	
E40	399,8	30,5	366,6	25,9
B40	363,1	18,5	323,3	11,0
BE40	365,3	19,2	325,5	11,8
ABE40	371,5	21,2	356,0	24,1

Le Tableau 3.1 montre aussi que la CSC augmente selon cet ordre Éthanol > ABE > BE > Butanol > Essence et cet ordre est directement lié au PCI présenté au Tableau 1.1. La tendance générale de réduction de la CSC (5 % pour l'essence) entre le mode d'injection homogène et stratifiée peut être expliquée par une diminution de la perte par pompage causée par le fait que le papillon est complètement ouvert avec l'utilisation du mode d'injection stratifiée contrairement au mode d'injection homogène (Alkidas et El Tahry, 2003).

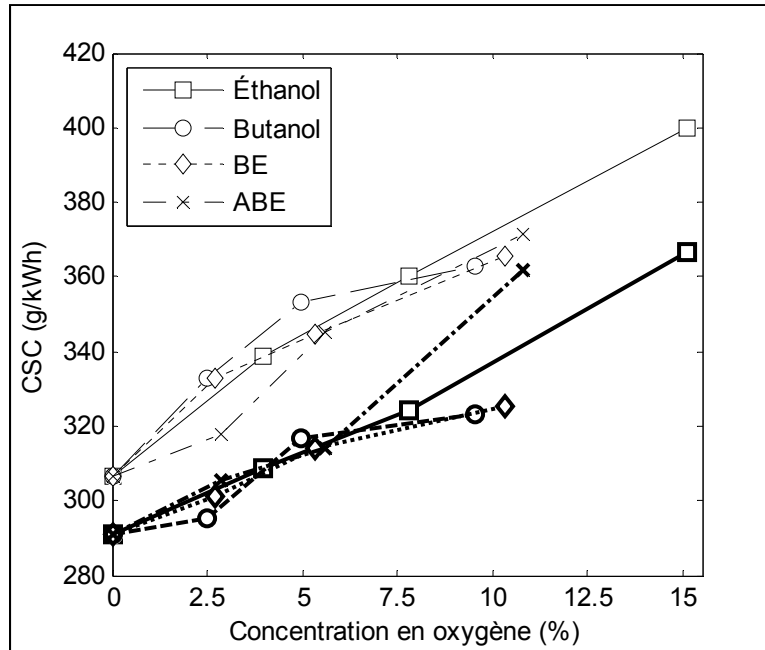


Figure 3.9 Évolution de la CSC en fonction du pourcentage d'oxygène dans le mélange en mode d'injection homogène ( $\lambda=1$ ) et stratifiée ( $\lambda=2$ ) (en gras)

Par la suite, il est intéressant de regarder la tendance entre le pourcentage d'oxygène dans le mélange de carburant et la CSC. La Figure 3.9 présente ce type de tendance pour tous les mélanges de carburants oxygénés testés et il semble y avoir une relation linéaire entre la CSC et la présence d'oxygène dans le mélange de carburant, et ce, avec les deux types de mode d'injection. Dans cette figure, les données en mode d'injection homogène sont à un  $\lambda$  de 1 et en stratifiée à un  $\lambda$  de 2. La pente moyenne de l'augmentation de la CSC avec l'augmentation de la concentration d'oxygène est légèrement plus basse pour le mode d'injection stratifiée. En effet, la pente moyenne est de l'ordre de 6,8 (g/kWh)/(%O) pour le mode d'injection homogène à la stœchiométrie et de 5 (g/kWh)/(%O) pour le mode d'injection stratifiée à un  $\lambda$  de 2. Cette tendance évoque donc qu'il y aurait un avantage à utiliser des carburants oxygénés en mode d'injection stratifiée. Il est aussi possible de voir que l'utilisation d'acétone ne semble pas affecter l'évolution de la courbe en mode d'injection homogène. Par contre, en mode d'injection stratifiée, le mélange ABE40 semble s'éloigner des autres valeurs avec une augmentation marquée de la CSC.

### 3.3 Combustion

Dans ce mémoire, la combustion sera analysée en termes de fraction massique brûlée, ces termes permettent de quantifier le temps nécessaire pour le délai d'initiation de la combustion (FMB0-10) et le temps de la durée de la combustion turbulente développée (FMB10-85), tandis que la fin de la combustion ne sera pas utilisée. La Figure 3.10 permet de visualiser le début et la durée de la combustion. L'abscisse représente les °CA du moteur et le zéro est associé au temps où l'allumage a lieu pour chaque point d'opération. Il est possible de voir qu'à 0,1 (10 %) l'angle du vilebrequin est évalué à 15 °CA et à 0,85 (85 %) la valeur est d'environ 31 °CA. Alors, le délai d'initiation de la combustion est estimé à 15 °CA et la durée de la combustion turbulente développée à environ 16 °CA.

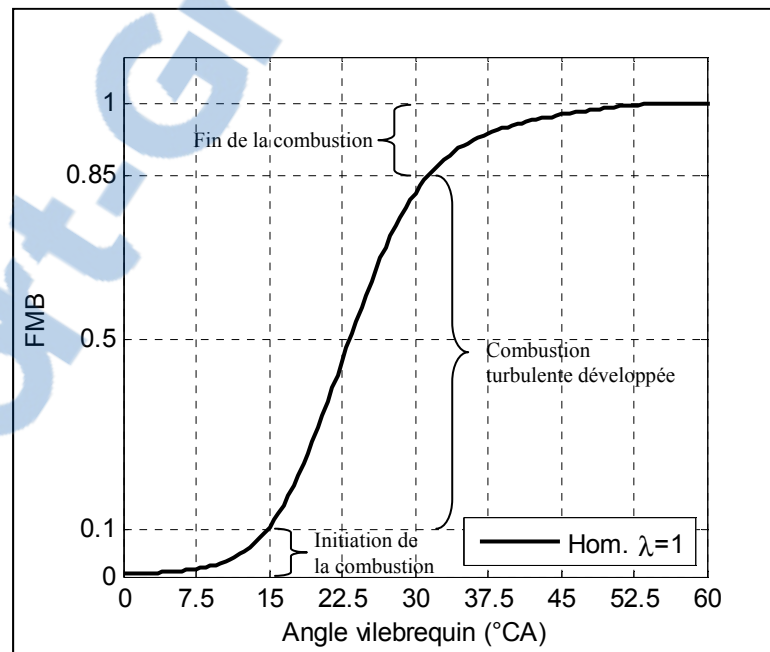


Figure 3.10 Fraction massique brûlée pour l'essence à la stœchiométrie

#### 3.3.1 Initiation de la combustion

La Figure 3.11 et la Figure 3.12 montrent que l'augmentation du  $\lambda$  dans un mode d'injection homogène provoque une augmentation du délai d'initiation de la combustion qui est

caractérisé par le FMB0-10. Par exemple, les figures montrent une augmentation du délai d'initiation de la combustion de 2,5 °CA pour l'essence lors du passage d'un  $\lambda$  de 1 à 1,2. Cette tendance est aussi observée par Cairns et al. (2009). De plus, une augmentation du délai d'initiation de la combustion est aussi observable avec l'ajout de carburants oxygénés et le phénomène est plus marqué avec l'augmentation de la concentration. D'autres résultats obtenus avec un moteur GDI ont aussi rapporté ce type de tendance. Zhang et al. (2014) ont obtenu une augmentation du FMB0-10 avec des mélanges essence-alcool à basse concentration (E10, E20, *n*-B10 et *n*-B20). Smith et Sick (2007) ont aussi rapporté une augmentation de ce délai avec de l'iso-butanol dans un moteur GDI optique, mais une légère diminution de l'ordre de 1 °CA pour l'éthanol comparé à l'isooctane. Les résultats obtenus avec les mélanges de BE démontrent le même comportement que le butanol étant donné son ratio de 6:1 de butanol face à l'éthanol dans le mélange. L'augmentation du FMB0-10 observé avec le mélange d'E40 est quant à lui le plus faible des mélanges à 40 %. Tandis que c'est l'ABE40 qui obtient la valeur la plus élevée, ce qui suggère une augmentation du délai d'initiation de la combustion lorsque de l'acétone est ajoutée au mélange. Néanmoins, les résultats sont tout de même très près des autres mélanges contenant du butanol.

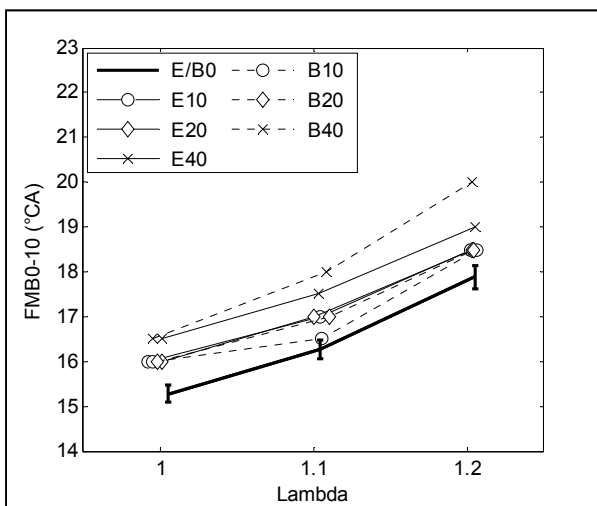


Figure 3.11 Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

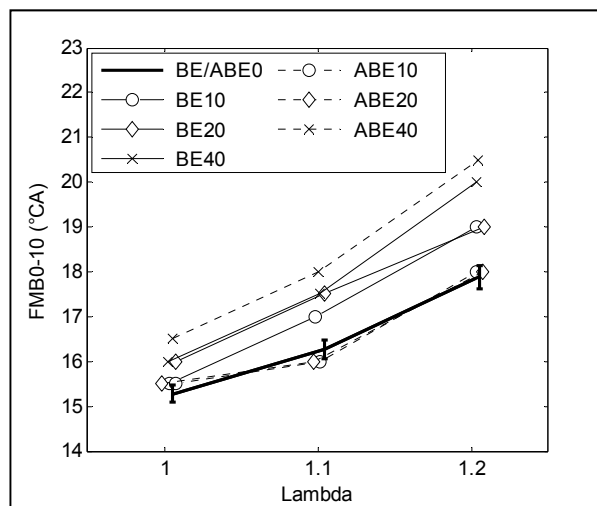


Figure 3.12 Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

Contrairement aux résultats présentés dans les deux figures précédentes, d'autres résultats obtenus dans la littérature avec des moteurs à injection indirecte présentent une diminution du délai d'initiation de la combustion avec l'augmentation de la concentration de carburants oxygénés ajouté à l'essence. Par exemple, les essais avec l'ajout de butanol à des concentrations de 20, 40, 60 et 80 % faits par Dernothe et al. (2010) provoquent une diminution de ce délai. Une diminution du FMB0-10 est aussi observée par Nithyanandan et al. (2014) pour des mélanges d'ABE20 et d'ABE40.

Les résultats obtenus en mode d'injection stratifiée sont présentés à la Figure 3.13 et à la Figure 3.14 pour tous les mélanges à des  $\lambda$  de 1,7 à 2,1. Les résultats montrent que la richesse globale a une mince influence sur le FMB0-10, mais aucune tendance ne peut en être tirée. Ceci peut être expliqué par le fait que le mode d'injection stratifiée consiste en un mélange air-carburant riche aux alentours de la bougie d'allumage et dans les conditions d'essais la quantité de carburant injecté demeure pratiquement constante pour tous les  $\lambda$ . La conséquence de ce mélange air-carburant localement riche est un délai d'initiation de la combustion plus court que pour le mode d'injection homogène d'environ 4 °CA. Selon les résultats dans un moteur optique de Sementa, Maria Vaglieco et Catapano (2012), le front de flamme en mode d'injection stratifiée se propage plus rapidement de 40 % comparativement au mode d'injection homogène à cause de la distribution locale du ratio AF. En mode d'injection stratifiée, l'ajout de carburants oxygénés provoque une augmentation du FMB0-10 entre 1 et 2 °CA par rapport à l'essence. Smith et Sick (2007) obtiennent la même tendance pour le butanol, par contre les résultats avec l'éthanol présentent une réduction du FMB0-10 en mode d'injection stratifiée. Cette tendance est aussi en accord avec les résultats de Aleiferis et al. (2010) qui montrent une augmentation du FMB0-10 pour un mélange de 85 % d'éthanol comparativement à l'essence. Les auteurs supposent que cette augmentation du délai d'initiation de la combustion est causée par un refroidissement du mélange air-carburant lorsque le carburant est injecté durant la phase de compression et ce phénomène provient d'une enthalpie de vaporisation plus élevée de l'éthanol. Ce refroidissement est donc présent pour tous les mélanges, car tous les carburants oxygénés utilisés possèdent une enthalpie de vaporisation plus importante que l'essence (Tableau 1.1).

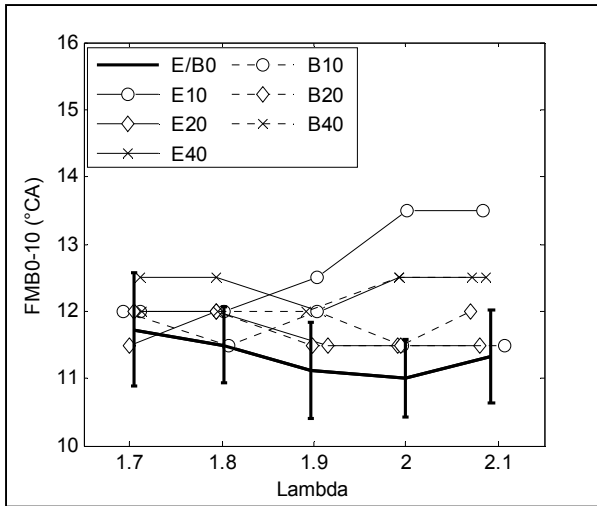


Figure 3.13 Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

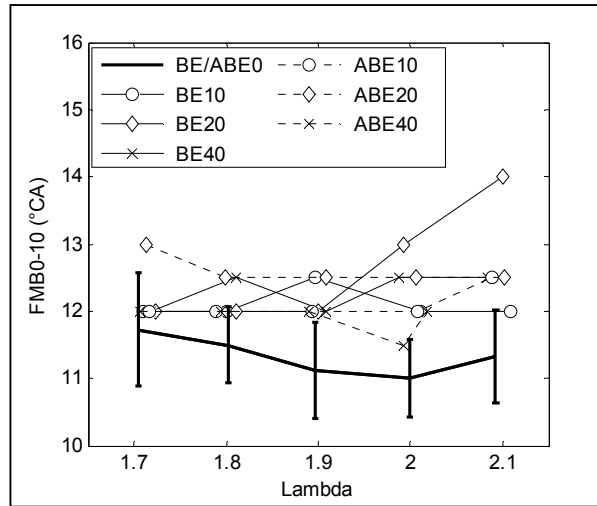


Figure 3.14 Fraction massique brûlée de 0 à 10 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

### 3.3.2 Durée de la combustion

Les résultats de la durée de la combustion de tous les mélanges de carburants oxygénés à l'essai démontrent la même tendance que celle obtenue pour le délai d'initiation de la combustion. En effet, une augmentation du FMB10-85 avec l'augmentation de la concentration en oxygène du mélange de carburants est observable en mode d'injection homogène à la Figure 3.15 et la Figure 3.16. Néanmoins, contrairement au délai d'initiation de la combustion, il est possible de voir que pour une faible richesse ( $\lambda$  de 1,2) que les temps de combustion sont similaires entre tous les mélanges et l'essence, sauf pour l'ABE40. Effectivement, comme pour l'initiation de la combustion en mode d'injection homogène, l'ABE40 présente une FMB10-85 plus élevée que tous les autres mélanges. Une augmentation de ce temps est aussi observée par Nithyanandan et al. (2014) avec un mélange D'ABE20, par contre leurs résultats avec l'ABE40 présentent une diminution du temps de combustion avec un moteur PFI.

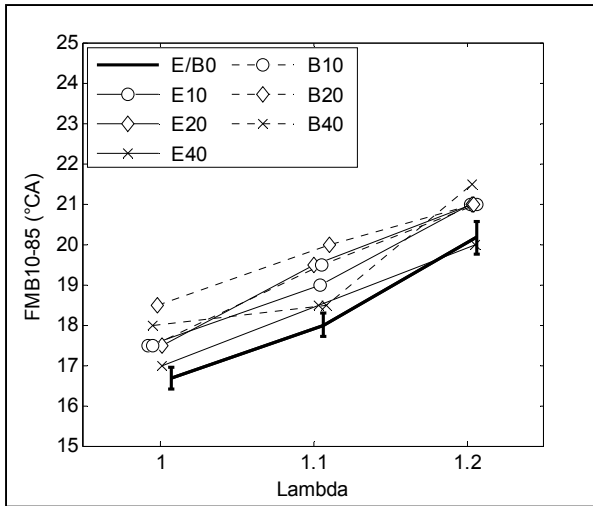


Figure 3.15 Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

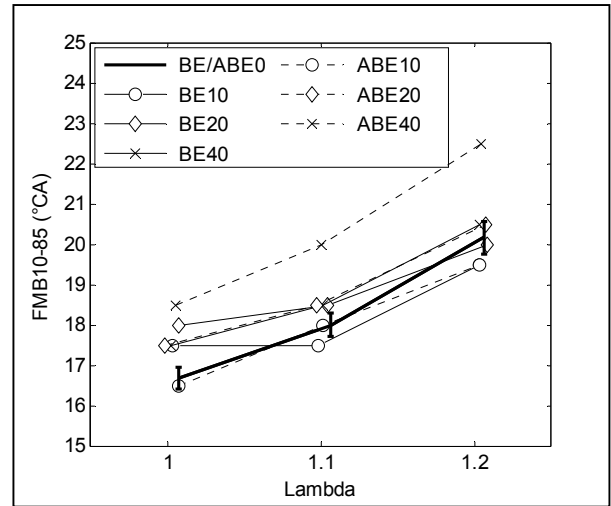


Figure 3.16 Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

La Figure 3.17 et la Figure 3.18 présentent les résultats de FMB10-85 pour la charge stratifiée. L'appauvrissement semble ne pas avoir d'influence marquée sur le FMB10-85. Encore une fois, il semble que l'ajout de carburants oxygénés a pour effet d'augmenter le FMB10-85. Cette tendance a aussi été obtenue avec un moteur à injection directe avec une configuration de type « *wall-guided* » avec l'utilisation d'un mélange à 85 % d'éthanol (Sementa, Maria Vaglieco et Catapano, 2012). De plus, Aleiferis et al. (2010) obtient aussi cette tendance avec une configuration « *spray-guided* », mais avec un injecteur positionné au centre de la chambre de combustion. L'auteur explique ce phénomène par le fait qu'une mauvaise atomisation fait en sorte que des gouttes sont encore présentes lors de la combustion. Cette présence de gouttes aurait pour effet de réduire la vitesse de la combustion pour les mélanges avec des carburants oxygénés. Les auteurs évoquent aussi qu'un ajustement des avances à l'injection et à l'allumage pourrait améliorer la vitesse de combustion pour l'E85. Outre la présence de gouttes qui ont pour effet d'augmenter le FMB10-85 pour tous les mélanges de carburants oxygénés, il semble que l'ajout d'acétone augmente aussi ce temps. Il est possible d'expliquer cette tendance avec les vitesses de flammes des carburants oxygénés. En effet, l'étude expérimentale et la cinétique de combustion présentées par Van Geem et al. (2012) montre que la présence d'acétone dans un

mélange d'ABE a pour effet de diminuer la vitesse de flamme du mélange, car l'acétone possède une vitesse de flamme plus faible que l'éthanol et le butanol. Leur cinétique démontre donc qu'un mélange d'ABE possède une vitesse de flamme plus élevée que l'acétone, mais plus faible que les deux alcools. Cette tendance est aussi observable en mode d'injection homogène (Figure 3.16).

