



HAL
open science

Contrôle moteur à allumage commandé Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre

Pascal Giansetti

► **To cite this version:**

Pascal Giansetti. Contrôle moteur à allumage commandé Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre. domain_other. Université d'Orléans, 2005. Français. NNT: . tel-00110244

HAL Id: tel-00110244

<https://theses.hal.science/tel-00110244>

Submitted on 26 Oct 2006

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.



UNIVERSITE D'ORLEANS

THESE

PRESENTEE

A L'UNIVERSITE D'ORLEANS

POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE D'ORLEANS

Discipline : ENERGETIQUE

PAR

Pascal GIANSETTI

**Contrôle moteur à allumage
commandé**

**Estimation / prédiction de la masse
et de la composition du mélange
enfermé dans le cylindre**

Soutenue le : 29/09/2005

Pr. L. GUZZELLA

Pr. P. ROCHELLE

Pr. Y. TOURE

Pr. P. HIGELIN

Dr. Y. CHAMAILLARD

Dr. T. DUVERGER

Rapporteur

Rapporteur

président du jury

Directeur de thèse

Examineur

Examineur

Ecole polytechnique fédérale de Zurich (E.T.H.Z.)

Université de Nanterre (L.E.E.E.)

Université d'Orléans (L.V.R.)

Université d'Orléans (L.M.E.)

Université d'Orléans (L.M.E.)

P.S.A. Peugeot Citroën

à mon père

Remerciements

Ce travail a été effectué dans le cadre d'une bourse CIFRE entre PSA Peugeot Citroën et le Laboratoire de Mécanique et d'Energétique de l'Université d'Orléans.

Je tiens à remercier MM. P. HIGELIN et Y. CHAMAILLARD pour le temps et les conseils qu'ils m'ont dispensé tout au long de ces trois années.

Je tiens également à leur témoigner ma gratitude pour m'avoir emmené dans les meilleurs congrès, dans les plus beaux endroits, dans les meilleurs hôtels ainsi que dans les meilleurs restaurants.

Je remercie tous les membres des bancs moteurs pour leur bonne humeur et leur aide et tout particulièrement Benoit et Bruno qui m'ont aidé lors de la mise en place des expériences.

J'en profite également pour faire un clin-d'œil à tous les thésards avec qui j'ai partagé du temps, spécialement Guillaume, que j'ai obligé à courir avec moi lors de mes entraînements de course à pied.

Merci à toutes les personnes du LME et de PSA Peugeot Citroën ayant contribué au bon déroulement de cette thèse.

Je remercie les professeurs L. GUZZELLA et P. ROCHELLE pour avoir accepté d'être les rapporteurs, le professeur Y. TOURE pour avoir accepté d'être membre du jury ainsi que M. T. DUVERGER pour avoir accepté d'être examinateur.

Table des matières

Nomenclature	XI
Introduction	1
1 Fonctionnement du moteur à allumage commandé	5
1.1 Fonctionnement du moteur à allumage commandé à 4 temps	6
1.2 Formation des NO_x	10
1.2.1 Mécanisme de formation des NO_x	10
1.2.2 Paramètres influant sur la formation des NO_x	12
1.3 Rendement du moteur	13
1.3.1 Pertes aux parois	13
1.3.2 Pertes par pompage	13
1.3.3 Composition du mélange	14
1.4 La recirculation des gaz d'échappement	15
1.4.1 Principe de l'EGR (Exhaust Gas Recirculation)	15
1.4.2 Circuit d'EGR	15
1.4.3 Limitations de l'EGR	16
1.5 Le fonctionnement en mélange pauvre	17
1.5.1 Définition	17
1.5.2 Effet sur la température	17
1.5.3 Effet sur les pertes	18
1.5.4 Effet du mélange pauvre sur la combustion	19
1.6 Le fonctionnement en mélange pauvre avec EGR	23
1.6.1 Résultats	23
1.6.2 Conclusion	25
2 Modélisation moteur	27
2.1 Description des sous-ensembles	27
2.2 Calcul des débits massiques et enthalpiques	29
2.2.1 Calcul des débits massiques	29
2.2.2 Calcul des débits enthalpiques	33
2.3 Elément volume	34
2.3.1 Collecteur	34
2.3.2 Elément à volume variable	35
2.4 Echanges aux parois	35
2.5 Modèle de combustion	37

2.6	Résultats	39
2.6.1	Variation de l'avance à l'allumage	40
2.6.2	Variation de la richesse	41
2.6.3	Variation de la durée de combustion	42
2.6.4	Variation de la température des parois	44
2.6.5	Variation de l'épure de distribution	45
2.6.6	Variation du volume du collecteur	46
2.6.7	Prise en compte de la viscosité des gaz	49
2.6.8	Comparaison avec acoustique et inertie des gaz	50
2.7	Conclusion	51
3	Caractérisation de la fraction de gaz résiduels	53
3.1	Moyens expérimentaux	54
3.2	Etat de l'art	55
3.3	Modèle de résiduels	57
3.3.1	Approche théorique	57
3.4	Fonctionnement du FID rapide	63
3.4.1	Introduction	63
3.4.2	Ionisation de la flamme	64
3.4.3	Fonctionnement d'un FID	64
3.4.4	Utilisation d'un FID rapide	67
3.5	Détermination de la fraction de gaz résiduels à partir d'une méthode de dilution successive	72
3.5.1	Méthode de dilution successive	72
3.5.2	Calcul de la fraction massique de résiduels	73
3.5.3	Traitement du signal FID	76
3.5.4	Détermination du temps de séjour des gaz résiduels	78
3.6	Détermination de la fraction de résiduels à l'aide d'une méthode de prélèvement dans le cylindre	80
3.6.1	Mise en oeuvre du dispositif expérimental	81
3.6.2	Calcul de la fraction de résiduels à partir de la mesure du CO_2	84
3.6.3	Analyse de la répétabilité	89
3.6.4	Validité du calcul	90
3.7	Simulation 1-D de la fraction de résiduels	91
3.7.1	Caractérisation du débit aux soupapes	91
3.7.2	Validité du calcul	93
3.8	Analyse des résultats et des méthodes	96
3.8.1	Résultats	96
3.8.2	Comparaison des valeurs de résiduels	96
3.8.3	Influence des variables sur les résiduels	101
3.8.4	Récapitulatif du comportement des résiduels aux paramètres	103
3.9	Conclusion	104
4	Détermination des masses et espèces dans le cylindre	107
4.1	Etat de l'art	107
4.2	Approche du système	109

4.3	Prédiction de la pression et de la température collecteur	111
4.3.1	Représentation du système	112
4.3.2	Linéarisation locale	112
4.3.3	Représentation d'état	113
4.3.4	Discrétisation	113
4.3.5	Observateur bouclé	115
4.4	Détermination des débits	116
4.4.1	Détermination du débit d'air	116
4.4.2	Détermination du débit d'EGR	120
4.4.3	Détermination de la masse admise dans le cylindre	121
4.5	Résultats de l'observateur	122
4.5.1	Estimation des débits	122
4.5.2	Estimation de la pression et de la température collecteur	123
4.5.3	Etude de la matrice d'état	124
4.5.4	Choix des pôles	130
4.5.5	Evolution des gains de retour	131
4.6	Détermination des concentrations	132
4.6.1	Principe de calcul	132
4.6.2	Calcul des concentrations dans le collecteur	134
4.6.3	Calcul des concentrations à l'échappement	135
4.6.4	Calcul des concentrations dans le cylindre	137
4.6.5	Calcul de la richesse dans le cylindre	138
4.7	Résultats de l'estimation des concentrations	139
4.7.1	Estimation de la concentration dans le collecteur	139
4.7.2	Estimation de la concentration dans le cylindre et à l'échappement	140
4.7.3	Estimation de la richesse	141
4.8	Conclusion	142
5	Estimation de la masse totale à partir de la pression cylindre	145
5.1	Etat de l'art	145
5.2	Méthodologie générale et moyens d'essais	147
5.2.1	Méthodologie	147
5.2.2	Moyens d'essais	148
5.3	Estimation de la masse totale dans le cylindre	149
5.3.1	Estimation de la pression et de la température dans le cylindre	151
5.3.2	Estimation de la température de référence	152
5.3.3	Analyse de l'erreur commise	154
5.3.4	Calcul du coefficient polytropique	154
5.3.5	Estimation des échanges de chaleur	159
5.3.6	Influence des conditions initiales sur les paramètres	160
5.3.7	Influence du gain sur le nombre d'itérations	160
5.4	Sensibilité de la méthode d'estimation	161
5.4.1	Sensibilité de la méthode d'estimation au nombre de cycles	162
5.4.2	Sensibilité de la méthode d'estimation au déphasage	163
5.4.3	Sensibilité de la méthode d'estimation au nombre de points de mesure	164

5.4.4	Sensibilité de la méthode d'estimation à l'échantillonnage des points de mesure	164
5.4.5	Sensibilité de la méthode d'estimation au régime moteur	166
5.4.6	Sensibilité de la méthode d'estimation à la pression collecteur . . .	166
5.4.7	Sensibilité de la méthode d'estimation à la richesse	168
5.4.8	Sensibilité de la méthode d'estimation à la distribution du moteur	168
5.4.9	Récapitulatif	169
5.5	Etude paramétrique de la méthode d'estimation	170
5.5.1	Influence de la pression cylindre et de la température échappement sur la méthode d'estimation	170
5.5.2	Optimisation du modèle d'échanges de chaleur aux parois	173
5.6	Conclusion	177
Bibliographie		181
A Démonstration de la loi de section de passage du papillon		193
B Détermination du nombre de Reynolds au col du papillon		197
C Caractéristiques du moteur utilisé		199
Index		209

Nomenclature

Lettres romaines

$[i]$	$[ppm]$	Concentration,
\bar{U}	$[m/s]$	Vitesse moyenne,
\dot{m}	$[kg/s]$	Débit massique,
\dot{Q}	$[W]$	Flux de chaleur,
\dot{V}	$[m^3/s]$	Débit volumique,
ε	$[-]$	Erreur,
A	$[m]$	Alésage,
AA	$[^\circ V]$	Avance à l'allumage,
C	$[m]$	Course,
c_p	$[J/kg/K]$	Chaleur massique à pression constante,
c_v	$[J/kg/K]$	Chaleur massique à volume constant,
dm	$[kg]$	Différentielle de masse,
e	$[C]$	Charge électrique d'un électron,
h	$[J/kg]$	Enthalpie massique,
h_{conv}	$[W/m^2/K]$	Coefficient de convection,
i	$[A]$	Intensité,
l	$[m]$	Longueur de papillon,
L_b	$[m]$	Longueur de bielle,
N	$[tr/min]$	Régime,
PCI	$[kJ/kg]$	Pouvoir Calorifique Inférieur,
PME	$[bars]$	Pression Moyenne Effective,
PMI	$[bars]$	Pression Moyenne Indiquée,
Q	$[J]$	Chaleur,
S	$[m^2]$	Surface,

t	[s]	Temps,
t_e	[s]	Période d'échantillonnage,
W	[J]	Travail,

Symbols grecs

α	[°]	Angle,
Δ	[–]	Accroissement,
Γ	[–]	Rapport volumétrique effectif,
λ	[W/m/K]	Conductivité thermique,
ν	[m ² /s]	Viscosité cinématique,
Ψ	[–]	Fonction débit massique surfacique,
τ	[s]	Constante de temps,
θ	[°V]	Angle vilebrequin,
θ_{comb}	[°V]	Durée de combustion,
ξ	[–]	Ordre du moment statistique,
ζ	[m]	Position du volet du papillon,

Symbols mathématiques

\mathbb{E}_c	[J]	Energie cinétique,
\mathbb{E}_p	[J]	Energie potentielle,
\mathbb{H}	[J]	Enthalpie,
\mathbb{M}_s	[–]	Moment statistique,
\mathbb{P}	[m]	Périmètre,
\mathbb{U}	[J]	Energie interne,
\mathcal{A}	[–]	Matrice d'état,
\mathcal{B}	[–]	Matrice de commande,
\mathcal{C}	[–]	Matrice de retour d'état,
\mathcal{M}	[g/mol]	Masse molaire,
\mathcal{N}	[molec./mol]	Nombre d'Avogadro,
\mathcal{R}	[–]	Coefficient d'autocorrélation,
\mathcal{U}	[–]	Vecteur de commande,
\mathcal{X}	[–]	Vecteur d'état,
\mathcal{Y}	[–]	Vecteur de retour d'état,

Ω	[-]	Matrice d'état en discret,
Ψ	[-]	Matrice de commande en discret,
H	[-]	Matrice d'état en discret,
J	[-]	Matrice de commande en discret,
K	[-]	Gain,
k_i	[-]	Gain intégrale,
k_p	[-]	Gain proportionnel,
K_{NO}	[atm]	Constante d'équilibre du NO,
n	[m ⁻³]	Nombre de molécules de HC par volume,

Symbols indicés

χ	[-]	Fraction massique,
ρ	[kg/m ³]	Masse volumique,
C	[-]	Constante,
C_d	[-]	Coefficient de débit,
D	[m]	Diamètre,
ep	[m]	Epaisseur,
L_s	[m]	Levée de soupape,
m	[kg]	Masse,
p	[Pa]	Pression,
R	[m]	Grand rayon,
r	[m]	Petit rayon,
T	[K]	Température,
V	[m ³]	Volume,

Nombres sans dimension

η_v		Coefficient de remplissage,
$\mathbb{D}ec$		Nombre de décroissance,
\mathcal{Z}		Nombre de Mach,
ν		Activité molaire,
ϕ		Richesse,
C_{dec}		Coefficient de décroissance,
F		Rapport entre les gaz sec et humide,

f	Facteur de forme,
j	Nombre d'ions produits par atomes brûlés,
k	Coefficient polytropique,
PCO	Pouvoir comburivore,
R_p	Rapport de pression,
Re	Reynolds,
T_x	Rapport volumétrique géométrique,
X	Fraction volumique,
x	Nombre d'atomes de carbone,
y	Nombre d'atomes d'hydrogène,

Constantes

σ	$[W/m^2/K^4]$	Constante de Stefan-Boltzmann,
r	$[J/kg/K]$	Constante massique des gaz parfait,
R	$[J/mol/K]$	Constante des gaz parfaits,

Indices

<i>géo</i>	Géométrique,
<i>prélèv</i>	Prélèvement,
<i>éch</i>	Echappement,
<i>acou</i>	Acoustique,
<i>adm</i>	Admission,
<i>carb</i>	Carburant,
<i>cc</i>	Chambre de combustion,
<i>cyl</i>	Cylindre,
<i>elli</i>	Ellipse,
<i>enth</i>	Enthalpique,
<i>eq</i>	Equilibre,
<i>exp</i>	Expérimental,
<i>gaz</i>	Gaz,
<i>gb</i>	Gaz brûlés,
<i>gf</i>	Gaz frais,
<i>h</i>	Hydraulique,

<i>i</i>	Indice,
<i>ind</i>	Indiqué,
<i>liq</i>	Liquide de refroidissement,
<i>m</i>	Manivelle,
<i>max</i>	Maximal,
<i>mel</i>	Mélange,
<i>p</i>	Piston,
<i>parois</i>	Parois,
<i>res</i>	Résiduel,
<i>s</i>	Soupape,
<i>stoe</i>	Stœchiométrie,
<i>th</i>	Théorique,
<i>tub</i>	Tubulure,

Acronymes et abréviations

<i>air</i>	Air,
<i>amont</i>	Amont,
<i>AOA</i>	Avance Ouverture Admission,
<i>AOE</i>	Avance Ouverture Echappement,
<i>atm</i>	Atmosphérique,
<i>aval</i>	Aval,
<i>c</i>	Critique,
<i>comb</i>	Combustion,
<i>egr</i>	Exhaust Gas Recirculation,
<i>ent</i>	Entrant,
<i>FA</i>	Fermeture Admission,
<i>FE</i>	Fermeture Echappement,
<i>HC</i>	Hydrocarbures,
<i>hum</i>	A partir de l'analyse en gaz humide,
<i>moy</i>	Moyen,
<i>OA</i>	Ouverture Admission,
<i>OE</i>	Ouverture Echappement,

<i>OF</i>	Overlap factor/Facteur de croisement,
<i>pap</i>	Papillon,
<i>PMB</i>	Point Mort Bas,
<i>PMH</i>	Point Mort Haut,
<i>pomp</i>	Pompage,
<i>ref</i>	Référence,
<i>RFA</i>	Retard Fermeture Admission,
<i>RFE</i>	Retard Fermeture Echappement,
<i>se</i>	Seuil,
<i>sec</i>	A partir de l'analyse en gaz sec,
<i>sort</i>	Sortant,
<i>tot</i>	Total,

Références personnelles

Revue internationale

1. P. GIANSETTI, C. PERRIER, P. HIGELIN, Y. CHAMAILLARD, A. CHARLET and S. COUET. A Model for Residual Gas Fraction Prediction in Spark Ignition Engines. *Society of Automotive Engineers*, 2002.
2. P. GIANSETTI, P. HIGELIN, A. CHARLET and Y. CHAMAILLARD. Estimation and Prediction of in-Cylinder Chemical Species in a Gasoline Engine for Control Purpose. *International Federation of Automatic Control. Symposium on "Advances in Automotive Control"*, Italie, Salerno, 2004.
3. P. GIANSETTI, Y. CHAMAILLARD, P. HIGELIN and A. CHARLET. Estimation et prédiction des espèces chimiques dans le cylindre d'un moteur à allumage commandé à des fins de contrôle moteur. *Conférence Internationale Francophone d'Automatique*, Tunisie, Douz, 2004.
4. P. GIANSETTI, P. HIGELIN, Y. CHAMAILLARD and A. CHARLET. Residual Gas Fraction Measurement in Spark Ignition Engines. *7th International Conference on Engines for Automobile*, Italie, Capri, 2005.

