



HAL
open science

Caractérisation expérimentale et modélisation 0D/1D de la quantité de gaz résiduels dans un moteur à allumage commandé

Pascal Jannoun

► To cite this version:

Pascal Jannoun. Caractérisation expérimentale et modélisation 0D/1D de la quantité de gaz résiduels dans un moteur à allumage commandé. Thermique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2019. Français. NNT : 2019ECDN0010 . tel-02457124

HAL Id: tel-02457124

<https://theses.hal.science/tel-02457124v1>

Submitted on 27 Jan 2020

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

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

THESE DE DOCTORAT DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES
COMUE UNIVERSITE BRETAGNE LOIRE

ECOLE DOCTORALE N° 602
Sciences pour l'Ingénieur
Spécialité : *Energétique, Thermique et Combustion*

Par

Pascal JANNOUN

Caractérisation Expérimentale et Modélisation 0D/1D de la Quantité de Gaz Résiduels dans un Moteur à Allumage Commandé

Thèse présentée et soutenue à L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES, le 11/03/2019
Unité de recherche : Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique

Rapporteurs avant soutenance :

Mme. Armelle CESSOU, Directrice de Recherche CNRS, CORIA Rouen, Rapporteur

M. Gilles VAITILINGOM, Directeur de Recherche CIRAD, UR Bio Woo EB, Montpellier, Rapporteur

Composition du Jury :

Mme. Armelle CESSOU, Directrice de Recherche CNRS, CORIA Rouen, Rapporteur
M. Gilles VAITILINGOM, Directeur de Recherche CIRAD, UR Bio Woo EB, Montpellier, Rapporteur
M. Pascal HIGELIN, Professeur des Universités, Institut PRISME, Université d'Orléans, Président du Jury
M. Xavier TAUZIA, Maître de Conférences HDR, Ecole Centrale de Nantes, Directeur de thèse
M. Pascal CHESSE, Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes, Co-directeur de thèse
M. Alain MAIBOOM, Maître de Conférences HDR, Ecole Centrale de Nantes, Co-encadrant de thèse

Invité

M. Philippe AUBRET, Docteur, Siemens Industry Software SAS, Digital factory division, Lyon

Remerciements

Ma thèse a été effectuée au sein de l'équipe Thermodynamique des Systèmes Moteurs 'TSM' de l'Ecole Centrale de Nantes dans le cadre de la chaire industrielle Renault - Siemens - ECN.

Je tiens, avant tout, à exprimer toute ma profonde reconnaissance envers l'équipe trio qui a encadré ce travail : Xavier Tauzia, Pascal Chesse et Alain Maiboom. Je les remercie pour l'aide variée qu'ils m'ont apportée, pour la confiance qu'ils m'ont toujours accordée, ainsi que pour les précieux conseils qu'ils m'ont prodigués tout au long de cette thèse.

J'exprime ma gratitude à tous les membres du jury, et en particulier Mme CESSOU et M. VAITILINGOM qui ont très gentiment accepté de rapporter sur cette thèse, ainsi que M. HIGELIN et M. AUBRET pour leurs remarques constructives.

Ce travail a pu être mené à bien grâce à l'aide quotidienne de tous les membres de l'équipe TSM, auxquels j'adresse toute ma reconnaissance et ma sympathie.

J'en profite aussi pour faire un clin-d'œil à tous les docteurs avec qui j'ai partagé le temps et spécialement Mohamed, Hanna, Georges, Ali et Deepak.

Je suis profondément reconnaissant envers Patrick, Antony et Arnaud qui ont largement contribué à la réalisation des expériences au banc moteur.

Je remercie mes parents, ma sœur et mon frère qui m'ont encouragé tout au long de mon parcours. Je remercie également mon épouse Farah qui m'a apporté soutien moral et aide précieuse lors de la rédaction de cette thèse.

Mention spéciale à la machine à café.

Enfin, merci à toutes les personnes de l'équipe TSM ayant contribué au bon déroulement de cette thèse.

Table des Matières

NOMENCLATURE	7
INTRODUCTION	11
1. BIBLIOGRAPHIE	13
1.1 Généralités : moteurs et distribution	13
1.1.1 Outils Expérimentaux.....	15
1.1.2 Outils Numériques	15
1.1.3 Description des principes fondamentaux et du fonctionnement d'un moteur à combustion interne	16
1.1.4 Moteurs à allumage commandé.....	17
1.1.5 Diagramme de distribution.....	19
1.1.6 Stratégies de distribution	22
1.2 Gaz Résiduels	26
1.2.1 Paramètres qui influencent les gaz résiduels	26
1.2.2 Effets sur les performances du moteur	31
1.3 Modélisation du Moteur	33
1.3.1 Modélisation OD.....	34
1.3.2 Modélisation monodimensionnelle.....	37
1.3.3 Modélisation rapide des gaz résiduels [48], [49], [50], [51]	40
1.3.4 Modélisation du balayage.....	41
1.4 Caractérisation Expérimentale de la Fraction de Gaz Résiduels et de la charge enfermée	49
1.4.1 Analyse des concentrations	49
1.4.2 Autres méthodes :	53
1.5 Mouvements Internes et Homogénéité	56
1.5.1 Swirl	57
1.5.2 Tumble	58
1.5.3 Jet de soupape	59
1.6 Conclusion	60

2. MOYENS EXPERIMENTAUX.....	61
2.1 Moteur.....	61
2.1.1 Mesure des lois de levée des soupapes.....	63
2.1.2 Lignes d'admission et échappement	65
2.2 Procédure de prélèvement.....	69
2.2.1 Electrovanne rapides culasse	69
2.2.2 Prélèvement de l'admission et de l'échappement	70
2.2.3 Caractérisation des électrovannes de prélèvement.....	72
2.2.4 Système de prélèvement.....	74
2.3 Tests pour caractérisation de la fraction de gaz résiduels.....	78
2.3.1 Test de volume minimal de prélèvement	78
2.3.2 Etude des incertitudes	82
2.3.3 Disparité spatio-temporelle.....	85
2.3.4 Validation par coupure d'allumage	88
2.4 Conclusion.....	90
3. CARACTERISATION EXPERIMENTALE DE L'ECHANGE GAZEUX.....	93
3.1 Méthode de calcul.....	94
3.2 Analyse des résultats.....	95
3.2.1 Fraction de Gaz Résiduels.....	95
3.2.2 Performances et émissions de NO _x	105
3.3 Caractérisation du Backflow.....	111
3.4 Caractérisation du balayage.....	118
3.4.1 Concentrations moyennes à l'échappement	118
3.4.2 Températures à l'échappement	120
3.4.3 Prélèvements à l'échappement.....	121
3.5 Conclusion.....	122
4. MODELISATION DU BALAYAGE.....	125
4.1 Moyens de simulation.....	125
4.1.1 Choix de maille.....	127
4.1.2 Calibration des sous-modèles.....	129

4.2	Modélisation 0D Monozone : Mélange Parfait	134
4.2.1	Le régime	137
4.2.2	La pression d'admission	138
4.2.3	La VVT	140
4.3	Modélisation 2 zones de la chambre de combustion	140
4.3.1	Déplacement Parfait	143
4.3.2	Modèle Hybride de balayage	148
4.3.3	Modélisation du transfert massique	152
4.4	Simulation du Backflow	164
4.5	Conclusion	165
	CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	167
	REFERENCES	171
	ANNEXE I	186
	Détails de la Modélisation 1D des tubulures et des soupapes.....	186
	Tuyaux	186
	Soupapes	188
	ANNEXE II.....	192
	Caractéristiques des capteurs	192
	Analyseurs de gaz	192

Nomenclature

CA50	<i>deg</i>	Angle de combustion de 50% du mélange
θ	<i>deg</i>	Angle vilebrequin
Q	<i>J</i>	Chaleur
C_v	<i>J/kg/K</i>	Chaleur massique à volume constant
C_p	<i>J/kg/K</i>	Chaleur massique à pression constante
γ	-	Coefficient adiabatique
f	-	Coefficient de frottement
X	-	Concentration
R	<i>J/kg/K</i>	Constante des gaz parfaits
D	<i>m</i>	Diamètre
η_{th}	-	Efficacité thermique du moteur
e	<i>J</i>	Energie interne
h	<i>J/kg</i>	Enthalpie
m	<i>kg</i>	Masse
ρ	<i>kg/m³</i>	Masse volumique
Nu	-	Nombre de Nusselt
P	<i>bar</i>	Pression
PMI	<i>bar</i>	Pression moyenne indicative
N	<i>tr/min</i>	Régime du moteur
η_{vol}	-	Rendement volumétrique du moteur
ϕ	-	Richesse du mélange

S	m^2	Surface
T	K	Température
t	s	Temps
a	m/s	Vitesse du son
V	m^3	Volume

Abréviations

ATDC	After top dead center
ABDC	After bottom dead center
AFR	Air to fuel ratio
AOA	Avance ouverture admission
BBDC	Before bottom dead center
BTDC	Before top dead center
CMCV	Charge motion control valve
CFD	Computational fluid dynamics
CAI	Controlled auto-ignition
ECU	Engine Control Unit
EGR	Exhaust gas recirculation
EVC	Exhaust valve closure
FID	Flame ionization detector
GDI	Gazoline direct injection
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
IVC	Intake valve closure

IVO	Intake valve opening
IEGR	Internal exhaust gas recirculation
IGR	Internal gas recirculation
LHV	Lower heating value
NVO	Negative valve overlap
OLC	Overlap centerline
OF	Overlap factor
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
RGF	Residual gas fraction
RFE	Retard Fermeture Echappement
VCT	Variable camshaft timing
VVA	Variable valve actuation
VVT	Variable valve train

Indices

a	Admission
b	Brulé
cyl	Cylindre
e	Echappement
f	Frais
H	Humide
Res	Résiduel
S	Sec

tot

Total

Introduction

Les moteurs à combustion interne représentent la source principale de puissance pour la plupart des véhicules automobiles ainsi que d'autres machines. Pendant plusieurs années ces moteurs ont connu une croissance importante mais en même temps ont été soumis à des différentes contraintes : les normes anti-pollution, la hausse des prix de carburant et la raréfaction du pétrole. Ces limitations poussent les constructeurs automobiles à concevoir des développements permettant de répondre aux différentes contraintes environnementales et économiques. Ces développements doivent donc rendre le moteur à la fois moins polluant et plus performant. Dans ce contexte, les outils de modélisation et de simulation servent dans toutes les étapes de développement du moteur. La simulation 0D/1D en particulier représente un facteur essentiel dans la diminution du coût et du temps du processus total de conception et de mise au point du moteur.

Le contenu de la chambre de combustion joue un rôle essentiel dans les performances du moteur. Les gaz résiduels enfermés influencent la combustion, les émissions polluantes, les cliquetis et le contrôle dans les moteurs à allumage commandé sur lesquels porte ce travail de thèse. Ils sont utilisés pour contrôler les NO_x et diminuer la consommation de carburant à charge partielle (en réduisant les pertes par pompages). Ils peuvent détériorer la combustion par réduction de la vitesse de propagation flamme et provoquer de grandes variabilités cycliques à des concentrations élevées. Cela rend l'estimation de la fraction de gaz résiduels cruciale pour la prédiction du comportement du moteur.

Avec le développement de nouvelles technologies de moteur, l'estimation de la fraction de gaz résiduels devient de plus en plus complexe. Les modèles classiques de la chambre de combustion utilisés dans les logiciels de simulation commerciaux font l'hypothèse d'un mélange homogène à chaque instant du cycle moteur. Pourtant, cette supposition n'est pas représentative du processus réel ayant lieu dans la chambre parce qu'elle ne prend pas en compte l'hétérogénéité en espèces ayant lieu lors de la fermeture des soupapes d'admission. Dans ce cadre-là, cette thèse propose une modélisation phénoménologique de la chambre de combustion pendant le croisement des soupapes permettant d'estimer précisément la fraction de gaz résiduels. Elle propose de plus une caractérisation des échanges gazeux ayant lieu au niveau des soupapes d'admission (Backflow) et échappement (balayage), ces échanges

affectent ou sont affectés par le contenu de la chambre. La thèse se compose des chapitres suivants :

Un premier chapitre est consacré à la description de l'état de l'art du sujet. Il est dédié à la description du fonctionnement général du moteur, aux différentes modélisations et méthodes expérimentales pour estimer le contenu de la chambre dans la littérature et la description des phénomènes internes du cylindre.

Le second chapitre décrit le dispositif expérimental mis en place pour réaliser les différentes études. Il explique la méthode expérimentale développée pour mesurer précisément la concentration de gaz résiduels enfermés dans la chambre.

Le troisième chapitre exploite les différents résultats expérimentaux : Il calcule la fraction de gaz résiduels en utilisant des mesures de la méthode développée, étudie le balayage du moteur et le Backflow d'admission et propose des analyses et hypothèses concernant ces phénomènes d'échange gazeux.

Le quatrième chapitre est consacré à la modélisation et à la simulation : il traite d'abord le choix de la configuration de modélisation du moteur. Ensuite il développe trois modélisations différentes des échanges gazeux de la chambre de combustion. Puis présente une étude détaillée des simulations des différents modèles et une analyse permettant de choisir la modélisation optimale pour une estimation précise de fraction de gaz résiduels en se basant sur les mesures de gaz résiduels du Chapitre 3. Finalement, il traite le Backflow d'admission simulé (1D) en le comparant aux mesures expérimentales.

1. Bibliographie

L'estimation du contenu de la chambre de combustion est un problème fondamental pour les performances du moteur. Le but de ce chapitre est de présenter l'état de l'art des caractérisations expérimentales et modélisations permettant d'évaluer la quantité et la nature des gaz enfermés. Il sera décomposé de la manière suivant :

- Une introduction générale sur les moteurs à combustion interne est proposée dans la partie [1.1](#).
- Une étude détaillée des gaz résiduels et leurs effets sur le moteur est présentée dans la partie [1.2](#).
- Les partie [1.3](#) décrit les différents types de modélisation du système moteur existantes dans la littérature ainsi que la modélisation des gaz résiduels et du balayage
- Les méthodes de caractérisations expérimentales des gaz enfermées sont proposées dans la partie [1.4](#).
- Finalement, les mouvement internes et homogénéités dans la chambre de combustion sont étudiés dans la partie [1.5](#).

1.1 Généralités : moteurs et distribution

Le moteur à combustion interne est parmi les plus grandes inventions qui ont eu lieu après la révolution industrielle. Il a été conçu et développé vers la fin du 19^e siècle, et a été à la base d'un développement fructueux de différentes technologies commerciales : par exemple il a transformé l'industrie des transports en permettant l'amélioration des automobiles, avions, trains et bateaux. A partir des années 1920, il demeure la source principale de propulsion pour presque toutes les voitures routières, les navires de mer et de nombreuses autres machines. L'adoption et l'usage continu des moteurs à combustion interne dans les différents domaines d'application sont liés à leurs coûts relativement limités, un ratio puissance/poids favorable, une grande efficacité, une bonne robustesse et une relative simplicité.

Etant soumis à un fort développement durant des décennies, ils ont peu à peu atteint un niveau de technicité élevé, et sans cesse croissant pour répondre à de nouveaux défis [1]. La

problématique la plus récente est la pollution [2]. Cette pollution émise par les moteurs à combustion est notamment liée aux Hydrocarbonés 'HC' imbrulés et aux oxydes d'azote 'NO_x' qui donnent ensuite lieu à une photochimie complexe, ainsi qu'au monoxyde de Carbone 'CO' et aux particules solides probablement cancérigènes. Par conséquence, des normes anti-pollution de plus en plus strictes ont été mises en place afin de réduire les émissions.

Ces normes (Figure 1) ainsi que la limitation des réserves de pétrole autour du monde ont poussé les constructeurs automobiles à développer des technologies (GDI, Combustion Stratifié, EGR, Downsizing, Variable Valve Actuation, Controlled Auto-Ignition, Hybridation [3]) permettant l'amélioration de l'efficacité du moteur tout en réduisant la quantité de polluants dégagée. Ce développement qui a atteint un haut degré de sophistication, ne peut être réalisé qu'en combinant des investigations expérimentales avancées avec des études numériques de modélisation et de simulation moteur.

Plusieurs nouvelles technologies et des architectures de moteurs alternatifs ont permis d'atténuer certains aspects négatifs inhérents à la combustion interne des moteurs, montrant que l'augmentation de la complexité du moteur contribue à en améliorer l'efficacité. De nombreuses solutions technologiques sont mises en œuvre par les constructeurs [4]:

- Réduction de la cylindrée et adjonction d'un turbocompresseur conduisant à un meilleur remplissage moteur en air et un gain de poids important (Downsizing)
- Distribution variable permettant d'adapter les lois de levée de soupape au régime moteur
- Adaptation de la cylindrée effective aux besoins énergétiques du véhicule par l'utilisation d'un taux de compression variable ou par la désactivation d'un ou plusieurs cylindres.

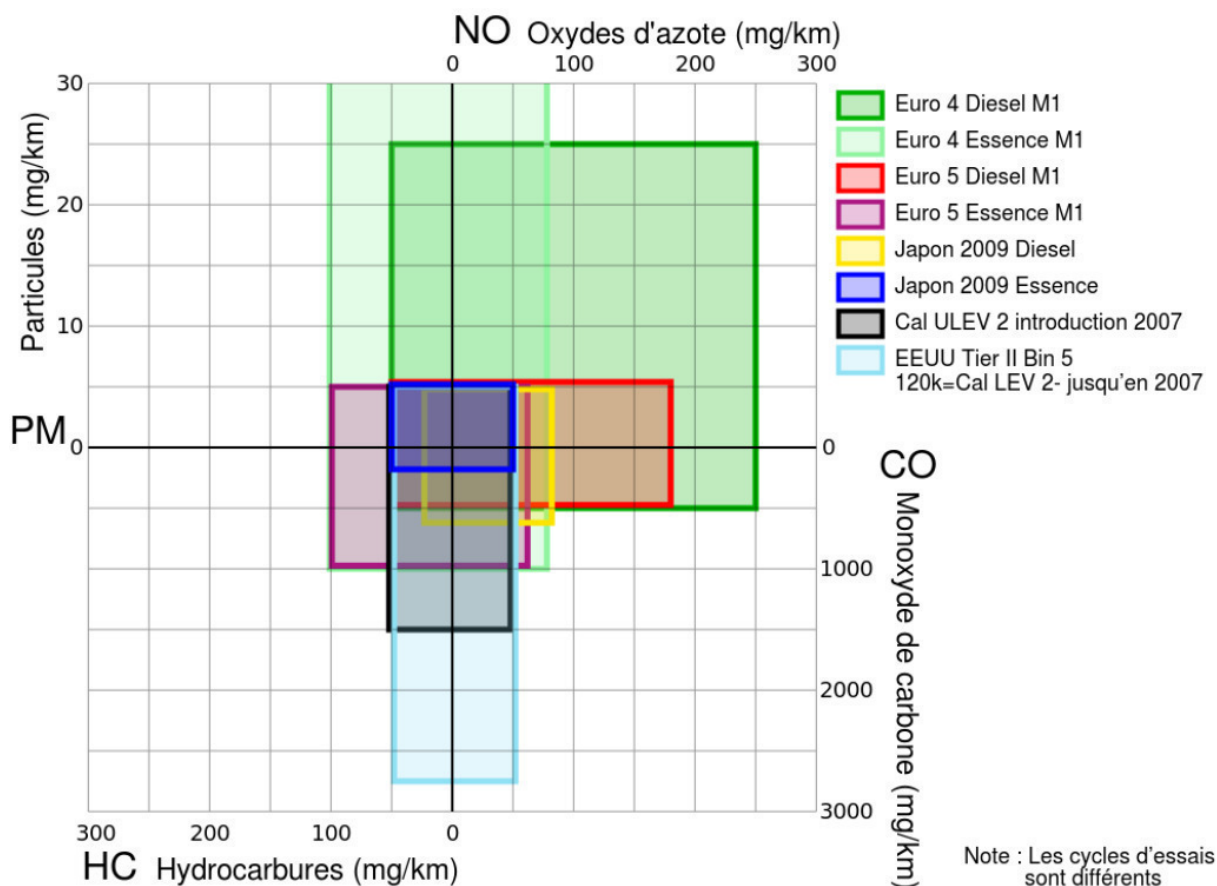


Figure 1 : Limites d'émission des voitures dans l'Union Européenne, au Japon et aux Etats-Unis

1.1.1 Outils Expérimentaux

Dans le passé, le développement des moteurs était basé principalement sur des bancs d'essais expérimentaux. Ces bancs étaient utilisés pour soutenir le développement moteur depuis la conception jusqu'au contrôle du groupe motopropulseur la calibration et le test. La complexité croissante, le nombre de dispositifs nécessaires, les nouvelles normes de pollution ainsi que le coût font que cette approche est de plus en plus complétée par des démarches numériques. Cependant, les bancs d'essai moteur sont toujours en exploitation aujourd'hui essentiellement pour tester des stratégies de contrôle moteur, valider les simulations numériques et optimiser la conception du moteur.

1.1.2 Outils Numériques

En raison des coûts élevés des campagnes expérimentales et l'accès limité aux informations disponibles permettant la compréhension des phénomènes qui interagissent dans le moteur, les développements moteurs sont de plus en plus accomplis à l'aide d'outils numériques dédiés. Le progrès rapide dans les performances des machines de calcul combiné avec les capacités de

stockage croissantes a permis une évolution significative des simulations numériques. Ces simulations peuvent être utilisées durant toutes les étapes de développement, contribuant ainsi à une meilleure compréhension des phénomènes physiques qui ont lieu notamment dans la chambre de combustion [5].

1.1.3 Description des principes fondamentaux et du fonctionnement d'un moteur à combustion interne

Le but d'un moteur à combustion interne est la production d'une puissance mécanique à partir d'une énergie chimique contenue dans le carburant. Les moteurs à combustion internes sont classés selon deux grands critères :

- Allumage :
 - (a) Moteur à allumage commandé : La combustion est déclenchée à l'aide d'une décharge électrique à un voltage élevé entre les deux électrodes qui génère une étincelle ce qui enflamme le mélange air-carburant dans la chambre de combustion.
 - (b) Moteur à allumage par compression : Le processus de combustion commence lorsque le mélange air-carburant s'auto-enflamme grâce à sa température élevée dans la chambre de combustion causée par une forte compression
- Cycle du moteur :
 - (a) Moteur à deux temps : le cycle est réalisé en un tour moteur (soit deux courses), la phase d'échange gazeux étant réalisée au voisinage du point mort bas.
 - (b) Moteur à quatre temps : le cycle moteur est réalisé en deux tours (soit quatre courses) : admission, compression, combustion-détente et échappement.

Dans un moteur à quatre temps, les gaz frais sont admis à travers les soupapes d'admission puis comprimés par le mouvement du piston, le mélange ensuite subit un allumage (soit par une étincelle de bougie, soit par l'effet de la pression et de la température) à la fin de la phase de compression. La pression élevée des gaz brûlés résultants de la combustion pousse le piston vers le bas et permet de générer la puissance motrice du système, et finalement le mouvement ascendant du piston impose la vidange du cylindre par les soupapes d'échappement (Figure 2).

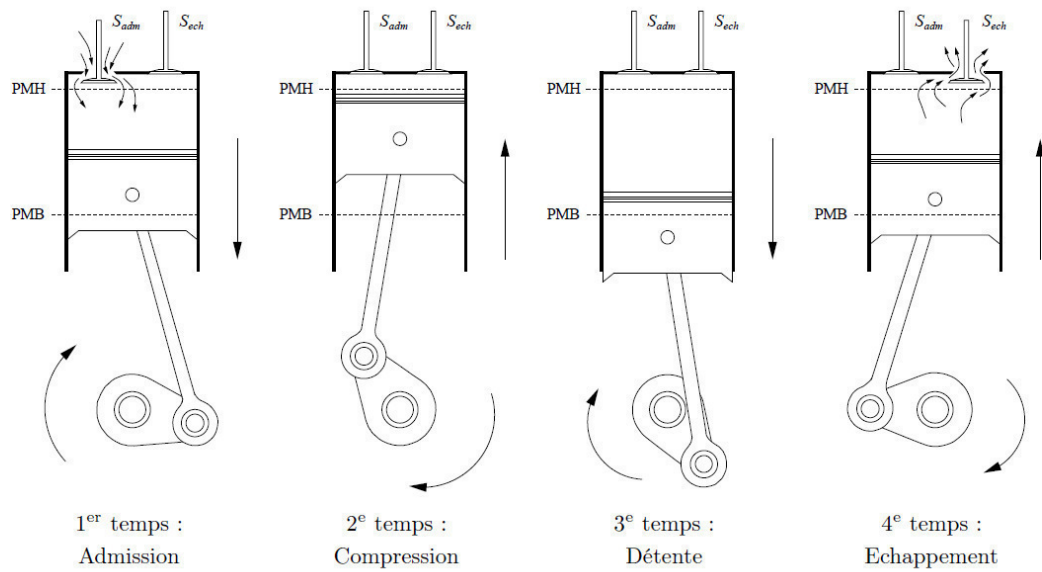


Figure 2 : Décomposition du cycle à quatre temps d'un moteur à combustion interne [6], les soupapes d'admission et d'échappement sont respectivement désignées par S_{adm} et $S_{éch}$.

1.1.4 Moteurs à allumage commandé

Les moteurs à allumage commandé fonctionnent théoriquement selon le cycle Otto. Les étapes de ce cycle sont (Figure 3):

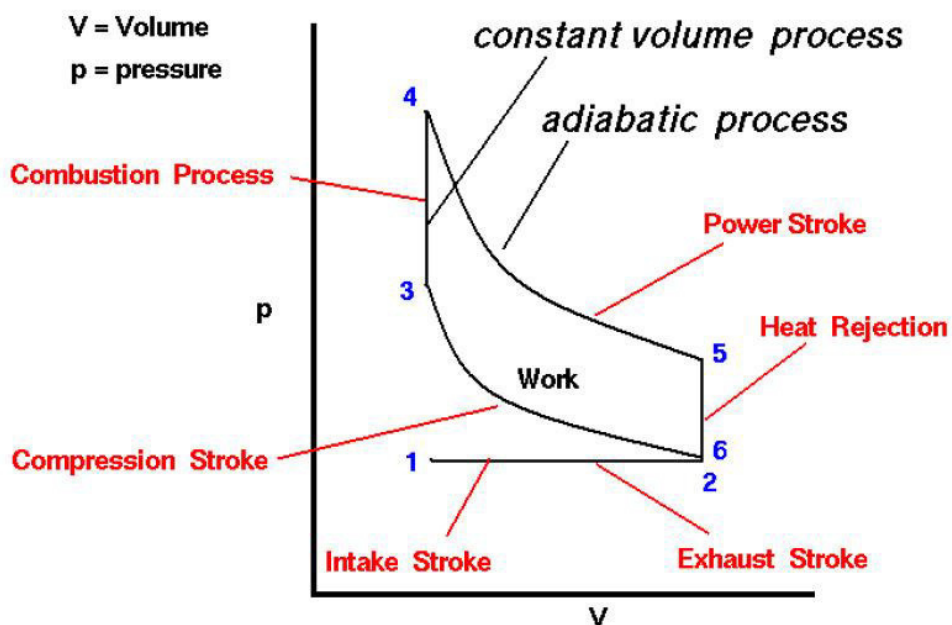


Figure 3 : Le diagramme PV du cycle Otto [7]

- 2-3 : Compression isentropique de la charge
- 3-4 : Combustion à volume constant (gain de chaleur)

- 4-5 : Détente isentropique des gaz produits par la combustion
- 5-6 : Rejet de chaleur à volume constant

En réalité, la théorie est loin du fonctionnement réel : La compression et la détente ne sont pas isentropiques en raison des transferts thermiques à travers les parois du cylindre et le piston. De plus, le processus de combustion n'a pas lieu à volume constant, la flamme se propage au fur et à mesure que le piston est en mouvement.

Ces moteurs fonctionnent normalement à une richesse de mélange proche de l'unité à cause des exigences des catalyseurs qui réduisent les NO_x et oxydent les HC et les CO (Figure 4). Le carburant injecté est prémélangé avec les gaz frais dans la conduite d'admission ou directement dans le cylindre et la combustion est déclenchée par une bougie placée généralement en haut de la chambre. Un papillon est utilisé en amont des soupapes d'admission pour contrôler la charge. Le taux de compression τ de ces moteurs est généralement entre 8 et 12, ce taux est un facteur majeur déterminant l'efficacité thermique du cycle. Pour le cycle théorique :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \quad (\text{Équation 1})$$

Une nouvelle technologie de plus en plus employée consiste à utiliser une injection directe de carburant dans la chambre de combustion (Moteur GDI), ce concept permet la limitation du cliquetis et des pertes par pompage ainsi qu'une efficacité supérieure parce que le carburant peut être gardé dans la région centrale de la chambre de combustion ce qui permet une réduction des transferts thermiques à travers les parois.

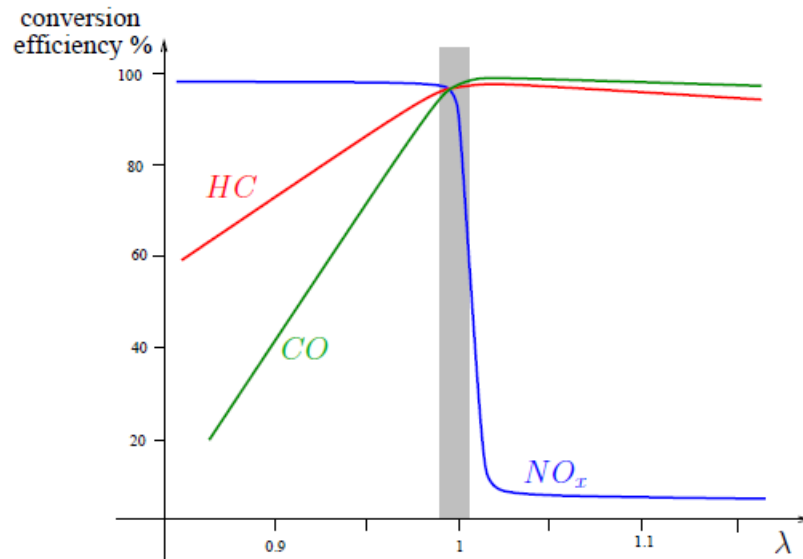


Figure 4 : Efficacité de la conversion dans un catalyseur trois voies en fonction de la taux (air/carburant) dans un moteur à allumage commandé [8]

1.1.5 Diagramme de distribution

Le diagramme de distribution d'un moteur thermique contient la totalité des éléments qui déterminent l'ouverture et la fermeture des espaces d'admission et d'échappement et qui permettent l'échange de gaz. Son rôle est de définir la loi de l'évolution des sections de passage par lesquelles passent le mélange frais et les gaz brûlés. L'influence du système de distribution est décisive sur les performances, la consommation et la dépollution du moteur.

Le diagramme de distribution représente la variation des levées des soupapes en fonction de la position angulaire du vilebrequin par rapport aux points morts (PMB et PMH), les paramètres de ce diagramme sont (Figure 5) :

- AOA : Avance à l'ouverture de la soupape d'admission (par rapport au PMH)
- RFA : Retard à la fermeture de la soupape d'admission (par rapport au PMB)
- AOE : Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement (par rapport au PMB)
- RFE : Retard à la fermeture de la soupape d'échappement (par rapport au PMH)

Les pentes des rampes d'ouverture et de fermeture étant très faibles, il est très difficile de déterminer avec précision les avances et les retards, ces valeurs sont fournies donc à une hauteur standard de référence (ex : 0.15 mm) (les phases de vidange ou de remplissage sont peu affectées sur les premiers dixièmes de millimètres de levée de soupapes).

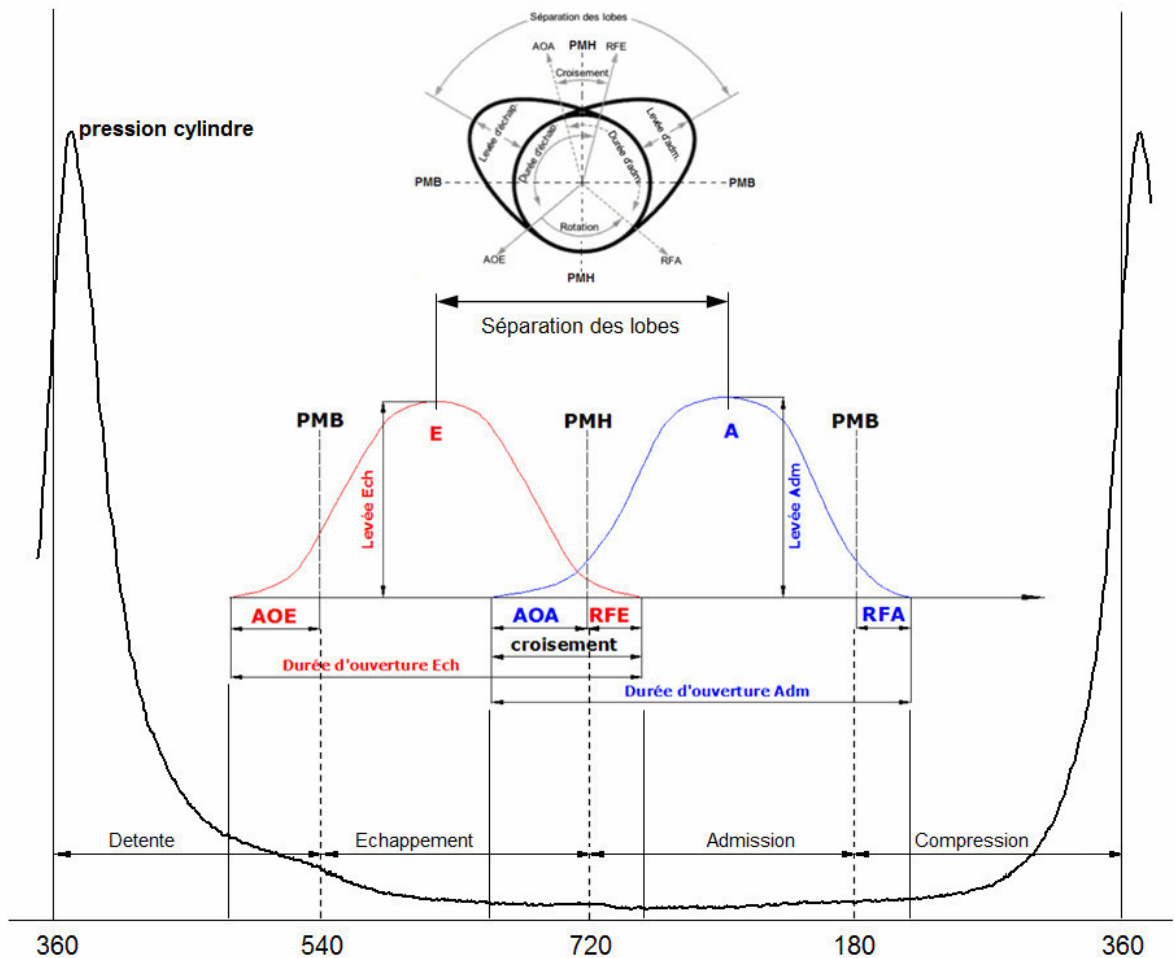


Figure 5 : Diagramme de distribution des soupapes d'un moteur [9]

▪ *Processus d'échange gazeux*

Phase d'échappement

Trois étapes ont lieu durant l'ouverture des soupapes d'échappement dans un moteur à quatre-temps : vidange, déplacement et croisement.

La phase de vidange se déroule juste après l'ouverture des soupapes d'échappement et consiste en un écoulement créé par un déséquilibre de pression entre le cylindre et l'orifice d'échappement. Cependant, il existe des situations où la pression à l'échappement peut être supérieure à celle qui est dans le cylindre et donc une masse de gaz sera refoulée dans le cylindre. Cette phase est caractérisée par une égalisation rapide entre les pressions cylindre et échappement et un écoulement sonique peut avoir lieu.

La deuxième phase (déplacement) représente l'écoulement créé par le mouvement du piston du PMB vers le PMH qui impose un déplacement forcé des gaz brûlés vers l'échappement après la phase de vidange.

La dernière phase est la période de croisement des soupapes (Overlap period) où les soupapes d'admission sont ouvertes simultanément avec celles d'échappement :

Croisement des soupapes : AOA +RFE

Quand le piston se trouve au voisinage du PMH, et les processus d'échappement et d'admission se succèdent, la chambre de combustion est en communication avec le conduit d'admission et aussi avec le conduit d'échappement. Cette phase est responsable majoritairement de l'EGR interne ou l'IGR, dont l'intensité dépend du point de fonctionnement du moteur.

Le croisement des soupapes est conçu dans les moteurs à distribution fixe comme un compromis qui permet un bon fonctionnement quels que soient le régime et la charge imposés. Plus la levée des soupapes est importante, plus le rendement volumétrique sera amélioré à pleine charge, mais une grande levée exige une longue durée d'ouverture de soupapes pour une bonne durabilité ce qui conduit à un fort croisement. Les croisements faibles de soupapes sont associés à des régimes et charges faibles où le temps d'ouverture des soupapes est largement suffisant avec une grande différence entre la pression d'admission et la pression d'échappement.

Phase d'admission

Plusieurs étapes ont lieu durant cette phase :

La première étape après les premiers degrés de l'ouverture des soupapes d'admission est un Backflow chaud de gaz brûlés, cet écoulement est composé de gaz chauds produits par la combustion du cycle précédent qui vont circuler dans la conduite d'admission. Un des plus importants avantages de ce Backflow est la quantité élevée de chaleur transmise dans les tuyauteries d'admission durant un court intervalle permettant un réchauffement des gaz frais à admettre et une évaporation rapide du carburant liquide. Ce Backflow est causé par la combinaison d'un croisement de soupapes et d'une différence de pression négative entre le conduit d'admission et le cylindre/échappement. La pression d'admission étant fonction de la position du papillon et du régime moteur, ce Backflow est très dépendant du point de fonctionnement. Notons que pour les charges élevées, le Backflow est très faible ou même n'existe pas.

Après ce Backflow, les gaz frais sont mélangés avec les gaz chauds refoulés et le mélange est admis à travers les soupapes d'admission dans la chambre. Le mouvement du piston ainsi que l'inertie des gaz sont les principaux facteurs responsables de l'écoulement du mélange vers le cylindre. Les soupapes d'admission se ferment généralement après le point mort bas (PMB) pour profiter de l'inertie de la charge à des régimes élevés. Cela n'est pas le cas pour des régimes plus faibles où il est très possible d'avoir un refoulement de gaz frais dans la conduite d'admission à la fin de la phase d'admission.

1.1.6 Stratégies de distribution

Les stratégies de calages variables des soupapes permettent une grande variation dans les processus d'échange gazeux et impactent largement les performances du moteur, l'économie de carburant et les émissions polluantes (Figure 8 et Figure 9). Les stratégies le plus répandues de système de distribution sont la VVT, VVA et la VCT [10], [11]. Ils sont utilisés pour manipuler le phasage les levées et les durées d'ouverture des soupapes.

Calage Variable de soupapes (VVT)

Le déphasage des arbres à cames (Voir un exemple sur la Figure 7) permet de déphaser la levée des soupapes par rapport à la position du vilebrequin. Il affecte l'ouverture et la fermeture des soupapes de la même manière sans modifier la durée d'ouverture et peut avoir des effets très importants sur les performances du moteur [12], [13]. La plupart des systèmes en production permettent une variation dans le phasage soit des cames d'admission soit des cames d'échappement, les systèmes 'Dual-independant' permettent la manipulation des deux à la fois en bénéficiant d'un degré de liberté en plus (Figure 6).

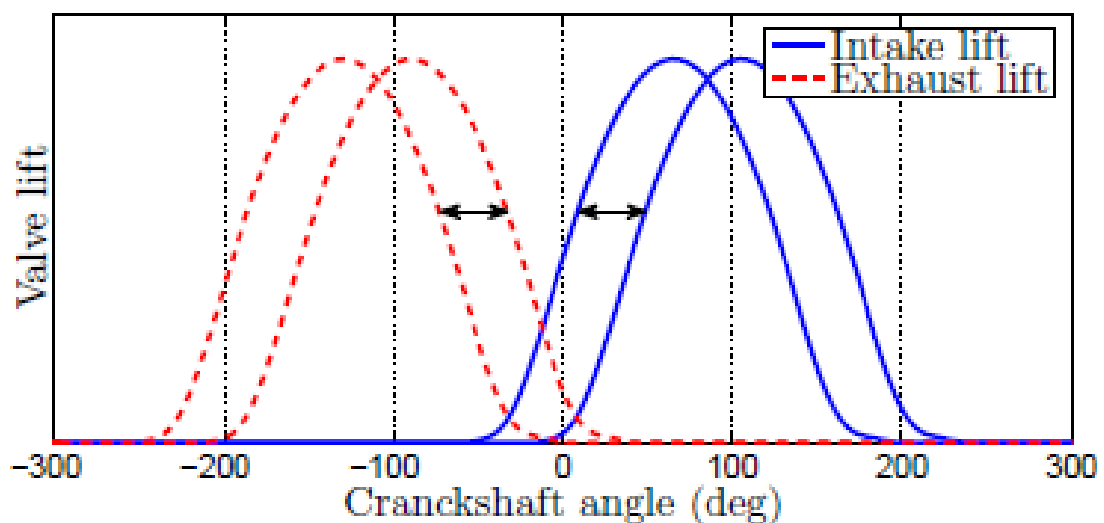


Figure 6 : Levées des soupapes d'admission et d'échappement en fonction du degré vilebrequin dans une configuration 'Dual Independant' [14]

Phasage admission

Le retardement de l'IVC (fermeture de la soupape d'admission) permet de profiter de la dynamique des gaz à des régimes élevés pour améliorer le remplissage du moteur. A des régimes faibles, en revanche, une fermeture plus précoce de l'admission permet d'augmenter la charge fraîche enfermée [15] en éliminant les Backflows avant la fermeture des soupapes ainsi que de minimiser les pertes par pompages.

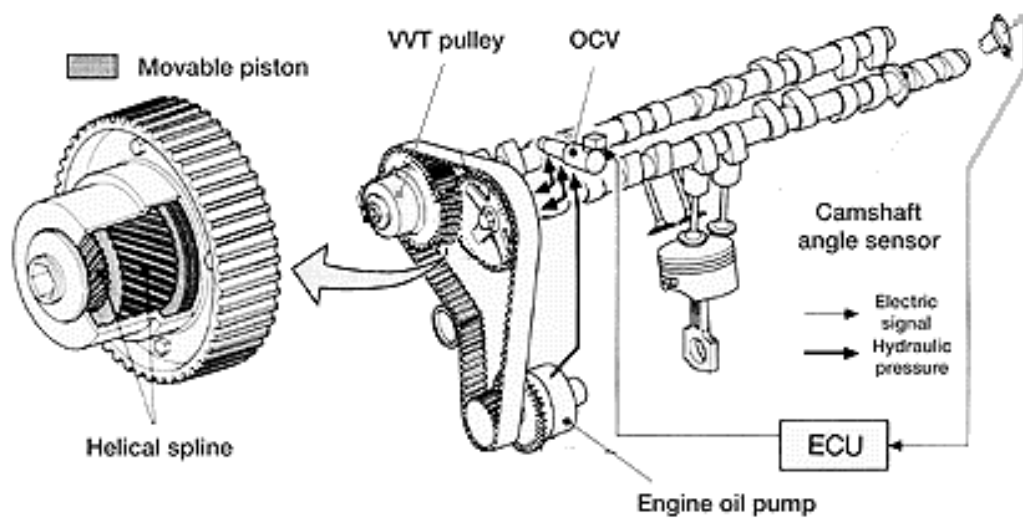


Figure 7 : Mécanisme de VVT dans un moteur Toyota [16]

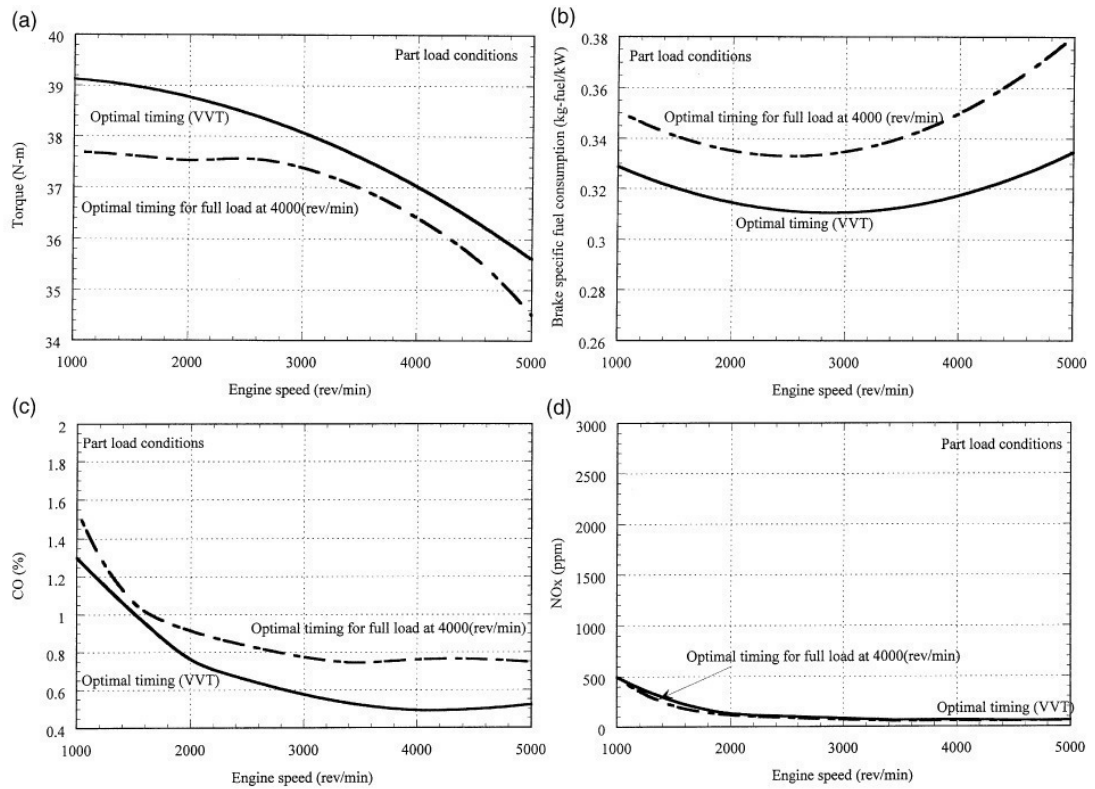


Figure 8 : Effet d'une configuration VVT optimisés sur les performances d'un moteur à allumage commandé à charge partielle par Sher et al. [12]

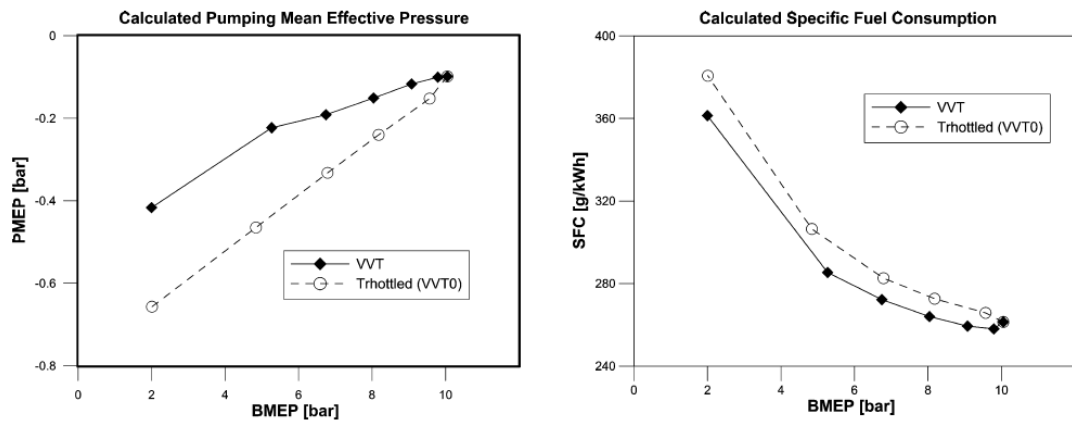


Figure 9 : Effet d'une configuration de VVT optimisé sur les pertes par pompage et la consommation spécifiques dans un petit moteur trouvé par simulation 1D-3D [13]

Phasage échappement

Le déphasage des soupapes d'échappement permet en premier lieu de contrôler le croisement des soupapes et d'ajuster la détente. Aux faibles charges, il est préférable de retarder l'échappement afin de mieux exploiter le travail de détente et d'augmenter la fraction des gaz résiduels permettant une diminution des émissions de NO_x . Selon Seabrook et al. [17], l'avantage principal du phasage variable des soupapes d'échappement est le contrôle des

émissions polluantes, il note que l'avance ou le retard de la fermeture de l'échappement réduit les HC et les NO_x respectivement et peut augmenter la température des gaz d'échappement.

▪ *Système d'actionnement variable des soupapes (VVA)*

Les moteurs classiques sont conçus avec des soupapes à actionnement mécanique fixe où la position du vilebrequin et le profil de came déterminent l'ouverture des soupapes. Les systèmes de type VVA sont surtout utilisés pour le contrôle de la charge, cette tâche étant effectuée par le papillon dans les moteurs conventionnels. Quand un moteur est chargé, la séparation de l'écoulement créée par le papillon entraîne des pertes et une chute dans le rendement volumétrique, tandis qu'en adaptant le VVA, la quantité d'air admise dans le cylindre peut être contrôlée avec le travail de pompage. Une fermeture avancée des soupapes d'échappement provoque un emprisonnement des gaz résiduels alors qu'un retard de fermeture des soupapes d'échappement à pleine charge par exemple peut entraîner un balayage de gaz frais augmentant ainsi le remplissage du cylindre.

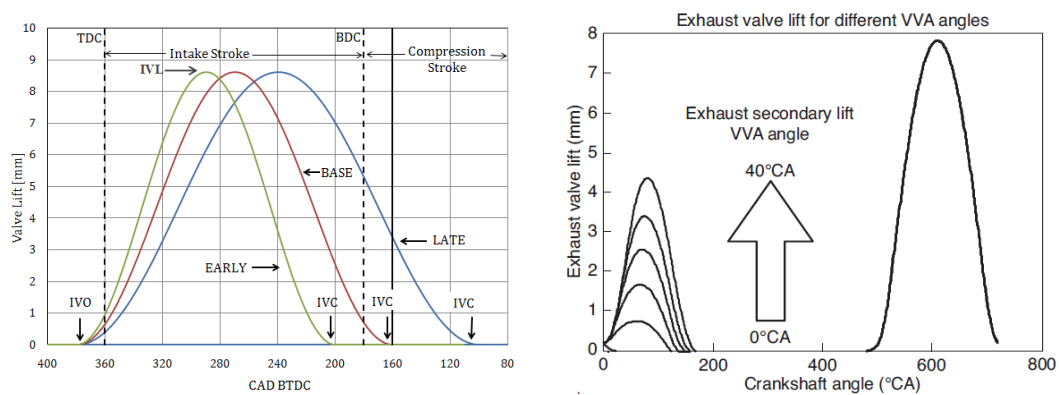


Figure 10 : Deux exemples de VVA, à gauche dans les soupapes d'admission [18], et à droite dans les soupapes d'échappement [19]

Une autre utilisation du VVA est de contrôler les IGR (recirculation interne des gaz brûlés). Cette technologie est répandue dans les moteurs HCCI et CAI où les gaz résiduels sont utilisés dans les stratégies de contrôle de la combustion [20].

1.2 Gaz Résiduels

Les gaz brûlés qui restent dans le cylindre une fois toutes les soupapes fermées et avant la nouvelle combustion sont appelés gaz résiduels. Leur présence est due aux gaz qui sont restés dans le volume mort et n'ont pu être évacués et aux gaz refoulés de l'échappement vers le cylindre par un Backflow (Figure 11). Leur composition est similaire à celle des gaz brûlés.

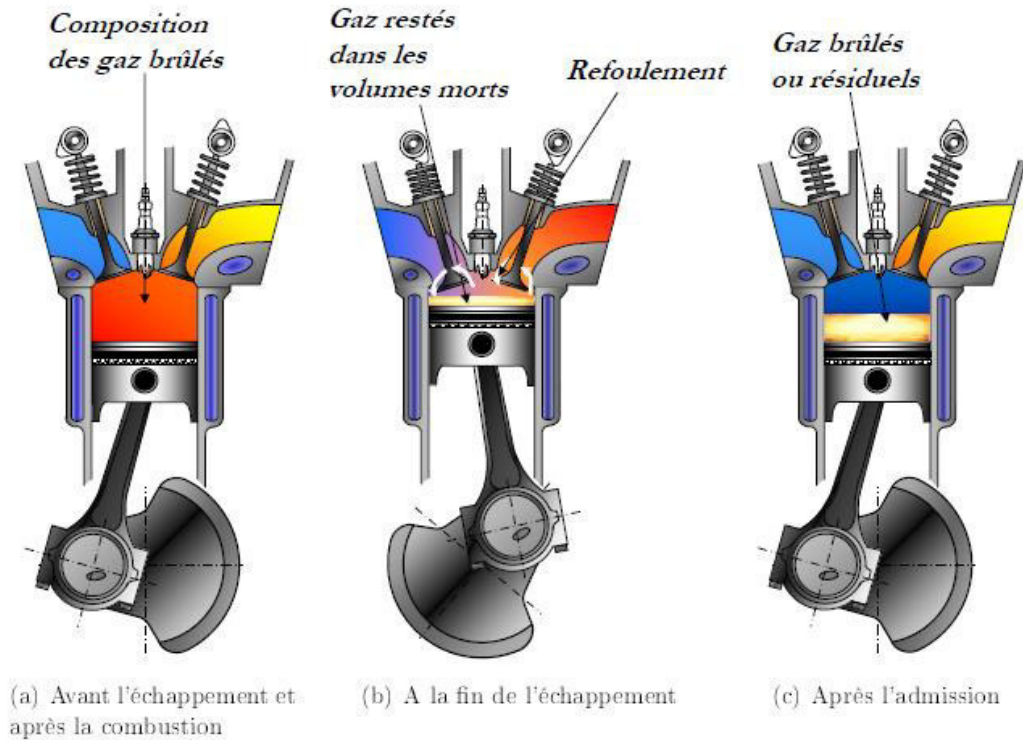


Figure 11 : Formation des gaz résiduels [21]

1.2.1 Paramètres qui influencent les gaz résiduels

- **Pression dans le répartiteur d'admission**

Une faible pression à l'admission entraîne un Backflow légèrement plus important à la fermeture des soupapes d'échappement. La masse de gaz brûlés réadmis dans le cylindre est donc supérieure. De plus, le débit de gaz frais admis dans le moteur est plus faible pour une faible pression dans le répartiteur. Les gaz brûlés sont donc moins dilués, la fraction massique de gaz résiduels augmente donc lorsque la pression dans le répartiteur chute ce qui se traduit par une baisse dans le rendement volumétrique du moteur (Figure 12).

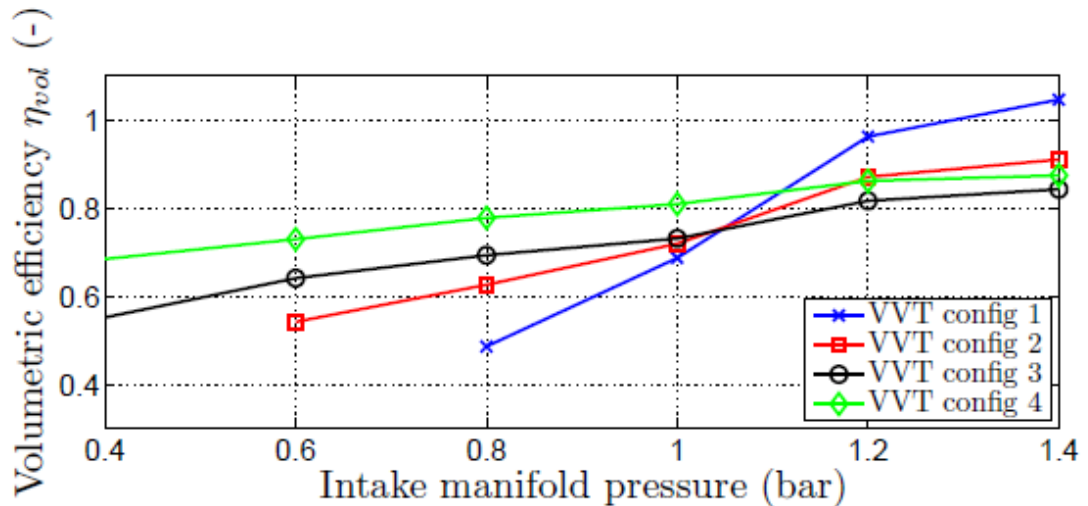


Figure 12 : Le rendement volumétrique en fonction de la pression dans le collecteur d'admission pour plusieurs configurations de VVT [22]

▪ Régime Moteur

Lorsque le régime augmente, on dispose de moins de temps pour que les Backflows apparaissent et les débits instantanés aux soupapes d'admission et d'échappement augmentent moins vite que la durée du cycle diminue. Les gaz piégés dans les volumes morts eux, ne sont pas influencés par le régime mais par la pression. De ce fait la quantité de résiduels chute lorsque le régime augmente.

▪ Rapport de pression admission/échappement

En augmentant le rapport de pression admission/échappement, la fraction de gaz résiduels diminue surtout pour des croisements faibles voire nuls (Figure 13, Figure 14) [23], [24]. La masse de ces gaz augmente légèrement mais leur fraction massique diminue en raison d'une grande augmentation de la masse de la charge fraîche. La masse des gaz résiduels n'augmente pas considérablement avec ce ratio parce que la densité des gaz brûlés à la fin de la phase d'échappement reste inchangée.

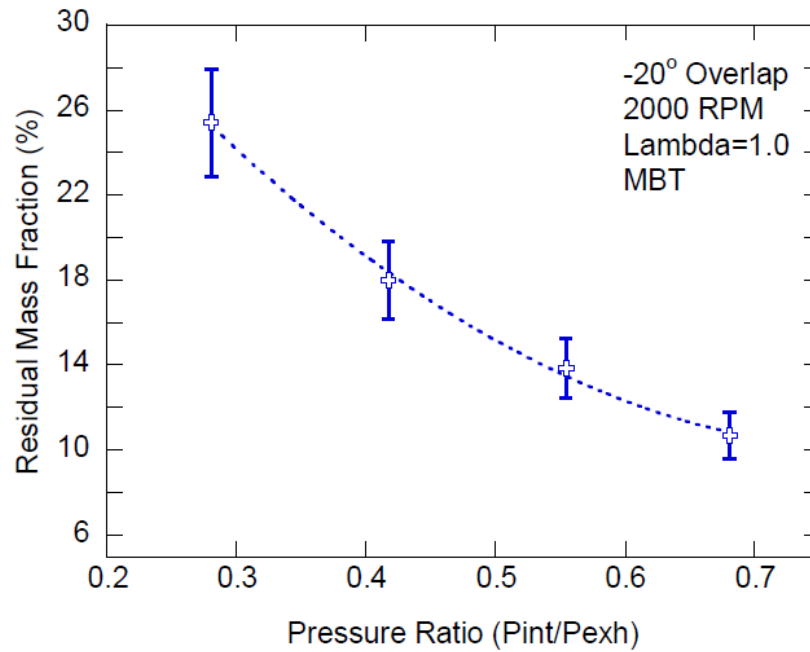


Figure 13 : Fraction massique des gaz résiduels en fonction du ratio de pression admission/échappement rapporté par [23]

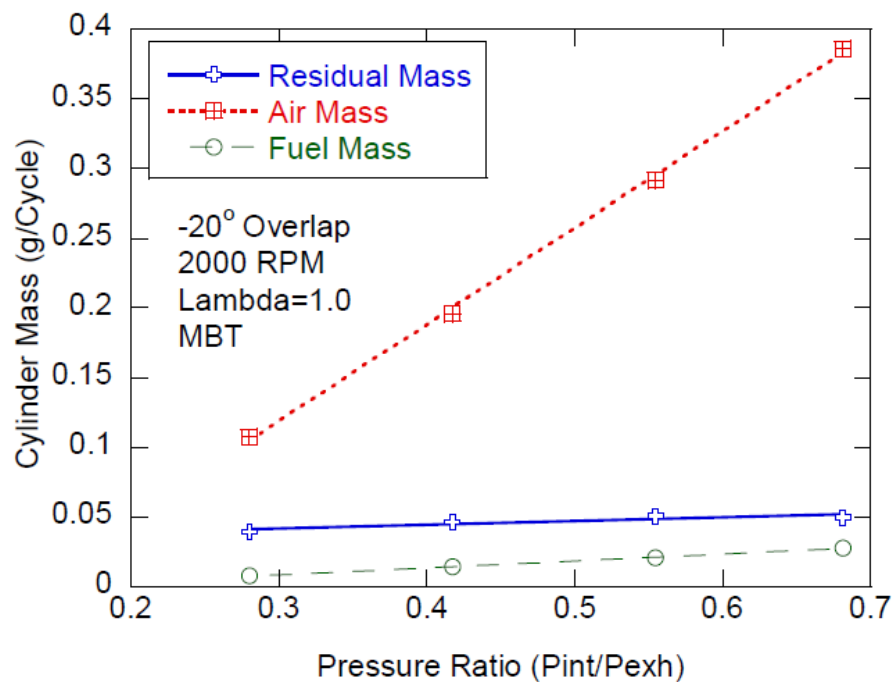


Figure 14 : Evolution des masses enfermées dans le cylindre en fonction du rapport de pression admission/échappement [23]

- **La richesse de la charge enfermée à l'IVC**

Une étude a été effectuée par Ortiz-Soto et al. [25] sur l'estimation de la fraction de gaz résiduels par 3 méthodes (équation d'état, méthode de Mirsky et méthode de Fitzgerald) pour

un moteur HCCI. Ils ont montré à partir des données expérimentales, qu'en augmentant la richesse du mélange (par injection de plus de carburant) au même régime, la fraction de gaz résiduels diminue. Cela est dû à l'augmentation de la température à l'échappement qui provoque par conséquent la diminution de la densité des gaz brûlés à la fin de la phase d'échappement et de la fraction de gaz résiduels.

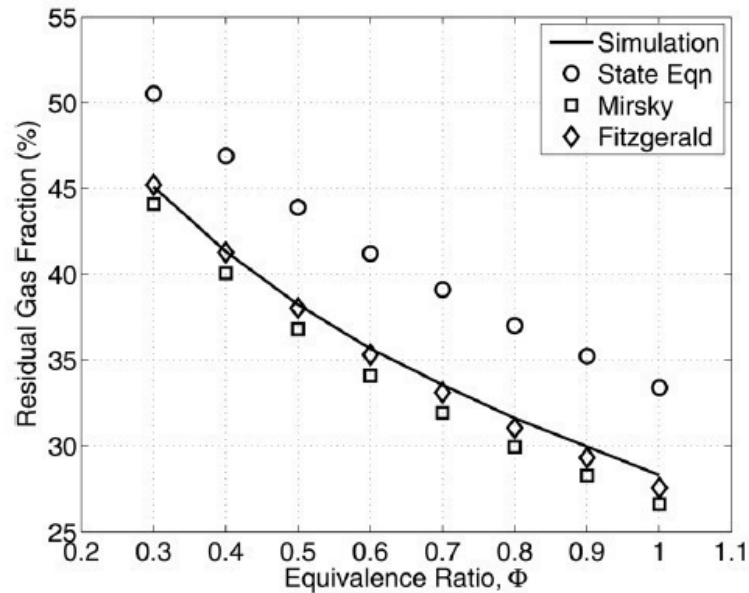


Figure 15 : Evolution de la fraction de gaz résiduels en fonction de la richesse du mélange enfermé rapporté par [25] en utilisant trois méthodes différentes

▪ **Durée de croisement des soupapes**

Albert [26] a effectué une étude sur les gaz résiduels dans un moteur monocylindre à allumage commandé. La mesure des gaz résiduels est réalisée par une analyse rapide par FID des gaz prélevés dans la chambre de combustion. Ses résultats montrent qu'en augmentant la durée de croisement des soupapes, la quantité de gaz résiduels augmentent dans le cylindre (Figure 16). Ce comportement est dû à la quantité d'écoulement inverse (Backflow) à l'échappement qui dépend principalement de la durée d'ouverture des soupapes

Dans le cas d'un croisement négatif (NVO), plus le NVO est intense plus la fraction de gaz résiduels est importante, ce comportement est observé par Ortiz-Soto et al. [25] et Olesky [27] dans un moteur HCCI avec une fermeture précoce des soupapes d'échappement. En effet, plus la fermeture des soupapes d'échappement est précoce, plus la masse de gaz brûlés restant dans la chambre est importante. Ces résultats sont présentés dans la Figure 17 et montrent que pour toutes les méthodes utilisées, la fraction de gaz résiduels suit la même tendance.

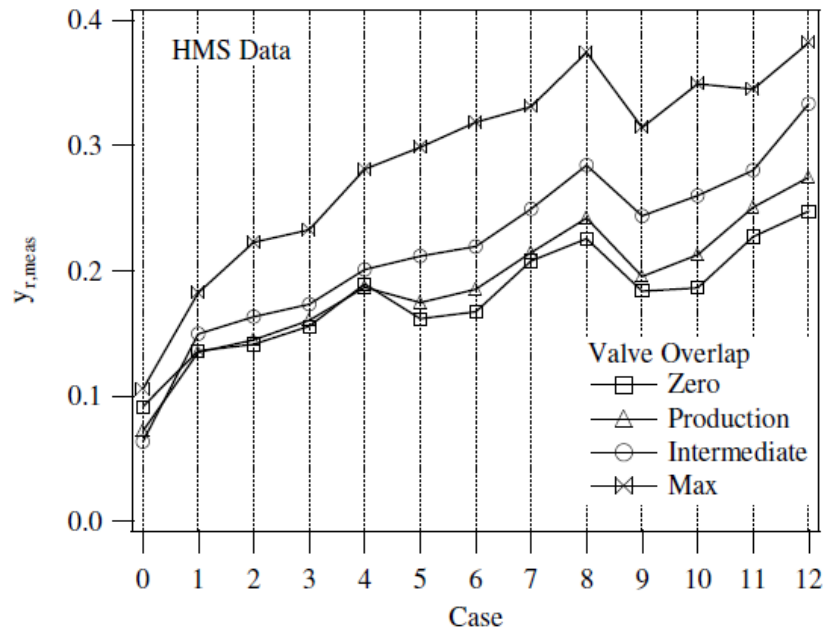


Figure 16 : Influence de la durée de croisement des soupapes sur la quantité de gaz résiduels [26]

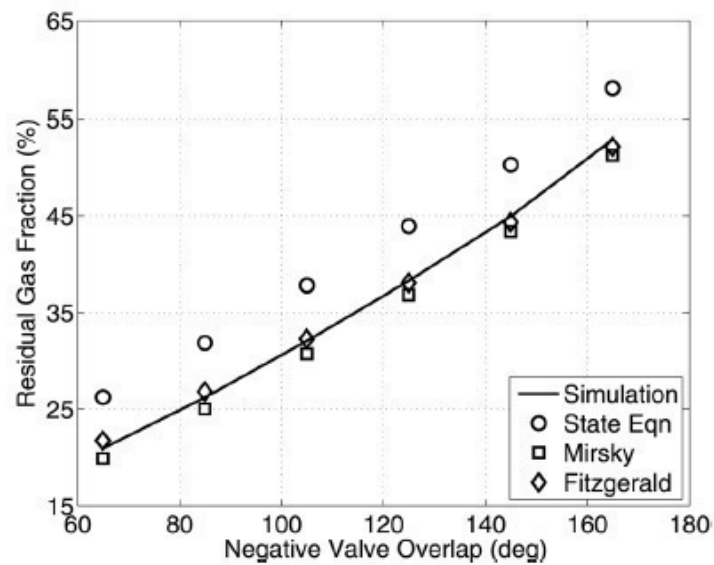


Figure 17 : Effet du croisement négatif des soupapes dans un moteur HCCI sur la fraction de gaz résiduels [25]

▪ Centre de l'intervalle de croisement

Pour la même section effective d'écoulement, la variation de l'OLC (le centre de l'intervalle de croisement) affecte la masse de gaz résiduels à cause de l'influence du mouvement du piston sur l'écoulement à travers les soupapes [28]. Plus le croisement est décalé

vers la phase d'admission plus le changement dans le volume du cylindre est important durant la durée de croisement ce qui entraîne une augmentation de la masse de gaz résiduels (Figure 18).