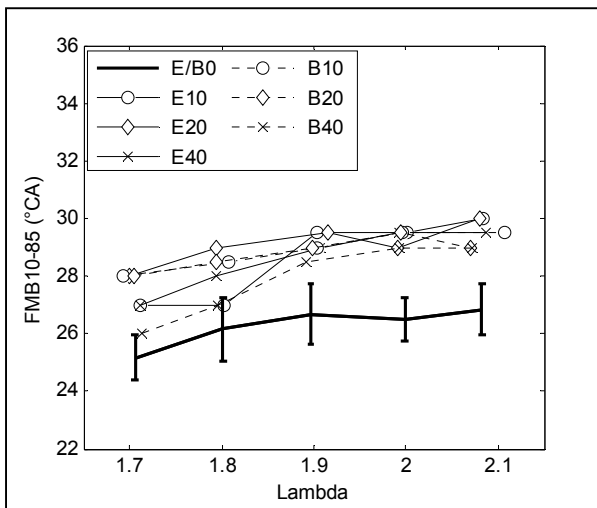


Figure 3.17 Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

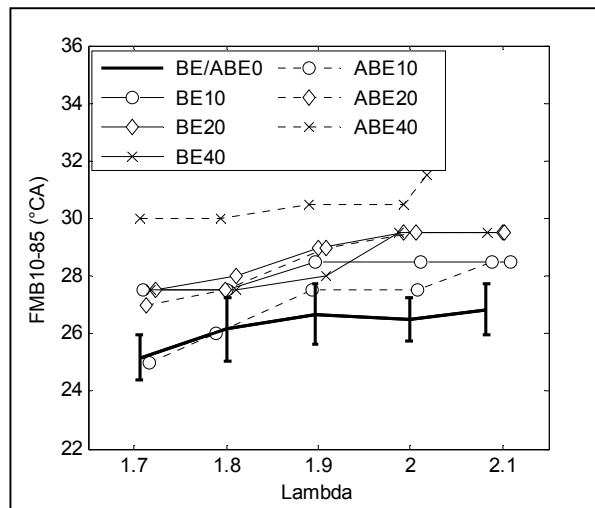


Figure 3.18 Fraction massique brûlée de 10 à 85 % pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

Il est pertinent de mettre l'emphase sur l'augmentation d'environ 10 °CA du temps de combustion entre le mode d'injection homogène et stratifiée. Par exemple, pour l'essence à un  $\lambda$  de 1 en mode d'injection homogène, le FMB10-85 est de 16.5 °CA. Tandis qu'à un  $\lambda$  de 2 en mode d'injection stratifiée le FMB10-85 est de 26 °CA. Ce phénomène est principalement causé par une grande variation dans le ratio air-carburant que la flamme va traverser durant sa propagation. Ces changements vont causer des changements de la vitesse de la flamme et qui vont tendre à diminuer la vitesse de combustion (Alkidas et El Tahry, 2003). En effet, la flamme passera d'une zone riche en carburant à une zone de plus en plus pauvre.



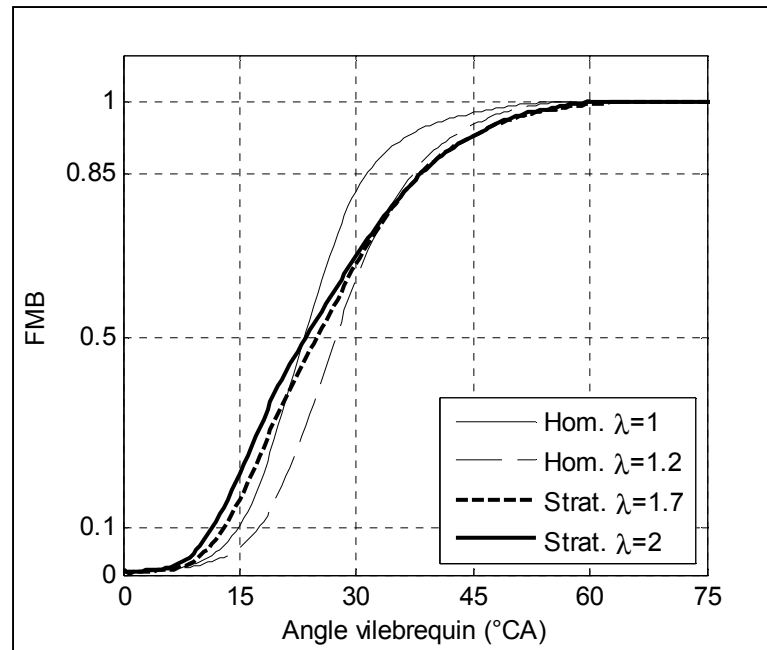


Figure 3.19 Fraction massique brûlée pour l'essence en mode d'injection homogène et stratifiée

La Figure 3.19 permet de bien voir ces tendances du FMB entre la charge homogène et stratifiée pour différents excès d'air, et ce, seulement pour l'essence afin de montrer la différence entre les stratégies d'injection. La richesse locale du mélange air-carburant en mode d'injection stratifiée offre une propagation initiale plus rapide de la flamme (FMB0-10) due à une zone riche à la bougie. En effet, cette zone riche en carburant a été quantifiée par Kawahara et al. (2010) sur un moteur à injection directe avec un injecteur du type « *Spray-guided* » avec la méthode d'absorption par infrarouge. Dans cette expérience, le ratio air-carburant global a été fixé à 40 soit un  $\lambda$  d'environ 2,7, alors qu'à proximité de la bougie l'AF pouvait atteindre 10 soit un  $\lambda$  de 0,68. Tandis qu'en mode d'injection homogène, une propagation de la flamme turbulente développée (FMB10-85) plus rapide est observée à cause du mélange homogène stœchiométrique.

### 3.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de répondre au second sous-objectif en évaluant l'effet de l'ajout de carburants oxygénés sous les deux modes d'injection sur le  $CV_{IMEP}$ , la CSC et le déroulement de la combustion (FMB0-10 et FMB 10-85).

Pour commencer, il a été montré qu'en mode d'injection homogène, l'ajout de carburants oxygénés semble avoir un avantage lorsque le mélange air-carburant est appauvri. Par contre, aucune conclusion n'a été émise en mode d'injection stratifiée due aux grandes variations du  $CV_{PMEI}$  causées par les ratés d'allumage. L'acétone n'a aucun effet particulier sur ce paramètre.

En mode d'injection homogène ou stratifiée, l'ajout de carburants oxygénés (EXX, BXX, BEXX et ABEXX) a pour effet d'augmenter la CSC par rapport à l'essence. Cette augmentation est intimement liée au PCI du mélange de carburant et les mélanges contenant de l'acétone ne font pas exception à la règle. Un avantage est perceptible lors du passage du mode d'injection homogène à stratifiée de l'ordre de 5 % pour l'essence. L'évaluation des pentes des CSC par rapport au pourcentage d'oxygène dans le mélange a permis d'illustrer que les mélanges avec les carburants oxygénés seraient plus performants en mode d'injection stratifiée qu'en homogène.

En général, l'ajout d'éthanol, de butanol et d'acétone a pour effet d'augmenter le délai d'initiation de la combustion en mode d'injection homogène et stratifiée, et ce, pour la plage considérée, c'est-à-dire une concentration maximale de 40 %. En mode d'injection homogène, l'ajout d'acétone dans l'ABE40 semble provoquer une augmentation du FMB0-10 supérieure aux autres mélanges avec 40 % de carburants oxygénés. Pour le mode d'injection stratifiée, cette tendance est explicable par le refroidissement du mélange air-carburant dû à une enthalpie de vaporisation plus élevée des carburants oxygénés. Avec ce mode d'injection, l'acétone ne semble pas avoir un effet différent de l'éthanol et du butanol.

L'ajout de carburants oxygénés a pour effet d'augmenter la durée de la combustion turbulente développée en mode d'injection homogène. Néanmoins, lors de l'appauvrissement du mélange ( $\lambda$  de 1,2) les FMB10-85 des mélanges avec les carburants oxygénés considérés se rapprochent des valeurs obtenues avec l'essence. En mode d'injection stratifiée, une augmentation des valeurs des FMB10-85 plus importante est observable avec l'ajout de carburants oxygénés causée par la présence de goutte de carburant. Une vitesse de flamme laminaire plus faible de l'acétone a pour effet d'accentuer les augmentations des valeurs de FMB pour les mélanges d'ABE par rapport aux autres mélanges de carburants oxygénés. Il a aussi été possible de mettre en évidence que le mode d'injection stratifiée a pour effet de diminuer la durée d'initiation de la combustion, tandis que la durée de la combustion turbulente développée est accentuée par rapport au mode d'injection homogène.

Le prochain chapitre permet d'évaluer le comportement des carburants oxygénés sous les deux modes d'injection du point de vue des émissions polluantes.



## CHAPITRE 4

### RÉSULTATS : ÉMISSIONS POLLUANTES

Ce chapitre a pour objectif de présenter les résultats et la discussion en lien avec les émissions polluantes réglementées et les émissions de particules. Le chapitre a pour mandat de répondre au troisième sous-objectif, soit d'évaluer l'effet de l'ajout des différents mélanges de carburants oxygénés sous les deux modes d'injection. Pour l'explication des émissions de particules en mode d'injection stratifiée, trois hypothèses comprenant des calculs afin d'expliquer les tendances seront présentées en détail.

#### 4.1 Polluants chimiques

Dans cette section, les polluants CO, NO<sub>x</sub> et HC sont analysés afin d'évaluer l'impact des carburants oxygénés et de la stratégie d'injection.

##### 4.1.1 Le monoxyde de carbone

La Figure 4.1 et la Figure 4.2 montrent l'évolution des émissions de CO pour la charge homogène avec les mélanges d'éthanol, de butanol, de BE et d'ABE. Une diminution importante est observable entre la stœchiométrie et un mélange plus pauvre. En effet, l'émission de CO passe d'environ 40 g/kWh à un  $\lambda$  de 1 à environ 8 g/kWh à un  $\lambda$  de 1,1. Cette tendance est aussi présentée par Dernotte et al. (2010), Hsieh et al. (2002), Wu et al. (2004) et Zhang et al. (2015) en mode d'injection homogène. Il est possible d'expliquer ce phénomène par le fait qu'il y a plus d'air pour compléter la combustion du CO en CO<sub>2</sub>. Par contre, il est difficile de déceler une tendance claire avec l'ajout de carburants oxygénés dans le mélange, car les résultats sont généralement à l'intérieur de l'intervalle de confiance des essais à l'essence.

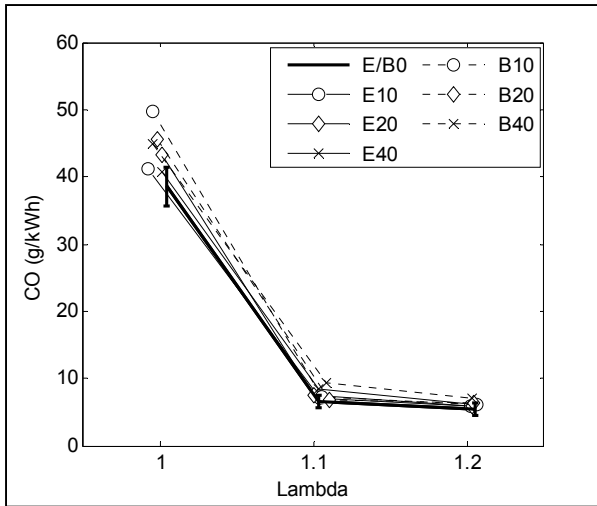


Figure 4.1 Émission de CO pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

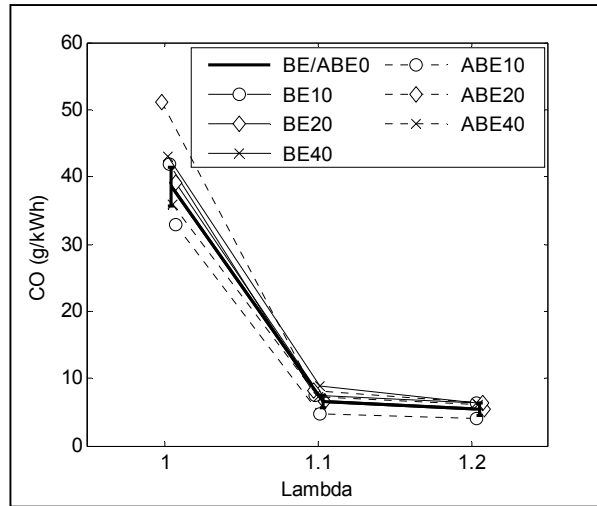


Figure 4.2 Émission de CO pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

Néanmoins, il semble qu'une légère augmentation des émissions de CO est perceptible pour les mélanges avec du butanol et l'ABE20 à la stœchiométrie. Cette légère tendance à l'augmentation ou l'égalité des émissions de CO est aussi observée dans d'autres études faites avec des mélanges de carburants oxygénés (Broustail et al., 2012; Dernothe et al., 2010; Nithyanandan et al., 2014; Wallner et Frazee, 2010; Zhang et al., 2015). Au final, la richesse du mélange air-carburant a un effet beaucoup plus marqué que la concentration de carburants oxygénés dans le mélange. Par ailleurs, l'acétone dans les mélanges d'ABE ne provoque aucun changement par rapport aux autres mélanges.

Contrairement au fonctionnement en mode d'injection homogène, le mode d'injection stratifiée (Figure 4.3 et Figure 4.4) présente une légère augmentation des émissions de CO avec l'augmentation du  $\lambda$ . Cette augmentation peut être produite par un appauvrissement du mélange lors de la propagation de la flamme. Les résultats démontrent aussi que le mode d'injection stratifiée permet de diminuer les émissions de CO par rapport au mode d'injection homogène à la stœchiométrie.

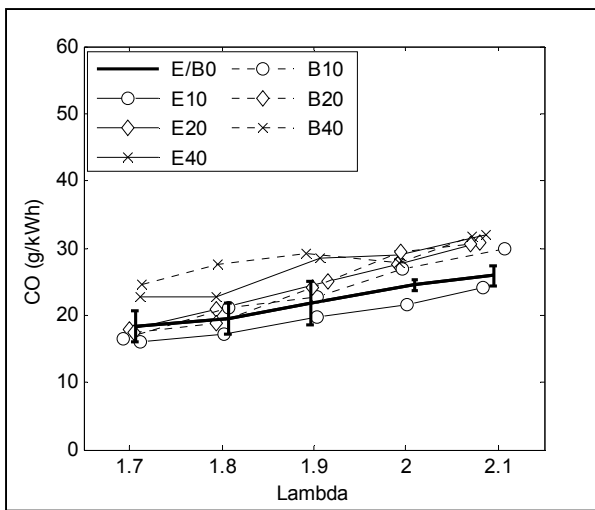


Figure 4.3 Émission de CO pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

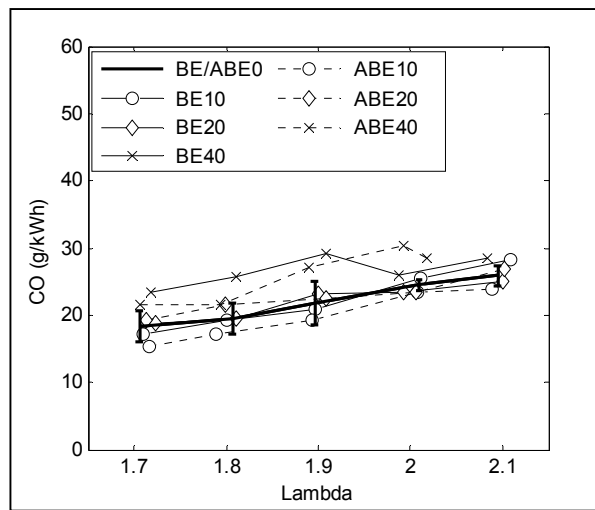


Figure 4.4 Émission de CO pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

Les mélanges avec 40 % de carburants oxygénés tendent à produire plus de CO comparativement à l'essence. Même si l'ajout de carburants oxygénés semble affecter graduellement les émissions de CO, les mélanges à plus basses concentrations de carburants oxygénés présentent tout de même de petites variations. Des essais avec de faibles concentrations d'éthanol (5, 10 et 15 %) mélangé à l'essence démontrent aussi ce peu de changement dans les résultats avec une égalité ou une légère diminution des émissions de CO (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001). Comme pour le mode d'injection homogène, les mélanges d'ABE ne présentent pas de tendance différente des autres mélanges.

#### 4.1.2 Les oxydes d'azote

Les  $\text{NO}_x$  sont composés de NO et de  $\text{NO}_2$ , mais les  $\text{NO}_2$  ont été pratiquement nuls durant les expérimentations (entre 0 et 2 ppm).

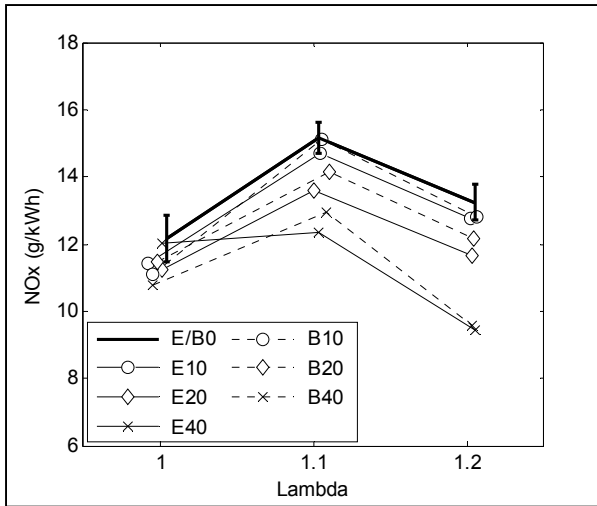


Figure 4.5 Émission de NO<sub>x</sub> pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

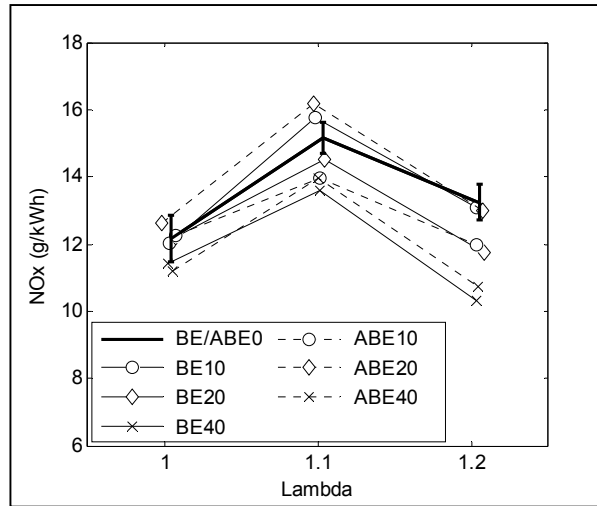


Figure 4.6 Émission de NO<sub>x</sub> pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

La Figure 4.5 et la Figure 4.6 démontrent l'évolution des oxydes d'azote en mode d'injection homogène. Une tendance générale démontre qu'avec un léger appauvrissement du mélange, l'émission de NO<sub>x</sub> est maximisée. En appauvrissant le mélange davantage, une diminution est remarquée jusqu'aux valeurs initiales. Cette tendance est en accord avec la Figure 1.1. Cette tendance s'explique par le fait que lorsque le mélange est appauvri un surplus d'oxygène est disponible, car il ne prend pas part à la combustion et que la température demeure élevée. Par la suite, la température de la combustion descend lorsque le mélange est appauvri davantage et la température élevée est la principale cause des émissions de NO<sub>x</sub> (Heywood, 1988).

À la stœchiométrie, l'ajout de carburants oxygénés ne semble pas affecter les émissions de NO<sub>x</sub>. Par contre, une légère diminution des NO<sub>x</sub> semble perceptible pour la plupart des mélanges de carburants oxygénés lorsque le mélange est appauvri, cette tendance est aussi observée par Dernothe et al. (2010) avec des mélanges de butanol et par Zhang et al. (2015) avec des mélanges d'éthanol, de butanol et d'ABE. La réduction des NO<sub>x</sub> par rapport à l'essence est accentuée avec les mélanges à plus haute concentration de carburants oxygénés (40 % dans cette étude), cette tendance a aussi été évoquée avec des essais de mélange



d'éthanol et de butanol (Costagliola et al., 2013; Wallner et Frazee, 2010). Aux figures précédentes, il est possible de voir qu'en considérant les barres d'erreur les mélanges d'E10, de B10, de BE10 et d'ABE20 présentent les mêmes émissions de  $\text{NO}_x$  que l'essence. En mode d'injection homogène, l'ajout de carburants oxygénés ne provoque aucun changement notable ou une légère diminution sur les émissions de  $\text{NO}_x$  et ce résultat a aussi été rapporté par plusieurs chercheurs (Broustail et al., 2012; He et al., 2010; Hsieh et al., 2002; Jia et al., 2005; Nithyanandan et al., 2014; Ratcliff et al., 2013; Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001).