Brevets

- *Numéro de publication* : FR2861805
Numéro de dépôt : FR0312927
Inventeur : P. GIANSETTI, C. PERRIER, P. HIGELIN, Y. CHAMAILLARD, A. CHARLET

Titre français : Méthode d'estimation de la concentration de certaines espèces chimiques à l'intérieur d'un cylindre de moteur à combustion, et application au contrôle d'un moteur à injection.

- *Numéro de publication* : FR2875268
Numéro de dépôt : FR0452026
Inventeur : P. GIANSETTI, P. HIGELIN, Y. CHAMAILLARD

Titre français : Procédé d'estimation de la masse de gaz dans le cylindre d'un moteur à combustion interne.

Introduction

Depuis la création de la première automobile à la fin du 19^{ème} siècle, le parc automobile n'a cessé de s'accroître.

Cette engouement de l'homme pour l'automobile à engendré une augmentation des émissions de CO_2 dans l'atmosphère ainsi que celles de CO ou d'hydrocarbures. Depuis 1972, les pouvoirs publics ont instauré des lois visant à réduire les polluants émis par les véhicules. La première norme de pollution concernait uniquement le monoxyde de carbone et les hydrocarbures imbrûlés.

A partir de cette date, de nouvelles normes sont apparues, de plus en plus drastiques, afin de réduire sans cesse les émissions polluantes des véhicules. A l'heure actuelle, les normes obligent les constructeurs automobiles à limiter le rejet de CO , CO_2 , HC et NO_x de leurs véhicules (TAB. 1).

g/km	1972	1976	1980	1984	1988	1992 ¹	1996	2000	2005
CO_2							200	180	140
CO	60	25	21	15	7	2,72	2,2	2,3	1
HC	15	8	7	5	2,5	0,97	0,5	0,2	0,1
NO_x								0,15	0,08

TAB. 1: Evolution des normes de pollution.

Dès lors, il a fallu optimiser le fonctionnement des moteurs pour minimiser les émissions polluantes tout en assurant au conducteur un compromis entre l'agrément de conduite, les performances et la consommation de carburant. A l'heure actuelle, la production de moteurs à allumage commandé est largement majoritaire dans le monde, puisqu'elle représente 85% du total des moteurs thermiques alternatifs (102 millions d'unités en 2000, sur une production totale de 121 millions). La France se distingue avec une production de moteurs diesel plus importante que la moyenne, qui ramène la proportion de moteurs à allumage commandé à 52% (environ 1,75 millions d'unités).

Les constructeurs ont introduit l'électronique dans la gestion des moteurs afin d'assurer une bonne maîtrise de la quantité de carburant admis. De plus, l'électronique offre la possibilité d'élaborer des stratégies de pilotage des actionneurs gérant le fonctionnement

¹En 1992 et 1996, la norme fixe une valeur maximale pour les $HC+NO_x$.

du moteur. Le couplage entre le contrôle moteur et des solutions technologies telles que la recirculation des gaz d'échappement ont permis de satisfaire aux exigences des normes de pollution.

Le contrôle moteur va donc être amené à se développer davantage dans les moteurs afin de satisfaire aux normes de pollution de plus en plus strictes. Le contrôle moteur doit assurer un fonctionnement optimal du moteur afin de réduire davantage les émissions polluantes. Pour cela, on utilise la recirculation des gaz d'échappement ainsi que le fonctionnement en mélange pauvre. Les bénéfices que l'on peut attendre de ces deux solutions sont détaillés dans le chapitre 1.

C'est ici que réside l'enjeu de cette thèse. L'objectif est de minimiser les émissions à partir d'une estimation plus précise de la quantité de gaz dans le cylindre ainsi que de sa composition. Le cheminement de cette thèse se fait suivant le déroulement suivant.

Le *chapitre 1* aborde le fonctionnement du moteur à combustion interne à allumage commandé à 4 temps. Le principe et les bénéfices de la recirculation des gaz d'échappement sur la limitation des oxydes d'azotes rejetés est détaillée. Le fonctionnement en mélange pauvre est également décrit. Il permet d'augmenter le rendement du moteur, donc de réduire la consommation de carburant et de réduire la quantité de CO_2 émise. Enfin, quelques résultats du couplage entre ces deux concepts sont présentés.

Le *chapitre 2* décrit le modèle utilisé pour simuler le moteur. Cet outil de développement a permis de s'affranchir de certains essais sur banc moteur. En effet, ce modèle permet de simuler le comportement d'un moteur tout en ayant accès à certains paramètres et valeurs qui ne sont pas mesurables sur un moteur réel. Une étude détaillée met en évidence un comportement identique à celui d'un moteur réel.

Le *chapitre 3* présente différentes méthodologies mises en place pour caractériser les gaz résiduels afin de déterminer de manière plus précise la composition du mélange dans le cylindre. La première méthode expérimentale est basée sur l'analyse de la composition chimique des gaz à l'échappement. Une analyse de gaz prélevés dans le cylindre a également été mise en place. Les résultats obtenus ont été comparés à un code de calcul 1-D.

Le *chapitre 4* propose une méthode pour estimer et prédire la quantité et la composition des gaz dans le cylindre. Le modèle est un modèle moyen qui est destiné à être implanté dans un calculateur embarqué. La méthodologie est basée sur la mesure de la pression et de la température dans le collecteur d'admission associée à un algorithme qui permet la reconstruction des espèces chimiques. Il est donc possible de déterminer la quantité de carburant à fournir au moteur afin de s'assurer d'un fonctionnement optimal.

Le *chapitre 5* propose un algorithme destiné à estimer les masses de gaz brûlés et de gaz frais enfermés dans le cylindre. Le modèle est basé sur des lois physiques ; le calcul est réalisé à partir de la mesure de la pression régnant dans le cylindre ainsi que l'estimation de la température des gaz durant la phase de compression. Les bénéfices de cette méthode sont abordés ainsi que l'étude du domaine de validité.

Le cheminement de la thèse est donc de présenter le principe de fonctionnement d'un moteur à allumage commandé afin de connaître les variables sur lesquelles il convient d'agir pour assurer un fonctionnement optimal. Un modèle permettant de simuler le fonctionnement d'un moteur est détaillé car une partie des résultats donnés provient des valeurs fournies par ce modèle. Ce modèle a permis de mettre au point un observateur de pression collecteur estimant la quantité de gaz résiduels ainsi que les concentrations des

espèces chimiques dans le cylindre. Enfin, une méthode moins conventionnelle basée sur l'étude de la pression cylindre permet de reconstruire la masse de gaz enfermée dans le cylindre.

Chapitre 1

Fonctionnement du moteur à allumage commandé

Depuis plus d'un siècle que l'automobile existe, de nombreux types de moteurs ont vu le jour pour équiper les véhicules. Les différentes machines motrices peuvent être classées (TAB. 1.1) selon le type de la combustion, le caractère de la combustion, les transformations subies par le fluide et l'état du fluide.

Type de combustion	Caractère de la combustion	Processus	État du fluide	Type de moteur
Externe	Continue	A capsulisme	Gaz	STIRLING
			Biphasique	Moteur alternatif à vapeur
		A flux continu	Gaz	Turbine à gaz en circuit fermé
			Biphasique	Turbine à vapeur en circuit fermé
	Discontinue	A capsulisme	Gaz	Cycle de TAILER
		Ecoulement alterné	Biphasique	Pulsoréacteur à vapeur
Interne	Continue	A capsulisme	Gaz	Moteur alternatif avec chambre de combustion séparée
		A flux continu	Gaz	Turbine à gaz
	Discontinue	A capsulisme	Gaz	Moteur à allumage commandé
		A flux discontinu	Biphasique	Moteur DIESEL et IDE
			Gaz	Pulsoréacteur

TAB. 1.1: Moteurs à combustion interne et externe. Source [1].

Les moteurs doivent convertir l'énergie chimique contenue dans le carburant en un travail mécanique permettant de mouvoir le véhicule et d'alimenter les accessoires.

Le choix d'un moteur, pour équiper un véhicule, dépend des émissions de polluants ainsi que des performances désirées en terme de consommation, de puissance et d'agrément de conduite. L'objectif est d'avoir un moteur peu polluant ayant un bon rendement.

La législation apparue dans les années 1970 a obligé les constructeurs à limiter les émissions d'oxydes d'azote. C'est la raison pour laquelle les constructeurs ont mis au point la recirculation des gaz d'échappement. Etant donné que les oxydes d'azote se forment à haute température, le principe consiste à abaisser la température des gaz dans le cylindre. Pour cela on réintroduit des gaz d'échappement. Ces gaz ne réagissent pas durant la combustion mais ils absorbent une partie de la chaleur libérée lors de la combustion et abaissent ainsi la température des gaz.

Une autre méthode destinée à limiter la formation des oxydes d'azote consiste à faire fonctionner les moteurs avec mélange pauvre. Cette solution permet également d'abaisser la température des gaz dans le cylindre lors de la combustion. L'air en excès ne réagit pas lors de la combustion mais absorbe de l'énergie et abaisse la température des gaz.

Le fait de faire fonctionner un moteur en mélange pauvre offre également l'avantage d'augmenter le rendement global du moteur en diminuant les pertes par pompage. En effet, celles ci sont plus faibles en mélange pauvre dans le cas d'un fonctionnement à iso-PME. Le rendement est également amélioré car les pertes aux parois sont plus faibles [2]. Les échanges de chaleur entre les gaz contenus dans le cylindre et le liquide de refroidissement évoluent avec la température des gaz dans le cylindre. Le fait de diminuer la température des gaz permet donc d'abaisser les pertes aux parois.

Ces deux technologies associées permettent une réduction des oxydes d'azote et une augmentation du rendement mais le champ d'application ne s'étend pas sur toute la plage de fonctionnement du moteur. Elles sont destinées aux cas de charges partielles car lorsque le moteur fonctionne en mélange pauvre, il ne peut pas délivrer sa pleine puissance. Pour cela, le système d'EGR n'est pas activé et le mélange est plus riche ($\phi \approx 1,1$).

La suite du chapitre présente le fonctionnement des moteurs à allumage commandé à 4 temps, les deux technologies désignées ci-dessus ainsi que l'association de ces deux technologies.

1.1 Fonctionnement du moteur à allumage commandé à 4 temps

Le moteur à allumage commandé (*AC*) est un moteur alternatif à combustion interne. Le travail est produit par la combustion d'un mélange carburé à l'intérieur d'un cylindre, dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif. Les deux limites extrêmes du mouvement sont appelées respectivement point mort haut (*PMH*) et point mort bas (*PMB*). Le volume balayé entre ces deux points constitue la cylindrée unitaire.

Au *PMH* le volume résiduel est appelé volume mort ; il détermine ce que l'on nomme la chambre de combustion, qui est donc la portion de volume limitée par la culasse, le haut de chemise et la partie supérieure du piston. Du volume mort V_{cc} et de la cylindrée V_{cyl} se déduit le rapport volumétrique de compression :

$$Tx = \frac{V_{cyl} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (1.1)$$

Le mouvement alternatif du piston est transmis sous forme de rotation à l'arbre moteur, ou encore vilebrequin, par l'intermédiaire d'une bielle.

La figure (FIG. 1.1) représente un moteur à allumage commandé en coupe avec ses principales dénominations.

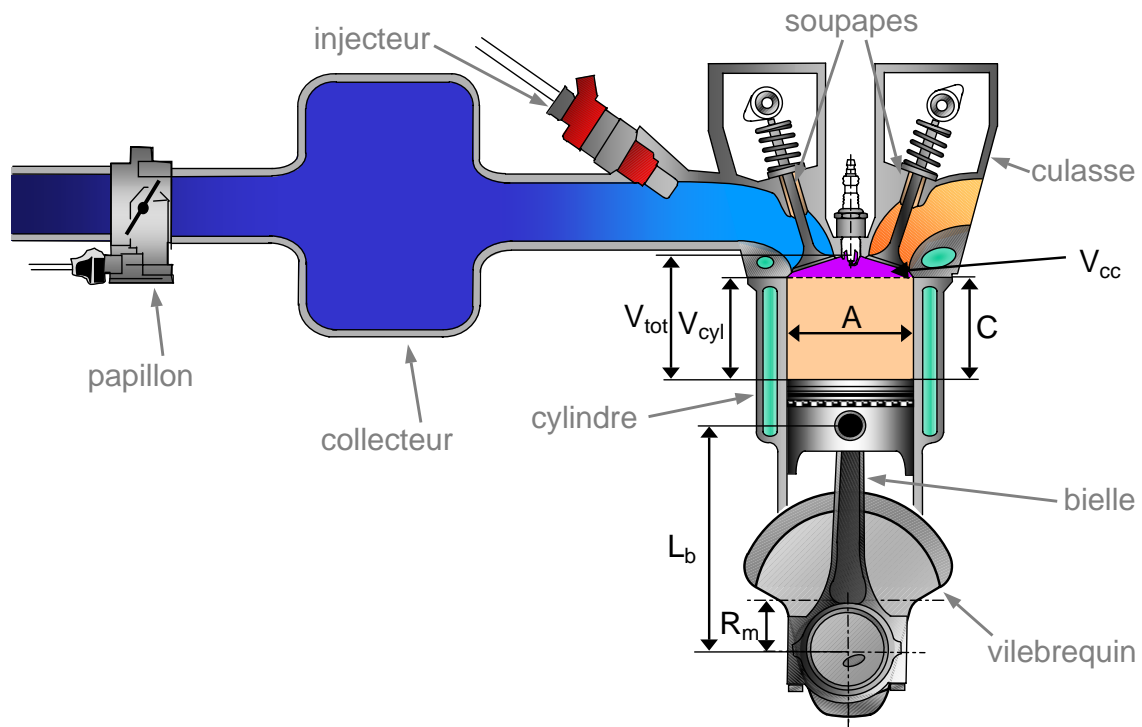


FIG. 1.1: Schéma d'un moteur.

Les particularités essentielles du moteur AC résident dans ses modes d'alimentation et de combustion. En effet, le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant réalisé soit avant son introduction dans le cylindre (mélange préalable), soit dans le cylindre (injection directe). La quantité d'air admise est modulée par un volet situé dans la tubulure d'admission (le papillon) et le carburant est dosé par un carburateur ou un système d'injection. La proportion en masse entre combustible et comburant n'est pas indifférente et constitue ce que l'on appelle la richesse du mélange carburé.