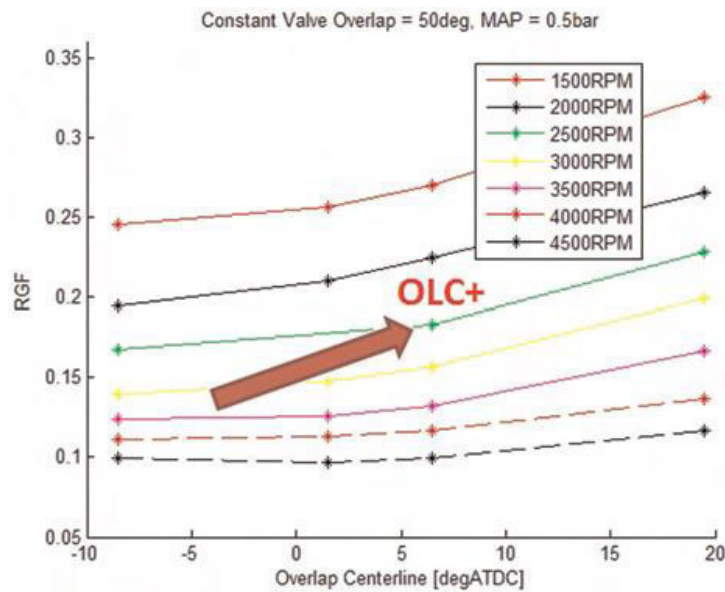


Figure 18 : Influence de l'OLC sur la fraction de gaz résiduels [28]

1.2.2 Effets sur les performances du moteur

Le taux de gaz résiduels dans un moteur à allumage commandé est un facteur important, notamment pour les performances, la stabilité de la combustion et les émissions. Avec un taux élevé de gaz résiduels, la vitesse de la flamme [23], la température maximale de combustion et le NO_x diminuent [29].

Les gaz résiduels agissent comme un diluant durant le processus de combustion : ils ne participent pas à l'oxydation du carburant mais ils absorbent l'énergie libérée ce qui réduit à la fois la vitesse de flamme et la température adiabatique [23], [30] (Figure 19).

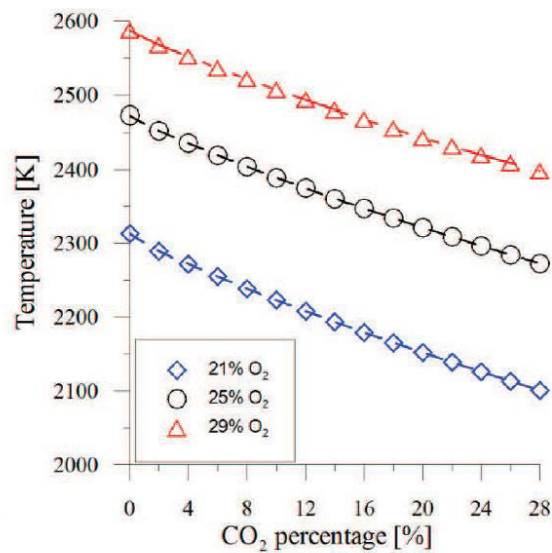


Figure 19 Effet de la dilution par CO₂ des gaz frais sur la température adiabatique de flamme [31]

▪ La formation des NO_x

La température et le dégagement de chaleur de combustion favorisent la formation de NO_x. Plus le taux des gaz résiduels dans le cylindre augmente plus la quantité de NO_x formé sera faible parce que la température diminue et la fraction d'Oxygène diminue par dilution [32], [33] (Figure 20).

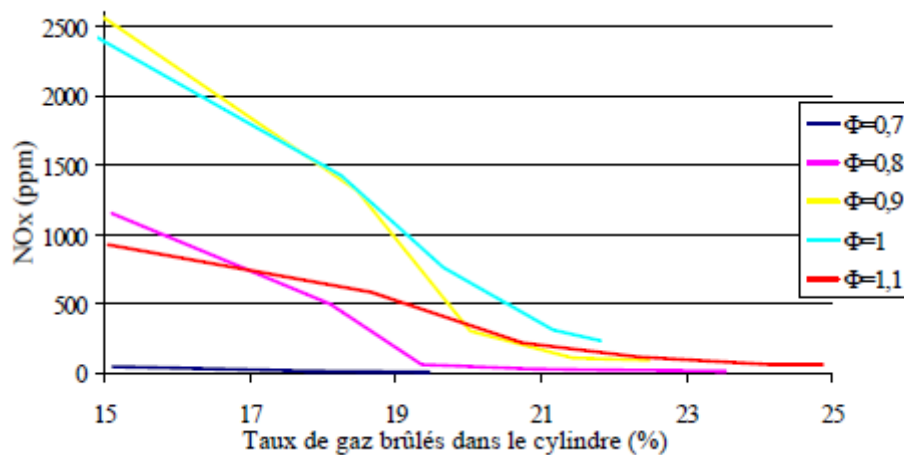


Figure 20 : Concentration de NO_x mesurée à l'échappement en fonction des taux de gaz résiduels [21]

- **Backflow de résiduels**

Un Backflow contrôlé de gaz résiduels à l'ouverture des soupapes d'admission influence les performances du moteur. La température élevée de ces gaz rend le mélange avec les gaz dans la tubulure d'admission moins dense ce qui permet un déplacement facile dans le cylindre et une diminution significative de la perte par pompage [26]. Ce Backflow peut entraîner donc une diminution de la consommation spécifique de carburant. Cela est vrai uniquement à charge partielle parce qu'à pleine charge, l'augmentation de la quantité de gaz résiduels diminue le couple du moteur.

1.3 Modélisation du Moteur

La modélisation peut être définie comme la démarche qui consiste à construire des schémas plus ou moins simplifiés du réel, à traduire les différents phénomènes physiques en équations mathématiques suffisamment simples pour que leur étude permette d'enrichir la compréhension et prédire la réponse d'un système à différentes sollicitations. Un modèle mathématique consiste en un ensemble d'équations qui régissent quantitativement un système ou un phénomène donné.

La modélisation moteur est un domaine pluridisciplinaire qui aborde notamment la thermodynamique, la mécanique des fluides, les milieux réactifs, les transferts thermiques et les méthodes numériques de résolution. Différents niveaux de modélisation sont normalement utilisés pour représenter le comportement du moteur, ces modèles peuvent aller d'un modèle moyen qui ne décrit pas les évolutions des paramètres au cours du cycle thermodynamique à une représentation complexe tridimensionnelle qui comprend une description fine de la géométrie du moteur et qui calcule les évolutions de la turbulence ou les dynamiques de spray.

En général, le temps de calcul et le nombre d'essais expérimentaux nécessaire pour identifier les paramètres empiriques des sous-modèles sont deux critères essentiels dans le choix d'un modèle. En revanche, les exigences sont variables en fonction de l'utilisation des modèles et leur intervention plus ou moins tôt dans le processus de développement du moteur.

Dans les modèles 0D, le moteur est représenté par un réseau de volumes interconnectés par des éléments tels que des soupapes, turbines, papillon... Ces modèles bénéficient d'un temps d'exécution modéré et de capacités prédictives acceptables. Néanmoins, ils ne permettent pas de décrire les phénomènes acoustiques dans les tubulures d'admission et d'échappement. La modélisation 1D en discrétisant spatialement les tubulures permet de combler cette lacune, au prix d'un temps d'exécution augmenté.

Au-delà, les modèles bidimensionnels et tridimensionnels de calcul de dynamique de fluides (CFD) sont très utiles pour étudier finement les processus physiques complexes dans le moteur (écoulements dans le cylindre, combustion, ...) et l'influence de la géométrie de la chambre ou de la culasse [34]. Le temps d'exécution est important ce qui limite l'utilisation de ces modèles.

A l'inverse, les modèles à valeurs moyennes ont pour objectif de réduire au maximum le temps d'exécution tout en gardant une description semi-physique des phénomènes. Ce type de modèle doit son nom au fait qu'il décrit l'évolution des variables les plus significatives en valeurs moyennes (et non leurs évolutions au cours du cycle moteur). D'ailleurs, le pas de calcul élémentaire correspond à la durée d'un cycle moteur (720 degrés vilebrequin).

Les modélisations développées au cours de cette thèse s'inscrivant dans l'approche 0D/1D, celle-ci est décrite un peu plus en détail dans le paragraphe suivant.

1.3.1 Modélisation 0D

▪ Chambre de combustion

La stratégie la plus répandue pour modéliser une chambre de combustion d'un moteur à allumage commandé est de considérer la chambre comme un volume de contrôle (Figure 21) : un bilan d'énergie et un bilan de masse durant le cycle moteur doivent être effectués en utilisant le premier principe thermodynamique [35], [36], [37], [38], [39], [40], [41], [42], [43]. Toutes les grandeurs du processus telles que la pression et la température dans le cylindre sont supposées homogènes (approche mono zone). La charge est supposée être un mélange homogène de gaz idéaux à chaque instant dans une zone unique ce qui permet d'appliquer la loi des gaz parfaits. Les équations du modèle s'écrivent de la manière suivante :

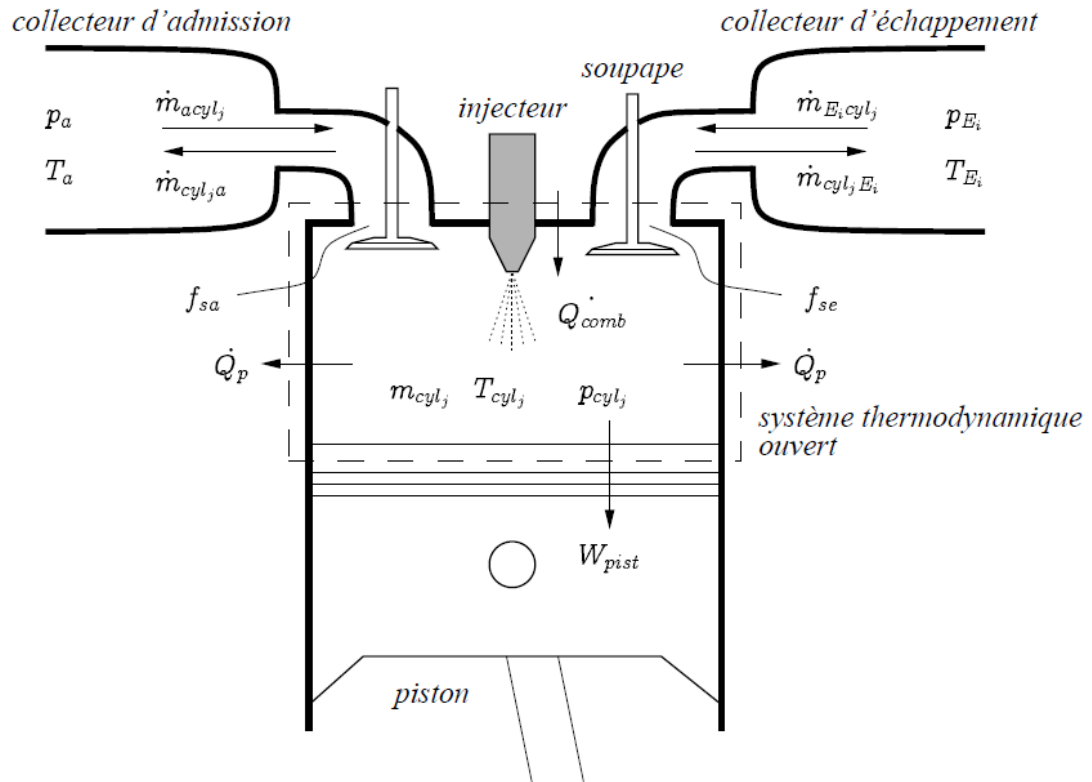


Figure 21 : Modélisation thermodynamique mono zone de la chambre de combustion [6]

Bilan massique :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \quad (\text{Équation 2})$$

Où m est la masse totale dans le cylindre, \dot{m}_j est le débit instantané à travers l'entrée/sortie 'j' (soupapes, injecteurs, fuites...).

Bilan énergétique :

$$\frac{d}{dt} (me) = -P\dot{V} + dQ + \sum_j h_j \dot{m}_j \quad (\text{Équation 3})$$

Où e représente l'énergie interne spécifique du mélange, P la pression régnant dans la chambre, V est le volume du cylindre, dQ dénote la chaleur dégagée par combustion ainsi que le transfert de chaleur à travers les parois et $h_j \dot{m}_j$ représente les flux d'enthalpie à travers l'entrée/sortie 'j'.

Loi des gaz parfaits :

$$P = \rho r T \quad (\text{Équation 4})$$

Où ρ et T représentent la densité et la température du mélange gazeux respectivement et r sa constante.

En dérivant l'équation précédente et en développant la relation thermodynamique, nous obtenons un système d'équations différentielles qui peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{dP}{dt} = rT \frac{d\rho}{dt} + r\rho \frac{dT}{dt} \quad (\text{Équation 5})$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mC_v} \left[\sum_i \frac{dm_i}{dt} h_i - \frac{dm}{dt} \int C_v dT + dQ - P \frac{dV}{dt} - m \left(\sum_i \frac{dx_i}{dt} h_i - T \frac{dr}{dt} \right) \right] \quad (\text{Équation 6})$$

Cette approche est aussi utilisée pour le calcul dans les volumes fixes utilisés pour décrire les circuits d'admission et d'échappement.

▪ **Soupapes**

Débit Massique

Les modèles de soupapes permettent de calculer le débit massique et enthalpique en partant des conditions de température et de pressions en amont et en aval de la restriction de section. Le calcul du débit massique est obtenu en appliquant la relation de Barré de Saint-Venant. Cette relation est basée sur plusieurs suppositions :

- Un écoulement monodimensionnel adiabatique continu
- Un fluide non pesant qui satisfait la loi de gaz parfait
- Un fluide non visqueux
- Des chaleurs spécifiques constantes

Le débit massique est donc exprimé par la relation suivante :

$$\dot{m} = \frac{C_d * S_{g\acute{e}om} * p_{atm}}{\sqrt{rT_{amont}}} \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \end{array} \right.$$

(Équation 7)

Débit Enthalpique

Les débits enthalpiques sont importants pour le bilan thermodynamique dans la chambre de combustion. Le débit enthalpique est calculé à partir du débit massique et de l'enthalpie en amont des soupapes :

$$\dot{h} = h_{amont} \dot{m} \quad (\text{Équation 8})$$

- **Dégagement de chaleur**

Le modèle empirique le plus utilisée pour de dégagement de chaleur de la combustion dans une modélisation 0D est le modèle de Wiebe. Ce modèle propose une relation mathématique pour décrire le dégagement de chaleur dQ/dt en fonction de l'angle vilebrequin θ , la durée de combustion et la chaleur totale de combustion :

$$\frac{dQ}{dt} = Q_{tot} \frac{A}{d_{comb}} (1 + f_1) \left[\frac{\theta}{d_{comb}} \right]^{f_1} e^{-A_1 \left(\frac{\theta}{d_{comb}} \right)^{1+f_1}}$$

- **Transfert au paroi**

Le modèle d'Annand

Ce modèle prend en considération le transfert par convection et par radiation. Il calcule le transfert aux parois dans le chambre de combustion par la méthode suivante :

$$Q = h_{conv}(T_{gaz} - T_{paroi})S_{paroi} + \beta\sigma(T_{gaz}^4 - T_{paroi}^4)S_{paroi}$$

Où $h_{conv} = \frac{Nu \lambda}{B}$ et β et σ sont respectivement le facteur de radiation et la constante de Stefan-Boltzmann.

1.3.2 Modélisation monodimensionnelle

Dans la littérature, un certain nombre de modèles unidimensionnels sont disponibles qui vont de la résolution des équations d'ondes linéarisées jusqu'à celles des équations différentielles non linéaires d'un écoulement de gaz compressible. Les équations caractéristiques de l'acoustique (et de la mécanique, voire de la physique en général) sont obtenues à partir de principes généraux de conservation [44], [45]. Elles sont au nombre de trois et sont basées sur les principes suivants :

- La conservation de masse
- La conservation de la quantité de mouvement
- La conservation de l'énergie

▪ Tuyaux

La quantité d'air frais introduit dans le cylindre est un paramètre principal qui doit être pris en compte en développant les lois de contrôle moteur. Le système boucle d'air est de plus en plus complexe notamment avec l'introduction de l'EGR ce qui augmente le besoin en précision dans les modèles de prédiction [46]. Afin de modéliser l'écoulement, plusieurs hypothèses sont utilisées :

- Ecoulement Unidimensionnel
- Ecoulement transitoire
- Fluide visqueux, frottement avec les parois du tube
- Echanges de chaleur pris en compte
- Section Variable

Conservation de masse

La variation de la masse de fluide dans le volume de contrôle est égale au débit entrant dans le volume moins le débit sortant. Le fluide étant un gaz, l'équation de conservation de masse s'écrit de la manière suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\rho U}{s} * \frac{ds}{dx} = 0 \quad (\text{Équation 9})$$

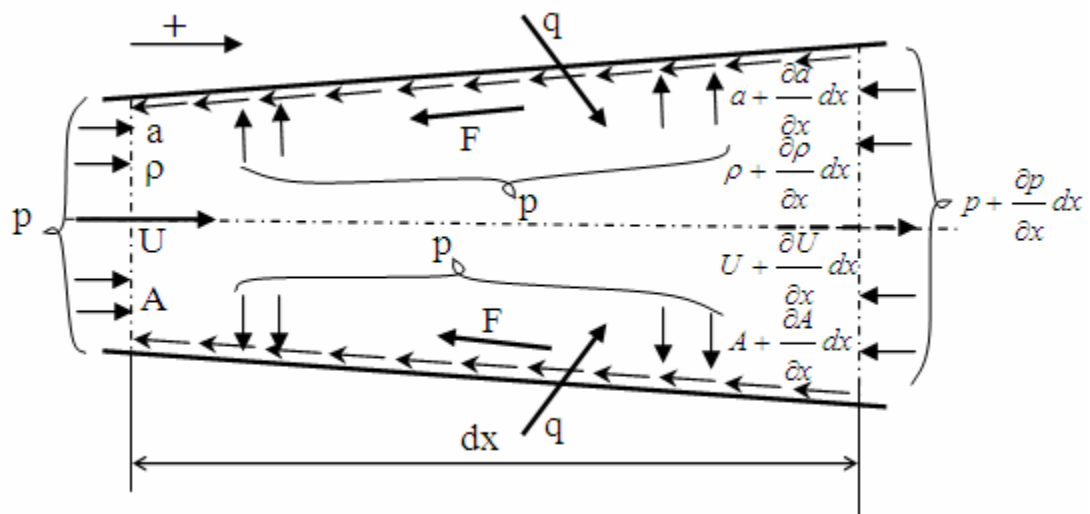


Figure 22 : Volume de contrôle pour un écoulement 1D dans un tuyau [47]

Conservation de la quantité de mouvement

La conservation de la quantité de mouvement ou bien le principe fondamental de la dynamique se traduit par le fait que la somme des forces exercées sur le volume de contrôle du fluide est égale à la variation de la quantité de mouvement du fluide dans le volume de contrôle plus le débit de quantité de mouvement entrant moins le débit de quantité de mouvement sortant.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0 \quad (\text{Équation 10})$$

Avec :

$$F = \frac{4f}{D} \frac{U^2}{2} \frac{U}{|U|} \quad (\text{Équation 11})$$

Conservation de l'Énergie

Il s'agit du premier principe de la thermodynamique lorsqu'il n'y a pas de travail échangé: la chaleur échangée avec le milieu extérieur est égale à la variation de l'énergie du fluide dans le volume du contrôle plus le débit d'énergie entrant moins le débit d'énergie sortant. Pour un fluide compressible, l'équation s'écrit :

$$\rho(\gamma - 1)(Q + UF) = \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \quad (\text{Équation 12})$$

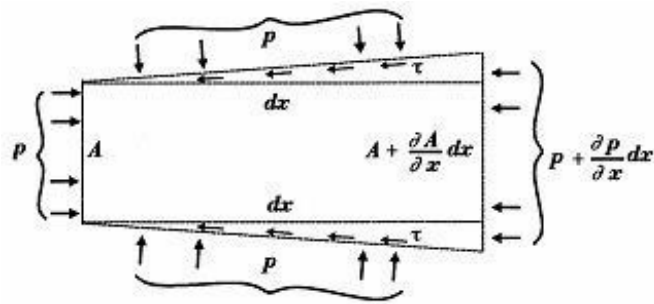


Figure 23 : Représentation des efforts de pression sur le volume de contrôle [47]

1.3.3 Modélisation rapide des gaz résiduels [48], [49], [50], [51]

Cette modélisation consiste à faire une estimation semi-empirique des gaz brûlés présents au moment de l'ouverture des soupapes d'admission ainsi que des gaz traversant les soupapes d'échappement. Un premier modèle a été proposé d'abord par Fox et al. [48] :

$$X_{igr} = C_1 \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \frac{OF}{N} \sqrt{|P_e - P_a|} + C_2 \phi \frac{\left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}}}{\tau} \quad (\text{Équation 13})$$

Où C_1, C_2 sont des paramètres à calibrer expérimentalement, P_e, P_a sont les pressions à l'admission et à l'échappement respectivement, γ est le coefficient polytropique des gaz (rapport des chaleurs massiques), N est le régime moteur, τ_c est le taux de compression et OF est le facteur de croisement des soupapes 'Overlap Factor'. Ce modèle a subi plusieurs développements pour qu'il inclut le cas d'un moteur à turbocompresseur (Senecal et al. [49]) ou prenne en compte l'effet acoustique des tuyaux du moteur (Kale et al. [51]). Cavina et al. [50] ont étendu les travaux de Fox et al. et de Senecal et al. pour créer un modèle indépendant de toute calibration :

$$X_{igr} = \sqrt{\frac{1}{C_c} \frac{\pi\sqrt{2}}{360} \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \frac{\tau-1}{\tau} \frac{OF}{N} \sqrt{\frac{rT_a |P_e - P_a|}{P_e}}} + \frac{1}{C_c} \frac{\tau-1}{\tau} \phi \frac{V_{IVO}}{V_{cyl}} \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (\text{Équation 14})$$

Où V_{IVO} est le volume à l'instant IVO, et :

$$C_c = \left(1 + \frac{LHV}{c_v \tau^{\gamma+1} T_{int} \frac{m_{cyl}}{m_{fuel}}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Ce type de modélisation est utilisé principalement pour l'estimation de la fraction de gaz résiduels en temps réel dans le but d'intégrer le modèle dans une unité de contrôle moteur (ECU). Le besoin de calculer la fraction de gaz résiduels en temps réel est présent surtout dans les moteurs équipés de VVT et /ou de système d'EGR et les moteurs qui nécessitent des stratégies de contrôle optimal de la combustion [28], [50].

Ces modèles sont comparés en général soit avec des données expérimentales [48], [50] soit avec des simulations 1D du système moteur [28]. Les comparaisons expérimentales peuvent être réalisées d'une manière directe avec des résiduels mesurés sur banc moteur [48], ou d'une manière indirecte en comparant plusieurs indicateurs mesurés aux banc d'essais

comme la durée de combustion [50]. Bien que ces modèles soient simples et rapides, ils présentent plusieurs inconvénients :

1. Les phénomènes physiques ayant lieu dans la chambre et son voisinage ne sont pas pris en compte (hétérogénéité, turbulence, Backflow, acoustique)
2. Ces modèles sont calibrés à travers plusieurs paramètres (sauf le modèle de Cavina) et nécessitent donc des expériences spécifiques.

Cela limite l'utilisation de ces modèles au contrôle du moteur.

1.3.4 Modélisation du balayage

▪ Description

Le balayage est le processus qui consiste à remplir le cylindre par les gaz frais et à le vider simultanément des gaz brûlés (Figure 24). Idéalement la charge fraîche déplace les gaz brûlés, mais en pratique le plus souvent un mélange a lieu. Le Swirl est un important facteur influençant la combustion, mais également le mélange des gaz admis avec les gaz du cylindre. Durant la période de balayage, l'air frais dans la conduite d'admission traverse les soupapes et pousse les produits de combustion vers l'échappement. Ce processus est contrôlé par le gradient de pression à travers le cylindre qui régit les écoulements entrant et sortant simultanément [52].

Les performances, la consommation de carburant et le niveau d'émissions polluantes d'un moteur à combustion interne dépendent fortement des propriétés thermodynamiques du mélange enfermé dans le cylindre et de son mouvement au début de la compression. Les deux modèles les plus simples de balayage définissent les seuils inférieurs et supérieurs de la performance du balayage dans un moteur : Mélange parfait et déplacement parfait. Le modèle de mélange parfait consiste à considérer la chambre de combustion comme un volume homogène où les espèces sont parfaitement distribuées dans l'espace de la chambre. Tandis que le modèle de déplacement parfait consiste à diviser la chambre en deux zones : une zone de gaz frais admis et une zone de gaz brûlés.

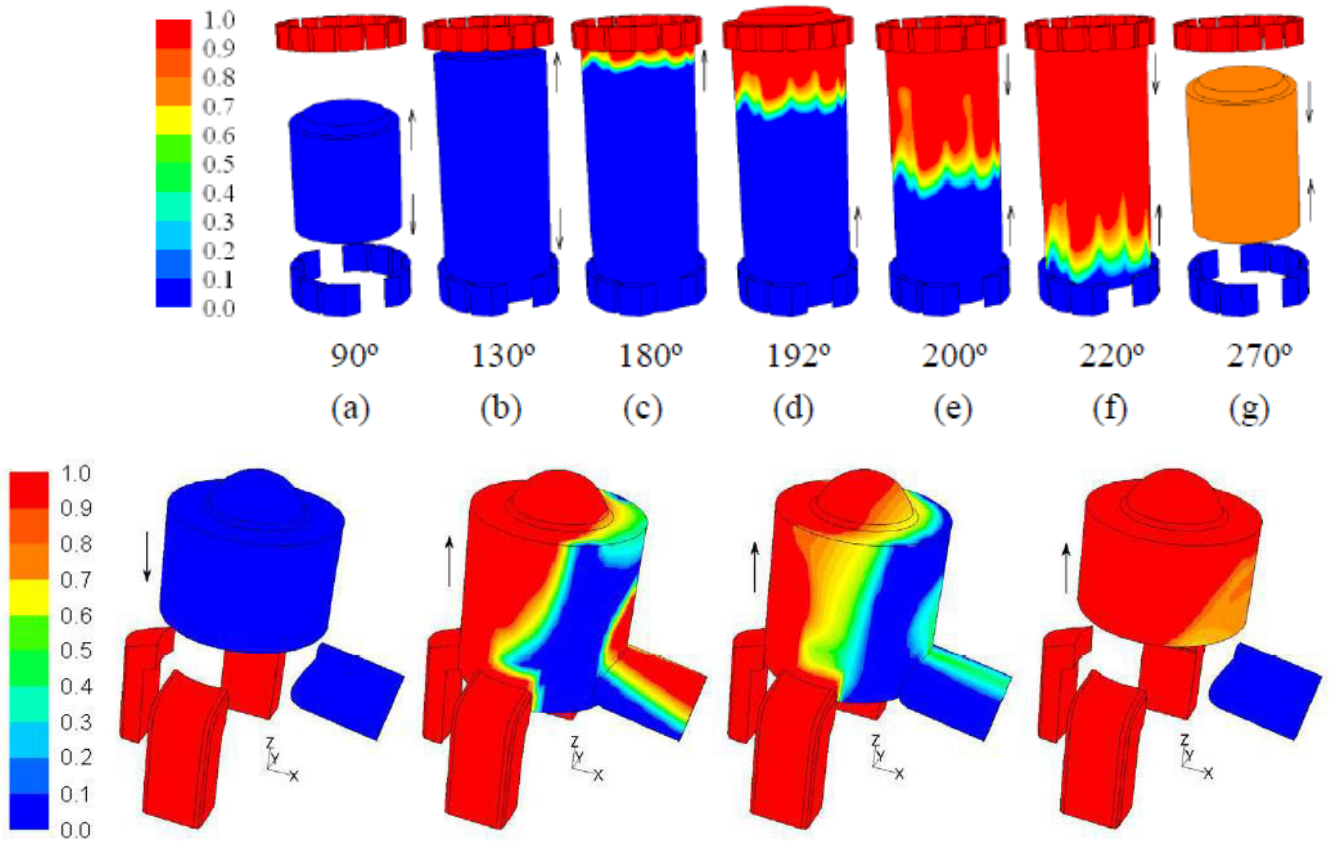


Figure 24 : Simulation CFD tridimensionnelle du balayage dans un moteur à deux temps (en bleu les gaz frais et en rouge les gaz brûlés) [53], [54]

▪ Utilisation

Dans les moteurs classiques à allumage commandé, le balayage n'a pas de grands avantages du fait qu'une partie du carburant injecté peut être envoyé à l'échappement. Cependant, avec l'émergence des moteurs GDI suralimentés, les constructeurs ont introduit le balayage dans leurs fonctionnements en adaptant des VVT [55], [56], [57], [58], [59], [60]. Les soupapes sont ouvertes simultanément surtout aux bas régimes pour créer une différence de pression suffisante entre l'admission et l'échappement afin de purger les gaz résiduels du cylindre d'une manière efficace. Cela a plusieurs effets positifs sur les performances du moteur (à bas régimes) :

- Une plus grande quantité de gaz traverse les soupapes d'échappement, cela améliore l'efficacité du turbocompresseur
- La pression de suralimentation est donc plus élevée et le temps de réponse du turbocompresseur est réduit
- La consommation de carburant et les émissions polluantes sont réduites

▪ Modèles

Les deux modèles de base de balayage ont été conçues par Hopkinson [61], [62] en 1914. La théorie du balayage présentait le cas simple d'un cylindre à volume constant avec une évolution adiabatique isobare de la charge fraiche. En réalité, la situation réelle est très différente de cette représentation. Cependant, il est intéressant de décrire le comportement idéalisé d'un système et de le comparer ensuite avec la réalité.

L'air admis entre soit dans une zone de déplacement formée seulement de gaz frais, soit dans une zone de mélange ou il sera mélangé avec les gaz brûlés issus du cycle précédent, soit il sera renvoyé à travers les soupapes d'échappement par un court-circuit.

Les deux modèles de balayage parfaits sont très simples mais irréalistes. Les modèles plus complexes divisent le cylindre en deux ou plusieurs zones, et permettent un court-circuit admission/échappement. Ces modèles exigent au moins deux constantes empiriques. Les codes de calculs 0D simulant des moteurs à quatre temps utilisent la plupart du temps le modèle à zone unique de mélange parfait, tandis que les autres modèles de balayage sont utilisés pour simuler des moteurs à deux temps [63], [64].

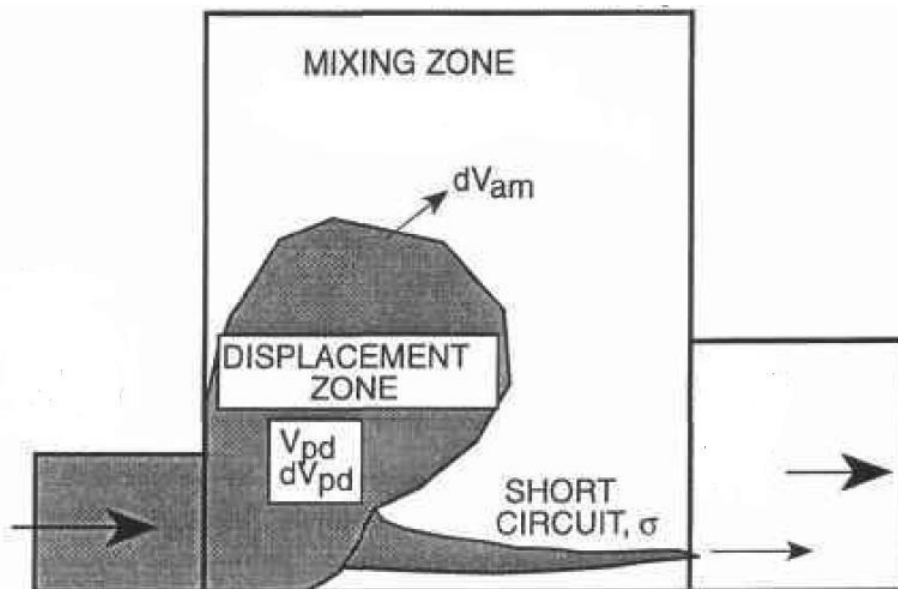


Figure 25 : Représentation physique d'un modèle de balayage isotherme [65]

Modèle de Déplacement Parfait

Dans le modèle de déplacement parfait [61], toute la charge fraiche admise est retenue et déplace parfaitement les gaz brûlés vers la conduite d'échappement, cette charge entre

entièrement dans la zone de déplacement. Selon les hypothèses de ce modèle, il n'y a ni court-circuit (passage direct de gaz frais à l'échappement) ni mélange (entre les gaz frais et les gaz brûlés). Les gaz brûlés purs quittent la chambre par les soupapes d'échappement ; trois cas se présentent alors :

- La zone de gaz brûlés se vide exactement à l'EVC
- La zone de gaz brûlés se vide avant l'EVC, dans ce cas des gaz frais sont ensuite échappés
- La zone de gaz brûlés ne se vide pas entièrement avant l'EVC, une fraction de gaz résiduels reste alors dans le cylindre et se mélangera avec les gaz frais par la suite.

Modèle de Mélange Parfait

Il est supposé dans ce modèle que la charge fraîche admise dans le cylindre se mélange instantanément avec son contenu pour former un mélange homogène (Figure 26). Donc dans un intervalle de temps dt , un élément de gaz frais dm entre dans le cylindre et un autre élément de masse du mélange présent dans le cylindre le quitte. Les gaz d'échappement sont donc un mélange de gaz brûlés et de gaz frais.

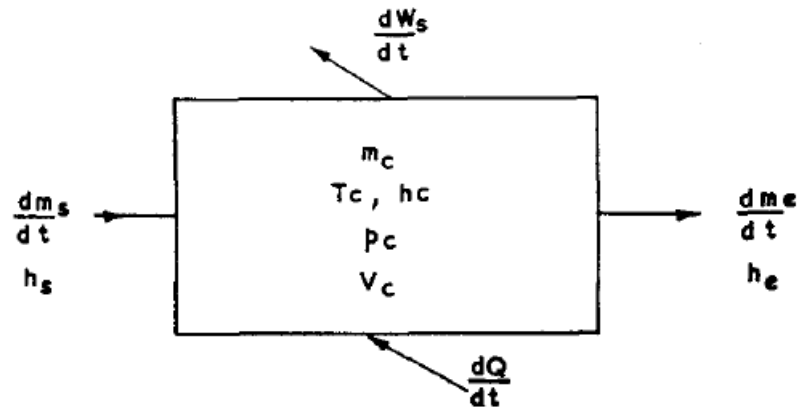


Figure 26 : Modèle de Mélange Parfait à zone unique [66]

Premier Modèle de Benson : Modèle Hybride [66]

Le modèle de Benson suppose que le processus de balayage est à la fois un mélange et un déplacement. Le cylindre est divisé en deux zones : une zone de mélange (a) gaz frais / gaz brûlés et une zone de déplacement (b) de gaz brûlés (Figure 27). Les gaz d'échappement sortent uniquement de la zone (b) et les gaz admis sont mélangés dans la zone (a), aucun transfert de masse n'est permis entre les zones.

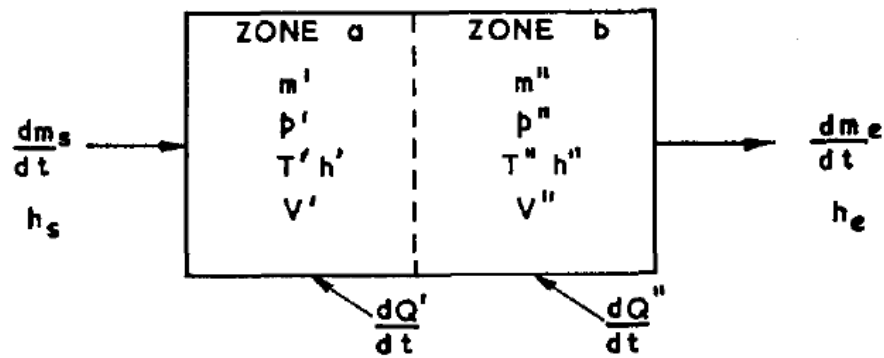


Figure 27 : Modèle Hybride proposé par Benson et al. [66]

Le ratio du volume initial de la zone (b) sur le volume total est le facteur de déplacement. Ce facteur dépend de la qualité du balayage et de la géométrie de la chambre de combustion, il est nul si le balayage est un mélange et 1 si le balayage est un déplacement. Ce modèle nécessite une phase unique de vidange de la zone (b) et de remplissage simultané de la zone (a).

Deuxième modèle de Benson : Modèle de trois zones [67]

Benson a développé le modèle précédent pour qu'il inclut un court-circuit de gaz frais vers l'échappement. Le processus de balayage est formé de trois phases : une phase de déplacement, une phase de court-circuit et une phase de mélange (Figure 28 et Figure 29). Le cylindre est donc divisé en trois zones : une zone de gaz frais admis, une zone de gaz brûlés et une zone de mélange. Dans la première phase le jet d'air admis entre dans le cylindre et déplace les contenus de la chambre (phase de déplacement), les gaz d'échappement ne contiennent pas de gaz frais. Durant la deuxième phase une partie des gaz admis est renvoyée par un court-circuit à travers les soupapes d'échappement (phase de court-circuit). Puis, dans un troisième temps, un mélange d'air et de gaz brûlés quitte le cylindre (phase de mélange) le transfert de masse est permis entre les zones. Deux suppositions sont faites par l'auteur : le volume de la zone de gaz brûlés diminue linéairement avec le temps, et le ratio de la quantité d'air entraînée dans la zone de mélange sur la quantité totale d'air admis est constant.

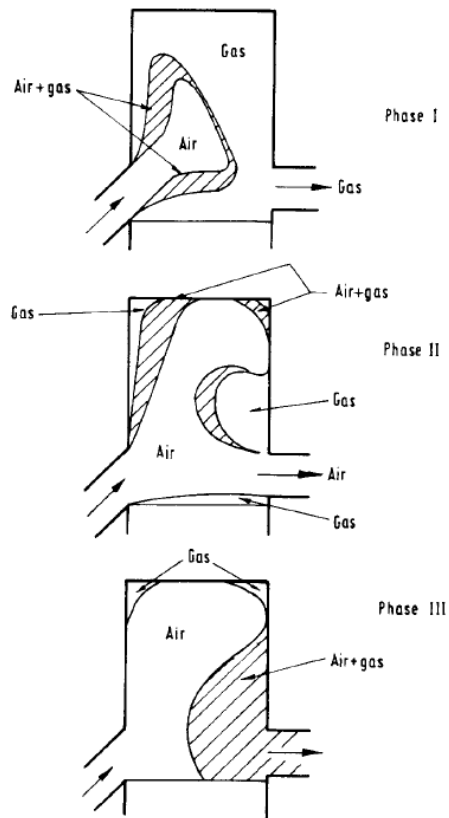


Figure 28 : Modèle de trois zones proposé par Benson [67]

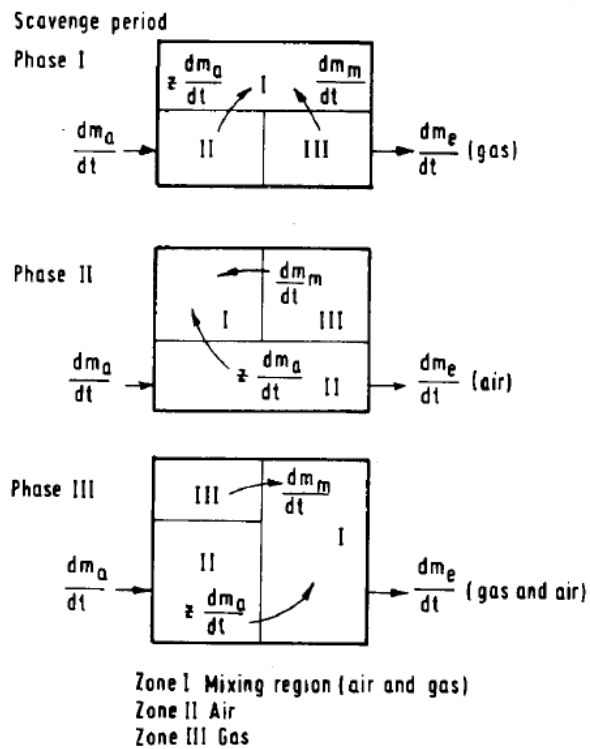


Figure 29 : Les trois phases du modèle de Benson [67]

Les deux modèles de Benson restent des modèles théoriques qui n'ont pas été validés par des données expérimentales ou numériques.

Le Modèle 'Courbe en S' par Sher [68] [65]

Sher [68] a développé un modèle de balayage semi-empirique pour simuler le processus de balayage dans un moteur à deux temps. Il a observé à partir d'une visualisation que le balayage est constitué par une combinaison complexe de trois phases. Ce modèle est basé sur l'hypothèse que l'évolution de la fraction massique de gaz frais β traversant les soupapes d'échappement suit une loi sigmoïde en fonction du temps :

$$\beta = 1 - \exp[-\sigma c \omega^b] \quad (\text{Équation 15})$$

Où c et b sont des paramètres qui déterminent la forme de la courbe, σ et ω sont exprimés par :

$$\sigma = \frac{M_{SA}}{M_A} * \eta_{vol} \quad (\text{Équation 16})$$

$$\omega = \frac{\theta - IVO}{EVC - IVO} \quad (\text{Équation 17})$$

Où M_{SA} et M_A sont respectivement la masse d'air traversant les soupapes d'admission et la masse d'air enfermée dans le cylindre. θ et η_{vol} représentent l'angle vilebrequin et le rendement volumétrique du moteur respectivement.

Le modèle suppose une combinaison d'un déplacement parfait et d'une perte de la charge admise. Le caractère du balayage est déterminé par les facteurs b et c : un déplacement parfait est représenté par $c = 0$, un mélange parfait homogène est représenté par $c = 1$ et $b = 0$, et un court-circuit pur est représenté par des valeurs très élevées de c (Figure 30).

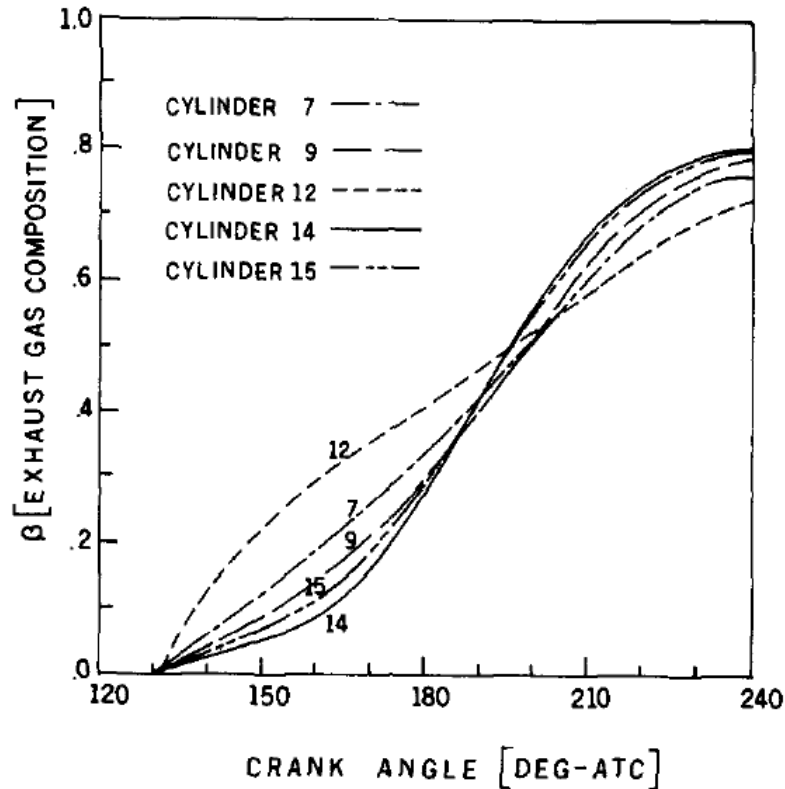


Figure 30 : Concentration de gaz frais à calculée à l'échappement d'un moteur deux temps par Sweeny et al. [69]

Ce modèle nécessite une calibration des paramètres de la courbe par la mesure de la fraction massique de gaz brûlés à l'échappement. L'application du modèle consistera alors à imposer la fraction massique de gaz brûlés sortant à travers des soupapes d'échappement à chaque instant du cycle pour calculer les différentes variables d'état de la chambre. Ce modèle n'a pas été comparé ou validé dans la littérature.

Tous les modèles de balayage présentés dans la littérature (à l'exception du modèle de Mélange Parfait) sont des modèles utilisés pour la simulation des moteurs à 2 temps où le balayage est souvent intense et nécessite l'estimation de son déroulement pour calculer les performances du moteur. Seul le modèle de Mélange Parfait semble actuellement utilisé pour la simulation des moteurs à 4 temps au moins dans les logiciels commerciaux.

1.4 Caractérisation Expérimentale de la Fraction de Gaz Résiduels et de la charge enfermée

1.4.1 Analyse des concentrations

▪ Principes de mesure

Les techniques de mesure de la fraction de gaz résiduels sont définies par une combinaison de l'espèce mesurée et de la technique de prélèvement. Les critères de sélection de l'espèce sont le degré d'homogénéisation, la concentration relative, la technique de mesure et l'état physique (liquide/gaz). Pour qu'une espèce soit utilisée pour la mesure de la fraction de gaz résiduels, il faut qu'elle soit formée ou détruite lors de la combustion. Il est possible d'utiliser le CO, CO₂, NO, H₂O, O₂ ou HC comme espèce traceur de la fraction de gaz résiduels RGF. Les espèces traceuses de gaz résiduels les plus utilisés sont CO₂, NO et HC. En utilisant le CO₂ [26], [70], [71], [72], [73], [23], [74], [75], [76] ou le NO [77] la RGF est calculée à partir de la dilution survenue quand les gaz de l'échappement sont mélangés avec les gaz de l'admission durant l'admission et la compression.

$$X_{RGF} = \frac{X_{CO_2, cyl}}{X_{CO_2, e}} = \frac{X_{NO, cyl}}{X_{NO, e}} \quad (\text{Équation 18})$$

Alors qu'en mesurant les HC [78], [29], [79], la RGF est obtenue en comparant la concentration avant l'allumage à celle d'un cycle purgé de gaz brûlés.

$$X_{RGF} = 1 - \frac{X_{HC, cyl}}{X_{HC, mél}} \quad (\text{Équation 19})$$

▪ Mesures cylindre

Plusieurs auteurs ont prélevé des gaz du cylindre afin de caractériser le cycle moteur ([71], [75], [80], [77], [78], [81], [79], [72], [70], [82], [26], [73]). Le prélèvement a lieu surtout durant la phase de compression afin de mesurer la concentration des gaz brûlés avant la combustion et aboutir donc à la fraction de gaz résiduels. Ce prélèvement doit être combiné avec une analyse des gaz à l'échappement. La distribution spatiale des espèces durant la compression est un facteur important dans l'estimation des gaz résiduels : un mélange bien homogène permet à partir d'un prélèvement en un seul point de la chambre de combustion de prédire avec précision la concentration moyenne en gaz résiduels alors qu'un mélange fortement

hétérogène provoque une variabilité spatiale dans les mesures des concentrations prises avec des différents endroits de la chambre.

La mesure de la concentration des HC dans la chambre présente deux inconvénients principaux qui limitent leur utilisation comme traceur de gaz résiduels: leur grandes variabilités spatiales dans la chambre et la condensation aux parois [79]. Les variabilités spatiales du CO₂ sont beaucoup moins intenses [83] durant la compression et justifie la vaste utilisation dans la littérature dans la mesure des gaz résiduels.

Le prélèvement des gaz de précombustion du cylindre est effectué soit par une électrovanne rapide soit par des systèmes de prélèvements combinés à des analyseurs rapides continus. Les gaz prélevés du cylindres par des électrovannes rapides sont analysés soit par une chromatographie de gaz [82], [72], soit par un analyseur standard de gaz [75], [80], [84], [70], [26], soit par un analyseur à temps de réponse rapide [85]. Les prélèvements par électrovannes rapides ont des débits massiques faibles ce qui complexifie l'utilisation des analyseurs standards et rend l'estimation des concentrations des gaz enfermés difficile à réaliser dans les bancs d'essais. Les systèmes de prélèvements et d'analyse rapides extraient les gaz soit directement du cylindre [81], [29], [79], [77] soit par une électrovanne rapide [85] et offrent des mesures à résolution cyclique.

Il est important de noter que les grandes fluctuations de pressions ainsi que les temps de réponses des différents analyseurs induisent des incertitudes de mesures. Ces types de systèmes nécessitent des réglages et calibrations afin d'estimer précisément les concentrations des gaz enfermés du cylindre.

- ***Mesures ligne échappement***

Il est possible de mesurer la fraction de gaz résiduels à partir de la teneur en gaz brûlés dans les gaz d'échappement uniquement, contrairement aux méthodes précédentes qui se basent essentiellement sur un prélèvement du cylindre et un prélèvement des gaz de l'échappement. Cette méthode est avantageuse et simple parce que les fluctuations de pressions sont moins importantes à l'échappement qu'à l'intérieur du cylindre. Ford et al. [77] ont utilisé cette méthode en installant un capteur de NO à temps de réponse rapide en aval des soupapes d'échappement. Leur étude consiste à purger les gaz résiduels du cylindre d'un cycle sans allumage. Un allumage raté est suffisant pour avoir accès aux gaz qui étaient enfermés dans le cylindre à l'échappement. Cependant, cette méthode est limitée par un inconvénient principal qui est la possibilité d'un écoulement inversé (Backflow) après l'ouverture des soupapes d'échappement à cause de la faible pression dans le cylindre du fait de l'absence de combustion

durant le cycle. Ce Backflow sera mélangé avec les gaz enfermés (gaz frais + gaz résiduels initiaux) ce qui augmente la quantité totale de gaz résiduels (surestimation).

Giansetti et al. [86] ont utilisé un analyseur rapide FID en aval des soupapes d'échappement pour mesurer les gaz résiduels. Leur calcul des gaz résiduels nécessite des coupures d'allumage du moteur tout en injectant du carburant. La méthode consiste à comparer la concentration du premier cycle raté à celles des différents cycles ratés plus tard. Après plusieurs cycles, les gaz résiduels sont supposés purgés du cylindre et la concentration d'HC se stabilise. Cette méthode subit la même limitation que la méthode précédente qui est le Backflow existant à l'ouverture des soupapes d'échappement.

▪ *Evaluation et comparaison des méthodes*

Prucka et al. [87] ont évalué trois méthodes de mesure de gaz résiduels sur un moteur à allumage commandé équipé de VVT en admission et en échappement ainsi qu'un système de Tumble variable (Charge Motion Control Valve). La première méthode consiste à analyser la concentration rapide du CO_2 enfermé dans le cylindre en effectuant un prélèvement continu par une canne fine installée dans la chambre. Ils ont trouvé que la mesure de gaz résiduels par cette méthode est précise aux faibles régimes mais présente des variabilités cycliques importantes aux régimes élevés ($N > 1500 \text{ RPM}$). Ces fluctuations sont causées par le temps de réponse de l'analyseur. A ces points de fonctionnement, il est nécessaire donc de couper l'allumage pour que l'analyseur ait un temps suffisant pour analyser les gaz de précombustion, permettant ainsi une bonne précision cycle à cycle (Figure 31).

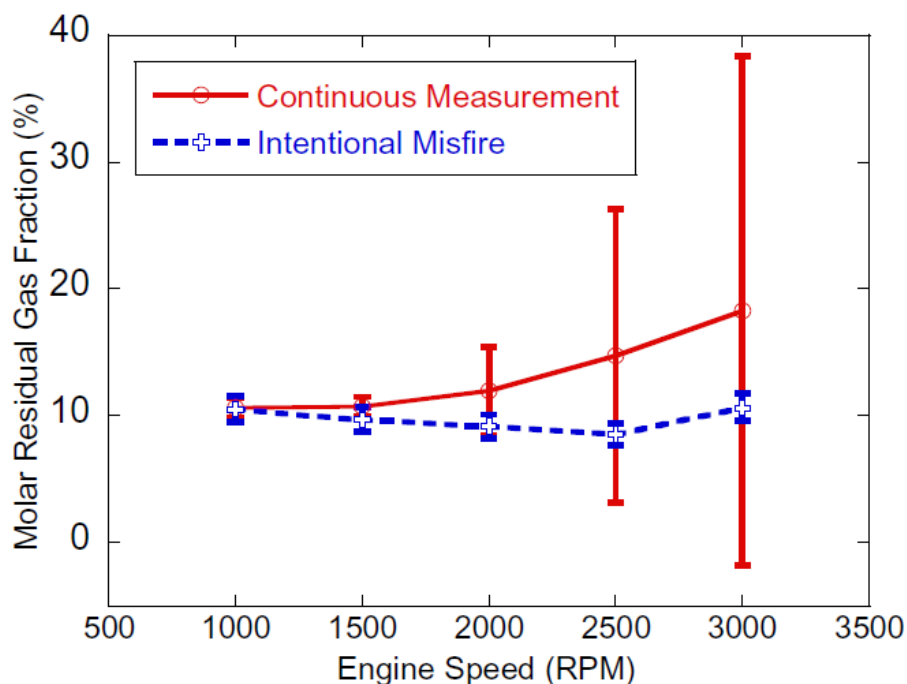


Figure 31 Fraction de gaz résiduels mesurée par un système d'analyse rapide en mesure continue et mesure durant un cycle à allumage raté [87].

La deuxième méthode consiste à prélever des gaz de la chambre de combustion (comme la méthode précédente) pour mesurer la concentration rapide d'HC par un analyseur FID. A cause des grandes variabilités cycliques, les mesures sont effectuées durant un cycle sans allumage. Les variabilités cycliques restent importantes par l'analyse d'HC par rapport à la première méthode même si un allumage raté est réalisé (Figure 32). Cela reste vrai quel que soit le fonctionnement du moteur parce que la concentration d'HC dépend du rapport air / carburant (AFR) ainsi que de la fraction de résiduels.

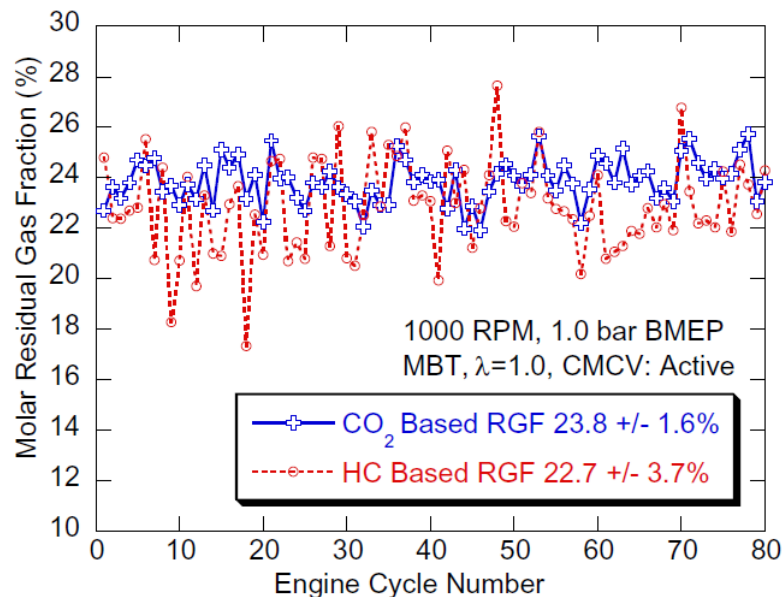


Figure 32 Mesure de la fraction de gaz résiduels par analyse rapide des concentrations de CO₂ et d'HC dans le cylindre, allumage coupé [87].

La troisième méthode évaluée est la mesure de la concentration rapide de CO₂ en aval des soupapes d'échappement. Cette méthode exige un analyseur rapide ainsi qu'un cycle sans allumage permettant la mesure de la concentration des gaz de précombustion. Prucka et al. [87] ont montré que cette méthode n'est pas précise à cause du Backflow surtout à faibles pressions d'admission. Ils ont conclu aussi que les mesures par concentration d'HC (2^{ème} méthode) ne sont précises qu'avec l'application d'un fort Tumble (CMCV) qui rend la distribution spatiale du HC plus homogène dans la chambre.

1.4.2 Autres méthodes :

Il est possible d'estimer le contenu de la chambre de combustion par des méthodes expérimentales indirectes. Leur but est d'obtenir une estimation rapide (en ligne) de la masse enfermée et / ou de la concentration de gaz résiduels pour des raisons de contrôle du moteur. En général, il est possible d'estimer le taux de gaz résiduels à partir de la masse totale enfermée. Cela nécessite la connaissance des conditions thermodynamiques du mélange enfermé à l'IVC (pression, température, masse du carburant injecté ...). Cependant, l'échange gazeux ayant lieu durant le croisement de soupapes (s'il est positif) rend l'estimation de la fraction de gaz résiduels et même de la masse d'air enfermée difficile, surtout si des phénomènes complexes ont lieu à ce stade du cycle (Backflow, balayage ...). Cela a incité plusieurs auteurs à développer des méthodes expérimentales pour l'estimation de la charge enfermée (masse et composition) soit à partir de mesures de pression rapides dans le cylindre [88], [89] ou par des combinaisons de mesures rapides de pression et de température au voisinage et à l'intérieur du cylindre [90], [91], [92], [93], [94] soit itérativement [95], [96], [97], [98], [99]. Nous citons les principales méthodes d'estimation :

- **Algorithmes itératifs**

L'estimation de la charge enfermée par des algorithmes itératifs est effectuée par de nombreux auteurs dans la littérature. L'élément essentiel dans ces estimations est la mesure de la pression cylindre. Des températures et/ou pressions mesurées en admission et échappement sont aussi utilisées comme conditions initiales de gaz frais et de gaz brûlés respectivement.

Mladek et al. [96] ont utilisé la température au CA50 (angle où 50% du carburant a brûlé) en partant de la pression instantanée pour ensuite estimer la masse totale et les gaz résiduels par un bilan d'énergie. Larimore et al. [97] ont proposé un algorithme itératif qui calcule la fraction de gaz résiduels en mesurant seulement la pression cylindre. La méthode consiste à exprimer la température et la masse du mélange à la fermeture des soupapes d'échappement par l'application du principe de conservation d'énergie et de la loi des gaz parfaits, puis à résoudre les équations par itérations numériques. Cette méthode est valable seulement pour les moteurs à croisement négatif de soupapes. Giansetti [98] a proposé une méthode destinée à estimer la masse de gaz dans le cylindre qui consiste à estimer la pression dans le cylindre et à la comparer à la pression mesurée de manière itérative. La méthode estime la pression par itération jusqu'à ce que la pression estimée soit représentative de la pression mesurée. Ponti et al. [99] proposent une estimation de la masse de gaz résiduels pour un moteur turbo à VVT. L'élément essentiel dans cette estimation est le bilan d'énergie à l'IVC. En utilisant ce bilan, la masse de gaz résiduels peut être calculée.

L'avantage principal des algorithmes itératifs est l'estimation rapide du contenu de la chambre en partant uniquement de mesures classiques de pression et de température, mais ils peuvent présenter des complications quand les itérations ne convergent pas. Ils sont généralement comparés aux modèles 0D ou 1D (voir Figure 33) et peuvent être utilisés pour des applications en ligne où hors ligne. Leur validité dépend en grande partie des hypothèses et des simplifications supposées.

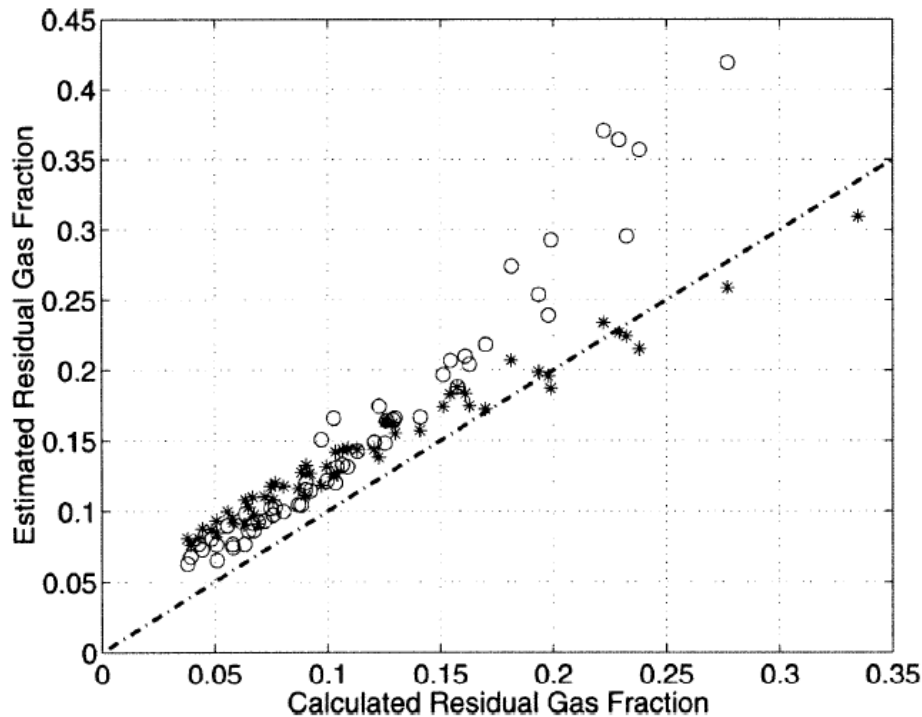


Figure 33 Fraction de gaz résiduels calculée par l'algorithme de Mladek [96] en fonction de celle calculée par simulation 0D ('*': résultats de l'itération, 'o': première estimation)

▪ La Méthode 'Delta-P' [100], [101], [102]

Cette méthode introduite par Worm [102] estime la masse enfermée à partir de la mesure de la pression du cylindre dans la phase de compression. Deux points de mesures A et B sont nécessaires, la masse enfermée est déterminée par la loi de gaz parfait selon l'équation suivante :

$$m_{tot} = \frac{\Delta PV_A}{RT_A} \left(\left(\frac{V_B}{V_A} \right)^k - 1 \right)^{-1} \quad (\text{Équation 20})$$

La principale difficulté rencontrée est la grande variabilité de la masse totale calculée pour des taux de résiduels élevés ($X_{res} > 15\%$). Cela limite l'utilisation de cette méthode surtout dans les moteurs équipés d'EGR ou ceux qui fonctionnent souvent avec un taux élevés de gaz résiduels [100]. Cette méthode présente des grandes différences d'estimation par rapport à un modèle rapide à faibles régimes parce que le coefficient polytropique de compression n'est pas le même à différents régimes [102].

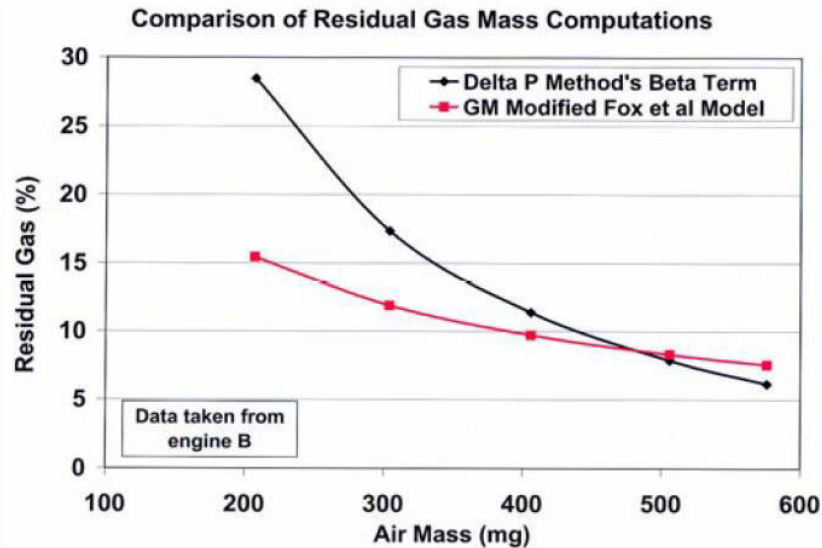


Figure 34 Fraction de gaz résiduels calculée par la méthode Delta P et par le modèle de Fox en fonction de la masse d'air enfermée [102].

▪ Résonance de la pression cylindre

Guardiola et al. [103], [104] ont proposé une méthodologie pour déterminer la masse enfermée dans le cylindre. Elle est basée sur la résonance de la pression dans le cylindre. La relation entre la fréquence de résonance $f_{i,j}$ et la célérité du son est exploitée pour estimer la masse enfermée :

$$f_{i,j} = \frac{aB_{i,j}}{\pi D} \quad (\text{Équation 21})$$

Où D et $B_{i,j}$ représentent le diamètre du cylindre et la constante de Bessel respectivement. La détermination de la masse enfermée peut être faite par les équations suivantes :

$$\begin{cases} a = \frac{\pi D f_{i,j}}{B_{i,j}} \\ a^2 = \gamma RT \\ PV = mRT \end{cases} \quad (\text{Équation 22})$$

La composition peut être déduite en utilisant les modèles MFB de Rassweiler et Withrow [105] qui supposent une combustion complète et en utilisant des variables connues, telles que la masse de carburant injectée, la masse d'air admise. Cette méthode est précise seulement pour les moteur Diesel où des fluctuations importantes de pression cylindre ont lieu. Elle présente des résultats cohérents en comparant ses résultats aux mesures expérimentales de masse d'air enfermée (Figure 35).

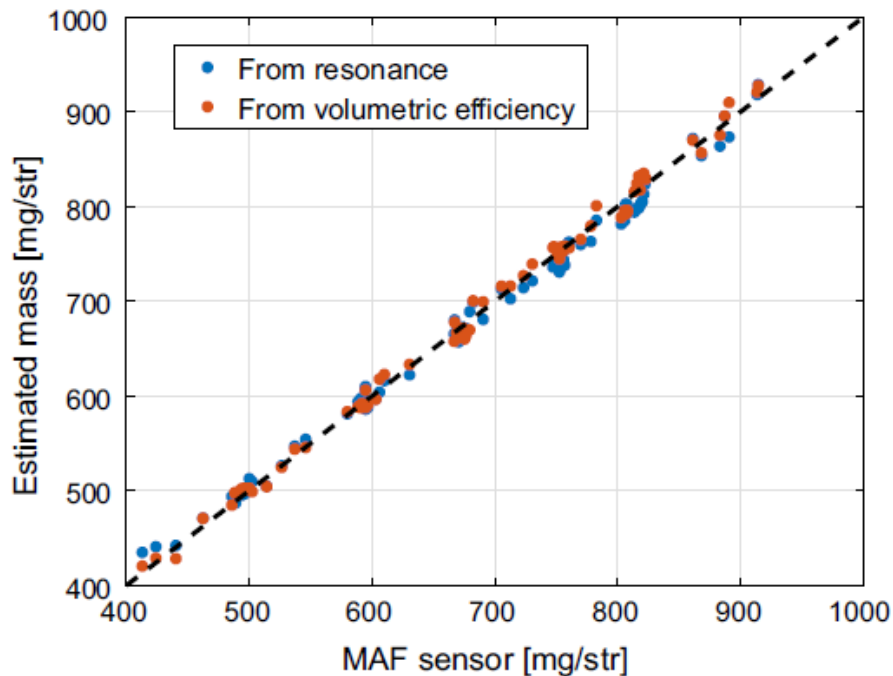


Figure 35 Masse d'air enfermée calculée par la méthode de résonance comparée à celle mesurée par un débitmètre d'air

1.5 Mouvements Internes et Homogénéité

Quel que soit le procédé de combustion utilisé, les mouvements aérodynamiques et la turbulence interne agissent de façon directe sur le contenu du cylindre en masse et composition durant la phase d'admission. Le niveau de turbulence intensifie les échanges de masse, chaleur et quantité de mouvement.