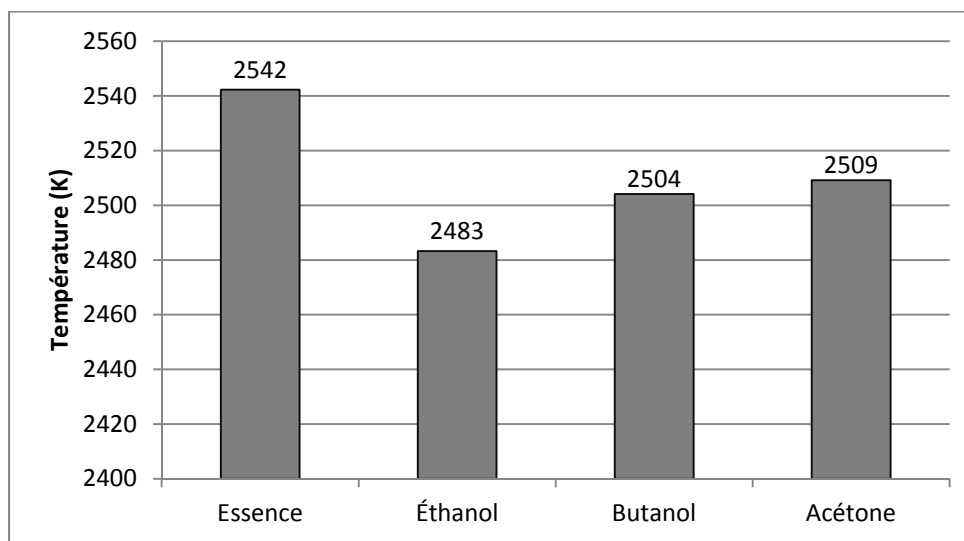


Figure 4.7 Températures de flamme adiabatique pour les substances pures

Comme les  $\text{NO}_x$  sont liés à la température des gaz associée à la combustion, et que cette température ne peut pas être mesurée directement, la température de flamme adiabatique est alors utilisée comme indicateur de température maximale des gaz dans le cylindre. Les températures de flamme adiabatiques présentées à la Figure 4.7 ont été calculées à l'aide du logiciel *Chemkin* pour tous les carburants purs aux conditions présentes dans le cylindre lors de l'allumage, soit une pression ambiante de 6,5 bar et une température 400 K. Le calcul de l'essence a été exécuté à l'aide de la cinétique de Mehl et al. (2011) qui propose un substitut à l'essence à l'aide de trois composants soit l'isooctane (50 %), le toluène (35 %) et l'hex-1-ène (15 %). Le calcul pour les carburants oxygénés a été fait à l'aide de la cinétique de Tran et al. (2013) pour l'éthanol, de Sarathy et al. (2012) pour le butanol et de Pichon et al. (2009)

pour l'acétone. Il est possible de remarquer que la température de flamme adiabatique est la plus élevée pour l'essence et est la plus faible pour l'éthanol tandis que le butanol et l'acétone possèdent la même température. Ces résultats sont en accord avec la réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  obtenue avec les mélanges de 40 % de carburants oxygénés. En effet, comme il a été expliqué précédemment la température a une influence importante dans la production des  $\text{NO}_x$  dans un moteur à allumage commandé.

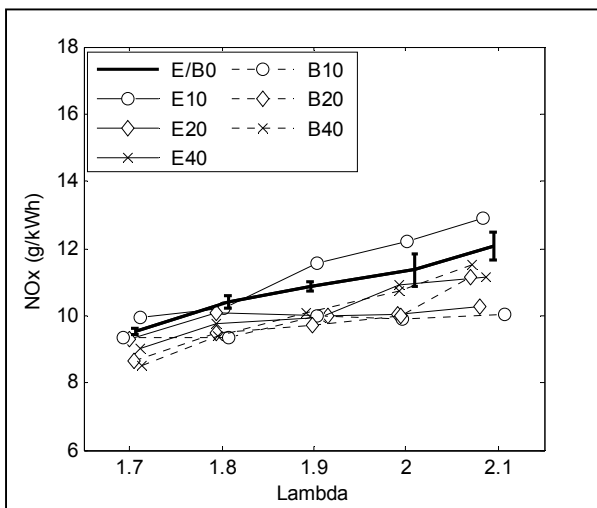


Figure 4.8 Émission de  $\text{NO}_x$  pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

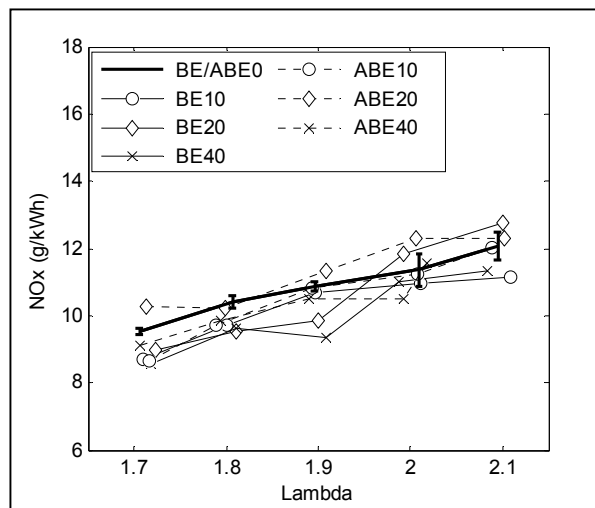


Figure 4.9 Émission de  $\text{NO}_x$  pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

Les émissions de  $\text{NO}_x$  en mode d'injection stratifiée sont présentées à la Figure 4.8 et la Figure 4.9. L'augmentation du  $\lambda$  provoque une augmentation des émissions de  $\text{NO}_x$ . Cette augmentation peut être expliquée par le lien entre la température et la pression d'un gaz. Lors des essais, la pression maximale dans le cylindre a augmenté de 10 % entre un  $\lambda$  de 1,7 et un  $\lambda$  de 2,1 pour tous les carburants à cause d'une plus grande masse d'air admise dans le cylindre. Cet ajout d'air a donc pour effet d'augmenter la température dans le cylindre tout en augmentant la quantité d'oxygène disponible. Alors comme il a été mentionné dans la section précédente, une température élevée et une disponibilité importante d'oxygène sont les deux facteurs les plus importants pour la production de  $\text{NO}_x$ . En mode d'injection stratifiée, le même ordre de grandeur peut être aperçu comparé au mode d'injection précédent soit

d'environ 11 g/kWh pour un  $\lambda$  de 1 et un  $\lambda$  de 2. Alors, le passage du mode homogène en mode stratifiée ne permet pas une amélioration dans la réduction de ce polluant.

Encore une fois, il semble qu'en général, l'ajout de carburants oxygénés permet une légère diminution des émissions de  $\text{NO}_x$  pour un  $\lambda$  donné. Ces résultats sont similaires à ceux obtenus par Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) avec de faibles ajouts d'éthanol à l'essence. Cette diminution est possiblement encore causée par une température de flamme adiabatique plus basse pour les carburants oxygénés (Figure 4.7). Par contre, une autre cause peut être mise en valeur pour le mode d'injection stratifiée. Les carburants oxygénés présentent une enthalpie de vaporisation plus élevée que l'essence. Cette caractéristique des carburants oxygénés fait en sorte que plus d'énergie est nécessaire afin d'évaporer le carburant. Alors, la température de l'air ainsi que du carburant sont moins élevée que pour l'essence avant de début de la combustion. Une étude a été faite à ce sujet (Knorsch et al., 2012) et démontre effectivement des différences entre les carburants. Ces essais sont faits dans un environnement représentant une injection tardive soit une pression ambiante de 8 bar et une température ambiante de 673 K. Ces résultats démontrent qu'après 3 ms suivant le début de l'injection et à une distance de 30 mm de l'injecteur, des diminutions de 10 K de la température du jet de l'isooctane, de 30 K pour le butanol et de 80 K pour l'éthanol sont observées. L'auteur évoque qu'à ces conditions de pression et de température la caractéristique la plus importante est l'enthalpie de vaporisation. Au final, ces deux phénomènes sont la cause d'une réduction des émissions de  $\text{NO}_x$  en mode d'injection stratifiée, car ces émissions sont principalement contrôlées par la température. L'ajout d'acétone ne semble pas avoir d'effet différent des autres carburants oxygénés.

### 4.1.3 Les hydrocarbures imbrûlés

Pour les émissions d'HC, la Figure 4.10 et la Figure 4.11 montrent une légère diminution des émissions avec l'appauvrissement en carburant. En effet, le passage d'un  $\lambda$  de 1 à un  $\lambda$  de 1,1 provoque une diminution des émissions. Ce phénomène est aussi remarqué par Wu et al. (2004) qui suggèrent une oxydation plus complète du carburant due à une plus grande disponibilité d'oxygène dans le mélange air-carburant.

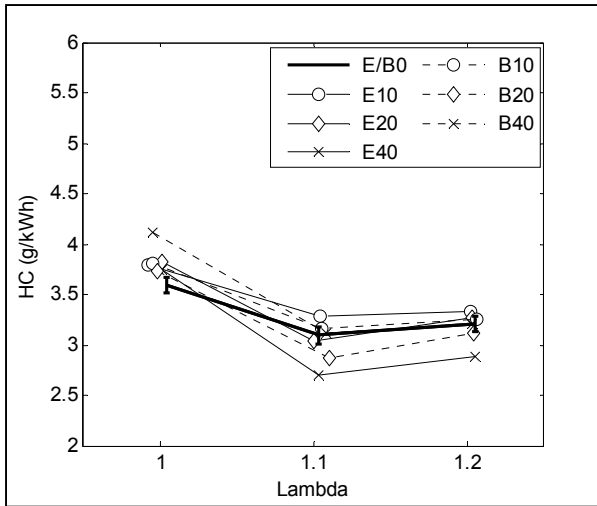


Figure 4.10 Émission d'HC pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection homogène

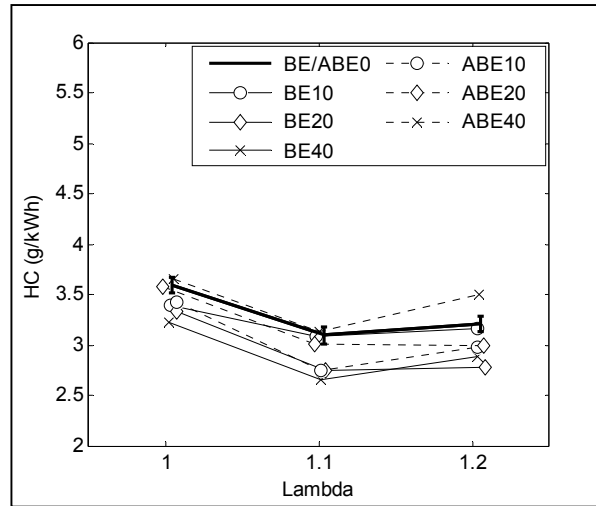


Figure 4.11 Émission d'HC pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection homogène

Pour un mélange à la stœchiométrie, le B40 provoque une légère augmentation tandis que les autres mélanges offrent sensiblement le même taux d'émissions de ce polluant comparativement à l'essence. Pour un mélange pauvre en carburant, il est possible de voir que l'E40 offre le plus bas taux d'émission d'HC comparativement à tous les autres mélanges, mais la différence reste toutefois minimale. Les mélanges de BE et d'ABE n'offrent aucun changement ou une légère réduction des émissions d'HC. La tendance en mode d'injection homogène pour tous les carburants est en accord avec les résultats de He et al. (2010), Ratcliff et al. (2013) et Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) qui ne présentent pas de changement et avec Broustail et al. (2012), Cooney et al. (2009), Jia et al. (2005), Nithyanandan et al. (2014), Varol et al. (2014), Wu et al. (2004) et Zhang et al. (2014) qui perçoivent une certaine réduction des émissions d'HC avec des carburants oxygénés ajoutés à l'essence. Ces auteurs associent généralement ce phénomène à la présence d'un atome d'oxygène dans la molécule qui permet une meilleure oxydation du carbone.

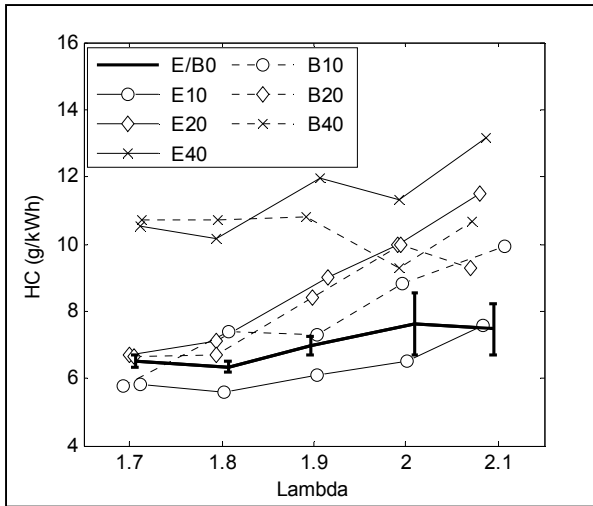


Figure 4.12 Émission d'HC pour les mélanges d'éthanol et de butanol en mode d'injection stratifiée

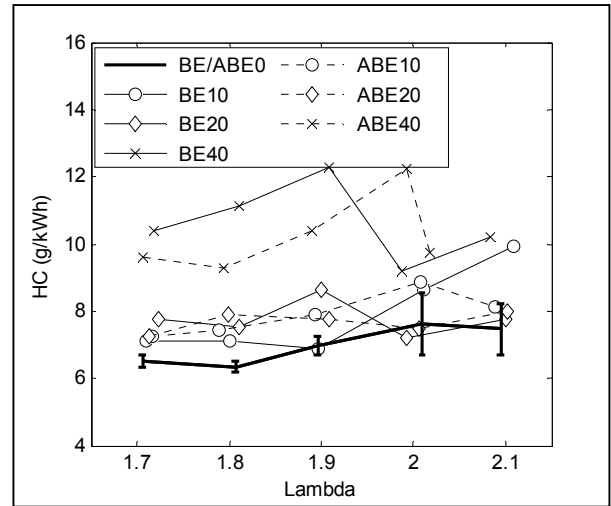


Figure 4.13 Émission d'HC pour les mélanges de BE et d'ABE en mode d'injection stratifiée

En mode d'injection stratifiée (Figure 4.12 et Figure 4.13), la tendance générale est une augmentation des émissions avec l'augmentation du  $\lambda$ , ce phénomène est similaire à celui présenté avec les émissions de CO et a aussi été observé par Park et al. (2012) avec des essais à l'essence. Ce phénomène a été attribué à la possibilité plus élevée d'avoir un mélange pauvre en carburant en périphérie de la flamme, ce qui entraîne une extinction de la flamme plus rapide. En comparant les résultats en mode d'injection homogène et stratifiée, l'un émet entre 2,8 et 4,2 g/kWh et le deuxième mode d'injection émet entre 6 à 12 g/kWh. Ce phénomène peut s'expliquer encore une fois par l'extinction de flamme en milieu pauvre en carburant causé par la combustion en charge stratifiée. De plus, ce type de combustion produit une zone riche en carburant aux abords de la bougie avant l'allumage causant une émission d'HC plus élevée. En effet, les essais faits par Kawahara et al. (2010) sur un moteur à injection directe ont permis de quantifier le ratio air-carburant. Il a été trouvé qu'il est possible d'obtenir un  $\lambda$  de 0,68, et ce, dans un mélange globalement pauvre ( $\lambda$  de 2,7). Dans un environnement riche, le carburant ne pourra pas se consumer entièrement, car il y aura un manque d'oxygène pour compléter sa combustion et donc la production d'HC augmentera. Cette affirmation peut se vérifier par les essais de Wu et al. (2004) en mode d'injection homogène pour des mélanges riches en carburant. Bref, la combinaison des tendances à

l'augmentation des émissions de CO et d'HC démontre donc une détérioration de la combustion lorsqu'il y a augmentation du  $\lambda$ .

Concernant le taux de carburants oxygénés, il semble que l'ajout de ce type de carburant a pour effet d'augmenter les émissions d'HC. Cette augmentation est aussi observée par Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) avec de faibles concentrations d'éthanol mélangé à l'essence en mode d'injection stratifiée. Par contre, l'E40, le B40, le BE40 et l'ABE40 provoquent une augmentation marquée des émissions d'HC comparativement aux autres concentrations et l'essence. Cette tendance suggère une détérioration de la combustion pour ces mélanges à 40 % de carburants oxygénés, car une augmentation des émissions de CO est aussi perceptible en mode d'injection stratifiée. En effet, ces deux produits de combustion indésirés sont causés par une combustion incomplète du carburant. Cette combustion incomplète peut être causée par la présence de gouttes de carburant due à l'ajout de carburants oxygénés. Cette explication sera présentée plus en profondeur lors de la prochaine section. Finalement, comme pour les émissions de CO et de NO<sub>x</sub>, il semble que les mélanges d'ABE présentent exactement la même tendance que tous les autres carburants oxygénés.

## **4.2 Particules**

Les résultats obtenus à partir du logiciel d'analyse des résultats de particules permettent d'avoir les distributions en nombre des particules, la concentration massique totale et le diamètre moyen. Pour l'analyse, seulement la concentration totale et le diamètre moyen seront présentés. Néanmoins, les distributions en nombre de chaque carburant en mode d'injection homogène et stratifiée sont présentées en ANNEXE V.

### **4.2.1 Concentration massique totale**

La Figure 4.14 montre la concentration massique totale présente dans l'échantillon de gaz d'échappement dilué pour les essais en mode d'injection homogène. Les résultats des mélanges avec une concentration d'oxygène en dessous de 6 % sont similaires aux résultats obtenus avec l'essence. Pour de plus fortes concentrations de butanol et de BE (6:1), les

résultats démontrent une diminution de la concentration totale de particules. Tandis que l'éthanol provoque tout d'abord une augmentation des émissions de particules d'environ deux fois supérieure à l'essence (E20) et par la suite une diminution pour l'E40. Les mélanges d'ABE, même à forte concentration, ne semblent pas affecter les émissions de particule comparativement à l'essence. La réduction des émissions de particules en mode homogène pour des mélanges d'éthanol et de butanol a déjà été remarquée par Costagliola et al. (2013) avec des mélanges E10, E20, E30 et B10 provoquant des réductions entre 10 et 98 % des  $PM_{10}$  (particules avec un diamètre en dessous de  $1 \mu m$ ) pour différents points d'utilisation. He et al. (2010) et Zhang et al. (2014) obtiennent des résultats similaires avec l'ajout d'éthanol ou de butanol avec des moteurs à injection directe.

L'augmentation des émissions de particules causée par l'utilisation de l'E10 et de l'E20 a aussi été observée par Chen et Stone (2011) avec un moteur GDI en mode d'injection homogène. Les auteurs ont relié l'augmentation des particules aux changements dans le jet de carburant lorsque de l'éthanol est ajouté à l'essence avec l'augmentation de l'enthalpie de vaporisation provoquant un mélange air-carburant moins homogène.

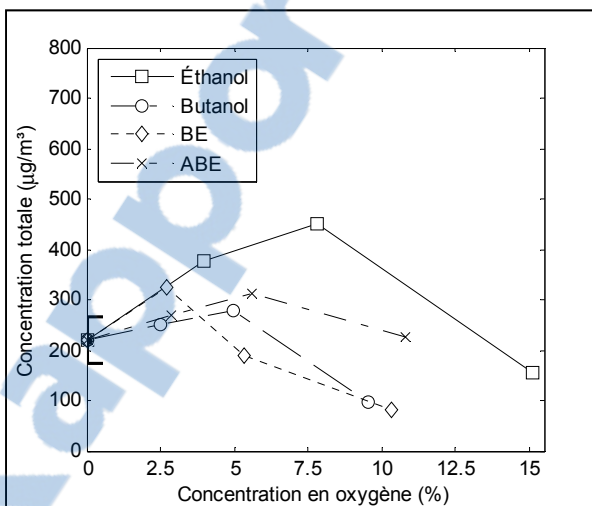


Figure 4.14 Concentration totale de particules avec les différents mélanges de carburants en mode d'injection homogène

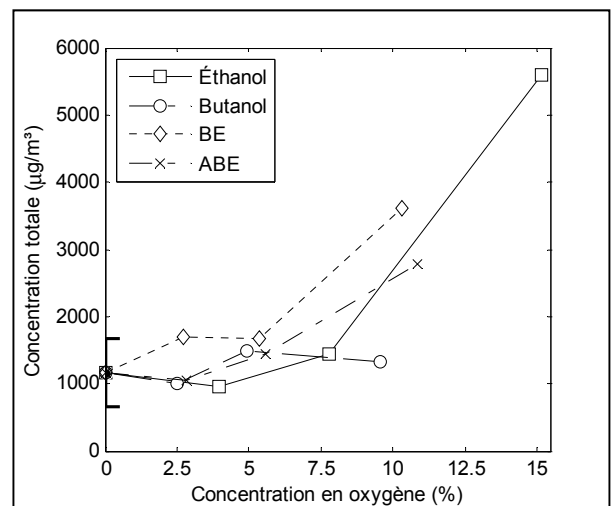


Figure 4.15 Concentration totale de particules avec les différents mélanges de carburants en mode d'injection stratifiée

Les résultats en charge stratifiée (Figure 4.15) montrent une production de particules beaucoup plus importante qu'en mode d'injection homogène. Cette tendance est aussi observée par Park et al. (2012) en passant d'une combustion à un  $\lambda$  de 1 à un  $\lambda$  de 3. Cette augmentation de cette production de particule est causée par l'environnement riche pour l'initiation de la combustion aux abords de la bougie d'allumage comme présenté précédemment selon les résultats de Kawahara et al. (2010) qui permettent de voir un  $\lambda$  de 0,68 dans de mêmes conditions et pauvre pour la fin de la combustion.