Le travail produit est fonction de la quantité de mélange introduite. Le niveau de charge du moteur est souvent caractérisé par son remplissage en air, qui est le rapport entre la masse d'air réellement présente dans le cylindre et la masse idéale qu'il contiendrait dans des conditions standards (1 atmosphère, 20 °C par exemple). Le couple et la puissance délivrés par le moteur sont directement fonction du remplissage en air. Si les conditions de référence sont celles régnant à l'admission, ce rapport devient alors le rendement volumétrique. Au cours d'un fonctionnement type automobile, le remplissage varie de 0,2 lors des faibles charges, à 1,0 à pleine ouverture pour des moteurs à aspiration naturelle ; il peut dépasser largement l'unité s'il y a suralimentation (3 à 4 en compétition). À

l'intérieur du cylindre, l'air et le carburant vaporisé se transforment en un mélange gazeux combustible ; l'allumage peut être alors déclenché en provoquant une élévation locale de la température, créant ainsi un noyau enflammé, puis un front de flamme se propageant dans le volume de la chambre. Le moment d'allumage est donc contrôlable, d'où la dénomination de ce type de moteur ; le moyen universellement choisi pour ce faire est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre.

Le fonctionnement théorique du moteur à allumage commandé à 4 temps est basé sur le cycle de Beau de Rochas (FIG. 1.2). Il comporte 4 phases et permet d'obtenir un travail mécanique à partir d'une source chaude et une source froide.

1^{er} temps : admission $(0^\circ V < \theta < 180^\circ V)$

La phase d'admission se produit alors que le piston descend du *PMH* au *PMB*, créant ainsi une dépression dans le cylindre. Les vitesses des gaz sont plutôt élevées (la vitesse du son peut être atteinte au passage du papillon) et l'inertie des masses gazeuses ne peut pas être négligée. De ce fait et aussi parce qu'il y a des pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...), le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, les inerties des masses gazeuses sont prises en compte en avançant l'ouverture de la soupape d'admission avant le *PMH*. Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime en optimisant le phénomène d'acoustique et d'inertie des gaz. L'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à haut régime en augmentant la section de passage des gaz. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage avec des pressions d'admission largement supérieures à l'atmosphère.

Quelle que soit la pression à l'entrée du circuit d'admission, la quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. La charge du moteur est donc en rapport avec la pression d'admission.

2^{ème} temps : compression $(180^\circ V < \theta < 360^\circ V)$

Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le *PMH* en comprimant la masse gazeuse enfermée. La pression dans le cylindre croît et, sans combustion, elle attendrait à pleine ouverture 10 à 20 *bars* au *PMH*, selon le rapport volumétrique. L'allumage intervient quelques instants avant le *PMH* (10 à 40 °V), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion. Les moteurs à injection directe réalisent leurs charges partielles en modulant la quantité de carburant injectée, ce qui signifie que dans la chambre de combustion la répartition de la charge est hétérogène pour que localement une faible quantité de carburant puisse être associée à une faible part de l'air et que le mélange soit combustible. Le dessin et l'aérodynamique interne des chambres de combustion déterminent la formation du mélange et sa localisation, qui doit être impérativement proche d'une bougie d'allumage. Les pleines charges sont par contre obtenues en revenant à une charge homogène remplissant le volume entier du cylindre.

3^{ème} temps : combustion et détente ($360^\circ V < \theta < 540^\circ V$)

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour arriver normalement à son maximum une dizaine de degrés après le *PMH*, atteignant des valeurs supérieures à 90 bars à pleine charge. Les gaz sont à ce moment très chauds (2000 à 3000 K) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses. Le piston descend ensuite vers le *PMB*, la pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. Le taux de détente est déterminant pour le rendement et certains concepts ont été imaginés pour profiter au mieux de cette phase (cycle de Miller).

4^{ème} temps : échappement ($540^\circ V < \theta < 720^\circ V$)

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le *PMB*, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. Pour tenir compte des inerties des gaz, l'échappement peut s'ouvrir quelque peu avant le *PMB* et se fermer après le *PMH*. Il peut se trouver ainsi quelques instants pendant lesquels les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément : c'est le croisement de soupapes. Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime.

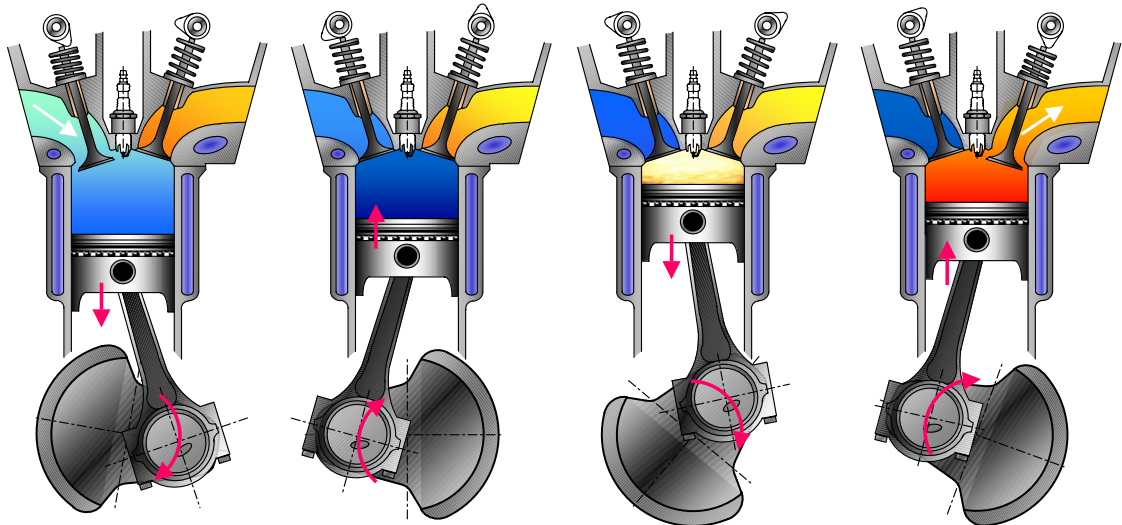


FIG. 1.2: Cycle à 4 temps d'un moteur à allumage commandé.

Le cycle décrit est très souvent représenté sous la forme d'un diagramme. Ce diagramme de Clapeyron constitue une représentation des états d'un fluide au moyen de courbes donnant la pression du fluide en fonction de son volume à une température donnée. Ce diagramme est pratique pour visualiser les cycles des moteurs à combustion interne. La surface délimitée par l'abscisse de deux points et la courbe de l'évolution du fluide représente le travail du fluide lors de la transformation. La surface bleue sur la (FIG. 1.3) correspond à une partie du travail moteur. En effet, le travail du moteur est donné par la relation (eq. 1.2). Par convention le travail est négatif lorsque le moteur produit du travail car il est cédé par le système.

$$W_i = - \int p \, dV \quad (1.2)$$

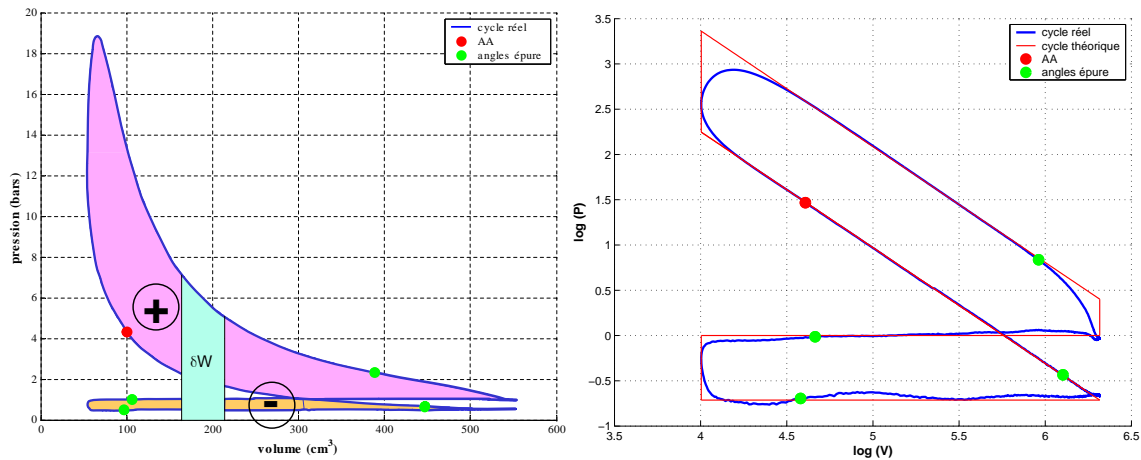


FIG. 1.3: Diagramme de Clapeyron pour un cycle réel et le cycle enveloppe associé. $N = 1000 \text{ tr/min}$, $OF = 1$, $16^\circ/m$, $p_{col} = 500 \text{ (mbar.s)}$, $\phi = 1,02$, $AA = 31^\circ V$.

Par la suite, le travail sera considéré comme positif lorsque le système cède de l'énergie et sera négatif quand il s'agit de pertes. La surface rose correspond à la boucle haute pression, elle représente le travail fourni par le moteur. La surface orange est la boucle basse pression, elle correspond au travail nécessaire pour introduire le mélange frais dans le cylindre. La figure (FIG. 1.3) représente un cycle moteur réel et son cycle enveloppe dans un diagramme de Clapeyron. Le cycle enveloppe correspond au cycle obtenu dans le cas où les transformations sont considérées comme isochores et polytropiques. A la différence d'un cycle théorique, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont décalées (chapitre 1.1). On bénéficie alors de l'inertie des gaz et cela permet d'augmenter la quantité de gaz admise dans le cylindre. La combustion du mélange ne se faisant pas à volume constant, il est nécessaire de débuter celle-ci quelques degrés avant l'arrivée du piston au PMH. En optimisant l'avance à l'allumage ainsi que les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes, la puissance délivrée par le moteur et la température maximale sont augmentées au détriment de la formation des NO_x .

Afin de réduire les émissions d'oxydes d'azote, il est indispensable de connaître le mécanisme de formation afin de limiter la quantité produite.

1.2 Formation des NO_x

1.2.1 Mécanisme de formation des NO_x

Le mécanisme de formation de NO le plus connu dans son principe est celui de Zeldovich. Il décrit la formation de NO à partir de l'air et comprend les deux étapes suivantes :



La première réaction (R. 1.3) conditionne la vitesse globale du mécanisme du fait de son énergie d'activation très élevée (318 kJ/mol [3]). Sa vitesse, et par conséquent

celle de la séquence des réactions (R. 1.3) et (R. 1.4), ne devient significative qu'à haute température. Toujours à cause de la première étape, ce mécanisme est favorisé par un temps de réaction élevé. Il est prédominant dans les mélanges pauvres ou proche de la stœchiométrie. Au voisinage de la stœchiométrie, ainsi que dans les mélanges riches, une troisième réaction (R. 1.5) introduite par Lavoie [4] peut avoir lieu :



Le monoxyde d'azote représente le plus souvent 80% à 90% des émissions totales d'oxydes d'azotes, mesurées directement à la sortie du moteur. Une partie importante du monoxyde d'azote s'oxyde spontanément en dioxyde d'azote dans l'atmosphère, de ce fait, les calculs d'émissions massiques d'oxydes d'azotes sont réalisés en attribuant la masse molaire du NO_2 au NO .

La constante d'équilibre K_{NO} de la réaction chimique (R. 1.6) est indépendante de la pression puisque la réaction de dissociation ne provoque pas de variations du nombre de molécules .



La concentration en NO s'obtient par la relation (eq. 1.7).

$$[NO]_{eq} = \sqrt{K_{NO} [O_2]_{eq} [N_2]_{eq}} \quad (1.7)$$

Elle est fonction de la constante d'équilibre. Elle dépend uniquement de la température et elle est croissante (FIG. 1.4).

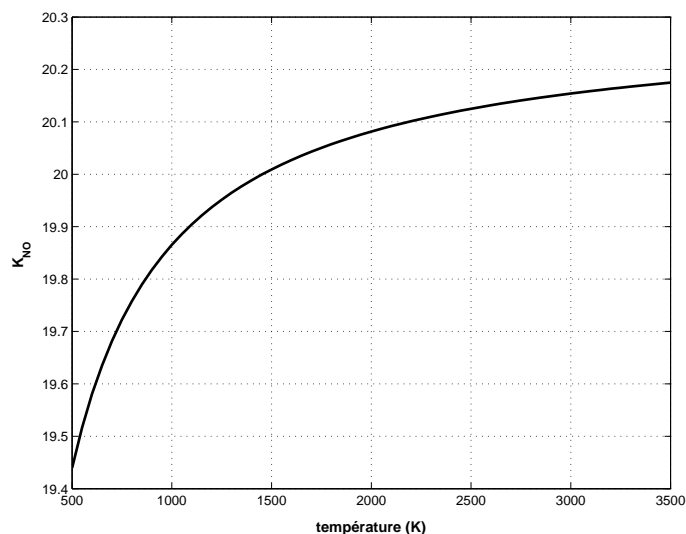


FIG. 1.4: Evolution de la constante d'équilibre du NO.

La concentration en NO dans les gaz d'échappement sera donc fonction de la température.

1.2.2 Paramètres influant sur la formation des NO_x

Plusieurs variables agissent sur le processus de formation des NO_x . Le fait d'avoir une température élevée dans le cylindre favorise la formation des NO_x mais d'autres conditions sont requises et notamment la composition du mélange.

Caractéristiques du mélange

Afin de transformer l'azote contenu dans l'air, il faut être en présence de O_2 afin d'oxyder l'azote. La figure (FIG. 1.5) montre que la quantité de NO_x est maximale pour une richesse avoisinant la stœchiométrie.

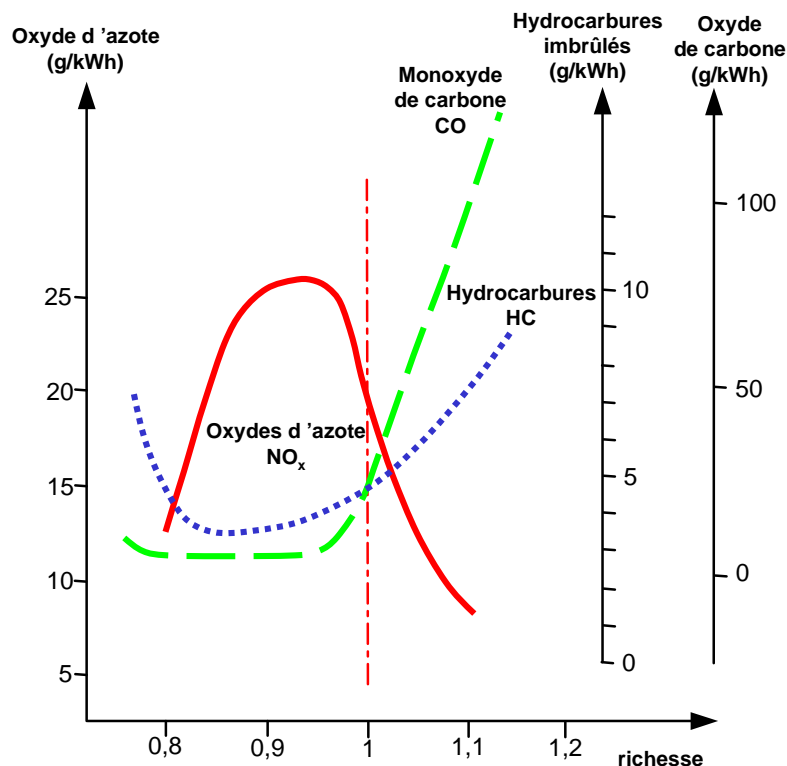


FIG. 1.5: Evolution des émissions de polluants en fonction de la richesse.

C'est dans ces conditions que les gaz contenus dans le cylindre sont suffisamment chauds et contiennent assez d'oxygène pour se transformer en NO_x .

La capacité thermique et la dilution du mélange modifient la température lors de la combustion. Une valeur élevée de c_v prendra beaucoup d'énergie aux gaz et les refroidira d'avantage.

Le quatrième paramètre qui influe sur la quantité de NO_x émis est le temps de résidence des gaz. En effet, il faut un certains temps de résidence des gaz dans un milieu chaud pour avoir formation de NO_x . La limitation de la température va permettre d'augmenter le rendement du moteur en diminuant les pertes.