Dans une configuration simple de chambre de combustion où aucun dispositif particulier dans le piston ne permet la présence d'un écoulement structuré, l'énergie cinétique introduite par les forces de vitesses présentes dans le jet de soupapes durant la phase d'admission crée des structures tourbillonnaires dans les couches de mélange. Cette énergie passe au cours du temps vers des structures de plus en plus petites et se dissipe à la fin de la phase de compression [106]. Afin de stocker une partie de cette énergie, il est nécessaire d'augmenter la turbulence à l'admission en structurant l'écoulement de l'air en un mouvement de grande échelle et puis détruire cette structure en fin de compression pour augmenter le niveau de turbulence. Ceci peut être effectué principalement en faisant soit du Swirl soit du Tumble (Figure 36) :

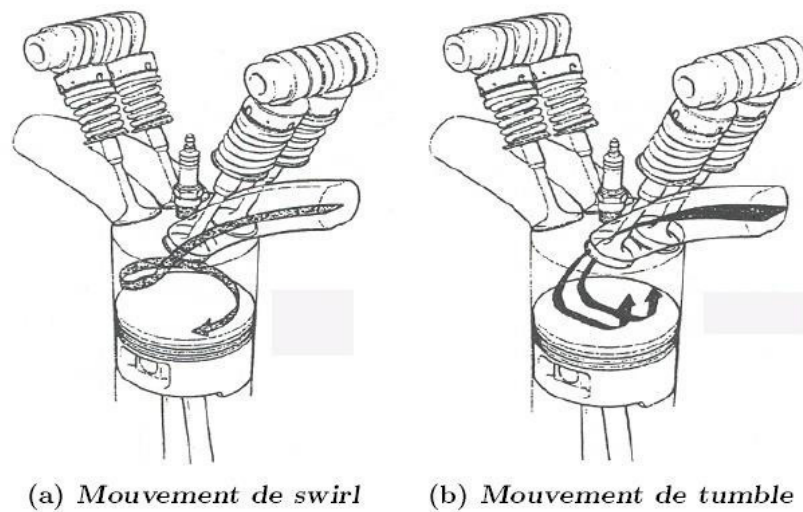


Figure 36 : Mouvement de Swirl (a) et de Tumble (b) [106]

1.5.1 Swirl

Dans des configurations Diesel, un mouvement de rotation autour de l'axe de la chambre de combustion, appelé Swirl, est donné à la charge gazeuse. Ce mouvement est généré par l'utilisation de conduits dits "hélicoïdaux" qui donnent à l'air un moment de rotation dans le conduit d'admission, ou par l'utilisation de conduits "tangentiels" utilisant l'interaction entre le fluide et la paroi de la chambre de combustion pour imprimer son mouvement au fluide (Figure 37). Ce type de structure est également utilisé sur les moteurs à allumage commandé à injection directe pour obtenir une stratification de la charge. Le Swirl se conserve durant la phase de compression, car son mouvement suit la forme cylindrique de la chambre de combustion et favorise la stabilité de l'écoulement. Il est néanmoins lui-même source de fluctuations cycliques. En fin de compression, la réduction de la distance entre le piston et la culasse transfère la masse gazeuse vers un "bol" creusé dans le piston. Ce mouvement, appelé "Squish", introduit un fort niveau de turbulence dans le cylindre, et amplifie le Swirl par conservation du

moment cinétique. Le taux de Swirl est défini par le taux de la vitesse tangentielle sur la vitesse axiale [107]:

$$\text{Swirl Ratio} = \frac{C_u(\text{Vitesse Tangentielle})}{C_a(\text{Vitesse Axiale})}$$

Dans le cas de procédés à injection directe Diesel, le mouvement de Swirl permet d'éviter le recouvrement des jets de carburants, évitant ainsi que du carburant soit introduit dans des zones pauvres en oxygène de la chambre de combustion. [108]

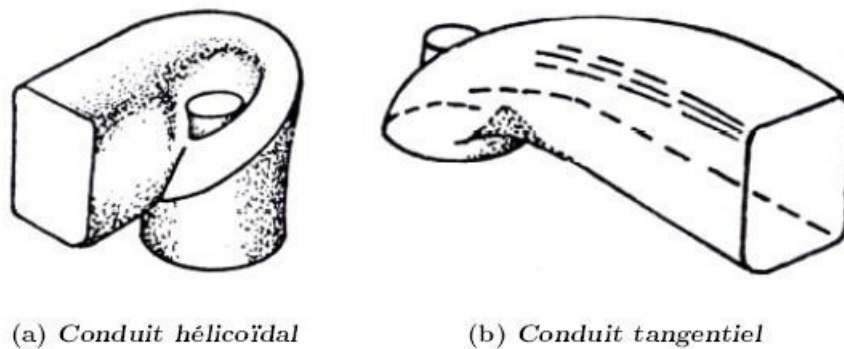


Figure 37 : Principaux types de conduits générant un mouvement de Swirl [109]

1.5.2 Tumble

Les mouvements de Tumble concernent principalement les configurations à allumage commandé. Ce mouvement est peu pénalisant en termes de remplissage et s'obtient en dirigeant les jets principaux vers la paroi. Le jet descend alors vers le piston puis remonte créant ainsi une rotation d'axe perpendiculaire à l'axe de la chambre de combustion. Les parois guidant le mouvement du fluide ne sont pas ici circulaires, mais présentent des angles qui rendent ce mouvement moins stable que le Swirl. Cette structure est intéressante lors de l'utilisation de stratégies à forte avance à l'allumage car elle permet de convecter la flamme naissante depuis l'espace inter-électrode vers le bas de la chambre, étirant ainsi la surface de flamme. En fin de compression, la remontée du piston permet la déstructuration du Tumble et augmente ainsi le niveau de turbulence au moment où démarre la combustion [110].

1.5.3 Jet de soupape

Les écoulements traversant les soupapes d'admission se caractérisent par des couches de cisaillement entre un fluide rapide et un fluide lent créant des structures tourbillonnaires affectant le jet. La structure du jet est annulaire et torique, les fortes vitesses sont réparties tout autour de la soupape [111], [112], [113]. Les écoulements sont répartis en deux grands types selon l'échelle : jet annulaire confiné (à l'échelle de la chambre) et jet plan impactant (impacte les parois latérales).

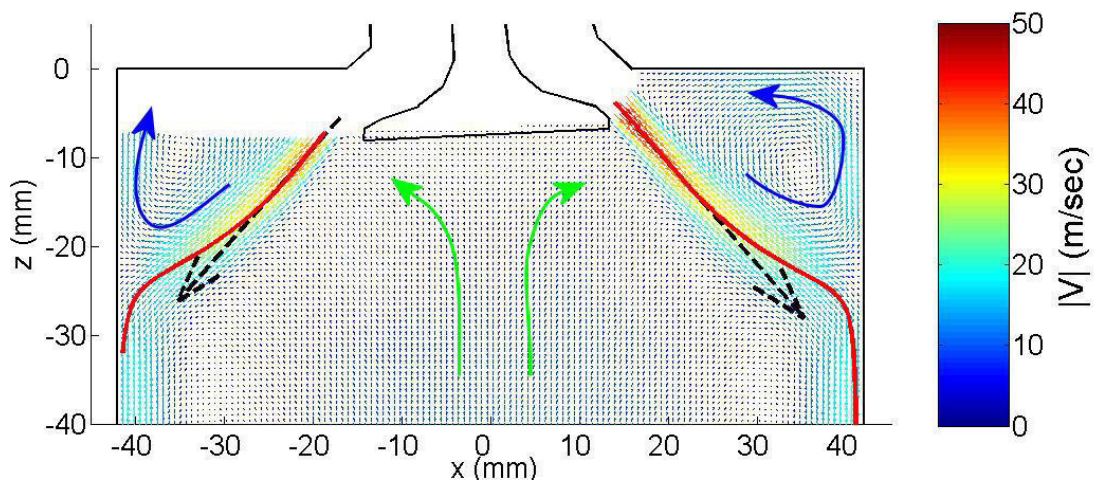


Figure 38 : Description de l'écoulement de l'air admis (mesures PIV) à l'ouverture des soupapes d'admission [4]

Laurant [4] a effectué une étude tridimensionnelle de l'écoulement par des mesures des plans verticaux et horizontaux, ses résultats montrent la présence d'une large zone de recirculation sous la soupape (Figure 38). Cette zone est le siège de fluctuations à basses fréquences dans le cas de jets annulaires et coniques. Le temps caractéristique de ces fluctuations est de l'ordre de 15ms et dépend fortement du régime moteur.

Ces phénomènes physiques décrits dans la littérature montrent la présence de mouvement aérodynamiques internes dans la chambre de combustion. Ces mouvements dépendent du type et du fonctionnement du moteur ainsi que des géométries de la chambre de combustion et de la conduite d'admission. Ils impactent la distribution spatiale et temporelle des gaz admis ainsi que les gaz résiduels et peuvent donc influencer l'hétérogénéité du contenu de la chambre de combustion en termes d'espèces et températures.

1.6 Conclusion

Cette partie a permis de décrire le fonctionnement du moteur et la formation des gaz résiduels et d'analyser leurs effets sur les performances du moteur. Selon la littérature, les gaz enfermés peuvent être évalués par deux approches :

- L'approche numérique : Plusieurs modélisations permettent de simuler le comportement du moteur, ces modèles peuvent être de type hautes fréquences, basses fréquences, empiriques, ...

- L'approche expérimentale : la caractérisation des gaz enfermés peut être réalisée en mesurant les concentrations de gaz prélevés de la chambre ou des gaz d'échappement. Il existe d'autres techniques d'estimation comme les algorithmes itératifs et les méthodes basées sur la pressions cylindre...

Le chapitre suivant décrira les moyens expérimentaux utilisés pendant ce travail, permettant de caractériser les gaz enfermés et l'échange gazeux à travers les soupapes.

2. Moyens Expérimentaux

Durant l'échange gazeux ayant lieu à travers les soupapes, plusieurs phénomènes complexes peuvent se dérouler dans la chambre et son voisinage (Backflow, court-circuit, ...) et dépendent du point de fonctionnement du moteur ainsi que sa géométrie. Ces phénomènes rendent complexe l'estimation du contenu de la chambre, particulièrement les gaz résiduels qui influencent les performances du moteur. L'objectif est de caractériser cette fraction et les phénomènes qui régissent les échanges gazeux. Il est primordial de mesurer les concentrations de gaz dans la chambre de combustion, dans la tubulure d'admission et la tubulure d'échappement. Ces mesures sont obtenues à partir des prélèvements à travers des électrovannes rapides installées au sein du moteur.

Pour effectuer ce travail, nous nous sommes appuyés sur des moyens expérimentaux installés au banc d'essai moteur de l'Ecole Centrale de Nantes. Ce chapitre est dédié à la description de ces moyens :

La première partie décrira le moteur utilisé dans l'étude.

Dans la deuxième partie, les procédures de prélèvement des gaz de la chambre de combustion, de la tubulure d'admission et celle d'échappement seront présentées. Une caractérisation des électrovannes est faite afin de réaliser un prélèvement de gaz durant un intervalle donné du cycle moteur. Ensuite, le système expérimental permettant de stocker et analyser les gaz prélevés ainsi que son mode de fonctionnement seront détaillés.

Dans la troisième partie, une campagne de tests permettant la caractérisation expérimentale de la fraction de gaz résiduels sera proposée. La campagne consiste en plusieurs tests : un test pour la détermination du volume minimal de prélèvement, deux tests pour l'évaluation des incertitudes (répétabilité du système de prélèvement et reproductibilité du moteur), un test de disparité spatio-temporelle des gaz résiduels durant la phase de compression et un test de validation par coupure d'allumage. Ces tests permettront de mesurer la fraction de gaz résiduels d'une manière précise à partir des prélèvements dans le cylindre.

2.1 Moteur

Le moteur utilisé est un moteur de type *Renault K4M* à allumage commandé à 4 cylindres atmosphérique muni d'une distribution variable avec un déphaseur d'arbre à came sur l'admission (Spécifications : Tableau 1). Le moteur est équipé d'un calculateur *Sybèle Challenger6* permettant de régler la richesse par modification du temps d'injection, l'avance à

l'allumage et la VVT admission. L'acquisition des mesures et la régulation des températures s'effectuent par un boîtier *NI-MAX*. Un codeur à 500 tops par tour (*BAUMER*) est utilisé pour assurer l'acquisition de données à raison de 1 tous les 0.72 degrés vilebrequin de résolution. Un rack de contrôle *HORIBA* relié au frein dynamique permet la gestion du régime et de la charge (couple ou ouverture de papillon) du moteur. La ligne d'échappement est liée à une baie d'analyse *HORIBA MEXA 7000* qui mesure les 5 gaz : CO₂, CO, NO_x, HC et O₂. La mesure de la richesse se fait via une sonde lambda large bande *LSU 4.9*.

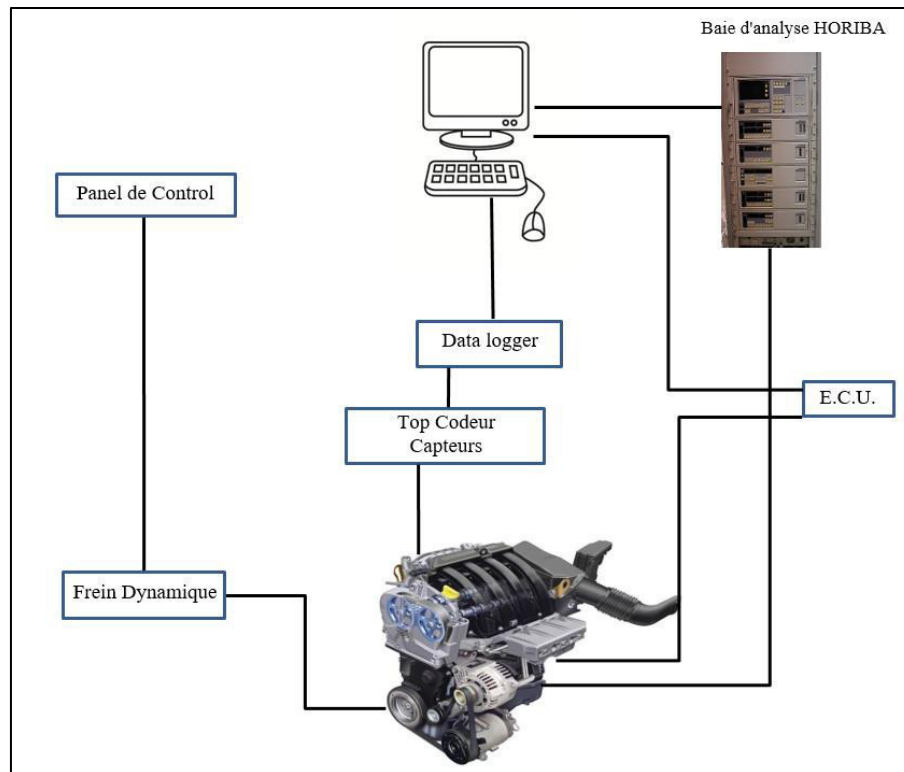


Figure 39 Dispositif du banc moteur utilisé pour l'étude expérimentale

Tableau 1 : Spécifications du moteur

Cylindrée	1598 cc
Puissance maximale	81 kw
Couple maximal	151 Nm
Course	80.5mm
Alésage	79.5 mm

Taux de compression	9.8
Soupapes	16
EVO	40° ABDC
EVC	35° ATDC
Intervalle IVO	50° BTDC à 6° BTDC
Intervalle IVC	14° ABDC à 58° ABDC

Les pressions rapides d'admission et d'échappement ainsi que la pression cylindre sont mesurées par des capteurs de pression *Kistler*. La pression d'admission est mesurée à 9 cm des soupapes d'admission et la pression d'échappement est mesurée à 8 cm des soupapes d'échappement. Des thermocouples du type K sont installés tout au long de la tubulure d'admission et d'échappement. La richesse $\phi = (F/A) / (F/A)_{sto}$ est fixée à 1 durant les essais moteur par l'ajustement du temps d'injection de carburant en se basant sur les mesures de la sonde lambda.

La VVT utilisée pour les soupapes d'admission permet un croisement théorique minimal de 41° pour une VVT de référence égale à 0. L'ouverture maximale de 44° de VVT correspond à une avance de l'IVO de 44° et donc un croisement maximal théorique de 85°.

Les spécifications des capteurs et des analyseurs de gaz sont détaillés dans l'[Annexe II](#)

2.1.1 Mesure des lois de levée des soupapes

Le calage de la distribution étant un point très important pour la définition et la réalisation des essais de ce projet, les lois de levée des soupapes ont été vérifiées. Le moteur a donc été déculassé et une jauge de profondeur a été montée. Son axe est parallèle à l'axe de la soupape étudiée afin de mesurer le déplacement de cette dernière. Enfin, un disque gradué en degré a été monté en bout d'arbre à cames afin de pouvoir mesurer les angles (Figure 40).

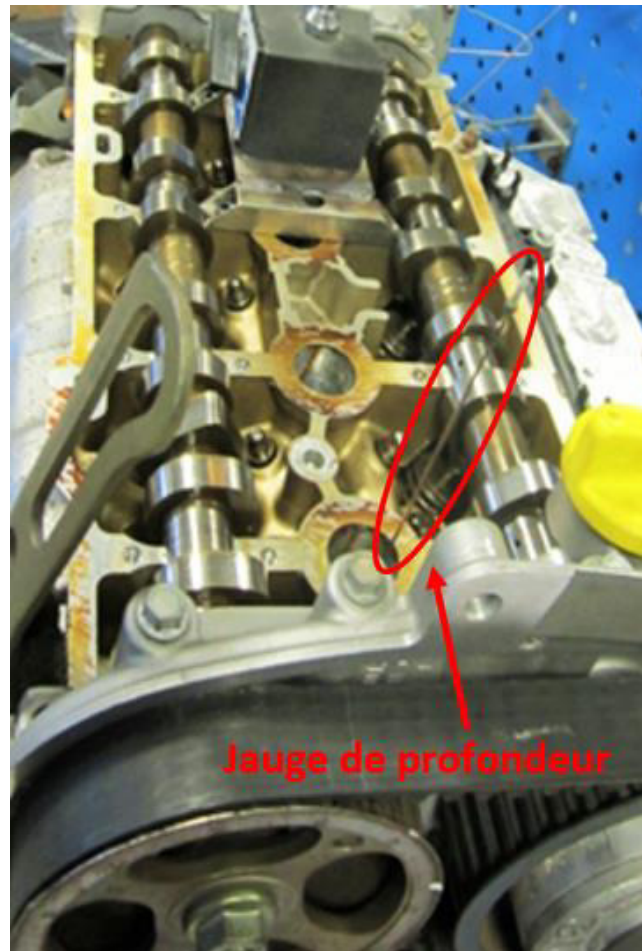


Figure 40 Dispositif pour mesure du calage de distribution

Le moteur étudié est équipé de poussoirs à rattrapage de jeu hydraulique. Or ceux-ci posent deux problèmes lors de la mesure :

- On ne connaît pas la quantité d'huile présente dans le poussoir (et donc son « épaisseur ») qui peut être variable.
- Lors de ces tests sur table, la pression d'huile ne correspond pas à celle moteur tournant, le comportement du poussoir peut donc être différent.

Il a donc été décidé de remplacer un poussoir hydraulique par un poussoir mécanique à jeu nul. Ainsi nous obtenons une référence fixe et des essais reproductibles. Les résultats des mesures des lois de levée des soupapes sont montrés sur la Figure 41.

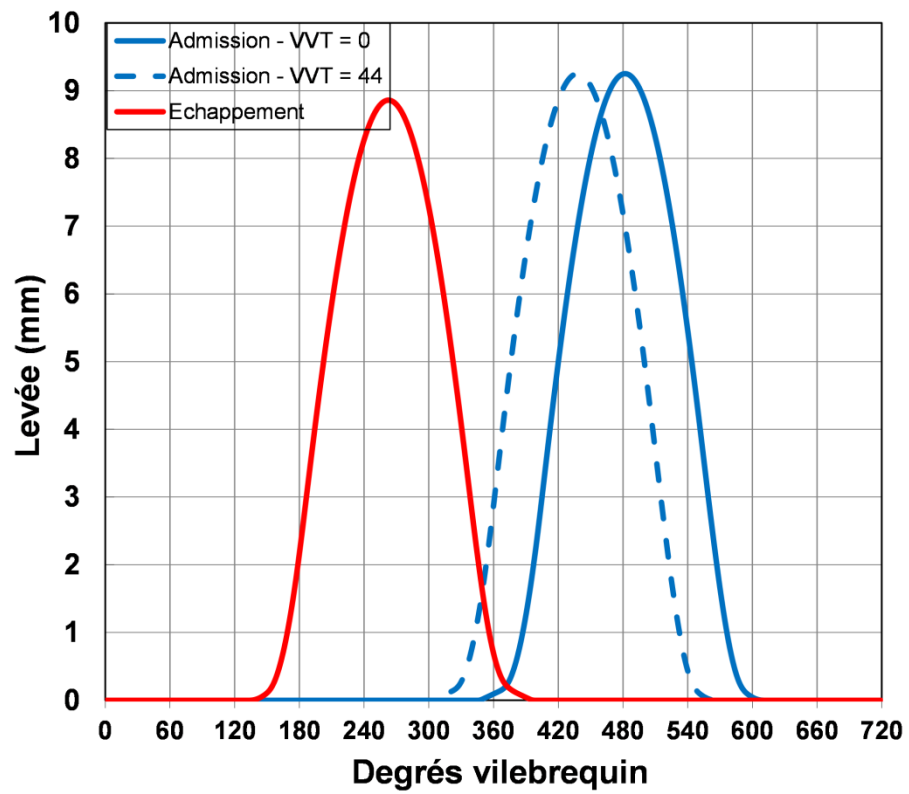


Figure 41 Loi de levée des soupapes d'admission ($VVT=0$ et $VVT=44$) et d'échappement

2.1.2 Lignes d'admission et échappement

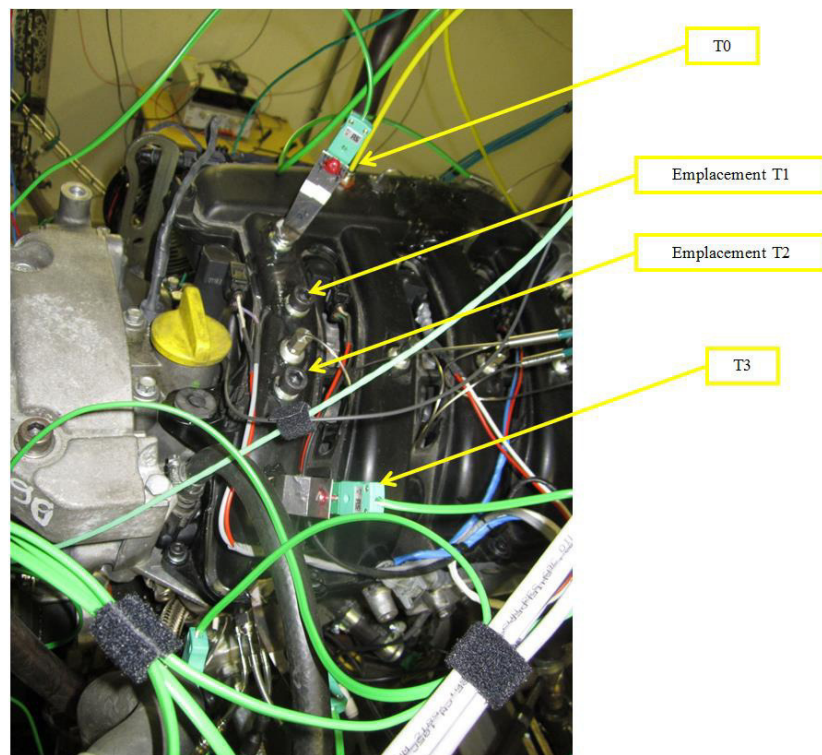


Figure 42 Emplacement des thermocouples T_0 , T_1 , T_2 et T_3 sur la ligne d'admission

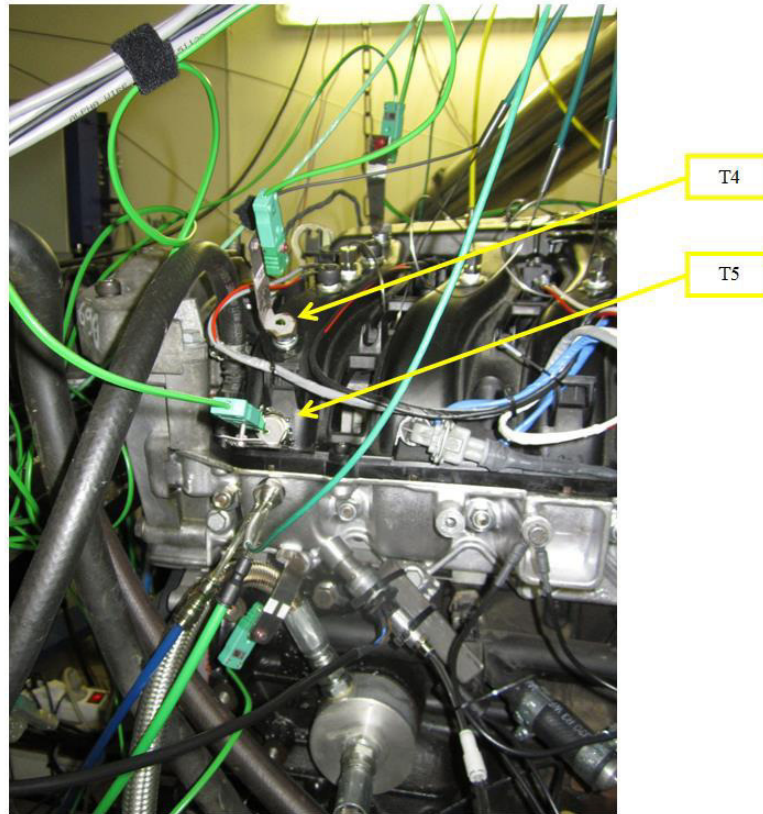


Figure 43 Emplacement des thermocouples T_4 et T_5 sur la ligne d'admission

Dans notre étude, il est important d'observer les évolutions des températures d'admission et surtout après l'ouverture des soupapes d'admission pour identifier le Backflow ayant lieu à ce stade. De plus, ces mesures présenteront une vérification intermédiaire de paramètres de simulation (transfert thermique, acoustique...). Ainsi, des thermocouples fins de type K ($75\ \mu\text{m}$) sont installées sur la tubulure d'admission permettant de mesurer des températures instantanées durant un cycle moteur. Les thermocouples rapides sont numérotés dans le sens de circulation de l'air (admission vers échappement) en commençant par 0 (Figure 42 et Figure 43). Le thermocouple T_5 est le plus proche des soupapes d'admission (Figure 43).

Tableau 2 : Emplacement des thermocouples T_0 , T_1 , T_2 , T_3 , T_4 et T_5 par rapport aux soupapes d'admission

Thermocouple	Distance (cm)
T ₀	40.5
T ₁	37.5
T ₂	31.5
T ₃	25
T ₄	18
T ₅	11

L'étude est menée sur le quatrième cylindre, ainsi, sa tubulure d'échappement a été séparée des trois autres cylindres et conçue de forme linéaire afin d'éviter le retour de gaz brûlés des autres cylindres dans le quatrième cylindre. Ce choix est fait pour avoir le plus de cohérence possible avec la simulation 1D monocylindre, et pour simplifier l'interprétation des résultats en s'affranchissant des interactions cylindre à cylindre. En plus la mesure de la teneur en CO₂ uniquement du cylindre étudié permettra une estimation plus précise de la fraction de gaz résiduelle. La longueur de la tubulure d'admission est de 450 mm et celle de la tubulure d'échappement (du quatrième cylindre) est de 1200 mm

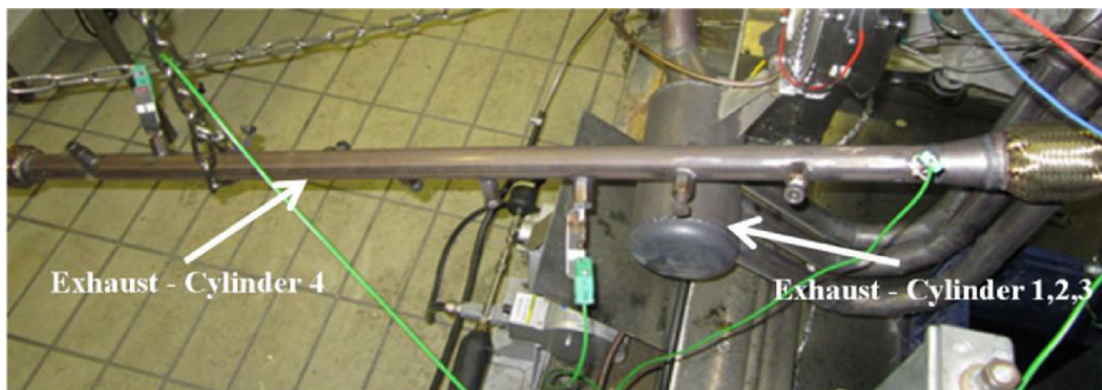


Figure 44 Echappement du 4eme cylindre séparé des trois autres cylindres

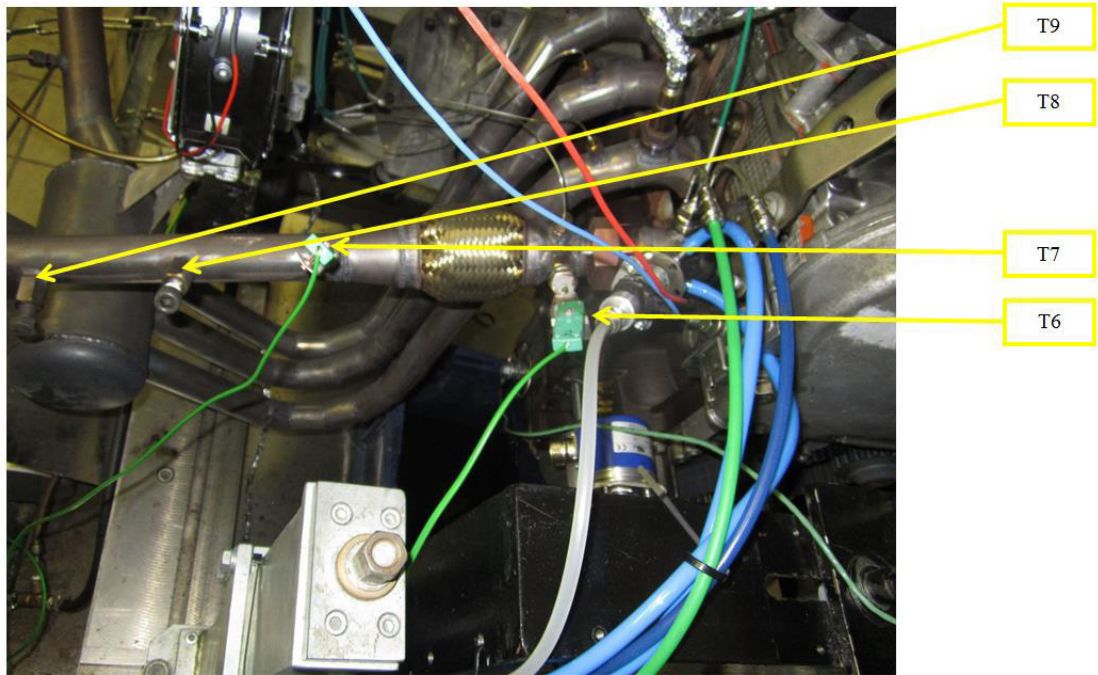


Figure 45 Emplacement des thermocouples T_6 , T_7 , T_8 et T_9 sur la ligne d'échappement

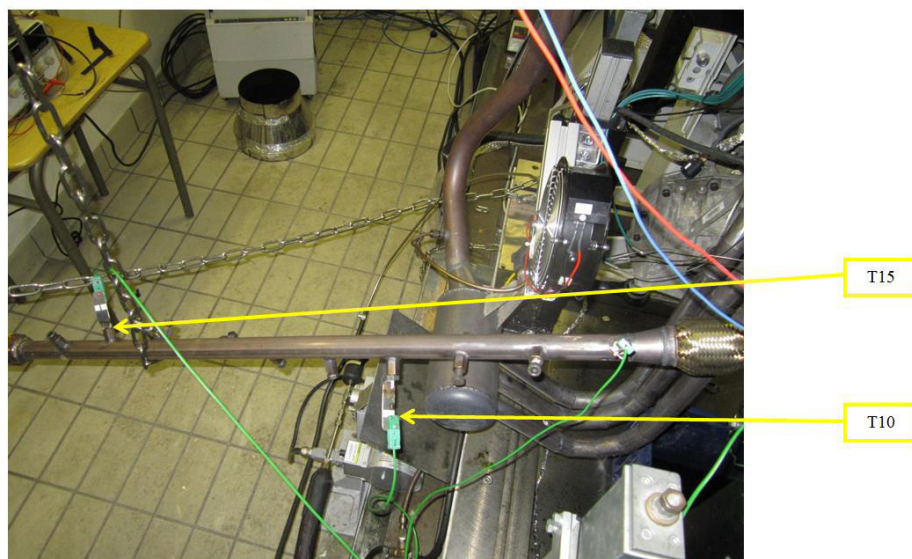


Figure 46 Emplacement des thermocouples T_{10} et T_{15} sur la ligne d'échappement

Des thermocouples rapides du même type ($75 \mu\text{m}$) sont installés sur la tubulure d'échappement du 4^{ème} cylindre dans le but d'observer le comportement du moteur durant le croisement des soupapes (Figure 45, Figure 46). Les thermocouples sont placés sous différentes positions angulaires pour que la mesure soit indépendante de l'écoulement radial 2D s'il a lieu. Le thermocouple T_6 est le plus proche des soupapes d'échappement.

Le moteur a été équipé d'un système de coupure d'allumage qui permet d'effectuer un cycle sans allumage après neuf cycles avec allumage. La coupure consiste à arrêter l'injection de carburant ainsi que l'alimentation des bougies pendant le cycle considéré. Cette coupure a pour but d'attendre l'homogénéisation des gaz de compression pour mesurer une concentration plus représentative des gaz résiduels, ce qui permet de valider la méthode expérimentale.

Tableau 3 : Emplacement des thermocouples T_6 , T_7 , T_8 , T_9 , T_{10} et T_{15} par rapport aux soupapes d'échappement

Thermocouple	Distance (cm)
T_6	13
T_7	28
T_8	38
T_9	48
T_{10}	58
T_{15}	108

2.2 Procédure de prélèvement

2.2.1 Electrovanne rapides culasse

Afin de caractériser l'homogénéité spatiale de la chambre de combustion ainsi que sa variabilité temporelle, on s'est servi de prélèvements rapides à deux endroits différents. Les prélèvements de gaz s'effectuent à travers deux électrovannes rapides (constituées d'injecteur d'un moteur à essence à injection directe, réf : *NISSAN – IKCOA*) permettant d'aspirer des gaz pendant un intervalle défini du cycle moteur. L'emplacement de la première électrovanne est entre les soupapes d'admission alors que la seconde électrovanne est localisée au centre de la chambre de combustion entre les soupapes d'admission et les soupapes d'échappement, comme indiqué sur la Figure 47.

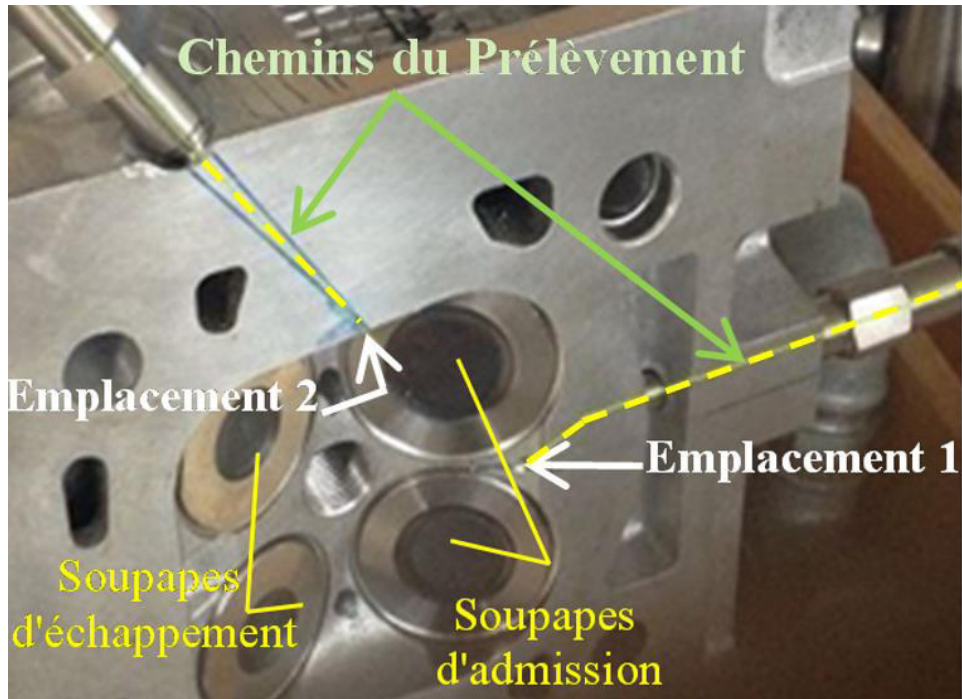


Figure 47 Emplacements des deux électrovannes installés sur la culasse

Les injecteurs sont pilotés par le logiciel LabVIEW via un boîtier CompactDaq qui génère deux signaux et qui sont cadencés par un codeur fixé en bout du vilebrequin.

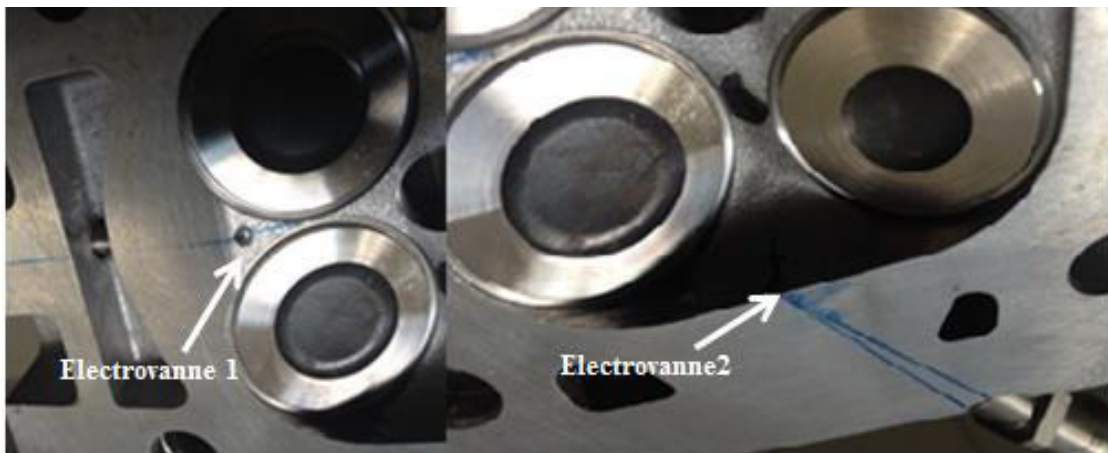


Figure 48 Emplacements des deux électrovannes d'un angle différent

2.2.2 Prélèvement de l'admission et de l'échappement

Un autre dispositif est installé en amont des soupapes d'admission dans le but de caractériser le refoulement des gaz de la chambre dans la tubulure d'admission (Figure 49). Une canne fine est installée à travers un trou distant de 10 cm des soupapes. Un dispositif est créé pour permettre de déplacer la canne selon deux degrés de libertés : rotation autour du trou et

translation tout au long de l'axe de la canne. Cela facilitera l'accès aux gaz proches des soupapes d'admission (à 2cm). La canne est connectée à un tube lié à son tour à une électrovanne de prélèvement (injecteur à essence) plus grande que celles utilisées pour les prélèvements de l'intérieur du cylindre.

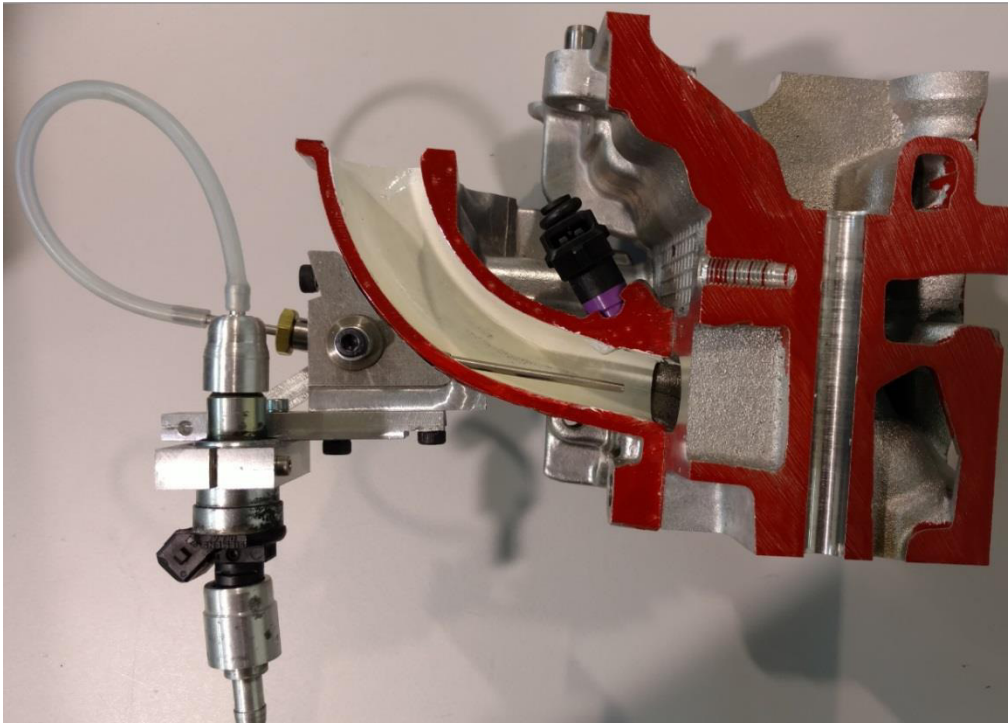


Figure 49 Canne de prélèvement munie d'une électrovanne rapide de prélèvement installées en amont des soupapes d'admission



Figure 50 Electrovanne rapide de prélèvement installée sur la ligne d'échappement

Une électrovanne rapide de prélèvement est installée sur la tubulure d'échappement du 4^{ème} cylindre. Cette électrovanne est placée à 10 cm en aval de soupapes d'échappement et a comme but de capter les variations de concentrations pouvant avoir lieu surtout durant et après la phase de croisement de soupapes en cas de balayage.

2.2.3 Caractérisation des électrovannes de prélèvement

Afin de prélever à un intervalle bien déterminé du cycle moteur, il faut étudier les délais entre la commande et les instants d'ouverture et de fermeture réels de l'électrovanne de prélèvement. Pour cela, une caractérisation du délai d'ouverture t_{on} et de fermeture t_{off} est effectuée. Un capteur de pression instantanée et une arrivée d'air comprimé ont été montés au nez de l'injecteur. L'injecteur est commandé électriquement en faisant l'acquisition du signal de la pression au nez de l'injecteur. Enfin, les délais sont obtenus en analysant le signal de pression et de commande de l'injecteur via le logiciel DIAdem.

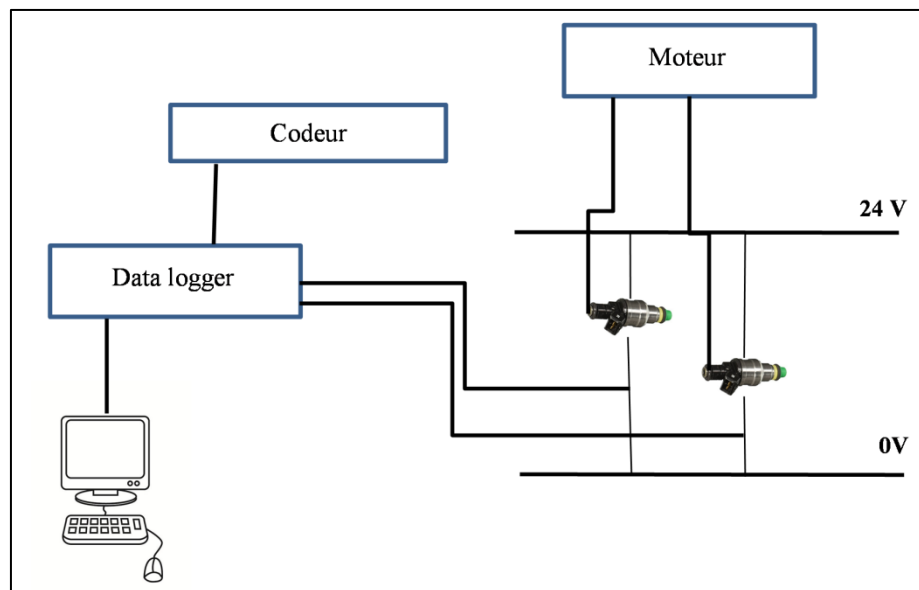


Figure 51 Pilotage des électrovannes de prélèvement

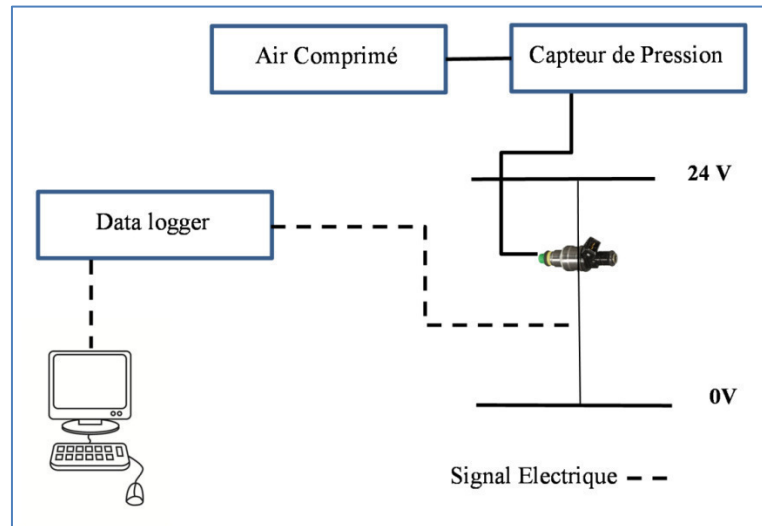


Figure 52 Schéma de caractérisation des injecteurs

Le délai d'ouverture t_{on} est l'intervalle entre le début du signal de la consigne d'ouverture t_{StartC} et la chute du signal de pression alors que le délai de fermeture t_{off} est représenté par l'intervalle entre la fin du signal de la consigne t_{StopC} et la montée du signal de pression. L'intervalle réel de passage de gaz à travers l'électrovanne est alors $[t_{StartS}, t_{StopS}]$ défini par :

$$t_{StartS} = t_{StartC} + t_{on} \quad (\text{Équation 23})$$

$$t_{StopS} = t_{StopC} + t_{off} \quad (\text{Équation 24})$$

Le délai t_{on} est indépendant de la consigne alors que le délai t_{off} augmente pour une consigne entre 0.39 ms et 0.88 ms et puis il est constant pour une consigne supérieure à 0.88 ms. Une équation polynomiale est utilisée pour estimer correctement ce délai lors du prélèvement.

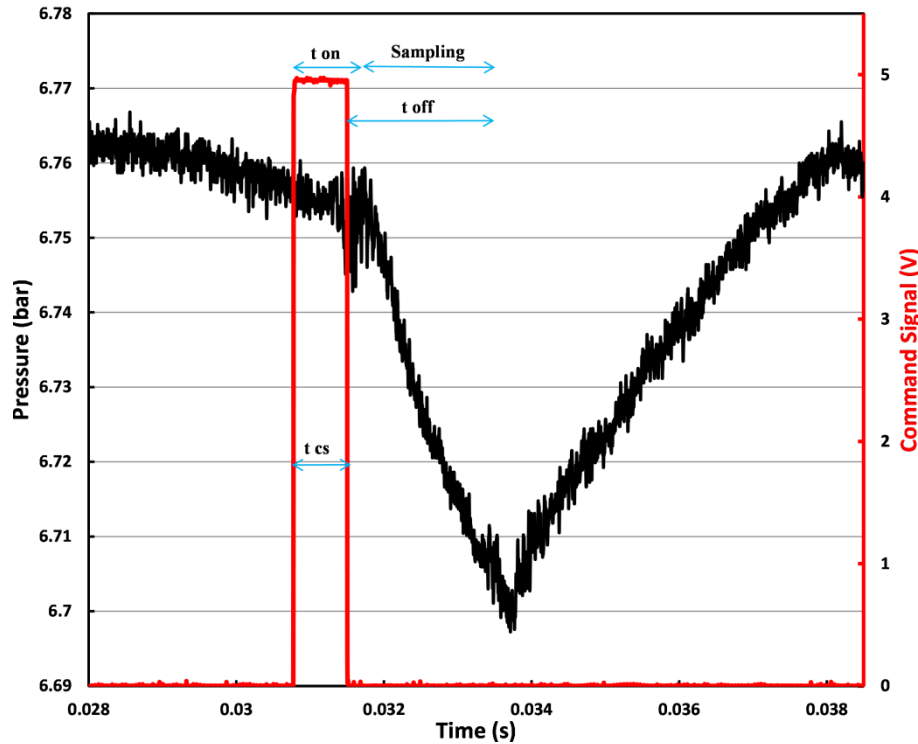


Figure 53 Caractérisation des délais d'ouverture et de fermeture

Cette caractérisation est appliquée aux électrovannes de prélèvement dans le cylindre, d'admission et de l'échappement pour déterminer les délais t_{on} et t_{off} nécessaires pour prélever précisément dans les différents instants du cycle du moteur.

2.2.4 Système de prélèvement

La mesure de la concentration de gaz en un seul point de la chambre n'est pas suffisant pour évaluer la fraction de gaz résiduels. En effet, les phénomènes aérodynamiques à l'intérieur de la chambre peuvent générer des disparités spatiales (au même instant du cycle) et temporels (au même point de la chambre de combustion). Ces disparités sont à l'origine des hétérogénéités ayant lieu durant les phases d'admission et de compression. Cependant, il est possible d'avoir une estimation précise des gaz résiduels en prélevant en un point de la chambre lorsque le contenu est homogène. Dans ce cas, ce point sera représentatif du contenu du cylindre et peut être utilisé pour caractériser la fraction de gaz résiduels. Notre étude consiste à déterminer l'instant et la position de prélèvement qui vont conduire à une mesure représentative des gaz résiduels.

Dans notre système de prélèvement, les électrovannes rapides sont à débit faibles par rapport aux débits minimaux d'analyse de la baie de mesure. Il est donc nécessaire de stocker le gaz prélevé dans un sac de prélèvement et de l'analyser ultérieurement. Une électrovanne 3 voies est utilisée en aval, dans un premier temps pour sélectionner l'une des 2 électrovannes de

prélèvement. Une pompe à vide est placée entre les électrovannes et le sac de prélèvement dans le but d'avoir le maximum de différence de pression amont/aval possible. Lorsque le sac est suffisamment rempli, une autre électrovanne trois voies est utilisée pour envoyer le gaz stocké vers la baie 5 gaz. Une purge a lieu avant chaque prélèvement et consiste à échapper pendant deux minutes les gaz résiduels restant dans toute la tuyauterie du système. Le gaz purgeant est le gaz prélevé dans la chambre (ayant les mêmes concentrations que le gaz qui sera prélevé réellement). Un capteur de pression installé à la sortie du sac de prélèvement permet de signaler si le sac est vide.

Au repos, les électrovannes de prélèvement ne sont pas activées ainsi que la pompe à vide. Ainsi, aucun prélèvement ou analyse n'aura lieu (Figure 54).

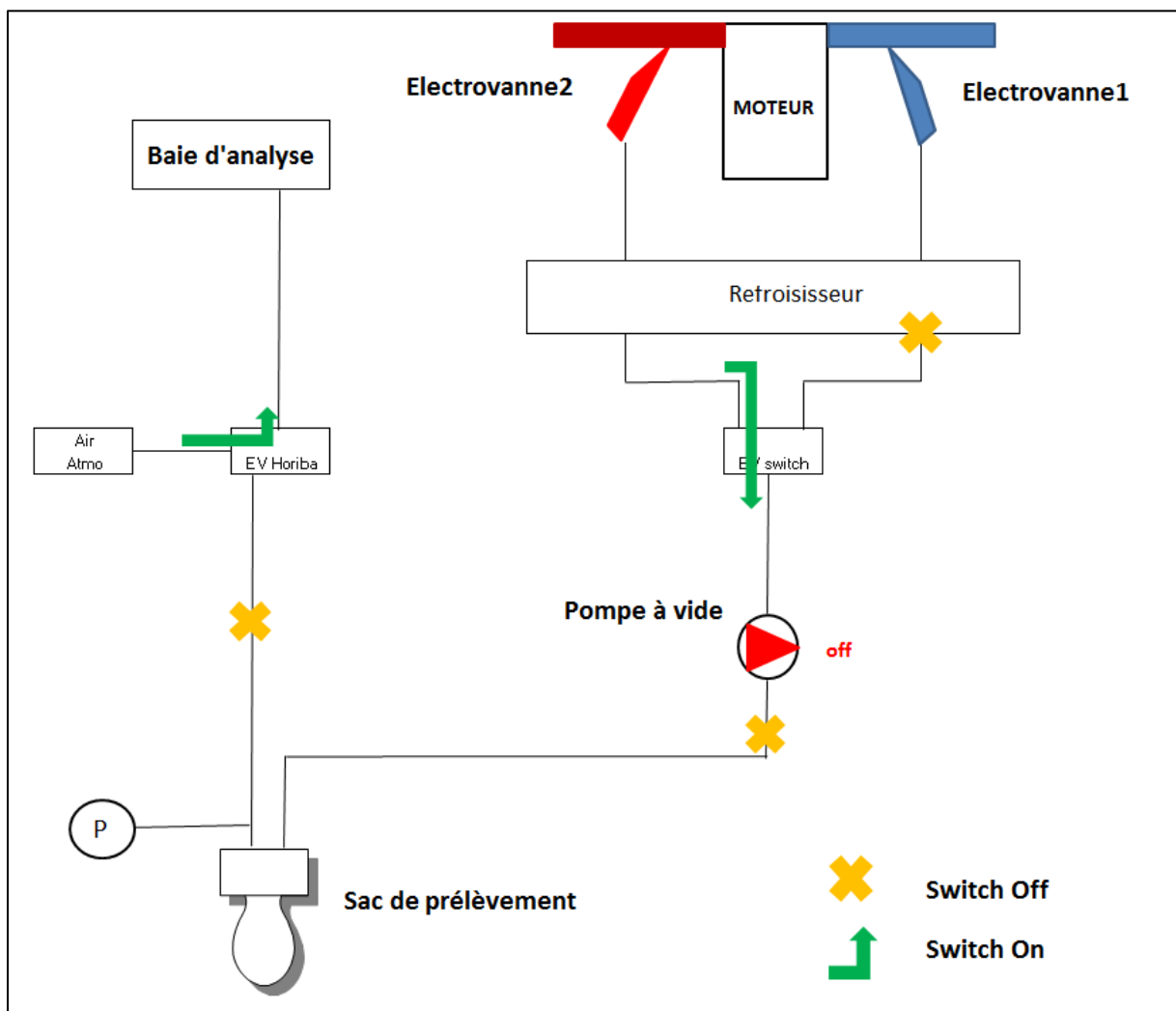


Figure 54 Système de prélèvement au repos

Lorsque le dispositif de prélèvement est activé, le déroulement des étapes est le suivant :

1) Purge de la tubulure entre l'électrovanne et le sac et ensuite de la tubulure entre le sac et l'analyseur (Figure 55) : L'étape n°1 de la purge commence lorsque l'électrovanne bascule sur l'électrovanne de prélèvement choisie par l'opérateur (ici électrovanne 1), la pompe s'allume et une temporisation de 2 minutes s'active. Ensuite, l'étape 2 consiste à basculer la deuxième électrovanne sur le sac permettant de purger la ligne de mesure jusqu'à ce que le sac se vide.

2) Prélèvement et stockage du gaz dans le sac (Figure 56) : Après la purge, la pompe s'allume et la deuxième électrovanne trois voies bascule vers l'air ambiant afin de stocker le gaz dans le sac. Cette étape s'arrête quand l'opérateur décide d'analyser l'ensemble des gaz prélevés.

3) Vidange du sac et mesure du gaz (Figure 57): La pompe est désactivée et la deuxième électrovanne trois voies est basculée vers le sac. L'enregistrement des données de mesure est lancé à ce stade. L'étape s'arrête lorsqu'un certain niveau de dépression est mesuré au niveau du sac ($P < -50$ mbar).

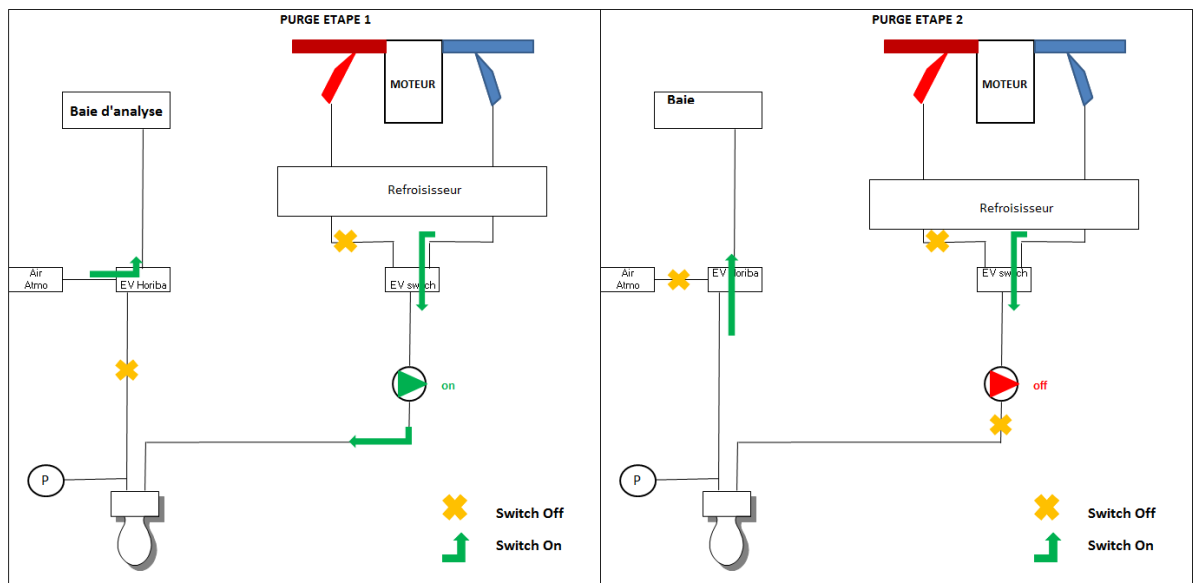


Figure 55 Etape de purge de la voie de prélèvement et de mesure

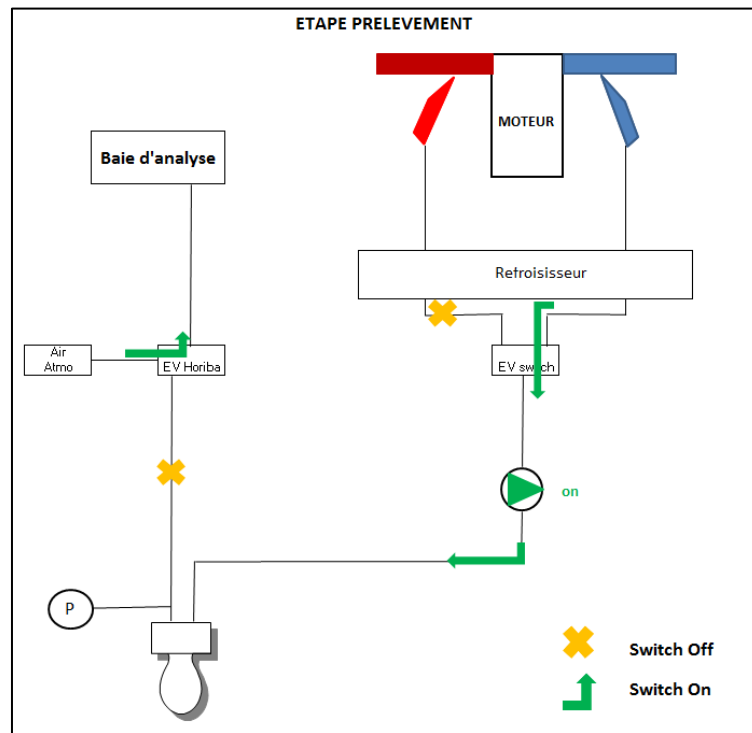


Figure 56 Etape de prélèvement et stockage de gaz

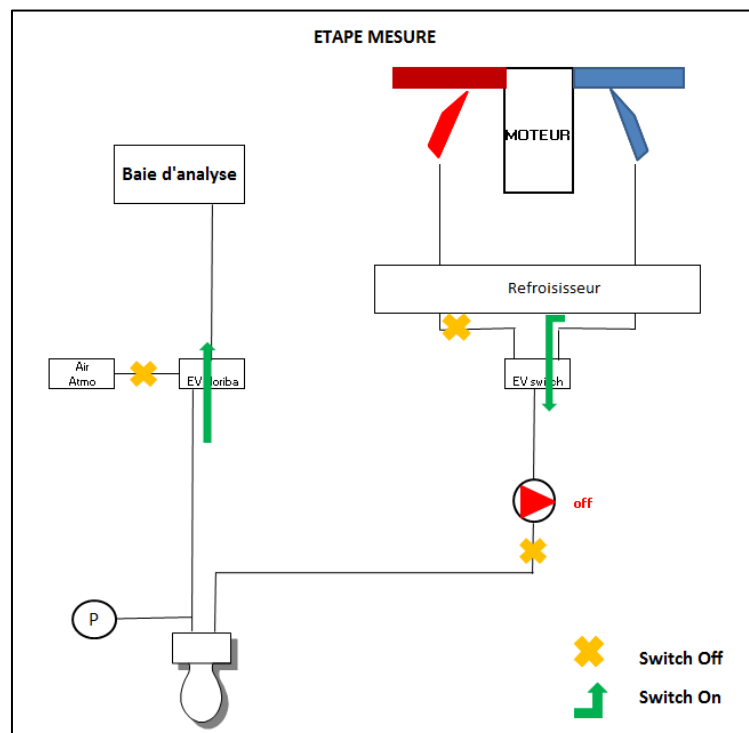


Figure 57 Etape de mesure du gaz

2.3 Tests pour caractérisation de la fraction de gaz résiduels

L'objectif principal de notre étude expérimentale est de pouvoir estimer précisément la fraction de gaz résiduels après la fermeture des soupapes d'admission en utilisant un analyseur de gaz standard. Pour cela, la méthode de prélèvement décrite ci-dessous sera utilisée pour prélever du gaz de la chambre de combustion durant la phase de compression pendant un grand nombre de cycles moteur. Cette technique permet donc au mieux d'estimer le taux de gaz résiduels moyen entre cycles et ne permet pas d'obtenir le taux cycle à cycle. Plusieurs traceurs de gaz résiduels pourront être utilisés pour mesurer les gaz résiduels (CO_2 , CO, NO_x ou HC) mais le CO_2 sera utilisé pour sa prépondérance dans la chambre de combustion.

Plusieurs tests sont nécessaires afin de mesurer la concentration des gaz résiduels. En premier lieu, il faut s'assurer que la mesure fournie par l'analyseur de gaz est cohérente avec la concentration réelle indépendamment de son temps de réponse ou du volume du sac rempli. En deuxième lieu, la répétabilité du système ainsi que la reproductibilité du moteur doivent être évaluées. Ensuite, il faut étudier l'homogénéité du gaz enfermé dans le cylindre et analyser la variabilité spatio-temporelle du CO_2 (L'étude est faite en 2 points de prélèvements). Finalement, et après la comparaison des résultats de ces tests aux mesures de gaz résiduels effectuées avec coupure d'allumage, on pourra déterminer la validité et la précision de cette technique.

2.3.1 Test de volume minimal de prélèvement

Dans le but de déterminer le temps de réponse de l'analyseur et le volume du sac minimal nécessaire à remplir avant la mesure, un test préliminaire est effectué. Le test consiste à remplacer le moteur par une bouteille de gaz étalon ($X_{\text{CO}_2} = 3.695\%$) afin de comparer les concentrations mesurées par la baie à une concentration de référence. Le sac est rempli et vidé 15 fois par le gaz étalon en variant la durée de remplissage de 1 à 30 minutes pour remplir des volumes différents de sac (Figure 58).

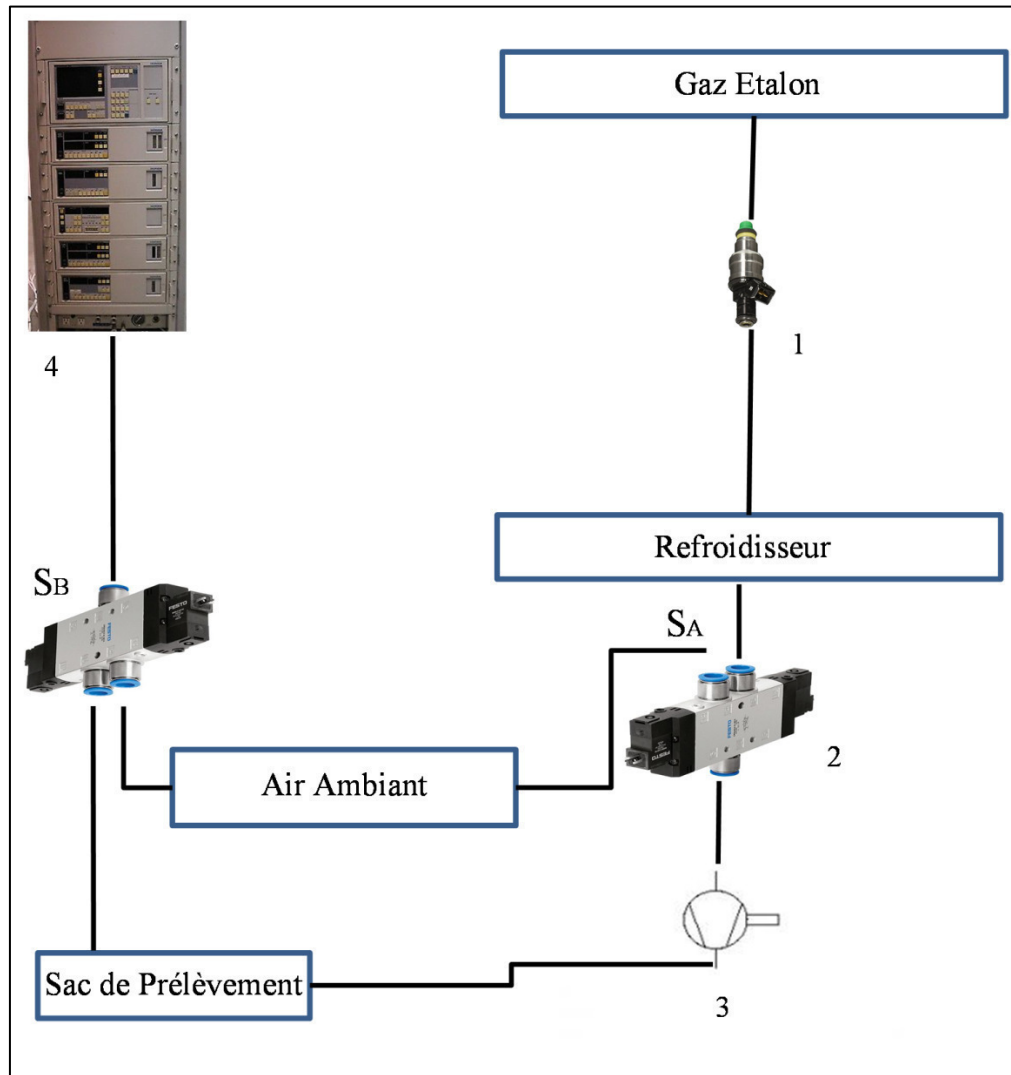


Figure 58 Dispositif du test de volume minimal. 1 : Electrovanne de prélèvement, 2 : Electrovanne 3 voies, 4 : Analyseur de gaz

Lorsque le prélèvement est terminé, la pompe arrête de fonctionner et l'électrovanne 3 voies S_B bascule automatiquement pour analyser le gaz stocké dans le sac jusqu'à la vidange du sac est détectée par le capteur de pression ($P < -50 \text{ mbar}$). La durée d'analyse est définie par l'intervalle de temps entre le début et la fin de l'analyse de la baie définie par l'électrovanne S_B .