De plus, selon les essais de Sementa, Maria Vaglieco et Catapano (2012) sur un moteur optique à injection directe, le jet de carburant atteint le piston en mode d'injection stratifiée dû au manque de temps pour le carburant de s'évaporer et la courte distance entre l'injecteur et la surface du piston. Une couche de carburant liquide peut alors se former sur le piston et ne pas avoir le temps de s'évaporer avant le début de la combustion. Cette couche de carburant liquide produit une région riche en carburant qui provoque des émissions de particules et d'HC plus élevés (Sementa, Maria Vaglieco et Catapano, 2012).

Pour des concentrations en oxygène en dessous de 6 % dans les mélanges de carburant, les émissions de particules sont similaires à l'essence pour tous les mélanges. Pour des concentrations plus importantes en oxygène, une augmentation des émissions est remarquée pour les mélanges E40, BE40 et ABE40, tandis que le B40 présente des résultats similaires à l'essence.

#### **4.2.2 Hypothèses d'explication**

Peu de résultats similaires à la Figure 4.15 ont été trouvés dans la littérature, alors plusieurs hypothèses seront exprimées afin d'expliquer la tendance observée en mode d'injection stratifiée. Il est à noter que pour les calculs qui suivent, l'isooctane sera le représentant de l'essence afin de simplifier les calculs. En effet, il est beaucoup plus simple d'utiliser un seul composé (isooctane  $C_8H_{18}$ ) comparativement à l'essence qui contient plusieurs composés différents. Avec une chaîne de huit carbones, l'isooctane représente bien la plage moyenne



(C<sub>5</sub>-C<sub>8</sub>) de l'essence qui peut représenter entre 35 et 40 % des composés (Aleiferis et al., 2010). Effectivement, l'isooctane est souvent utilisé afin d'alimenter les moteurs à essence à des fins de recherche (Heywood, 1988).

#### 4.2.2.1 Diamètre de gouttes initial plus important

La première hypothèse repose sur une mauvaise atomisation du carburant pour les mélanges à forte concentration de carburants oxygénés (40 %). Pour ce faire, Aleiferis et al. (2010) proposent de vérifier le type de jet à l'aide du diagramme d'Ohnesorge. En effet, ce diagramme permet de vérifier si le jet est en régime d'atomisation permettant de produire les plus petites gouttes, et ce, à partir des conditions dans lesquelles le jet est produit ainsi que des propriétés physiques et chimiques du carburant. Le nombre d'Ohnesorge est calculé à partir de l'équation (4.1).

$$Oh = We^{0,5}/Re \quad (4.1)$$

Où,  $We_L$  est le nombre de Weber (équation (4.2)) et  $Re$  est le nombre de Reynolds (équation (4.3)). Les propriétés des carburants sont présentées à l'ANNEXE I pour une température de 25 °C. Par contre, les propriétés aux autres températures ne seront pas présentées.

$$We = \rho_L U^2 d / \sigma_L \quad (4.2)$$

$$Re = \rho_L U d / \mu_L \quad (4.3)$$

Où :  $\rho_L$  est la masse volumique du carburant;

$U$  est la vitesse du jet de carburant;

$\sigma_L$  est la tension de surface du carburant;

$\mu_L$  est la viscosité dynamique du carburant;

$d$  est le diamètre d'un trou d'injecteur qui est de 0,175 mm (ANNEXE III).

Les auteurs ont pu mettre en lumière que l'éthanol présente des résultats plus près de la limite que les principaux composants de l'essence soit, le *n*-pentane, l'isooctane et l'*o*-xylène. De plus, la température s'avère aussi un paramètre important. Les auteurs ont remarqué que plus le carburant est froid, plus le jet est près de la limite et cette tendance est accentuée pour l'éthanol comparativement aux constituants de l'essence. Par contre, afin de pouvoir déterminer l'effet des carburants utilisés dans ce mémoire, les calculs ont été refaits avec l'isooctane, l'éthanol, le butanol et l'acétone. Pour commencer, la vitesse de sortie de l'injecteur doit être évaluée. Pour ce faire, l'équation de Bernoulli est utilisée et simplifiée pour le calcul sur un injecteur :

$$U = C_d * \sqrt{\frac{2 * \Delta P}{\rho_L}} \quad (4.4)$$

Où,  $\Delta P$  est le différentiel de pression entre la pression du carburant (100 bar en mode d'injection stratifiée) et la pression à l'intérieur du cylindre lors de l'injection (environ 2 bar). Le  $C_d$  est le coefficient de décharge qui représente la perte de débit massique due à la cavitation dans les orifices de l'injecteur. Le  $C_d$  est évalué avec le rapport entre le débit massique expérimental et le débit massique théorique de l'injecteur. Il est possible de considérer un  $C_d$  pour un injecteur à multi-trous de l'ordre de 0,8, car Grover Jr (2011) utilise un  $C_d$  de 0,82 lors de simulations d'un injecteur multi-trous, tandis que Papoulias et al. (2007) évaluent ce coefficient à 0,76 pour un injecteur multi-trous (6) avec un ratio longueur/diamètre du trou moyen.

Afin de réaliser le diagramme d'Ohnesorge, quelques hypothèses ont été posées :

- Des températures de carburant de 25 °C et 90 °C seront utilisées pour voir l'effet de la variation de la température.
- L'isooctane est utilisé pour représenter l'essence.
- Pression à l'intérieur du cylindre à l'injection est de 2 bar.

Le calcul a donc été fait avec ces hypothèses et les résultats sont présentés à la Figure 4.16.

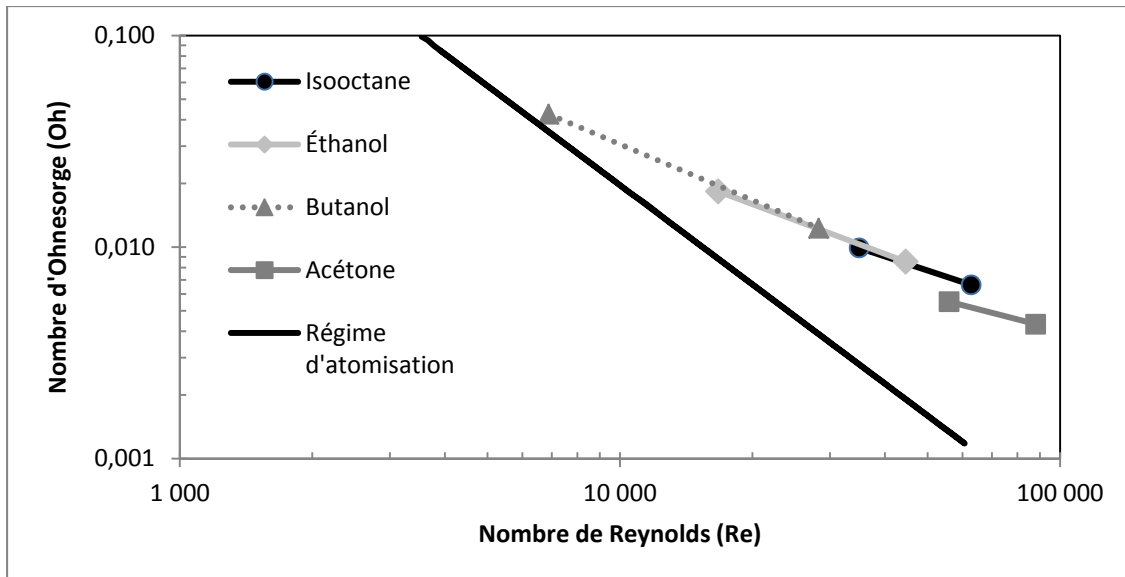


Figure 4.16 Diagramme d'Ohnesorge

Les résultats les plus près de la limite du régime d'atomisation sont ceux obtenus avec les propriétés de carburants à 25 °C. La Figure 4.16 permet donc de voir que le butanol et l'éthanol sont plus près de cette limite que l'isooctane. Par contre, le butanol froid est très près de la limite du régime d'atomisation. Tandis que l'acétone semble permettre une atomisation plus importante que l'isooctane. Néanmoins, à une température de 90 °C, aucun des carburants ne dépasse cette limite, alors il est possible de croire que pour tous les carburants le jet est bel et bien en régime d'atomisation lors des essais. Néanmoins, les deux alcools ont tout de même des propriétés rendant plus difficile leur atomisation. Aleiferis et al. (2010) utilisent un shadowgraph haute vitesse afin de mesurer le diamètre moyen de Sauter (SMD) des gouttes d'essence et d'E85 avec une pression d'injection de 150 bar et une pression de cylindre de 0,5 bar et 1 bar. Le SMD représente le diamètre d'une goutte avec le même ratio volume sur l'aire de surface d'une goutte par rapport à une distribution de goutte dans un jet. L'équation (4.5) permet de calculer le SMD pour une distribution de gouttes (Stiesch, 2003). Ce type de moyenne permet de bien représenter le comportement d'évaporation d'une distribution de gouttes.

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^{N_{Gouttes}} d_{g,i}^3}{\sum_{i=1}^{N_{Gouttes}} d_{g,i}^2} \quad (4.5)$$

Les résultats d'Aleiferis et al. (2010) démontrent que peu importe la température du carburant (entre 20 et 120 °C), l'E85 produit de plus grosses gouttes que l'essence d'environ 25 à 30 %. Deux formules empiriques ont été développées par Hiroyasu, Arai et Tabata (1989) pour des conditions d'opération d'injecteur diesel. La pression d'injection et la pression de l'air dans le cylindre sont à l'intérieur des limites définies par les auteurs pour l'utilisation des équations. Par contre, le diamètre des trous de l'injecteur, la tension de surface, la viscosité dynamique et la masse volumique du carburant sont inférieurs aux limites établies. Néanmoins, la formule permet tout de même de déceler les tendances entre les différents carburants. Le résultat le plus élevé entre les deux équations doit être retenu comme résultat final alors que les hypothèses utilisées pour ce calcul sont les suivantes :

- La température de l'air a été évaluée à l'aide des données de pression à l'intérieur du cylindre au moment de l'injection avec la loi des gaz parfaits à 80 °C.
- La viscosité dynamique et la masse volumique de l'air ont été prises pour la température évaluée à 80 °C.
- La viscosité dynamique et la masse volumique du carburant ont été prises pour des températures de 25, 40, 80 et 90 °C, où 25 °C est la température normale du laboratoire et 90 °C est la température d'opération du moteur.
- Le Re et le We ont été calculés de la même façon que pour le nombre d'Ohnesorge.

Les formules du SMD (Équation (4.6) et (4.7)) établies par Hiroyasu, Arai et Tabata (1989) à une distance de 70 mm de l'injecteur ont été conçues pour des injecteurs diesel. De ce fait, certaines limites établies par l'auteur ne sont pas respectées. Effectivement, les valeurs de viscosité dynamique ainsi que la masse volumique des carburants dépassent les limites.

$$\frac{SMD}{d} = 0,38Re^{0,12}We^{-0,75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0,54} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,18} \quad (4.6)$$

$$\frac{SMD}{d} = 0,38Re^{0,25}We^{-0,32} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0,37} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{-0,47} \quad (4.7)$$

Les résultats obtenus pour ce calcul sont présentés au Tableau 4.1. Pour commencer, il est possible de voir que la température du carburant joue tout de même un rôle important dans le diamètre des gouttes lors de l'atomisation. Par exemple, il y a une augmentation de 40 % du diamètre de la goutte lorsque la température du carburant varie de 25 à 90 °C (isooctane).

Tableau 4.1 Résultats des calculs du SMD

Température	Diamètre des gouttes SMD (µm)				
	Isooctane	E40	B40	BE40	ABE40
25 °C	6,06	7,99	10,96	10,58	9,50
40 °C	5,27	6,78	8,93	8,64	7,82
80 °C	3,78	4,48	5,50	5,36	4,94
90 °C	3,69	4,04	4,92	4,79	4,44

Les résultats du Tableau 4.1 du SMD sont en accord avec les résultats de Bao et al. (2014) qui ont été calculés avec la même formule. En effet, les auteurs observent aussi une augmentation de SMD avec l'éthanol par rapport à l'isooctane et les SMD obtenus sont entre 6 et 8 µm pour une température de carburant de 20 °C et une pression d'injection de 110 bar. L'augmentation du SMD avec l'ajout de carburants oxygénés est due à la masse volumique, la viscosité dynamique et la tension de surface plus élevée de ces carburants. Cet écart entre les carburants oxygénés et l'isooctane semble plus élevé lorsque le carburant est froid avec des variations entre 32 et 81 % dépendamment du carburant oxygéné comparativement à 90 °C avec des variations de 10 à 33 %. Ces résultats permettent de comprendre l'écart obtenu expérimentalement par Aleiferis et al. (2010) de 25 à 30 % entre de l'essence et de l'E85. Aleiferis et al. (2010) évoquent aussi que les résultats obtenus expérimentalement sont près de deux fois supérieurs à ceux obtenus par la formule du SMD proposée par Hiroyasu, Arai et Tabata (1989). Il serait donc possible de croire que les diamètres réels des gouttes dans le cylindre sont plus importants que ceux calculés, étant donné que les paramètres du

système et les caractéristiques de l'injecteur sont très similaires à ceux de Aleiferis et al. (2010). L'étude expérimentale faite par Behringer et al. (2014) avec un injecteur similaire à sept trous et avec l'essence, l'isooctane, l'éthanol et le butanol comme carburant démontre aussi des SMD plus élevés. En effet, avec une pression d'injection de 120 bar, une pression ambiante de 1 bar et une température du carburant à 20 °C et à 80 °C respectivement les résultats démontrent un SMD de l'ordre de 16 et 14  $\mu\text{m}$  pour l'essence et l'isooctane. De plus, l'effet des carburants oxygénés est aussi la même que le résultat des calculs avec un SMD d'environ 22 et 18  $\mu\text{m}$  pour l'éthanol et 24 et 20  $\mu\text{m}$  pour le butanol. D'autres essais (Knorsch et al., 2012) démontrent aussi cette tendance dans des conditions d'injection tardive. Les essais sont faits avec un injecteur multi-trous et les paramètres ont été présentés précédemment. Les résultats démontrent une distribution des gouttes entre 0 et 25-30  $\mu\text{m}$  avec une plus grande concentration à un diamètre de 10  $\mu\text{m}$ . Comme pour les résultats obtenus, ces résultats démontrent que l'essence produit de plus petites particules que l'éthanol et le butanol.

Au final, les résultats obtenus par le calcul du SMD présentent les mêmes résultats que le diagramme d'Ohnesorge soit une dégradation de l'atomisation du carburant plus importante lors de l'ajout de butanol et d'éthanol en ordre d'importance. De plus, ces résultats concordent avec ceux vus dans la littérature. Ces résultats peuvent en partie expliquer les tendances des émissions de particules en mode d'injection stratifiée, outre les résultats du B40. Effectivement, si les gouttes de carburants sont encore présentes lors de l'allumage cela pourrait avoir un effet important sur les émissions de particules.

#### **4.2.2.2 Temps d'évaporation des gouttes**

La deuxième hypothèse est liée au temps d'évaporation nécessaire à la goutte de carburant. Alors, un programme *MATLAB* a été écrit afin de trouver le temps d'évaporation d'une goutte d'un diamètre donné à l'intérieur d'un environnement variable représentant la phase de compression du moteur. La démarche utilisée provient de la technique décrite par Borman et Ragland (1998). Ce programme permettra de calculer la température, le diamètre et la

masse de la goutte tout au long de l'évaporation. De plus, les propriétés du carburant et de l'air sont modifiées en fonction de la température à chaque pas de temps à l'aide des équations fournies par Yaws (2003). Voici les principales équations/étapes de ce programme.

Pour commencer, la masse de la goutte est calculée en fonction du diamètre initial de la goutte ( $d_g$ ) et de la masse volumique du carburant ( $\rho_L$ ).

$$m_{liq} = \rho_L \frac{\pi d_g^3}{6} \quad (4.8)$$

La relation de Clausius-Clapeyron est utilisée afin de trouver la pression de vapeur saturante du carburant ( $P_{sat}$ ) en fonction de la température du liquide.

$$P_{vap,sat} = P_{ref} * \exp\left(-\frac{h_{fg}}{R/MM_{carb}}\left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_{ref}}\right)\right) \quad (4.9)$$

Où :  $P_{ref}$  est la pression de référence (1,013 bar);

$T_{ref}$  est la température d'ébullition à la pression de référence;

$T_L$  est la température du carburant liquide;

$h_{fg}$  est l'enthalpie de vaporisation;

$R$  est la constante universelle des gaz parfaits;

$MM_{carb}$  est la masse molaire du carburant.

Ensuite, la fraction partielle de la vapeur de carburant ( $X_{vap}$ ) à la surface de la goutte est calculée avec l'équation (4.10) afin d'évaluer les propriétés du mélange de vapeur et d'air entourant la goutte.

$$X_{vap} = \frac{P_{vap,sat}}{P_{\infty}} \quad (4.10)$$

Dans cette formule,  $P_\infty$  est la pression dans le cylindre qui est modifiée à chaque pas de temps en fonction des données de pression à l'intérieur du cylindre #1 prises lors d'un essai moteur en mode d'injection stratifiée. Afin d'évaluer les propriétés de l'air qui entoure la goutte, une température moyenne ( $T_m$ ) a été calculée entre la température de la goutte et la température de l'air environnant. Ensuite, la masse volumique du mélange de vapeur de carburant et d'air ( $\rho_{mél}$ ) est calculée à l'aide de la loi des gaz parfaits en prenant la masse molaire du mélange calculée avec l'équation (4.11).

$$MM_{mél} = \left(1 - \frac{X_{vap}}{2}\right) MM_{air} + \frac{X_{vap}}{2} MM_{carb} \quad (4.11)$$

Cette méthode est aussi utilisée pour l'évaluation des autres propriétés du mélange d'air et de vapeur de carburant soit la conductivité thermique ( $k_{mél}$ ), la capacité thermique ( $C_{p_{mél}}$ ) et la viscosité ( $\mu_{mél}$ ). Ensuite, les nombres adimensionnels de Reynolds (4.12), Prandtl (4.13) et Schmidt (4.14) sont définis à partir des propriétés calculées.

$$Re = \frac{\rho_{mél} U d_g}{\mu_{mél}} \quad (4.12)$$

$$Pr = \frac{\mu_{mél} C_{p_{mél}}}{k_{mél}} \quad (4.13)$$

$$Sc = \frac{\mu_{mél}}{\rho_{mél} D_{ab}} \quad (4.14)$$

Où,  $D_{AB}$  est le coefficient de diffusion de la vapeur dans un gaz ambiant et  $U$  est la vitesse de la goutte dans un environnement considéré comme étant statique. Le calcul de cette vitesse a été fait pour l'évaluation des SMD. En effet, l'équation (4.4) a permis d'évaluer des vitesses d'environ 130 m/s à la sortie de l'injecteur. Par contre, Aleiferis et al. (2010) ont été en mesure d'évaluer une vitesse de 60 m/s à l'aide d'un moteur optique pour un jet d'essence avec une pression d'injection de 150 bar. De leur côté, Mitroglou et al. (2007) observent qu'avec un injecteur multi-trous à une pression d'injection de 120 bar et à une pression environnante de 1 bar la vitesse moyenne du jet est de 120 m/s de 0,3 ms après le début de



l'injection jusqu'à 0,2 ms avant la fin de l'injection pour un temps d'injection de 1,5 ms à 10 mm de la sortie du jet. Par la suite, les résultats montrent une vitesse du jet d'environ 10 m/s jusqu'à 2 ms. Alors, en comparant la vitesse calculée avec la vitesse obtenue par Aleiferis et al. (2010) et en sachant que la vitesse maximale du jet est atteinte que durant l'injection (environ 1,1 ms dans ce cas-ci), la vitesse moyenne d'une goutte dans le cylindre a été fixée à 100 m/s.

Par la suite, l'équation de conservation de masse jumelée avec le phénomène de convection (équation (4.15)) évoqué par Borman et Ragland (1998) est utilisée et permet de trouver le taux de la masse qui s'évapore dans l'air.

$$\dot{m}_{vap} = \left( \frac{\pi d D_{ab} P}{RT_m} \right) \ln \left( \frac{P - P_{vap,\infty}}{P - P_{vap,sat}} \right) (2 + 0,6 Re^{0,5} Sc^{1/3}) \quad (4.15)$$

Dans cette équation,  $P_{vap,\infty}$  est la pression de vapeur de l'air qui entoure la goutte, pour les calculs, cette valeur est fixée à zéro, car aucune vapeur de carburant n'est présente dans le cylindre au début de l'injection. Ensuite, pour le calcul de la température de la goutte, il faut calculer indépendamment le coefficient de convection à l'aide de l'équation (4.16).

$$h = \frac{k_{air}}{d_g} (2 + 0,6 Re^{0,5} Sc^{1/3}) \quad (4.16)$$

Par contre, Borman et Ragland (1998) évoquent que pour des taux d'évaporation très élevés, le coefficient de convection doit être corrigé afin de représenter l'effet de la vapeur sursaturé. La variable  $Z$  modifie la formule du coefficient de convection. Le coefficient de convection corrigé est calculé à partir de l'équation (4.17).

$$h^* = hZ \quad (4.17)$$

$$Z = \frac{z}{e^z - 1} \quad (4.18)$$

$$z = \frac{\dot{m}_{vap} C_{p,vap}}{h^* A} \quad (4.19)$$

Finalement avec le coefficient de convection corrigé, l'équation de la conservation d'énergie (4.20) est appliquée au modèle afin d'évaluer la variation de la température.

$$m_L C_{p,L} \frac{dT_{liq}}{dt} = h^* A (T_\infty - T_L) + \dot{m}_L h_{fg} \quad (4.20)$$

Afin de compléter la boucle du programme, la température et la masse de la goutte sont modifiées et le programme s'arrête si la masse de la goutte est de zéro. Il est important de spécifier que cette démarche ne prend pas en compte la conduction thermique dans la goutte. En effet, le programme prend en considération que la goutte est à la même température de la surface jusqu'au milieu de la goutte. Cette hypothèse a été faite afin de simplifier le programme. Suite à une étude de convergence, le pas de temps a été fixé à 1  $\mu$ s.