1.3 Rendement du moteur

Le rendement énergétique d'un moteur à allumage commandé dépend essentiellement :

- de son rapport volumétrique T_x
- du coefficient isentropique de l'air Γ
- de la loi de dégagement de chaleur qui détermine la forme du diagramme pression volume, en particulier les pertes dues à la non-instantanéité de la combustion
- des pertes mécaniques par frottements
- des pertes de chaleur pendant les phases de compression et de détente
- des pertes par pompage des flux gazeux à l'admission et à l'échappement

Il faut donc minimiser les pertes et notamment les pertes aux parois et les pertes par pompage.

1.3.1 Pertes aux parois

Une partie importante de la puissance dégagée par la combustion du mélange carburé est perdue par échanges thermiques entre le gaz et les parois du moteur et se retrouve dans le liquide de refroidissement. Cette part est variable suivant le point de fonctionnement et l'état thermique du moteur. Les échanges de chaleur entre les gaz (gaz frais et gaz de combustion) et les parois de chambre sont composés d'un terme convectif et d'un terme radiatif.

Le calcul du transfert de chaleur moyen en fonction du temps, à partir du processus cyclique du gaz dans le cylindre, peut être représenté par une température du gaz instantané T_{gaz} et un coefficient de transfert de chaleur $h_{gaz/parois}$ instantané [5]. La quantité de chaleur transférée au travers des parois du cylindre durant le temps t_0 est donné par la relation (eq. 1.8).

$$Q_{parois} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} h_{gaz/parois} S_{parois} (\alpha) (T_{gaz} - T_{parois}) dt \quad (1.8)$$

Il est donc préférable d'abaisser la température dans le cylindre afin de diminuer les pertes aux parois.

1.3.2 Pertes par pompage

Le travail de pompage est le travail nécessaire pour transvaser les gaz du collecteur d'admission dans le cylindre. Il est représenté sur la figure (FIG. 1.3) par la surface orange. Il peut être approximé par la relation (eq. 1.9) [6].

$$W_{pomp} = (p_{col} - p_{éch}) (V_{max} - V_{min}) \quad (1.9)$$

Afin de limiter ces pertes, il convient d'augmenter la pression dans le cylindre durant la phase d'admission afin de diminuer cette surface. La pression influe sur les pertes mais la température également.

1.3.3 Composition du mélange

Le rendement théorique pour le cycle de Beau de Rochas, pour une pression d'admission de 1 *bar*, est exprimé par la relation (eq. 1.10). Afin d'obtenir un rendement élevé, il faut donc que γ et le rapport volumétrique soient élevés.

$$\eta_{th} = 1 - Tx^{1-\gamma} \quad (1.10)$$

La valeur du rapport volumétrique ainsi la valeur du coefficient isentropique modifient donc le rendement théorique du moteur. La valeur du coefficient isentropique est fonction de la composition du mélange et de la température. La figure (FIG. 1.6) représente l'évolution du coefficient isentropique en fonction de la richesse et de la température pour un taux de gaz résiduels de 15%. On remarque que la valeur du coefficient isentropique augmente lorsque la richesse diminue. Cela signifie donc qu'il faut faire fonctionner le moteur avec une richesse faible pour augmenter le rendement.

A l'inverse, lorsque la température du mélange augmente, le coefficient isentropique diminue. Cela implique donc une température des gaz dans le cylindre plus faible.

La température des gaz choisi pour la calcul du coefficient isentropique est de 1000 *K* et le taux de résiduels est toujours de 15%. On remarque que le rendement décroît fortement pour une richesse supérieure à 1. Ceci vient du fait qu'une partie de l'énergie n'est pas libérée durant la combustion. Pour le fonctionnement en mélange pauvre, le rendement augmente aussi du fait de la valeur de γ . Le calcul du rendement théorique (FIG. 1.6) est réalisé à partir de la relation (eq. 1.10), il s'agit donc d'un calcul mathématique qui n'est pas basé sur des essais. En effet, il est peu probable d'obtenir un rendement global aussi élevé pour une richesse de 0,6 car le mélange devient difficilement inflammable dans ces conditions.

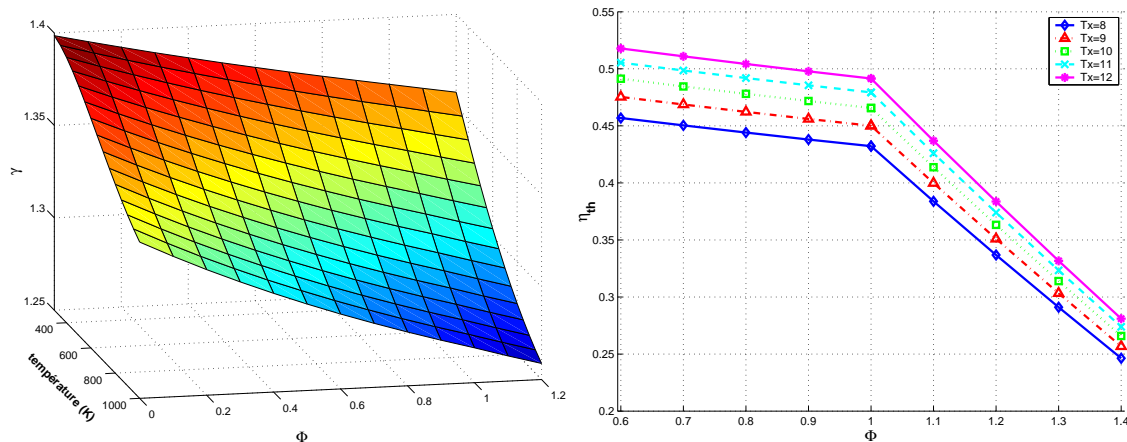


FIG. 1.6: Evolution du coefficient isentropique en fonction de la richesse. $\chi_{res} = 0,15$. Rendement théorique en fonction de la richesse pour différents rapports volumétriques.

$$\chi_{res}=0,15.$$

La réduction des NO_x et l'augmentation du rendement passe donc par un abaissement de la température des gaz dans le cylindre ainsi qu'une augmentation de la capacité thermique du mélange. Le rendement est également fonction de la température dans le

cyindre ainsi que de la pression d'admission. Il est donc important de trouver des moyens afin de satisfaire ces conditions. La recirculation des gaz d'échappement apporte une solution à cette problématique.

1.4 La recirculation des gaz d'échappement

1.4.1 Principe de l'EGR (Exhaust Gas Recirculation)

Pour diminuer les émissions d'oxydes d'azote, il faut donc abaisser la température dans la chambre de combustion. Pour cela, on injecte un gaz qui ne participe pas à la combustion. On prend alors la chaleur à la combustion pour réchauffer des gaz inertes. Cela permet d'abaisser la température des gaz selon le refroidissement préalable des gaz recirculés. Ce procédé est donc d'autant plus efficace que le c_v du gaz est important ($c_{v_{éch}} \approx 850 J/kg/K$).

$$\chi_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{m_{tot}} \quad (1.11)$$

On définit le taux d'EGR comme le rapport en masse de la quantité de gaz d'échappement recirculés par rapport à la masse totale de gaz dans le cylindre (eq. 1.11).

1.4.2 Circuit d'EGR

Le circuit de recirculation comprend une canalisation de communication entre le circuit d'échappement et le circuit d'admission (FIG. 1.7). La section de passage des gaz est contrôlée par une vanne proportionnelle à recopie de position. L'abaissement de la température dans la chambre de combustion est fonction de la quantité et de la température des gaz recirculés si bien que certains moteurs disposent d'un échangeur destiné à refroidir les gaz d'EGR.



FIG. 1.7: Système d'EGR. (source : NISSAN)

Afin de s'affranchir d'un échangeur, certains constructeurs intègrent la conduite d'EGR dans la culasse. De cette façon, une partie de la chaleur des gaz d'échappement peut être délivrée à l'eau de refroidissement.

1.4.3 Limitations de l'EGR

Une quantité de gaz d'échappement recirculés trop importante engendre une combustion plus lente car il y a une dilution du mélange frais par les gaz d'échappement. Cela entraîne une combustion incomplète ou un raté d'allumage ce qui produit une grosse quantité de polluants et peut endommager le pot catalytique.

La figure (FIG. 1.8) représente la quantité de NO_x émise par le moteur en fonction de la richesse du mélange et ce pour différents taux d'EGR. On retrouve un maximum pour une richesse de 0,9 avec ou sans EGR.

On remarque que les émissions de NO_x diminuent avec l'augmentation du taux d'EGR.

L'EGR diminue les rejets de NO_x quel que soit la richesse du mélange mais la dilution du mélange entraîne des instabilités.

NO_x (ppm)

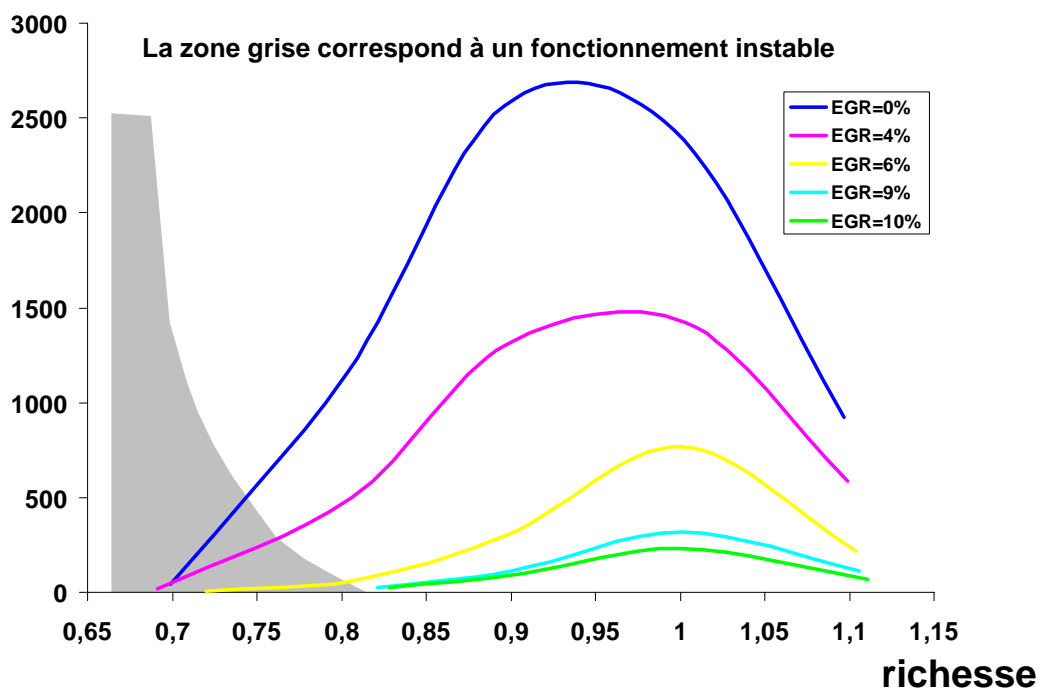


FIG. 1.8: Influence de la recirculation des gaz d'échappement sur les émissions d'oxydes d'azote.

La recirculation des gaz d'échappement ne peut pas s'appliquer dans tous les cas de fonctionnement du moteur :

- A faible charge (ralenti), la masse de gaz frais admise dans le moteur est faible, donc la température dans la chambre de combustion est peu élevée, il y a donc peu de NO_x de formé.

- A forte charge, le moteur doit délivrer le maximum de sa puissance. Dans ces conditions, le système d'EGR est inactif. En effet, les gaz d'EGR sont des gaz brûlés, ils ne libèrent donc pas d'énergie lors de la combustion. En introduisant uniquement du mélange constitué de gaz frais dans le cylindre, on libère d'avantage d'énergie lors de la combustion.

L'EGR permet donc de limiter la formation des NO_x dans certaines conditions de fonctionnement.

La formation des NO_x dépend de la température des gaz mais également de la composition du mélange. Les émissions de NO_x sont très faibles pour des mélanges pauvres. Le fonctionnement en mélange pauvre limite les rejets de NO_x .

1.5 Le fonctionnement en mélange pauvre

1.5.1 Définition

La qualité de la combustion et le rendement du moteur est liée à de nombreux paramètres. Les caractéristiques physiques et chimiques du carburant interviennent, la richesse du mélange, l'homogénéité du mélange, le niveau de turbulence de l'air qui favorise l'homogénéisation du mélange...

Le mélange combustible est caractérisé par la richesse. Elle définit le rapport entre les masses de carburant et d'air de la combustion réelle et de la combustion stœchiométrique (eq. 1.12).

$$\phi = \frac{\frac{m_{carb}}{m_{air}}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{stoe}} = \frac{m_{carb}}{m_{air}} PCO \quad (1.12)$$

Le pouvoir comburivore (PCO) est le rapport entre la masse d'air et celle de carburant pour brûler un mélange dans les conditions stœchiométriques. Pour un hydrocarbure, le pouvoir comburivore est de l'ordre de 14,5 grammes d'air par gramme de carburant. Il est défini comme étant (eq. 1.13)

$$PCO = \left(\frac{m_{air}}{m_{carb}}\right)_{stoe} \quad (1.13)$$

Lorsque la quantité de carburant dans le mélange est inférieure à la quantité contenue dans les conditions stœchiométrique, le mélange est appelé *mélange pauvre*. A l'inverse, un mélange contenant davantage de carburant que dans les conditions stœchiométrique définit un mélange riche. Le fonctionnement en mélange pauvre permet d'agir sur le rendement et les émissions de NO_x en abaissant la température des gaz dans le cylindre.

1.5.2 Effet sur la température

Le mélange pauvre présente l'avantage d'abaisser la température des gaz car le mélange est dilué par l'excès d'air (FIG. 1.9) [2]. De cette manière, les pertes aux parois sont réduites.

Le coefficient isentropique de l'air ($\gamma \approx 1,4$) est supérieur à celui du carburant ($\gamma \approx 1,05$) [7]. Il en résulte qu'en mélange pauvre le coefficient isentropique du mélange pauvre est supérieur à celui obtenu par un mélange stœchiométrique. Le rendement théorique du moteur à allumage commandé (eq. 1.10) est d'autant plus élevé que la valeur du coefficient isentropique l'est également.

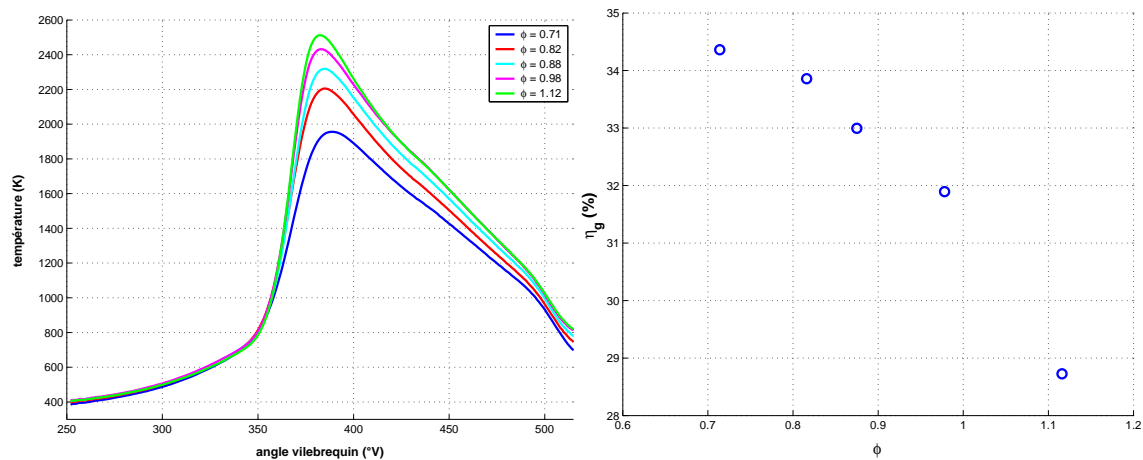


FIG. 1.9: Température des gaz dans le cylindre et rendement global pour différentes richesses à $PME = 2,13 \text{ bars}$. $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0, 58^\circ/m$.