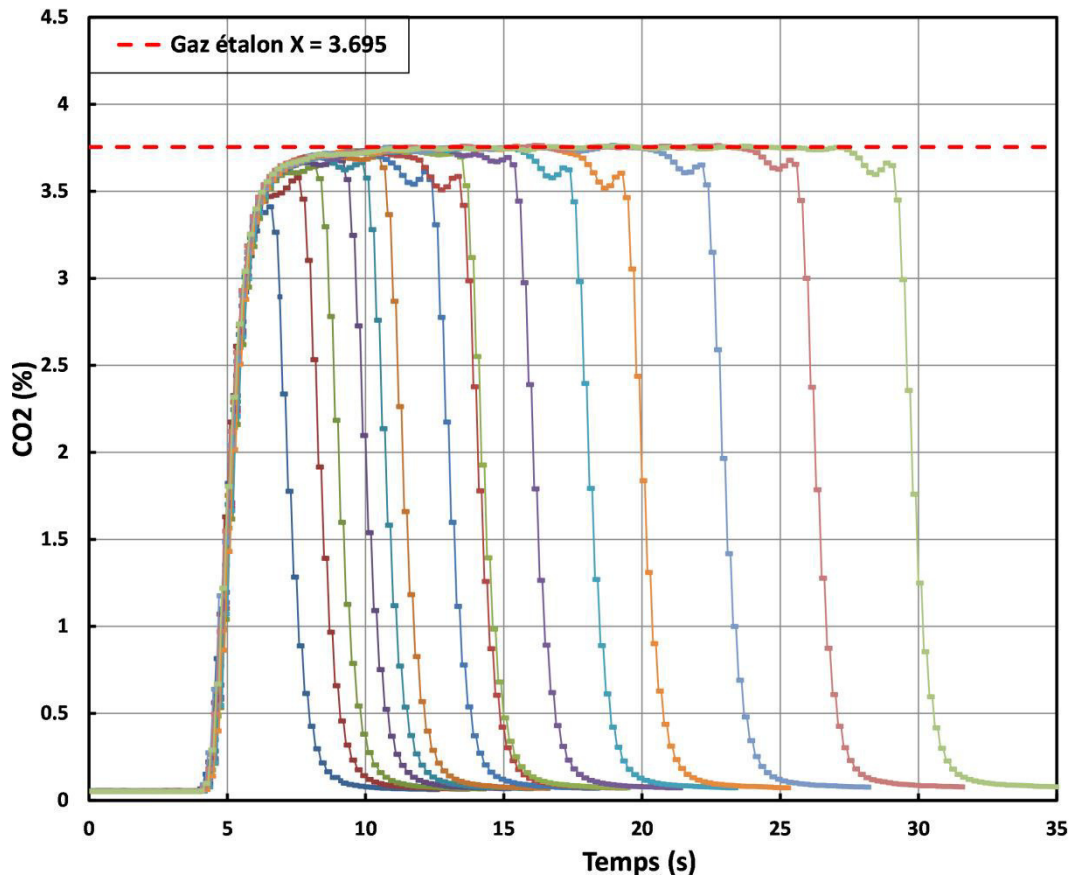


Figure 59 Signaux fournis par l'analyseur de gaz (CO₂) pour 15 prélèvements à volumes différents. Le début et la fin du signal sont déterminés par la switch de l'électrovanne SB

La Figure 59 montre que pour des volumes de sac faibles, le signal mesuré n'atteint pas la concentration de l'étalon. En augmentant le volume la mesure devient de plus en plus précise en arrivant à un plateau. Ce comportement a lieu en raison du temps de réponse important de l'analyseur ainsi que du volume résiduel dans la tubulure reliant le sac à la baie. La valeur maximale du signal a été extraite de chacune des 15 mesures en fonction de la durée maximale d'analyse correspondante (Figure 60). A partir de cette évolution, on peut déduire que la durée minimale d'analyse de CO₂ est 26 s pour une précision de 0.15%. Toute durée d'analyse supérieure à celle-ci donnera la même concentration. Il faut 22 s après le déclenchement de la mesure pour que la baie mesure une concentration stabilisée. Le même test effectué pour d'autres gaz étalons a mené à des durées d'analyse similaires. Ainsi, toute concentration mesurée avec une durée d'analyse supérieure à 26 s sera la concentration réelle du gaz prélevé en amont des électrovannes de prélèvement. La concentration sera calculée en moyennant les valeurs à partir de 22 s du début du signal et avant sa chute. Tout signal de durée d'analyse inférieure à 26 s sera non représentatif de la concentration réelle du gaz prélevé et donc sera inutile (Figure 61).

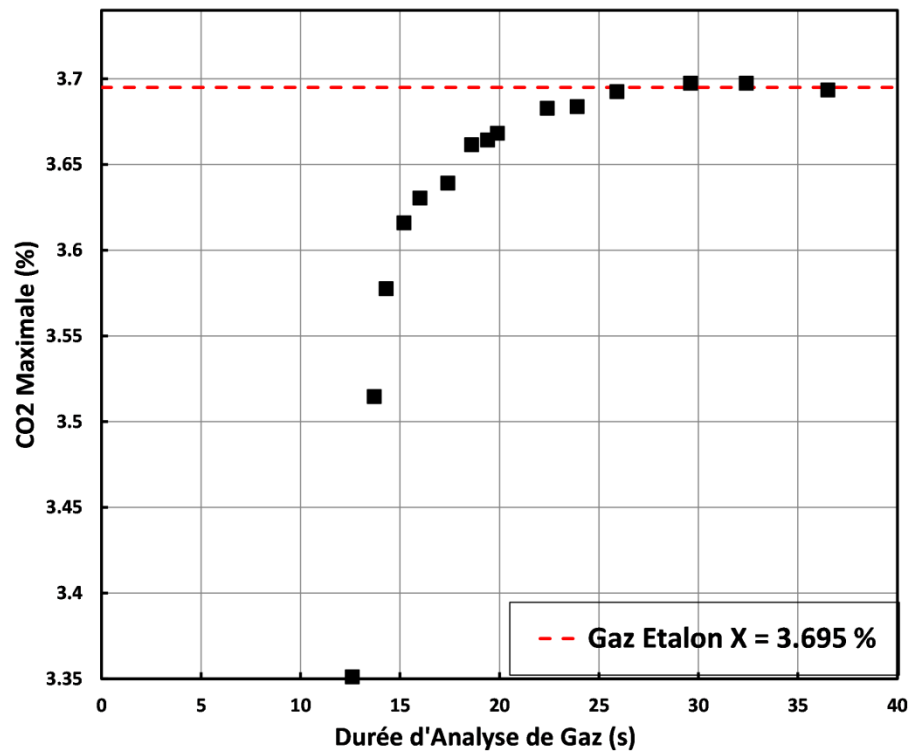


Figure 60 Concentration maximale de CO₂ mesurée en fonction de la durée d'analyse

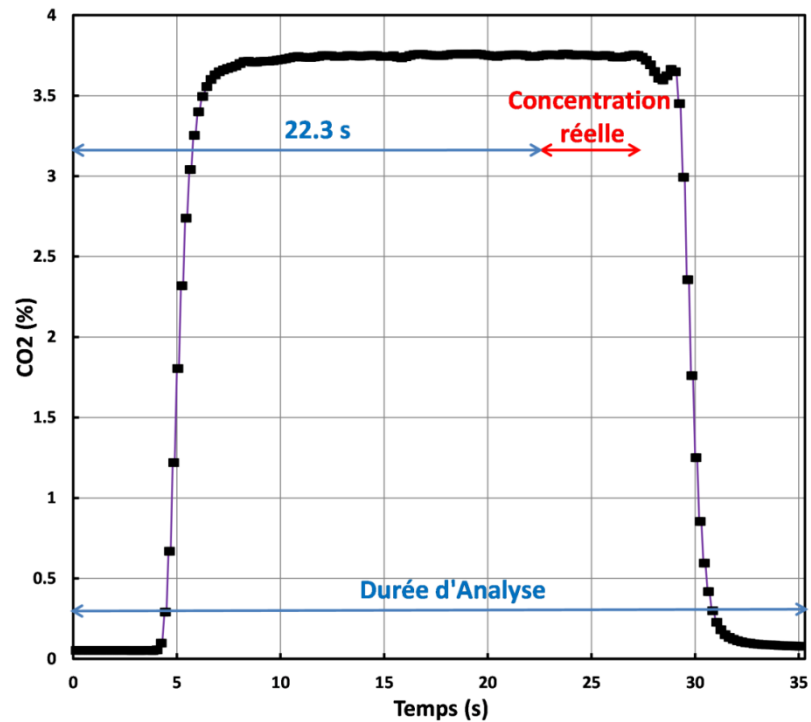


Figure 61 Méthode de calcul de la concentration du CO₂ à partir du signal fourni par l'analyseur

2.3.2 Etude des incertitudes

Dans le but de déterminer l'incertitude de la mesure de la fraction de gaz résiduels, deux études sont effectuées. Dans un premier temps, il est nécessaire d'estimer l'erreur du capteur de concentrations de CO₂ ainsi que l'erreur due au système de prélèvement comme les microfuites. Dans un deuxième temps, la reproductibilité du moteur en termes de concentration de CO₂ enfermé est testée.

▪ Etude de la répétabilité du système de prélèvement et d'analyse

La répétabilité de mesure d'un système est définie par le degré d'étroitesse de l'accord entre les résultats de mesures successifs du même mesurande, où les mesurages sont effectués dans la totalité des mêmes conditions de mesure. L'étude de la répétabilité du système de prélèvement et d'analyse exige l'élimination du moteur et le remplacement par une bouteille de gaz étalon en raison de variations de conditions externes (pression et températures ambiantes) ou interne (disparité spatio-temporelle ayant lieu dans la chambre de combustion). Le dispositif utilisé sera donc celui du test précédent (Figure 58). Deux concentrations étalon sont utilisées : $X = 3.695\%$ et $X = 1.098\%$. Les résultats montrent une incertitude relative de 0.19% par rapport à la concentration des gaz étalon (Figure 62 et Figure 63). Cela permet de confirmer que le système de prélèvement ainsi que le système d'analyse de CO₂ sont répétables.

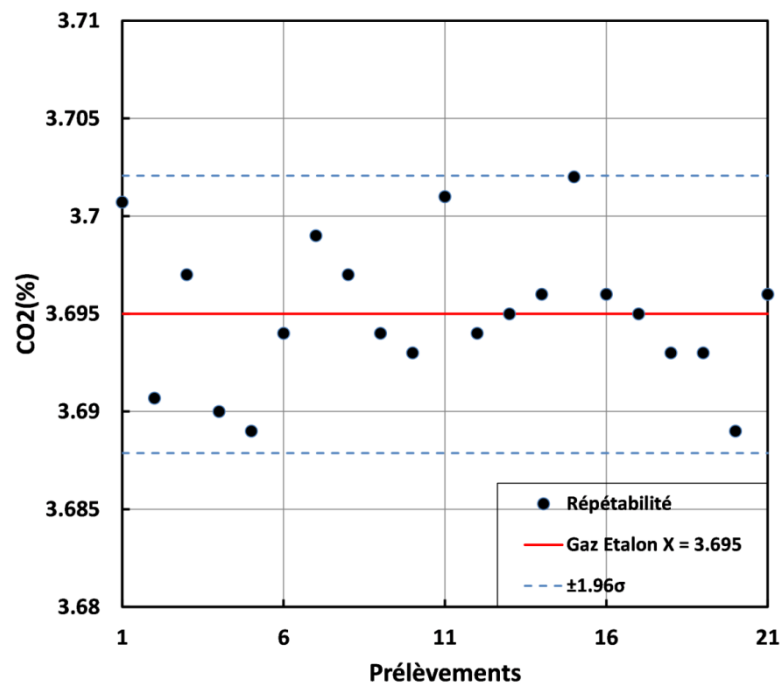


Figure 62 Répétabilité du système de prélèvement et d'analyse ($X = 3.695$)

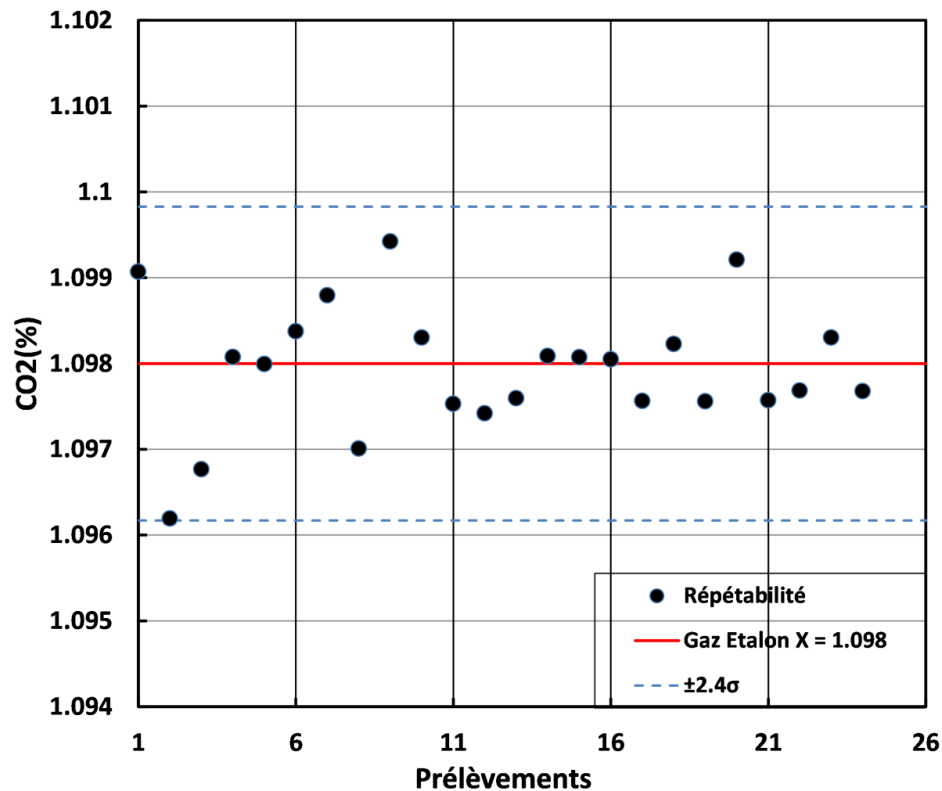


Figure 63 Répétabilité du système de prélèvement et d'analyse ($X = 1.098$)

▪ Etude de la reproductibilité du moteur

Etant donné que le système de prélèvement et d'analyse est bien répétable en respectant les mêmes conditions de mesure (bouteille étalon), la validation de l'expérience nécessite une étude de reproductibilité en fonctions des conditions de mesures. L'expérience est effectuée en utilisant le dispositif (Figure 54) pendant deux semaines. L'étude inclut des variations de température et de pression ambiantes d'un jour à l'autre et pendant le jour même ainsi que d'éventuels arrêts et redémarrages du moteur au cours des essais. Les pressions et températures mesurées sont celles du collecteur d'admission. La reproductibilité du moteur sera représentée par la concentration du CO_2 du gaz prélevé durant la fin de la phase de compression [284° , 330°] par la première électrovanne. Cette concentration n'est pas nécessairement la concentration des gaz résiduels mais elle peut mettre en évidence la reproductibilité du moteur. Des variations de $\pm 0.6\%$ et de $\pm 4.15\%$ sont remarquées pour les pressions et températures d'admission respectivement (Figure 64). Ces variations ont plusieurs conséquences sur les gaz résiduels : Une température plus élevée ainsi qu'une pression plus faible font diminuer la densité admise et par conséquent le remplissage du moteur et la masse de gaz frais admis dans la chambre, et donc font augmenter la fraction de gaz résiduels enfermés. De la même manière, des variations inverses produisent des effets inverses. Pour ces variations, la concentration CO_2 mesuré en fin de compression varie de $\pm 2.75\%$. Ainsi, l'incertitude prise dans nos expériences

sera $\pm 2.75\%$ et correspondra à la reproductibilité du moteur par rapport aux conditions ambiantes.

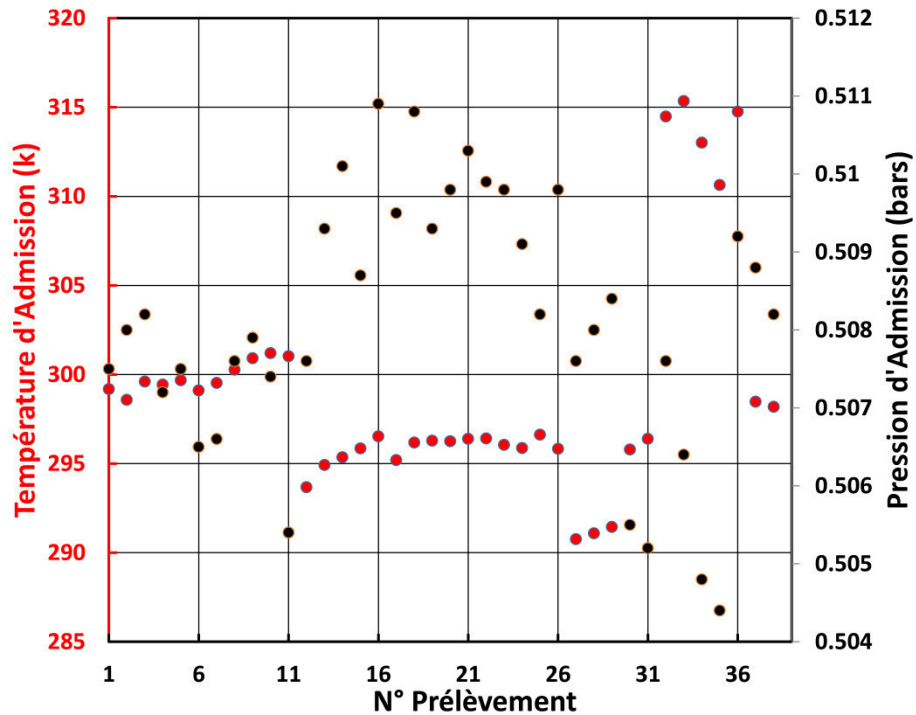


Figure 64 Variation de la pression et la température d'admission pendant le test de reproductibilité

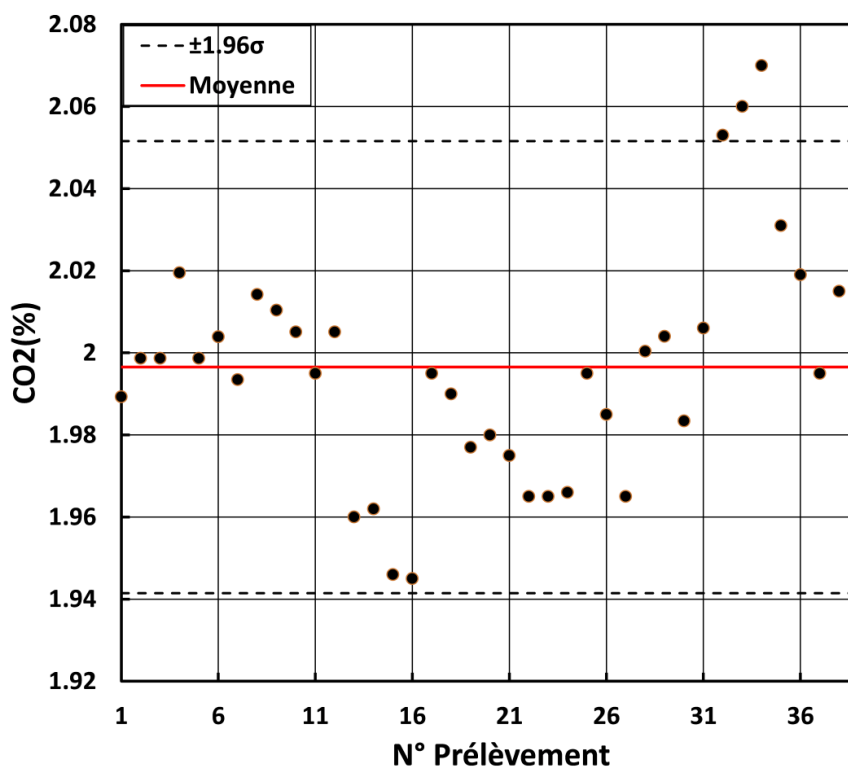


Figure 65 Reproductibilité de la mesure du CO2 en fin de phase de compression

2.3.3 Disparité spatio-temporelle

En partant d'un prélèvement unique d'un point de la chambre de combustion, il n'est pas possible de mesurer la fraction de gaz résiduels sauf si le contenu du cylindre est parfaitement homogène. En effet il existe plusieurs phénomènes internes qui peuvent altérer les mesures. En premier lieu, le manque d'homogénéité spatiale dans la chambre est un problème principal qui contribue à une fausse estimation. La concentration mesurée d'une hétérogénéité locale n'est pas représentative du mélange global enfermé. En deuxième lieu, les écoulements complexes se déroulant durant la phase d'admission et de compression (Swirl, Tumble...) seront à l'origine d'une disparité temporelle à l'endroit du prélèvement.

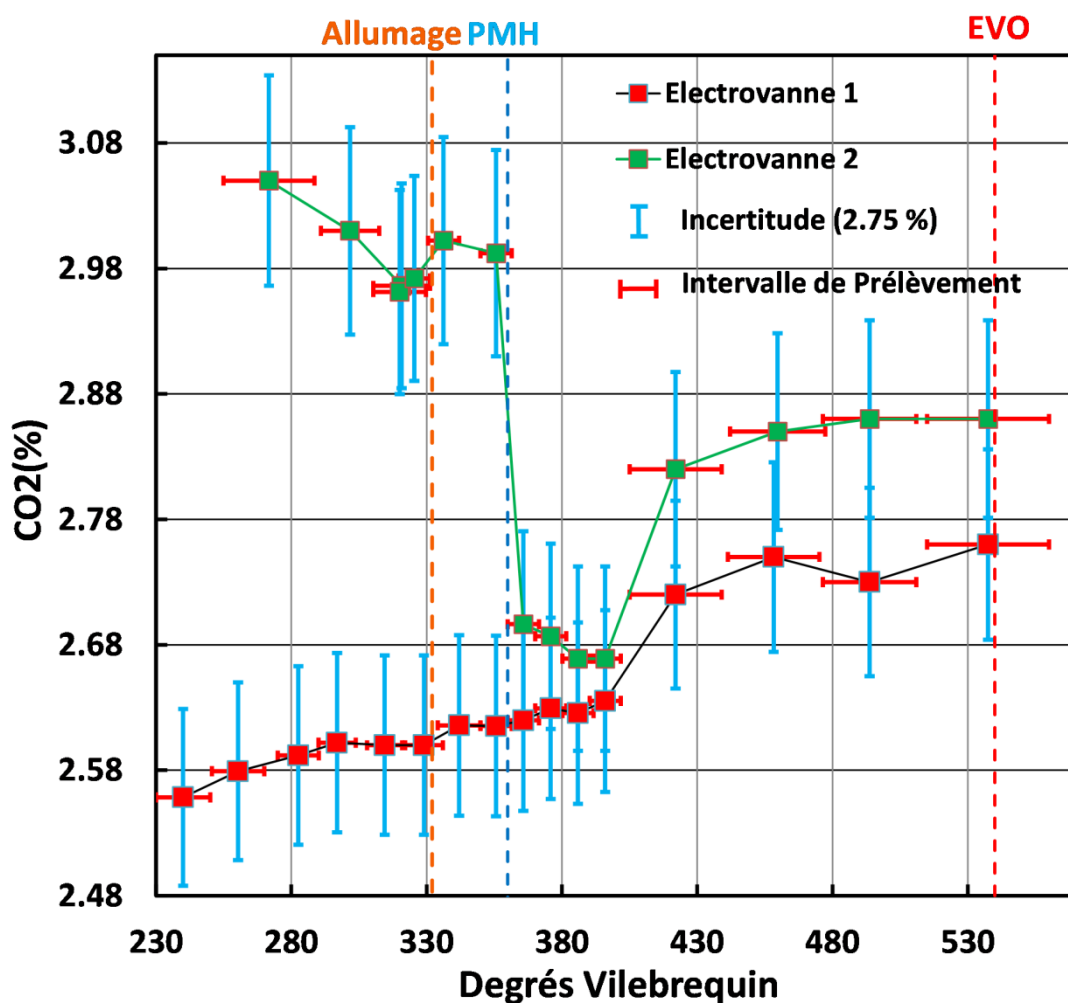


Figure 66 Evolution du CO₂ durant la phase de compression et de détente mesuré des deux emplacements de prélèvement

Pour cela, une étude détaillée de la disparité spatio-temporelle est nécessaire dans l'estimation de la fraction de gaz résiduels. L'étude consiste à prélever du gaz de la chambre de combustion durant la phase de compression avec des intervalles de prélèvements relativement faibles ($11^\circ - 30^\circ$). Les deux électrovannes de prélèvements sont utilisées afin d'identifier l'instant d'homogénéisation de la chambre en analysant l'évolution des concentrations du CO_2 au niveau des deux emplacements de prélèvement. Le point moteur choisi est : $N = 1500$, $P_a = 0.5\text{bars}$, $VVT = 35^\circ$.

▪ **Discussions**

Les mesures des concentrations de CO_2 (Figure 39) montrent une grande disparité spatiale (18%) entre les deux emplacements de prélèvement dans les stades précoces de la phase de compression. Durant la compression, la concentration mesurée à l'emplacement 1 subit une faible montée alors que la concentration mesurée à l'emplacement 2 subit une faible diminution. Cette disparité spatio-temporelle est due à la présence d'écoulements à forte turbulence durant la phase d'admission et de compression influencés par la grande différence de pression au niveau des soupapes d'admission. A la fin de la phase de compression, les deux concentrations se stabilisent, mais sont encore différentes avec une disparité spatiale de 15%. Ainsi, les prélèvements sont maintenus après l'avance à l'allumage et durant la phase de combustion parce que le mélange dans la chambre est encore hétérogène. Après le PMH, les deux concentrations se rapprochent. Une chute importante de la concentration dans l'emplacement 2 est remarquée à 365° . L'homogénéisation semble atteinte autour du PMH où la pression du cylindre atteint son maximum.

Plusieurs études ont été menées dans la littérature afin d'analyser les comportements à l'intérieur du cylindre en termes de gaz résiduels ou de température dans plusieurs types de moteurs (CAI, HCCI, Diesel, Essence) [114] [115] [116] [117] [118]. Les résultats varient d'une étude à l'autre particulièrement dans les moteurs HCCI où il est primordial d'homogénéiser la charge enfermée avant la combustion, mais l'ensemble des observations montrent une homogénéisation progressive du contenu de la chambre de combustion durant la phase de compression. Li et al. [116] ont étudié l'inhomogénéité du contenu de la chambre dans un moteur à allumage commandé HCCI. Ils ont montré à partir de calculs tridimensionnels réalisés sur le logiciel Star CD que l'hétérogénéité des gaz résiduels (définie par leur dispersion spatiale dans les mailles de la chambre par rapport à la valeur moyenne de résiduels enfermés) est maximale à l'ouverture des soupapes d'admission et disparaît lentement durant la phase de compression quel que soit le choix de configuration de soupapes (Figure 67). Cela confirme les hypothèses d'homogénéisation formulées.

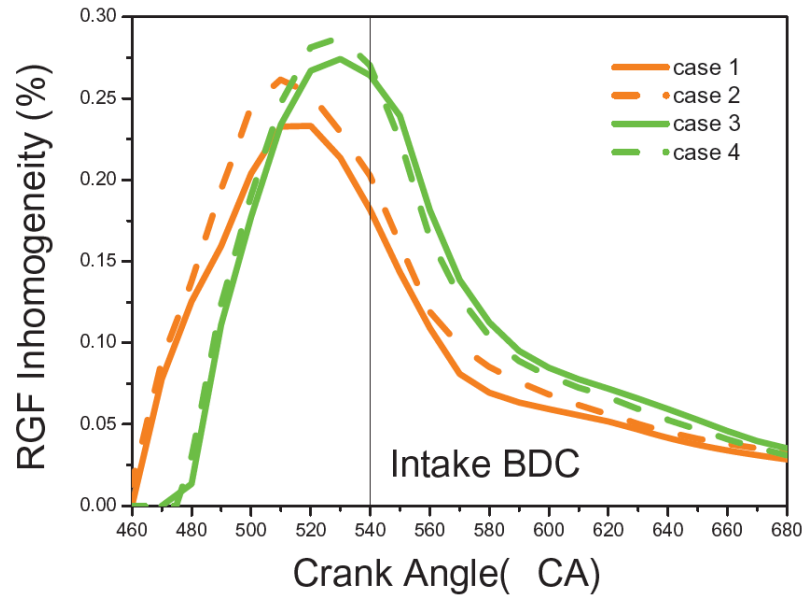


Figure 67 Inhomogénéité des gaz résiduels dans un moteur à essence HCCI 4VVAS calculée avec Star-CD [116]

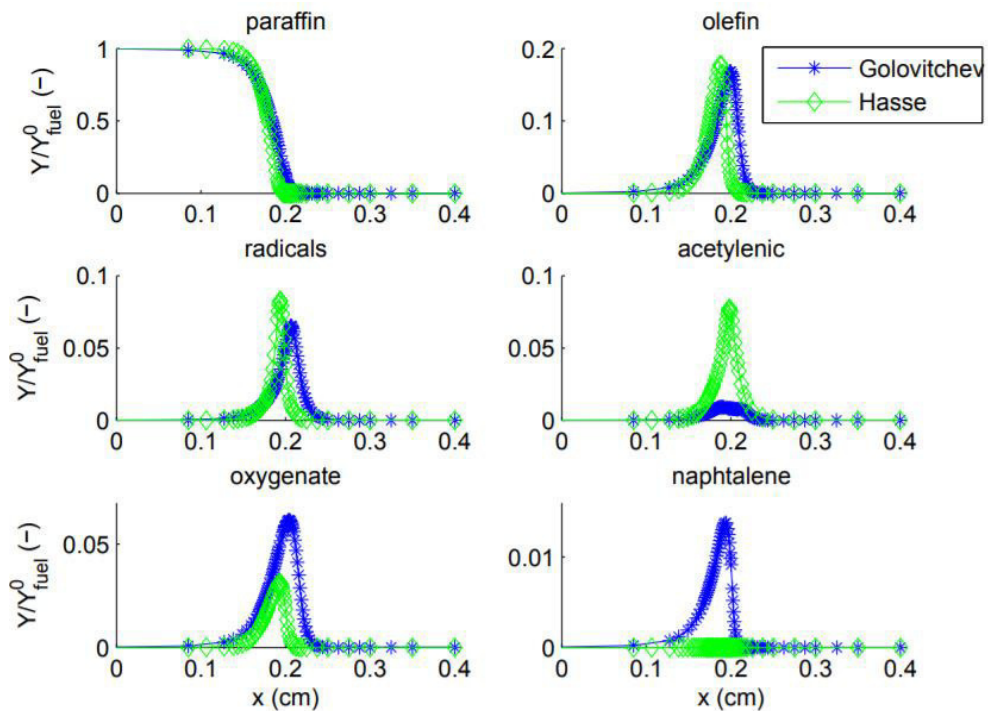


Figure 68 Fractions massiques d'HC pour différents carburants calculées par LFS (Laminar Flame Simulation) en fonction de la distance de la paroi en utilisant les mécanismes de Golovitchev et Hasse [119]

Des prélèvements effectués durant la combustion montrent que les concentrations mesurées dans les deux emplacements subissent une faible augmentation. Cela ne correspond pas aux concentrations normales de CO_2 produits par la combustion ($\sim 13 - 14\%$). Chauvy et

al. [119] ont montré par une étude monodimensionnelle sur l'interaction de la flamme avec la paroi que pour un mélange stœchiométrique, l'extinction de la flamme a lieu à ~ 0.2 cm (Figure 68) de la paroi. En calculant le volume prélevé par les électrovannes, le diamètre de la sphère de gaz positionnée à la paroi est ~ 0.25 cm. Ainsi, on peut en déduire que les gaz prélevés à faibles débits proviennent de la couche d'extinction de flamme. Ceci peut expliquer les niveaux faibles de CO_2 ainsi que les niveaux élevés de concentrations d'HC.

2.3.4 Validation par coupure d'allumage

Si on observe une tendance à l'homogénéisation entre les 2 points de mesure au voisinage du PMH, il n'est pas possible à ce stade de dire si l'un ou l'autre des 2 prélèvements est représentatif du taux moyen de gaz résiduels enfermés dans la chambre de combustion. Ainsi, une étude complémentaire est menée. Le test consiste à couper l'allumage et prélever les gaz après le PMH. La mesure a lieu à la fin de la phase de détente ce qui augmente le temps de mélange entre les gaz frais et les gaz brûlés, augmentant ainsi la probabilité d'avoir un mélange homogène, et donc une mesure représentative du taux de gaz résiduels. La coupure d'allumage consiste à interdire l'injection et l'alimentation de la bougie pendant le cycle avec coupure. La fréquence de coupure est fixée à 1/10 cycles pour permettre au moteur de retourner à son fonctionnement stationnaire. Le prélèvement n'est réalisé que pendant le cycle avec coupure. Six points moteur sont choisis pour cette campagne (Tableau 4).

Tableau 4 : Points choisis pour la campagne de validation par coupure d'allumage

N (RPM)	Pa (bar)	VVT (°)
2000	0.5	28
3500	0.5	28
1500	0.5	35
2000	0.75	28
2000	0.5	44
2000	0.5	0

Les prélèvements sont effectués par les deux électrovannes de prélèvement dans les intervalles suivants (Figure 69) :

- Prélèvements lors de cycles à allumage coupé en fin de détente avant l'échappement : $[480^\circ, 540^\circ]$

- Prélèvements lors de cycles brulant en fin de compression : [295°, 326°]

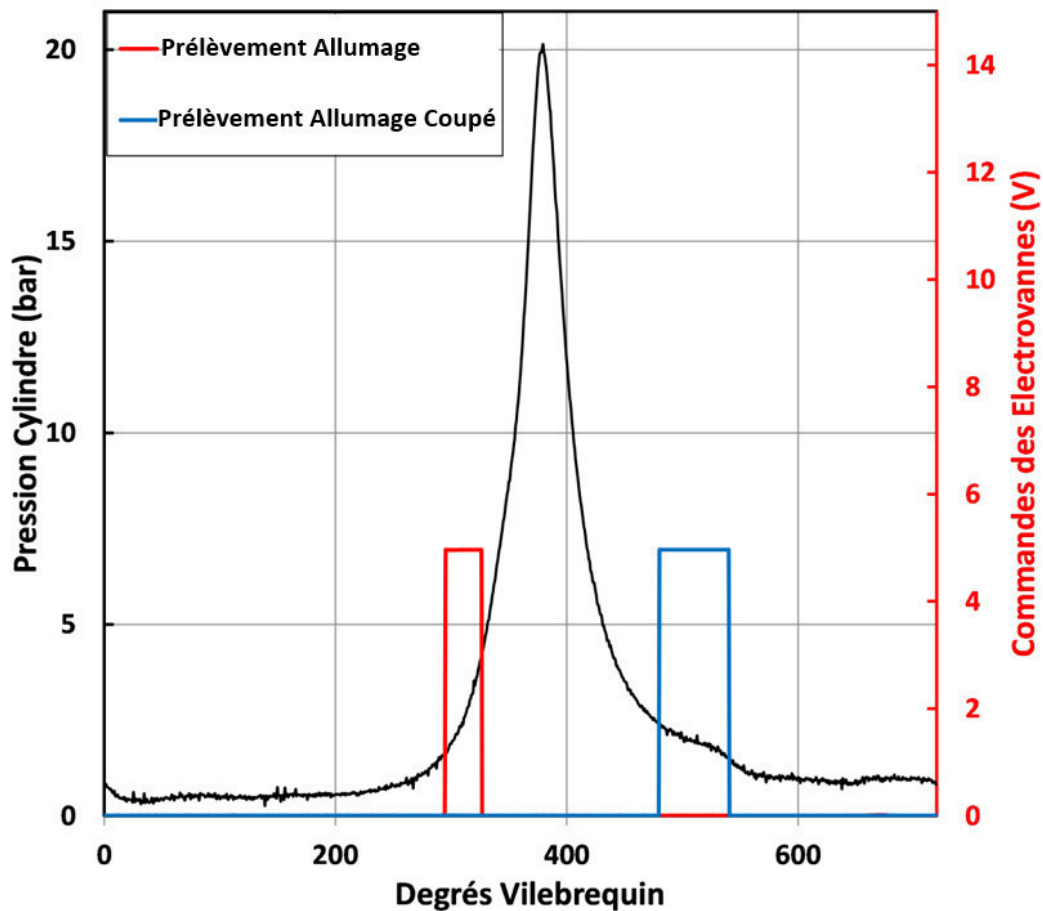


Figure 69 Pression cylindre et les signaux de commande des électrovannes de prélèvement pour les essais avec et sans allumage. Point moteur : $N = 2000$, $P_a = 0.5$, $VVT = 28^\circ$

Les concentrations des gaz prélevés (Figure 70) en CO_2 montrent que la disparité spatiale entre les deux emplacements de prélèvement observée dans la Figure 66 est retrouvée pour tous les points moteur testés. Cela est sans doute lié à l'hétérogénéité des espèces elle-même liée aux phénomènes aérodynamiques internes et à la géométrie de la chambre. Les prélèvements à allumage coupé à la fin de la phase de détente en deux endroits semblent montrer que le contenu du cylindre est homogène durant la détente quel que soit le réglage du moteur. Ainsi, cette concentration de CO_2 mesurée semble bien correspondre à la concentration des gaz résiduels enfermés (moyenne entre cycles). En comparant les essais sans allumage aux essais normaux de fin de compression, il s'avère que les gaz prélevés à l'emplacement 1 ont toujours la même concentration de CO_2 que ceux prélevés en fin de détente pour les 6 points choisis. Ceci indique que les gaz prélevés par la première électrovanne durant la phase de compression peuvent représenter les gaz résiduels même si la chambre n'est pas homogène à ce stade-là,

alors que les gaz prélevés de l'emplacement 2 représentent une hétérogénéité locale qui disparaît avec le temps. Ainsi, il est possible de mesurer la concentration des gaz résiduels pour un champ complet du moteur en partant de prélèvements réalisés à l'emplacement 1 durant la fin de la phase de compression [295°, 326°].

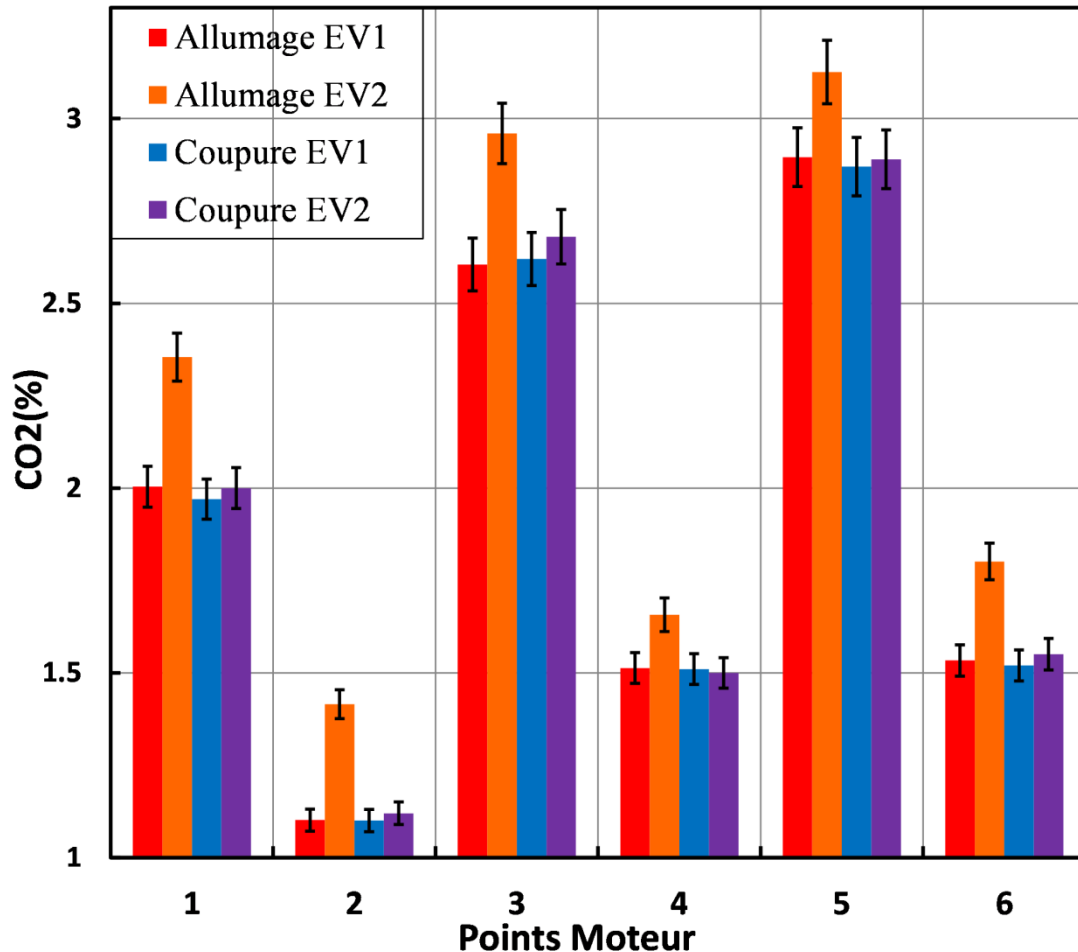


Figure 70 CO₂ enfermé mesuré à la fin de la phase de compression pour des essais avec allumage et à la fin de la phase de détente pour des essais sans allumage

2.4 Conclusion

Ce chapitre a décrit dans un premier temps le moteur utilisé dans cette thèse ainsi que les procédures de prélèvement de gaz de la chambre de combustion, de la tubulure d'admission et de la tubulure d'échappement. Dans un deuxième temps, une campagne de tests est menée dans le but de réaliser une mesure précise de la fraction de gaz résiduels à partir de prélèvement de gaz du cylindre. Ces tests ont montré une disparité spatio-temporelle de la charge tout au long de la phase de compression et une homogénéisation des gaz enfermés autour du PMH. A partir des essais de prélèvements sans allumage, il est déduit que les prélèvements à

l'emplacement 1 à la fin de la phase de compression permettent de mesurer une concentration représentative de la fraction de gaz résiduels.

Une caractérisation de la fraction de gaz résiduels sera effectuée dans le Chapitre 3 en prélevant des gaz de précombustion du cylindre à l'emplacement 1. En plus, une étude expérimentale sera réalisée sur les gaz de Backflow d'admission et les gaz de balayage à partir des prélèvements par les dispositifs installés sur les tubulures d'admission et d'échappement respectivement.

3. Caractérisation Expérimentale de l'Echange Gazeux

Les gaz enfermés dans la chambre de combustion présentent un facteur important qui impacte le comportement du moteur. Ils influencent directement la combustion, les émissions polluantes, le couple du moteur ... (1.2). Deux méthodes sont déployées dans ce travail pour caractériser expérimentalement ces gaz :

- **La méthode directe** : consiste à mesurer la concentration des gaz résiduels dans la chambre de combustion durant la phase de compression et donc après l'échange gazeux aux soupapes.
- **La méthode indirecte** : consiste à analyser le voisinage de la chambre de combustion en étudiant les concentrations et les températures des gaz traversant les tubulures d'admission et échappement durant et après le croisement des soupapes.

La première méthode fournit le résultat final de l'échange gazeux pendant le cycle en mesurant la fraction de gaz résiduels en fin de compression. Les mesures sont réalisées en utilisant les consignes et résultats des test expérimentaux sur les prélèvements culasse décrits dans le Chapitre 2 dans le but d'avoir une mesure précise (2.3). La deuxième méthode permettra de comprendre les phénomènes physiques qui ont abouti à la formation de ces gaz. Bien que la deuxième ne permet pas de mesurer les gaz enfermés, elle peut servir pour analyser et modéliser la formation des gaz résiduels pendant le cycle. Ce chapitre présentera les résultats de ces deux méthodes de la manière suivante :

Méthode directe : La première partie détaille la méthode de calcul de la fraction de gaz résiduels en partant des prélèvements de gaz de la chambre de combustion. La deuxième partie présente les résultats de gaz résiduels de différentes manières afin de caractériser les effets du régime, pression d'admission et VVT. Elle finit par analyser l'effet de gaz résiduels sur les NO_x sur tout le champ moteur

Méthode indirecte : La troisième partie décrit la caractérisation du Backflow d'admission après l'ouverture des soupapes d'admission et étudie sa formation en fonction de paramètres du moteur. L'électrovanne rapide ainsi que la canne de prélèvement installées sur la

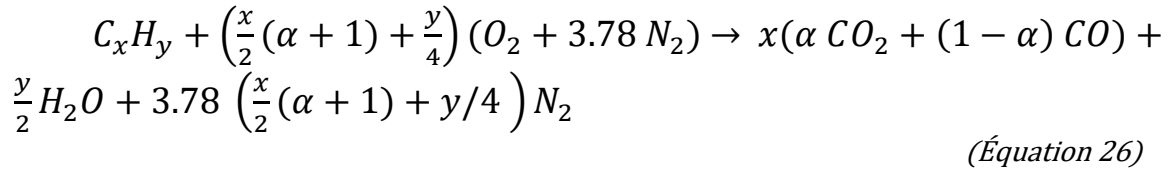
tubulure d'admission sont utilisées pour accéder à ces gaz. Dans la quatrième partie, une étude des gaz de balayage est présentée. Les concentrations moyennes (analyseurs continus) et rapides (électrovanne rapide installée sur la tubulure d'échappement) ainsi que les températures des gaz d'échappement seront analysées pour formuler des hypothèses sur le balayage des gaz durant le croisement des soupapes.

3.1 Méthode de calcul

La fraction de gaz résiduels est définie par le rapport entre la concentration humide du CO₂ dans le cylindre, et celle mesurée dans la ligne d'échappement :

$$X_{Res} = \frac{[CO_2]_{cyl,H}}{[CO_2]_{e,H}} \quad (\text{Équation 25})$$

Cependant, les concentrations mesurées par la baie sont des concentrations sèches. Il est donc nécessaire d'exprimer d'abord les fractions humides en fonction des fractions sèches. La concentration humide de CO₂ à l'échappement est calculée à partir de la concentration de H₂O issue de l'équation de combustion de l'hydrocarbure :



Où α est calculé à partir des concentrations sèches de CO₂ et de CO à l'échappement :

$$\alpha = \frac{[CO_2]_{e,S}}{[CO_2]_{e,S} + [CO]_{e,S}} \quad (\text{Équation 27})$$

La concentration humide du H₂O à l'échappement est donc :

$$[H_2O]_{e,H} = \frac{\frac{y}{2}}{x + 3.78\left(\frac{y}{4} + \frac{x}{2}(\alpha + 1)\right) + \frac{y}{2}} \quad (\text{Équation 28})$$

La concentration humide du CO₂ est déduite de la concentration sèche de la façon suivante :

$$[CO_2]_H = \frac{m_{CO_2}}{m_{tot}} = \frac{m_{CO_2}}{m_{tot}} * \frac{m_{tot} - m_{H_2O}}{m_{tot} - m_{H_2O}} = [CO_2]_S * \left(1 - \frac{m_{H_2O}}{m_{tot}}\right) = [CO_2]_S * (1 - [H_2O]_H) \quad (\text{Équation 29})$$

Il suit :

$$\begin{cases} [CO_2]_{cyl,H} = (1 - [H_2O]_{cyl,H}) * [CO_2]_{cyl,S} \\ [CO_2]_{e,H} = (1 - [H_2O]_{e,H}) * [CO_2]_{e,S} \end{cases} \quad (\text{Équation 30})$$

La concentration humide du H₂O dans le cylindre est nécessaire pour calculer celle du CO₂ résiduel. Elle est définie comme suit :

$$[H_2O]_{cyl,H} = \frac{[CO_2]_{cyl,H}}{[CO_2]_{e,H}} * [H_2O]_{e,H} \quad (\text{Équation 31})$$

En substituant $[CO_2]_{cyl,H}$ et $[CO_2]_{e,H}$ par l'Equation 30, on obtient une équation dont le seul inconnu est $[H_2O]_{cyl,H}$:

$$[H_2O]_{cyl,H} = \frac{[CO_2]_{cyl,S} * (1 - [H_2O]_{cyl,H})}{[CO_2]_{e,S} * (1 - [H_2O]_{e,H})} * [H_2O]_{e,H} \quad (\text{Équation 32})$$

Où les concentrations sèches de CO₂ dans le cylindre et à l'échappement sont mesurées par le prélèvement de la chambre et l'analyseur continue de CO₂ respectivement, la concentration humide de H₂O à l'échappement est déduite de l'Equation 28 :

$$[H_2O]_{cyl,H} = \frac{\frac{[CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}}{[CO_2]_{e,S} * (1 - [H_2O]_{e,H})}}{1 + \frac{[CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}}{[CO_2]_{e,S} * (1 - [H_2O]_{e,H})}} \quad (\text{Équation 33})$$

La simplification de l'Equation 33 donne :

$$[H_2O]_{cyl,H} = \frac{[CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}}{[CO_2]_{e,S} * (1 - [H_2O]_{e,H}) + [CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}} \quad (\text{Équation 34})$$

La fraction molaire de gaz résiduels est donc déduite par l'équation suivante :

$$X_{Res} = \frac{[CO_2]_{cyl,H}}{[CO_2]_{e,H}} = \frac{[CO_2]_{cyl,S}}{[CO_2]_{e,S}} * \frac{\left[1 - \left(\frac{[CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}}{[CO_2]_{e,S} * (1 - [H_2O]_{e,H}) + [CO_2]_{cyl,S} * [H_2O]_{e,H}} \right) \right]}{(1 - [H_2O]_{e,H})} \quad (\text{Équation 35})$$

La fraction massique de gaz résiduels est approximativement égale à la fraction molaire avec une marge d'erreur de 1% [98].

3.2 Analyse des résultats

3.2.1 Fraction de Gaz Résiduels

Par cette méthode de calcul, la fraction de gaz résiduels peut être mesurée à partir des concentrations sèches de CO₂ et de CO (nécessaire pour calculer α) mesurées à l'échappement

par l'analyseur de gaz ainsi que la concentration sèche du CO₂ mesurée dans le cylindre à partir du dispositif de prélèvement décrit dans le Chapitre 2. Les points de fonctionnement du moteur utilisés sont déterminés par 3 paramètres : le régime, la pression d'admission et la VVT d'admission. Les paramètres sont choisis en se basant sur un champ iso du moteur préalablement réalisé, dans le but de comparer les mesures obtenus (pressions, températures, performances ...) à la base de données initiales :

$$N = 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 \text{ RPM}$$

$$Pa = 0.35, 0.5, 0.75, 1 \text{ bar.}$$

$$VVT = 0, 20, 28, 35, 44^\circ.$$

Le nombre de points total est $5 * 4 * 5 = 100$ points. La richesse du mélange est fixée à 1 pour tout le points en modifiant le temps d'injection du carburant. La VVT de 0° correspond à un croisement de soupapes de 41°. Ce croisement augmente avec l'ouverture de VVT (85° de croisement à 44° de VVT). Pour un régime inférieur à 1500 RPM, le moteur n'est pas stable alors que pour un régime supérieur à 4000 RPM, les signaux des thermocouples sont perturbés ce qui justifie les choix du régime.

▪ **Gaz résiduels en fonction de la VVT**

Régime fixé

D'abord, le régime du moteur sera fixé, les résultats sont illustrés dans les Figure 71, Figure 72, Figure 73, Figure 74, Figure 75 qui présentent la variation de la fraction de gaz résiduels en fonction de la VVT pour différentes pressions d'admission :

Il est clair que pour tous les régimes moteur, la fraction de gaz résiduels diminue lorsque la pression d'admission augmente quel que soit le réglage de VVT. Cela est provoqué par deux phénomènes : En premier lieu, la quantité et le débit de gaz frais entrant le cylindre à travers les soupapes d'admission dépend directement de la pression admission : quand la pression d'admission diminue, le débit d'air frais admis diminue. En deuxième lieu, durant le croisement des soupapes, lorsque la pression d'admission diminue, le Backflow est de plus en plus important : les gaz résiduels pénètrent dans la tubulure d'admission puis sont réaspirés dans la chambre de combustion.

La variation de la VVT a une grande influence sur la fraction de gaz résiduels : plus le croisement de la VVT augmente, plus cette fraction est importante [72]. En effet, l'ouverture précoce des soupapes d'admission conduit à une quantité plus importante de gaz brûlés refoulés par Backflow d'admission à travers les soupapes. Cependant, un autre comportement est

observé quand la pression d'admission est élevée (1bars), plus le régime augmente plus l'influence de la VVT sur la fraction résiduelle est faible. En effet, la durée absolue de croisement de soupapes est inversement proportionnelle au régime. Pour $N = 3500 \text{ RPM}$ et à $P = 1 \text{ bar}$, une baisse de fraction de gaz résiduels est remarquée en fonction de la VVT et pour $N = 3000 \text{ RPM}$ elle reste inchangée. Cela est expliqué par :

- Le balayage de gaz brûlés ayant lieu durant le croisement des soupapes où les différences de pression admission / échappement et admission / cylindre sont positives. Ce balayage implique une diminution de la quantité de gaz brûlés enfermés durant et après le balayage.
- L'absence du Backflow de gaz brûlés refoulés dans la tubulure d'admission au début du croisement facilite l'admission des gaz frais et le remplissage.

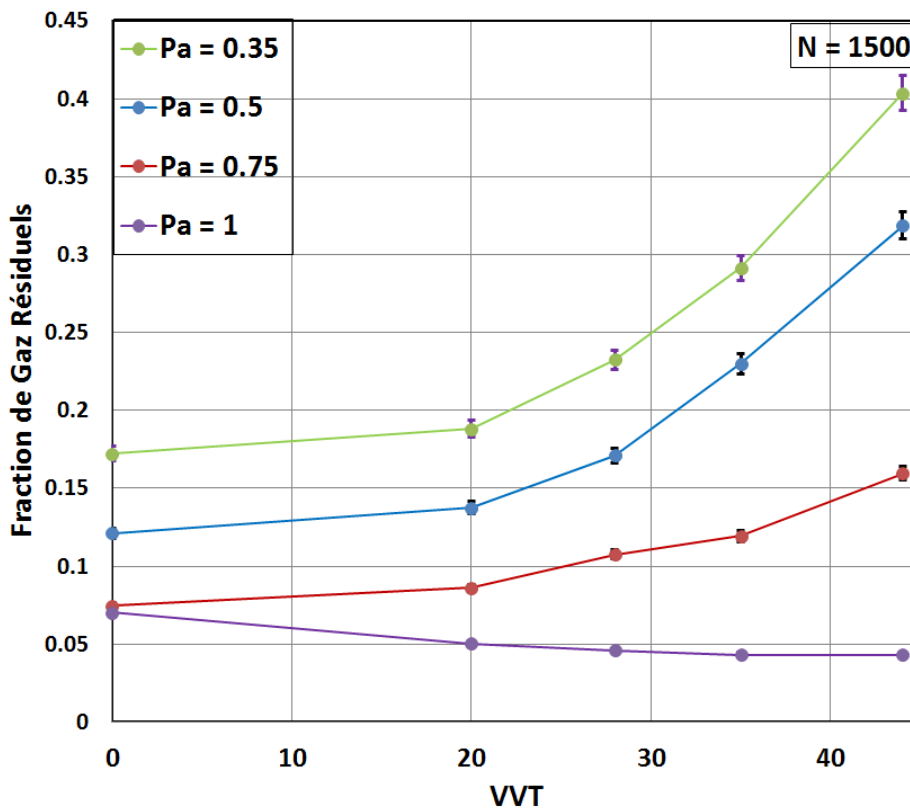


Figure 71 Fractions de gaz résiduels mesurées en fonction de la VVT, $N = 1500 \text{ RPM}$.

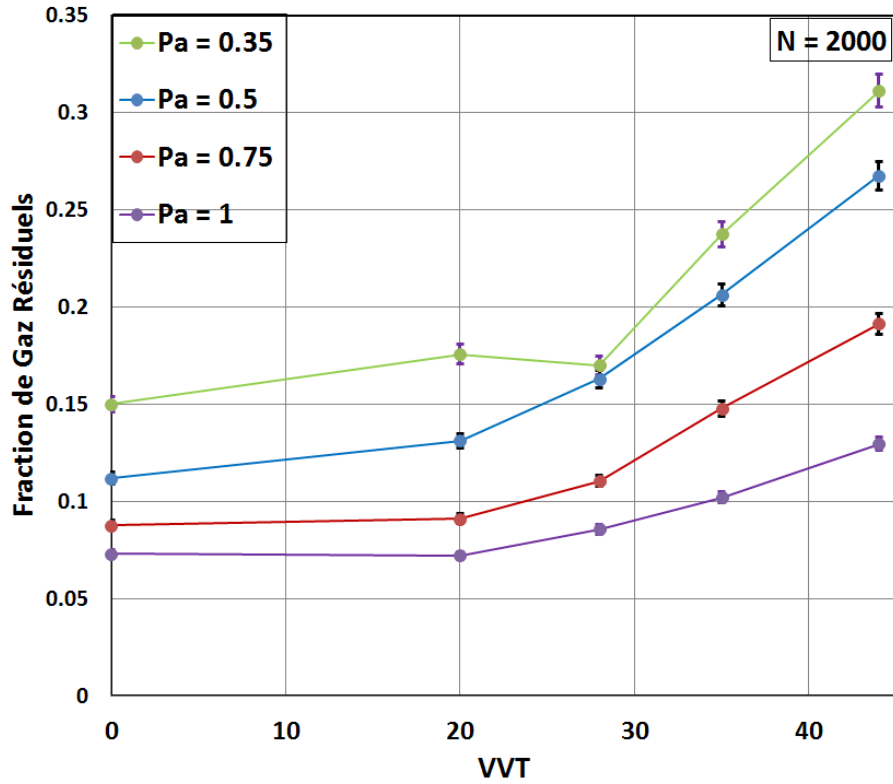


Figure 72 Fractions de gaz résiduels mesurées en fonction de la VVT, N = 2000.

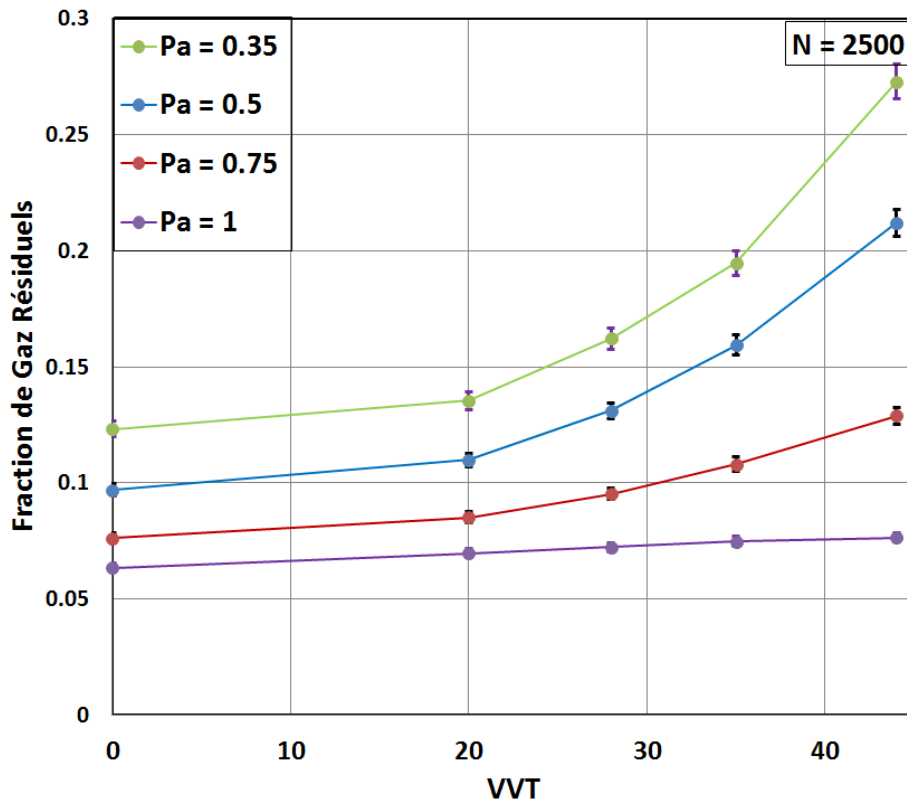


Figure 73 Fractions de gaz résiduels mesurées en fonction de la VVT, N = 2500.

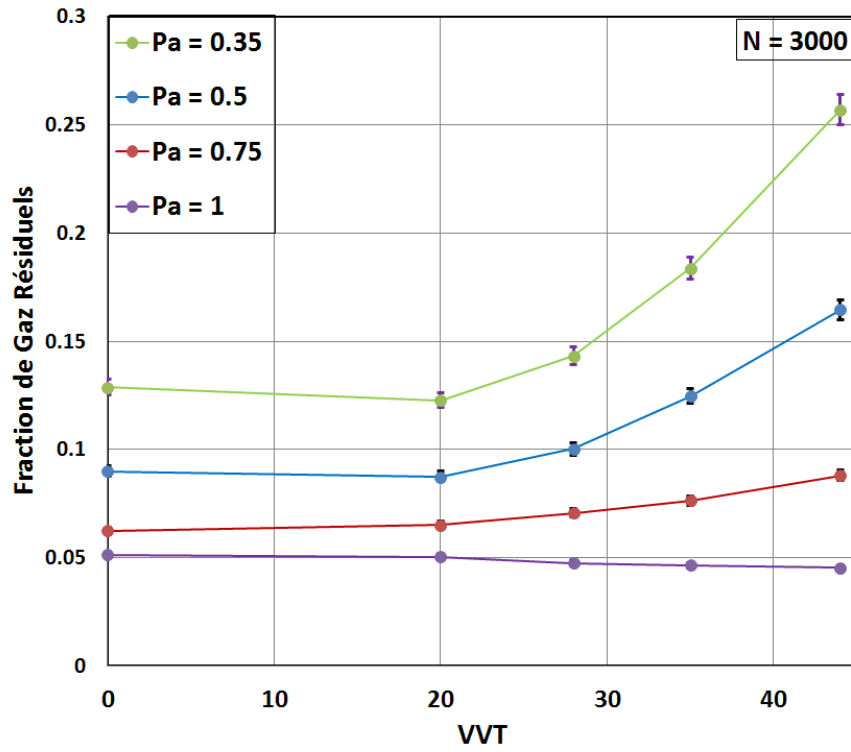


Figure 74 Fractions de gaz résiduels mesurées en fonction de la VVT, N = 3000.

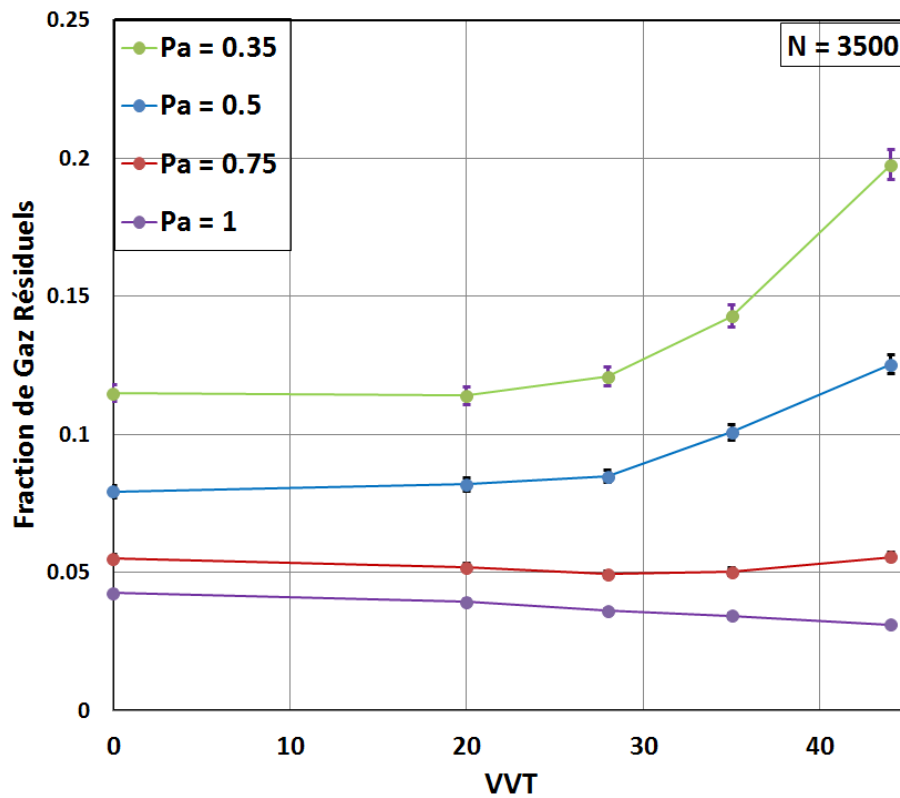


Figure 75 Fractions de gaz résiduels mesurées en fonction de la VVT, N = 3500.

Pression fixée

Pour une faible charge admise ($P = 0.35 \text{ bars}$), la fraction de gaz résiduels augmente avec la VVT quel que soit le régime du moteur (Figure 76) ce qui a été expliqué dans la partie précédente, alors que pour une charge élevée ($P = 1 \text{ bars}$), la tendance est différente entre les régimes (Figure 77) : elle diminue pour un $N = 1500$, augmente pour $N = 2000$ et reste quasiment inchangée pour les autres régimes ($N = 2500, 3000 \text{ et } 3500$). Un balayage fort a lieu pour un régime faible, ce balayage disparaît ensuite en atteignant un régime de 2000, puis ce balayage revient pour les régimes plus élevés et semble s'intensifier avec le régime. Afin de mieux comprendre ce phénomène, la fraction de gaz résiduels est représentée en fonction de la VVT pour 2 pressions d'admission fixées (0.35 bar et 1 bar).

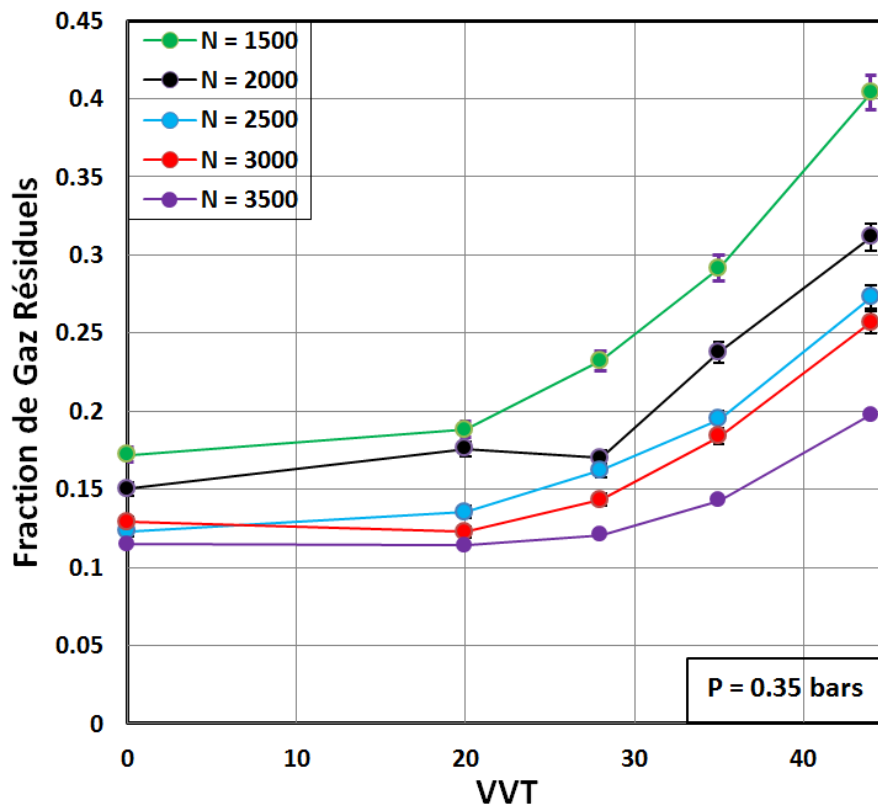


Figure 76 Fraction de gaz résiduels mesurée en fonction de la VVT pour différents régimes, $P = 0.35 \text{ bars}$.

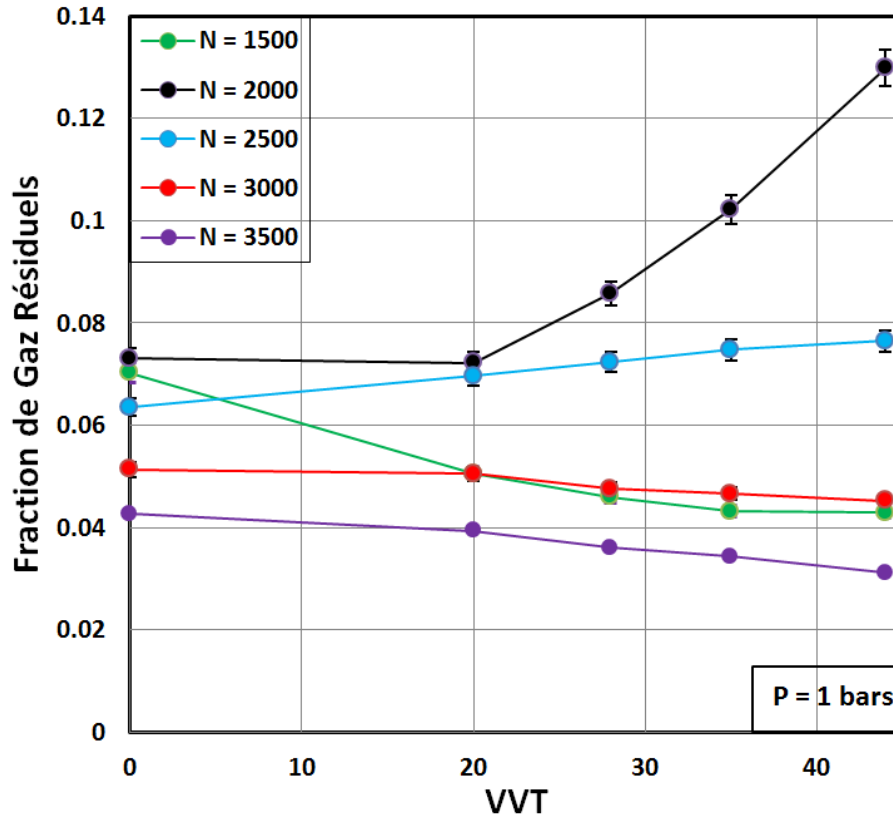


Figure 77 Fraction de gaz résiduels mesurée en fonction de la VVT pour différents régimes, $P = 1$ bars.