Voici les résultats pour une température initiale du carburant de 40 °C. De plus, plusieurs diamètres initiaux de goutte ont été testés, soit 5, 10, 15, 20 et 25  $\mu$ m afin de représenter les diamètres obtenus lors du calcul SMD et ceux obtenus expérimentalement dans la littérature à des conditions similaires à celles étudiées dans cette étude.

Tableau 4.2 Résultats du temps d'évaporation (en ms) d'une goutte pour une température initiale de la goutte de 40 °C

Diamètre	Isooctane	E40	B40	BE40	ABE40
5 $\mu$ m	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8
10 $\mu$ m	1,0	1,5	1,5	1,5	1,4
15 $\mu$ m	1,4	2,0	2,0	2,0	2,0
20 $\mu$ m	1,8	2,5	2,5	2,5	2,4
25 $\mu$ m	2,2	2,9	2,9	2,9	2,8

Le temps entre l'injection et l'allumage peut être calculé à l'aide des données expérimentales de chaque essai. Le temps entre le début de l'injection et la fin de l'allumage est évalué à 3,75 ms. Par contre, Sementa, Maria Vaglieco et Catapano (2012) ont observé un délai de

6 °CA entre le début de l'injection réelle et la commande à une vitesse de rotation de 1000 tr/min sur un moteur optique équipé d'injecteurs multi-trous. Alors, pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min, ce temps est divisé par deux. Ceci réduit le temps maximal durant lequel les gouttes de carburant peuvent s'évaporer à 3,5 ms pour tous les carburants. Par contre, en calculant à partir de la fin de l'injection, le temps est réduit à 2,7 pour l'essence, 2,5 pour l'E40, le BE40 et l'ABE40 et 2,6 pour le B40. Cette différence entre les carburants est causée par le temps d'injection plus long de 0,19 ms pour l'éthanol par exemple dû au PCI moindre de ce carburant.

En comparant les données obtenues du programme *MATLAB* pour le temps d'évaporation des gouttes au Tableau 4.2 et les temps critiques calculés, il est possible de voir qu'avec des diamètres initiaux de 5, 10 et 15  $\mu\text{m}$  les gouttes ont le temps de s'évaporer avant la fin de l'allumage pour tous les mélanges. Par contre, si les diamètres initiaux sont de 25  $\mu\text{m}$  il est possible de voir que l'isooctane a le temps de s'évaporer, mais que l'E40, l'ABE40, le BE40 et le B40 n'ont pas le temps de s'évaporer complètement. Les résultats du calcul des SMD (Tableau 4.1) proposaient des diamètres moyens de l'ordre de 7,4 à 9  $\mu\text{m}$  pour une température de 40 °C, par contre Aleiferis et al. (2010) ont évoqué que les résultats expérimentaux étaient environ deux fois supérieures aux résultats obtenues avec le calcul du SMD. De plus, les résultats de Behringer et al. (2014) démontrent des SMD entre 14 et 20  $\mu\text{m}$  pour des carburants à 80 °C et entre 16 et 24  $\mu\text{m}$  pour des carburants à 20 °C. Alors, il est possible de penser que le diamètre initial des gouttes peut se situer entre 15 et 25  $\mu\text{m}$ .

#### 4.2.2.3 Mouillage du piston

Une autre hypothèse peut être émise pour la production plus importante de particules pour les mélanges à plus forte concentration de carburants oxygénés, soit la pénétration du jet. Afin d'évaluer l'impact possible de cette hypothèse, quelques calculs peuvent être faits. Les auteurs Abani et Reitz (2007) utilisent les équations (4.21) et (4.22) qui ont été établies dans les conditions d'un injecteur diesel. Alors, comme pour les formules de SMD, certains paramètres sont hors limite (viscosité dynamique et masse volumique du carburant) pour

l'utilisation des formules. Bien que certains paramètres dépassent les limites, ces formules permettront d'évaluer l'influence possible des différents carburants. La première équation permet d'évaluer la partie linéaire du jet et la seconde pour la partie non linéaire. Le temps ( $t_b$ ) avant que le jet passe de linéaire à non linéaire est évalué à l'aide de l'équation (4.23).

$$S = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{liq}}} * t \quad (4.21)$$

$$S = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_{air}}\right)^{0,25} * \sqrt{d * t} \quad (4.22)$$

$$t_b = 28,65 * \frac{\rho_{liq} * d}{(\rho_{air} * \Delta P)^{0,5}} \quad (4.23)$$

Dans ces équations,  $t$  est le temps après le début de l'injection,  $d$  le diamètre d'un orifice de l'injecteur et  $\Delta P$  le différentiel de pression entre la pression du carburant et du cylindre. Les résultats de l'équation (4.23) démontrent que pour la fin de l'injection d'une durée d'environ 1,1 ms, le jet est en régime non linéaire, car le  $t_b$  est de 0,79 ms et d'environ 0,83 ms pour l'essence et les mélanges à 40 % de carburants oxygénés respectivement. En établissant la pénétration maximale à la fin de l'injection, les résultats montrent une pénétration de 60 mm pour l'essence avec un temps d'injection de 1,1 ms et une pénétration de 65 mm pour l'E40 avec un temps d'injection de 1,29 ms. Ces résultats sont du même ordre de grandeur que ceux retrouvés dans la littérature avec des simulations ou bien sur des montages optiques. Par exemple, les résultats de simulation de Abani et Reitz (2007) montrent une pénétration de 55 mm pour une injection de 1,5 ms avec une pression d'injection de 180 bar. Sur un banc d'essai optique, Aleiferis et al. (2010) observent une pénétration d'environ 62 mm après 1 ms d'injection avec de l'essence pour une pression d'injection de 150 bar et une pression du cylindre de 1 bar. De plus, dans les mêmes conditions, les auteurs observent une pénétration de 70 mm pour de l'E85. Il semble donc que dans ces conditions l'ajout d'éthanol a pour effet d'augmenter la pénétration du carburant pour une même durée d'injection. Cette tendance n'est pas visible lors de l'évaluation de la pénétration à partir des équations (4.21) à (4.23), car dépassé un temps d'environ 0,8 ms le jet est considéré comme étant dans sa partie

non linéaire. Cette section (partie non linéaire) est calculée avec l'équation (4.22) qui ne prend pas en compte les propriétés des différents carburants. Une autre étude expérimentale (Mitroglou et al., 2007) présente des résultats semblables, soit une pénétration d'environ 50 mm après 1 ms pour un injecteur multi-trous dans des conditions semblables à ceux présentés lors du mode d'injection stratifiée.

Visuellement, il est possible d'évaluer que l'injecteur est placé à un angle d'environ  $30^\circ$  sur le moteur. De plus, quelques essais avec le même injecteur que celui équipé sur le moteur ont été faits sur un banc d'essai afin de tester un autre fluide et durant ces essais, il a été possible de voir que les trois trous alignés verticalement (visible à l'ANNEXE III) ont une orientation suivant l'axe de l'injecteur. Avec ces informations et en utilisant le cosinus d'un triangle rectangle, il est possible de conclure que le jet se propage verticalement de 30 mm pour l'essence. Ensuite, avec les dimensions du moteur, la position du piston peut être connue pour un  $^\circ\text{CA}$  donné. Alors, pour le début de l'injection ( $75^\circ\text{CA AvPMH}$ ), le piston se trouve à une distance de 35 mm de l'injecteur. Par contre, à la fin de l'injection ( $62^\circ\text{CA}$  pour l'essence) le piston se trouve à 25,5 mm. Tandis que pour l'éthanol avec une durée d'injection plus importante, le piston n'est qu'à une distance de 23,5 mm de l'injecteur à la fin de l'injection ( $59,5^\circ\text{CA AvPMH}$ ). Le Tableau 4.3 présente la distance du jet parcouru verticalement et la distance entre le piston et l'injecteur pour chaque paramètre utilisé pour chaque mélange à 40 % et l'essence à la fin de l'injection (FI).

Tableau 4.3 Durée d'injection et distance du jet de carburant et du piston à la FI par rapport à l'injecteur

Carburants	$t_{inj}$ (ms)	$t_{inj}$ ( $^\circ\text{CA}$ )	Fin injection ( $^\circ\text{CA}$ )	Position piston à la FI (mm)	S vertical à la FI (mm)
Essence	1,1	13,2	62	25,5	30,25
E40	1,29	15,48	59,5	23,5	32,5
B40	1,2	14,4	60,5	24,5	31,75
BE40	1,22	14,64	60,5	24,5	31,75
ABE40	1,23	14,76	60	24	32

Les résultats montrent que même l'injection d'essence provoque un mouillage du piston, car le jet parcourt une distance de 30,25 mm, tandis que le piston se trouve à 25,5 mm de l'injecteur. Ce mouillage peut être une des causes de l'augmentation d'émission de particule lors du passage du mode d'injection homogène à stratifiée. De plus, le chevauchement des distances s'accroît avec l'ajout des carburants oxygénés selon cet ordre  $E40 > ABE40 > BE40 \approx B40$ . Le mouillage du piston plus important de l'E40 comparativement à tous les autres carburants peut expliquer les résultats élevés de particules.

#### 4.2.2.4 Synthèse des hypothèses

Au final, les deux premières hypothèses mises en commun proposent un temps d'évaporation plus grand pour les mélanges contenant des carburants oxygénés. En effet, il a été montré que de plus grosses gouttes de carburant sont formées à la sortie de l'injecteur et que le temps d'évaporation de gouttes ayant un plus grand diamètre initial nécessite plus de temps. Ajouter à cela que pour un même diamètre de goutte initiale, le temps d'évaporation est plus grand pour les mélanges avec des carburants oxygénés. Ces phénomènes auront pour effet que quelques gouttes ne seront pas complètement évaporées avant la combustion, ce qui produira plus de particules lorsque la goutte de carburant liquide s'enflamme. Bref, il est possible d'expliquer l'augmentation des émissions de particules des mélanges E40, BE40 et ABE40 par ces hypothèses.

La troisième hypothèse propose une plus grande probabilité que le jet de carburant encore liquide se dépose sur le piston ou sur le cylindre ou même sur la culasse dépendamment de l'orientation du jet. Avec l'orientation de l'injecteur, il a été émit qu'à la fin de l'injection il y aura contact entre le jet de carburant et le piston. De plus, ce phénomène sera accentué lorsque les concentrations en carburants oxygénés sont plus importantes. En effet, les essais de Sementa, Maria Vaglieco et Catapano (2012) sur un moteur optique à injection directe présentent qu'effectivement le carburant se dépose sur le piston créant une couche de carburant liquide. Cette couche de liquide qui brûle en surface produira plus de particules et

d'HC, car la zone près du liquide sera très riche en carburant et il y aura donc un manque d'oxygène pour compléter la combustion.

Par contre, l'égalité des émissions du B40 comparativement à l'essence ne concorde pas avec les explications présentées. Deux explications sont possibles pour cette contradiction. Pour commencer, la température du carburant n'a pas été contrôlée et n'a pas été mesurée. Effectivement, le carburant peut facilement monter en température due à la pompe de basse pression ayant un débit trop élevé pour la consommation du moteur. En effet, la pompe a été sélectionnée afin de résister aux carburants oxygénés, par contre aucune pompe ayant de plus petits débits n'a pu être trouvée. Il a été montré que cette température a une influence sur le diamètre des gouttes à la sortie de l'injecteur, sur son temps d'évaporation et du même coup la pénétration du jet. Effectivement, les essais de Aleiferis et al. (2010) démontrent qu'une augmentation de la température a pour effet de diminuer la pénétration du jet. Alors, peut-être que lors de cet essai le carburant était plus chaud que pour les autres essais. L'autre explication est liée au calcul du temps d'évaporation de goutte qui prend en compte une hypothèse importante, soit que l'air environnant à la goutte ne présente pas de trace de vapeur de carburant. Cette hypothèse est vraie seulement pour les premières gouttes de carburant. Par la suite, les gouttes qui suivent vont nécessairement s'évaporer dans un environnement contenant une certaine concentration de vapeur dans l'air. Ceci aura pour effet de limiter l'évaporation de la goutte. En se référant au Tableau 2.4, il est possible de voir que le ratio air-carburant le plus élevé des mélanges à 40 % de carburants oxygénés est celui du B40 avec un AFs de 13,1 et le plus faible est celui de l'E40 avec un AFs de 12,17. Alors, pour l'E40 les dernières gouttes de carburant sortant de l'injecteur entrent dans un environnement plus saturé en vapeur que les dernières gouttes de B40. De plus, il est important de rappeler que les dernières gouttes d'E40 ont moins de temps pour s'évaporer dû à un temps d'injection plus long. Bref, cette hypothèse de l'effet de l'environnement d'évaporation pourrait expliquer la différence du résultat du B40 comparativement aux autres mélanges à 40 % et il est possible de croire que si la concentration de butanol est augmentée afin d'atteindre un AFs près de celui de l'E40, la tendance des émissions de particules serait plus proche des autres carburants.

Bref, l'augmentation de particules causée par l'ajout de carburants oxygénés en mode d'injection stratifiée est principalement causée par les changements des propriétés physiques et chimiques du carburant. Ces propriétés affecteront le degré d'atomisation, le temps d'évaporation et le mouillage du piston. Avec les données obtenues lors des essais, il est impossible de quantifier l'influence de chacune des hypothèses, mais il a été mis de l'avant que chacune d'entre elles peut avoir lieu lors de l'utilisation des mélanges à 40 % de carburants oxygénés en mode d'injection stratifiée.

### 4.2.3 Diamètre moyen des particules

La Figure 4.17 présente l'évolution du diamètre moyen pour le nombre de particules émises dans l'échantillon dilué. Les résultats en gras représentent le mode d'injection stratifiée. Le diamètre moyen est calculé en fonction du nombre de particules et non en fonction de la masse. Cette figure permet de voir l'influence de la stratégie d'injection et du carburant sur la grosseur des particules.

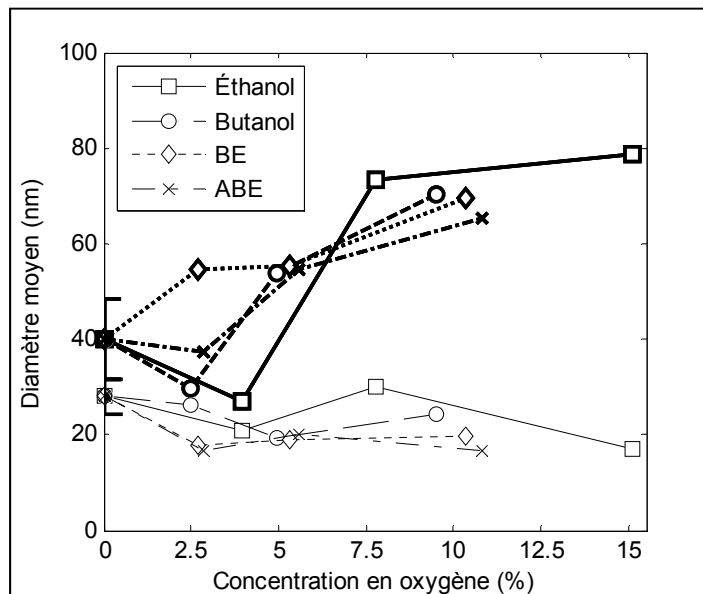


Figure 4.17 Diamètre moyen de particules avec les différents mélanges de carburants oxygénés en mode d'injection homogène et stratifiée (en gras)



Les résultats en mode homogène démontrent une légère diminution du diamètre moyen des particules avec l'augmentation de la concentration en oxygène dans le carburant. Ces résultats sont en accord avec Zhang et al. (2014) qui démontrent une diminution importante des particules causée par la réduction du phénomène d'agglomération qui est représenté par des diamètres de particules entre 30 et 500 nm lorsque 20 % d'éthanol ou de butanol sont mélangés à l'essence. Tandis que les particules provenant du mode de nucléation qui sont caractérisées par des diamètres entre 3 et 30 nm sont quelque peu plus nombreuses. Par contre, en mode d'injection stratifiée, une augmentation marquée du diamètre moyen est perceptible sauf pour les mélanges d'E10, de B10 et d'ABE10. En suivant le raisonnement établi auparavant afin d'expliquer l'augmentation de la concentration en particule, il est possible de croire que l'inflammation de carburant liquide va produire de plus grosses particules.

### **4.3 Conclusion du chapitre**

Ce chapitre a permis d'évaluer l'effet de l'utilisation de carburants oxygénés et des différents modes d'injection sur les émissions de polluants et de particules. En premier lieu, l'effet du ratio air-carburant a été évalué pour le CO, les NO<sub>x</sub> et les HC en mode d'injection homogène. L'augmentation du  $\lambda$  a pour effet de diminuer de façon considérable les émissions de CO dû au fait qu'il y a une disponibilité plus élevée d'oxygène permettant de compléter la combustion du CO en CO<sub>2</sub>. Pour les émissions de NO<sub>x</sub>, une légère augmentation du  $\lambda$  (1,1) a pour effet d'augmenter les émissions de NO<sub>x</sub> à cause d'une haute température dans le cylindre et une plus grande disponibilité d'oxygène. Un appauvrissement plus important ( $\lambda$  de 1,2) a pour effet de redescendre les émissions au degré initial dû à la baisse de la température dans le cylindre. La tendance des émissions d'HC est similaire aux émissions de CO, mais moins drastique, c'est-à-dire une diminution des émissions due à une combustion plus complète.

Par la suite, le passage en mode d'injection stratifiée a pour effet de diminuer les émissions de CO par rapport à la stœchiométrie, mais un mélange pauvre ( $\lambda$  de 1,1 et 1,2) émet tout de

même moins de CO qu'en charge stratifiée. Pour les émissions de  $\text{NO}_x$ , ce passage au mode d'injection stratifiée n'a pas vraiment d'influence. Par contre, ce changement de mode d'injection cause une augmentation assez importante des émissions d'HC due au passage de la combustion d'une zone riche en carburant à la bougie à une zone pauvre en carburant où il y a une extinction de la flamme. Cette explication est aussi utilisée pour expliquer l'augmentation des particules émises en mode d'injection stratifiée. De plus, il a été constaté que même avec l'utilisation de l'essence, il y a mouillage du piston, ce qui permet aussi d'expliquer l'augmentation des émissions d'HC et de particules lors du changement de mode d'injection.

L'augmentation du  $\lambda$  en mode d'injection stratifiée a pour effet d'augmenter les trois polluants (CO,  $\text{NO}_x$  et HC). Pour le CO et les HC, cette augmentation est causée par une extinction de la flamme plus rapide due à une plus grande quantité d'air dans le cylindre. Tandis que pour l'augmentation des  $\text{NO}_x$ , c'est l'augmentation de la température du cylindre causée par une pression plus élevée et une présence d'oxygène plus élevé qui en est la cause.

Ensuite, l'effet de l'ajout de carburants oxygénés a été évalué et pour les émissions de CO il a été observé que l'influence de l'ajout de carburants oxygénés est négligeable en mode d'injection homogène comparativement au  $\lambda$ . Tandis qu'en mode d'injection stratifiée une augmentation est observable pour les mélanges à 40 %. Pour les émissions de  $\text{NO}_x$ , pour les deux modes d'injection, l'ajout de carburants oxygénés a pour effet de réduire les émissions de ce polluant. Cette réduction est causée par une température de flamme adiabatique plus faible. De plus, en mode d'injection stratifié, l'effet de refroidissement lors de l'injection est aussi une cause de cette réduction. Pour les émissions d'HC, en mode d'injection homogène une réduction des émissions est observable due à une combustion plus complète avec la présence d'oxygène dans le carburant. Tandis qu'en mode d'injection stratifiée le contraire est observable à cause de la présence de goutte et de mouillage du piston et cette tendance est accentuée avec les mélanges à 40 % de carburants oxygénés. Effectivement, cette cause a été approfondie afin d'expliquer la tendance des émissions de particules en mode d'injection stratifiée. Les calculs ont montré que l'ajout de carburants oxygénés a pour effet de créer de

plus grosses gouttes à la sortie de l'injecteur, un temps d'évaporation plus long et un mouillage du piston plus important. À l'inverse, en mode d'injection homogène, un fort ajout de carburants oxygénés a pour effet de réduire les émissions de particules.