Le fait de fonctionner en mélange pauvre permet également d'améliorer le rendement en réduisant les pertes par pompage.

1.5.3 Effet sur les pertes

L'aire de la boucle basse pression représente le travail de pompage qui est nécessaire au transvasement des gaz d'admission du collecteur vers la chambre de combustion. En faisant le calcul, on s'aperçoit que la boucle haute pression fournit un travail positif. En revanche, la boucle basse pression elle, donne un travail négatif, ce sont donc des pertes.

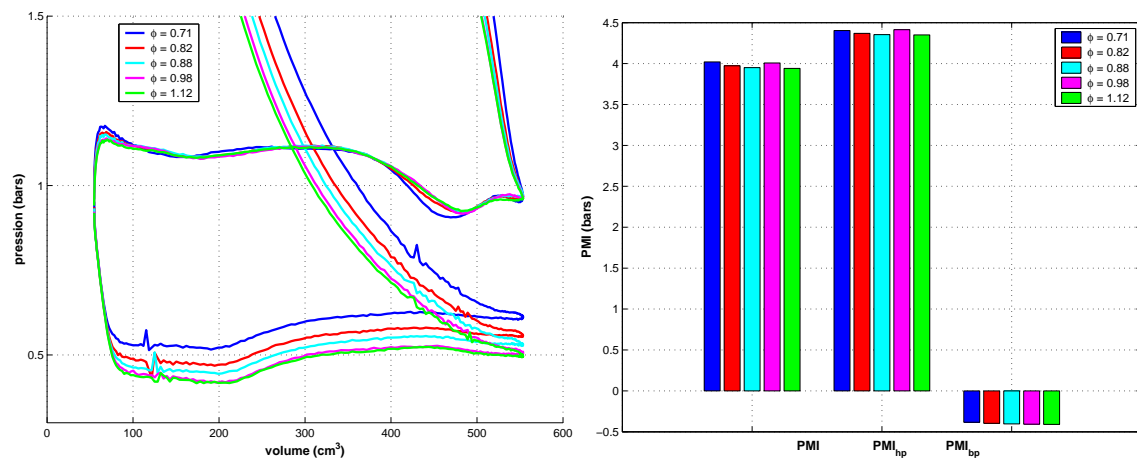


FIG. 1.10: Pertes par pompage.

Le fait de fonctionner avec un mélange pauvre permet d'augmenter le rendement du moteur. En effet, le rendement indiqué est défini comme (eq. 1.14).

$$\eta_{ind} = \frac{W_i}{W_{carb}} \propto \frac{PMI_{hp} + PMI_{bp}}{m_{carb}} \quad (1.14)$$

Il faut donc comparer les boucles haute et basse pression tout en assurant une masse de carburant injectée constante. En fonctionnant avec un mélange pauvre, il faut augmenter la pression d'admission afin d'admettre une masse de gaz dans le cylindre plus importante. Cela permet de réduire la richesse tout en conservant la quantité de carburant injectée. La boucle basse pression est plus faible et la boucle haute pression est sensiblement identique (FIG. 1.10). Le rendement indiqué du moteur est donc meilleur.

Le fait de fonctionner en mélange pauvre permet donc de réduire les émissions de NO_x et d'augmenter le rendement indiqué du moteur (FIG. 1.9). Il n'est pas possible de réduire indéfiniment la richesse car cela se répercute sur la qualité de la combustion.

1.5.4 Effet du mélange pauvre sur la combustion

Le fait de faire fonctionner un moteur en mélange pauvre affecte la combustion. Bien que le rendement de combustion soit sensiblement identique [6], il n'en est pas de même pour les émissions de polluants. Le moteur produit moins de NO_x car la température des gaz est plus faible donc même si on a un excès de O_2 pour oxyder les gaz, les NO_x se forment en quantité moindre (FIG. 1.5).

CO (ppm – g/kWh)	O_2 (% – g/kWh)	CO_2 (% – g/kWh)	HC (ppm – g/kWh)	NO_x (ppm – g/kWh)	ϕ	PME (bars)
1207 17,92	6,78 1006,61	10,31 1530,70	958 14,22	318 4,72	0,714	1,03
1119 10,91	5,03 490,49	11,67 1137,97	904 8,82	1686 16,44	0,791	1,55
1176 9,27	2,62 206,46	13,53 1066,20	842 6,64	3265 25,73	0,896	1,91
6955 48,62	1,28 89,49	14,25 996,24	946 6,61	2715 18,98	0,978	2,13
38280 263,04	0,94 64,59	13,03 895,35	961 6,60	1509 10,37	1,116	2,18

TAB. 1.2: Analyse de gaz par baie 5 gaz. $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^\circ/m$.

Le tableau (TAB. 1.2) donne la concentration volumique des espèces analysées dans les gaz d'échappement pour différentes richesses. Le fait de faire fonctionner le moteur à une richesse plus faible limite bien les oxydes d'azote. On aperçoit un maximum de concentration en NO_x pour une richesse de 0,9. Ceci provient du fait que les oxydes d'azote sont produits sous l'effet de la température, du temps de séjour des gaz et de la quantité de O_2 disponible pour oxyder le N_2 .

Il y a donc une interaction entre la richesse du mélange et l' AA . Ces deux paramètres influent sur le temps de formation des NO_x ainsi que sur la température des gaz. L' AA_{opti} augmente lorsque le moteur fonctionne en mélange pauvre car la combustion est plus lente. On dispose donc de davantage de temps pour former des NO_x et la température dans le cylindre est plus élevée.

NO_x (ppm- g/kWh)	64 – 1,15	125 – 0,86	274 – 1,38	632 – 2,79	966 – 4,15	1519 – 7,16
AA ($^{\circ}V$)	2	8	14	20	26	32
$T_{éch}$ ($^{\circ}C$)	405	385	365	353	345	335
T_{max} ($^{\circ}C$)	1597	1604	1639	1728	1743	1778
T_{moy} ($^{\circ}C$)	494	568	602	649	658	675

TAB. 1.3: Influence de l'avance à l'allumage sur les NO_x . $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^{\circ}/m$, $\phi = 0,97$.

Le tableau (TAB. 1.3) met en évidence influence de l' AA sur la production de NO_x . En augmentant l' AA , la température moyenne des gaz durant la phase soupapes fermées augmente (eq. 1.15), ainsi que la température maximale. Le temps de séjour des gaz brûlés augmente lui aussi du fait que la combustion débute plus tôt. L'augmentation de la température moyenne et du temps de séjour se traduit directement sur les émissions de NO_x . En ce qui concerne la température des gaz d'échappement, elle décroît en fonction de l' AA car l'apport de chaleur est réalisé plus tôt dans le cycle et les gaz se refroidissent durant la détente.

$$T_{moy} = \frac{1}{\theta_{OE} - \theta_{FA}} \int_{FA}^{OE} T_{cyl} d\theta \quad (1.15)$$

Par contre, on remarque dans le tableau (TAB. 1.2) que le moteur ne délivre pas la même PME pour les différentes richesses.

Ceci n'est donc pas représentatif du fonctionnement d'un véhicule. En effet, le conducteur demande un certain couple au moteur, il faut donc comparer les émissions pour une PME identique quelque soit la richesse.

Le tableau (TAB. 1.4) permet de comparer les fractions volumiques de gaz émises par le moteur pour une PME de 2,13 bars. La quantité de NO_x rejetée est bien plus faible pour une richesse de 0,7 que celle pour richesse de 1 car la température des gaz brûlés

est plus faible. En comparant les émissions de NO_x pour une richesse de 1,1 dans les tableaux (TAB. 1.2) et (TAB. 1.4), on remarque que la concentration en NO_x pour une richesse de 1,1 est faible. Le cas le plus défavorable dans les deux cas reste un mélange à une richesse de 0,9.

CO (ppm – g/kWh)	O_2 (% – g/kWh)	CO_2 (% – g/kWh)	HC (ppm – g/kWh)	NO_x (ppm – g/kWh)	ϕ	PME (bars)
883 8,07	6,73 614,70	10,35 945,34	893 8,16	926 8,46	0,714	2,12
1010 8,09	4,42 354,11	12,16 974,21	760 6,09	2879 23,07	0,816	2,13
1069 7,97	3,06 228,27	13,21 985,43	717 5,35	3351 25,00	0,875	2,13
6955 48,62	1,28 89,49	14,25 996,24	946 6,61	2715 18,98	0,978	2,13
40708 282,03	0,94 65,12	12,95 897,20	1095 7,57	1391 9,64	1,127	2,14

TAB. 1.4: Analyse de gaz pour 5 pressions collecteur par baie 5 gaz à $PME=2,13$ bars.
 $N = 2000$ tr/min, $OF = 0,58^\circ/m$.

L'analyse des gaz permet de déterminer la concentration volumique dans l'échantillon prélevé. Il faut pondérer les valeurs données par les analyseurs par le débit de gaz admis afin d'obtenir les quantités de gaz rejetés dans l'atmosphère. En mélange pauvre, le débit de gaz à l'échappement est supérieur à celui nécessaire à la stœchiométrie donc les gains ne sont plus aussi probants en terme d'émissions polluantes (TAB. 1.5). Le gain en terme de CO et NO_x reste cependant non négligeable.

Le tableau (TAB. 1.6) récapitule les essais effectués en mélange pauvre. Afin d'obtenir la même PME , le débit d'air admis ainsi que le temps d'injection ont été modifiés à chaque essai. En fonctionnant à temps d'injection constant, et richesse variable, on observerait une augmentation de la PME . En effet, la PMI_{bp} diminue car la pression collecteur augmente, la PMI_{hp} augmente car on réduit les pertes aux parois, on limite la dissociation et on augmente le coefficient isentropique du mélange frais [2]. La PMF augmente sensiblement mais au cumul, on observe une augmentation de la PME .

Le rendement global du moteur passe de près de 32% à plus de 34%. pour 2,13 bars de PME et 2000 tr/min en changeant uniquement la richesse.

La mesure des polluants est donnée en ppm dans les tableaux, valeurs directement obtenues par les analyseurs, et également en g/kWh afin de rapporter la production de polluants aux performances délivrées par le moteur.

Le fonctionnement en mélange pauvre est donc très intéressant pour réduire les NO_x .

\dot{m}_{CO} (g/min– g/kWh)	\dot{m}_{O_2} (g/min– g/kWh)	\dot{m}_{CO_2} (g/min– g/kWh)	\dot{m}_{HC} (g/min– g/kWh)	\dot{m}_{NO_x} (g/min– g/kWh)	\dot{m}_{adm} (g/min– g/kWh)	ϕ	p_{col} (mbars)
0,24 8,07	18,08 614,70	27,81 945,34	0,24 8,16	0,25 8,46	256,5	0,714	606
0,24 8,09	10,43 354,11	28,69 974,21	0,18 6,09	0,68 23,07	223,8	0,816	551
0,24 7,97	6,74 228,27	29,09 985,43	0,16 5,35	0,74 25,00	208,1	0,875	526
1,44 48,62	2,65 89,49	29,45 996,24	0,20 6,61	0,56 18,98	194,0	0,978	500
8,35 282,03	1,93 65,12	26,55 897,20	0,22 7,57	0,29 9,64	190,7	1,127	496

TAB. 1.5: Emissions de gaz pour 5 pressions collecteur par baie 5 gaz à $PME=2,13$ bars.
 $N = 2000$ tr/min, $OF = 0,58^\circ/m$.

Le mélange pauvre et l'EGR ont montré leur bienfaits, il est donc intéressant d'associer les deux principes afin de cumuler les avantages.

En effet, même si l'EGR et le fonctionnement permettent de diminuer les émissions de NO_x , la figure 1.8 montre l'avantage de faire fonctionner le moteur avec les deux principes.

p_{col} (mbars)	PME (bars)	PMI (bars)	PMI_{hp} (bars)	PMI_{bp} (bar)	ϕ	η_g (%)
606	2,12	4,02	4,4	-0,38	0,714	34,36
551	2,13	3,97	4,37	-0,40	0,816	33,86
526	2,13	3,95	4,35	-0,40	0,875	33,00
500	2,13	4,00	4,41	-0,41	0,978	31,89
496	2,14	3,94	4,35	-0,41	1,127	28,73

TAB. 1.6: Récapitulatif des essais. $N = 2000$ tr/min.

1.6 Le fonctionnement en mélange pauvre avec EGR

1.6.1 Résultats

A l'heure actuelle, les moteurs fonctionnent avec un mélange dosé à la stœchiométrie. Les gaz brûlés sont donc principalement constitués de N_2 , CO_2 , H_2O et du O_2 en faible quantité. Avec un mélange pauvre, on retrouve les mêmes composés mais avec du dioxygène en quantité plus importante.

En combinant la recirculation des gaz d'échappement au fonctionnement en mélange pauvre, on se place dans un cas où les gaz recirculés contiennent une part de O_2 qui n'est pas négligeable (TAB. 1.4). Les gaz brûlés ne sont plus des gaz neutres car le O_2 participe à la combustion. Lorsque ces gaz vont être ré-admis dans le collecteur d'admission, on sera en présence d'un mélange qui n'est pas de l'air avec des gaz brûlés mais un mélange dont la proportion O_2/N_2 diffère de celle de l'air. En effet, l'air est composé d'environ 77% de N_2 et 33% de O_2 en masse. Dans le cas des gaz d'échappement, la quantité de O_2 atteint 6,73% pour un mélange à une richesse de 0,714. Le terme de richesse (eq. 1.12) n'est plus approprié car cette quantité de O_2 est présente dans les gaz d'EGR ainsi que dans les gaz résiduels.

Il est donc préférable de définir la richesse par rapport à la masse de comburant et non par rapport à la masse d'air. On choisit donc de redéfinir la richesse à l'aide de la relation (eq. 1.16) :

$$\phi_{O_2} = \frac{\frac{m_{carb}}{m_{O_2}}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{O_2}}\right)_{stoe}} = \frac{m_{carb}}{m_{O_2}} PCO_{O_2} \quad (1.16)$$

Le PCO_{O_2} est défini de la même manière que le PCO par rapport à l'air.

La figure (FIG. 1.11) représente les différentes concentrations en carburant, O_2 , CO_2 et H_2O dans le collecteur, le cylindre et dans les gaz d'échappement. Les concentrations sont calculées :

- dans le collecteur d'admission
- dans le cylindre
- dans l'échappement

Un transitoire d'EGR a été simulé à l'aide du modèle développé dans le chapitre 2. Les caractéristiques du moteur sont données dans le tableau (TAB. C.1). Le carburant considéré est du propane C_3H_8 et il est injecté au travers du papillon. La richesse du mélange est de 0,8. La combustion est supposée complète donc il ne reste pas de carburant à la fin de la combustion étant donné que l'on fonctionne en mélange pauvre. L'ouverture de la vanne EGR est volontairement exagérée afin de mettre en évidence la recirculation des espèces.