▪ Commentaires

Gaz Résiduels en fonction du régime

La Figure 78 et la Figure 79 illustrent les variations de la fraction de gaz résiduels en fonction du régime pour différents niveaux de pression d'admission, la VVT étant fixée à 44° et 0° . Une diminution des résiduels lorsque le régime augmente est observée pour toutes les faibles pressions ($P = 0.35$ bar et $P = 0.5$ bar) ce qui est lié directement à la durée de croisement inversement proportionnelle au régime du moteur. La durée de croisement étant liée directement au Backflow d'admission faisant apparaître des gaz résiduels supplémentaires dans la chambre de combustion. Cependant, pour des pressions plus élevées ($P = 1$ bars et $P = 0.75$ bars), la fraction de gaz résiduels baisse pour un régime faible ($N = 1500$ RPM), atteint un maximum à $N = 2000$ puis diminue avec le régime. En effet, et comme évoqué dans l'analyse précédente, le balayage est intense à 1500, très faible ou nul à 2000 et réapparaît pour $N > 2500$. Pour bien comprendre cette disparité de balayage, il est nécessaire d'étudier les pressions instantanées au moment du balayage (Figure 80). Deux pressions sont illustrées dans cette figure : la pression instantanée d'admission mesurée sur la tubulure d'admission et la différence des pressions admission - cylindre mesurées. Les oscillations de pressions d'admission

observées sont dues à l'acoustique des gaz dans la tubulure. Ce phénomène suppose une propagation d'ondes de pression dont la fréquence et l'amplitude dépendent directement de la géométrie d'admission et du régime du moteur. A $N = 1500 \text{ RPM}$, la pression d'admission subit une hausse importante au voisinage du PMH, ce qui n'est pas le cas à $N = 2000 \text{ RPM}$. Cela rend la différence de pressions admission - cylindre plus importante durant la plus grande partie de la phase de croisement ce qui augmente le balayage. Cela explique la grande différence de fraction de gaz résiduels entre les deux régimes (4% contre 13%) observée à $VVT = 44^\circ$ dans la Figure 78. Pour une VVT égale à 0° (Figure 79), le balayage a lieu pour des charges élevées mais son comportement n'est pas assez intense à cause du faible croisement par rapport à la VVT de 44° .

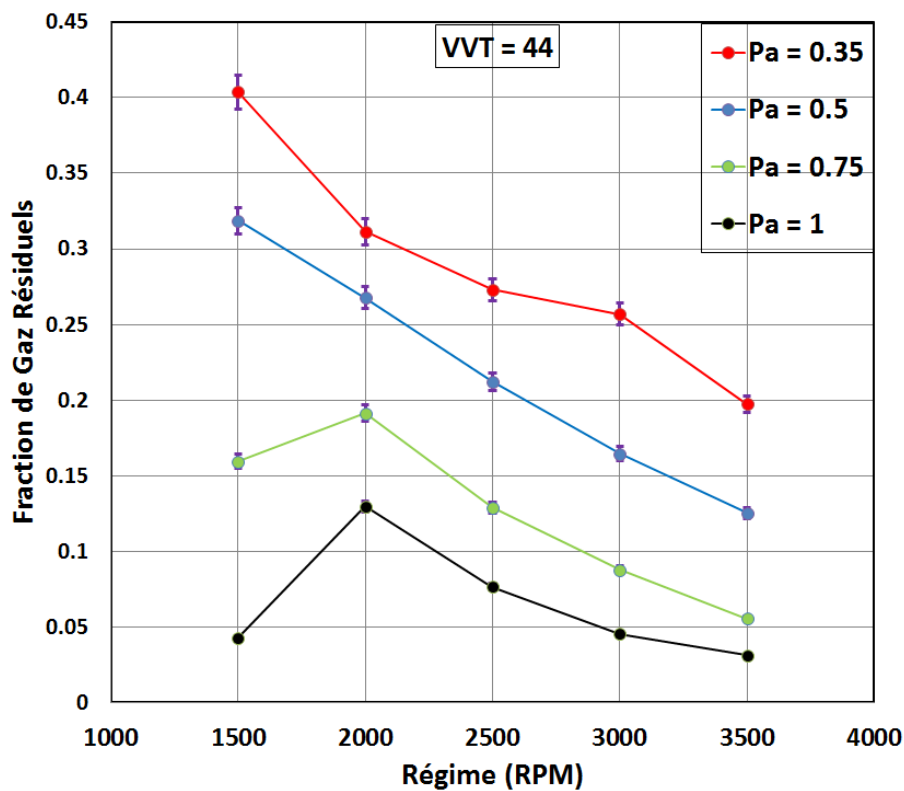


Figure 78 Fraction de gaz résiduels mesurée en fonction du régime du moteur pour différentes pressions d'admission, $VVT = 44^\circ$.

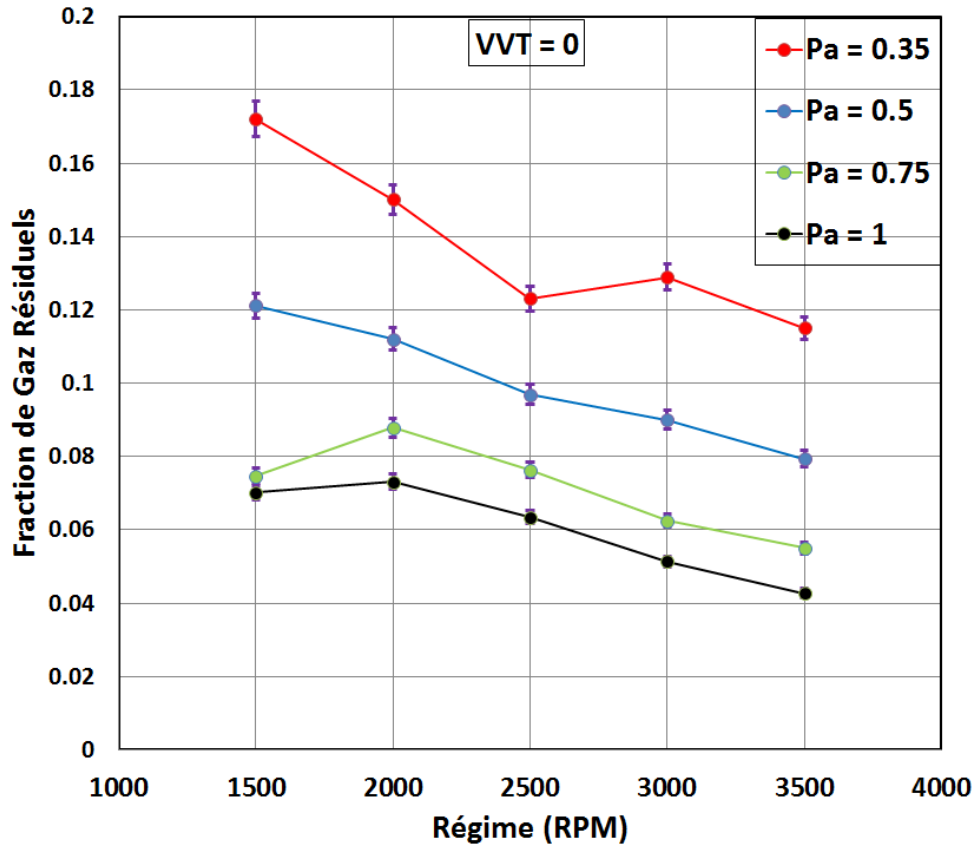


Figure 79 Fraction de gaz résiduels mesurée en fonction du régime du moteur pour différentes pressions d'admission, $VVT = 0^\circ$.

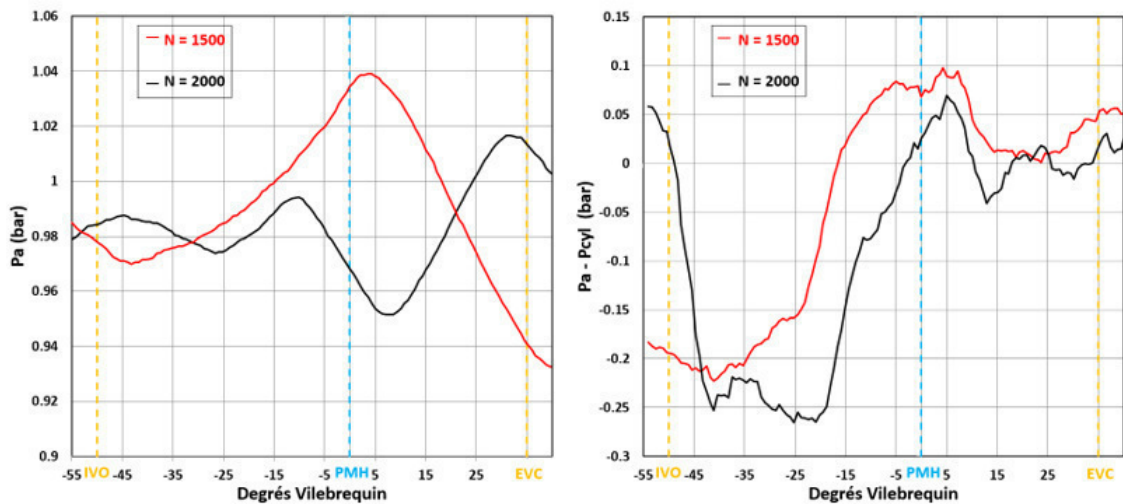


Figure 80 A gauche : pressions instantanées d'admission mesurées durant le croisement des soupapes, à droite : différence des pressions instantanées Admission - Cylindre mesurées en fonction des durant le croisement des soupapes pour $Pa = 1$ bars, $VVT = 44^\circ$ et $N = 1500$ et 2000 RPM.

Gaz résiduels en fonction de la pression d'admission

En représentant la fraction de gaz résiduels en fonction de la pression d'admission, il est clair que, à $VVT = 0^\circ$, et pour tous les régimes du moteur, une décroissance est remarquée avec la pression. Cette décroissance est plus ou moins faible selon le régime. Pour un croisement de soupapes maximale, le même comportement est observé mais pour des intensités différentes : une chute pour un régime de 1500 ou le balayage est le plus intense (à $P = 0.75 \text{ bars}$ et $P = 1 \text{ bars}$), et une diminution plus légère en montant le régime.

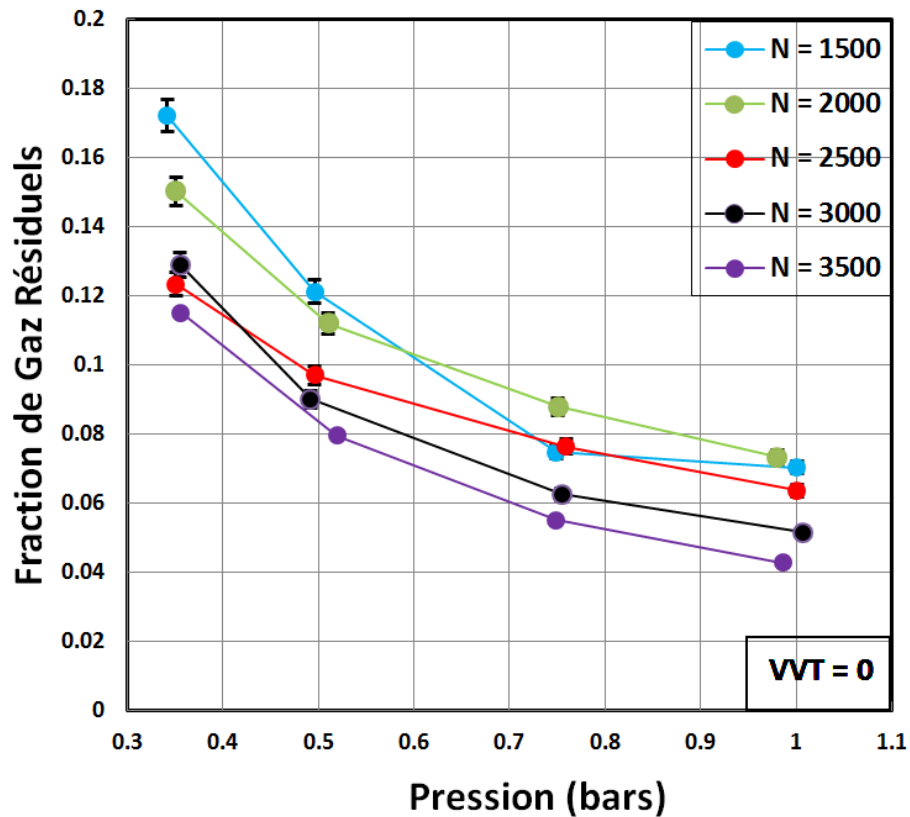


Figure 81 Fraction de gaz résiduels mesurée en fonction de la pression d'admission pour différents régime, $VVT = 0^\circ$.

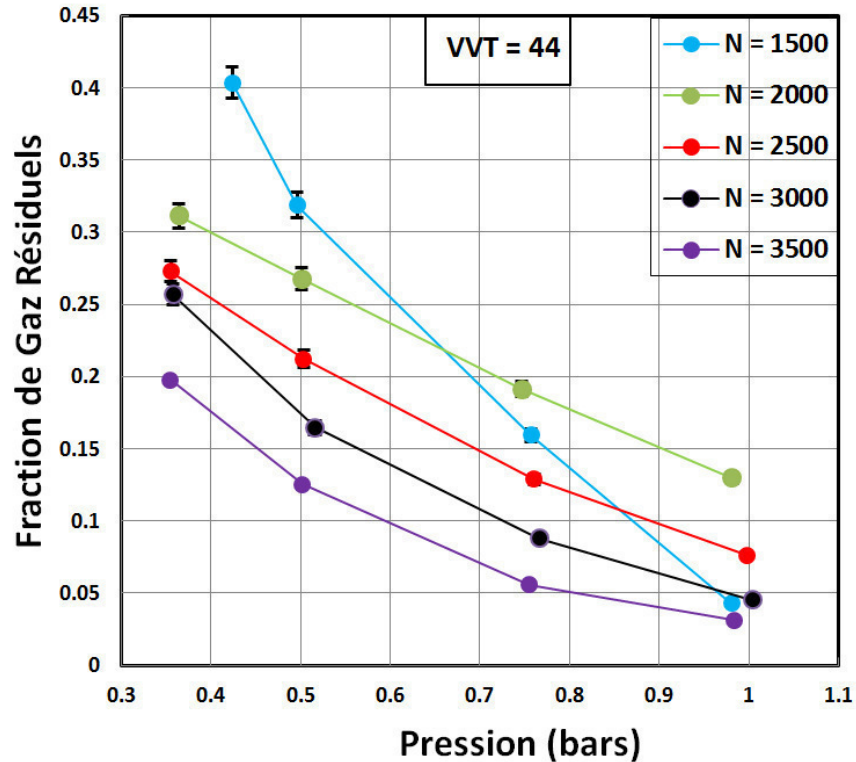


Figure 82 Fraction de gaz résiduels mesuré en fonction de la pression d'admission pour différents régimes, VVT = 44°.

3.2.2 Performances et émissions de NO_x

▪ PMI

La première étude effectuée permet d'étudier l'effet des gaz résiduels sur la pression moyenne indiquée PMI (Figure 83). Une grande dépendance est observée pour une même pression d'admission. Plus le niveau de gaz résiduels est élevé dans la chambre de combustion, plus la pression du cylindre est détériorée. Cela coïncide avec les résultats de Milovanovic et al. [120] qui ont trouvé qu'avec un niveau plus élevé d'IEGR la pression cylindre maximum mesurée diminue. En effet, la présence de gaz résiduels a un effet détériorant de la combustion : La température diminue et la combustion est retardée. Cela fait diminuer le sommet de pression résultant de combustion et par conséquent rend la PMI plus faible. En plus, plus la fraction de gaz résiduels augmente, moins les gaz frais (air + carburant) sont enfermés dans la chambre, ce qui rend plus faible la chaleur dégagée par combustion du mélange.

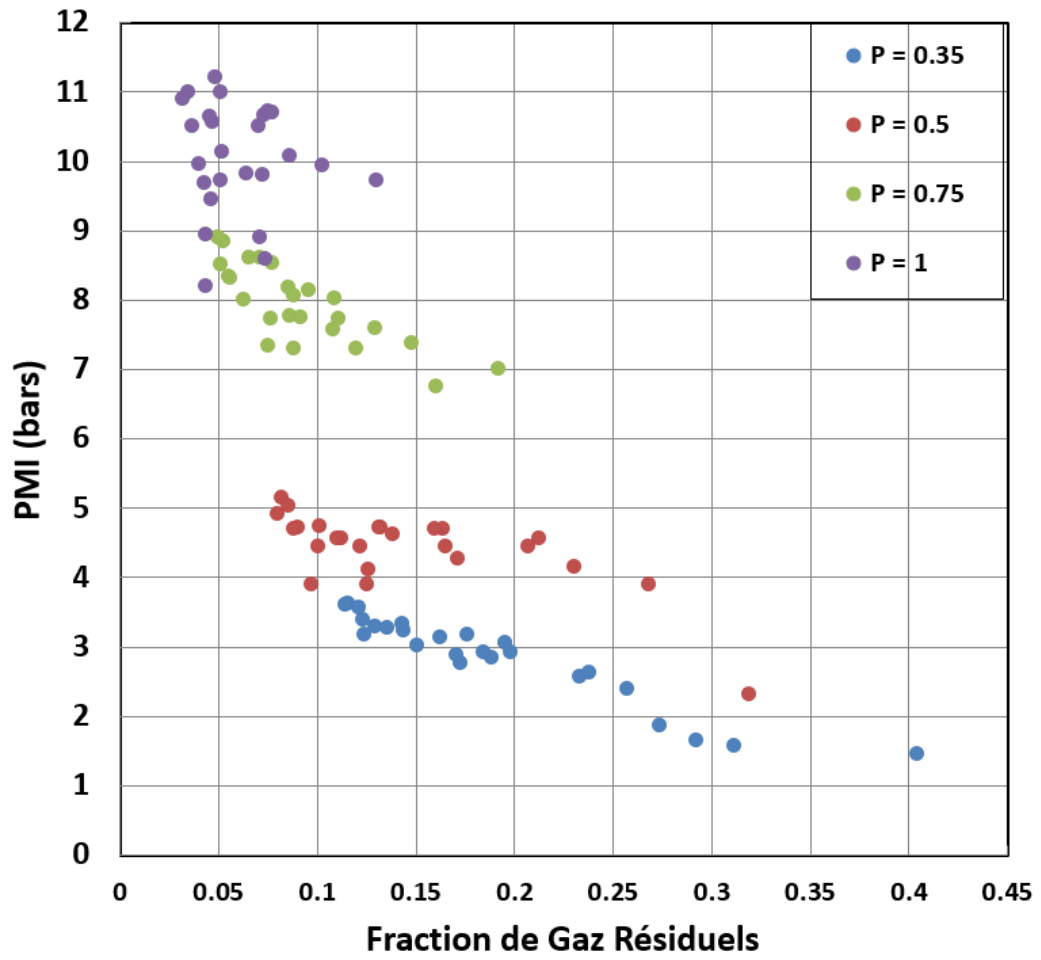
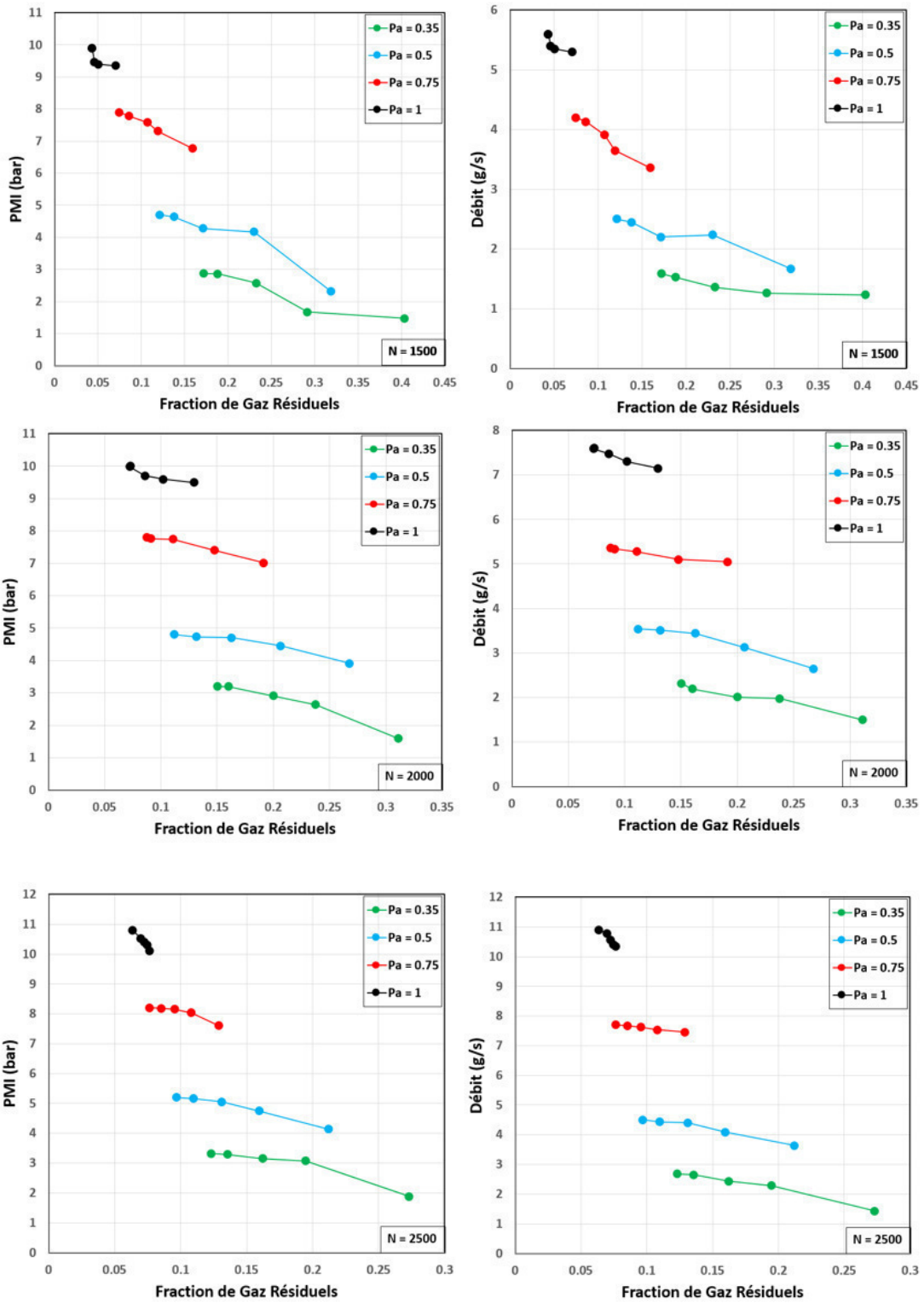


Figure 83 PMI mesurée en fonction de la fraction de gaz résiduels pour les 4 niveaux de pressions d'admission



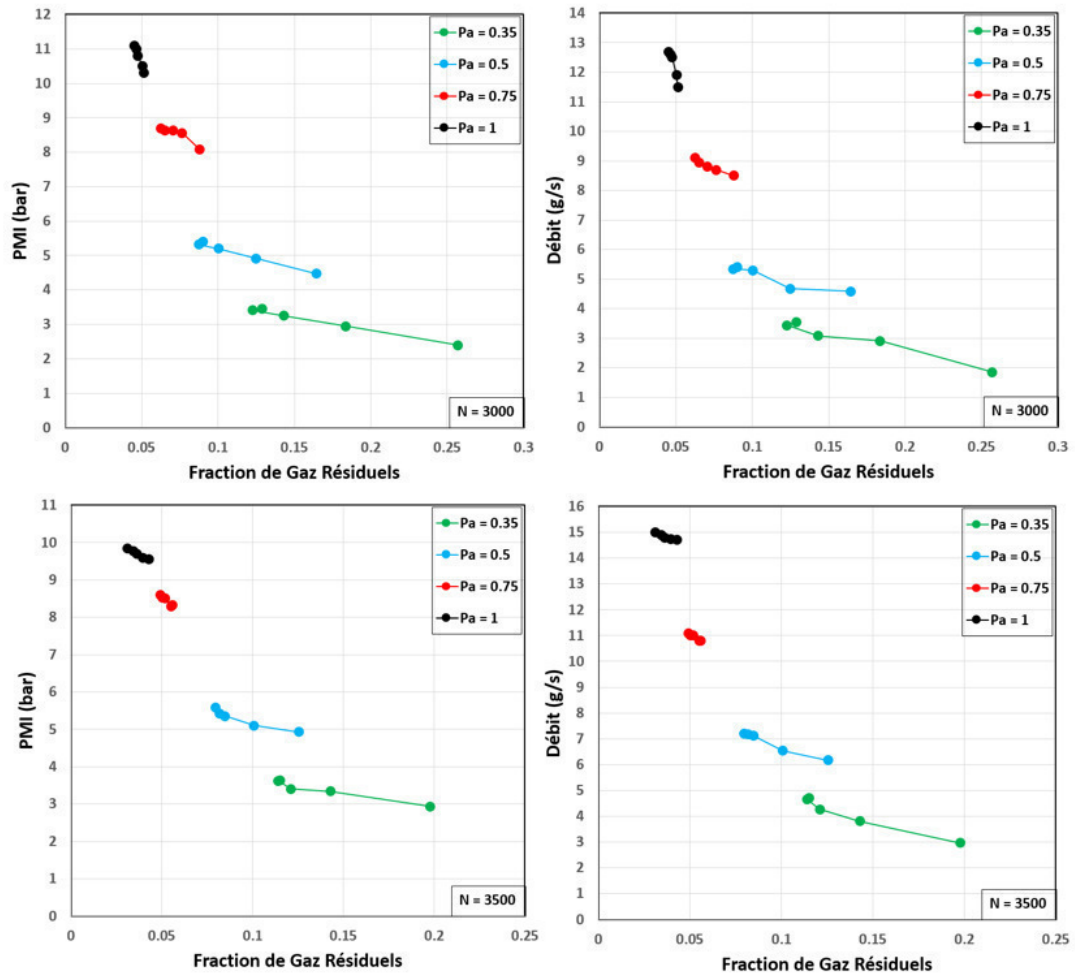


Figure 84 PMI mesurée (à gauche) et débits d'air (calculés expérimentalement) en fonction de la fraction de gaz résiduels pour toutes les pressions admission (régime fixé).

Dans le but de mieux comprendre l'effet des gaz résiduels sur les performances du moteur, la PMI et le débit d'air du moteur sont illustrés pour chaque pression d'admission en fonction de la fraction de gaz résiduels et en fixant le régime du moteur (Figure 84). Le débit d'air est calculé à partir de la consommation de carburant à une richesse égale à 1. D'abord, les résultats montrent que le comportement de la PMI est similaire à celui du débit d'air, cela est dû à la masse d'air enfermée qui représente une image de la PMI du moteur. En deuxième lieu, une décroissance de la PMI et du débit est remarquée avec l'augmentation de la fraction de gaz résiduels pour chaque pression d'admission quel que soit le régime du moteur. Cela montre que plus la fraction de gaz résiduels est importante, moins d'air sera admis et enfermé dans la chambre, et par conséquent, la pression moyenne indiquée du cycle moteur sera plus faible.

▪ Emissions de NO_x

La concentration de NO_x est mesurée pour tous les points de fonctionnement du champ du moteur et présentée dans la Figure 85 en fonction de la fraction de gaz résiduels. Il est

remarqué que la concentration diminue avec l'augmentation de la fraction de gaz résiduels. Cela coïncide avec les résultats trouvés dans la littérature [26] [121] et a comme cause l'effet des gaz résiduels enfermés sur la combustion. La présence de gaz brûlés enfermés dans le cylindre influence la température adiabatique de flamme. Les gaz résiduels mélangés avec la charge absorbent une partie de l'énergie libérée par combustion des nouveaux gaz brûlés et ralentissent la vitesse de propagation de flamme. Or la formation de NO_x est très dépendante de la température de combustion à cause de la grande énergie d'activation de la dissociation des molécules de N_2 et d' O_2 , d'où la forte corrélation remarquée.

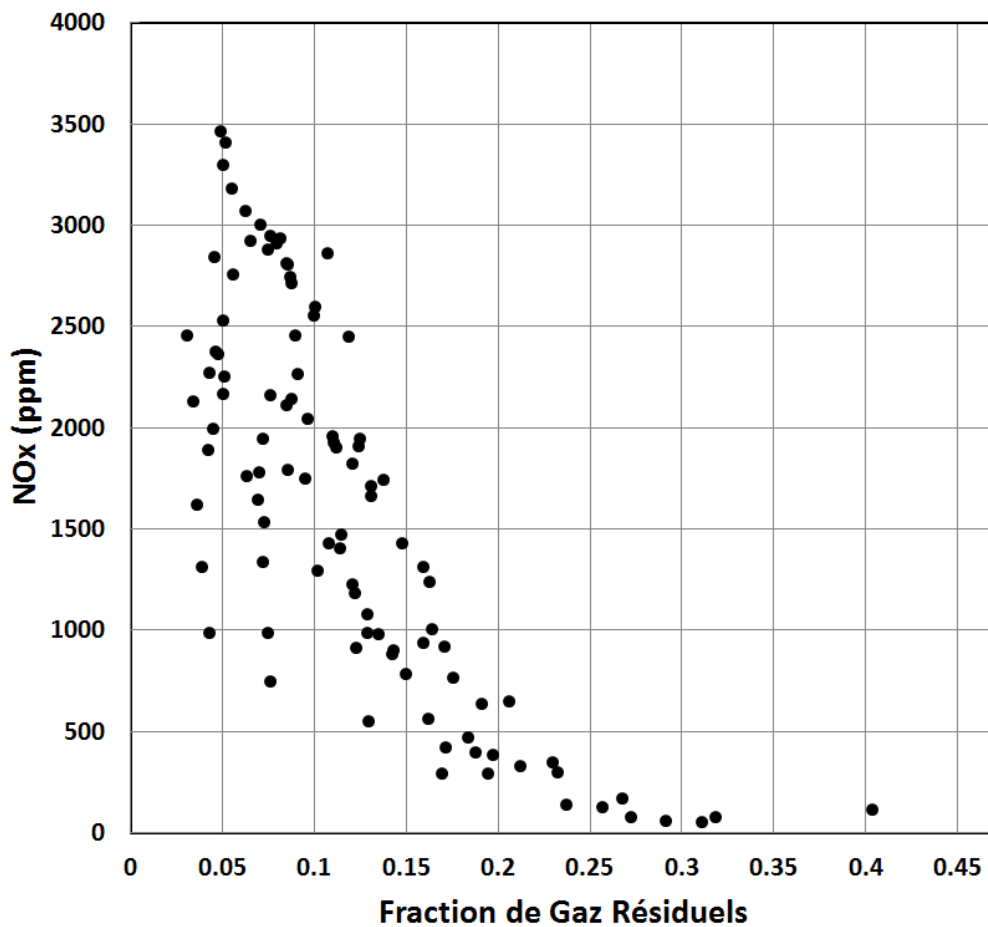


Figure 85 NO_x mesurés en fonction de la fraction de gaz résiduels

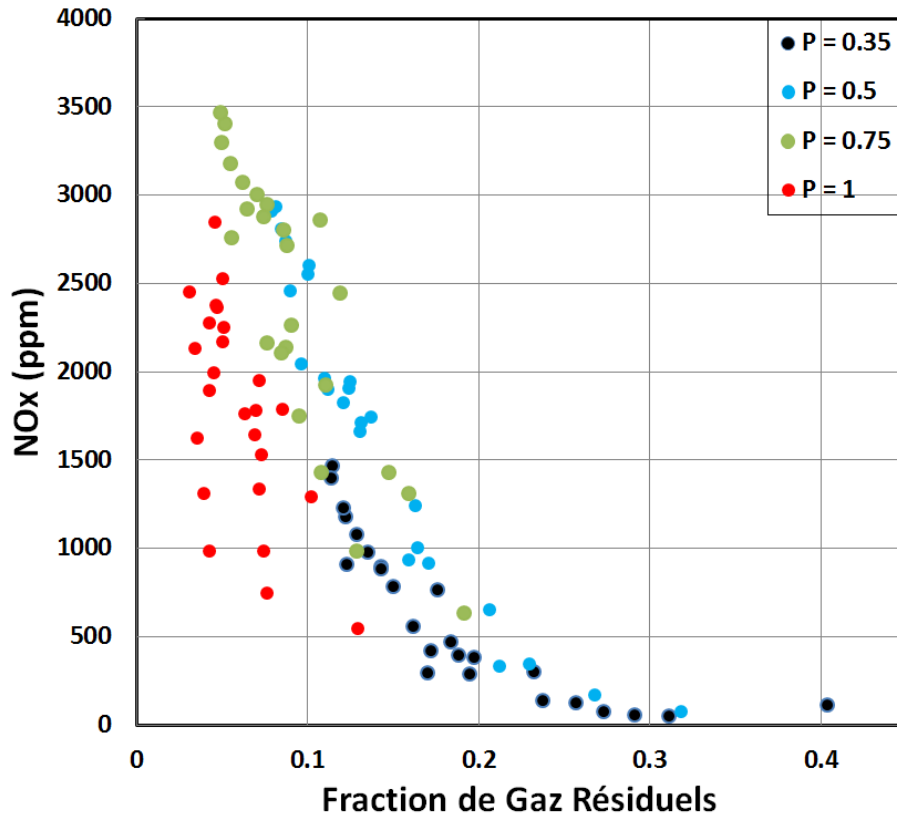


Figure 86 NO_x mesurés en fonction de la fraction de gaz résiduels pour différentes pressions d'admission

En séparant les points selon la pression d'admission, 4 plages de points sont identifiées (Figure 86) : Faibles NO_x et résiduels élevés ($P = 0.35 \text{ bars}$), NO_x modérés et résiduels élevés ($P = 0.5 \text{ bars}$), NO_x élevés et résiduels modérés ($P = 0.75 \text{ bars}$) et NO_x modérés et résiduels faibles ($P = 1 \text{ bars}$). Cette séparation permet de mettre en évidence l'effet direct de la pression d'admission sur les NO_x et les gaz résiduels à la fois : Plus la pression d'admission monte, moins il y aura des gaz résiduels, plus les NO_x seront importants. Cependant, cela n'est pas valable pour $P = 1 \text{ bars}$ où on a moins de NO_x que pour $P = 0.75 \text{ bars}$ mais avec moins de résiduels. En effet, le réglage du moteur exige qu'à forte charge et à une richesse de 1, le cliquetis doit être évité. Cela signifie que l'avance à l'allumage fournie au calculateur devra être retardée. Ainsi, la combustion étant plus tardive à $P = 1 \text{ bars}$, la température adiabatique de combustion sera donc moins élevée ce qui conduit à une concentration plus faible de NO_x mesurée en échappement. En séparant les points selon le régime du moteur, on observe que la concentration de NO_x suit la même tendance : elle décroît avec la fraction de gaz résiduels quelle que soit la pression d'admission pour les raisons citées ci-dessus (Figure 87). Ces diminutions n'ont pas la même intensité : elles peuvent dépendre de la pression d'admission, du régime et de la fraction de gaz résiduels.

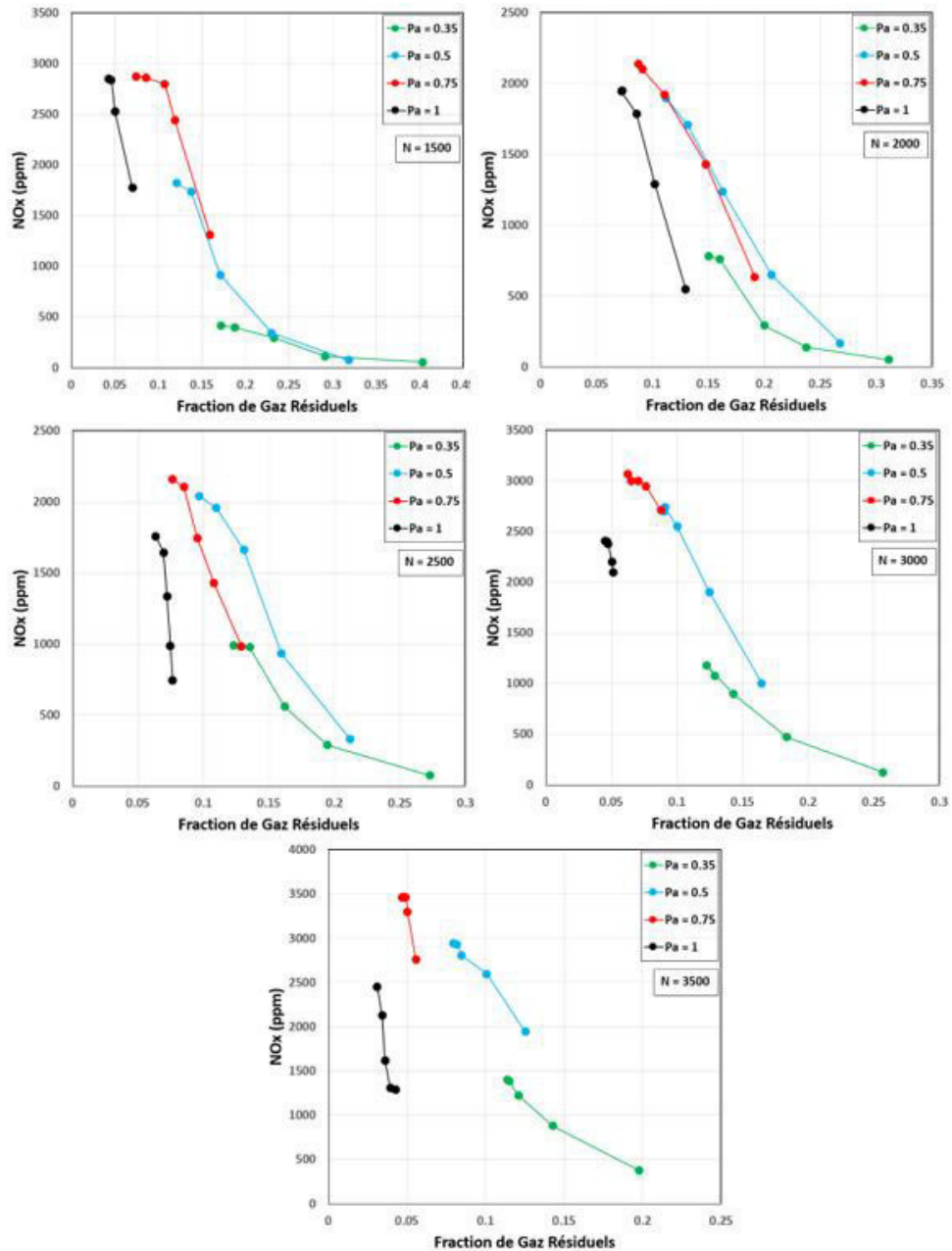


Figure 87 Concentrations de NO_x mesurées à l'échappement en fonction de la fraction de gaz résiduels pour chaque pression d'admission (régime fixé)

3.3 Caractérisation du Backflow

Le Backflow d'admission est le phénomène durant lequel les gaz résiduels sont refoulés du cylindre dans la tubulure d'admission. Les gaz frais qui sont supposés être admis dans la chambre de combustion quand les soupapes s'ouvrent seront alors mélangés (partiellement) avec des gaz résiduels. La direction de l'écoulement du gaz est influencée par la différence de pression entre le cylindre et l'admission, et le gaz est entraîné par la source de pression la plus

forte. Les gaz admis dans la chambre après ce Backflow seront constitués par des gaz frais et des gaz résiduels séjournant dans la tubulure d'admission. Le Backflow représente donc un facteur important influençant l'échange gazeux et la thermodynamique de la chambre durant le croisement des soupapes et la phase d'admission. D'après l'analyse faite sur le champ de gaz résiduels du moteur, il est une des causes principales conduisant à l'emprisonnement des gaz résiduels dans la chambre de combustion [114].

La mesure des températures instantanées par le thermocouple T_5 installé sur la conduite d'admission (Figure 88) durant un cycle moteur montre une montée rapide de la température durant la phase d'admission ($\sim 0^\circ$ à 80°) et puis une descente lente ailleurs pour les deux points moteurs présentés. Ce comportement ne peut être expliqué que par l'apparition des gaz résiduels via le Backflow d'admission et puis l'admission de ces gaz dans le cylindre. Il est important de noter que le début du croisement des soupapes à l'IVO a eu lieu à 25° avant le point mort haut du moteur. Le délai entre le début réel du Backflow et son observation par le thermocouple T_5 est dû essentiellement à l'inertie du thermocouple et à la distance entre les soupapes d'admission et le thermocouple.

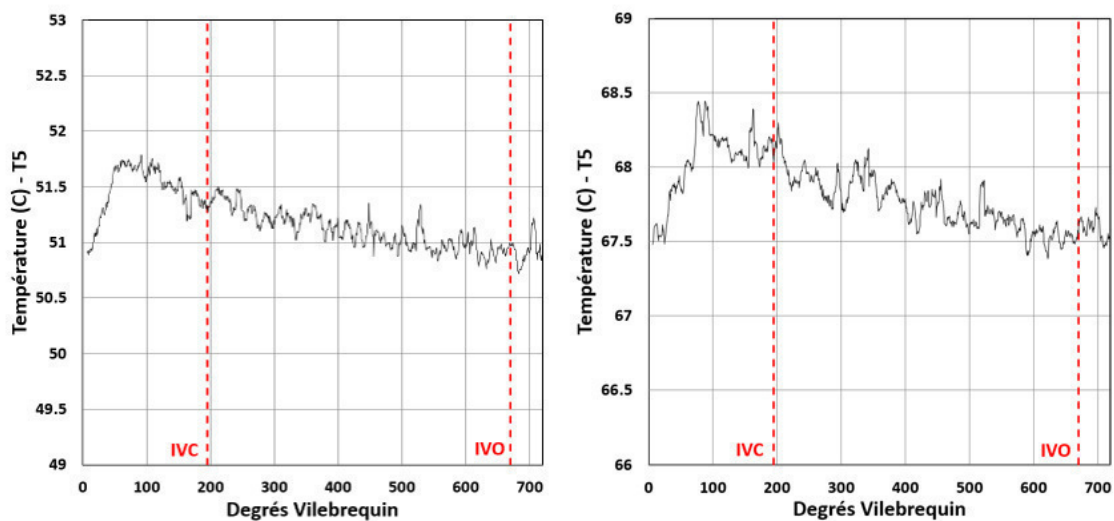


Figure 88 Températures instantanées mesurées par le thermocouple T_5 , à gauche le point : 1500 0.5 44, à droite le point : 2000 0.35 44.

Afin de mieux comprendre le phénomène du Backflow et les paramètres qui le gouvernent, une étude expérimentale est exécutée. La caractérisation de la formation du Backflow d'admission est effectuée à partir de la mesure de concentrations de CO_2 du gaz présent dans la tubulure d'admission. Les prélèvements sont effectués à 2cm, 5cm, 7cm et à 10 cm des soupapes d'admission au centre radial du tuyau. Plusieurs campagnes d'essais sont réalisées afin de mettre en évidence le Backflow d'admission :

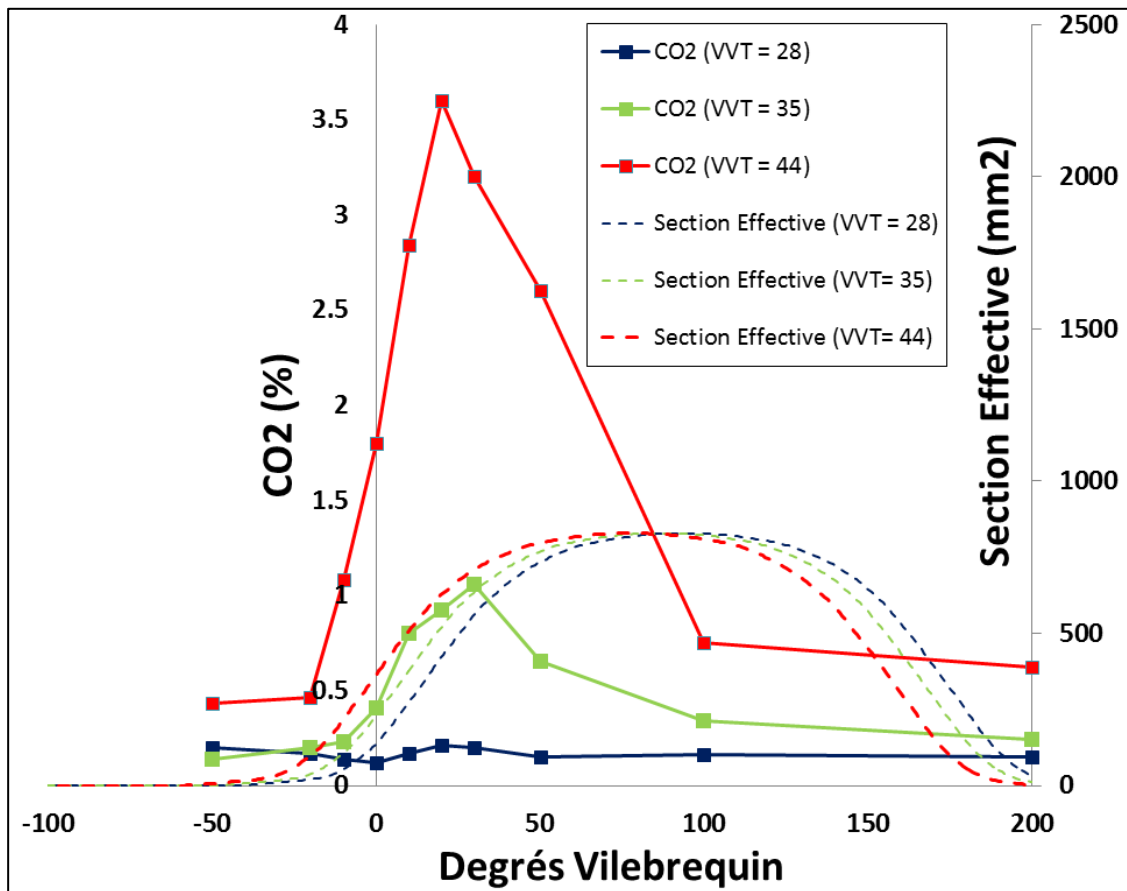


Figure 89 Mesure du CO₂ du Backflow dans la tubulure d'admission à 10 cm des soupapes d'admission pour différents choix de VVT (28°, 35°, 44°). $P = 0.5$ bars, $N = 1500$ RPM.

▪ Variation de la VVT

L'ouverture de la VVT joue un rôle important vis-à-vis du Backflow d'admission, plus l'IVC ne se déroule tôt, plus la quantité refoulée sera importante. Trois ouvertures de VVT sont choisies (28, 35, 44). Le point de fonctionnement du moteur est : $P_a = 0.5$ bars, $N = 1500$ RPM. Les résultats sont illustrés dans la Figure 89, il est remarqué que plus la VVT est grande plus le niveau de CO₂ est élevé dans la tubulure d'admission même si les soupapes sont fermées. Cela est dû au mélange partiel des gaz brûlés refoulés avec les gaz frais initialement présents. Ceci implique qu'un emprisonnement d'une quantité de gaz brûlés lors de la fermeture des soupapes d'admission a lieu. Le maximum de la courbe (VVT = 35°) atteint 1.1 % de CO₂ et paraît plus décalé que celui de la courbe (VVT = 44°) qui atteint 3.6%. Cela signifie que le décalage du Backflow suit le décalage de l'IVC. La courbe VVT = 28° montre une variation très petite de la concentration en CO₂ par rapport aux autres réglages de VVT et les niveaux de CO₂ restent quasiment inchangés pendant tout le cycle. Le Backflow paraît donc négligeable dans ce cas.

Ce comportement peut être confirmé par la mesure de température moyenne dans la ligne d'admission (Figure 90). Plus le point de mesure est proche de la soupape, plus la température est élevée. Ceci est dû à l'effet du Backflow admission. L'augmentation est plus intense avec le croisement VVT le plus grande (44°), cela signifie que plus le croisement VVT est grand plus le Backflow s'intensifie.

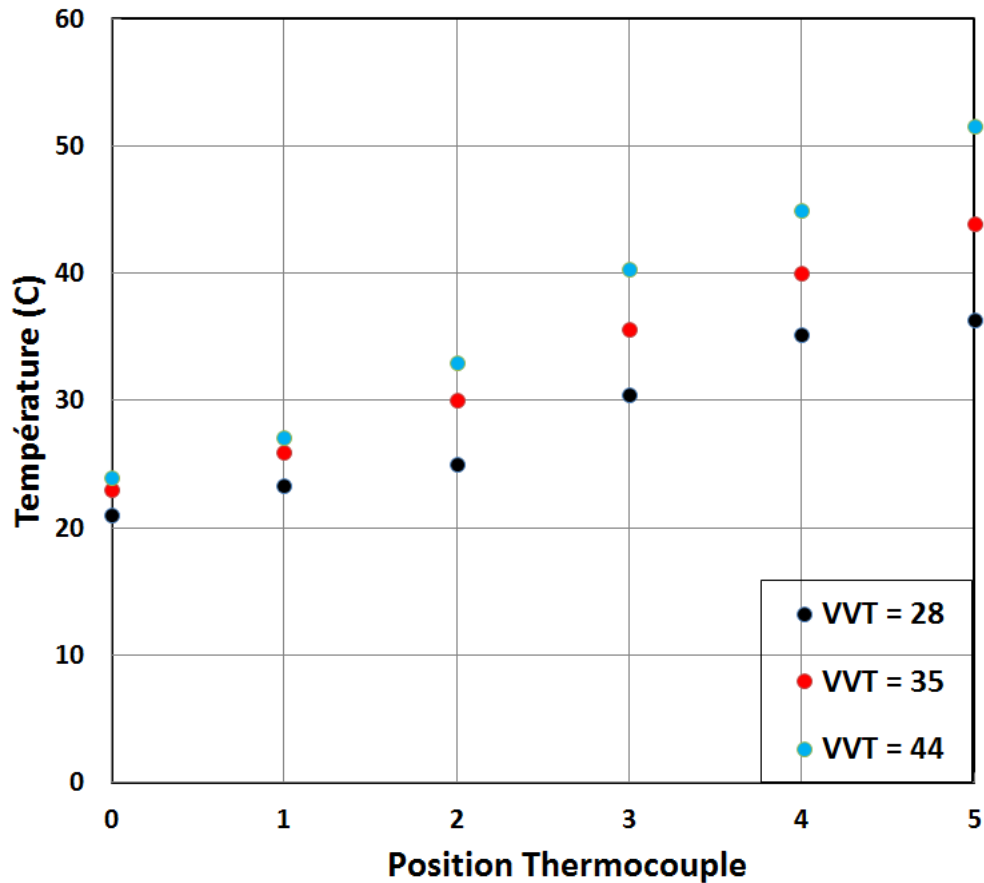


Figure 90 Températures mesurées par les thermocouples placées sur la ligne d'admission pour VVT = 28° , 35° et 44° . $N = 1500$ RPM, $Pa = 0.5$ bars.

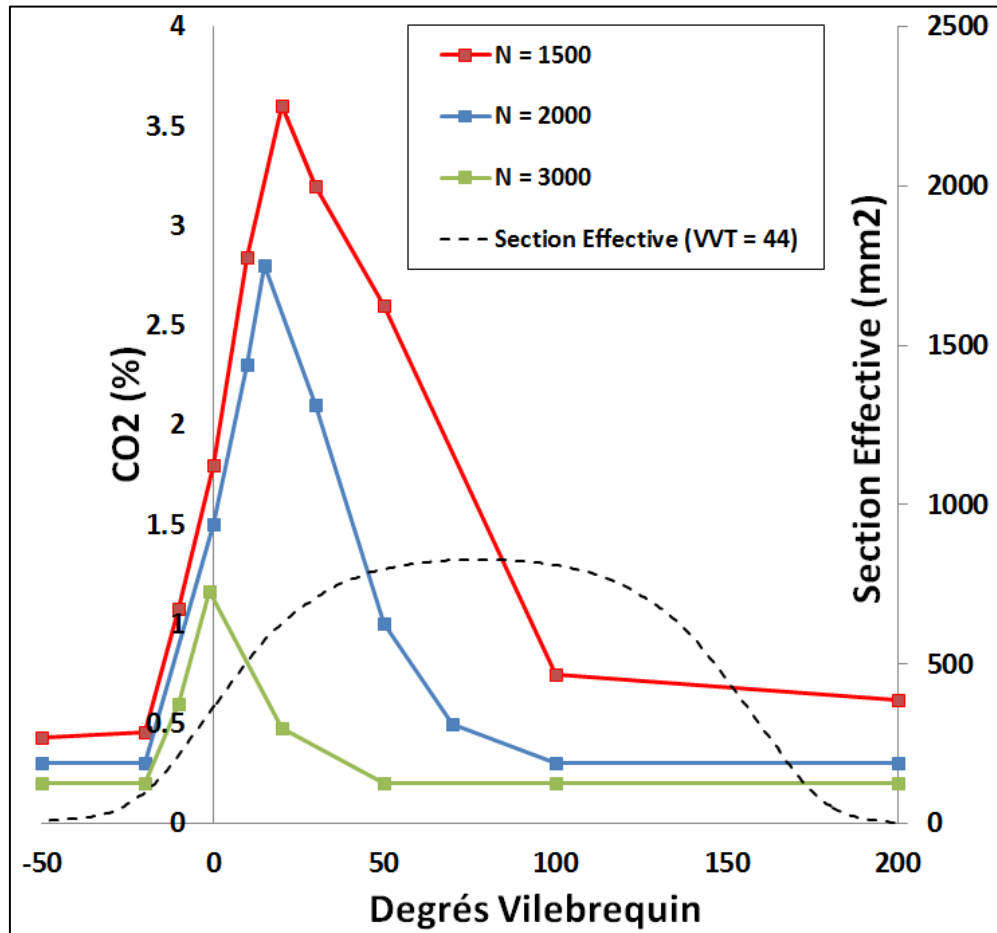


Figure 91 Mesure du CO_2 du Backflow dans la tubulure d'admission à 10 cm des soupapes d'admission pour différents régimes (1500, 2000, 3000). $P_a = 0.35$ bars, $VVT = 44^\circ$.

▪ Variation du régime

De la même façon, le régime est varié entre 1500, 2000 et 3000 en gardant la pression d'admission à $P = 0.5$ bars et l'ouverture de VVT à 44° permettant le maximum de Backflow possible. Les résultats présentés dans la Figure 91 et la Figure 92 montrent que le régime affecte la quantité de gaz brûlés refoulés d'une manière inverse. En effet, plus le régime monte, plus la phase d'admission sera faible en temps absolu. Cela fait diminuer la quantité de Backflow refoulé pendant les premiers stades de l'admission. Le maximum de CO_2 est atteint plus tôt à 3000 RPM puisque la quantité refoulée est faible et quitte donc rapidement la tubulure d'admission par le fait de l'écoulement des gaz frais admis contrairement à l'étude précédente où pour une quantité plus faible de Backflow, le maximum est atteint plus tard. Le CO_2 restant dans la tubulure d'admission après la fermeture des soupapes d'admission valide le mélange et l'emprisonnement du CO_2 ayant lieu durant et après le Backflow.

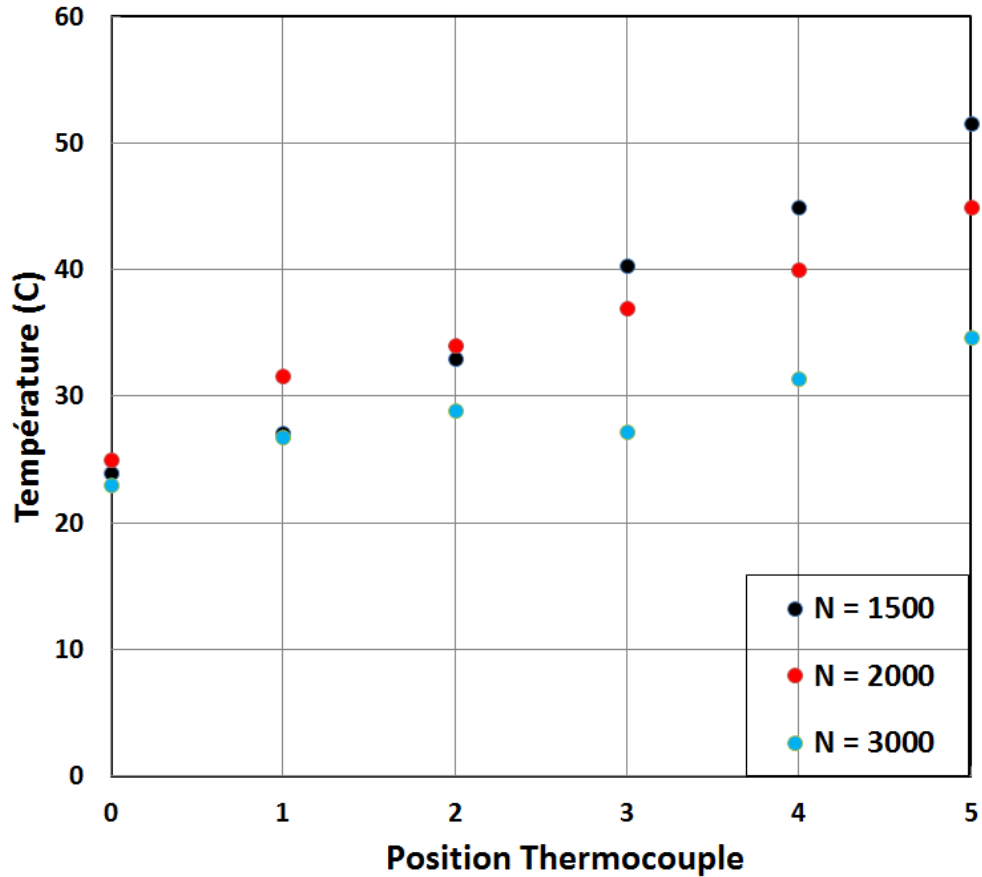


Figure 92 Températures mesurées par les thermocouples placées sur la ligne d'admission pour $N = 1500, 2000$ et 3000 RPM. $P_a = 0.5$ bars, $VVT = 44^\circ$.

▪ **Position du prélèvement**

Afin d'étudier le mélange du Backflow et sa présence dans la tubulure d'admission, une troisième étude détaillée est faite en prélevant à plusieurs endroits (Figure 93) :

- 2 cm des soupapes : 4 positions
- 5 cm des soupapes : 1 position
- 7 cm des soupapes : 1 position

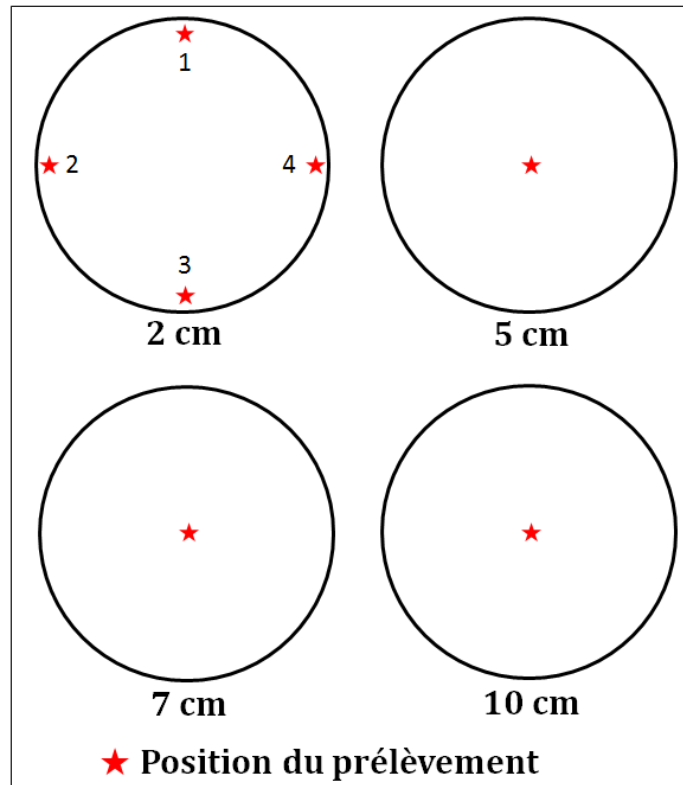


Figure 93 Positions du prélèvement dans la tubulure d'admission pour plusieurs endroits (sections) distancés des soupapes d'admission

Le point de fonctionnement choisi est : $P_a = 0.5 \text{ bars}$, $N = 1500 \text{ RPM}$, $VVT = 44^\circ$. Les résultats des mesures sont illustrés dans la Figure 94. Il est remarqué que la concentration de CO_2 mesurée dans les différents endroits et positions dans la tubulure d'admission suit toujours le même comportement : une montée brusque après l'ouverture des soupapes d'admission, un maximum absolu autour de $25^\circ - 40^\circ$, puis une chute suivie par une stabilisation des niveaux de CO_2 après la fermeture des soupapes d'admission. Les concentrations mesurées à 2 cm sont les plus élevées, puis viennent celles de 5 cm, 7 cm et 10 cm légèrement plus faibles. Cela signifie que plus les gaz sont loin des soupapes d'admission, moins la concentration en Backflow est importante durant la phase d'admission. Après la fermeture des soupapes d'admission, un écart de concentrations de CO_2 est remarqué entre les mesures à 10 cm et celles à 2 cm. Il semble donc que le Backflow mesuré ne se propage plus dans la tubulure d'admission à ce stade là en raison de faible vitesse d'écoulement.

Les mesures des 4 positions à 2 cm des soupapes montrent des concentrations très proches de CO_2 refoulé. Le maximum de concentration est observé à la position 4 ($\sim 4.5\%$) alors que le maximum des 3 autres est de $\sim 4\%$ et celui des autres endroits est de $\sim 3.6-3.8\%$. La concentration de CO_2 de gaz brûlés dans la chambre étant 13% , signifie que le Backflow se

mélange progressivement avec les gaz frais présents dans la tubulure d'admission en sortant de la chambre de combustion.

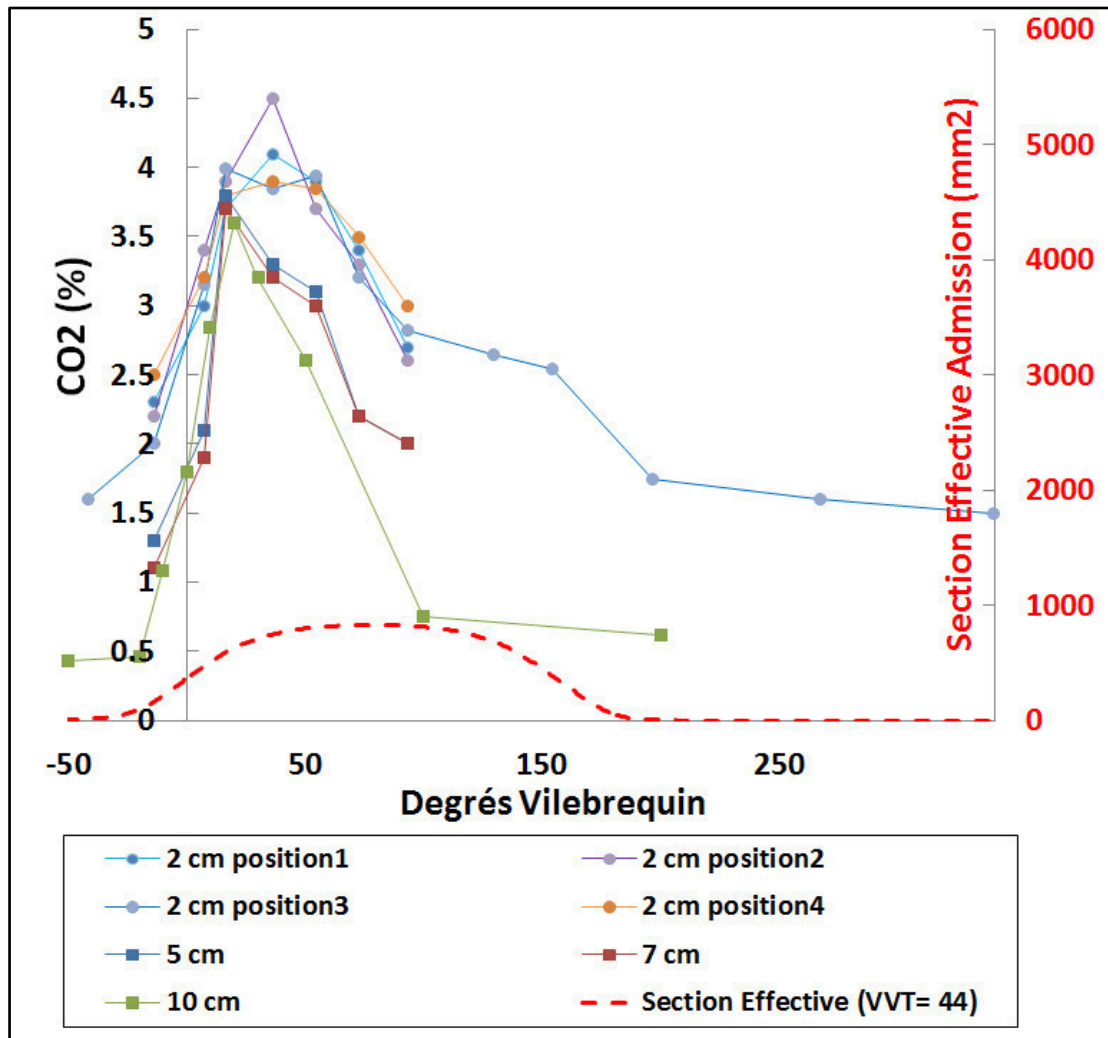


Figure 94 Mesure du CO₂ du Backflow de la tubulure d'admission pour les différentes positions de prélèvement : à 2cm (1, 2, 3, 4), 5cm, 7cm et 10 cm des soupapes d'admission. $P = 0.5$ bars, $N = 1500$ RPM, $VVT = 44^\circ$.

3.4 Caractérisation du balayage

3.4.1 Concentrations moyennes à l'échappement

La caractérisation de la fraction de gaz résiduels du champ de fonctionnement du moteur a permis d'identifier un balayage qui a lieu surtout à des charges élevées ($P = 1$ bars et $P = 0.75$ bars). Ce balayage a provoqué la diminution relative des gaz résiduels enfermés après la fermeture des soupapes d'admission et surtout à pleine ouverture de VVT. Dans le but d'investiguer ce phénomène, une étude a été menée d'abord sur la concentration des gaz frais mesurées à l'échappement du 4^{ème} cylindre. Les concentrations moyennes sont mesurées en

continu durant le fonctionnement du moteur comme décrit dans le chapitre 2. La concentration présentée est celle de l'O₂, cette espèce étant représentative des gaz frais et du balayage (s'il a lieu) (Figure 95). Pour une pression d'admission de 1 bars et de 0.75 bars, deux tendances sont identifiées : soit les concentrations sont croissantes, soit elles sont stables ou varient légèrement en fonction de la VVT. Pour $N = 1500, 3000$ et 3500 RPM, le premier comportement est remarquable (~1.5 à 3 fois plus d'O₂). Cela indique qu'un balayage intense a lieu pour ces points de fonctionnement ce qui correspond aux analyses et résultats obtenus antérieurement à partir de la fraction de gaz résiduels. Les autres régimes suivent l'autre tendance indiquant un balayage très faible voire nul. Dans le cas d'une pression d'admission plus faible ($P = 0.5$ bars et 0.35 bars), la majorité des points suivent la deuxième tendance : une variation très faibles quelques soient le régime et la VVT opérationnels, à l'exception des régimes 3000 et 3500 à 0.5 bars. Le balayage est alors absent dans la plupart des cas à pressions partielles sauf les régimes élevés où il semble que l'acoustique de la tubulure d'admission du moteur et l'inertie importante des gaz admis imposent un balayage de gaz frais.