Au final, l'acétone présente dans le mélange d'ABE ne semble pas affecter les émissions de polluants et de particules différemment des autres carburants oxygénés malgré sa liaison double avec l'atome d'oxygène. Effectivement, tous les résultats démontrent que l'ABE suit la tendance des autres mélanges ce qui démontre que l'acétone n'influence pas suffisamment la qualité de la combustion pour avoir un impact sur les polluants pour les concentrations testées. Ce chapitre a permis de répondre au troisième sous-objectif en évaluant les performances des mélanges de carburants oxygénés par rapport aux émissions polluantes.



## CONCLUSION

L'intégration de la technologie de l'injection directe se fait sentir dans le domaine automobile pour sa réduction de la consommation. Parallèlement, l'utilisation des carburants oxygénés semble de plus en plus intéressante avec l'avantage d'être renouvelable. Parmi ceux-ci, le butanol est le carburant oxygéné le plus pressenti à acquérir une partie du marché du carburant dû à sa similitude avec l'essence. Par contre, sa fabrication par voie de fermentation amène deux sous-produits, soit l'éthanol et l'acétone. Bien que l'éthanol ait déjà fait l'objet de plusieurs recherches pour son utilisation dans des moteurs à combustion interne, l'acétone, quant à lui, a été peu étudiée. Des essais doivent donc être fait afin d'évaluer la performance des sous-produits du butanol dans un moteur à allumage commandé. L'objectif principal de ce mémoire était de caractériser l'effet de l'ajout d'acétone dans un mélange d'ABE et d'essence dans un moteur à injection directe avec les modes d'injection homogène et stratifiée. Pour ce faire, le premier sous-objectif consistait à établir les paramètres d'opération optimaux du moteur pour les différents modes d'injection. Afin de remplir les autres sous-objectifs, les effets de l'ajout d'éthanol, de butanol, de BE et d'ABE à l'essence avec ces deux modes d'injection par rapport aux performances du moteur (CSC,  $CV_{PMEI}$  et FMB) et aux émissions polluantes ( $CO$ ,  $NO_x$ , HC et particules) ont été évalués.

Durant la phase de réglage, il a été montré qu'en mode d'injection stratifiée les paramètres d'opération du moteur ont une influence marquée sur les performances de celui-ci. En effet, aussi bien l'avance à l'allumage que l'avance à l'injection présentent des répercussions importantes sur le moteur contrairement au mode d'injection homogène où seulement l'avance à l'allumage influence les résultats.

Lors de l'évaluation des performances du moteur, il a été constaté que l'intégration de carburants oxygénés peut avoir un effet non négligeable sur celles-ci. Effectivement, l'ajout de carburants oxygénés a tout d'abord pour effet d'augmenter la CSC du moteur à cause des PCI plus faibles des carburants oxygénés. L'acétone suit également cette tendance. Une

seconde affirmation a été mise en évidence : les carburants oxygénés ont été plus performants en mode d'injection stratifiée qu'en mode d'injection homogène. Par contre, le mélange d'ABE40 a présenté des signes d'augmentation de la CSC avec un point qui s'éloigne de la courbe par rapport à la concentration d'oxygène. Il faudrait faire d'autres essais afin de vérifier la tendance réelle de l'ABE40. L'ajout de carburants oxygénés a aussi pour effet d'augmenter le délai d'initiation de la combustion et de ralentir la combustion (FMB0-10 et FMB10-85) pour les deux modes d'injection et l'acétone amplifie cette tendance. Une modification des réglages moteurs pourrait améliorer les résultats de l'ABE40, étant donnée la modification du déroulement de la combustion.

Le dernier chapitre de ce mémoire a révélé que les carburants oxygénés ont peu d'influence sur les émissions de CO et d'HC en mode d'injection homogène. Néanmoins, une légère diminution des émissions de NO<sub>x</sub> a été expliquée par une température de flamme adiabatique plus faible des carburants oxygénés. Par contre, il a été montré que les réglages du moteur ont un effet plus important sur ces émissions que l'ajout de carburants oxygénés. En mode d'injection stratifiée, l'effet de l'ajout des carburants oxygénés n'est pas négligeable. Une réduction des émissions de NO<sub>x</sub> a été perçue causée par un refroidissement de l'air et du carburant lors de l'injection de celui-ci et comme pour la charge homogène, par une température de flamme adiabatique plus faible des carburants oxygénés. Par contre, les émissions de CO ont été légèrement plus élevées avec l'ajout de carburants oxygénés. Des augmentations marquées des émissions d'HC et de particules ont été obtenues avec de fortes concentrations de carburants oxygénés. Cette hausse a été attribuée à une combustion moins complète du carburant causé par des zones riches en carburant et ces zones sont le résultat de plusieurs phénomènes. Pour commencer, il a été mis en évidence que les carburants oxygénés produisent de plus grosses gouttes de carburants à la sortie de l'injecteur. Ensuite, un programme numérique a permis de comprendre que les carburants oxygénés demandent plus de temps pour leur évaporation. Le jumelage de ces deux hypothèses propose donc une présence de goutte de carburant lors de l'allumage plus important avec l'ajout de ces carburants. Finalement, des calculs ont permis de comprendre qu'il y a mouillage du piston en mode d'injection stratifiée pour les mélanges et pour l'essence pure. Par contre, il a été

montré que l'effet est accentué pour les mélanges avec un faible PCI, comme le mélange d'E40 qui présente les émissions d'HC et de particules les plus élevées. Pour tous les aspects analysés dans les derniers sous-objectifs, l'acétone ne semble pas affecter grandement les résultats obtenus comparativement aux autres mélanges de carburants oxygénés.

Au final, ce mémoire a permis d'établir que, pour le point d'opération testé, l'effet de l'acétone dans un mélange d'ABE (3:6:1) avec de l'essence ne perturbe pas la combustion de façon majeure et peut être utilisé comme carburant d'ajout pour des concentrations en dessous de 40 %.





## RECOMMANDATIONS

À la suite des essais sur le banc d'essai moteur, quelques recommandations peuvent être émises afin de pallier certaines lacunes du banc d'essai. De plus, quelques orientations de recherches peuvent être faites afin de mieux comprendre les phénomènes évoqués dans ce mémoire et de vérifier leurs influences sur les résultats.

Lors des essais, le moteur a été utilisé à un point d'opération avec les deux modes d'injection et les paramètres du moteur sont restés constants sauf pour l'avance à l'allumage. Il serait donc intéressant de modifier certains de ces paramètres et d'évaluer leurs influences. Par exemple, la pression d'injection est restée constante, mais cette variable pourrait influencer fortement les résultats en mode d'injection stratifié. En effet, il est possible de croire qu'avec une plus grande pression d'injection, une atomisation plus importante pourrait être atteinte. Aussi il a été mentionné que le turbocompresseur n'a pas été activé durant les essais, il serait aussi intéressant de vérifier l'influence de ce paramètre sur les performances du moteur aussi bien en mode d'injection homogène qu'en mode d'injection stratifiée.

Le calcul de l'intervalle de confiance des résultats de particules a montré une grande variation des résultats de concentration massique de particules pour les essais en mode d'injection homogène et encore plus élevée en mode d'injection stratifiée. Plusieurs facteurs peuvent causer cette grande variation dans les résultats et il serait intéressant de pallier à quelques un de ceux-ci. Pour commencer, un contrôle de la température de l'air de dilution pourrait être fait. Ensuite, le débit d'air de dilution était plus ou moins constant, il serait donc intéressant d'installer des débitmètres afin de visualiser plus précisément les débits d'air de dilution.

Les résultats en mode d'injection stratifiée ont établi la présence de gouttes de carburant ainsi qu'un film de carburant liquide sur le piston lors de l'allumage. Afin de résoudre à cette problématique, il serait intéressant de tester la double injection. Cette technique permettrait d'injecter une partie du carburant plus tôt, ainsi le temps d'évaporation serait plus grand et le

piston serait hors de portée pour le jet de carburant. Par la suite, la seconde injection pourrait être faite approximativement avec la même avance que celle utilisée lors des essais, afin d'apporter une concentration en carburant plus élevée à la bougie lors de l'allumage.

Durant les explications pour les tendances des émissions de particules, il a été évoqué que la température du carburant peut avoir une influence importante sur l'atomisation du carburant. Sur le banc d'essai, le système d'alimentation en carburant a pour effet d'augmenter la température de celui-ci et ainsi provoquer des changements sur l'atomisation du jet. Alors, il serait très important de pallier ce problème en installant un capteur de température sur le réservoir ou près de la pompe haute pression sur le moteur. Il serait aussi intéressant d'installer un système permettant de contrôler cette température et, de ce fait, il serait possible d'évaluer l'effet de cette température sur les performances du moteur et sur les émissions polluantes.

## ANNEXE I

### PROPRIÉTÉS DES CARBURANTS

Les propriétés des carburants à 25 °C pour les calculs de grosseurs de gouttes et de temps d'évaporation sont présentées au Tableau A I-1. Toutes les valeurs sont tirées de (Yaws, 2003).

Tableau A I-1 Propriétés des carburants à 25 °C

Carburants	Isooctane	Éthanol	n-Butanol	Acétone
Formule chimique	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O
Coefficient de diffusion (m <sup>2</sup> /s)	6,32E-06	1,18E-05	8,61E-06	1,05E-05
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	690,4	787,2	806,3	785,7
Viscosité (kg/ms)	4,67E-04	1,04E-03	2,56E-03	3,11E-04
Enthalpie de vaporisation (kJ/mol)	34,32	40,26	49,58	32,19
Chaleur spécifique Liquide (J/kmolK)	232200	107400	205300	127500
Chaleur spécifique Vapeur (J/kmolK)	190300	66170	111900	75330
Masse molaire (kg/kmol)	114,23	46,07	74,1	56
Température d'ébullition (K)	99,24	78	117	56
Conductivité thermique (W/mK)	0,1005	0,1703	0,1551	0,1625
Tension de surface (N/m)	0,0183	0,0234	0,0257	0,0230



## ANNEXE II

### BRANCHEMENT ÉLECTRIQUE DU MONTAGE

Cette annexe présente les différents branchements utilisés sur les différents modules connectés sur le *CompactRIO*, soit l'AD Combo (Figure A II-1), le LowSide (Figure A II-2), les DI (Figure A II-3 et Figure A I-4) et l'ESTTL (Figure A II-5).

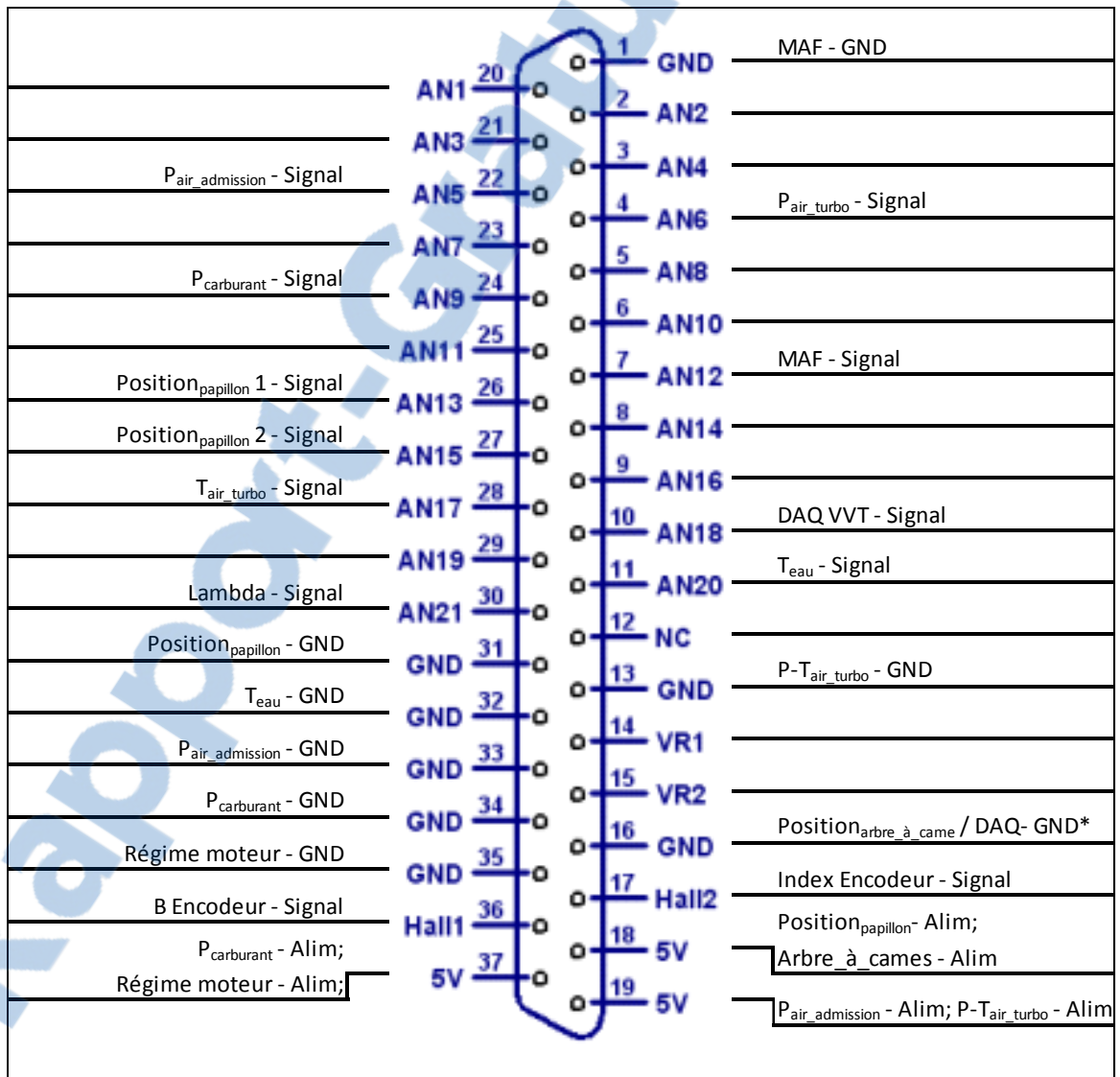


Figure A II-1 Branchement du module AD Combo

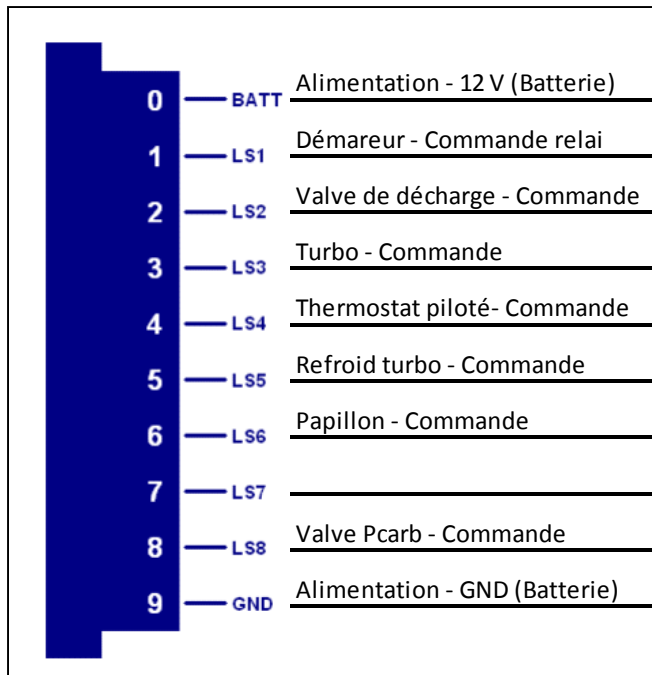


Figure A II-2 Branchement du module Low-Side

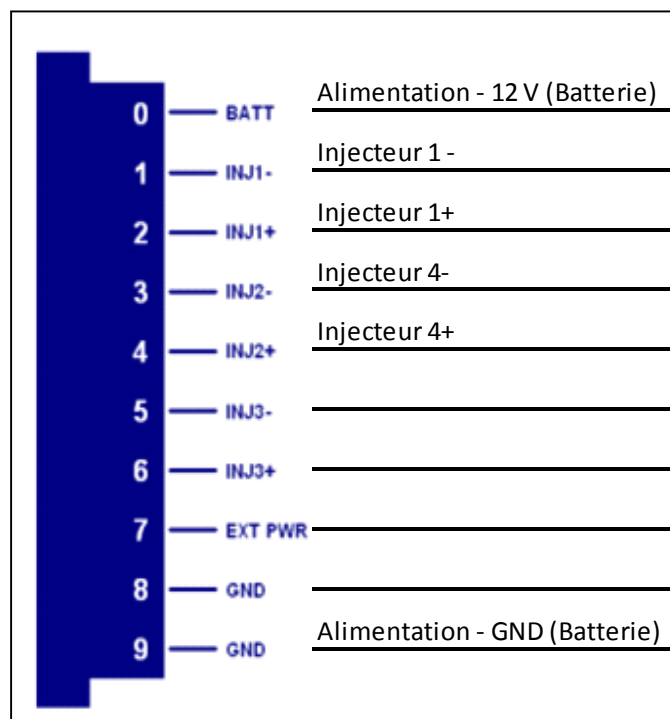


Figure A II-3 Branchement premier module DI

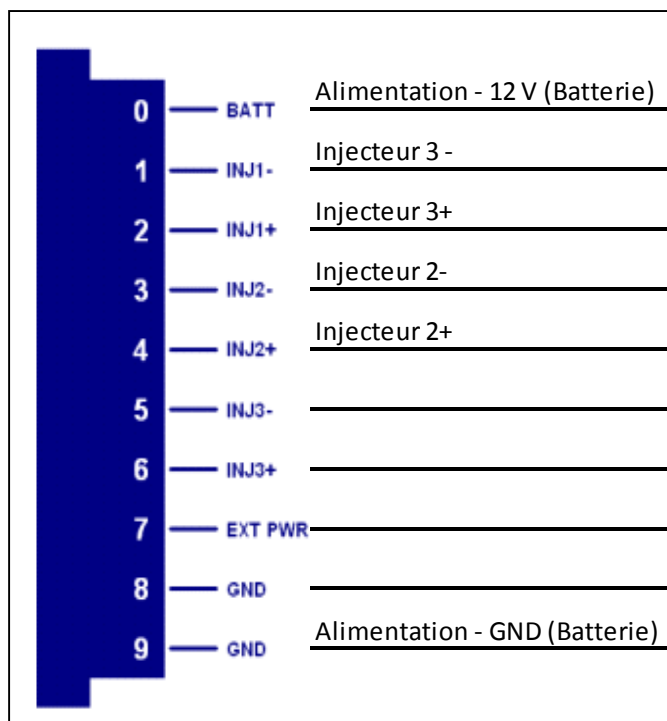


Figure A II-4 Branchement du second module DI

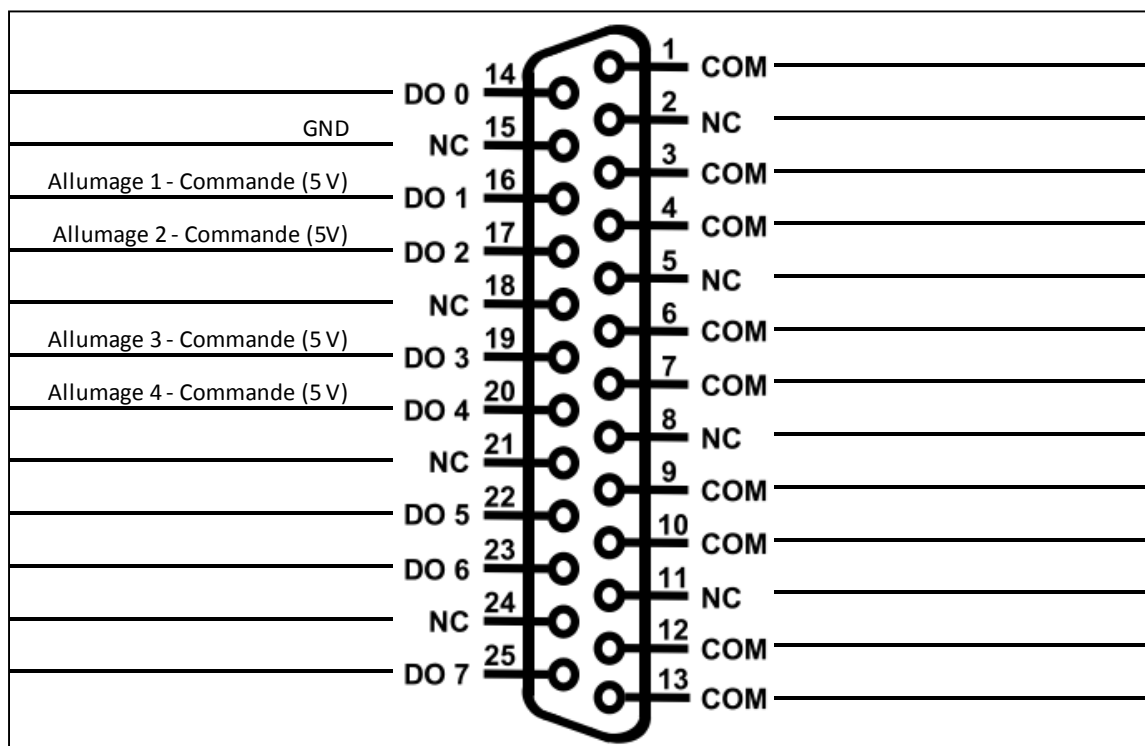


Figure A II-5 Branchement du module ESTTL





## ANNEXE III

### TROUS DES INJECTEURS

À l'aide d'un microscope relié à un ordinateur, il a été possible d'évaluer le diamètre des trous de l'injecteur. Les trois trous mesurés sur la Figure A III-1 sont visuellement en axe avec l'injecteur. Tandis que les quatre autres trous ont un angle assez prononcé comme il est possible de voir sur la figure. Tous les trous ont le même diamètre et ce diamètre a été évalué à 0,175 mm.