On aperçoit la présence de O_2 dans les gaz d'échappement, ce qui indique que l'on est bien en mélange pauvre. On observe une faible quantité de CO_2 et H_2O dans le collecteur d'admission car il y a un peu de back-flow¹. Dans la réalité, les gaz brûlés ne remontent

¹Le back-flow est un inversement du sens de l'écoulement qui apparaît à l'ouverture et à la fermeture des

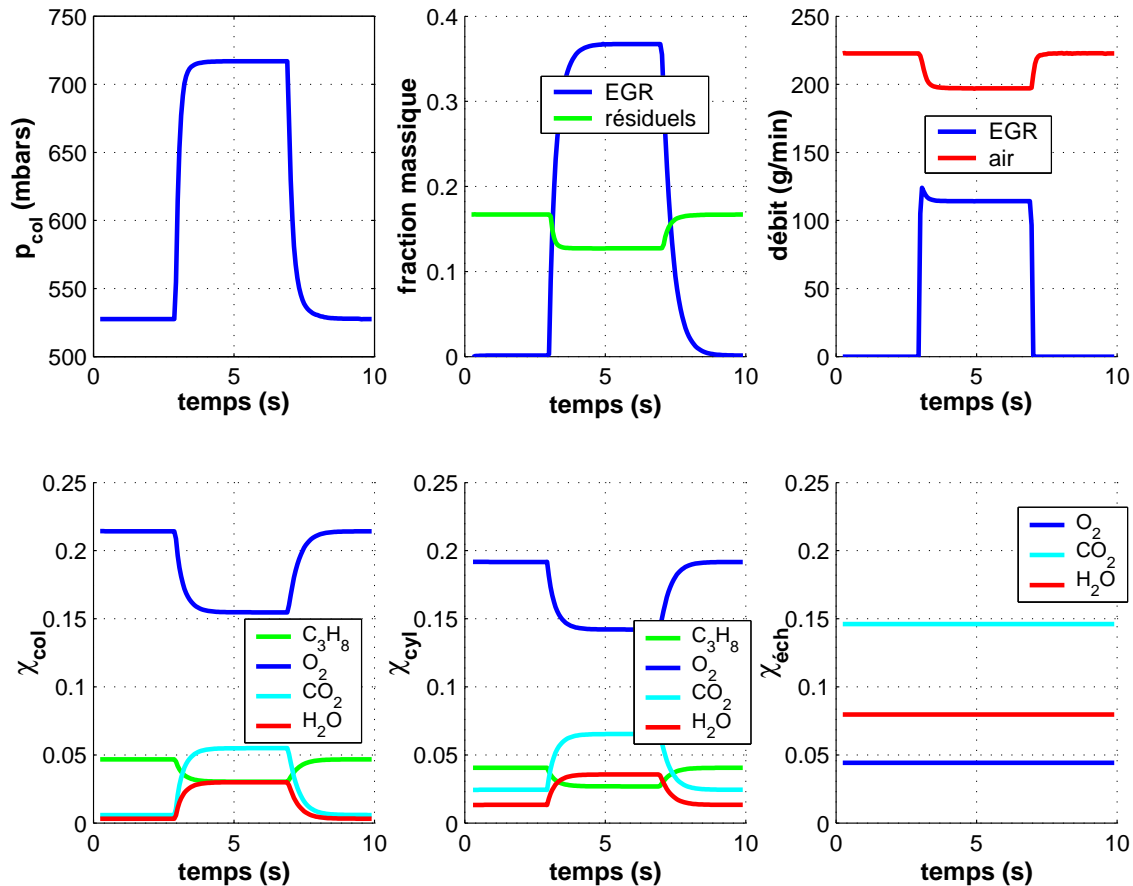


FIG. 1.11: Influence de l'EGR en mélange pauvre sur les concentrations en gaz.

pas dans le collecteur. Les gaz restent dans les tubulures d'admission car la quantité de gaz provenant du back-flow est trop faible (FIG. 3.36) pour remonter toute la tubulure d'admission. La présence de CO_2 et H_2O s'explique par le fait que le modèle ne considère pas la tubulure d'admission. On suppose que le collecteur est directement relié au cylindre. Dans ce cas, le back-flow à l'ouverture des soupapes d'admission est directement introduit dans le collecteur.

L'ouverture de la vanne se fait au bout de 3 secondes, les gaz recirculés pénètrent dans le collecteur d'admission et la concentration en CO_2 et H_2O augmente.

La concentration en O_2 , elle, diminue car les gaz recirculés contiennent du O_2 mais dans une plus faible proportion. En effet, une partie du O_2 a été consommée durant la combustion.

La concentration en C_3H_8 diminue car la masse de carburant diminue et la masse dans le collecteur augmente. En effet, la masse de carburant diminue car elle est déterminée à partir du débit d'air. Or lorsque la vanne EGR est ouverte, la pression collecteur augmente donc le débit d'air chute car la différence de pression au niveau du papillon est plus faible. La masse dans le collecteur augmente car la pression collecteur est plus importante. On observe un pic d'EGR à l'ouverture, la pression collecteur est faible donc la différence de

soupapes d'admission et pour de faibles pressions collecteur. A cet instant, la pression dans le cylindre est supérieure à la pression dans le collecteur, si bien que les gaz vont du cylindre vers la tubulure d'admission

pression aux bornes de la vanne est importante. Le débit s'équilibre lorsque la pression collecteur devient stable.

Les concentrations dans le cylindre ont la même allure mais on note l'influence des gaz résiduels car la concentration en CO_2 est plus importante dans le cylindre que dans le collecteur d'admission.

Les concentrations dans les gaz d'échappement ne sont pas altérées par la recirculation. Cela provient du fait que la richesse du mélange est constante. Dans le modèle utilisé pour la simulation, le mélange admis par le papillon d'admission contient du N_2 , du O_2 et du C_xH_Y . Le carburant est supposé être mélangé à l'air à une richesse fixée. La quantité de CO_2 et H_2O formée est fonction de la richesse du mélange car ces espèces proviennent de la combustion du carburant. Si la richesse est constante, les fractions massiques des espèces sont donc constantes. Dans la réalité, le carburant est injecté dans la tubulure d'admission et la richesse du mélange varie. Dans ces conditions les concentrations dans les gaz d'échappement ne sont plus constantes.

1.6.2 Conclusion

Le fonctionnement des moteurs en mélange pauvre avec EGR présente donc l'avantage de limiter les émissions de NO_x tout en assurant un rendement moteur plus élevé que dans le cas du fonctionnement à la stœchiométrie. Le seul inconvénient concerne le post-traitement des NO_x . En effet, le système de catalyse 3 voies impose le fonctionnement du moteur à la stœchiométrie. Il est possible de pallier à ce problème en ajoutant un catalyseur $déNO_x$.

En ce qui concerne le manque de puissance qu'engendre le fonctionnement en mélange pauvre, la solution pourrait consister à augmenter la cylindrée du moteur. Une autre alternative consiste à suralimenter le moteur en le faisant fonctionner en mélange pauvre, en présence d'EGR et ce, sur certaines plages de fonctionnement [8].

Il est donc primordial de connaître les espèces chimiques présentes dans le cylindre afin d'assurer un fonctionnement optimal du moteur en mélange pauvre. Pour cela, il est indispensable de tenir compte de la quantité et de la composition des gaz recirculés par les gaz d'EGR.

La prise en compte des gaz résiduels s'avère également essentielle pour la détermination de la composition des gaz dans le cylindre car ils modifient la concentration du mélange enfermé.

Le principe de formation des NO_x a été traité dans ce chapitre et il en ressort que la diminution des oxydes d'azote passe par un abaissement de la température dans le cylindre.

Les paramètres influant sur le rendement global du moteur ont aussi été abordé et là aussi un abaissement de la température dans le cylindre s'avère favorable. Le rendement global est également augmenté lorsque les pertes par pompage sont minimisées.

La recirculation des gaz d'échappement permet de limiter les émissions de NO_x en abaissant la température des gaz dans le cylindre.

Le fonctionnement en mélange pauvre abaisse la quantité de NO_x rejetée et entraîne une augmentation du rendement global du moteur.

Ces principes vont donc être intégrés au contrôle moteur dans les chapitres suivants. Le fonctionnement en mélange pauvre avec recirculation des gaz d'échappement est détaillé

dans le chapitre 2 à partir d'un modèle destiné à représenter le comportement d'un moteur. Ce modèle est également développé dans ce même chapitre.

Chapitre 2

Modélisation moteur

Afin de s'affranchir d'une partie des essais au banc moteur, un modèle destiné à simuler le fonctionnement d'un moteur a été développé dans un environnement Matlab-Simulink. Il reprend les caractéristiques du moteur utilisé pour effectuer les essais au banc moteur (TAB. C.1).

Le modèle permet de simuler un moteur mono-cylindre à allumage commandé équipé d'un collecteur d'admission ainsi que d'un papillon. Les soupapes d'échappement débouchent à l'atmosphère car la tubulure d'échappement n'est pas prise en compte. Cela vient du fait que le moteur est à aspiration naturelle. On considère la pression d'échappement constante dans le cycle étant donné que la variation de pression est de quelques *mbars*. Le moteur possède également un circuit d'EGR reliant le collecteur d'échappement au collecteur d'admission.

Le modèle est constitué de plusieurs blocs représentant différents organes du moteur. La figure (FIG. 2.1) décrit les blocs utilisés ainsi que leur inter-connexion. On note 4 blocs principaux qui modélisent :

- les débits massiques et enthalpiques
- les volumes
- les échanges aux parois
- la combustion

Le bloc calculant les débits massiques et enthalpiques modélise la perte de charge générée par une restriction de section. On modélise de cette façon la perte de charge générée par différents organes. Ce bloc est utilisé pour modéliser le papillon, les soupapes et la vanne EGR.

Les blocs simulant le collecteur et le cylindre permettent de déterminer les pressions et températures dans ces volumes à partir des énergies entrantes et sortantes.

Les échanges aux parois sont modélisés par un modèle de Annand.

La combustion elle-même est modélisée par une phase de Vibé.

2.1 Description des sous-ensembles

Le modèle est haute fréquence, résolu en temps mais pas en espace. Il permet de simuler différents composés chimiques dans un moteur (O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , C_xH_y).

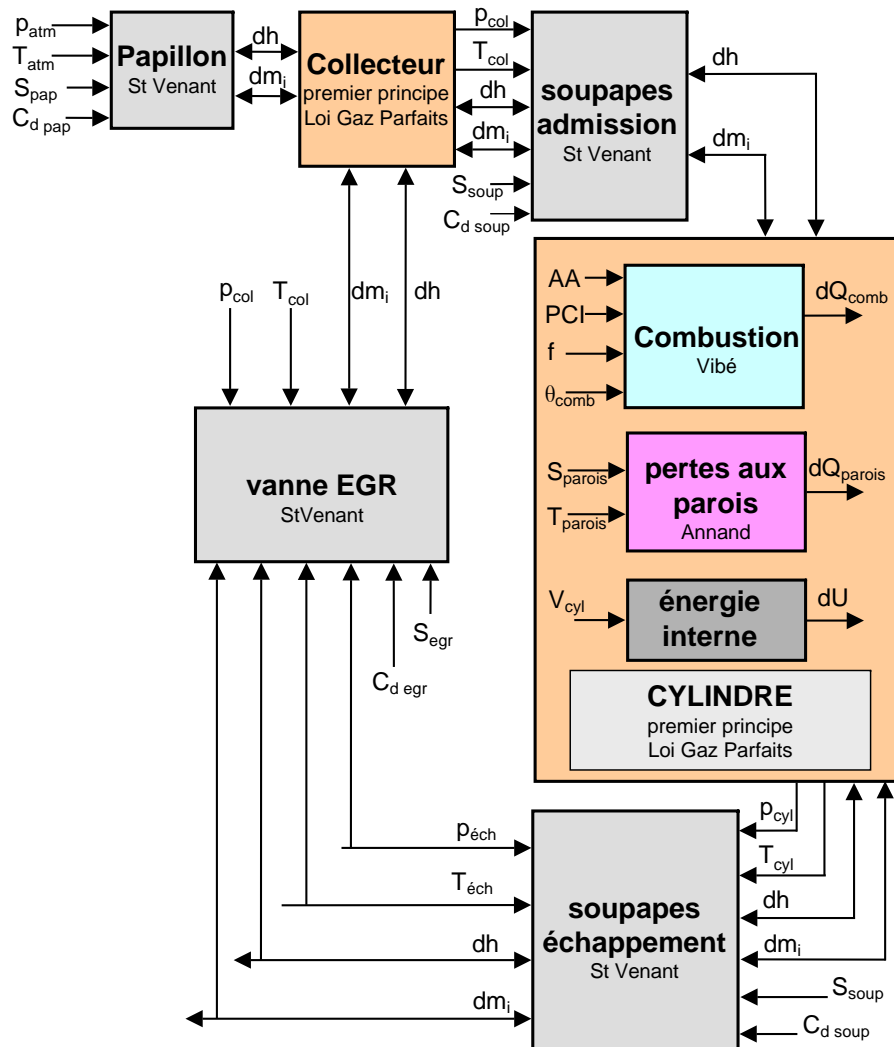


FIG. 2.1: Organigramme modélisation.

On considère que les gaz obéissent à la loi des gaz parfaits, les gaz sont mélangés instantanément et les c_p et c_v sont propres à chaque espèce mais indépendants de la pression et température. Ces lois se justifient par le fait que les pressions et les températures sont faibles.

Le fait de considérer que les gaz se mélangent instantanément et que le collecteur est directement relié aux soupapes d'admission est faux mais comme les back-flows sont faibles, les quantités de gaz qui se mélangent entre le cylindre et le collecteur sont faibles. Il y a 0,6% de CO_2 dans le collecteur d'admission lorsque la vanne EGR est fermée, 2,5% dans le cylindre avant combustion et 14,6% dans les gaz d'échappement pour le cas étudié (FIG. 1.11). Cela correspond à 17,6% de résiduels dans le cylindre et 4,1% de gaz brûlés dans le collecteur. Les hypothèses sont donc valides.

L'inertie des gaz ainsi que l'acoustique des tubulures n'est pas prise en compte dans le modèle. Le fait d'introduire l'énergie cinétique des gaz dans l'équation de la conservation de l'énergie montre simplement que l'énergie cinétique des gaz est faible par rapport à la variation d'énergie due à l'entrée et à la sortie de fluide en masse.

La prise en compte de l'inertie des gaz et les phénomènes vibratoires impose de discrétiser les tubulures or le modèle est de type 0-D. Ces deux phénomènes sont donc négligés.

L'injection de carburant se fait au papillon d'admission. On considère un mélange de gaz constitué de N_2 , O_2 et C_3H_8 qui traverse le papillon. La quantité de C_3H_8 est déterminée en fixant la richesse du mélange.

Afin de déterminer les débits de gaz dans le moteur, il faut modéliser les débits.

2.2 Calcul des débits massiques et enthalpiques

2.2.1 Calcul des débits massiques

Ce bloc permet de calculer un débit massique et enthalpique à partir des conditions de température et de pression 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 (eq. 2.17).

Les hypothèses intervenant dans le calcul sont les suivantes :

- l'écoulement est monodimensionnel, permanent, continu et adiabatique
- le fluide est non pesant et satisfait à la loi des gaz parfaits
- le fluide est non visqueux
- les chaleurs spécifiques sont constantes
- la vitesse des gaz amont est négligeable devant celle de la section de passage des gaz

Le débit massique de gaz s'obtient à partir du principe de conservation de l'énergie totale (eq. 2.1) :

$$dE_c + dE_p + dH = Q + W \quad (2.1)$$

On néglige l'énergie potentielle car le système ne subit pas de variation de hauteur entre l'entrée et la sortie. On considère l'écoulement comme étant adiabatique et ne produisant pas de travail. Dans ce cas, on obtient l'équation (eq. 2.2) qui lie la vitesse des gaz à l'enthalpie des gaz :

$$\frac{U^2}{2} + h = C \quad (2.2)$$

En considérant que la vitesse des gaz amont de la restriction de section est négligeable devant celle au col, on peut écrire (eq. 2.3) :

$$\begin{aligned} U_{amont} &\ll U_{aval} \\ h &= c_p T \end{aligned} \quad (2.3)$$

En combinant les relations (eq. 2.2) et (eq. 2.3), on peut exprimer la vitesse des gaz en aval de la restriction en fonction de l'enthalpie par la relation (eq. 2.4) :

$$\begin{aligned}
 U_{aval} &= \sqrt{2(h_{amont} - h_{aval})} \\
 &= \sqrt{2c_p(T_{amont} - T_{aval})}
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

En considérant que l'écoulement est adiabatique et réversible, on obtient la relation (eq. 2.5) nous donnant une relation entre les températures en amont et en aval de la restriction de section :

$$\frac{T_{aval}}{T_{amont}} = \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}
 \tag{2.5}$$

$$r = c_p - c_v
 \tag{2.6}$$

$$pV = mrT
 \tag{2.7}$$

En utilisant les relations (eq. 2.4), (eq. 2.5), la relation de Mayer (eq. 2.6) et la loi des gaz parfaits (eq. 2.7), la vitesse du fluide en aval est alors donnée par l'équation (eq. 2.8) :

$$U_{aval} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}
 \tag{2.8}$$

Définissons le rapport de pression (eq. 2.9) :

$$R_p = \frac{p_{aval}}{p_{amont}}
 \tag{2.9}$$

Ce rapport est limité par les conditions de col sonique. Le débit est maximum lorsque la vitesse du fluide au col atteint la vitesse du son. Dans ces conditions de col sonique on a (eq. 2.10) :

$$\mathcal{Z} = \frac{U_{aval}}{\sqrt{\gamma r T_{aval}}} = 1
 \tag{2.10}$$

En couplant les équations (eq. 2.10) aux équations (eq. 2.7) ou (eq. 2.8), on obtient la relation (eq. 2.11) :

$$\gamma r T_{aval} = \gamma \frac{p_{aval}}{\rho_{aval}} = \frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \left[1 - (R_p^c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]
 \tag{2.11}$$

Le rapport de pression critique s'obtient par la relation (eq. 2.12) :

$$R_p^c = \frac{2}{\gamma+1} \frac{\gamma}{\gamma-1}
 \tag{2.12}$$

Le débit massique surfacique en régime subsonique et supersonique défini par le produit ρU est donné par la relation (eq. 2.13) :

$$\dot{m} = \frac{p_{atm}}{\sqrt{rT_{amont}}} \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

Etant donné que le modèle est multi-espèces, il convient de distinguer les écoulements positifs et négatifs, en effet, les espèces transportées peuvent être différentes en amont et en aval de la restriction de section. A la soupape d'admission, les gaz situés en amont est un mélange provenant du collecteur alors que le mélange en aval est constitué par les espèces contenues dans le cylindre. De plus, il faut également traiter l'écoulement subsonique et l'écoulement supersonique.