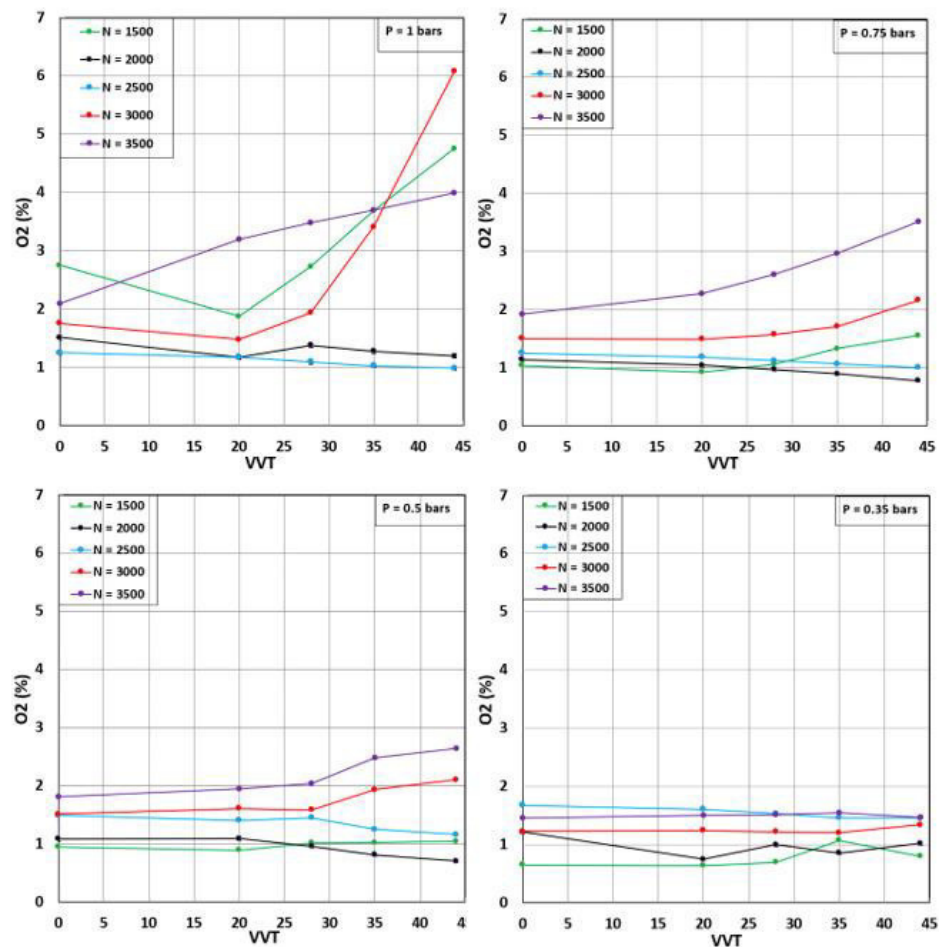


Figure 95 Concentrations moyennes d'O₂ mesurées à l'échappement du 4^{ème} cylindre en fonction de la VVT pour différents régimes présentées pour les 4 niveaux de pression d'admission.

3.4.2 Températures à l'échappement

La mesure des concentrations de l'oxygène à l'échappement a mis en évidence la présence du phénomène de balayage de gaz frais. Cependant, les concentrations mesurées sont des concentrations moyennes sur un cycle entier et peuvent ne pas représenter forcément ce qui se passe durant la phase de croisement des soupapes. Pour cela, il était important de vérifier le comportement physique durant cette phase pour confirmer nos hypothèses. La température instantanée est donc mesurée à l'échappement du 4^{ème} cylindre durant la phase de croisement des soupapes. Les points de fonctionnement du moteur choisis seront les points à charge admise maximale ($P = 1 \text{ bars}$), une pleine ouverture de VVT (44°) et les différents régimes : 1500, 2000, 3000 et 3500 RPM (Figure 96). Les signaux de température sont filtrés des bruits captés par les thermocouples par un filtre standard sur Matlab. La mesure des températures rapides montre une décroissance forte pour $N = 1500$, moins forte à $N = 3000$, et une variation légère ou nulle pour les régimes $N = 2000$ et 3500 . La baisse de température observée aux régimes 1500 et 3000 est provoquée par le passage direct de gaz frais initialement froid de la tubulure d'admission vers la tubulure d'échappement par effet de balayage. A $N = 2000$, le balayage est quasiment nul, cela confirme les résultats antérieurs obtenus par concentrations et par la fraction de gaz résiduels. Pour le régime de 3500 cette baisse de température n'est pas observée malgré la présence du balayage (détaillée dans l'étude précédente) pour différentes raisons possibles :

- A $N = 3500$, la vitesse de l'écoulement de gaz est élevée et la variation de température n'est pas captée par le thermocouple. L'utilisation d'un thermocouple plus fin permettrait peut-être donc de voir mieux le balayage.
- L'écoulement n'est pas homogène et le thermocouple mesure une température en un seul point de l'écoulement.
- Le balayage n'est pas à 100% de gaz frais, il peut contenir soit des gaz résiduels chassés de la chambre, soit des gaz résiduels refoulés dans la tubulure d'admission par Backflow puis balayés durant le croisement. Une étude 3D des concentrations/températures permettrait d'améliorer la compréhension du processus à cet endroit-là.

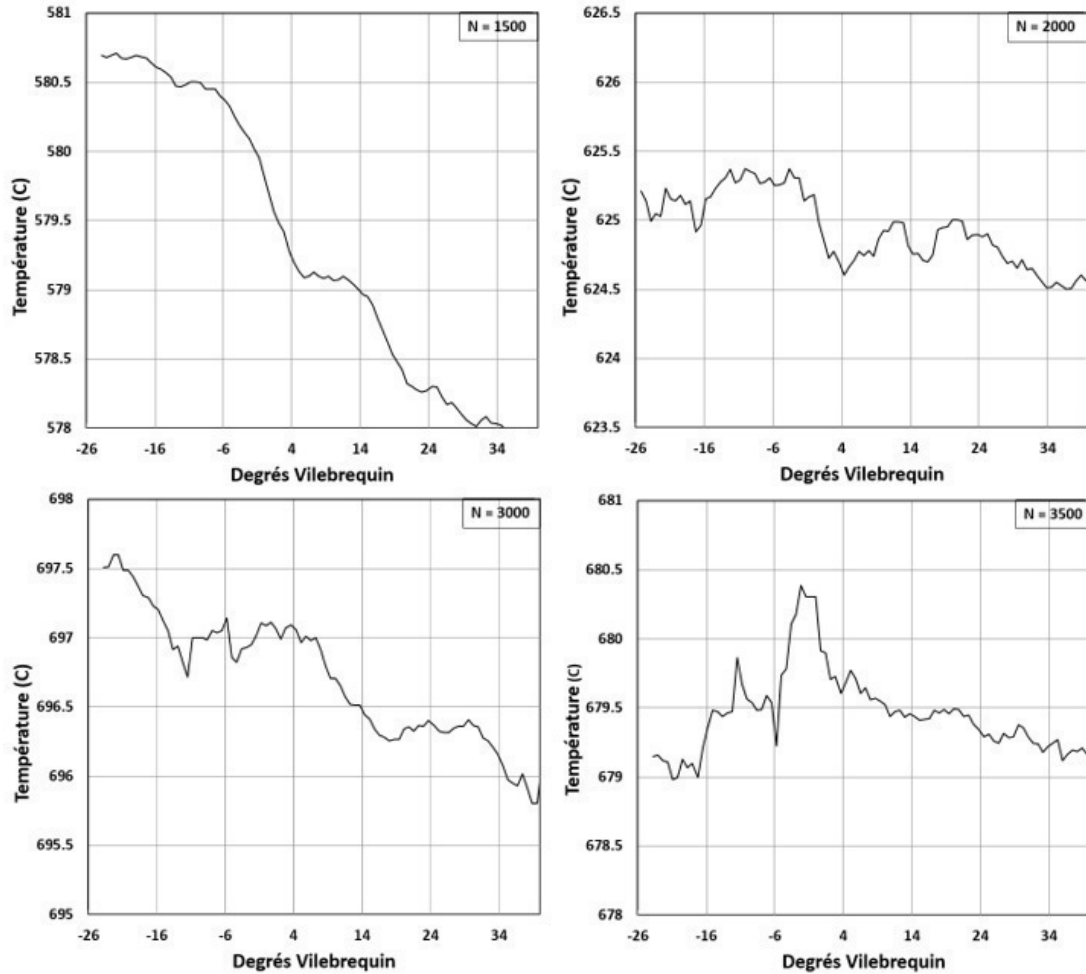


Figure 96 Températures instantanées mesurées à l'échappement par le thermocouple T_6 durant le croisement des soupapes à $P = 1$ bars et $VVT = 44^\circ$ pour différents régime (1500, 2000, 3000 et 3500 RPM).

3.4.3 Prélèvements à l'échappement

Dans le but de confirmer le balayage à l'échappement une dernière campagne est réalisée en effectuant des prélèvements de gaz de la tubulure d'échappement. Ces prélèvements sont effectués en utilisant l'électrovanne rapide installée en aval des soupapes d'échappement. Deux points de fonctionnement sont choisis :

- Point A: $N = 2000$, $P_a = 1$ bar, $VVT = 44^\circ$
- Point B: $N = 3500$, $P_a = 1$ bar, $VVT = 44^\circ$

Les prélèvements ont lieu durant deux intervalles du cycle moteur :

- I_1 : $[11^\circ, 24^\circ]$ appartient à l'intervalle de croisement de soupapes
- I_2 : $[654^\circ, 720^\circ]$ appartient à la phase d'échappement

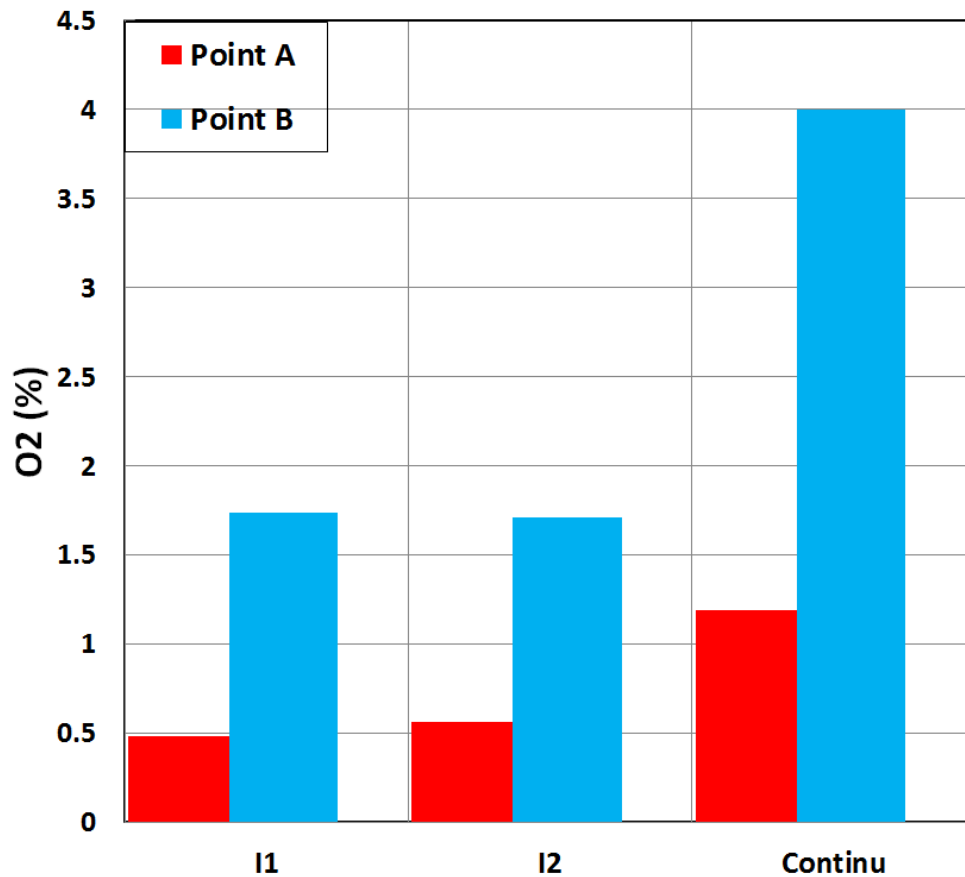


Figure 97 Concentrations d'O₂ mesurées à la tubulure d'échappement durant les intervalles I₁ et I₂ comparés aux mesures moyennes continues pour les deux points de fonctionnement A et B.

Les résultats sont présentés dans la Figure 97 et comparés aux concentrations d'O₂ moyennes de gaz d'échappement mesurées en continu par la baie. La concentration mesurée en I₁ est plus faible qu'en I₂ pour le point A et égale pour le point B. Les concentrations sont inférieures aux concentrations mesurées en continu. Cela n'est pas cohérent avec les résultats précédents puisqu'un balayage d'O₂ (gaz frais) est attendu dans les prélèvements à l'intervalle I₁. En plus, les mesures de concentrations à l'échappement ne sont pas cohérentes avec les mesures en continu. Ces comportements peuvent être dus soit à un écoulement réel 3D (ou 2D) à l'endroit du prélèvement qui peut affecter les concentrations locales à l'emplacement de la tige de prélèvement soit à des fuites de gaz prélevé à travers l'électrovanne. Des investigations supplémentaires seraient nécessaires pour clarifier ces observations. Malheureusement, elles n'ont pas pu être menées, faute de temps, au cours de ce travail de thèse.

3.5 Conclusion

Ce chapitre a permis de caractériser la fraction de gaz résiduels en fonction de la pression d'admission, le régime et la VVT d'admission à partir de la mesure du CO₂ de la chambre de

combustion ainsi que la mesure de CO₂, CO et H₂O des gaz d'échappement. Les résultats montrent :

- La fraction de gaz résiduels dépend de la pression d'admission et la VVT d'admission à cause du Backflow d'admission et de la quantité d'air frais admise
- Le régime du moteur affecte la fraction de gaz résiduels par l'effet pulsatif des ondes de la pression d'admission sur le remplissage du moteur, l'effet est maximal à $N = 1500 \text{ RPM}$.

La mesure de la fraction de gaz résiduels sera utilisée pour l'évaluation des modèles de balayage développés dans le Chapitre 4.

La caractérisation du Backflow par le dispositif de prélèvement à la tubulure d'admission montre qu'un écoulement de Backflow de gaz brûlés pénètre par la soupape d'admission après l'IVO. Ce Backflow est intense à un croisement maximale (44°) et à faible régime. La mesure de CO₂ de différents endroits du tuyau montre que la concentration augmente progressivement plus le prélèvement est proche de la soupapes d'admission.

Finalement, les mesures des températures instantanées et des concentrations continues d'O₂ à l'échappement montre qu'un balayage de gaz frais a lieu durant le croisement des soupapes. Ce balayage augmente avec la pression d'admission et le croisement et dépend du régime du moteur.

4. Modélisation du Balayage

La fraction de gaz résiduels et la masse enfermée sont les résultats de plusieurs événements d'échange gazeux ayant lieu durant le croisement des soupapes et la phase d'admission. L'estimation du contenu enfermé de la chambre de combustion nécessite donc la simulation de l'échange gazeux ayant contribué à la formation de ces gaz. Le modèle de balayage existant est le modèle de Mélange Parfait qui suppose que le contenu de la chambre est homogène durant le croisement des soupapes. Dans ce travail, une nouvelle modélisation à deux zones de la chambre de combustion est introduite, qui permettra d'améliorer l'estimation des gaz enfermés.

L'étude reportée dans ce chapitre sera décomposée en quatre parties :

- Une première partie sera consacrée à la présentation des moyens de simulation
- Puis, le modèle de Mélange Parfait sera présenté et évalué dans la deuxième partie
- La troisième partie présentera les modélisations à 2 zones réalisées : modèle de Déplacement parfait, modèle Hybride de balayage et modélisation Hybride avec transfert massique et proposera le meilleur choix de modélisation.
- La quatrième partie décrira la simulation du Backflow

4.1 Moyens de simulation

Dans le but d'évaluer numériquement le contenu de la chambre de combustion, la simulation haute fréquence (résolution à l'échelle du cycle moteur) du système moteur exige un certain niveau de précision. La modélisation 0D est très avantageuse en termes de temps de calcul, mais elle est défavorisée par son incapacité à représenter les phénomènes acoustiques qui jouent sur le remplissage, ainsi que les disparités spatiales de composition des gaz dans les tubulures moteur.

Il a donc été décidé de mettre en place un modèle de moteur proche de l'expérience, avec des éléments 1D pour les tubulures d'admission et d'échappement. Les soupapes constituent une condition aux limites pour ces éléments 1D. Le modèle choisi dans le logiciel AMESim est celui de Benson [122] (cf ; [Annexe I](#)).

Le système moteur est représenté par le sketch suivant :

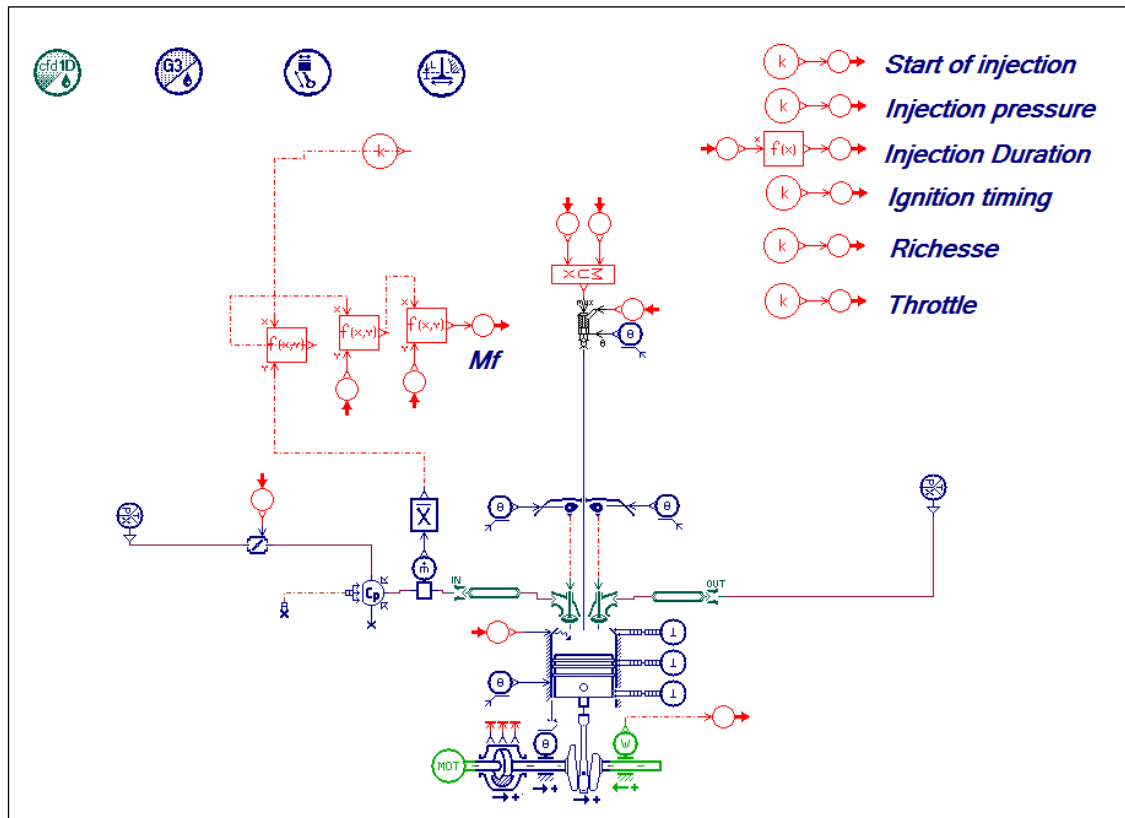


Figure 98 Sketch utilisé pour modéliser le système moteur en configuration 0D/1D sous AMESim

Le sketch comprend :

- Un élément 0D de la chambre de combustion
- Deux éléments 1D de soupapes : admission et échappement
- Deux éléments 1D de tuyaux : admission et échappement
- Un élément 0D de répartiteur d'admission
- Une source d'entrée et une source de sortie de pression et de température
- Un système d'injection directe afin de régler au plus précis la richesse du mélange enfermé

Le transfert thermique est pris en compte dans les éléments 1D des tuyaux. Les dimensions des éléments ainsi que les données de soupapes (levées, section) sont fixées à partir des données du moteur K4M. Le réglage de la charge se fait par la source d'entrée où la pression d'admission est fixée au début de la simulation. Le modèle de transfert thermique utilisé pour la chambre de combustion est le modèle d'[Annand](#).

4.1.1 Choix de maille

Dans la simulation unidimensionnelle de la conduite d'admission, le choix du maillage est une étape majeure. Un nombre de maille relativement faible peut donner des résultats imprécis alors qu'un maillage très raffiné peut prendre des temps de calcul extrêmement longs. Pour un alésage de 79.5 mm du cylindre, la librairie CFD1D du logiciel recommande un maillage de 30% à 40% de l'alésage du cylindre. Une étude est effectuée sur la tubulure d'admission afin de déterminer la taille de maille optimale correspondant à une simulation 1D précise avec le minimum temps de calcul. Les mailles choisies pour l'étude sont (2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40 et 50 mm) et la variable étudiée est la concentration de gaz brûlés dans la tubulure d'admission de la dernière maille du tube (proche des soupapes) durant un cycle complet (Figure 99). Le point de fonctionnement du moteur est ($N = 2000 \text{ RPM}$, $Pa = 0.35 \text{ bars}$, $VVT = 44^\circ$). Le système simulé est présenté dans la Figure 98.

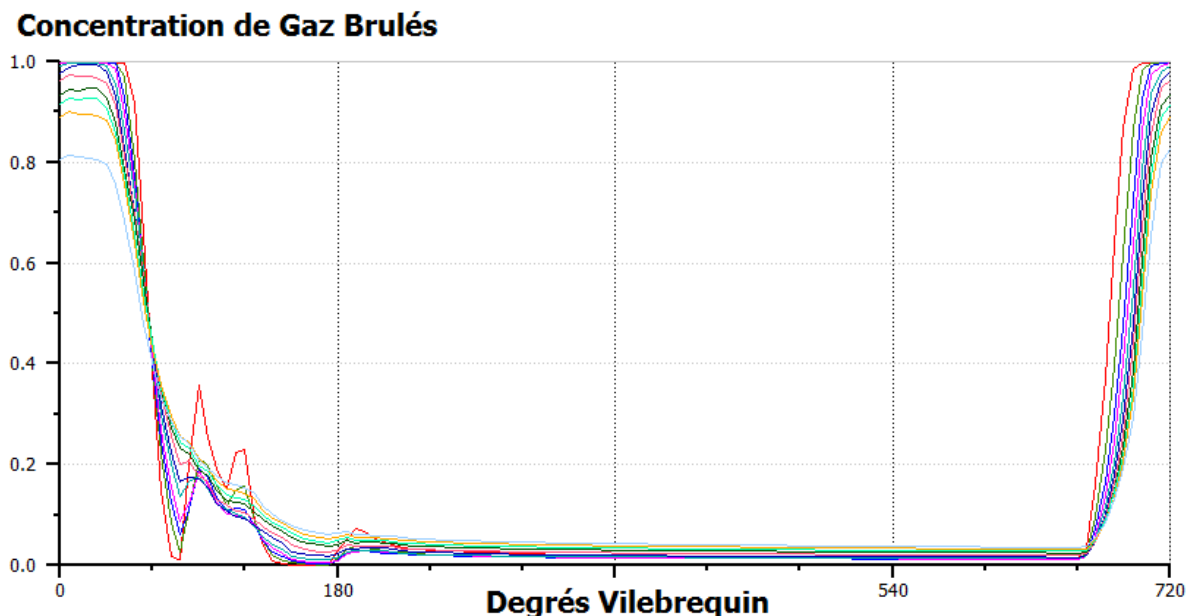


Figure 99 Concentration de gaz brûlés dans la dernière maille de la tubulure d'échappement pour différents maillages

Une grande différence entre les différents choix est remarquée. Afin de visualiser ces différences, on choisit d'illustrer les valeurs au moment du Backflow maximal ($\sim 18^\circ$) (Figure 100). La concentration simulée dans la dernière maille est la même pour les mailles inférieures à 15mm (99%) mais diminue avec l'augmentation de la taille de maille au-delà de 15mm. En effet, pour des mailles relativement grandes, les gaz brûlés refoulés par les soupapes d'admission sont mélangés avec le gaz frais existant. Cela signifie que plus la taille de maille est grande plus l'élément de tuyau modélisé ressemble à un modèle 0D. A partir de la Figure 100, on observe que le temps de calcul varie d'une manière hyperbolique vis-à-vis de la taille

de maille et pour un maillage de 15 mm on aboutit à un compromis précision/temps de calcul acceptable pour cette étude.

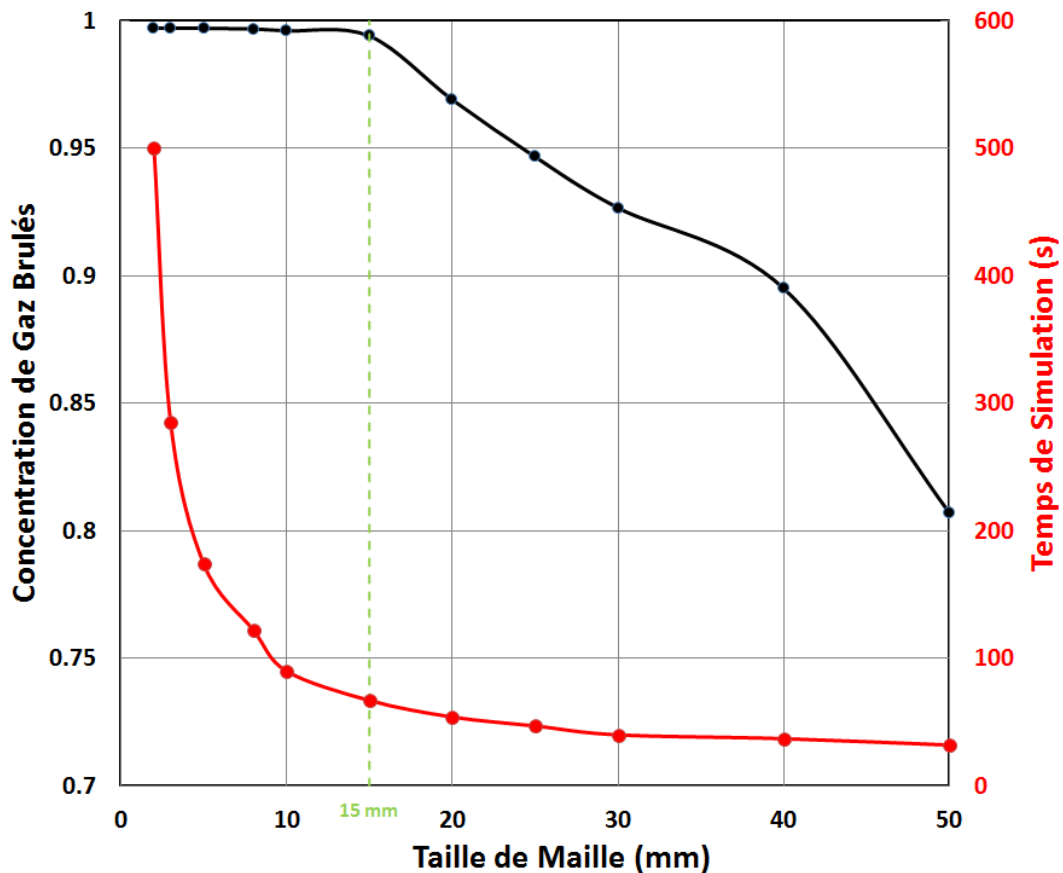


Figure 100 Concentration de gaz brulés à l'instant de Backflow maximal ($\sim 18^\circ$) et le temps de simulation pour les différents maillages de la tubulure d'admission.

La Figure 101 représente l'évolution de la concentration de gaz brulés tout au long de la tubulure d'admission à l'instant choisi ($\sim 18^\circ$). Il est déduit que l'intensité du Backflow est mal représentée par la simulation par maillage de 50 mm. La simulation par maillage de 15 mm semble très proche de celle du 5 mm ce qui valide le choix de 15 mm comme maillage de la tubulure d'admission. Il est important de noter que ce choix de maille dépend de la longueur du tube, des dimensions du cylindre et des variables étudiées.

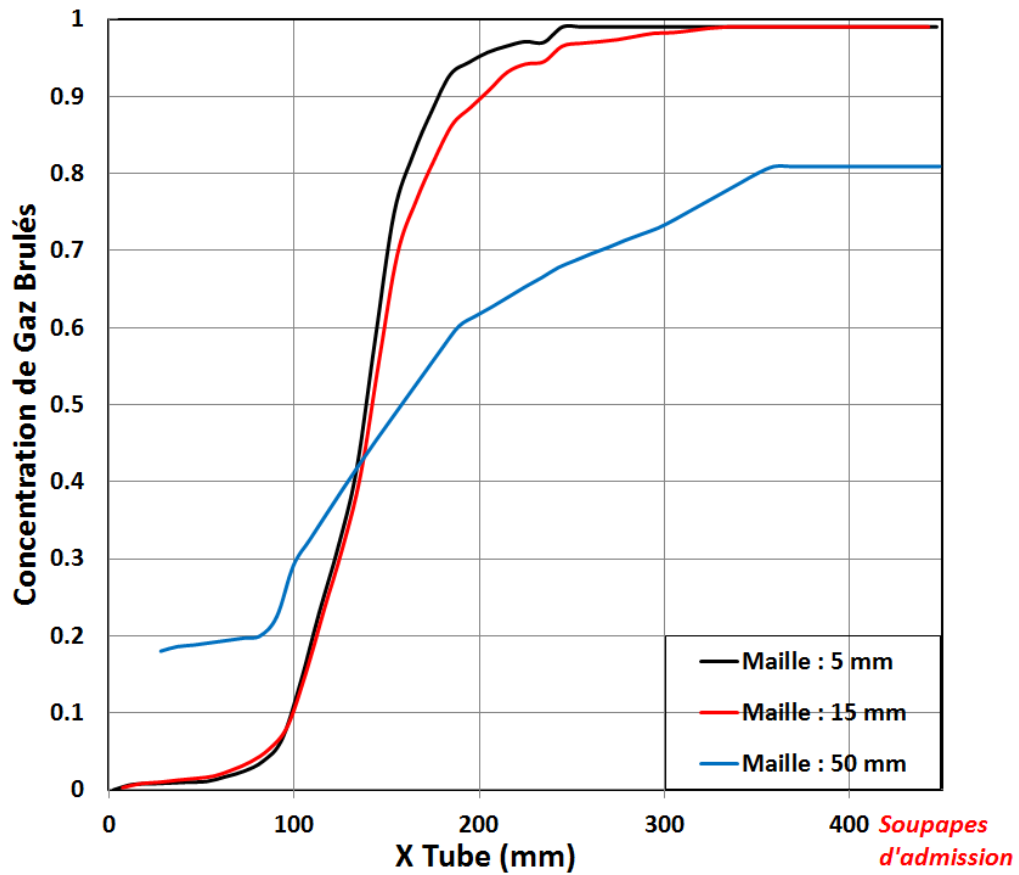


Figure 101 Concentration de gaz brulés tout au long du tuyau d'admission à l'instant de Backflow maximale ($\sim 18^\circ$) pour 3 tailles de maille (5, 15 et 50 mm)

4.1.2 Calibration des sous-modèles

Après la définition de la modélisation et du sketch entier du moteur, il est important de vérifier la précision des sous-modèles choisis ainsi que l'exactitude des paramètres de simulation choisis en comparant les simulations des pressions aux données expérimentales. Dans un premier temps, la pression d'admission est simulée et comparée à la pression expérimentale (Figure 102). Le point moteur choisi pour cette comparaison est : $N = 1500$, $P_a = 0.5$ bars, $VVT = 0^\circ$. On rappelle que la pression d'admission est mesurée à 9 cm des soupapes d'admission.

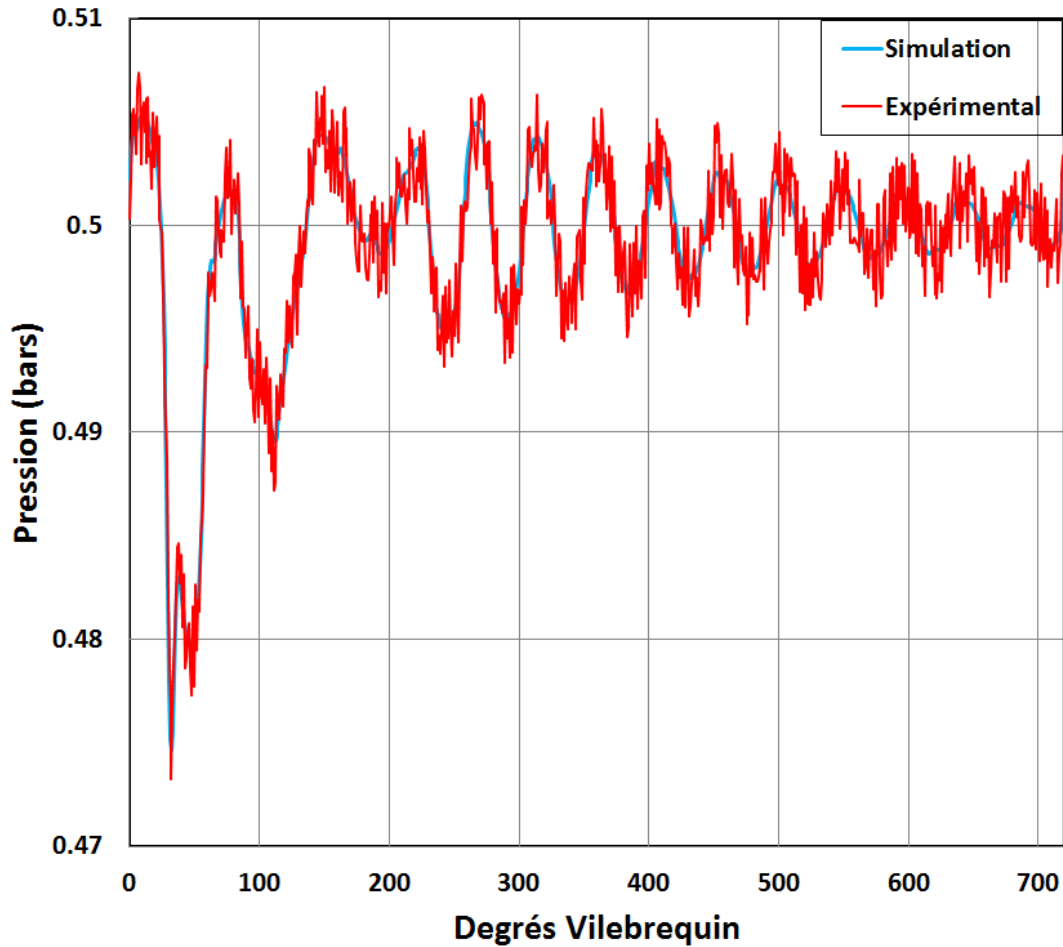


Figure 102 Pression d'admission simulée en amont des soupapes d'admission comparée à la pression mesurée expérimentalement

Pour l'examen de la pression d'admission, le premier facteur à vérifier est la fréquence des ondes acoustiques. Celle-ci dépend principalement de la géométrie de la conduite d'admission (longueur, diamètre, ...) puis de la méthode de simulation de la modélisation 1D. Il est remarqué que la modélisation 1D de la tubulure d'admission est précise et fournit une estimation exacte de la fréquence et de l'amplitude des variations de pression mesurées expérimentalement.

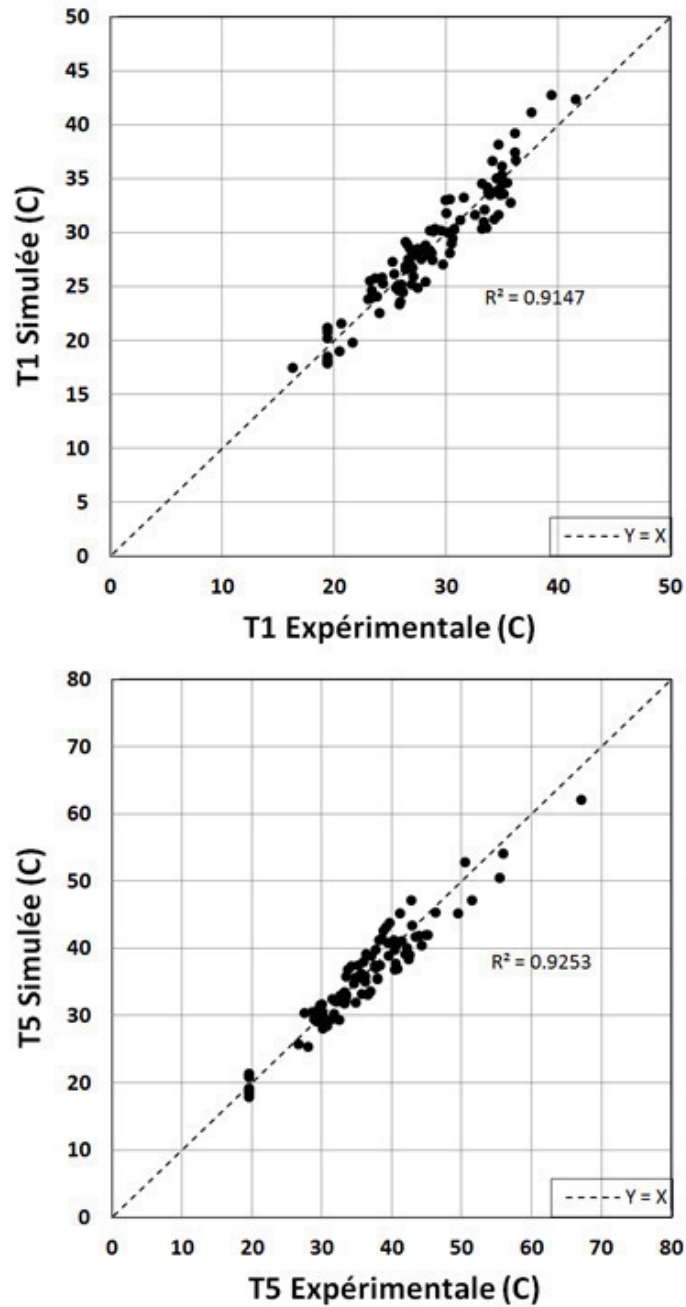


Figure 103 Températures d'admission T_1 et T_5 moyennes simulées en fonction des températures mesurées expérimentalement

Dans le processus de vérification, les températures d'admission calculées par simulation de modèle du moteur sont comparées aux températures mesurées par les thermocouples. La comparaison est faite au niveau des valeurs moyennes parce que les thermocouples ne sont pas suffisamment rapides pour capter les variations de températures ayant lieu durant le cycle. Les températures comparées sont T_1 (37.5 cm des soupapes) et T_5 (11 cm des soupapes) (Figure 103). Les résultats montrent que les températures simulées sont proches de celles mesurées avec un accord de 92%. Cela valide les modèles de transferts thermiques utilisés au sein de l'élément

de tuyau d'admission 1D. A ce stade-là, il est important de noter que cette concordance est uniquement valable pour les températures et n'est pas forcément correcte pour les espèces et donc le Backflow d'admission. Cette étude sur les pressions et température d'admission confirme la modélisation du système d'admission entier (à l'exception des soupapes 1D).

Après la validation du système d'admission, il est important de vérifier la pression dans le cylindre dans le but de confirmer le bon choix de la géométrie de la chambre, les transferts thermiques, l'avance à l'allumage et l'influence du prélèvement sur le remplissage du moteur (Figure 104). Le modèle de combustion utilisé est le modèle de Wiebe, il est calibré de manière à obtenir le sommet de pression à la même valeur et sur le même degré vilebrequin que les données expérimentales de pression du cylindre.

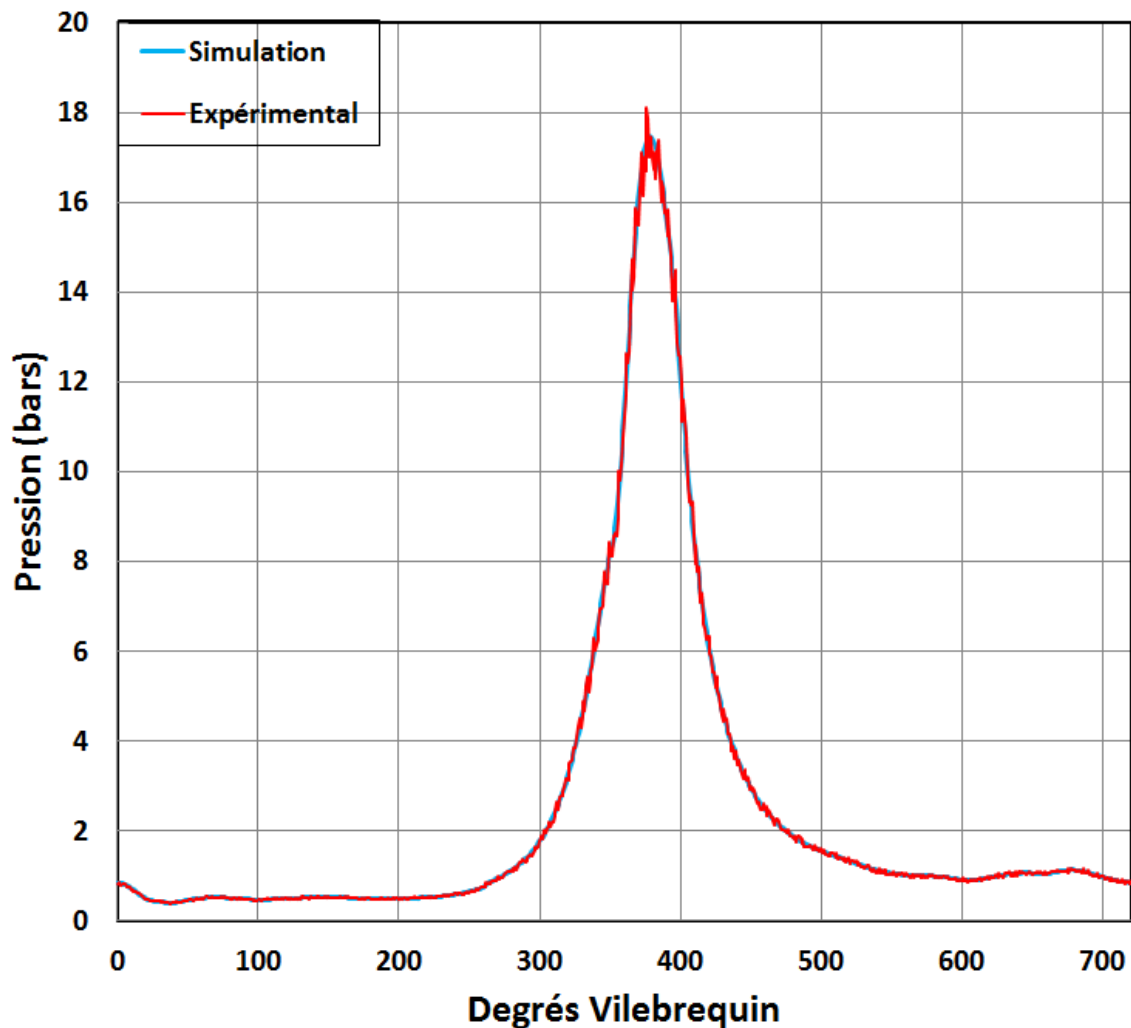


Figure 104 Pression cylindre simulée comparée à la pression mesurée expérimentalement après calibration de la combustion

Le même point moteur est utilisé. Il est remarqué que la pression cylindre simulée coïncide avec la pression expérimentale dans les quatre étapes du cycle moteur (admission, compression, combustion et échappement). Cela signifie que les données de simulation choisies sont convenables. La calibration du modèle de Wiebe est appliquée sur tous les points de fonctionnement de moteur simulé.

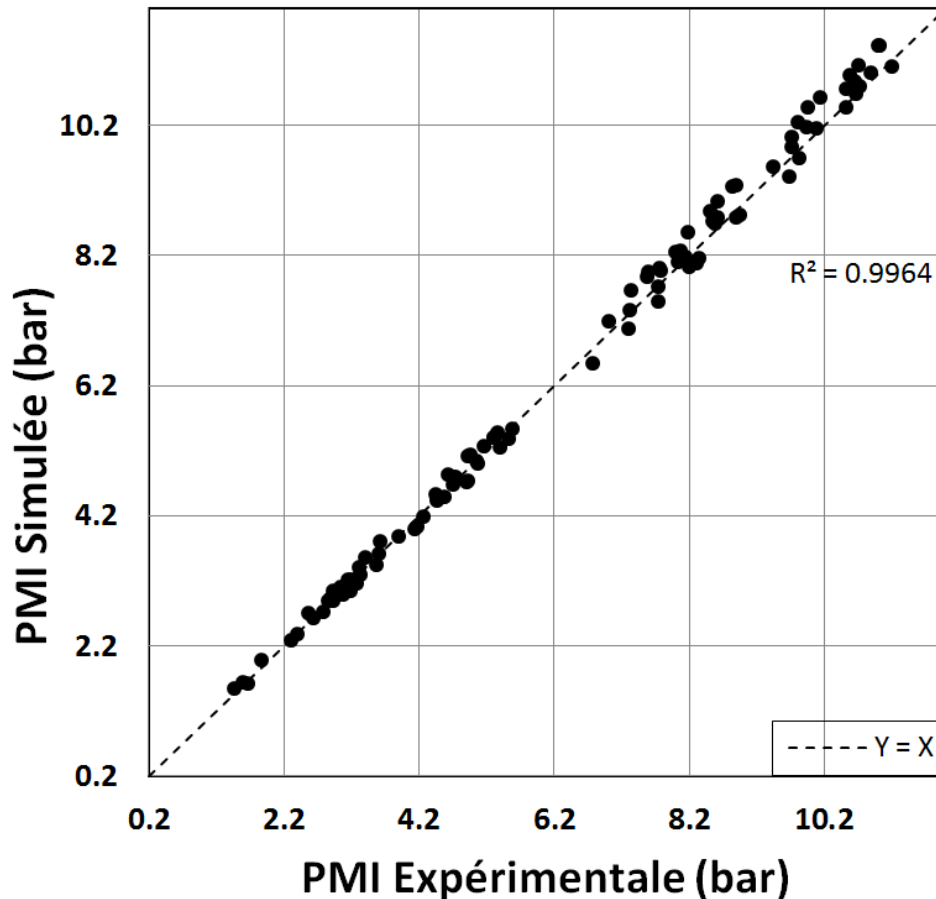


Figure 105 Pression moyenne indicative (PMI) simulée après calibration des sous-modèles en fonction de la PMI expérimentale

Après l'application de la calibration du modèle de Wiebe pour tout le champ du moteur, il est important de comparer la simulation d'autres indicateurs aux données expérimentales. La PMI est représentative du cycle complet et peut donc être comparée pour l'ensemble des points (Figure 105). La PMI est calculée à partir de la pression instantanée durant un cycle de fonctionnement du moteur. On remarque que la PMI simulée coïncide avec la PMI calculée expérimentalement avec $R^2 = 0.9964$. Cela signifie que la calibration de la combustion est précise pour l'ensemble des points de fonctionnement considérés. De la même manière, le CA50 est analysé. Cette variable correspond à l'angle vilebrequin de combustion de 50% de la masse injectée de carburant et présente un indicateur essentiel des performances du moteur. La

comparaison simulation / expérience montre une bonne corrélation avec un coefficient de régression linéaire de 0.9775.

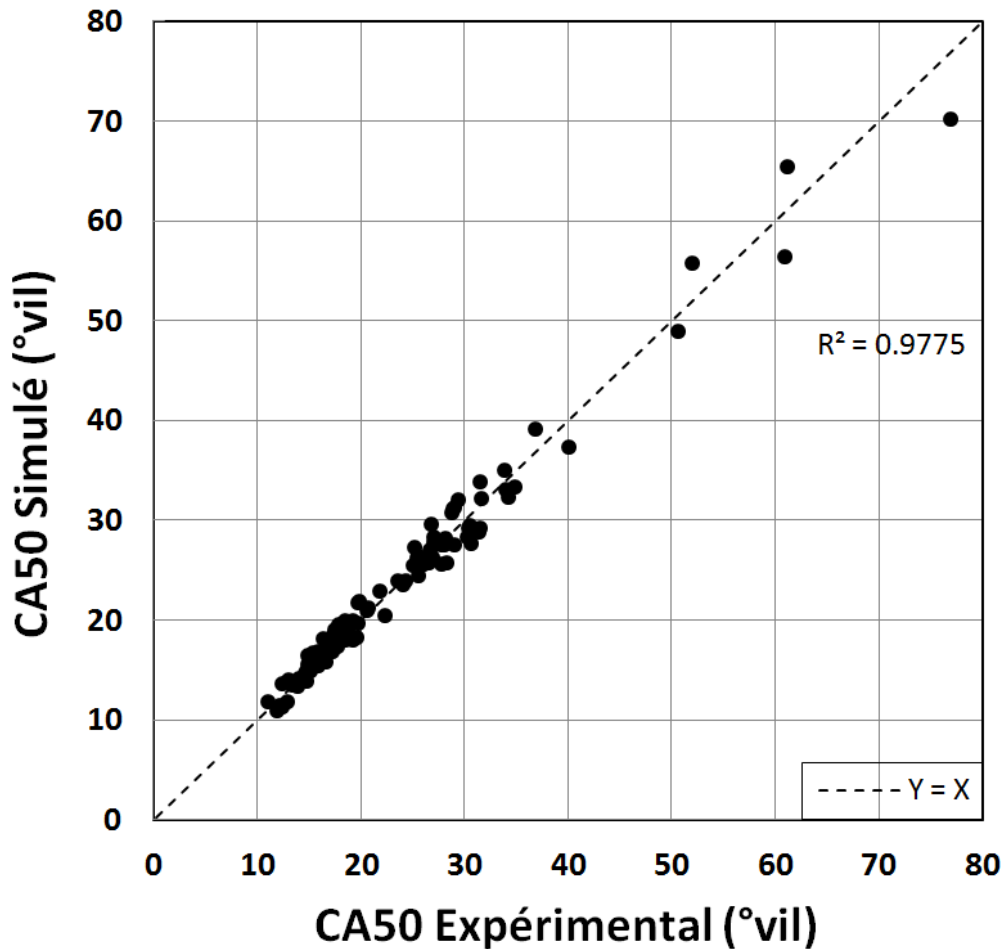


Figure 106 L'angle de combustion de 50% de la charge CA 50 simulé après calibration des sous-modèles en fonction du CA 50 expérimental

L'ensemble des comparaisons présentées met en évidence la fiabilité des différents sous-modèles (tubulures, soupapes, transfert de chaleur...) utilisés ainsi que le choix et la calibration du modèle de combustion. Cette vérification est essentielle afin de réaliser la modélisation du contenu de la chambre de combustion.

4.2 Modélisation 0D Monozone : Mélange Parfait

Le modèle 0D Mélange Parfait de la chambre de combustion proposé dans AMESim suppose un mélange homogène instantané des trois gaz : air, carburant et gaz brûlés dans le cylindre sans aucune stratification spatiale ou temporelle. Une seule zone à pression et

température unique ainsi qu'un gaz idéal sont supposés. Les équations associées à ce modèle consistent à résoudre les équations différentielles explicites pour calculer les différentielles des densités ρ_i de chaque espèce i , de la température et de la pression régnant dans chambre. Ces équations différentielles sont dérivées du premier principe thermodynamique ainsi que de la loi des gaz parfait. Ensuite les variables sont intégrées suivant un pas de temps variable déterminé par AMESim.

La différentielle de la densité de chaque espèce est calculée par :

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \frac{dm_i}{dt} * V - \frac{m_i}{V^2} \frac{dV}{dt} \quad (\text{Équation 36})$$

Où dm_i/dt représente le bilan du débit massique de l'espèce i à travers les soupapes d'admission et échappement (dm_a/dt) et (dm_e/dt) respectivement :

$$\frac{dm_i}{dt} = X_{i,a} * \frac{dm_a}{dt} + X_{i,e} * \frac{dm_e}{dt} \quad (\text{Équation 37})$$

X étant la fraction massique de l'espèce traversant les soupapes. Par le premier principe thermodynamique, la différentielle de la température est exprimée comme suit :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m_{tot}} \left[\sum_i m_i h_i - \frac{dm_{tot}}{dt} \int C_V dT + dQ - p \frac{dV}{dt} - m_{tot} \left(\sum_i h_i \frac{dX_i}{dt} - T \frac{dr}{dt} \right) \right] \quad (\text{Équation 38})$$

Où dQ représente le transfert thermique par les parois du cylindre, h_i représente l'enthalpie de l'espèce i et m_{tot} dénote la masse totale dans la chambre qui est calculée comme suit :

$$\rho = \int \sum_i \left(\frac{d\rho_i}{dt} \right) dt \quad (\text{Équation 39})$$

$$m_{tot} = \rho * V \quad (\text{Équation 40})$$

Et dr/dt est calculée par :

$$\frac{dr}{dt} = \sum_i \left(\frac{dX_i}{dt} r_i \right) = \sum_i \left[\left(\frac{1}{\rho} \frac{d\rho_i}{dt} - \frac{\rho_i}{\rho^2} \frac{d\rho}{dt} \right) r_i \right] \quad (\text{Équation 41})$$

La différentielle de la pression est déduite par la dérivation de la loi des gaz parfait :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{d\rho}{dt} rT + \rho \frac{dr}{dt} T + \rho r \frac{dT}{dt} \quad (\text{Équation 42})$$

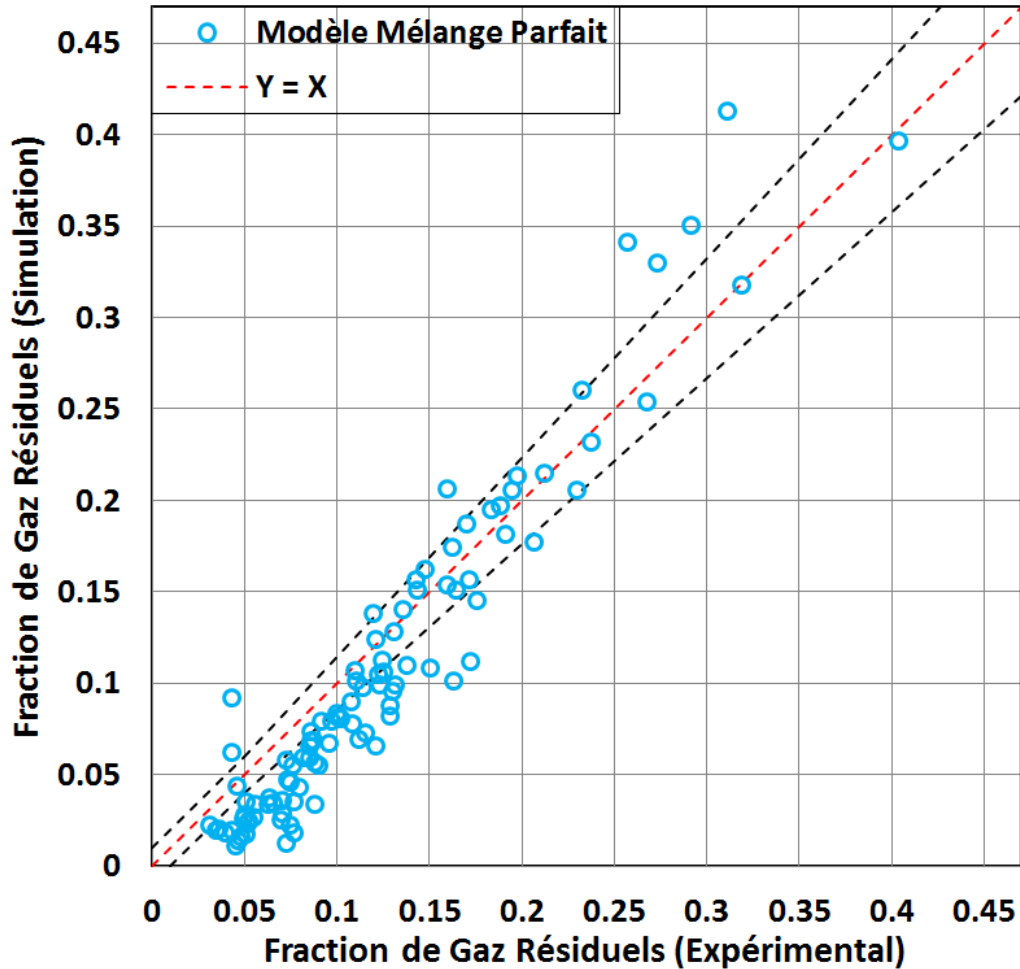


Figure 107 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Mélange Parfait comparé aux données expérimentales

La fraction de gaz résiduels est calculée dans la chambre de combustion à partir de la masse des gaz brûlés enfermés après la fermeture des soupapes d'admission :

$$X_{Res} = \frac{m_b}{m_{tot}} \quad (\text{Équation 43})$$

Les résultats des différents modèles seront tous comparés à la même base des données expérimentales présentée dans le chapitre précédent afin de déterminer leur précision de calcul. Afin de pouvoir comparer les résultats de simulation aux données expérimentales, une marge de $\pm 10\%$ sera présentée dans les graphes (deux lignes noires pointillées). Le modèle de mélange parfait montre une sous-estimation de la fraction de gaz résiduels pour les valeurs inférieures à 13% (63 points) et une bonne estimation pour les valeurs plus élevées (28 points) (Figure 107). Une surestimation est aussi observée pour les fractions de gaz résiduels surtout celles supérieures à 25% mais d'une manière moins fréquente (9 points). Afin de déterminer la cause principale des différences entre ces données, une étude séparée sur chaque paramètre est réalisée. Les paramètres étudiés sont le régime, la pression d'admission et l'ouverture de VVT. L'étude

concerne uniquement la zone de sous-estimation parce que les points de surestimation ne représentent que 6% de la totalité des points du champ moteur.

4.2.1 Le régime

Les différents points du champ moteur sont séparés selon le régime moteur et présentés dans la Figure 108 pour les 5 régimes : 1500, 2000, 2500, 3000 et 3500 RPM. Afin de visualiser l'effet direct du régime, les points sont divisés en 3 groupes de points selon la précision de l'estimation de la fraction de gaz résiduels par le modèle par rapport aux mesures expérimentales :

- FGR surestimée
- FGR sous-estimée
- FGR correctement estimée

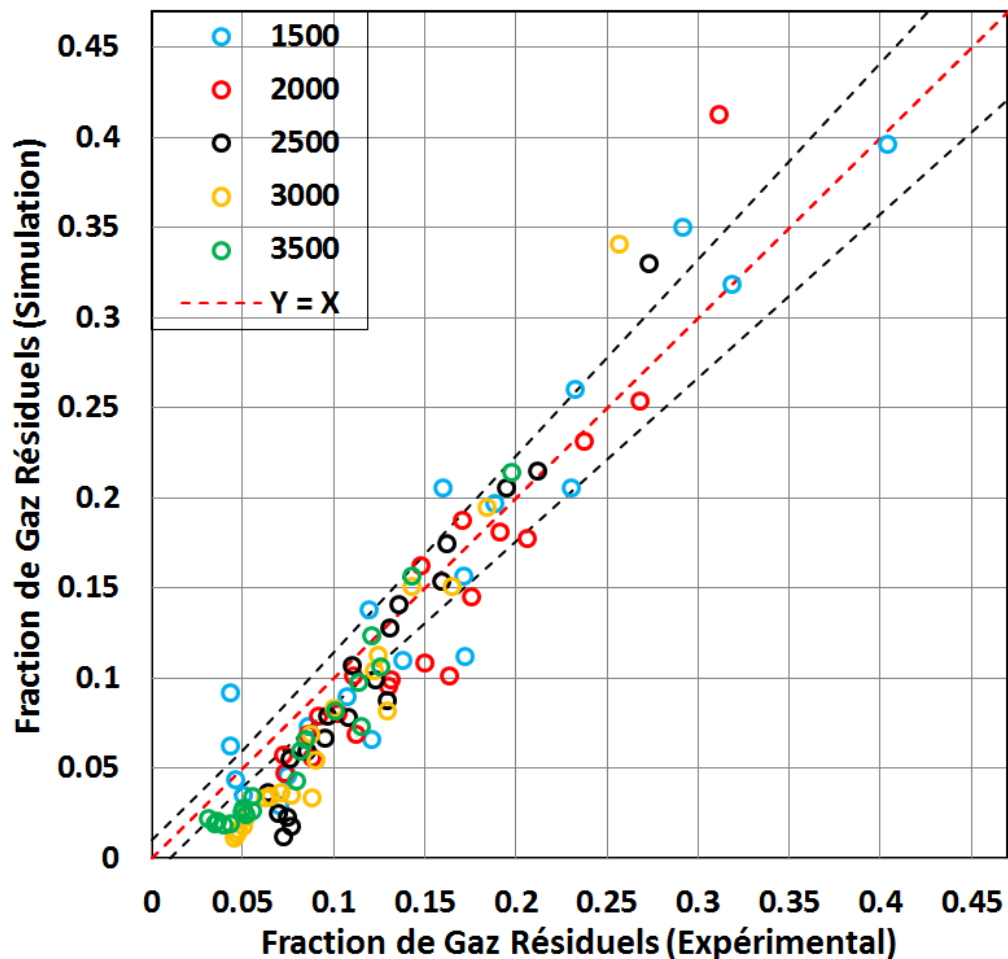


Figure 108 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Mélange Parfait pour les 5 régimes moteurs séparés comparé aux données expérimentales

La Figure 109 représente la tendance de l'estimation par rapport au paramètre de régime. Il est remarqué que la précision du modèle MP diminue pour les régimes élevés ($N = 3000$ et

$N = 3500$) où le nombre de points dans la zone de bonne estimation diminue à 3. Il est important de noter que la croissance des points de sous-estimation en fonction du régime est très importante. Cela signifie qu'à régime rapide, le modèle tend à sous-estimer la fraction de gaz résiduels.

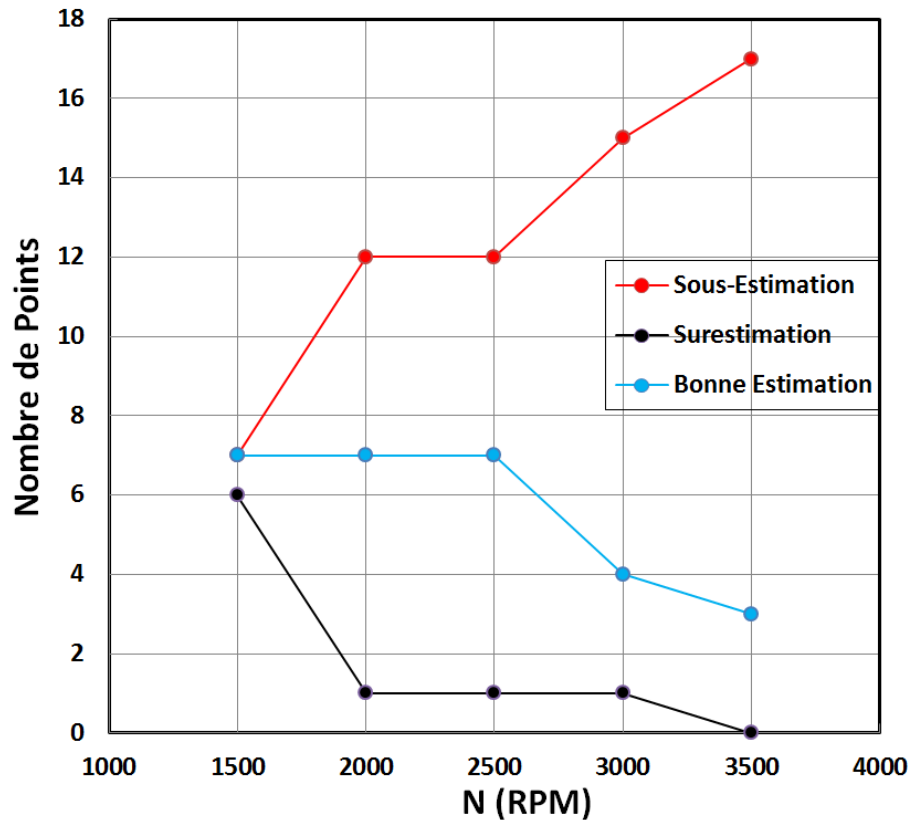


Figure 109 Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque régime du modèle MP par rapport à l'expérimental

4.2.2 La pression d'admission

De la même manière, la séparation des points est réalisée selon la pression d'admission (Figure 110) pour les 4 pressions d'admission du champ : 0.35, 0.5, 0.75 et 1 bar. D'après la séparation par groupes de points (Figure 111), une tendance est remarquée : Plus la pression d'admission augmente, plus le nombre de points de sous-estimation augmente et les points de bonne estimation diminuent dramatiquement alors que le nombre points de surestimation ne subit pas de changement significatif. On peut noter aussi que pour une pression d'admission faible ($P = 0.35 \text{ bar}$), l'estimation du modèle est relativement plus précise (12/25 points de bonne estimation) que tous les autres pressions. Cela signifie que le modèle est fiable aux faibles pressions et imprécis aux pressions élevées.

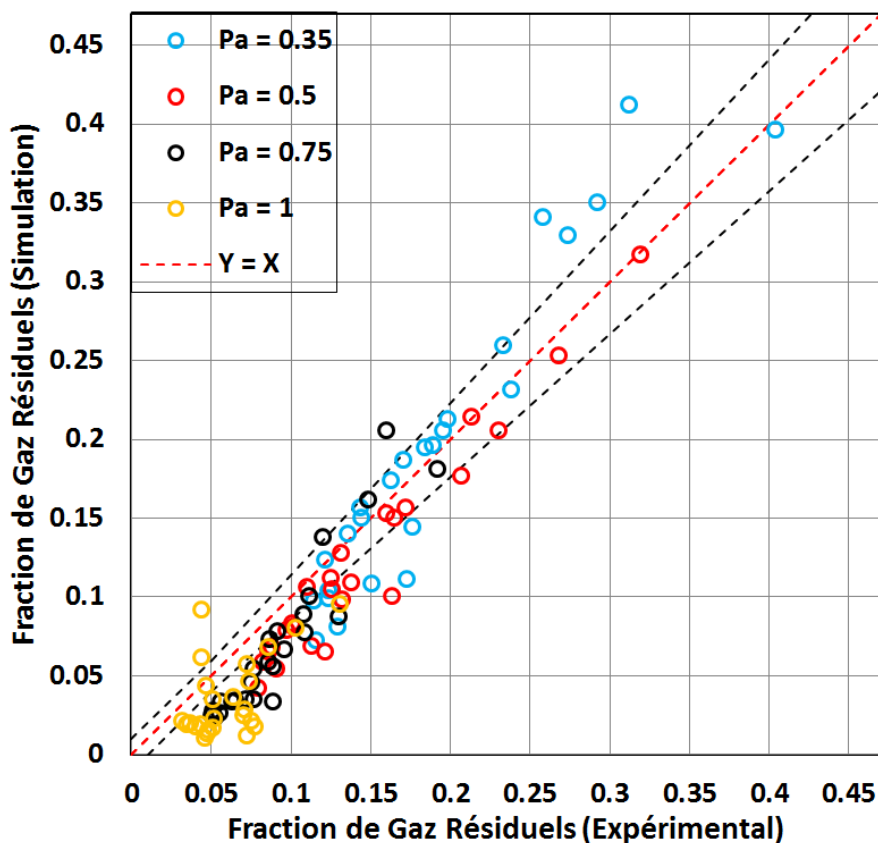


Figure 110 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Mélange Parfait pour les 4 pressions d'admission comparé aux données expérimentales

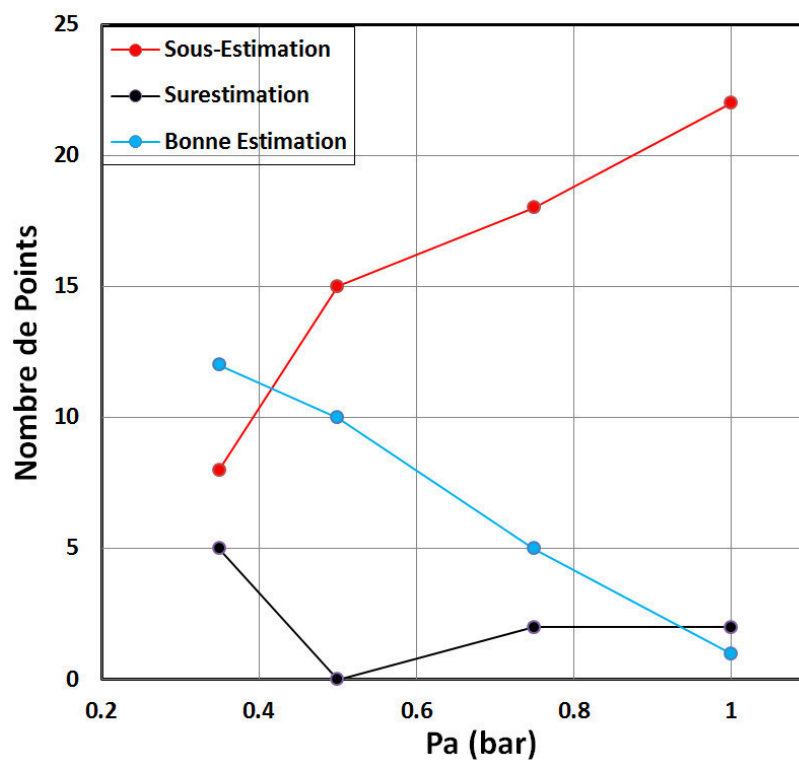


Figure 111 Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque pression d'admission du modèle MP par rapport à l'expérimental

4.2.3 La VVT

Dans un troisième temps, les points du champ moteur sont séparés selon leur VVT d'admission (Figure 112) pour les 5 valeurs du champ : 0, 20, 28, 35 et 44°. Il est remarqué que la VVT n'a pas d'effets particuliers sur la précision de l'estimation du modèle pour tous les groupes de points malgré les petites variations observées. Il sera conclu donc que la VVT n'a pas d'influence sur la précision du modèle de mélange parfait par rapport aux mesures expérimentales.