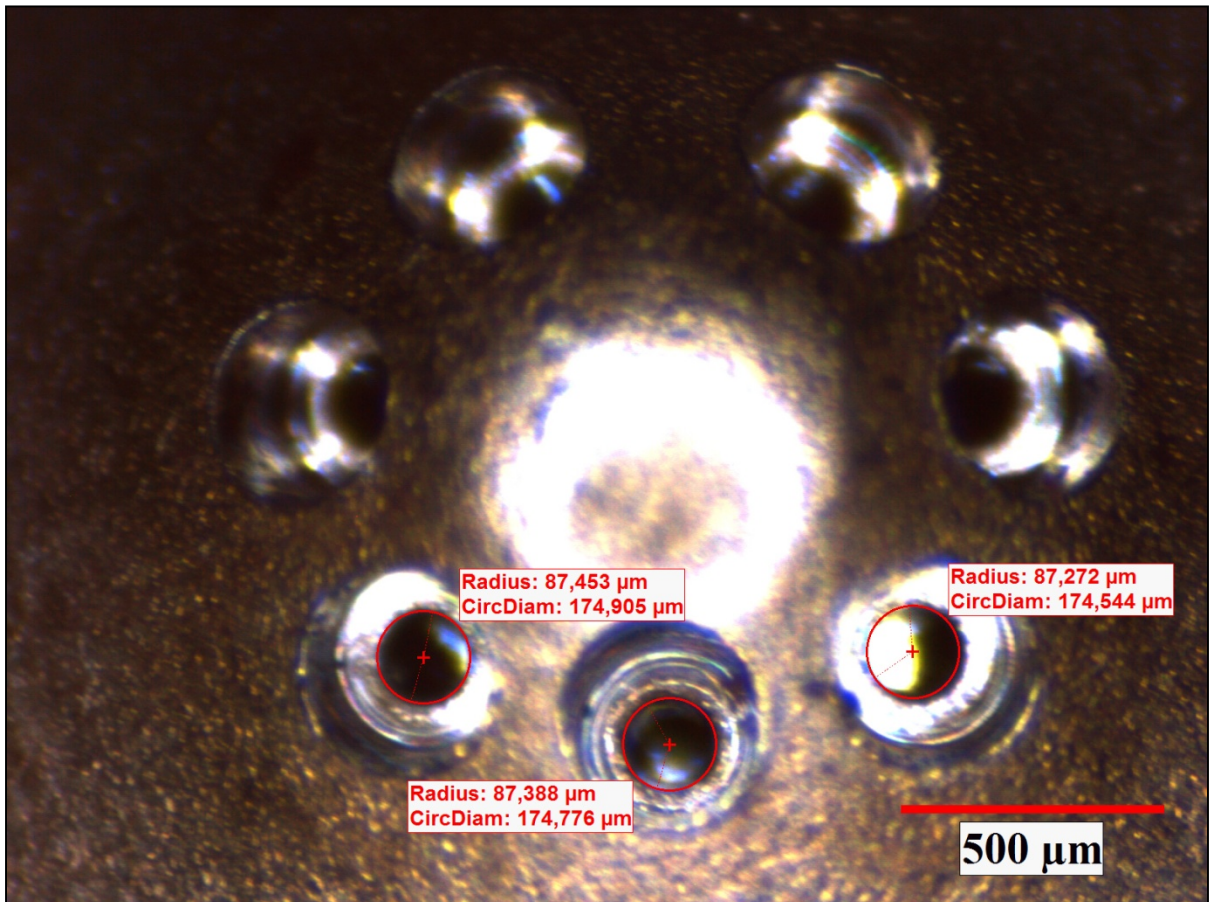


Figure A III-1 Diamètre des trous de l'injecteur mesuré sur un microscope



## ANNEXE IV

### RÉGLAGES D'UTILISATION DES INJECTEURS

Cette annexe présente les réglages obtenus lors d'une interaction avec un employé de *National Instruments* afin d'être en mesure de bien régler les injecteurs. Les paramètres sont expliqués à l'aide de la Figure A IV-1 et les paramètres sont donnés dans le Tableau A IV-1.

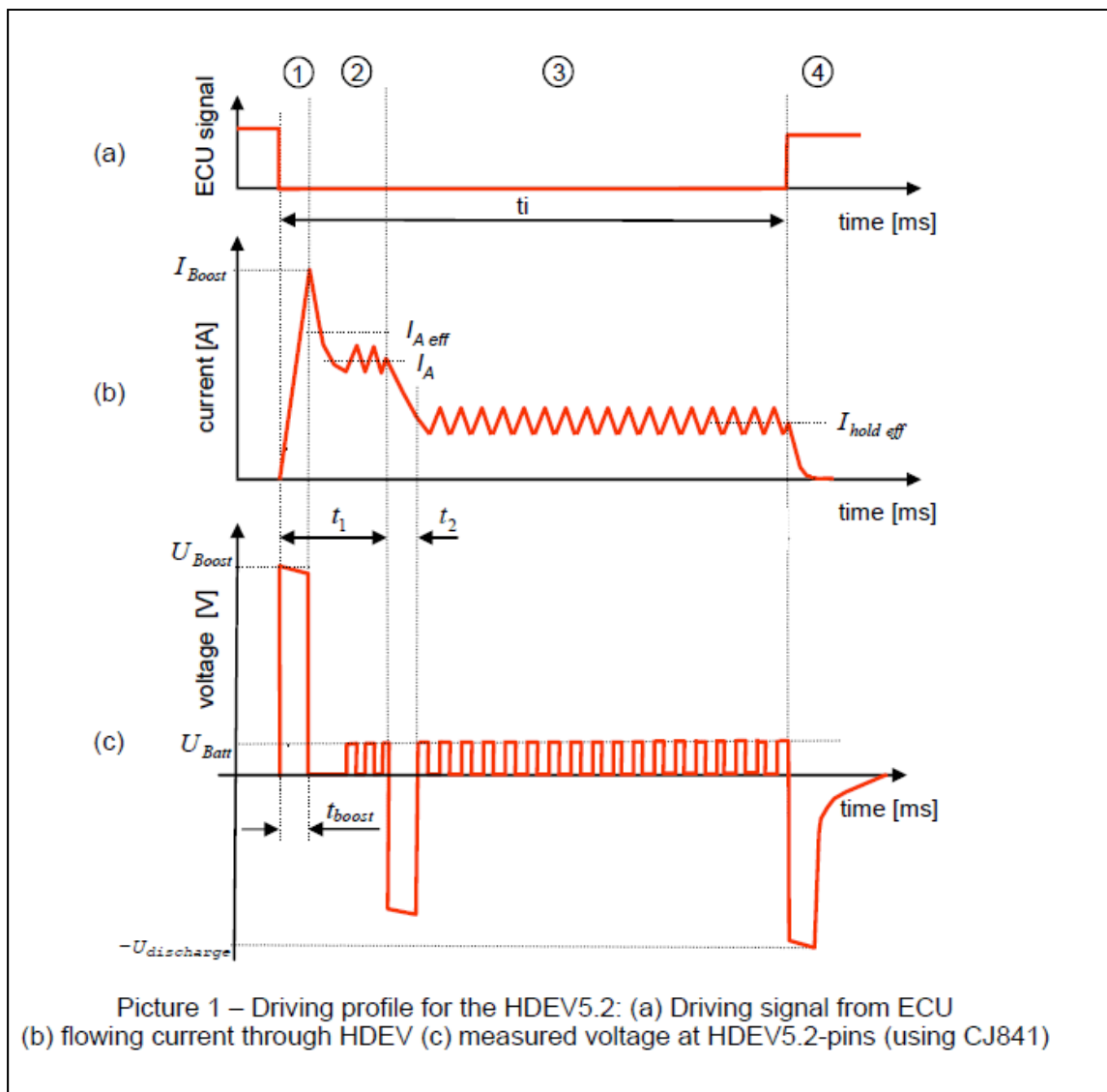


Figure A IV-1 Explication des temps, courant et voltage utilisés pour un injecteur

Tableau A IV-1 Réglages à utiliser pour l'opération des injecteurs

	Id. from pict. 1	Qstat [cm <sup>3</sup> /s]		
		13,5	17,5	22,5
	$t_i$	according to operating point		
for $p_{max}=22$ MPa (e.g. normal operation mode)	$U_{Boost}$	65V	65V	65V
	$t_{Boost\ max}^*$	410 $\mu$ s	430 $\mu$ s	430 $\mu$ s
	$I_{Boost}$	10,5 A	11,5 A	11,5 A
	$t_1$	640 $\mu$ s	640 $\mu$ s	640 $\mu$ s
	$I_{A\ eff}$	5,8 A	6,2 A	6,2 A
	$t_2$	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s
	$I_{hold\ eff}$	2,8 A	2,8 A	3,1 A
	$I_{hys\ max}$	1,2 A	1,2 A	1,2 A
	$U_{discharge}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$
for $p_{max}=27.0$ MPa (e.g. at opening pressure of pressure relieve valve)	$U_{Boost}$	65 V	65 V	65 V
	$t_{Boost\ max}^*$	430 $\mu$ s	430 $\mu$ s	440 $\mu$ s
	$I_{Boost}$	11,5 A	11,5 A	12 A
	$t_1$	704 $\mu$ s	704 $\mu$ s	704 $\mu$ s
	$I_{A\ eff}$	6,1 A	6,1 A	6,8 A
	$t_2$	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s
	$I_{hold\ eff}$	3,1 A	3,1 A	3,1 A
	$I_{hys\ max}$	1,2 A	1,2 A	1,2 A
	$U_{discharge}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$
for $p_{max}=29.5$ MPa (e.g. at limp home mode full delivery)	$U_{Boost}$	65 V	65 V	65 V
	$t_{Boost\ max}^*$	430 $\mu$ s	440 $\mu$ s	460 $\mu$ s
	$I_{Boost}$	11,5 A	12 A	13 A
	$t_1$	704 $\mu$ s	704 $\mu$ s	704 $\mu$ s
	$I_{A\ eff}$	6,6 A	6,8 A	7,1 A
	$t_2$	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s	< 50 $\mu$ s
	$I_{hold\ eff}$	3,1 A	3,1 A	3,4 A
	$I_{hys\ max}$	1,2 A	1,2 A	1,2 A
	$U_{discharge}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$	$U_{Boost}$

\*  $t_{Boost\ max}$ : should not be exceeded even at high temperatures and low boost voltage (for typical injector and  $I_{Boost}$  given above)

## ANNEXE V

### DISTRIBUTION DES PARTICULES

La Figure A V-1 et la Figure A V-2 présente les distributions des particules pour les mélanges à 40 % en mode d'injection homogène et stratifiée respectivement.

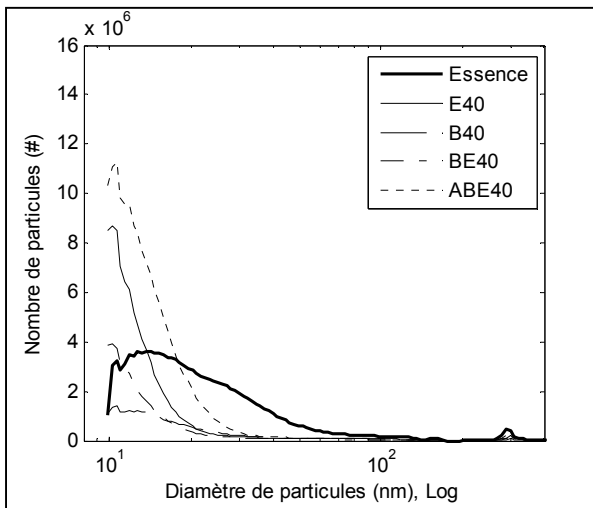


Figure A V-1 Distribution de particule pour les mélanges à 40 % et l'essence pour le mode d'injection homogène

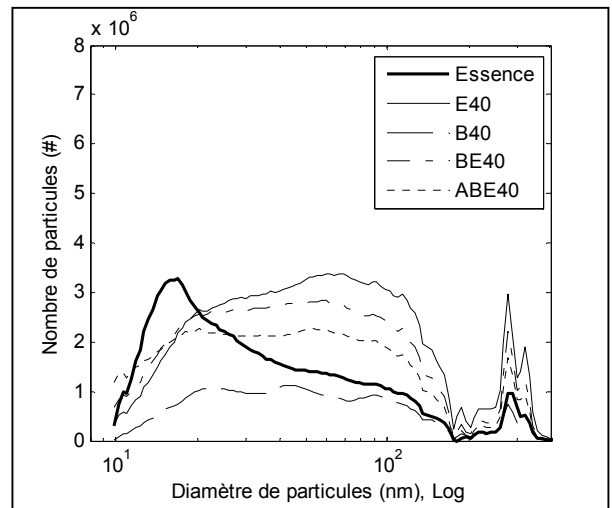


Figure A V-2 Distribution de particule pour les mélanges à 40 % et l'essence pour le mode d'injection stratifiée

Les Figure A V-3 à Figure A V-10 présentent les distributions pour les mélanges d'éthanol, de butanol, de BE et d'ABE pour les modes d'injection homogène et stratifiée.

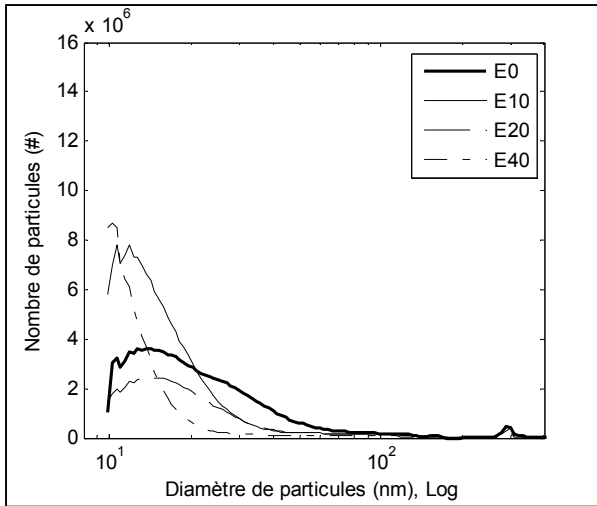


Figure A V-3 Distribution de particule pour les mélanges d'éthanol pour le mode d'injection homogène

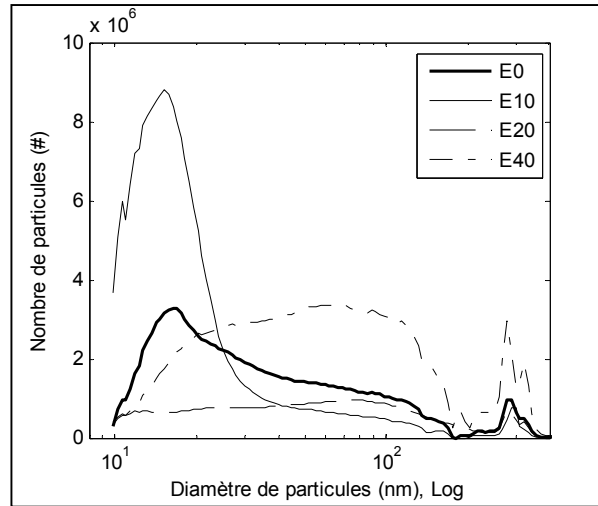


Figure A V-4 Distribution de particule pour les mélanges d'éthanol pour le mode d'injection stratifiée

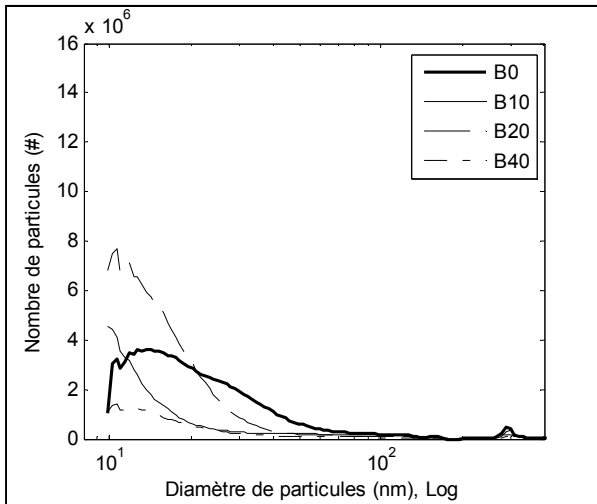


Figure A V-5 Distribution de particule pour les mélanges de butanol pour le mode d'injection homogène

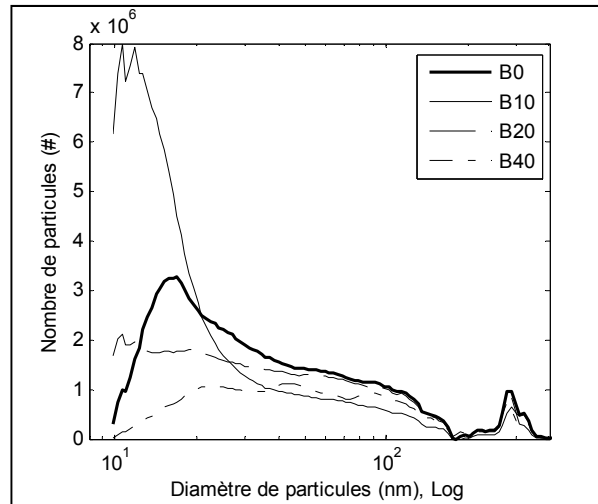


Figure A V-6 Distribution de particule pour les mélanges de butanol pour le mode d'injection stratifiée

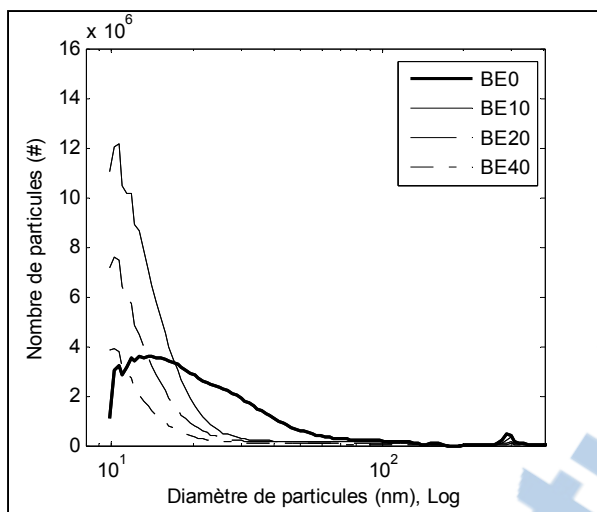


Figure A V-7 Distribution de particule pour les mélanges de BE pour le mode d'injection homogène

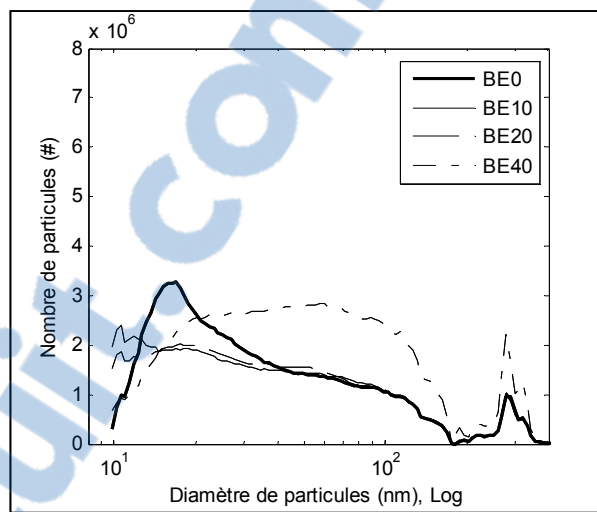


Figure A V-8 Distribution de particule pour les mélanges de BE pour le mode d'injection stratifiée