Par conséquent, il est nécessaire de déterminer les caractéristiques moyennes des gaz pour déterminer le débit total puis de tenir compte de la fraction massique de chaque espèce de gaz contenue dans le gaz en mouvement (eq. 2.14).

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{c}_p = \frac{\sum_i m_i c_{p_i}}{\sum_i m_i} \\ \bar{c}_v = \frac{\sum_i m_i c_{v_i}}{\sum_i m_i} \\ \bar{r} = \bar{c}_p - \bar{c}_v \\ \bar{\gamma} = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_v} \end{array} \right. \quad (2.14)$$

La détermination du débit massique pour chaque espèce s'écrit donc à partir des caractéristiques moyennes du mélange. Le débit total est ensuite pondéré par les différentes fractions massiques afin d'obtenir le débit de chaque espèce (eq. 2.15) :

$$\dot{m}_i = \frac{p_{atm} \chi_i}{\sqrt{\bar{r}T_{amont}}} \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{1/\bar{\gamma}} \sqrt{\frac{2\bar{\gamma}}{\bar{\gamma}-1} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} \right]} \\ \bar{\gamma}^{1/2} \left(\frac{2}{\bar{\gamma}+1} \right)^{\frac{(\bar{\gamma}+1)}{2(\bar{\gamma}-1)}} \end{array} \right. \quad (2.15)$$

La relation de Barré de St Venant donne un débit surfacique. Pour déterminer le débit massique, on prend en compte la section de passage des gaz au niveau de la restriction. La loi de passage des gaz pour le papillon est donnée par les relations (eq. 4.23, eq. 4.24 et eq. 4.25). Pour la vanne EGR, la section de passage des gaz est donnée par la relation (eq. 4.35). On introduit un coefficient de débit destiné à prendre en compte les erreurs de modélisation (eq. 2.16) ainsi que les erreurs provenant des hypothèses. Il est

déterminé expérimentalement en comparant le débit expérimental et théorique traversant la restriction de section.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{air_{exp}}}{\dot{m}_{air_{th}}} \quad (2.16)$$

Le débit massique de gaz pour chaque espèce est alors obtenu par la relation (eq. 2.17).

$$\dot{m}_i = \frac{C_d S_{géo} p_{atm} \chi_i}{\sqrt{r} T_{amont}} \begin{cases} \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{1/\bar{\gamma}} \sqrt{\frac{2\bar{\gamma}}{\bar{\gamma}-1} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} \right]} \\ \bar{\gamma}^{1/2} \left(\frac{2}{\bar{\gamma}+1} \right)^{\frac{(\bar{\gamma}+1)}{2(\bar{\gamma}-1)}} \end{cases} \quad (2.17)$$

La figure (FIG. 2.2) montre le débit de gaz estimé par la relation (eq. 2.17).

On remarque les deux régimes d'écoulement. L'écoulement est supersonique pour un rapport de pression inférieur à 0,528 ($\gamma=1,4$) puis subsonique. Pour des rapports de pression supérieurs à 1, le sens de l'écoulement est inversé car la pression aval devient supérieure à la pression amont.

On observe une pente infinie sur la courbe qui détermine le débit massique lorsque le rapport de pression est de 1 (FIG. 2.2). Ceci vient de l'expression (eq. 2.13). Du fait de cette raideur numérique, on utilise des solveurs à pas variable qui réduisent le pas de temps. Ceci engendre un ralentissement du calcul. Dans le cas d'un solveur à pas de temps fixe, une faible variation du rapport de pression entraîne une grande différence de pression. De ce fait, on observe des oscillations sur le débit ou même une divergence de calcul.

Afin de simplifier l'expression (eq. 2.13), il est possible de réaliser une approximation de l'expression du débit massique par la relation (eq. 2.18) [9]. Le changement de régime entre subsonique et supersonique est obtenu pour un rapport de pression de 0,5 ($\gamma=1,4$). On remarque toutefois que la dérivée du débit massique reste infinie pour un rapport de pression de 1.

$$\dot{m} = \frac{p_{atm}}{\sqrt{r} T_{amont}} \begin{cases} \sqrt{\frac{2 p_{aval}}{p_{amont}} \left[1 - \frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right]} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} \end{cases} \quad (2.18)$$

La relation (eq. 2.18) peut se mettre sous la forme (eq. 2.19).

$$\dot{m} = \frac{p_{atm}}{\sqrt{r} T_{amont}} \Psi \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right) \quad (2.19)$$

Afin de palier le problème de dérivée infinie, il est recommandé de faire l'hypothèse d'un écoulement laminaire pour un rapport de pression de l'ordre de 1. Pour cela, il faut définir un rapport de pression "seuil" $R_{p_{se}}$ où s'effectue la transition entre l'expression du débit massique (eq. 2.13) et l'écoulement laminaire. L'expression du débit massique surfacique est défini par la relation (eq. 2.20) [9] [10].

$$\begin{aligned}\Psi(R_p) &= C_1 (R_p - 1)^3 + C_2 (R_p - 1) \\ C_1 &= \frac{\Psi'_{se}(R_{p_{se}} - 1) - \Psi_{se}}{2(R_{p_{se}} - 1)^3} \\ C_2 &= \Psi'_{se} - 3C_1(R_{p_{se}} - 1)^2\end{aligned}\quad (2.20)$$

La figure (FIG. 2.2) représente la fonction débit massique surfacique adimensionné pour trois valeurs de seuils. La valeur du débit est lissée au delà du seuil. Les seuils sont volontairement exagérés afin de montrer l'influence du lissage sur le débit et la dérivée du débit.

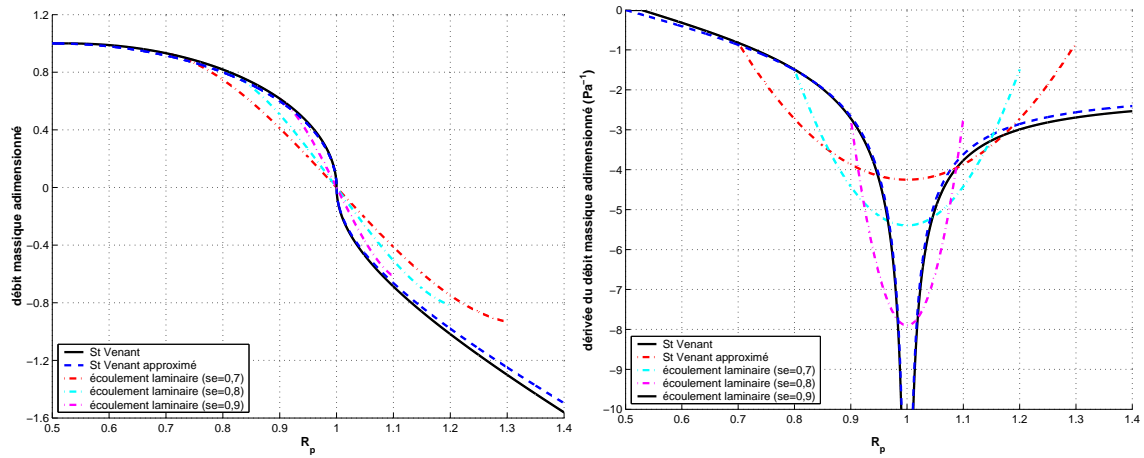


FIG. 2.2: Débit massique adimensionné. Dérivée du débit massique

Les débits massiques sont estimés, il faut maintenant modéliser les températures dans les différents blocs à partir de l'enthalpie.

2.2.2 Calcul des débits enthalpiques

La détermination du débit enthalpique des gaz permet de calculer la température dans les volumes (cf. §2.3.1). En effet, la température est déterminée à partir du premier principe de la thermodynamique (eq. 2.27). Il est donc indispensable de calculer les énergies entrantes et sortantes des blocs. Pour cela, on exprime la dérivée de l'enthalpie (eq. 2.21) :

$$\dot{h} = c_p T \dot{m} + m \dot{c}_p T + m c_p \dot{T} \quad (2.21)$$

On considère les chaleurs massiques indépendantes de la pression et de la température. La variation de température est négligée mais le débit enthalpique est calculé à partir de la température instantanée. Le débit enthalpique s'exprime alors par la relation (eq. 2.22). En cas d'inversion de l'écoulement, l'amont devient l'aval et inversement.

$$\dot{h} = c_p T_{amont} \dot{m} \quad (2.22)$$

Afin de calculer l'enthalpie à partir des différentes espèces, il faut tenir compte des valeurs moyennes. L'enthalpie s'écrit alors (eq. 2.23) :

$$\dot{h} = T_{amont} \sum_i c_{p_i} \dot{m}_i \quad (2.23)$$

Les débits massiques et l'enthalpie des gaz sont modélisés, il faut maintenant modéliser les réceptacles dans lesquels ils vont déboucher. Une fois que les gaz ont dépassé le papillon d'admission, le premier volume atteint par les gaz est le collecteur. Il faut donc le modéliser.

2.3 Élément volume

2.3.1 Collecteur

détermination de la pression

Le collecteur est supposé être un organe indéformable, le volume est donc constant. Le calcul de la pression est fait en utilisant la relation des gaz parfaits (eq. 2.24) avec un volume de collecteur fixé. Chaque espèce chimique possède ses propres caractéristiques thermodynamiques. La constante des gaz parfaits moyenne est calculée à partir de la relation de Mayer (eq. 2.6).

$$p = \frac{\sum_i m_i \bar{r} T}{V} \quad (2.24)$$

détermination de la température

La température est calculée à partir d'un bilan énergétique. Lorsque le système est ouvert, l'énergie totale s'exprime par la relation (eq. 2.25).

$$d\mathbb{E}_c + d\mathbb{E}_p + d\mathbb{H} = Q + W \quad (2.25)$$

Dans le cas des transformations infiniment petites, l'équation (eq. 2.25) peut s'écrire sous forme différentielle. Le bilan énergétique dans un système ouvert s'exprime alors par la relation (eq. 2.26) :

$$d\mathbb{E}_c + d\mathbb{E}_p + d\mathbb{U} = \delta Q + \delta W + \sum_i h_i dm_i \quad (2.26)$$

En négligeant les variations d'énergies cinétique et potentielle, en considérant le collecteur comme adiabatique et en introduisant le fait que le travail des forces extérieures est nul, la variation de température s'exprime par la relation (eq. 2.27)

$$dT = \frac{\sum_i h_i dm_i - \bar{c}_v T \sum_i dm_i}{\sum_i m_i \bar{c}_v} \quad (2.27)$$

La température s'obtient en intégrant l'expression (eq. 2.27).

Le collecteur est modélisé, les gaz pénètrent ensuite dans le cylindre. Il est modélisé comme un collecteur dont le volume varie au cours du temps.

2.3.2 Élément à volume variable

A la différence du collecteur, le cylindre est un élément dont le volume varie au cours du temps. Le travail des forces extérieures n'est donc pas nul. De plus, le cylindre n'est pas adiabatique, le calcul de la température s'effectue toujours à partir du principe de conservation de l'énergie (eq. 2.26) mais cette fois ci, seules les variations d'énergies cinétiques et potentielles sont négligées. Les pertes de chaleur à travers les parois ainsi que le terme de production de chaleur dû à la combustion sont pris en compte. La température s'exprime alors par la relation (eq. 2.28).

$$dT = \frac{\delta Q_{parois} + \delta Q_{comb} + \delta W + \sum_i h_i dm_i - \bar{c}_v T \sum_i dm_i}{\sum_i m_i \bar{c}_v} \quad (2.28)$$

Le travail des forces extérieures s'exprime par la relation (eq. 2.29).

$$\delta W = p_{cyl} dV_{cyl} \quad (2.29)$$

Les échanges de chaleurs aux parois ainsi que la combustion sont pris en compte à l'aide de modèles car les moteurs ne sont pas adiabatiques et le carburant libère de l'énergie.

2.4 Echanges aux parois

Les échanges de chaleur aux parois étant un phénomène compliqué dépendant de nombreux paramètres tels que le matériaux constituant le cylindre, l'épaisseur des parois, la turbulence dans le cylindre, il est nécessaire d'utiliser un modèle d'échange de chaleur aux parois. Le modèle choisi est le modèle de Annand (eq. 2.30) [11] [12] basé sur les écoulements turbulents stationnaires. Les échanges de chaleur entre les gaz (gaz frais et gaz de combustion) et les parois sont composés d'un terme convectif et d'un terme radiatif¹.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{parois} &= C_1 \frac{\lambda}{A} Re^b S_{parois} (\alpha) (T - T_{parois}) + C_2 (T^4 - T_{parois}^4) \\ b &= 0,7 \\ C_2 &= 0,576 \sigma \end{aligned} \quad (2.30)$$

¹ $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}^4$

avec

$$Re = \frac{\bar{U}_p D_h}{\nu} \quad (2.31)$$

Le calcul du nombre de Reynolds fait intervenir la viscosité cinématique. La figure (FIG. 2.3) montre l'évolution de la viscosité cinématique en fonction de la pression et de la température [13]. Les valeurs ont été interpolées en pression suivant une fonction en $1/p$ et en température suivant la loi de Sutherland en $T^{3/2}$. Les pertes aux parois sont donc fonction de la température mais aussi de la pression car le coefficient de convection varie en fonction de la viscosité dynamique et de la masse volumique.

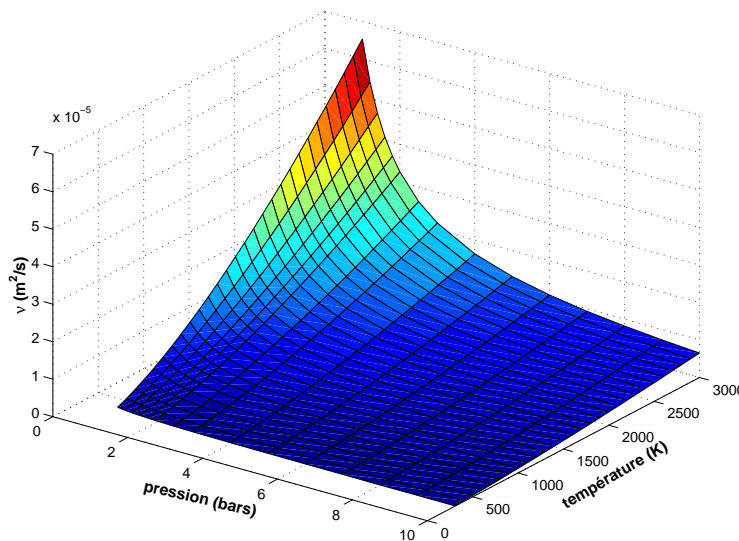


FIG. 2.3: Effet de la pression et de la température sur la viscosité cinématique des gaz.