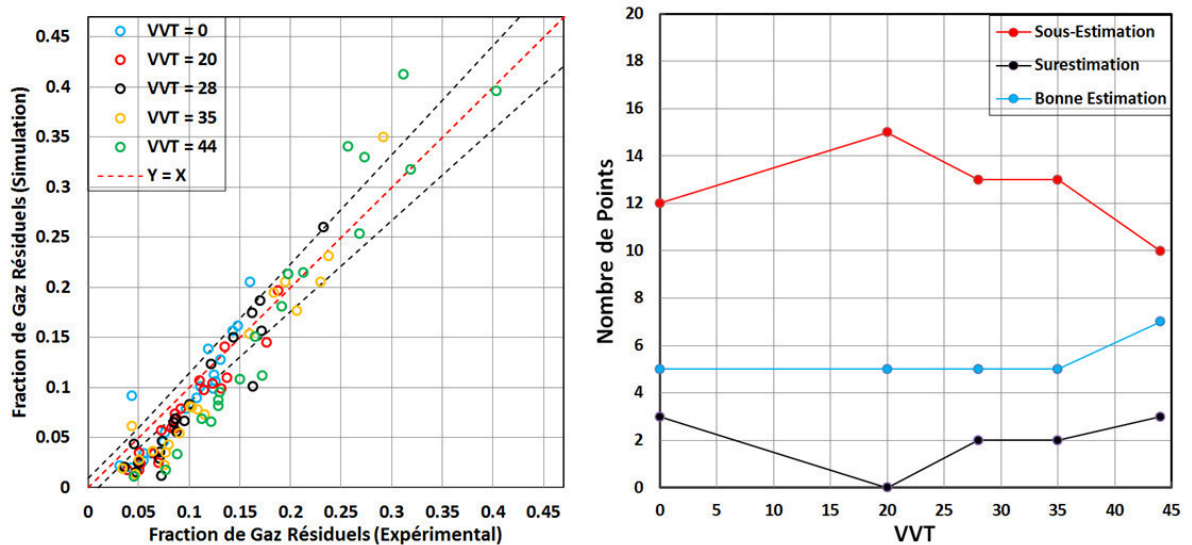


Figure 112 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Mélange Parfait pour les 5 ouvertures de VVT séparées comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque VVT du modèle MP par rapport à l'expérimental

Plusieurs essais de modélisation Hf de l'échange gazeux ayant lieu dans la chambre de combustion durant l'intervalle de croisement de soupapes (IVO – EVC) sont réalisés afin de réduire les différences observées par le modèle MP et seront présentés par la suite. En particulier, la chambre de combustion est modélisée par une approche 2 zones.

4.3 Modélisation 2 zones de la chambre de combustion

La modélisation de la chambre de combustion sous le logiciel AMESim consiste à résoudre des équations différentielles de pression, température et densité dynamiques $\frac{dP}{dt}$, $\frac{dT}{dt}$ et $\frac{d\rho}{dt}$ à chaque pas de temps de simulation, afin de retrouver les variables explicites P , T et ρ . Dans une modélisation à une seule zone, les équations de pression et de température sont uniques, alors qu'il existe 3 équations de densités dynamiques correspondant aux trois espèces (air, gaz

brulés et carburant) (5 variables). Dans le modèle thermodynamique à deux zones proposé, la pression dans la chambre est supposée unique, chaque zone possède ses propre température et composition. Les volumes variables de zones imposent deux variables supplémentaire $\frac{dV_1}{dt}$ et $\frac{dV_2}{dt}$. Au total, le nombre de variables dynamiques à calculer est 11. La méthodologie de résolution adoptée est la suivante :

Les densités dynamiques des zones sont calculées à partir des bilans massiques de chaque zone en fonction du volume dynamique, du volume de la zone, des débits massiques et des masses de la zone. Ces équations dépendent des hypothèses réalisées dans le modèle et seront détaillés plus tard.

Les volumes dynamiques des deux zones sont liés par la relation suivante :

$$\frac{dV_1}{dt} + \frac{dV_2}{dt} = \frac{dVol}{dt} \quad (\text{Équation 44})$$

Vol représente le volume total de la chambre.

En dérivant l'équation de densité des deux zones, on trouve les relations suivantes :

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{dm_1}{V_1} - \frac{m_1 \frac{dV_1}{dt}}{V_1^2} \quad (\text{Équation 45})$$

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{dm_2}{V_2} - \frac{m_2 \frac{dV_2}{dt}}{V_2^2} \quad (\text{Équation 46})$$

Et en appliquant le premier principe thermodynamique pour chaque zone :

$$\frac{dP}{dt} = (dq_1 + sdh_1 - shdx_1) * \frac{\rho_1 r_1}{m_1 (Cp_1 - r_1)} + T_1 r_1 \frac{d\rho_1}{dt} * \frac{Cp_1}{(Cp_1 - r_1)} \quad (\text{Équation 47})$$

$$\frac{dP}{dt} = (dq_2 + sdh_2 - shdx_2) * \frac{\rho_2 r_2}{m_2 (Cp_2 - r_2)} + T_2 r_2 \frac{d\rho_2}{dt} * \frac{Cp_2}{(Cp_2 - r_2)} \quad (\text{Équation 48})$$

Où dq , sdh et $shdx$ représentent le transfert thermique à travers les parois de la chambre, le débit enthalpique et la variation de l'enthalpie des gaz contenues dans chaque zone.

En dérivant la loi des gaz parfaits dans chaque zone, on obtient :

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{dP}{dt} * \frac{1}{\rho_1 r_1} - \frac{P}{r_1} \frac{d\rho_1}{\rho_1^2} \quad (\text{Équation 49})$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{dP}{dt} * \frac{1}{\rho_2 r_2} - \frac{P}{r_2} \frac{d\rho_2}{\rho_2^2} \quad (\text{Équation 50})$$

$\rho_1, \rho_2, V_1, V_2, P, T_1, T_2$ sont des variables d'états qui sont obtenus à partir de la résolution des équations différentielles précédentes, il suffit de préciser leurs valeurs initiales. m_1 et m_2 sont calculés par :

$$m = \rho * V \quad (\text{Équation 51})$$

Les inconnus des systèmes sont :

$$\frac{d\rho_1}{dt}, \frac{d\rho_2}{dt}, \frac{dV_1}{dt}, \frac{dV_2}{dt}, \frac{dP}{dt}, \frac{dT_1}{dt} \text{ et } \frac{dT_2}{dt}$$

On peut relier $\frac{d\rho_1}{dt}, \frac{d\rho_2}{dt}$ de la manière suivante :

$$A1 \frac{d\rho_1}{dt} + B1 = A2 \frac{d\rho_2}{dt} + B2 \quad (\text{Équation 52})$$

Où :

$$A1 = T_1 r_1 * \frac{Cp_1}{(Cp_1 - r_1)}, \quad B1 = (dq_1 + sdh_1 - shdx_1) * \frac{\rho_1 r_1}{m_1 (Cp_1 - r_1)}$$

$$A2 = T_2 r_2 * \frac{Cp_2}{(Cp_2 - r_2)}, \quad B2 = (dq_2 + sdh_2 - shdx_2) * \frac{\rho_2 r_2}{m_2 (Cp_2 - r_2)}$$

D'où :

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \left(A1 \frac{d\rho_1}{dt} + B1 - B2 \right) * \frac{1}{A2} \quad (\text{Équation 53})$$

La substitution de $\frac{d\rho_2}{dt}$ et de $\frac{dV_2}{dt}$ dans l'équation de la densité dynamique permet d'obtenir un système d'équations linéaires à $\frac{d\rho_1}{dt}$ et $\frac{dV_1}{dt}$ dont la solution est :

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{\frac{A1 dm_1}{A2 V_1} + \frac{B1 - B2}{A2} + \frac{m_2 dVol}{V_2^2} - \frac{dm_2}{V_2}}{\frac{m_2}{V_2^2} + \frac{m_1 A1}{V_1^2 A2}} \quad (\text{Équation 54})$$

Les autres variables peuvent être déduites explicitement. Cette modélisation est utilisée comme base pour les différents modèles à deux zones de balayage développés.

4.3.1 Déplacement Parfait

▪ Description du modèle

Ce modèle extrême représente un balayage idéal de la chambre de combustion où les gaz brûlés doivent être chassés de la chambre durant le croisement des soupapes. Les fractions massiques de gaz frais et gaz brûlés sont constantes durant le balayage dans chaque zone et sont respectivement 1 et 0 pour la zone (1) ; 0 et 1 pour la zone (2). Les gaz admis par les soupapes d'admission subissent une séparation selon l'espèce, l'air frais entre dans la zone (1) et les gaz brûlés refoulés puis réaspirés entrent dans la zone (2). Les gaz traversant les soupapes d'échappement proviennent exclusivement de la zone (2) (Figure 113).

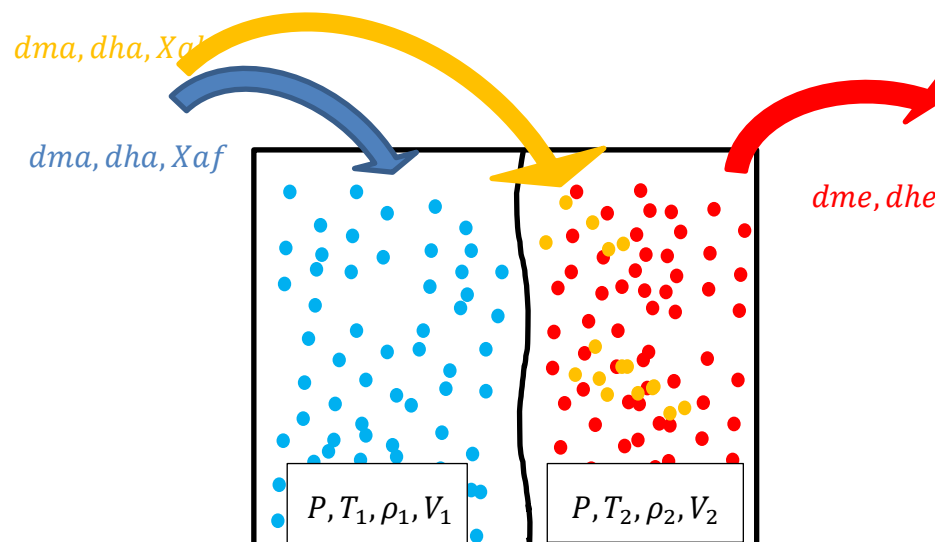


Figure 113 : Modèle de Déplacement Parfait de Balayage

- Gaz Brûlés non refoulés dans la tubulure d'admission
- Gaz Brûlés refoulés en Backflow dans la tubulure d'admission et puis admis dans la chambre
- Gaz Frais admis dans la chambre

Application du bilan massique de gaz frais pour les deux zones (f et b dénotent les gaz frais et les gaz brûlés respectivement, et a et e dénotent les soupapes d'admission et les soupapes d'échappement respectivement) :

$$\frac{d\rho_{1f}}{dt} = \frac{dm_{1f}}{V_1} - \frac{m_1 \frac{dV_1}{dt}}{V_1^2} \quad (\text{Équation 55})$$

Où dm_{1f} représente le débit de gaz frais entrant par les soupapes d'admission et est exprimé par :

$$dm_{1f} = dm_a * X_{af} \quad (\text{Équation 56})$$

Application du bilan massique de gaz brûlés pour les deux zones :

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{dm_2}{V_2} - \frac{m_2 \frac{dV_2}{dt}}{V_2^2} \quad (\text{Équation 57})$$

Où dm_2 représente le débit de gaz brûlés provenant des gaz du Backflow d'admission et le débit de gaz brûlés traversant les soupapes d'échappement :

$$dm_2 = dm_e + dm_a * X_{ab} \quad (\text{Équation 58})$$

▪ Résultats

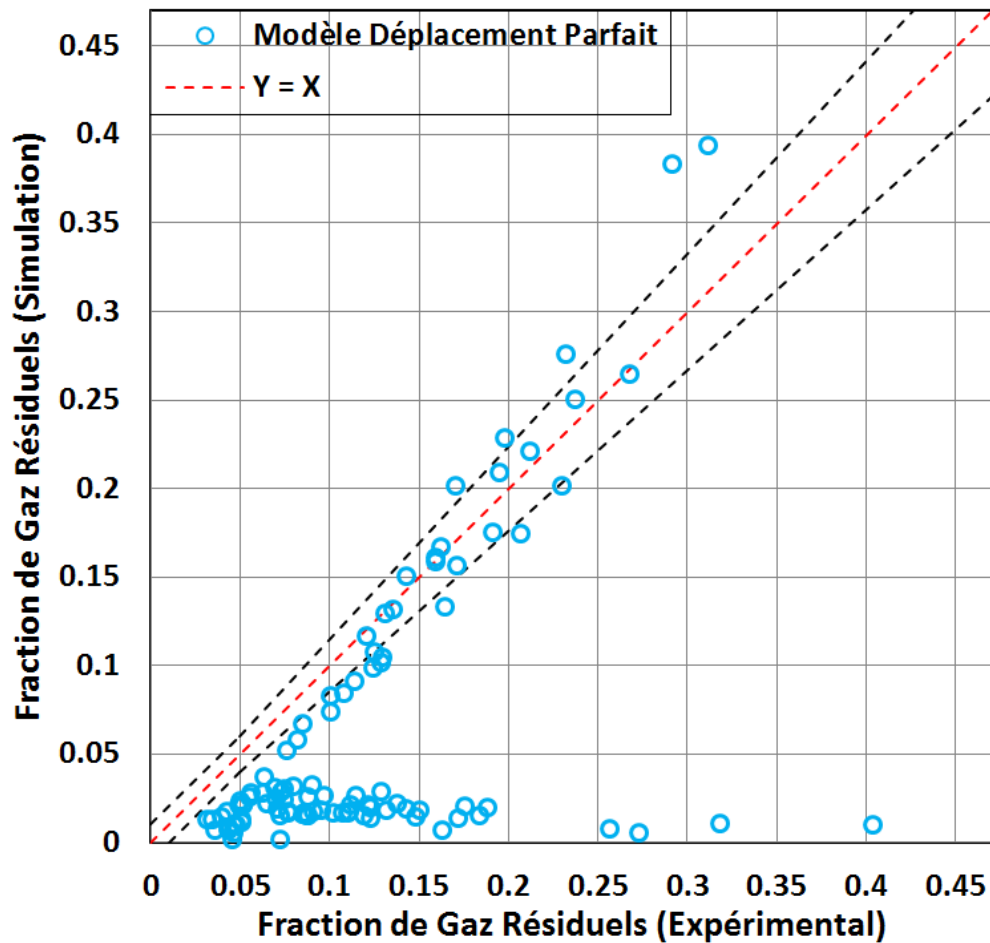


Figure 114 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Déplacement Parfait comparé aux données expérimentales

La fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de déplacement parfait présenté montre deux plages de points (Figure 114). La première plage est à un niveau très faible de gaz résiduels (0.2% – 4%), et représente un balayage extrême de la chambre de combustion. Les gaz admis sont séparés automatiquement selon leur espèce au niveau des soupapes d'admission. Ainsi, les gaz brûlés refoulés par Backflow dans la tubulure d'admission seront stockés dans la zone II de gaz brûlés ce qui leur permet de quitter rapidement la chambre sans être emprisonnés après le croisement. D'après cette approche, il est remarqué que les gaz du Backflow ont une énorme influence sur la composition du contenu du cylindre et sont responsables d'une grande partie des gaz résiduels. La deuxième plage de points représente des valeurs de gaz résiduels plus élevés et proches des données expérimentales. Ces points se caractérisent par un Backflow de gaz brûlés de la tubulure d'échappement dans le cylindre ayant lieu avant l'EVC. Ce comportement est fortement lié à la faible pression d'admission qui est à l'origine de la faible pression dans le cylindre à la fin du croisement, ce qui permet un écoulement inverse à travers les soupapes d'échappement (Figure 115).

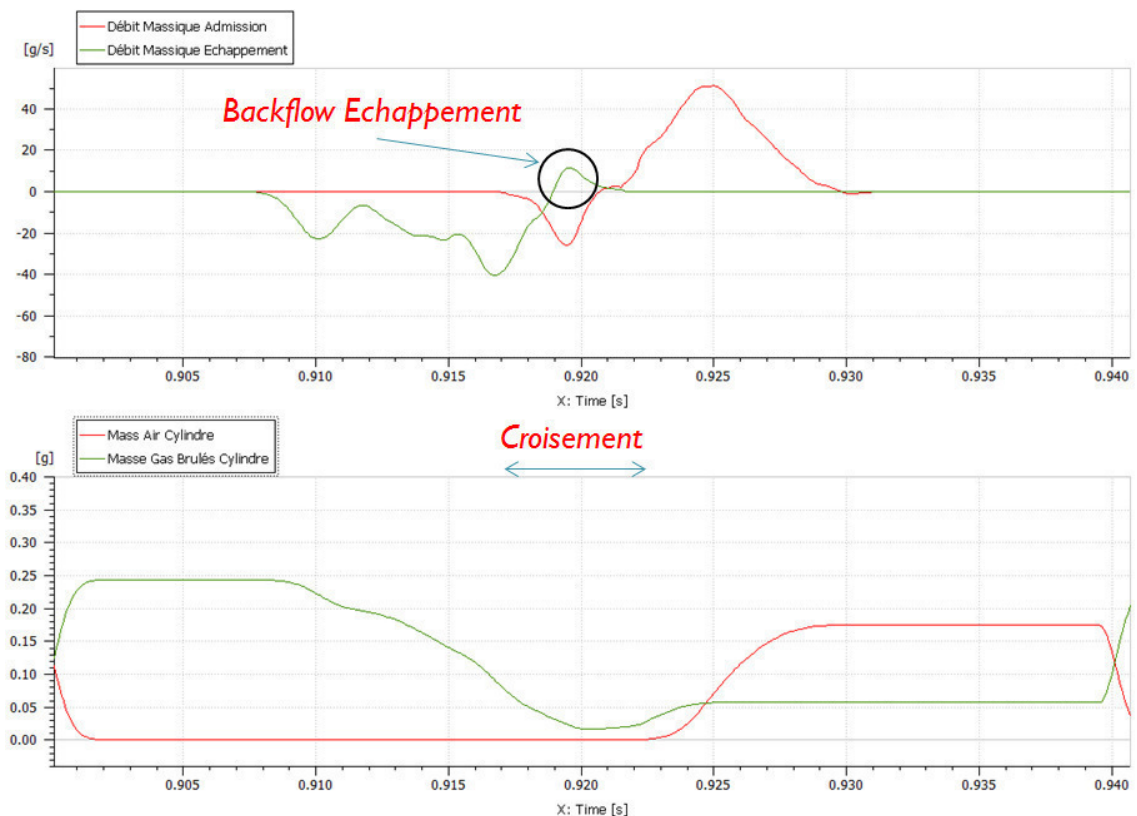


Figure 115 Evolution des débits massiques d'admission et d'échappement ainsi que les masses d'air et de gaz brûlés dans la chambre pendant un cycle moteur (Modèle Déplacement Parfait)

Le nombre de points sous-estimés est donc le plus élevé (82 points) alors que les points bien estimés et surestimés sont beaucoup moins nombreux (14 points et 4 points respectivement). De la même manière que le modèle MP, les points du modèles DP seront divisés pour chacun des paramètres (régime, pression d'admission et VVT) pour présenter l'effet direct de ce paramètre sur la précision de l'estimation du modèle et comparer les estimations à celles du modèle MP.

Régime

Les résultats de séparation par régime (Figure 116) montrent que le régime n'a pas d'influence directe sur l'estimation du modèle DP pour toutes les zones de points et le modèle MP est plus précis quel que soit le régime du moteur (sauf pour $N = 3500$).

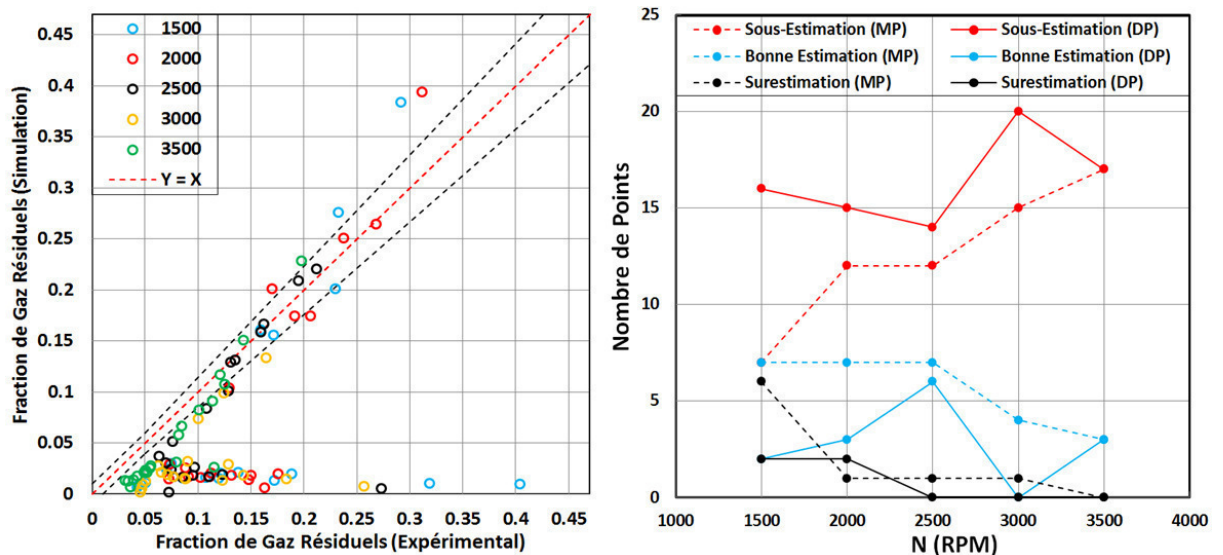


Figure 116 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Déplacement Parfait pour les 5 régimes moteur comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque régime des modèles DP et MP par rapport à l'expérimental.

Pression

Par rapport à la pression d'admission, le modèle DP semble être affecté de la même façon que le modèle MP (Figure 117) : L'erreur de l'estimation s'aggrave avec l'augmentation de la pression d'admission. Le nombre de points bien estimés s'annule à $P = 1$ bar alors que celui des points sous-estimés atteint le maximum (25/25). Il est remarqué que quelle que soit la pression d'admission, la précision du modèle MP est relativement plus élevée que celle du modèle DP.

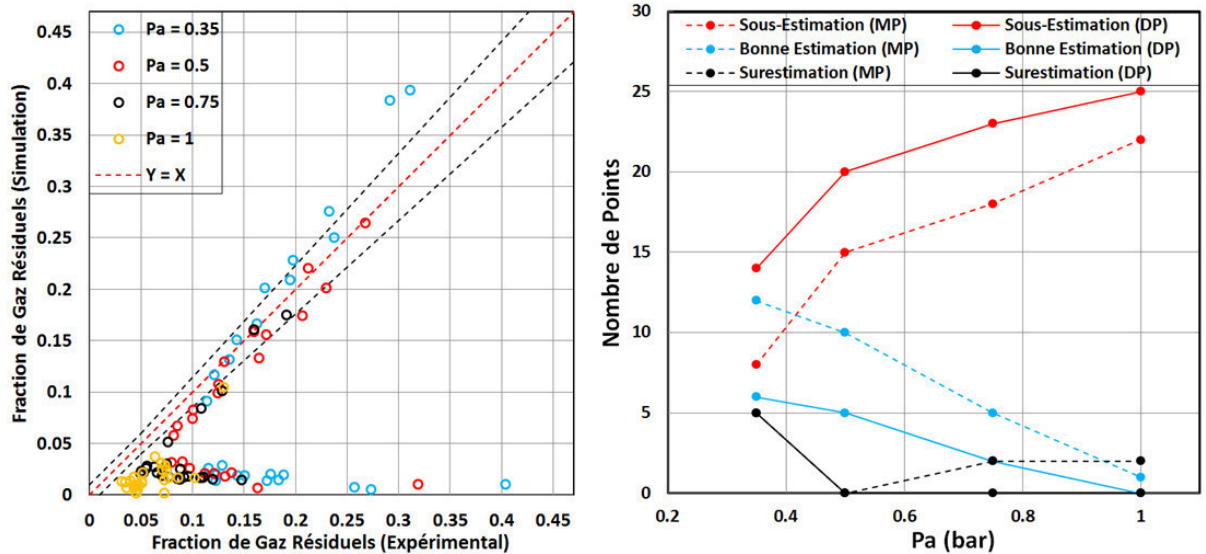


Figure 117 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Déplacement Parfait pour les 4 pressions d'admission comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque pression d'admission des modèles DP et MP par rapport à l'expérimental

VVT

Dans un troisième temps, l'analyse de l'effet VVT est réalisée (Figure 118) : aucun effet n'est remarqué sur la précision de l'estimation pour la modèle DP. De même, le modèle MP est plus précis par rapport au modèle DP dans toute la plage de réglage de la VVT.

D'après cette analyse le modèle DP n'a fourni aucune amélioration dans l'estimation de la fraction de gaz résiduels par rapport au modèle MP pour tous les points appartenant au champ de fonctionnement du moteur. Cela est dû principalement aux hypothèses extrêmes supposées dans la modélisation de l'échange gazeux aux soupapes. En effet, la séparation des espèces admises dans la chambre provoque un balayage parfait à travers les soupapes d'échappement. Cela empêche l'emprisonnement des gaz brûlés résiduels au moment de la fermeture des soupapes d'admission et entraîne une sous-estimation de la fraction de gaz résiduels.

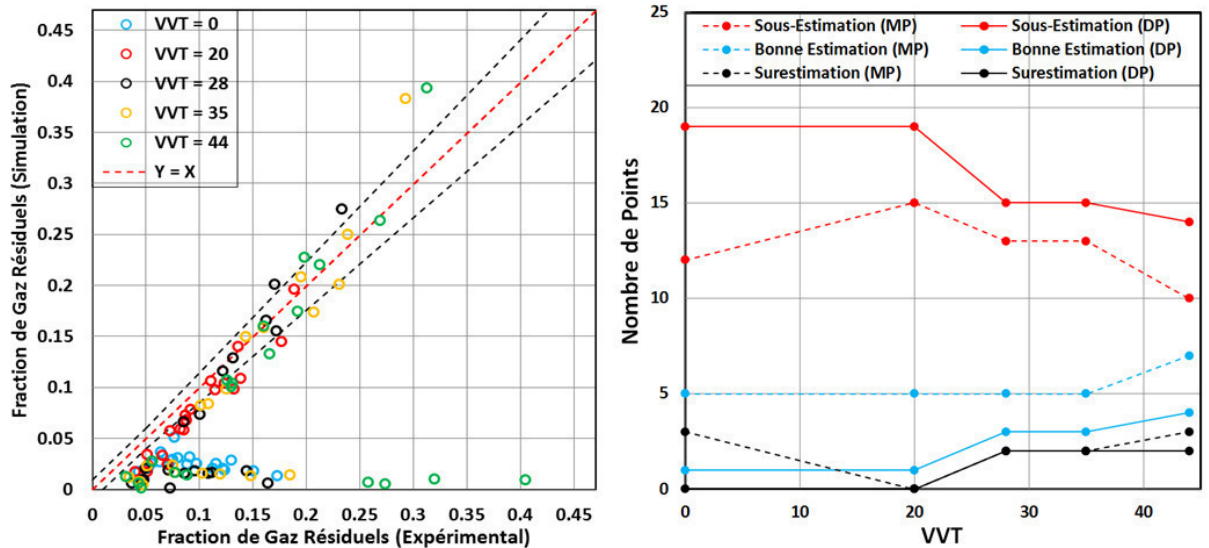


Figure 118 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Déplacement Parfait pour les 5 ouvertures de VVT comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque VVT des modèles DP et MP par rapport à l'expérimental

4.3.2 Modèle Hybride de balayage

D'après les analyses précédentes de précision des estimations, il a été conclu que :

1. La plupart des erreurs sont des sous-estimations
2. La pression d'admission a un effet important sur la précision du modèle MP. Le régime l'influence aussi mais avec un degré plus faible

Afin de pouvoir corriger les sous-estimations du modèle MP, un essai de modélisation est réalisé :

▪ Description du modèle

Le modèle hybride de balayage à deux zones est une combinaison du modèle de mélange parfait et du modèle de déplacement parfait, il consiste à diviser la chambre de combustion en deux régions : la zone de gaz admis (1) qui est la zone de mélange et la zone de gaz brûlés (2) qui est la zone de déplacement. La zone de gaz admis est remplie par de l'air frais et des gaz brûlés subissant un Backflow à l'ouverture des soupapes d'admission, ceci implique que la zone (1) est créée au premier débit positif admis dans la chambre. Les fractions massiques de la zone (1) sont variables alors que celles de la zone (2) sont fixes. Les gaz traversant les soupapes d'échappement proviennent exclusivement de la zone (2) (Figure 119).

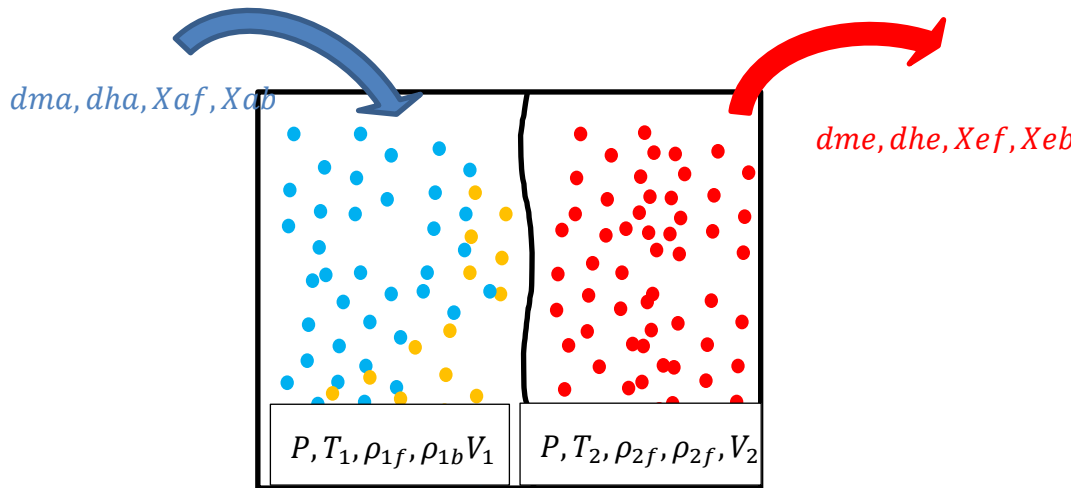


Figure 119 : Modèle Hybride de balayage

- Gaz Brulés non refoulés dans la tubulure d'admission
- Gaz Brulés refoulés dans la tubulure d'admission et puis réadmis dans la chambre
- Gaz Frais admis dans la chambre

Application du bilan massique de gaz frais pour la zone 1 :

$$\frac{d\rho_{1f}}{dt} = \frac{dm_{1f}}{V_1} - \frac{m_{1f} \frac{dV_1}{dt}}{V_1^2} \quad (\text{Équation 59})$$

Où :

$$dm_{1f} = dma * Xaf \quad (\text{Équation 60})$$

Application du bilan massique de gaz brulés pour les deux zones :

$$\frac{d\rho_{1b}}{dt} = \frac{dm_{1b}}{V_1} - \frac{m_{1b} \frac{dV_1}{dt}}{V_1^2} \quad (\text{Équation 61})$$

$$\frac{d\rho_{2b}}{dt} = \frac{dm_{2b}}{V_2} - \frac{m_{2b} \frac{dV_2}{dt}}{V_2^2} \quad (\text{Équation 62})$$

Où dm_{1b} représente le débit de gaz brulés entrant par les soupapes d'admission et dm_{2b} représente le débit de gaz brulés sortant par les soupapes d'échappement, respectivement exprimés par :

$$dm1b = dma * Xab \quad (\text{Équation 63})$$

$$dm2b = dme * Xeb \quad (\text{Équation 64})$$

Les densités dynamiques de chaque zone sont alors déduites :

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{d\rho_{1f}}{dt} + \frac{d\rho_{1b}}{dt} \quad (\text{Équation 65})$$

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{d\rho_{2b}}{dt} \quad (\text{Équation 66})$$

▪ Résultats

La fraction de gaz résiduels calculée par le modèle de balayage hybride est très similaire à celle calculée par le modèle de mélange parfait (Figure 120).

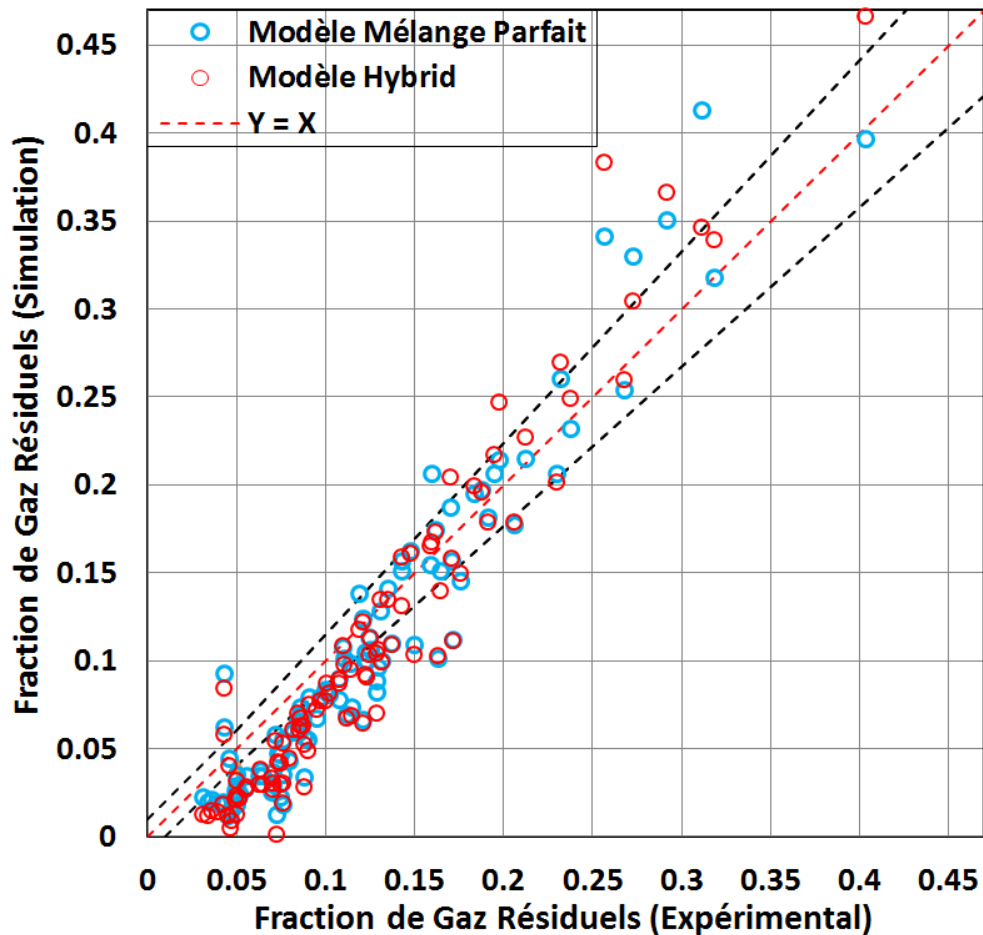


Figure 120 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de balayage Hybride comparé aux données expérimentales et au modèle de mélange parfait

Le même comportement est observé : les gaz résiduels inférieurs à 13% sont sous-estimés par le modèle alors que les autres niveaux sont proches des données expérimentales. La

différence entre ce modèle et le modèle de déplacement parfait est le stockage des gaz du Backflow dans la zone I (Hybride) ou II (DP). Les résultats mettent en évidence l'importance de ces gaz refoulés aux faibles charges vis-à-vis des gaz résiduels enfermés.

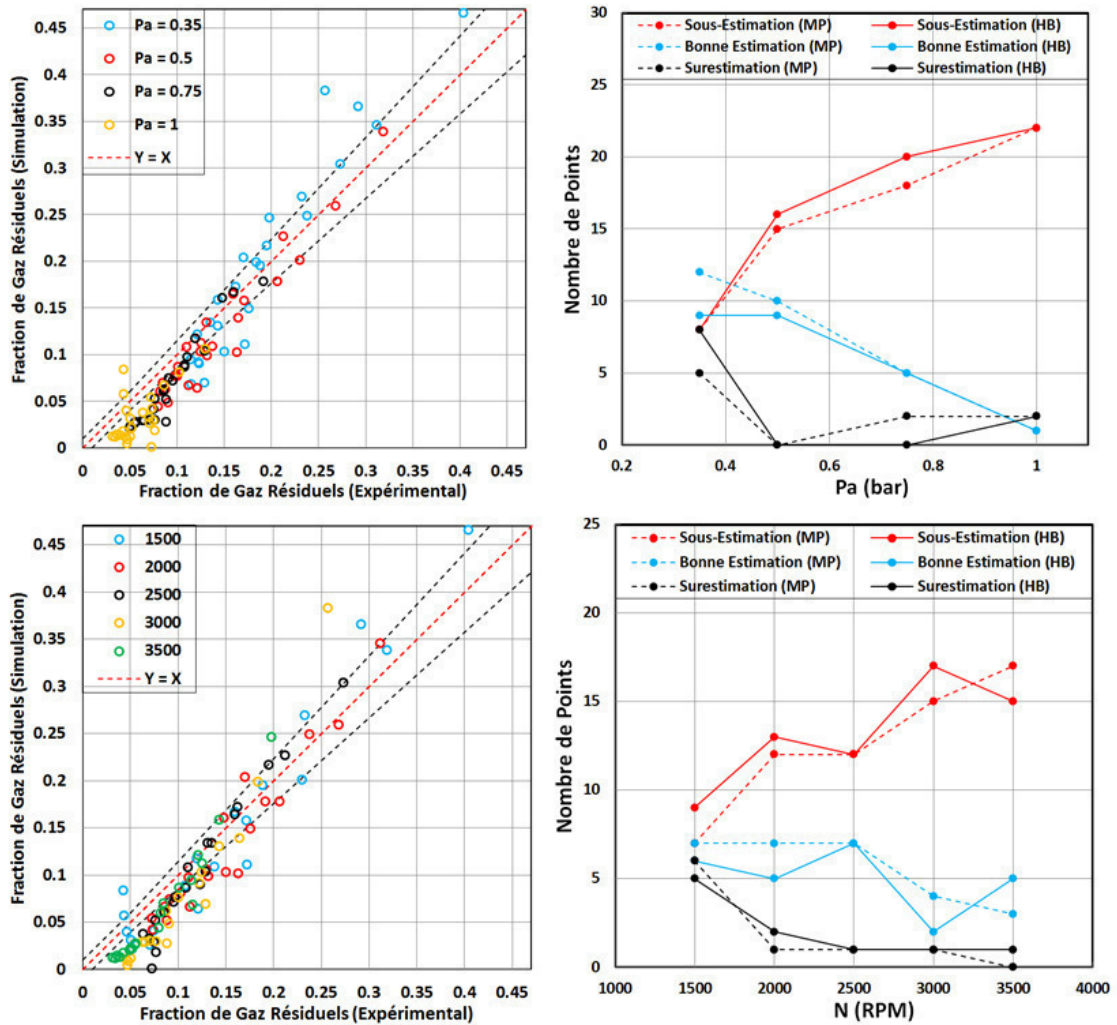


Figure 121 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle Hybride pour les 4 pressions d'admission et les 5 régimes séparés comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points de sous-estimation, surestimation et de bonne estimation pour chaque pression d'admission et régime des modèles Hybride et MP par rapport à l'expérimental

De la même manière que le modèle de déplacement parfait, une étude paramétrique est réalisée sur le modèle Hybride. Cette fois-ci les paramètres concernés seront uniquement la pression et le régime parce que la VVT ne semble pas avoir d'effet direct sur la précision du modèle de balayage. La séparation des points par paramètre est représentée sur la Figure 121. La même tendance est remarquée dans toutes les zones de fonctionnement du moteur : Aux faibles charges et régime moteur, l'estimation est relativement plus correcte et l'erreur d'estimation augmente avec la charge et le régime. Il est remarqué que le nombre de points de sous-estimés est très important (66 points) par rapport aux points bien estimés et surestimés (25

points et 10 points respectivement). Au total, le modèle MP est légèrement plus fidèle aux résultats de la campagne expérimentale avec 28 points bien estimés.

4.3.3 Modélisation du transfert massique

Comme observé précédemment, la sous-estimation est l'élément principal d'erreur des modèles Hybride et MP par rapport à la fraction de gaz résiduels expérimentale. Afin d'améliorer la précision du modèle Hybride, il est nécessaire de développer une modélisation de la chambre de combustion durant le croisement des soupapes permettant de diminuer la fraction massique de gaz frais enfermés dans la chambre. Deux choix sont possibles :

- Augmentation de la quantité totale de gaz brûlés enfermés
 - Stockage forcé d'une partie de gaz brûlés de la zone II dans la zone I au moment du début du croisement
 - Transfert massique inverse de gaz brûlés de la zone II vers la zone I
 - Diminution du débit envoyé par la zone II vers les soupapes d'échappement
- Diminution de la quantité totale de gaz frais :
 - Par court-circuit direct admission-échappement
 - Par court-circuit indirect en supposant un transfert massique de gaz frais entre les zones
 - Par court-circuit indirect en supposant l'admission de gaz frais purs par les soupapes d'admission dans la zone II de gaz brûlés

En premier lieu, le stockage forcé de gaz brûlés dans la zone I au moment de l'ouverture des soupapes d'admission est contraignant en termes de discontinuité. La simulation du champ moteur complet par ce modèle n'est pas possible vu le grand nombre de points dont la simulation est divergente. Un transfert massique inverse de la zone II vers la zone I ne semble pas physiquement acceptable parce que la densité des gaz brûlés de la zone II est beaucoup plus faible que celle de la zone I. Finalement, la diminution du débit envoyé par la zone II vers les soupapes n'est pas possible parce que les débits de soupapes sont générés à partir de calculs de pressions et de températures instantanées de la chambre de combustion. De plus, les coefficients de débit issu d'une caractérisation expérimentale de la culasse sont spécifiques au moteur et il semble délicat de les modifier.

En deuxième lieu, le court-circuit admission-échappement est un choix idéal parce qu'il impacte directement et d'une manière plus intense la quantité totale enfermée de gaz frais sans toucher aux gaz brûlés de la chambre mais ne peut être réalisé qu'avec la création d'une troisième zone de court-circuit dans la chambre. Cela nécessite un temps de calcul plus

important avec l'introduction de nouvelles équations différentielle de masse et d'énergie ainsi que de nouvelles variables de simulation. Le court-circuit indirect de gaz frais de la zone I vers la zone II est réalisable mais n'a pas d'influence significative sur la quantité totale de gaz frais. En effet, la simulation de ce modèle présente des variations de la masse totale enfermée du second ordre.

Finalement, il apparait que la modélisation d'un court-circuit indirect de gaz frais purs en passant par la zone II est le plus avantageuse en termes de :

- Faisabilité numérique
- Simplicité de modélisation
- Temps de calcul
- Impact direct sur la quantité totale enfermée de gaz frais

L'amélioration possible du modèle de balayage hybride consistera à décomposer le débit de gaz frais admis par les soupapes d'admission. Ainsi, une fraction de ce débit sera stockée dans la zone II (Figure 122). Un nouveau paramètre k est donc introduit :

$$k = \frac{dm_{a-II}}{dm_a} \quad (\text{Équation 67})$$

Où dm_{a-II} représente le débit de gaz frais entrant dans la zone II et dm_a représente le débit de gaz frais traversant les soupapes d'admission. Dans ce modèle, les gaz brûlés traversant les soupapes d'admission sont admis dans la zone I avec les gaz frais sans séparation.

La simulation du champ de points moteur est exécutée pour $k = 30\%$ de gaz frais. Cette valeur a été choisie comme le maximum de niveau puisque pour les valeurs supérieures à 30, les simulations divergent numériquement. Pour $k = 0$, le modèle revient à la configuration initiale du modèle de balayage avec 0% de séparation de gaz frais.

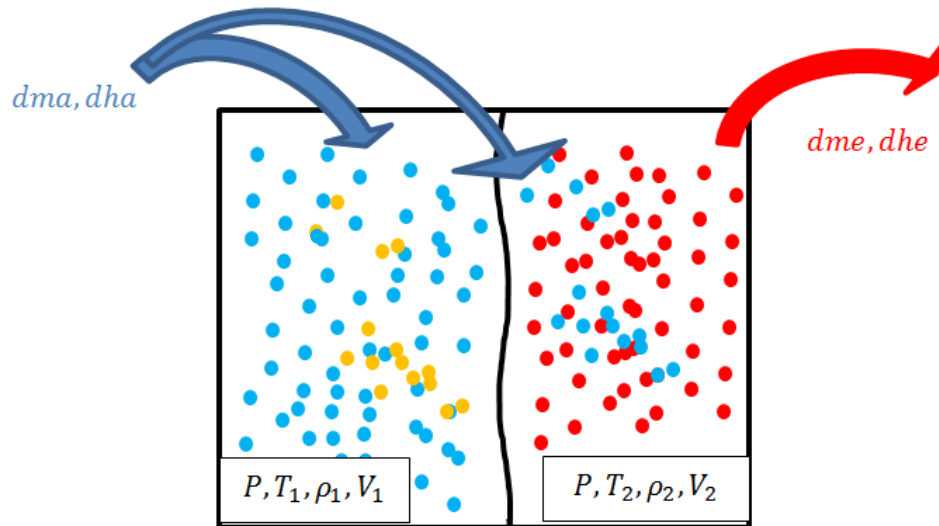


Figure 122 Amélioration du modèle hybride de balayage

- Gaz Brulés non refoulés dans la tubulure d'admission
- Gaz Brulés refoulés dans la tubulure d'admission et puis réadmis dans la chambre
- Gaz Frais admis dans la chambre

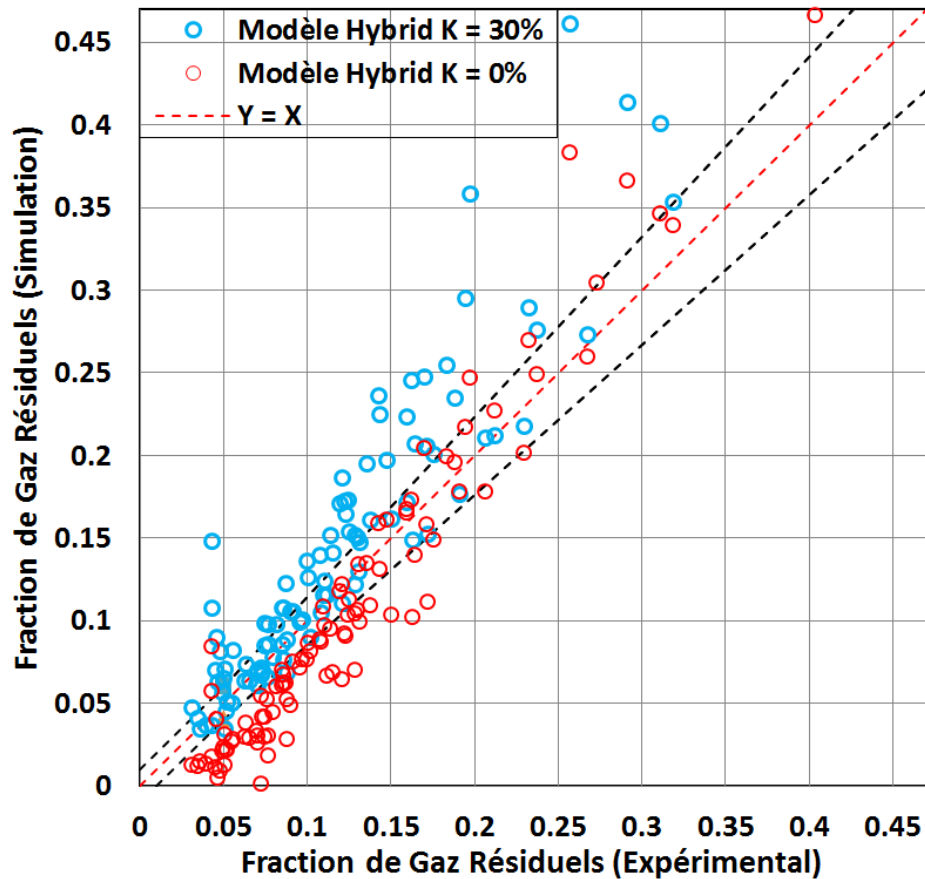


Figure 123 Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de balayage Hybride à $k=0$ et $k=30$ comparé aux données expérimentales

Les résultats sont illustrés pour 30% sur la Figure 123, la fraction de gaz résiduels est largement supérieure à celle de la configuration initiale. Cela est vrai pour tous les points de fonctionnement simulés. En effet, les gaz frais admis dans la zone II quittent la chambre à travers les soupapes d'échappement, cela rend la chambre plus riche en gaz brûlés résiduels.

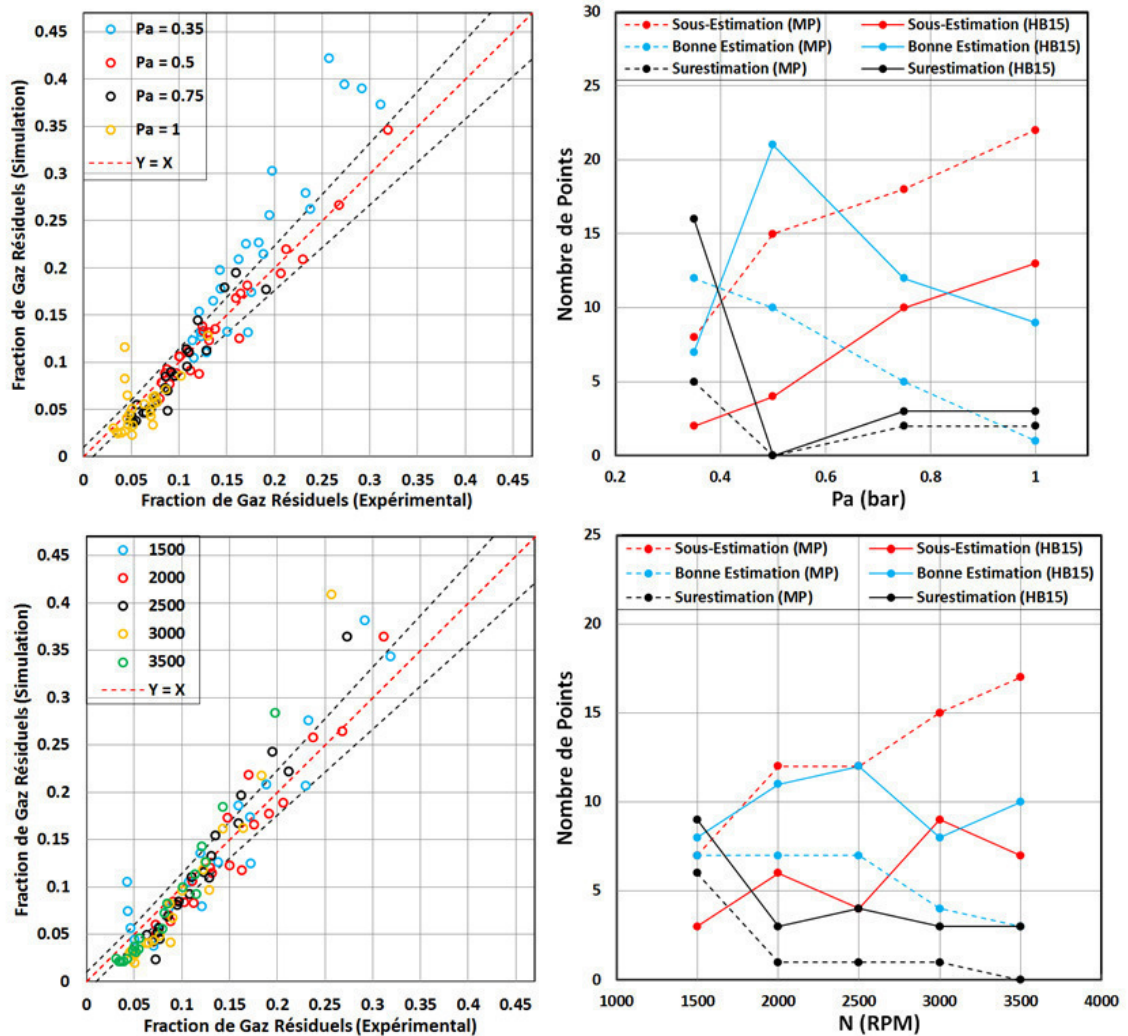


Figure 124 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Hybride (15%) pour les 4 pressions d'admission et les 5 régimes comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points sous-estimés, surestimés et de bien estimés pour chaque pression d'admission et régime des modèles Hybride (15%) et MP par rapport à l'expérimental

L'étude paramétrique est réalisée pour deux pourcentages de transfert massique : 15% et 30% (Figure 124 et Figure 125 respectivement). La première observation est que le nombre de points dans la zone de bonne estimation est plus important : 49 et 44 à 15% et 30% respectivement contre 28 et 25 pour les modèles MP et Hybride à 0%. L'influence de la charge et du régime sur la bonne estimation est maintenant plus faible voire nulle. Cependant, le nombre de points surestimés augmente à faible charge et faible régime dans pour les deux

pourcentages. Le nombre de points sous-estimés s'annule à 30 %, la majorité des points sont décalés au-dessous de la marge minimale acceptable de gaz résiduels.

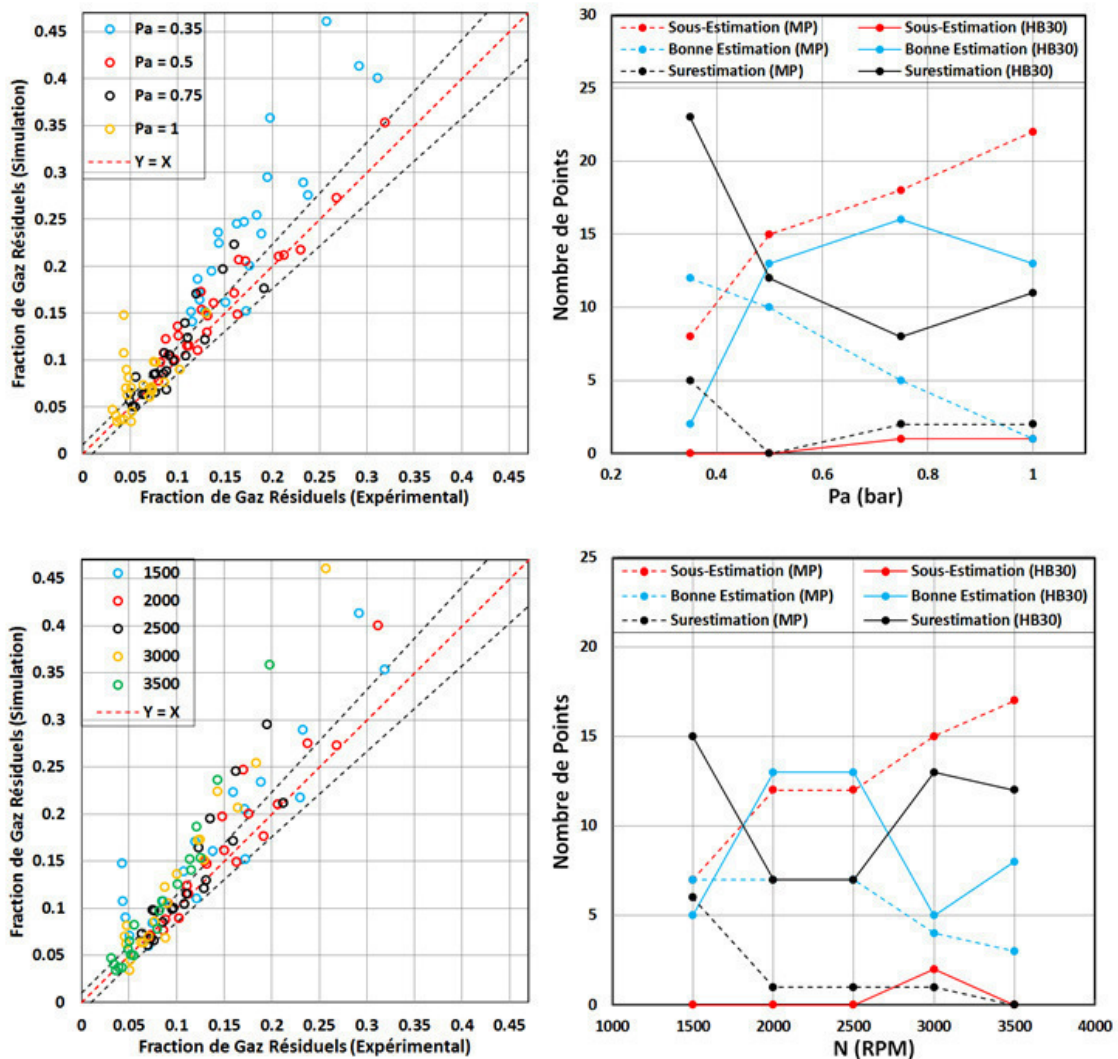


Figure 125 A gauche : Champ de fraction de gaz résiduels simulée par le modèle de Hybride (30%) pour les 4 pressions d'admission et les 5 régimes comparé aux données expérimentales. A droite : Nombre de points sous-estimés, surestimés et bien estimés pour chaque pression d'admission et régime des modèles Hybride (30%) et MP par rapport à l'expérimental

Discussion

La modélisation du transfert massique de gaz frais dans le modèle Hybride a amélioré l'estimation de la fraction de gaz résiduels par rapport au modèle initial. Cependant, la précision reste encore perfectible. Afin d'améliorer la précision, une étude plus élaborée sur l'estimation du nouveau modèle est réalisée. L'étude consiste à évaluer la précision de ce modèle en fonction du pourcentage de fraction massique k . Et puis déterminer le pourcentage optimal pour chaque

plage de fonctionnement du moteur. L'étude sera menée uniquement sur la pression d'admission et le régime, les deux paramètres qui ont le plus d'effet sur l'estimation. Les niveaux de transfert massiques sont : 0, 5, 10, 15, 20, 25 et 30% et seront comparés au modèle initial de Mélange Parfait.

Sous-Estimation et surestimation

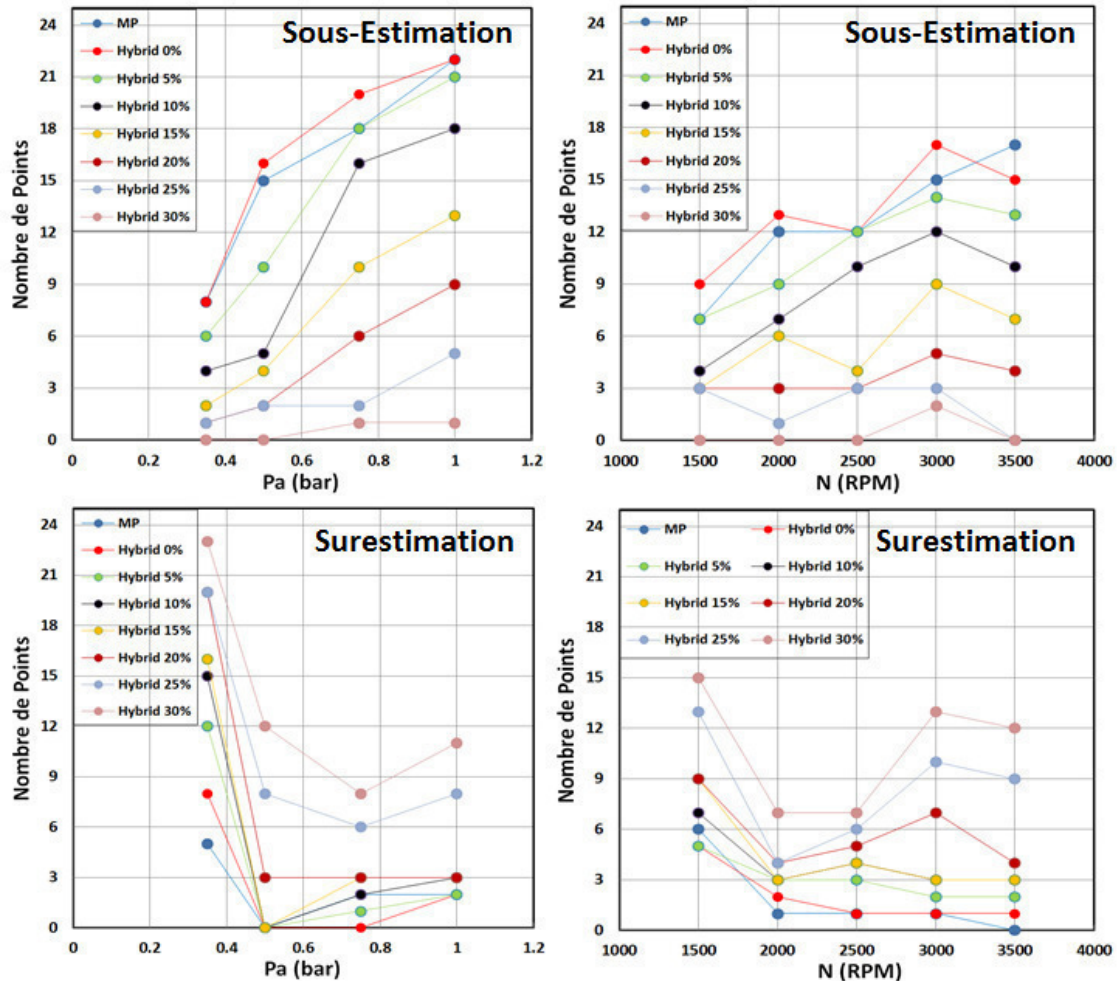


Figure 126 Les sous-estimation et surestimation du modèle MP et du modèle Hybride (0% à 30%) par rapport aux mesures expérimentales en fonction de la pression d'admission (à gauche) et du régime (à droite).

D'abord, la sous-estimation et la surestimation sont étudiées (Figure 126). Le modèle Hybride 0% et le modèle MP semblent avoir le maximum de sous-estimation pour tous les points de fonctionnement du moteur. Plus le pourcentage augmente, plus la sous-estimation diminue et la surestimation augmente. Cela met en évidence l'effet direct du pourcentage de transfert massique k sur la fraction de gaz résiduels. Pour $P = 0.35$ bars le nombre de points de surestimation du modèle Hybride est élevé et celui de la sous-estimation est relativement faible.

Cela signifie qu'à très faible charge, le modèle hybride n'est pas cohérent avec l'expérimentation quel que soit le pourcentage k utilisé.

Bonne estimation

L'étude de points de bonne estimation est essentielle non seulement pour déterminer la précision du modèle, mais pour déterminer la configuration optimale de modélisation par rapport au fonctionnement du moteur. Il est observé, que pour les faibles charges ($P = 0.35 \text{ bar}$), le modèle MP fournit la meilleure estimation de fraction de gaz résiduels. Avec l'augmentation de la pression d'admission, le modèle Hybride est meilleur :

- A $P = 0.5 \text{ bar}$ et pour $k = 15\%$, le nombre de points bien estimés est de 21 contre 10 pour le modèle MP (110% d'amélioration)
- A $P = 0.75 \text{ bar}$ et pour $k = 25\%$, le nombre de points bien estimés est de 17 contre 5 pour le modèle MP (240% d'amélioration)
- A $P = 1 \text{ bars}$ et pour $k = 30\%$, le nombre de points bien estimés est de 13 contre 1 pour le modèle MP (1200% d'amélioration)

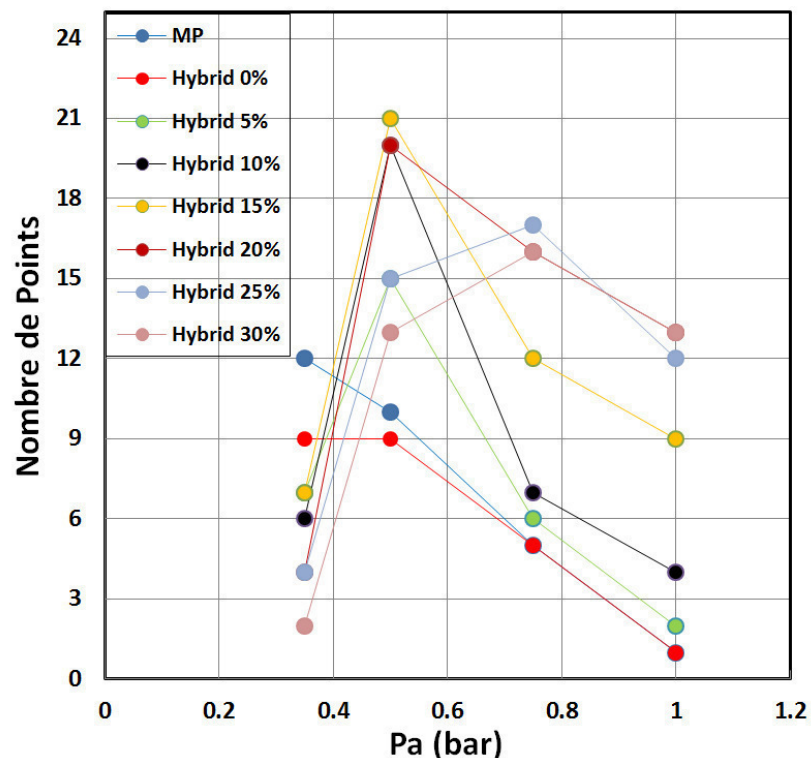


Figure 127 Nombre de points bien estimés par le modèle MP et le modèle Hybride (0% à 30%) par rapport aux mesures expérimentales en fonction de la pression d'admission.

Ainsi, le modèle Hybride a amélioré la précision de l'estimation de la fraction de gaz résiduels pour toute la plage de fonctionnement du moteur sauf $P = 0.35 \text{ bar}$. Il est important

de noter que plus la pression d'admission augmente, plus il y a besoin d'augmenter le pourcentage k nécessaire pour achever une bonne estimation, et plus l'amélioration de la précision de l'estimation est importante.

Par séparation les données des différentes modélisations selon le régime (Figure 128), l'estimation s'améliore pour tous les cas :

- A $N = 1500$, et pour $k = 10\%$, le nombre de points bien estimés est de 9 contre 7 pour le modèle MP (28% d'amélioration)
- A $N = 2000$, et pour $k = 25\%$, le nombre de points bien estimés est de 15 contre 7 pour le modèle MP (114% d'amélioration)
- A $N = 2500$, et pour $k = 30\%$, le nombre de points bien estimés est de 13 contre 7 pour le modèle MP (85% d'amélioration)
- A $N = 3000$ et 3500 , et pour $k = 20\%$, le nombre de points bien estimés est de 7 et 12 contre 4 et 3 pour le modèle MP (75% et 300% d'amélioration) respectivement

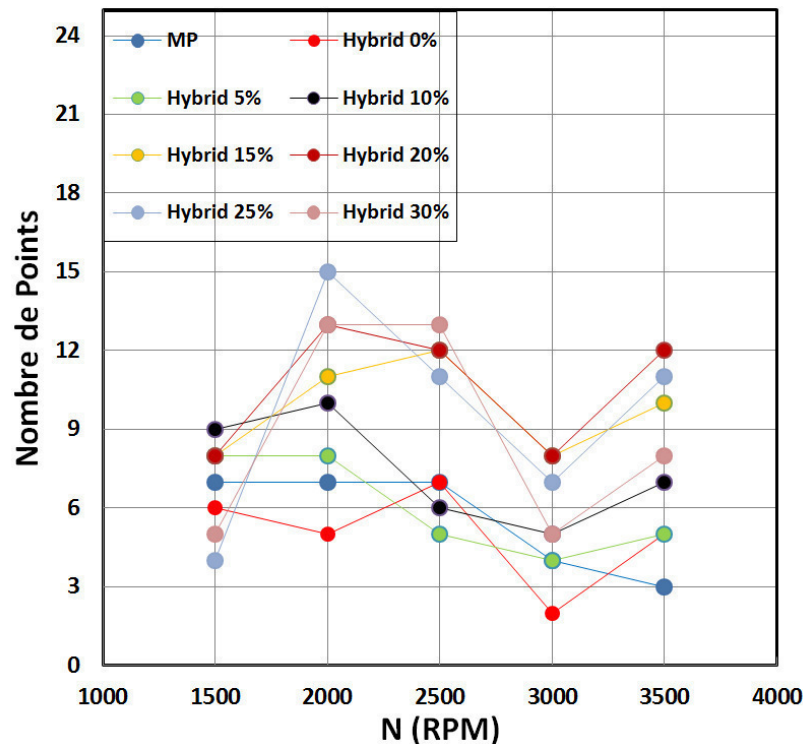


Figure 128 Nombre de points bien estimés par le modèle MP et le modèle Hybride (0% à 30%) par rapport aux mesures expérimentales en fonction du régime.