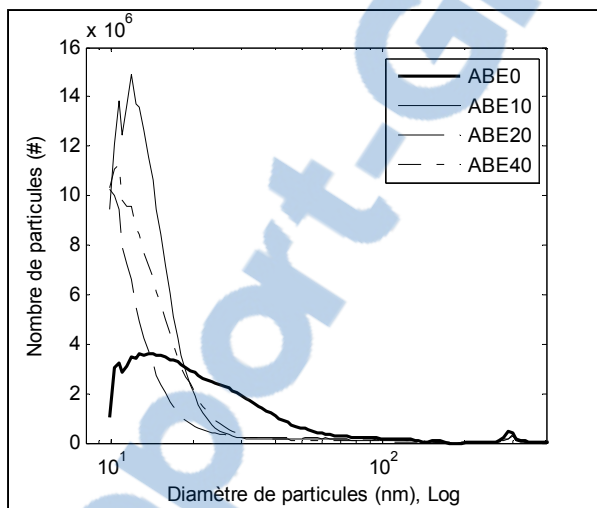


Figure A V-9 Distribution de particule pour les mélanges d'ABE pour le mode d'injection homogène

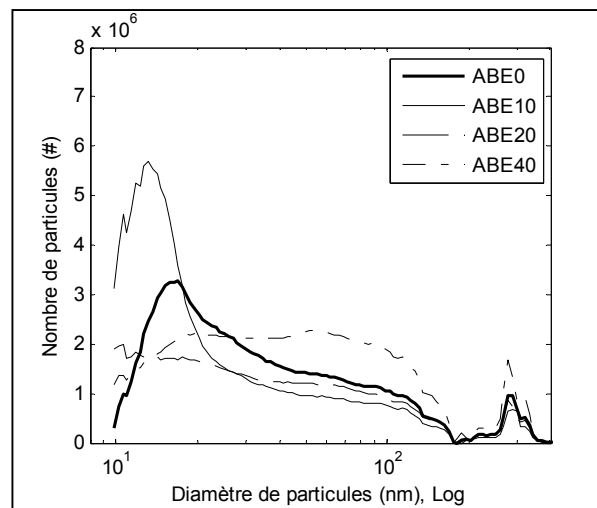


Figure A V-10 Distribution de particule pour les mélanges d'ABE pour le mode d'injection stratifiée





## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abani, Neerav, et Rolf D Reitz. 2007. « A model to predict spray-tip penetration for time-varying injection profiles ». *ILASS Americas*, vol. 20.
- Air Liquide Canada Inc. 2008. *Monoxyde de carbone*. Coll. « Fiche signalétique »: Air Liquide Canada Inc., 7 p.
- Aleiferis, P. G., J. Serras-Pereira, Z. van Romunde, J. Caine et M. Wirth. 2010. « Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline ». *Combustion and Flame*, vol. 157, n° 4, p. 735-756.
- Alkidas, A. C. 2007. « Combustion advancements in gasoline engines ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, n° 11, p. 2751-61.
- Alkidas, Alex C., et Sherif H. El Tahry. 2003. « Contributors to the fuel economy advantage of DISI engines over PFI engines ». In *Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, October 27, 2003 - October 30, 2003*. (Pittsburgh, PA, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-3101> >.
- Atsumi, Shota, Anthony F. Cann, Michael R. Connor, Claire R. Shen, Kevin M. Smith, Mark P. Brynildsen, Katherine J. Y. Chou, Taizo Hanai et James C. Liao. 2008. « Metabolic engineering of Escherichia coli for 1-butanol production ». *Metabolic Engineering*, vol. 10, n° 6, p. 305-311.
- AVL. 2011. *Pressure sensor for combustion analysis: Data sheet ZI31*.
- 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.
- Bao, Yongming, Qing Nian Chan, Sanghoon Kook et Evatt Hawkes. 2014. « A comparative analysis on the spray penetration of ethanol, gasoline and iso-octane fuel in a spark-ignition direct-injection engine ». In *SAE 2014 World Congress and Exhibition, April 8, 2014 - April 10, 2014*. (Detroit, MI, United states) Vol. 1. Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1413> >.
- Baukal Jr, Charles E, Vladimir Gershtein et Xianming Jimmy Li. 2000. *Computational fluid dynamics in industrial combustion*. CRC press.

- Behringer, Markus, Pavlos Aleiferis, Dave OudeNijeweme et Paul Freeland. 2014. « Spray Formation from Spark-Eroded and Laser-Drilled Injectors for DISI Engines with Gasoline and Alcohol Fuels ». *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 7, n° 3, p. 803-822.
- Borman, Gary L., et Kenneth W. Ragland. 1998. *Combustion Engineering*. WCB McGraw-Hill.
- Bosch. 2013. *HP Injection Valve HDEV5.2*. Web: Bosch Engineering GmbH.
- Broustail, G., F. Halter, P. Seers, G. Moreac et C. Mounaim-Rousselle. 2012. « Comparison of regulated and non-regulated pollutants with iso-octane/butanol and iso-octane/ethanol blends in a port-fuel injection Spark-ignition engine ». *Fuel*, vol. 94, p. 251-261.
- Cairns, Alasdair, Phil Stansfield, Neil Fraser, Hugh Blaxill, Martin Gold Dr, John Rogerson et Craig Goodfellow. 2009. « A study of gasoline-alcohol blended fuels in an advanced turbocharged DISI engine ». *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, vol. 2, n° 1, p. 41-57.
- 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. 2387-2404.
- Chen, Longfei, et Richard Stone. 2011. « Measurement of enthalpies of vaporization of isooctane and ethanol blends and their effects on PM emissions from a GDI engine ». *Energy and Fuels*, vol. 25, n° 3, p. 1254-1259.
- Cooney, Christopher, Thomas Wallner, Steve McConnell, Jeffrey C. Gillen, Clint Abell, Scott A. Miers et Jeffrey D. Naber. 2009. « Effects of blending gasoline with ethanol and butanol on engine efficiency and emissions using a direct-injection, spark-ignition engine ». In *2009 ASME Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, May 3, 2009 - May 6, 2009*. (Milwaukee, WI, United states), p. 157-165. Coll. « Proceedings of the Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division »: American Society of Mechanical Engineers. < <http://dx.doi.org/10.1115/ICES2009-76155> >.
- Costagliola, M. A., L. De Simio, S. Iannaccone et M. V. Prati. 2013. « Combustion efficiency and engine out emissions of a S.I. engine fueled with alcohol/gasoline blends ». *Applied Energy*, vol. 111, p. 1162-1171.
- 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.).
- Environnement Canada. 2013. « Sommaires nationaux, provinciaux et territoriaux des émissions des principaux polluants atmosphérique pour 2011 ». < <http://www.ec.gc.ca/inrp-npri/default.asp?lang=Fr&n=5C71562D-1> >.
- EPA. 2014. *Light-Duty Automotive Technology, Carbon Dioxide Emissions, and Fuel Economy Trends: 1975 Through 2014*. United States Environmental Protection Agency,.
- Ertl, Peter, et Bruno Bienfait. 2014. *JSME Molecular Editor*. Web: Novatis Institutes for BioMedical Research Inc. < [https://www.molecular-networks.com/online\\_demos/corina\\_demo\\_interactive](https://www.molecular-networks.com/online_demos/corina_demo_interactive) >.
- 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.
- Grover Jr, Ronald O. 2011. « Evaluation and design of injector hole patterns using CFD with a fuel tracer diagnostic for gasoline direct injection (GDI) engines ». In *SAE 2011 World Congress and Exhibition, April 12, 2011 - April 12, 2011*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE 2011 World Congress and Exhibition »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0840> >.
- He, Xin, John C. Ireland, Bradley T. Zigler, Matthew A. Ratcliff, Keith E. Knoll, Teresa L. Alleman, Jon H. Luecke et John T. Tester. 2010. « The impacts of mid-level alcohol content in gasoline on SIDI engine-out and tailpipe emissions ». In *ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2010, September 12, 2010 - September 15, 2010*. (San Antonio, TX, United states), p. 189-201. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, Internal Combustion Engine Division (Publication) ICE »: American Society of Mechanical Engineers. < <http://dx.doi.org/10.1115/ICEF2010-35106> >.
- Heywood, J.B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. Coll. « Mechanical Engineering ». McGraw-Hill.
- Hiroyasu, Hiroyuki, Masataka Arai et Michihiko Tabata. 1989. « Empirical equations for the sauter mean diameter of a diesel spray ». In *International Congress and Exposition, February 27, 1989 - March 3, 1989*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/890464> >.

- Horiba. 2015. « LD-700 ». In *Automotive Test Systems*. < <http://www.horiba.com/automotive-test-systems/products/emission-measurement-systems/portable-emission-analyzers/details/ld-700-863/> >.
- Hsieh, Wei-Dong, Rong-Hong Chen, Tsung-Lin Wu et Ta-Hui Lin. 2002. « Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels ». *Atmospheric Environment*, vol. 36, n° 3, p. 403-410.
- Huegel, Philipp, Heiko Kubach, Thomas Koch et Amin Velji. 2015. « Investigations on the Heat Transfer in a Single Cylinder Research SI Engine with Gasoline Direct Injection ». *SAE International Journal of Engines*, vol. 8, n° 2, p. 557-569.
- INRS, Service technique et médicaux. 2008. *Acétone*. Coll. « Fiche toxicologique »: Institut National de Recherche et de santé, 6 p.
- INRS, Service technique et médicaux. 2011a. *Butan-1-ol*. Coll. « Fiche toxicologique »: Institut National de Recherche et de santé, 8 p.
- INRS, Service technique et médicaux. 2011b. *Éthanol*. Coll. « Fiche toxicologique »: Institut National de Recherche et de santé, 8 p.
- Jia, Li-Wei, Mei-Qing Shen, Jun Wang et Man-Qun Lin. 2005. « Influence of ethanol-gasoline blended fuel on emission characteristics from a four-stroke motorcycle engine ». *Journal of Hazardous Materials*, vol. 123, n° 1-3, p. 29-34.
- Kawahara, N., E. Tomita, T. Kadowaki, T. Honda et H. Katashiba. 2010. « In situ fuel concentration measurement near a spark plug in a spray-guided direct-injection spark-ignition engine using infrared absorption method ». *Experiments in Fluids*, vol. 49, n° 4, p. 925-36.
- Kayes, David, et Simone Hochgreb. 1999. « Mechanisms of particulate matter formation in spark-ignition engines. 1. Effect of engine operating conditions ». *Environmental Science and Technology*, vol. 33, n° 22, p. 3957-3967.
- Knorsch, Tobias, Johannes Trost, Lars Zigan, Michael Wensing et Alfred Leipertz. 2012. « Quantitative DISI spray vapor temperature study for different biofuels by two-line excitation laser-induced fluorescence ». 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. < <http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1658> >.
- Kumar, Satish, Jae Hyun Cho, Jaedeuk Park et Il Moon. 2013. « Advances in diesel-alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, p. 46-72.

- Lamarche, Louis. 2013. *Notes de cours*, SYS-803 Systèmes de mesures. Montréal: École de Technologie Supérieure.
- Marinova, Mariya, Jean Paris et Jamal Chaouki. 2014. *GCH8103 - Conversion de la biomasse : Notes de cours*. Montréal : Polytechnique.
- Mehl, Marco, William J. Pitz, Charles K. Westbrook et Henry J. Curran. 2011. « Kinetic modeling of gasoline surrogate components and mixtures under engine conditions ». *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 33, n° 1, p. 193-200.
- Mitroglou, N., J. M. Nouri, Y. Yan, M. Gavaises et C. Arcoumanis. 2007. « Spray Structure Generated by Multi-Hole Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines ». In. SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-1417> >.
- Nithyanandan, Karthik, Han Wu, Ming Huo et Chia-Fon Lee. 2014. « A preliminary investigation of the performance and emissions of a port-fuel injected SI engine fueled with acetone-butanol-ethanol (ABE) and gasoline ». In *SAE 2014 World Congress and Exhibition, April 8, 2014 - April 10, 2014*. (Detroit, MI, United states) Vol. 1. Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1459> >.
- Noyori, Takahiro. 2006. « Experimental study of smoke emission on small-displacement spark-ignition direct-injection engine ». In *SAE 2006 Small Engine Technology Conference and Exhibition, SETC 2006, November 13, 2006 - November 16, 2006*. (San Antonio, TX, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2006-32-0105> >.
- Noyori, Takahiro, et Hiroaki Inoue. 2007. « Effects of fuel spray characteristics on smoke emissions in a small-displacement spark-ignition direct-injection ». In *14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, August 5, 2007 - August 8, 2007*. (Hollywood, CA, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-3492> >.
- Papoulias, D., E. Giannadakis, N. Mitroglou, M. Gavaises et A. Theodorakakos. 2007. « Cavitation in fuel injection systems for spray-guided direct injection gasoline engines ». In *2007 World Congress, April 16, 2007 - April 19, 2007*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-1418> >.
- Park, Cheolwoong, Sungdae Kim, Hongsuk Kim et Yasuo Moriyoshi. 2012. « Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine ». *Energy*, vol. 41, n° 1, p. 401-407.

- Peckham, Mark S., Alex Finch et Bruce Campbell. 2011. « Analysis of Transient HC, CO, NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> Emissions from a GDI Engine using Fast Response Gas Analyzers ». *SAE International Journal of Engines*, vol. 4, n° 1, p. 1513-1522.
- Petro-Canada. 2015. *Gasoline, Unleaded*. Coll. « Safety data sheet », 000003000644: Suncor Energy Inc, 13 p.
- 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.
- Ratcliff, Matthew A., Jon Luecke, Aaron Williams, Earl Christensen, Janet Yanowitz, Aaron Reek et Robert L. McCormick. 2013. « Impact of higher alcohols blended in gasoline on light-duty vehicle exhaust emissions ». *Environmental Science and Technology*, vol. 47, n° 23, p. 13865-13872.
- Regalbuto, Carol, Michael Pennisi, Benjamin Wigg et Dimitrios Kyritsis. 2012. « Experimental investigation of butanol isomer combustion in spark ignition engines ». In *SAE 2012 World Congress and Exhibition, April 24, 2012 - April 26, 2012*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1271> >.
- Sandquist, Hakan, Maria Karlsson et Ingemar Denbratt. 2001. « Influence of ethanol content in gasoline on speciated emissions from a direct injection stratified charge SI engine ». In *SAE 2001 World Congress, March 5, 2001 - March 8, 2001*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2001-01-1206> >.
- Sarathy, S. Mani, Stijn Vranckx, Kenji Yasunaga, Marco Mehl, Patrick Ocwald, Wayne K. Metcalfe, Charles K. Westbrook, William J. Pitz, Katharina Kohse-Hoinghaus, Ravi X. Fernandes et Henry J. Curran. 2012. « A comprehensive chemical kinetic combustion model for the four butanol isomers ». *Combustion and Flame*, vol. 159, n° 6, p. 2028-2055.
- Schopp, Johann, Gerrit Kiesgen et Bernhard Lechner. 2010. « The new 1.6L turbocharged MINI cooper S engine with Direct Injection and Fully Variable Valve Train ». In *Global Powertrain Congress 2010, GPC 2010 MUNICH, September 22, 2010 - September 23, 2010*. (Munich, Germany) Vol. 57, p. 20-36. Coll. « Global Powertrain Congress 2010, GPC 2010 MUNICH - Papers: Proceedings »: Global Automotive Management Council (GAMC).
- Schumann, Florian, Fatih Sarikoc, Stefan Buri, Heiko Kubach et Ulrich Spicher. 2013. « Potential of spray-guided gasoline direct injection for reduction of fuel consumption

- and simultaneous compliance with stricter emissions regulations ». *International Journal of Engine Research*, vol. 14, n° 1, p. 80-91.
- Sementa, Paolo, Bianca Maria Vaglieco et Francesco Catapano. 2012. « Thermodynamic and optical characterizations of a high performance GDI engine operating in homogeneous and stratified charge mixture conditions fueled with gasoline and bio-ethanol ». *Fuel*, vol. 96, p. 204-219.
- 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.
- Shell Canada Limitée. 2005. *Essence ordinaire sans plomb*. Coll. « Fiche signalitique », 211-001: Shell Canada Limitée, 7 p.
- Smith, James D., et Volker Sick. 2007. « The prospects of using alcohol-based fuels in stratified-charge spark-ignition engines ». In *Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, October 29, 2007 - November 1, 2007*. (Rosemont, IL, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-4034> >.
- Stansfield, P., A. Cairns, N. Fraser, H. Blaxill, M. Gold, J. Rogerson et J. Williams. 2009. « A study of gasoline-alcohol blended fuels in a turbo charged DISI engine ». In *IMEchE's Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions Conference, December 8, 2009 - December 9, 2009*. (London, United kingdom), p. 243-258. Coll. « Institution of Mechanical Engineers - Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions »: Chandos Publishing.
- Stiesch, Gunnar. 2003. *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Coll. « Heat and Mass Transfer ».
- Szekely, Gerald A., et Alex C. Alkidas. 2005. « Combustion characteristics of a spray-guided direct-injection stratified-charge engine with a high-squish piston ». In *2005 SAE World Congress, April 11, 2005 - April 14, 2005*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-1937> >.
- Thang, Vu Hong, Kohzo Kanda et Genta Kobayashi. 2010. « Production of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) in direct fermentation of cassava by *Clostridium saccharoperbutylacetonicum* N1-4 ». *Applied Biochemistry and Biotechnology*, vol. 161, n° 1-8, p. 157-170.
- Tran, Luc-Sy, Pierre-Alexandre Glaude, Rene Fournet et Frederique Battin-Leclerc. 2013. « Experimental and modeling study of premixed laminar flames of ethanol and methane

». In. (2540 Olentangy River Road, P.O. Box 3337, Columbus, OH 43210-3337, United States), 4 Vol. 27, p. 2226-2245. Coll. « Energy and Fuels »: American Chemical Society. < <http://dx.doi.org/10.1021/ef301628x> >.

TSI. 2005. *Model 3786, Ultrafine Water-based Condensation Particle Counter: Operation and Service Manual*.

TSI. 2006. *Series 3080, Electrostatic Classifiers: Operation and Service Manual*.

Van Geem, Kevin M., Alberto Cuoci, Alessio Frassoldati, Steven P. Pyl, Guy B. Marin et Eliseo Ranzi. 2012. « An experimental and kinetic modeling study of pyrolysis and combustion of acetone-butanol-ethanol (ABE) mixtures ». In. (325 Chestnut St, Suite 800, Philadelphia, PA 19106, United States), 7-8 Vol. 184, p. 942-955. Coll. « Combustion Science and Technology »: Taylor and Francis Inc. < <http://dx.doi.org/10.1080/00102202.2012.663987> >.

Varol, Y., C. Oner, H. F. Oztop et S. Altun. 2014. « Comparison of methanol, ethanol, or n - butanol blending with unleaded gasoline on exhaust emissions of an si engine ». *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, vol. 36, n° 9, p. 938-948.

Wallner, Thomas, et Richard Frazee. 2010. « Study of regulated and non-regulated emissions from combustion of gasoline, alcohol fuels and their blends in a Di-Si engine ». In *International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, May 5, 2010 - May 5, 2010*. (Rio De Janeiro, Brazil). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2010-01-1571> >.

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 ». In., 40 SPEC.ISS. Vol. 38, p. 7093-7100. Coll. « Atmospheric Environment »: Elsevier Ltd. < <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2004.01.058> >.

Wu, Han, Ming Huo, Nan Zhou, Karthik Nithyanandan, Chia-Fon Lee, Chunhua Zhang et Jiang Lin. 2014. « An experimental investigation of the combustion characteristics of acetone-butanol-ethanol-diesel blends with different ABE component ratios in a constant volume chamber ». In *SAE 2014 World Congress and Exhibition, April 8, 2014 - April 10, 2014*. (Detroit, MI, United states) Vol. 1. Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1452> >.

Yamashita, Hiroyuki, Masatoshi Seto, Noriyuki Ota, Yasushi Murakami et Hiroyuki Yamamoto. 2007. « Spray guided DISI using side mounted multi-hole injector ». In *2007 World Congress, April 16, 2007 - April 19, 2007*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE International.



- Yaws, Carl L. 2003. *Yaws' Handbook of Thermodynamic and Physical Properties of Chemical Compounds*. Knovel. <  
<http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpYHTPPCC4/yaws-handbook-thermodynamic/yaws-handbook-thermodynamic>>.
- Zhang, Jiayang, Karthik Nithyanandan, Yuqiang Li, Chia-Fon Lee et Zuohua Huang. 2015. « Comparative Study of High-Alcohol-Content Gasoline Blends in an SI Engine ». In. SAE International. < <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-0891> >.
- Zhang, Zhijin, Tianyou Wang, Ming Jia, Qun Wei, Xiangzan Meng et Gequn Shu. 2014. « Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation ». *Fuel*, vol. 130, p. 177-188.
- 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.