En conclusion, pour la majorité de la plage de fonctionnement du moteur, le modèle Hybride modifié améliore la précision de l'estimation de la fraction de gaz résiduels.

▪ **Choix de modélisation optimal**

En partant de l'étude de précision de l'estimation de la fraction de gaz résiduels, on peut maintenant déterminer la meilleure modélisation possible en fonction du fonctionnement du moteur.

Pression d'admission

Avec les données bien estimées calculées selon la pression d'admission, le meilleur choix de modélisation est présenté dans le Tableau 5.

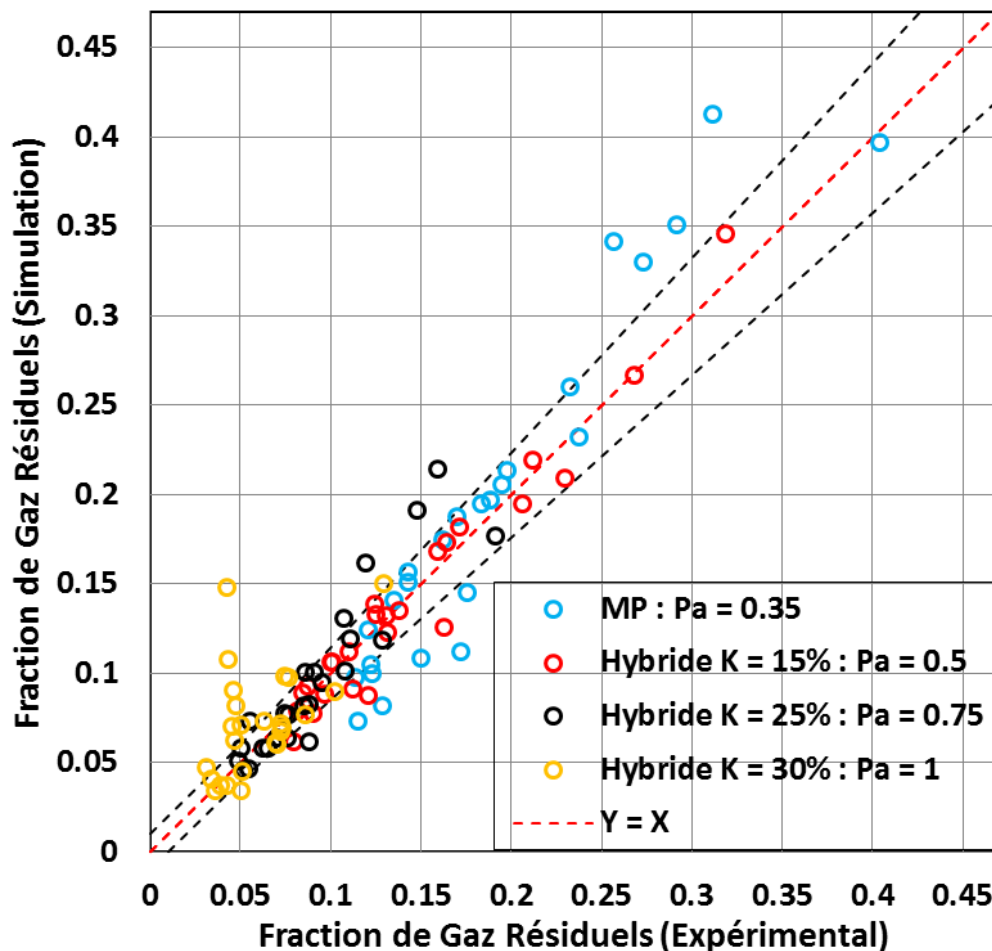


Figure 129 Estimation optimale de la fraction de gaz résiduels selon la pression d'admission

La nouvelle estimation optimale de la fraction de gaz résiduels est présentée sur la Figure 129. Le nombre de points de bien estimés est 63 points contre 28 pour le modèle initial MP (125% d'amélioration). Les nombre de points sous-estimés et surestimés sont de 15 et 22 contre 63 et 9 pour le modèle MP respectivement.

Tableau 5 : Choix de modélisation optimal en fonction de la pression d'admission

Pression d'admission (bar)	Modélisation
0.35	MP
0.5	Hybride $k = 15\%$
0.75	Hybride $k = 25\%$
1	Hybride $k = 30\%$

Régime

De la même façon que la pression d'admission, une nouvelle estimation de la fraction de gaz résiduels pour le champ entier selon le régime peut être déduite. Ainsi, la modélisation optimale est présentée dans le Tableau 6.

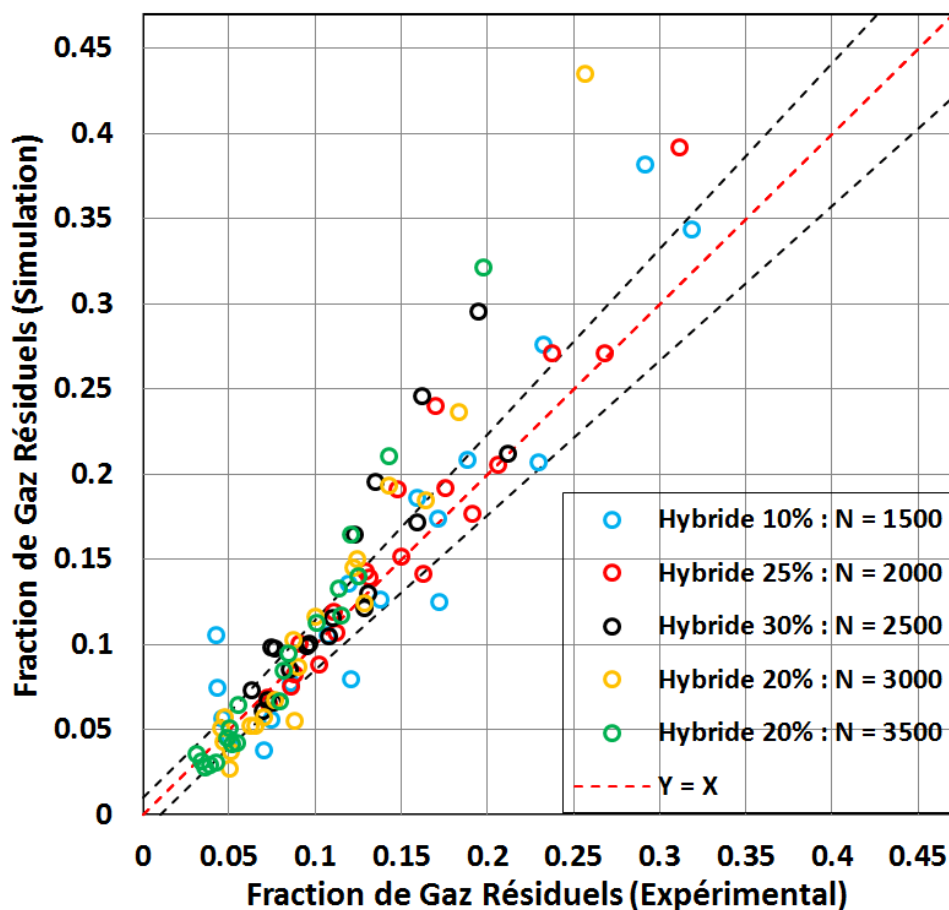


Figure 130 Estimation optimale de la fraction de gaz résiduels selon le régime du moteur

Tableau 6 : Choix de modélisation optimal en fonction du régime moteur

Régime (RPM)	Modélisation
1500	Hybride $k = 10\%$
2000	Hybride $k = 25\%$
2500	Hybride $k = 30\%$
3000	Hybride $k = 20\%$
3500	Hybride $k = 20\%$

La nouvelle estimation optimale selon le régime moteur est présentée sur la Figure 130. Le nombre de points de bien estimés atteint 57 contre 28 points pour le modèle MP (103% d'amélioration). Les nombres de points sous-estimés et surestimés sont de 14 et de 29 contre 63 et 9 pour le modèle MP. La précision de l'estimation selon le régime est plus faible que celle selon la pression d'admission parce que la pression d'admission a une plus grande influence sur l'estimation mais reste supérieure à celle du modèle MP.

Combinaison Pression/Régime

Les deux optimisations précédentes apportent des améliorations importantes dans la précision du modèle. Cependant, le nombre de points surestimés reste important dans les deux cas. Une combinaison des deux choix est proposée. La combinaison consiste à créer un champ de 20 zones de fonctionnement (Pression/Régime) permettant d'aboutir à une meilleure précision du modèle selon la zone de fonctionnement (Tableau 7).

Tableau 7 : Choix de modélisation optimale en fonction de la pression d'admission et du régime

N \ Pa	0.35	0.5	0.75	1
1500	MP	HB10	HB5	MP
2000	HB15	HB30	MP	HB25
2500	MP	HB10	HB30	HB30
3000	MP	HB15	HB25	HB25

3500	MP	HB20	HB25	HB25
------	----	------	------	------

Les résultats des simulations de cette modélisation (Figure 131) montrent que la précision du modèle a subi une grande amélioration avec 73% de bonne estimation et 14% et 13% de sous-estimation et surestimation respectivement.

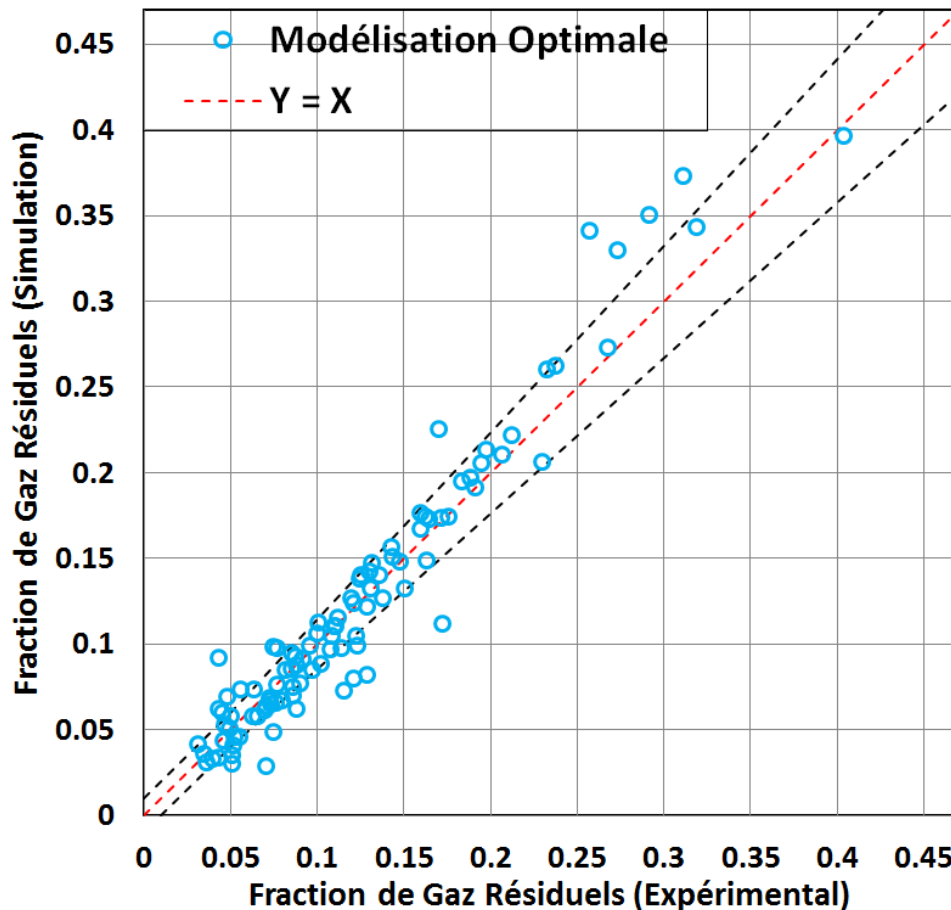


Figure 131 Estimation optimale de la fraction de gaz résiduels selon la pression d'admission et le régime moteur

Discussion

Les deux configurations optimales de modélisations ainsi que leur combinaison apportent des améliorations significatives à l'estimation de la fraction de gaz résiduels et surtout à charges élevées ($P = 1 \text{ bar}$ et $P = 0.75 \text{ bar}$). Cette étude est réalisée pour une résolution de 5 % de k , une amélioration de la résolution permettra une meilleure précision. Malgré les améliorations réalisées, ce niveau de précision n'est pas maximal. En effet l'optimisation a rendu les points de surestimation plus nombreux du fait que le modèle hybride et son

développement n'ont pas pris en compte les écarts de surestimation initiaux du modèle MP. Afin d'aboutir à une précision maximale d'estimation, un développement de modélisation pour minimiser les points surestimés est nécessaire. Deux idées sont proposées afin de diminuer la quantité totale de gaz résiduels enfermés dans la chambre de combustion :

- Combiner le modèle de déplacement parfait partiellement avec le modèle hybride : une fraction de gaz brûlés de Backflow d'admission pourra être stockée dans la zone II.
- Créer un transfert massique de gaz brûlés purs de la zone I vers la zone II

4.4 Simulation du Backflow

Après la définition du maillage, la simulation du Backflow est effectuée pour le point moteur : ($N = 1500$, $Pa = 0.5 \text{ bar}$, $VVT = 44^\circ$) et comparée aux données expérimentales. Les résultats sont illustrés dans la Figure 132. Ils montrent une montée intense de concentrations de CO_2 après l'ouverture des soupapes d'admission et un pic de concentration dans l'intervalle $[-2^\circ, 16^\circ]$. Une grande différence est remarquée entre les concentrations mesurées et la simulation mais une similarité qualitative existe. La concentration maximale simulée par la modélisation 0D/1D est très proche de la concentration de gaz brûlés mesurée en échappement (13% de CO_2) alors que celles mesurées dans les différents endroits de prélèvements ne surpasse pas 35% des valeurs maximales de gaz brûlés. Cela montre que le Backflow représenté par la simulation 0D/1D est refoulé en front de gaz brûlés quasi-pur dans la tubulure d'admission et subit le minimum de mélange avec les gaz frais de l'admission, alors qu'expérimentalement, un mélange est observable au plus proche de la soupape d'admission.

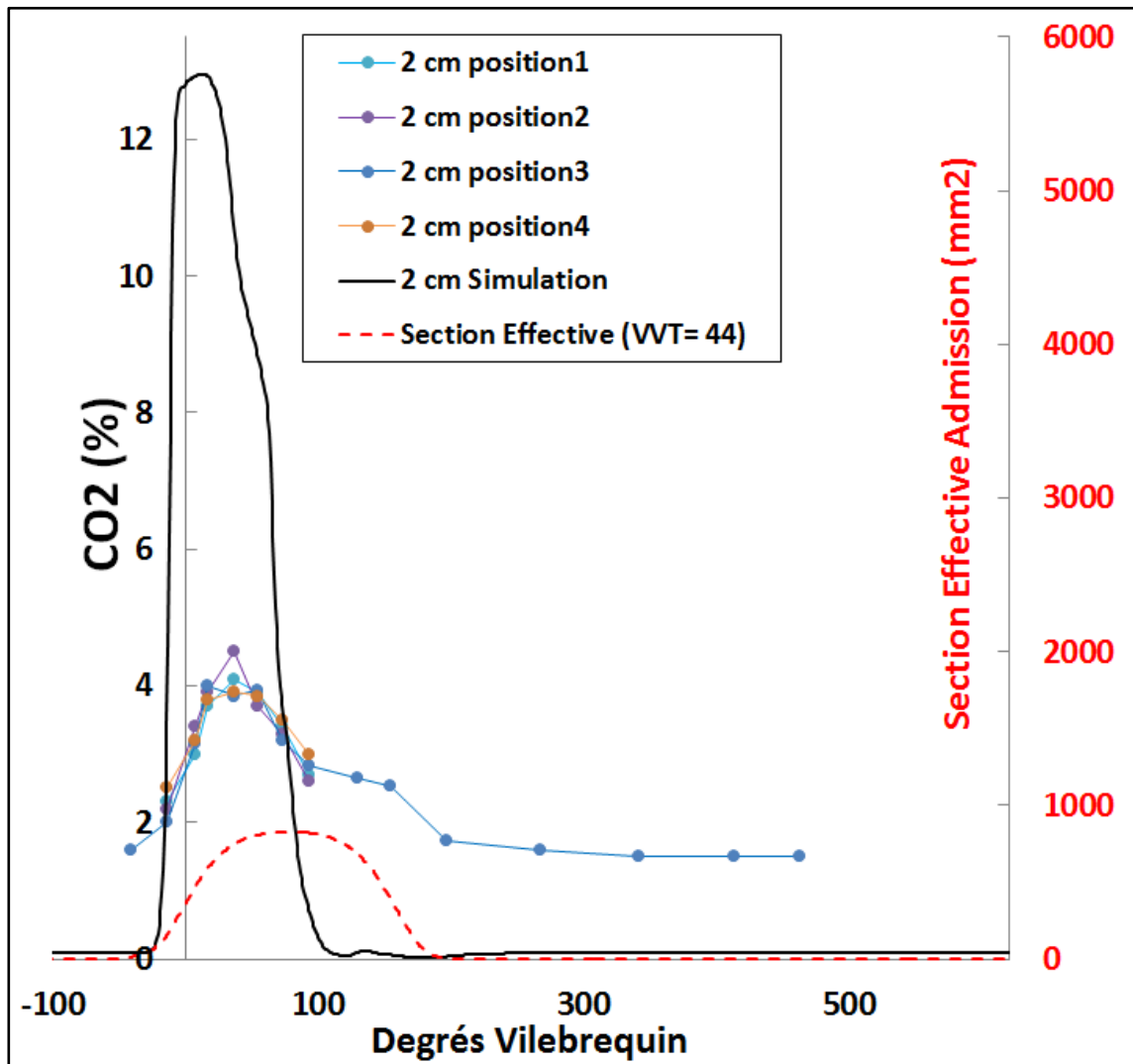


Figure 132 Front de Backflow dans la tubulure d'admission simulé et mesuré à 2 cm de la soupape d'admission pour 4 différentes positions. La section efficace des soupapes d'admission est représentée en rouge pour une ouverture VVT de 44°. $N = 1500 \text{ RPM}$, $P_a = 0.5 \text{ bar}$

4.5 Conclusion

L'étude menée dans ce chapitre a permis d'abord d'évaluer le modèle initial de Mélange Parfait à partir de la mesure de la fraction de gaz résiduels. La simulation de ce modèle montre une sous-estimation des gaz résiduels dans la majorité des points de fonctionnement du moteur. Le chapitre a présenté une modélisation à deux zones de la chambre de combustion qui la divise en deux zones thermodynamiques à compositions et températures différentes. Cette modélisation a servi pour développer trois modèles de balayages : Déplacement Parfait, Hybride et Hybride avec transfert massique. Le modèle de Déplacement Parfait engendre un balayage extrême, où les gaz admis sont séparés selon leurs espèces dans les deux zones. Ce modèle présente une faible estimation des gaz résiduels à cause de l'échappement de tous les

gaz brûlés tout au long du croisement : gaz brûlés de la chambre et le gaz brûlés refoulés par Backflow puis réadmis. Le modèle Hybride propose l'admission des tous les gaz (frais et brûlés) dans la zone 1. Bien que ce modèle fait une représentation plus physique du contenu de la chambre par rapport aux deux modèles précédents, l'amélioration de l'estimation des gaz résiduels est négligeable. Cela a amené à la modélisation d'un transfert massique de gaz frais dans la zone 2 durant le croisement. Ce transfert est présenté par le paramètre k qui permet de modéliser un balayage indirect des gaz frais à travers les soupapes d'échappement. Un choix de modélisation optimale en fonction de la pression d'admission et le régime est proposé, permettant la meilleure estimation de la fraction de gaz résiduels (73%). Finalement, la simulation du Backflow dans la quatrième partie montre une grande disparité quantitative avec la mesure du CO_2 dans la tubulure d'admission. Cette disparité est due au mélange des gaz refoulés avec les gaz frais tout au long du tuyau qui n'est pas présenté par la modélisation 1D.

Conclusion générale et Perspectives

L'état de l'art mené en préambule à ce travail de thèse a montré l'influence importante des gaz résiduels sur le fonctionnement d'un moteur à allumage commandé. Il apparaît également que l'évaluation de la teneur en gaz résiduels sur banc d'essai moteurs requiert des dispositifs expérimentaux lourds et complexes à mettre en œuvre. Enfin, les approches utilisées en modélisation 0D/1D sont le plus souvent relativement sommaires, faisant l'hypothèse d'un contenu du cylindre homogène pendant la phase de croisement des soupapes.

Le premier volet de ce travail a consisté à réaliser une large campagne expérimentale afin de mieux caractériser la fraction de gaz résiduels. Pour ce faire, un dispositif expérimental original a été développé pour permettre le prélèvement de gaz dans le cylindre à différents moments du cycle et en deux points de la chambre. Les quantités prélevées étant faibles, les prélèvements sont répétés sur plusieurs centaines de cycles et stockés dans un sac, puis analysés lorsque la quantité prélevée est suffisante. De nombreux test unitaires ont été menés et ont permis de vérifier la représentativité des teneurs en gaz résiduels mesurées. Le dispositif a également été appliqué dans les conduits d'admission et d'échappement afin de caractériser certains phénomènes en lien avec la masse de gaz résiduels, comme le refoulement au début de la phase d'admission ou le balayage par le mélange frais lors du croisement des soupapes. Des mesures de température rapides ont également été utilisées dans ce but. Ces outils ont permis d'obtenir différents types d'information :

- Les teneurs en gaz résiduels ont été mesurées pour 5 régimes de rotations de 2000 à 4000 tr/mn, 4 niveaux de charge (pression d'admission de 0.25 à 1 bar) et 5 positions du déphaseur d'arbre à came (VVT), soit 100 points de fonctionnement. La base de données ainsi constituée permet d'envisager la validation de modèles sur un large spectre de conditions, représentatif des différentes phénoménologies rencontrées
- La caractérisation du refoulement à l'admission a mis en évidence une pénétration de gaz brûlés refoulés le long du conduit d'admission très variable en fonction de la durée de croisement des soupapes et un mélange avec les gaz frais.
- En revanche, les prélèvements et mesures de températures rapides à l'échappement n'ont pas permis d'aboutir à des conclusions claires sur le balayage et des investigations complémentaires sont nécessaires.

Les mesures de teneur en gaz résiduels ainsi recueillies ont ensuite été utilisées pour évaluer différentes modélisations de la phase de croisement des soupapes, dans le cadre de l'approche 0D/1D. Le modèle de Mélange Parfait et le modèle de balayage Hybride (combinant mélange parfait et déplacement parfait) sous-estiment les gaz résiduels pour la plupart des points de fonctionnement du moteur alors que le modèle Hybride avec transfert massique présente une estimation plus fine du contenu de la chambre. Cette modélisation prend en compte un balayage de gaz frais à travers les soupapes d'échappement représenté par le paramètre k . Une étude de sensibilité montre que ce paramètre dépend principalement de la pression d'admission et du régime.

Les simulations montrent également que la modélisation du refoulement à l'admission avec une approche 1D fait apparaître un front raide de gaz résiduels que l'on ne retrouve pas expérimentalement, à cause du mélange avec les gaz frais.

Pour compléter ce travail et améliorer encore la prédiction des teneurs en gaz résiduels plusieurs voies apparaissent :

- Sur le plan expérimental la caractérisation du balayage doit être améliorée, par exemple par une meilleure maîtrise des prélèvements (pour tenir compte des disparités spatiales et temporelles) ;
- Le mélange des résiduels refoulés à l'admission avec les gaz frais doit également être caractérisé plus finement ;
- Les résultats obtenus au cours de l'étude pourraient aussi être exploités pour tenter de définir des indicateurs indirects de la teneur en gaz résiduels, plus faciles à mesurer ;
- Sur le plan de la modélisation, l'approche 1D dans les tubulures d'admission pourrait être raffinée pour tenir compte du mélange entre les résiduels refoulés et les gaz frais ;
- La modélisation des échanges gazeux dans le cylindre pendant la phase de croisement des soupapes reste également perfectible. Le recours à des calculs de CFD ou à des investigations en moteur à accès optique aideraient sans doute à mieux cerner la phénoménologie des écoulements internes au cylindre durant cette phase ;
- Enfin, l'extension des résultats à d'autres types de moteur, notamment suralimentés ou dotés de systèmes de distribution plus complexes (déphasage de l'échappement, levée variable...) reste à faire.

Références

- [1] R. Reitz, «Direction in Internal Combustion Engine Research,» *Combustion and Flame*, vol. 160, pp. 1-8, 2013.
- [2] E. Sher, Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines - Pollutant Formation and Control, Academic Press, 1998.
- [3] G. Alix, Comparaison de Concepts de Moteur Diesel en Vue de leur Hybridation, Thèse soutenue à l'Ecole Centrale de Lyon, 2008.
- [4] Y. Laurant, Variabilité aérodynamique d'un moteur à Combustion Interne pendant la Phase d'Admission, vers l'Origine des Fluctuations Cycliques, Thèse soutenue à l'Ecole Centrale de Lyon, 2008.
- [5] S. Bougrine, 0-D Dimensional Modeling of the Combustion of Alternative Fuels in Spark Ignition Engines, Thèse soutenue à l'Ecole Centrale Paris, 2012.
- [6] O. Grondin, Modélisation du Moteur à Allumage par Compression dans la Perspective du Contrôle et du Diagnostic, Thèse soutenue à l'Université de Rouen , 2004.
- [7] NASA Glenn Research Center, «<http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/otto.html>,» [En ligne].
- [8] T. Leroy, J. Chauvin, N. Petit et G. Corde, «Motion Planning Control of the Airpath of a SI Engine with Valve Timing Actuators,» *Fifth IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, 2007.
- [9] V. Siman, Etude par Simulation Numérique des Ecoulements dans le Conduit d'Admission d'un Moteur à Levée de Soupapes d'Admission Variable, Thèse soutenue à l'Université de Pitesti.

- [10] G. Colin, Y. Chamailard, G. Bloch et G. Corde, «Neural Control of Fast Nonlinear Systems — Application to a Turbocharged SI Engine With VCT,» *IEEE TRANSACTIONS ON NEURAL NETWORKS*, vol. 18, pp. 1101-1114, 2007.
- [11] A. Stefanopoulou, A. Cook, J. Grizzle et J. Freudenberg, «Control-Oriented Model of a Dual Equal Variable Cam Timing Spark Ignition Engine,» *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, vol. 120, pp. 257-266, 1997.
- [12] E. Sher et T. Bar-Kohany, «Optimization of Variable Valve Timing for Maximizing Performance of an Unthrottled SI Engine —a Theoretical Study,» *Energy*, p. 757–775, 2002.
- [13] G. Fontana et E. Galloni, «Variable Valve Timing for Fuel Economy Improvement in a Small Spark-Ignition Engine,» *Applied Energy*, vol. 86, p. 96–105, 2009.
- [14] T. Leroy, G. Alix, J. CHauvin, A. Duparchy et F. Le Berr, «Modeling Fresh Air Charge and Residual Gas Fraction on a Dual Independent Variable Valve Timing SI Engine,» *SAE International*, n° %12008-01-0983.
- [15] T. Leone, E. Christenson et R. Stein, «Comparison of Variable Camshaft Timing Strategies at Part Load,» *SAE Technical Paper*, n° %1960584, 1996.
- [16] A. Genc, Linear Parameter-Varying Modelling and Robust Control of Variable Cam Timing Engines, Thèse soutenue à 'University of Cambridge', 2002.
- [17] J. Seabrook , C. Nightingale et S. Richardson, «The Effect of Engine Variables on Hydrocarbon Emissions – An Investigation with Statistical Experiment Design and Fast Response FID Measurements,» *SAE Technical Paper*, n° %1961951, 1996.
- [18] L. Kocher, E. Koeberlein, D. Van Alstine, K. Strickler et G. Shaver, «Physically Based Volumetric Efficiency Model for Diesel Engines Utilizing

Variable Intake Valve Actuation,» *Proceedings of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference*, n° 1DSCC2011-5997, 2011.

- [19] A. Albrecht, O. Grondin, J. Schmidt, L. Malbec, B. Youssef, G. Font, P. Gautier et P. Moulin, «Simulation Support for Control Issues in the Context of Modern Diesel Air Path Systems,» *Oil & Gas Science and Technology*, vol. 64, pp. 381-405, 2009.
- [20] M. YAO, Z. Zheng et H. Liu, «Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines,» *Progress in Energy and Combustion Science* 35 (2009) 398–437.
- [21] G. Colin, Contrôle des Systèmes Rapides Non-Linéaires, Application au Moteur à Allumage Commandé Turbocompressé à Distribution Variable, Thèse soutenue à l'Université d'Orléans, 2006.
- [22] T. Leroy, Cylinder Filling Control of Variable-Valve-Actuation equipped Internal Combustion Engines, Thèse soutenue à l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010.
- [23] R. Prucka, An Experimental Characterization of a High Degree of Freedom Spark-Ignition Engine to Achieve Optimized Ignition Timing Control, Thèse soutenue à 'University of Michigan', 2008.
- [24] S. Saxena, Maximizing Power Output in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines and Enabling Effective Control of Combustion Timing, Thèse soutenue à 'University of California, Berkeley', 2011.
- [25] E. Ortiz-Soto, J. Vavra et A. Babajimopoulos, «Assessment of Residual Mass Estimation Methods for Cylinder Pressure Heat Release Analysis of HCCI Engines With Negative Valve Overlap,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 134, n° 1082802-1, 2012.
- [26] B. Albert, Residual Gas Effects on Combustion in an Air -Cooled Utility Engine, Thèse de Master soutenue à 'University of Wisconsin-Madison', 2004.

- [27] L. Olesky, An Experimental Investigation of the Burn Rates of Naturally Aspirated Spark Assisted Compression Ignition Combustion in a Single Cylinder Engine with Negative Valve Overlap, Thèse soutenue à 'University of Michigan', 2013.
- [28] S. Wang, R. Prucka et H. Dourra, «Control-oriented residual gas mass prediction for spark ignition engines,» *International Journal of Engine Research*, n° %1DOI: 10.1177/1468087414555732.
- [29] H. Cho et K. Lee, «Measurements and Modeling of Residual Gas Fraction in SI Engines,» *SAE Technical Paper*, n° %12001-01-1910.
- [30] A. Bright, Residual Gas Mixing in Engines, Thèse de Master soutenue à 'University of Wisconsin-Madison', 2004.
- [31] J. Zhou, Etude de l'Effet du Taux d'Oxygène sur la Combustion en Moteur à Qllumage commandé suralimenté, Thèse soutenue à l'Université d'Orléans.
- [32] J. Meyer, «Engine Modeling of an Internal Combustion Engine With Twin Independent Cam Phasing,» *Thèse soutenue à 'Ohio State University'*, 2007.
- [33] A. Maiboom, X. Tautzia et J.-F. Hetet, «Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine,» *Energy*, vol. 33, pp. 22-34, 2008.
- [34] F. Buenaventura, Modélisation/Contrôle de la Chaîne d'air des moteurs HCCI pour euro7, Thèse soutenue à l'Université de Grenoble, 2014.
- [35] E. Lopez et N. Nigro, «Validation of a 0D/1D Computational Code for the Design of Several Kind of Internal Combustion Engines,» *Lat. A. appl. res.*, vol. 40, n° %12, pp. 175-184, 2010.

- [36] N. Bordet, Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel : du Mode Conventionnel au Mode Homogène, Thèse soutenue à l'Université d'Orléans, 2011.
- [37] M. Caicedo, Modélisation et Contrôle du Moteur à Allumage Commandé pour Euro6, Thèse soutenue à l'Université de Grenoble, 2013.
- [38] A. Maiboom, Etude Expérimentale et Modélisation Phénoménologique de l'influence des caractéristiques Thermodynamiques et de la Composition des Gaz d'Admission sur la Combustion et les Emissions d'un Moteur Diesel Automobile, Thèse soutenue à l'Ecole Centrale de Nantes, 2007.
- [39] Z. LU, Bilan Energétique et Exergétique d'un Moteur à Allumage Commandé, Thèse soutenue à l'Ecole Centrale de Lyon, 1991.
- [40] S. Chan et J. Zhu, «Modelling of Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard,» *International Journal of Thermal Science*, vol. 40, p. 94–103, 2001.
- [41] M. Caicedo, E. Witrant, O. Sename et P. Higelin, «A High Gain Observer for Enclosed Mass Estimation in a Spark Ignited Engine,» *American Control Conference (ACC)*, pp. 2884 - 2889, 2012.
- [42] F. Payri, J. Galindo, J. Martin et F. Arnau, «A Simple Model for Predicting the Trapped Mass in a DI Diesel Engine,» *SAE Technical Paper*, n° 2007-01-0494.
- [43] R. Fairbrother, T. Leifert, R. Gande et G. Salentini, «Accurate Gas Exchange and Combustion Analysis Directly at the Test Bed,» *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division's 2012 Fall Technical Conference ICEF2012*, n° 2012-192194.
- [44] J. Serano, F. Arnau, P. Piqueras, A. Onorati et G. Montenegro, «1D Gas Dynamic Modelling of Mass Conservation in Engine Duct Systems with Thermal

Contact Discontinuities,» *Mathematical and Computer Modelling*, vol. 49, p. 1078–1088, 2009.

- [45] E. Lopez et N. Nigro, «Validation of a 0D/1D Computational Code for the Design of Several Kind of Internal Combustion Engines,» *Latin American applied research*, vol. 40, pp. 175-184, 2010.
- [46] G. Martin, Modélisation 0D-1D de la chaîne d'Air des MCI dédiée au contrôle, Thèse soutenue à l'Université d'Orléans , 2010.
- [47] M. Bordjane, Modéliation et Cractérisation dynamique des circuits d'admission des moteurs à combustion interne, Thèse soutenue à l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, 2013.
- [48] J. Fox, W. Cheng et J. Heywood, «A Model for Predicting Residual Gas,» *SAE Technical Paper*, n° %1931025.
- [49] P. Senecal , J. Xin et R. Reitz, «Predictions of residual gas fraction in IC engines,» *SAE Technical Paper*, n° %1962052.
- [50] N. Cavina, C. Siviero et R. Suglia, «Residual gas fraction estimation: Applicaton to a GDI engine with variable valve timing and EGR,» *Si Engine Performance and*, n° %1(2004-01-2943).
- [51] V. Kale, Y. Yeliana, J. Worm et J. Naber, «Development of an Improved Residuals Estimation Model for Dual Independent Cam Phasing Spark-Ignition Engines,» *SAE International*, n° %12013-01-0312.
- [52] R. Stone, Introduction to Internal Combustion Engines, 1992.
- [53] M. Galdo et C. Vidal, Simulation of the Scavenging Process in Two-Stroke Engines, Numerical Modelling, Dr. Peep Miidla (Ed.), ISBN: 978-953-51-0219-9..

- [54] M. Lamas, C. Rodrigues, J. Rodrigues et J. Telmo, «Numerical Analysis of Several Port Configurations in the Fairbanks - Morse 38D8-1/8 Opposed Piston Marine Engine,» *Shipbuilding*, vol. 66, pp. 1-11.
- [55] J. Kirwan, M. Shost, G. Roth et J. Zizelman, «3-Cylinder Turbocharged Gasoline Direct Injection: A High Value Solution for Low CO₂ and NO_x Emissions,» *SAE International 2010-01-0590*.
- [56] F. Ma, J. Wang, Y. Feng, Y. Zang, T. Su, Y. Zhang et Y. Liu, «Parameter Optimization on the Uniflow Scavenging System of an OP2S-GDI Engine Based on Indicated Mean Effective Pressure (IMEP),» *Energies* 2017, 10, 368; doi:10.3390.
- [57] F. Ma, C. Zhao, Z. Zhao et S. Zhang, «Scavenge Flow Analysis of Opposed-Piston Two-Stroke Engine based on Dynamic Characteristics,» *Advances in Mechanical Engineering DOI: 10.1177/1687814015581569*.
- [58] F. Ma, C. Zhao, S. Zhang et H. Wang, «Scheme Design and Performance Simulation of Opposed-Piston Two-Stroke Gasoline Direct Injection Engine,» *SAE International 2015-01-1276*.
- [59] D. Rival et G. Ciccarelli, «Evaluation of Scavenging Performance in a Novel Two-Stroke GDI Engine,» *SAE Technical Paper 2006-01-0446*.
- [60] D. Roth, P. Keller et J. Sisson, «Valve-Event Modulated Boost System,» *SAE International 2010-01-1222*.
- [61] B. Hopkinson, «The Charging of Two-Cycle Internal Combustion Engine,» *Trans. NE Coast Instn. Engrs. Shipbuilders*, vol. 30, p. 433, 1914.
- [62] G. Merker et M. Gerstle, «Evaluation on Two Stroke Engines Scavenging Models,» *SAE Technical Paper*, n° %1970358.
- [63] E. Sigurdsson, Scavenging Flow in a Two-Stroke Diesel Engine, Thèse de Master soutenue à 'Technical University of Denmark', 2011.

- [64] Q. Zhang, Modelling the Scavenging Process in a Two-Stroke I.C. Engine, Thèse de Master soutenue à 'VICTORIA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY', 1995.
- [65] . E. Sher, «Scavenging the Two-Stroke Engine,» *Prog. Energy Combustion Science*, vol. 16, pp. 85-124, 1990.
- [66] R. Benson et P. Brandham, «A Method for obtaining a Quantitative Assessment of the Influence of Charging Efficiency on Two-Stroke Engine Performance,» *International Journal of Mechanical Science*, vol. 11, pp. 303-312, 1969.
- [67] R. Benson, «A New Dynamic Model for The Gas Exchange Process in Two Stroke Loop and Cross Scavenged Engines,» *International Journal of Mechanical Science*, vol. 19, pp. 693-711, 1977.
- [68] E. Sher, «A new practical model for the scavenging process in a two-stroke Cycle engine,» *Trans SAE*, n° %1850085.
- [69] M. Sweeny, G. Swann, R. Kenny et G. Blair, «Computational Fluid Dynamics Applied to Two-Stroke Engine Scavenging,» *SAE Technical Paper* , n° %1851519.
- [70] F. Schwarz et U. Spicher, «Determination of Residual Gas Fraction in IC Engines,» *SAE Technical Paper 2003-01-3148*.
- [71] R. Waero, The Effect of Spark Timing on Residual Gas Fraction, Thèse soutenue à 'University of Michigan', 1997.
- [72] J. Jang, K. Yeom et C. Bae, «Effects of Exhaust Throttling on Engine Performance and Residual Gas in an SI Engine,» *SAE Technical Paper*, n° %12004-01-2974.
- [73] M. Guenther, W. Sauter, F. Schwarz, A. Velji et U. Spicher, «A Study of the Ignition and Combustion Process in a Gasoline HCCI Engine Using Port

and Direct Fuel Injection,» *The Sixth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA 2004.*

- [74] Y. Zhang, H. Zhao, M. Peckham et B. Campbell, «Direct In-cylinder CO₂ Measurements of Residual Gas in a GDI Engine for Model Validation and HCCI Combustion Development,» *SAE International 2013-01-1654.*
- [75] T. Toda, H. Nohira et k. Kobashi, «Evaluation of Burned Gas Ratio (BGR) as a Predominant Factor to NO_x,» *Society of Automotive Engineers, 1976.*
- [76] F. Westin, B. Grandin et H. Angstrom, «The Influence of Residual Gases on Knock in Turbocharged SI-Engines,» *SAE Technical Paper 2000-01-2840.*
- [77] R. Ford et N. Collings, «Measurement of Residual Gas Fraction using a Fast Response NO Sensor,» *SAE Technical Paper 1999-01-0208.*
- [78] C. Brown et N. Ladammatos, «The Effects of Mixture Preparation and Trapped Residuals on the Performance of a Spark Ignition Engine with Shrouded Port Injectors, at Low Load and Low Speed,» *In Journal of Automobile Engineering. Institution of Mechanical Engineers, 1991.*
- [79] F. Galliot, W. Cheng, C. Cheng, M. Sztenderowics, J. Heywood et N. Collings, «In Cylinder Measurements of Residual Gas Concentration in a Spark Ignition Engine,» *Society of Automotive Engineers, 1990.*
- [80] H. Sandquist, J. Wallesten, K. Enwald et S. Stromberg, «Influence of Valve Overlap Strategies on Residual Gas Fraction and Combustion in a Spark-Ignition Engine at Idle,» *SAE Paper No. 972936.*
- [81] H. Cho, J. Lee et K. Lee, «Measurements of HC Concentration near Spark Plug and Its Effects on Combustion,» *SAE Paper 981431.*
- [82] R. Miller, S. Russ, E. Weaver, E. Kaiser, E. Newman, C. Davis et G. Lavoie, «Comparison of Analytically and Experimentally Obtained Residual Fractions and NO_x Emissions in Spark-Ignited Engines,» *SAE Paper No. 982562.*

- [83] S. Ishizawa, «Analysis of HC in Residual Gas and Combustion Efficiency of Spark Ignition Engine,» *SAE Technical Paper 972939*.
- [84] A. Kolmel et U. Spicher, «Analysis of Mixture Conditions Close to Spark Plug Location using a Time Resolved Gas Sampling Valve,» *SAE Paper No. 982473*.
- [85] S. Karagiorgis, N. Collings, K. Glover, N. Coghlan et A. Petridis, «Residual Gas Fraction Measurement and Estimation on a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Utilizing the Negative Valve Overlap Strategy,» *SAE Paper No. 2006-01-3276*.
- [86] P. Giansetti, C. Perrier, P. Higelin, Y. Chamailard, A. Charlet et S. Couet, «A Model for Residual Gas Fraction Prediction in Spark Ignition Engines,» *SAE Paper No. 2002-01-1735*.
- [87] R. Prucka, Z. Filipi, D. Assanis et D. Kramer, «An Evaluation of Residual Gas Fraction Measurement Techniques in a High Degree of Freedom Spark Ignition Engine,» *SAE Int. J. Engines 1(1):71-84, 2009*.
- [88] M. Hart et M. Ziegler, «Adaptive Estimation of Cylinder Air Mass Using the Combustion Pressure,» *SAE Technical Paper*, n° %1980791.
- [89] N. Müller et R. Isermann, «Control of Mixture Composition Using Cylinder Pressure Sensors,» *SAE Technical Paper*, n° %12001-01-3382.
- [90] F. Buenaventura, E. Witrant, V. Talon et L. Dugard, «Simultaneous Air Fraction and Low-Pressure EGR Mass Flow Rate Estimation for Diesel Engines,» *System, Structure and Control*, vol. 5, pp. 731-736, 2013.
- [91] J. Grizzle, J. Cook et W. Milam, «Improved Cylinder Air Charge Estimation for Transient Air Fuel Ratio Control,» *American Control Conference*, vol. 2, 1994.

- [92] M. Jankovic et S. Magner, «Air-Charge Estimation and Prediction in Spark Ignition Internal Combustion Engines,» *Proceedings of the American Control Conference*, 1999.
- [93] A. Stephanopoulo, O. Storet et R. Smith, «Pressure and Temperature-Based Adaptive Observer of Air Charge for Turbocharged Diesel Engine,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF ROBUST AND NONLINEAR CONTROL*, vol. 14, p. 543–560, 2004.
- [94] A. Stotsky et S. Eriksson, «Adaptive Learning Engine Load Estimation,» *Conference an Decision and Control*, vol. 4, pp. 3712 - 3717, 2002.
- [95] G. Colin, P. Giansetti, Y. Chamailard et P. Higelin, «In-Cylinder Mass Estimation using Cylinder Pressure,» *SAE Technical Paper*, n° %12007-24-0049.
- [96] M. Mladek et C. Onder, «A Model for the Estimation of Inducted Air Mass and the Residual Gas Fraction using Cylinder Pressure Measurements,» *SAE Technical Paper*, n° %12000-01-0958.
- [97] J. Larimore, E. Hellstrom, S. Jade, A. Stephanopoulo et L. Jiang, «Real-time internal residual mass estimation for combustion with high cyclic variability,» *International Journal of Engine Research*, n° %1DOI: 10.1177/1468087414552616.
- [98] P. Giansetti, Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre, Thèse soutenue à l'Université d'Orléans (2005).
- [99] F. Ponti, J. Pianai et R. Suglia, «Residual gas model for on-line estimation for inlet and exhaust continous vvt engine configuration,» *IFAC World Congress*, 2004.

- [100] J. Desantes, J. Galindo et C. Guardiola, «Air mass flow estimation in turbocharged diesel engines from in-cylinder pressure measurement,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, n° %134 (2010) 37–47.
- [101] I. Arsie, R. Di Leo et C. Pianese, «Estimation of in-cylinder mass and AFR by cylinder pressure measurement in automotive Diesel engines,» *The International Federation of Automatic Control*, 2014.
- [102] J. Worm, «An Evaluation of Several Methods for Calculating Transient Trapped Air Mass with Emphasis on the “Delta P” Approach,» *SAE Technical Paper*, n° %12005-01-0990.
- [103] C. Guardiola, J. Martin, B. Pla et P. Bares, «Cycle by Cycle NOx Model for Diesel Engine Control,» *Applied Thermal Engineering, Volume 110, 5 January 2017, Pages 1011-1020*.
- [104] C. Guardiola, P. Benjamin , D. Blanco-Rodriguez et P. Bares, «Cycle by Cycle Trapped Mass Estimation for Diagnosis and Control,» *SAE International*, n° %12014-01-1702.
- [105] M. Brunt et A. Emtage, «Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors,» *SAE Technical Paper 970037, 1997*.
- [106] J. Lumley, *Engine, an Introduction*, Cambridge University Press, 1999.
- [107] D. Adolph, R. Rezael et S. Pishinger, «Gas exchange optimization and impact on emission reduction for HSDI Diesel Engine,» *SAE Technical Paper* , n° %12009-01-0653.
- [108] C. Arcoumanis, A. Hadjiapostolou et J. Whitelaw, «Swirl center precession in engine flows,» *Society of Automotive Engineers, (870370)*.
- [109] J. Heywood, *Internal Combustion engine fundamentals.*, McGraw-Hill, New York, 1988.

- [110] J. Borée, S. Maurel et R. Bazile, «Disruption of a compressed vortex.,» *Physics of Fluids*, 14 :2543-2556, 2002..
- [111] Y. Cao, Sensibilité d'un écoulement de rouleau compressé et des variations cycle à cycle associées à des paramètres de remplissage moteur, Thèse soutenue à l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et de l'Aérotechnique - Poitiers, 2014.
- [112] B. Patte-Rouland, G. Lalizel, J. Moureau et E. Rouland, «Flow Analysis of an Annular Jet by Particle Image Velocumetry and Proper Orthogonal Decomposition,» *Measurement Science and Technology*, vol. 12, pp. 1404-1412, 2001.
- [113] S. Maurel et C. Sollicec, «A Turbulent Plane Jet Impinging nearby and far from a Flat Plane,» *Experiments in Fluids*, vol. 31, pp. 687-696, 2001.
- [114] N. Li, H. Xie, T. Chen, L. Li et H. Zhao, «The effects of intake backflow on in-cylinder situation and auto ignition in a gasoline controlled auto ignition engine,» *Applied Energy* 101 (2013) 756-764.
- [115] N. Li, H. Xie, M. Shen et H. Zhao, «CFD Study on Effects of Thermal and Residual Gas Inhomogeneous Distribution on Auto-ignition of Gasoline HCCI Combustion,» *SAE Technical Paper 2010-01-0160*, 2010, doi:10.4271/2010-01-0160.
- [116] Z. Li, H. Xie et H. Zhao, «Studies of the Control of In-cylinder Inhomogeneities in a 4VVAS Gasoline Engine,» *SAE Technical Paper 2008-01-0052*, 2008, doi:10.4271/2008-01-0052.
- [117] Z. Shen, Z. Liu, J. Tian et J. Liu, «Investigation of in-cylinder gas stratification of diesel engine during intake and compression stroke,» *Energy* 72 (2014) 671-679.

- [118] C. Gessenhardt, C. Schulz et S. Kaiser, «Endoscopic temperature imaging in a four-cylinder IC engine via two-color toluene fluorescence,» *Proceedings of the Combustion Institute 35 (2015) 3697-3705*.
- [119] M. Chauvy, B. Delhom, J. Reveillon et F. Demoulin, «Flame/Wall interactions: laminar,» *Flow, Turbulence and Combustion, Springer Verlag (Germany), 2010, 84 (3), pp.369. <10.1007/s10494-009-9245-8>. <hal-00445505>*.
- [120] N. Milovanovic, R. Chen et J. Turner, «Influence of Variable Valve Timings on the Gas Exchange Process in a Controlled Auto-Ignition Engine,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 218(5)*, pp. 567-583, 2004.
- [121] E. Olofsson, P. Alvestig et M. Ekenberg, «A High Dilution Stoichiometric Combustion Concept Using a Wide Variable Spark Gap and In-Cylinder Air Injection in Order to Meet Future CO₂ Requirements and World Wide Emission Regulations,» *SAE Technical Paper 2001-01-0246, 2001*.
- [122] R. Benson, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines - Volume I*, Oxford, 1982.
- [123] J. Hagen, *An Experimental Technique for Determining Cycle-Resolved Pre-Combustion In-Cylinder Composition and its Application towards the Understanding of Diesel Engine Emissions during Transient Operation*, Thèse soutenue à 'University of Michigan', 2008.
- [124] N. Ozdor, M. Dulger et E. Sher, «An Experimental Study of the Cyclic Variability in Spark Ignition Engines,» *SAE Technical Paper*, n° %1960611.
- [125] D. Reuss, «Cyclic Variability of Large-Scale Turbulent Structures in Directed and Undirected IC Engine Flows,» *SAE Technical Paper*, n° %12000-01-0246.
- [126] I. Cosadia, J. Borée et P. Dumont, «Coupling time-resolved PIV flow-fields and phase-invariant proper orthogonal decomposition for the description

of the parameters space in a Diesel engine,» *13th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, p. 1056, 2006.

[127] J. Mi, G. Nathan et R. Luxton, «Mixing Characteristics of a Flapping Jet from a Self-Exciting Nozzle,» *Flow, Turbulence and Combustion*, vol. 67, pp. 1-23, 2001.

[128] M. Lesieur, *Turbulence in Fluids*, 1987.

Annexe I

Détails de la Modélisation 1D des tubulures et des soupapes

Tuyaux

Afin de décrire l'évolution monodimensionnelle de l'écoulement par cette modélisation, 3 principes fondamentaux sont appliqués :

- La conservation de masse
- La conservation d'énergie
- La conservation de la quantité de mouvement

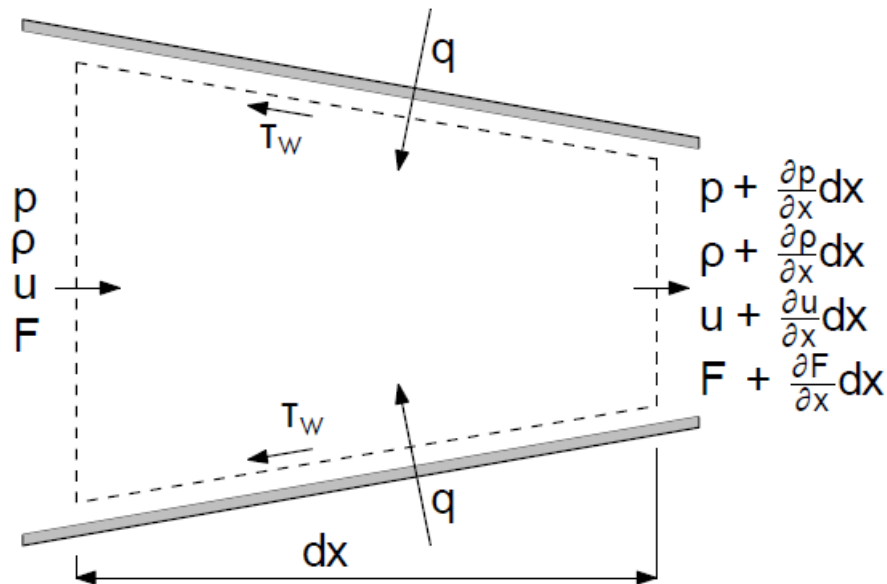


Figure 133 Surface de control d'un écoulement monodimensionnel

Le gaz est supposé idéal. Les propriétés physiques du gaz, et en particulier sa densité, sa compressibilité et sa viscosité, influencent le comportement transitoire du tuyau. Ainsi, il est supposé compressible. Dans la Figure 133, un fluide compressible idéal à une pression P , une densité ρ , et une vitesse U , traverse une longueur infinitésimale d'un tuyau de section S . Le tuyau est soumis un transfert thermique q et à la contrainte de cisaillement τ_w , Chaque variable du fluide subit une variation à travers cette longueur infinitésimale. Ces variations sont régies par les équations de conservations suivantes :

- **L'équation de conservation de masse**

Le taux de variation de la masse dans le volume de contrôle est égal au débit massique traversant ce volume :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dS}{dx} = 0 \quad (\text{Équation 68})$$

- **L'équation de conservation de la quantité de mouvement**

Le taux de variation de la quantité de mouvement dans le volume de contrôle est égal à la somme des forces appliquées sur ce volume. La contrainte de cisaillement τ_w modélise le frottement entre l'écoulement et la paroi f :

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho u^2 f \quad (\text{Équation 69})$$

D'où la conservation de la quantité de mouvement peut s'exprimer comme suit :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial P_0}{\partial x} + \frac{\rho U^2}{F} \frac{dS}{dx} + \rho G = 0 \quad (\text{Équation 70})$$

Où P_0 est la pression totale. G est calculé par :

$$G = \frac{1}{2} u |u| f \frac{4}{D} \quad (\text{Équation 71})$$

- **L'équation de conservation d'énergie**

L'équation de l'énergie est dérivée de la première loi thermodynamique appliquée au volume de control :

$$\frac{\partial \rho e_0}{\partial t} + \frac{\partial \rho u h_0}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{F} \frac{dS}{dx} - \rho q = 0 \quad (\text{Équation 72})$$

Où q est le transfert de chaleur par unité de masse, h_0 est l'enthalpie spécifique du fluide et e_0 est l'énergie de stagnation spécifique du fluide exprimées par :

$$h_0 = h + \frac{1}{2} u^2 \quad (\text{Équation 73})$$

$$e_0 = e + \frac{1}{2} u^2 \quad (\text{Équation 74})$$

Ces équations appelées les équations d'Euler dictent le comportement d'un écoulement non-visqueux compressible 1D. Le modèle du tuyau prend en compte la conservation des espèces par l'introduction d'équations supplémentaires. Pour N espèces utilisées, $N-1$ équations doivent être ajoutées aux équations d'Euler :

$$\frac{\partial \rho X_j}{\partial t} + \frac{\partial \rho u X_j}{\partial x} + \frac{\rho u X_j}{F} \frac{dS}{dx} - \rho q = 0 \quad j = 1 \dots N - 1$$

(Équation 75)

Où X_j est la fraction massique de l'espèce j dans le volume de contrôle :

$$X_j = \frac{m_j}{m}$$

(Équation 76)

Le transfert de chaleur convectif est modélisé de la façon suivante :

$$h_c = Nu \frac{\lambda}{D}$$

(Équation 77)

Où λ est le coefficient de transfert de chaleur et Nu est le nombre de Nusselt.

Souppes

La modélisation utilisée dans les soupapes 1D suppose un écoulement non-isentropique à travers les soupapes. Le modèle utilisé est 'Constant Pressure Model' développé par Benson [122]. Ce modèle est basé sur l'application des équations de continuité et de conservation d'énergie entre l'amont de la soupape (0), à travers la soupape (1) et l'aval de la soupape (2) et considère deux cas : subsonique et sonique (Figure 134).

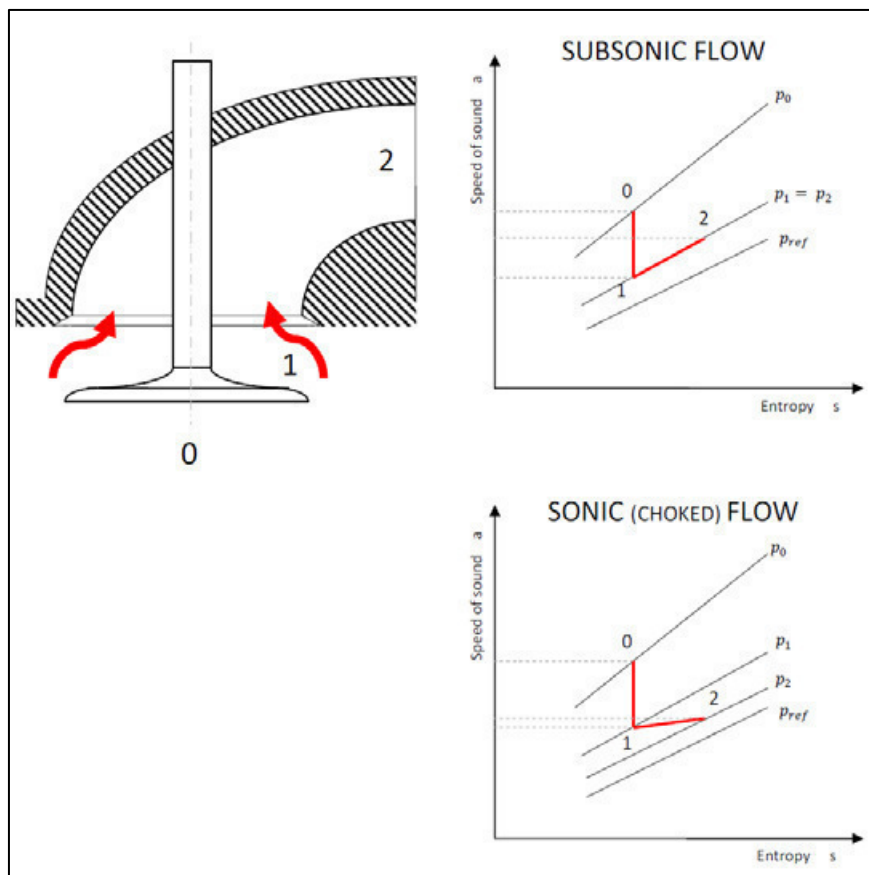


Figure 134 Ecoulement à travers les soupapes

Conservation d'énergie :

$$a_0^2 = a_1^2 + \frac{\gamma-1}{2} u_1^2 = a_2^2 + \frac{\gamma-1}{2} u_2^2 \quad (\text{Équation 78})$$

Où a et u représentent la célérité du son et la vitesse de l'écoulement respectivement.

Equation de Continuité :

$$\rho_1 u_1 F_1 = \rho_2 u_2 F_2 \quad (\text{Équation 79})$$

Où F représente la section de l'écoulement. Trois facteurs adimensionnels sont introduits :

$$\psi = \frac{F_1}{F_2} \quad \pi = \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad \alpha = \frac{u_2}{a_0} \quad (\text{Équation 80})$$

Le calcul de α permettra de déterminer u_2 qui sera utilisée explicitement pour calculer le débit à travers les soupapes. Une relation entre ψ , π et α sera donc démontrée pour les deux cas :

- **Ecoulement Subsonique**

Pour un écoulement subsonique, la pression P_2 est égale à P_1 . L'équation de continuité est :

$$u_1 = \frac{1}{\psi} \frac{\rho_2}{\rho_1} u_2 \quad (\text{Équation 81})$$

Or :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \quad (\text{Équation 82})$$

La continuité devient alors :

$$u_1 = \frac{1}{\psi} \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 u_2 \quad (\text{Équation 83})$$

D'après l'équation de l'énergie, on peut écrire :

$$a_1^2 - a_0^2 = \frac{\gamma-1}{2} u_1^2 \quad (\text{Équation 84})$$

Et en substituant u_1 de l'équation de continuité, on obtient :

$$a_1^2 = a_0^2 \frac{\gamma-1}{2} \frac{1}{\psi^2} \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^4 u_2^2 \quad (\text{Équation 85})$$

L'arrangement des termes donne l'expression suivante :

$$\psi \left(\frac{a_0}{a_1}\right) \left[\frac{2}{\gamma-1} \left(\left(\frac{a_0}{a_1}\right)^2 - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{\left(\frac{u_2}{a_0}\right)}{\left(\frac{a_2}{a_0}\right)^2} \quad (\text{Équation 86})$$

D'après les équations d'énergie :

$$\left(\frac{a_2}{a_0}\right)^2 = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0}\right)^2 \quad \text{et} \quad \left(\frac{a_0}{a_1}\right) = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} = \frac{1}{\pi} \quad (\text{Équation 87})$$

Ayant $p_2 = p_1$, en substituant (a_0/a_1) par $(a_2/a_0)^2$ on obtient :

$$\frac{\psi}{\pi} \left[\frac{2}{\gamma-1} \left(\frac{1}{\pi^2-1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{\alpha}{1 - \frac{\gamma-1}{2} \alpha^2} \right) \quad (\text{Équation 88})$$

Cette équation donne la relation demandée entre π , ψ et α et permet de calculer le débit instantané à travers la soupape pour un écoulement subsonique.

▪ **Écoulement sonique**

Quand le rapport de pression à travers la soupape est inférieur au ratio critique de pression, p_1 sera différente que p_2 . L'équation de continuité devient :

$$u_2 = \psi \left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 \left(\frac{P_1}{P_2}\right) a_1 \quad (\text{Équation 89})$$

En arrangeant :

$$\frac{u_2}{a_1} = \psi \left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 \left(\frac{a_0}{a_1}\right) \left(\frac{P_1}{P_0}\right) \left(\frac{P_0}{P_2}\right) \quad (\text{Équation 90})$$

D'après l'équation de l'énergie :

$$\left(\frac{a_2}{a_0}\right)^2 = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0}\right)^2 \quad (\text{Équation 91})$$

Et :

$$\frac{a_0}{a_1} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Équation 92})$$

D'où :

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Équation 93})$$

En substituant par $(a_2/a_0)^2$, (a_0/a_1) et après arrangement :

$$\frac{P_2}{P_0} = \psi \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \left(\frac{1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0} \right)^2}{\frac{u_2}{a_0}} \right) \quad (\text{Équation 94})$$

Or :

$$\pi = \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (\text{Équation 95})$$

Donc, l'équation pour un écoulement sonique sera :

$$\pi = \left[\psi \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \left(\frac{1 - \frac{\gamma-1}{2} \alpha^2}{\alpha} \right) \right]^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (\text{Équation 96})$$

Annexe II

Caractéristiques des capteurs

Les caractéristiques des capteurs utilisés sur le moteur sont résumées dans le Tableau 8:

Tableau 8 : Spécifications des capteurs

Grandeur mesurée	Fabricant	Modèle	Gamme	Précision
Température lente	TC	Thermocouple type K diamètre 1,5 mm	0 - 1100 °C	±1,5°C
Température rapide	TSM	Thermocouple type K diamètre 75µm	0 - 1100 °C	±1,5°C
Pression cylindre (rapide)	KISTLER	6118BFD37A41	0 - 200 bars	±1 bar
Pression admission, échappement (rapide)	SENORTECHNICS	HMAB2X5UU7H5	0 - 2,5 bars	±0.05 bars
Pression atmosphérique (lente)	SENORTECHNICS	HMAM100UU7H5	0 - 100 mbar relative	±1.5 mbar
consommation de carburant	AVL	733S	0 - 160 kg.h ⁻¹	±0,16 kg.h ⁻¹
Régime moteur	BAUMER IVO	GI356.170R015	0 - 10000 tr.min ⁻¹	500 ppt (0,72° vilebrequin)

Analyseurs de gaz

Les gaz d'échappement du moteur ainsi que les gaz prélevés par le dispositif de prélèvement sont analysés par la baie HORIBA MEXA 7000. Cette baie est conçue pour mesurer en continue les concentrations des gaz suivant :

- CO₂ et CO : par technologie de l'infrarouge non-dispersif
- NO/NO_x : par technologie de chimiluminescence
- HC : par technologie d'ionisation de flamme
- O₂ : par une cellule magnéto-pneumatique

Les caractéristiques techniques de ces analyseurs sont présentées dans le Tableau 9 :

Tableau 9 : Caractéristiques techniques des analyseurs de gaz

Analyseur	Temps de réponse	Gamme	Précision
CO/CO ₂	1.5 - 3 s	0 - 5000 ppm	±1%
HC	1.5 s	10 - 50000 ppm	±1%
O ₂	2 s	5 - 25%	±1%
NO/NO _x	1.5 s	10 - 5000 ppm	±1%

Titre : Caractérisation expérimentale et modélisation 0D/1D de la quantité de gaz résiduels dans un moteur à allumage commandé

Mots clés : Moteur à combustion interne, Fraction de gaz résiduels, Echange gazeux, Modélisation 0D/1D, Prélèvement cylindre, Hétérogénéité

Résumé : La quantité de gaz résiduels présents dans le cylindre d'un moteur à combustion interne a une influence importante sur son fonctionnement (combustion, rendement, émissions,...) particulièrement en allumage commandé. Aujourd'hui, il est possible de modifier cette quantité, notamment grâce à des systèmes de distribution variable. Cependant, la détermination expérimentale de la quantité de résiduels et l'estimation à partir de modèles numériques restent délicates. L'objectif de cette thèse est de proposer de nouvelles méthodologies pour traiter ces deux problématiques. Un point bibliographique est tout d'abord effectué pour dresser un état de l'art. Il recense les principaux paramètres influençant la quantité de résiduels, les effets des résiduels sur le fonctionnement du moteur, les moyens expérimentaux et les modèles disponibles pour en évaluer la quantité.

Un système original est ensuite développé pour mesurer la quantité de résiduels à partir d'un prélèvement gazeux effectué dans le cylindre à la fin de la compression. Les résultats ainsi obtenus sur l'ensemble du champ de fonctionnement d'un moteur automobile atmosphérique à allumage commandé sont ensuite analysés en fonction du régime, de la charge et de la position du déphaseur installé sur l'arbre à came d'admission.

Enfin, plusieurs modélisations de la phase de croisement des soupapes en approche 0D/1D sont évaluées. L'approche classique de mélange parfait n'étant pas satisfaisante, de nouvelles approches originales sont proposées et testées. Une approche hybride mêlant mélange parfait et déplacement parfait permet d'obtenir des résultats améliorés, après calibration d'un paramètre en fonction du régime et de la charge du moteur.

Title : Experimental characterization and 0D/1D modelling of the residual gas content of a spark ignition engine

Keywords : Internal combustion engine, Residual gas fraction, Gas exchange, 0D/1D Modelling, In-Cylinder sampling, Heterogeneity

Abstract : The amount of residual gas trapped in the cylinder of an internal combustion engine has a huge influence on its behavior (combustion, efficiency, emission,...), in particular for spark ignition engines. Nowadays, it is possible to modify this amount, in particular with variable valve train. However, the experimental assessment of residual gas content and its evaluation with numerical simulation are still challenging. The objective of this study is to propose new methodologies to improve these two aspects.

A bibliographical survey is first proposed to give state of the art. It gathers the main parameters influencing residual gas content, the effects of residual gas on engine behavior, experimental procedures and numerical models available for residual gas content estimation.

An original system is then developed to measure the amount of residual gas with an in-cylinder gas sampling triggered at the end of compression stroke. The results, obtained on the whole operating map of a naturally aspirated automotive spark ignition engine, are analyzed with respect to engine rotation speed, load and cam phaser position (intake side).

Finally, various modeling of valve overlap with a 0D/1D approach are assessed. The standard "perfect mixing" assumption is not fully satisfactory, so that new assumptions are proposed and tested. A hybrid approach combining "perfect mixing" and "perfect displacement" allows for improved agreement with experiments, after calibration of a model parameter with respect to engine rotation speed and load.