Il est nécessaire de connaître la température des parois afin de déterminer les pertes aux parois. Bien que la température des parois ne soit pas uniforme, la littérature montre qu'il est possible de faire l'hypothèse d'une température moyenne constante [14] [5] durant le cycle pour le calcul des pertes aux parois. En effet, les inerties et les épaisseurs des parois de chambres filtrent les amplitudes de flux thermiques. Il n'est généralement plus perçu de fluctuation de température au delà de 0,1 mm à 0,5 mm de la séparation gaz/parois [14] [15]. Il faut noter qu'il est difficile de déterminer la température moyenne des parois. Il est toutefois possible d'effectuer la mesure en implantant des thermocouples [16] [17].

Plusieurs études ont été menées et il en ressort que la température du liquide de refroidissement est un bon indicateur de la température des parois [18]. A partir de ces données, il existe des modèles plus complets permettant d'estimer la température moyenne de la parois décrit plus en détail dans [19]. Il s'agit d'un modèle développé par Fischer [20] prenant en compte le régime, la charge et la température du liquide de refroidissement (eq. 2.32²).

$$T_{parois} = T_{liq} + (0,01575 - 0,00013 T_{liq}) N + 4,6 PME \quad (2.32)$$

²La température des parois et du liquide de refroidissement est en °C, le régime est en *tr/min* et la *PME* en *bars*

La figure (FIG. 2.4) représente l'évolution de la température des parois pour une température de liquide de refroidissement de 85°C . A iso-régime, la température augmente avec la charge, ceci correspond à l'étude développée par [14]. Dans le cas où l'on est à iso-*PME*, la température augmente cette fois ci avec le régime.

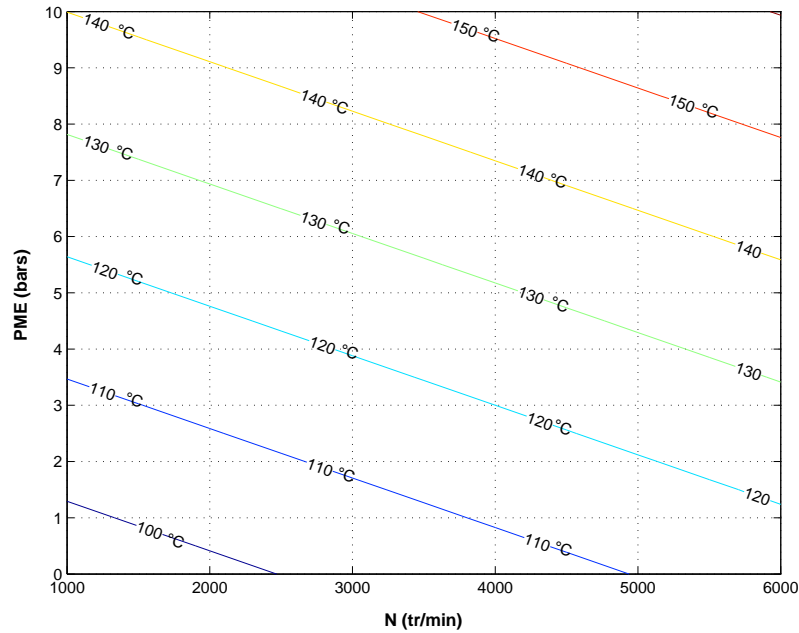


FIG. 2.4: Estimation de la température des parois d'après le modèle [19]. $T_{liq} = 85^{\circ}\text{C}$

Les pertes aux parois sont donc prises en compte et il faut également modéliser la phase de combustion.

2.5 Modèle de combustion

La combustion est modélisée à l'aide d'une phase de Vibé (eq. 2.33) [21]. L'énergie apportée est fonction de la quantité de carburant brûlé.

$$\frac{dQ_{comb}}{d\alpha} = 6,908 \frac{Q_{comb}}{\theta_{comb}} (f + 1) \left(\frac{\alpha}{\theta_{comb}} \right)^f e^{-6,908 \left(\frac{\alpha}{\theta_{comb}} \right)^{f+1}} \quad (2.33)$$

La figure (FIG. 2.5) représente la fraction brûlée pour différents facteurs de formes ainsi que la loi de combustion pour le modèle de Vibé.

L'énergie totale apportée par la combustion est donnée par la relation (eq. 2.34)

$$Q_{comb} = m_{carb} PCI \eta_{comb} \quad (2.34)$$

Il faut néanmoins veiller à saturer la quantité de chaleur libérée par la combustion car l'énergie libérée par la combustion est donnée par la relation (eq. 2.34). Dans le cas d'un mélange à une richesse supérieur à 1 la relation (eq. 2.34) ne s'applique plus pour deux raisons :

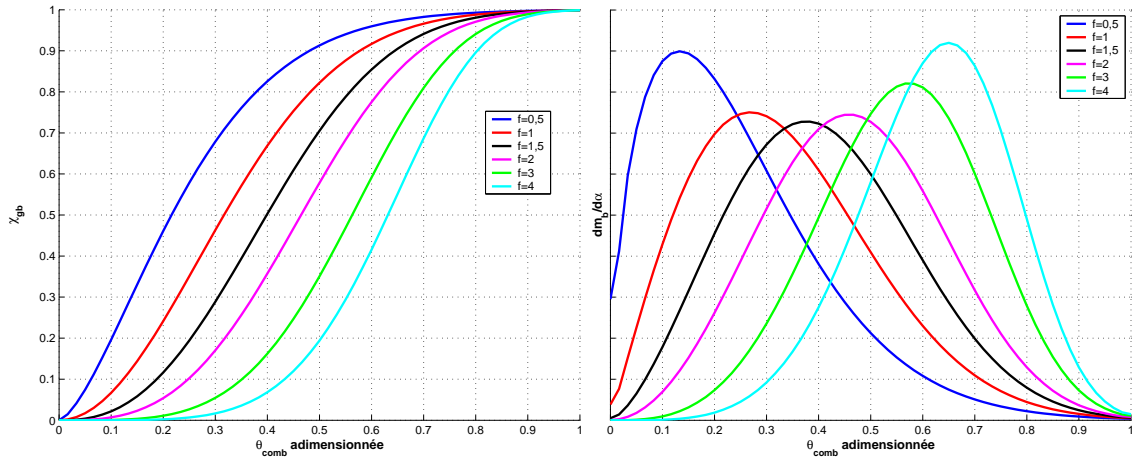


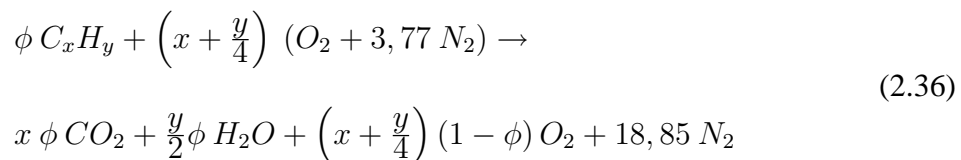
FIG. 2.5: Estimation de la fraction massique brûlée et la loi de combustion d'après la loi de Vibé. $\theta_{comb} = 60^\circ V$

- Pour des mélanges à des richesses supérieures à 1, l'énergie libérée lors de la réaction ne peut pas excéder celle produite par la combustion d'un mélange à la stœchiométrie.
- Le calcul du dégagement de chaleur (eq. 2.33) est fonction de la masse de carburant (eq. 2.34) donc si le mélange est riche, le dégagement de chaleur est supérieur à celui obtenu à la stœchiométrie.

Etant donné que le modèle est multi-espèces, les produits de combustion sont déterminés à partir d'une équation de combustion ainsi que du modèle de combustion. On considère que l'énergie apportée par la combustion entraîne une diminution de la masse de carburant ainsi que la création de CO_2 et H_2O . En dérivant l'expression (eq. 2.34), on obtient la variation de masse de carburant (eq. 2.35).

$$dm_{carb} = \frac{Q_{comb}}{PCI} \quad (2.35)$$

A partir de l'équation de combustion (eq. 2.36), il est alors possible de déterminer la quantité de produits de combustion produite au cours de la combustion (eq. 2.37).



On peut établir l'évolution de la masse de chaque espèce de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
dm_{CO_2} &= dm_{carb} x \frac{\mathcal{M}_{CO_2}}{\mathcal{M}_{C_xH_y}} \\
dm_{H_2O} &= dm_{carb} \frac{y}{2} \frac{\mathcal{M}_{CO_2}}{\mathcal{M}_{C_xH_y}} \\
dm_{O_2} &= -dm_{carb} \left(x + \frac{y}{4}\right) \frac{\mathcal{M}_{CO_2}}{\mathcal{M}_{C_xH_y}} \\
dm_{N_2} &= 0 \\
dm_{carb} &= \frac{Q_{comb}}{PCT}
\end{aligned} \tag{2.37}$$

La combustion s'arrête lorsque tout le dioxygène est consommé ou si le carburant est en défaut.

Le moteur est maintenant modélisé, il faut vérifier le comportement aux variables telles que l'avance à l'allumage AA , la richesse ϕ ainsi que d'autres paramètres qui sont dépendant des conditions de fonctionnement telles que la durée de combustion et la température des parois. Il est également intéressant de regarder le comportement du modèle lorsque l'épure de distribution change. Ainsi, le modèle peut simuler un moteur possédant des VVT (*Variable Valve Timing*). L'influence de la taille du collecteur est intéressante car elle modifie la pression instantanée et donc le débit moyen. L'hypothèse du coefficient de convection constant et le fait de négliger l'inertie et l'acoustique des gaz sont également étudiés.

2.6 Résultats

Les résultats suivants sont destinés à montrer la validité du modèle mais ne sont pas recalés sur un moteur. En effet, la simulation sert uniquement à créer des données d'entrées destinées à alimenter d'autres modèles. Seul l'aspect qualitatif importe. Les caractéristiques du moteur simulé sont données dans le tableau (TAB. 2.1).

Régime	2000 <i>tr/min</i>	Pression collecteur	860 <i>mbars</i>
Volume collecteur	5 <i>L</i>	Richesse	1
Rapport volumétrique	9,8	Température parois	400 <i>K</i>
Avance à l'allumage	30 ° <i>V</i>	Durée de combustion	80 ° <i>V</i>
Facteur de forme	2	AOA/RFA-AOE/RFE	15°/20°35°/20°

TAB. 2.1: Données géométriques du moteur simulé.

Les angles de l'épure de distribution sont faibles car le modèle ne prend pas en compte le phénomène d'inertie des gaz. L'établissement des débits est donc instantané. La diminution de la durée d'ouvertures des soupapes permet de réduire les back-flows et de se rapprocher des valeurs obtenues avec un modèle 1-D (FIG. 3.36).

2.6.1 Variation de l'avance à l'allumage

On remarque que lorsque on applique une avance à l'allumage de $0^\circ V$, cela correspond à un fonctionnement en sous avance. La combustion débute tardivement et la pression reste faible (FIG. 2.6). Cela se traduit par un faible travail moteur. En augmentant l'avance à l'allumage, la pression maximale augmente et $\alpha_{p_{max}}$ se rapproche du PMH.

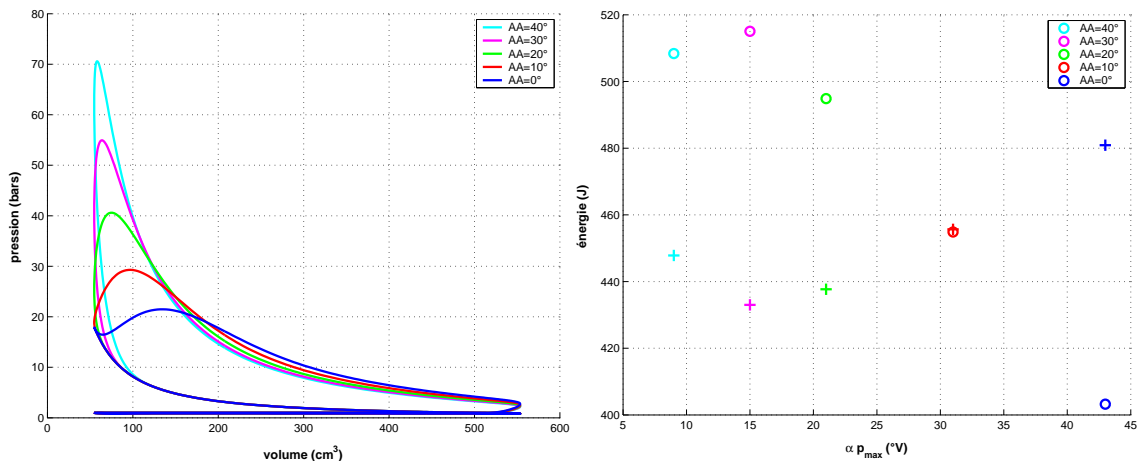


FIG. 2.6: Diagramme PV pour différentes avances à l'allumage. Parabole d'avance à l'allumage. Le travail est représenté par les o et les pertes aux parois par les +.

La valeur maximale de la pression ne suffit pas pour avoir un travail moteur maximal, $\alpha_{p_{max}}$ est important car le travail est fonction du volume du cylindre. Sur la figure (FIG. 2.6), on remarque que le travail indiqué du cycle augmente avec l'avance à l'allumage suivant une parabole. Le travail maximal recueilli est obtenu pour un $\alpha_{p_{max}}$ de $9^\circ V$. On considère généralement que $\alpha_{p_{max}}$ doit être de l'ordre de 5 à $15^\circ V$ pour obtenir un travail moteur optimal.

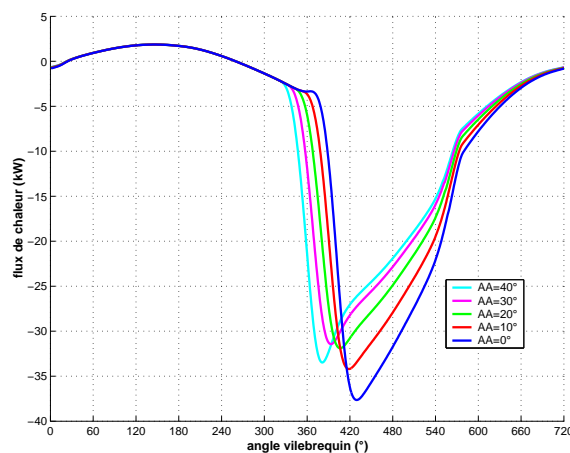


FIG. 2.7: Evolution de la puissance cédée aux parois pour différentes valeurs d'avance à l'allumage.

Les pertes aux parois restent identiques durant la phase de compression car la température des gaz est quasi-identique avant la combustion (FIG. 2.7). Les pertes maximales

sont atteintes pour une avance de $0^\circ V$ et non pas dans le cas où la pression est maximale. Cela vient du fait que le terme $S_{\text{parois}} \cdot \Delta T$ est plus important. En effet, le coefficient de convection est choisi comme constant dans le modèle de Annand (eq. 2.30), de même que la viscosité du mélange. La zone où les pertes sont positives représente la période durant laquelle les parois réchauffent les gaz.

La quantité d'énergie perdue dans les parois est minimale pour une AA de $30^\circ V$ alors qu'elle est la plus élevée dans le cas où l'on applique une AA de $0^\circ V$ (FIG. 2.7). Cela correspond avec le fait que l'on récupère plus de travail moteur pour une AA de $30^\circ V$.

La variation d'avance à l'allumage se traduit bien par une modification des performances du moteur virtuel et ce dans les mêmes tendances que pour un moteur réel.

2.6.2 Variation de la richesse

La richesse du mélange donne une image de la quantité d'énergie disponible dans les gaz. Il est donc normal que le travail moteur augmente avec la richesse, pour des valeurs comprises entre 0,6 et 1. Les simulations présentées ont été réalisées en supposant que le carburant est à l'état de gaz (C_3H_8). Pour un mélange riche, la chaleur latente de vaporisation n'intervient donc pas. Le remplissage du moteur n'est donc pas influencé par ce changement d'état qui apparaît avec des carburants liquides.

De plus, dans le cas où le moteur fonctionne en mélange riche, la quantité de O_2 disponible pour la combustion est inférieure à celle que l'on aurait avec un mélange à la stœchiométrie car on a davantage de carburant. La quantité de chaleur libérée est inférieure et cela se traduit par une pression dans le cylindre qui est plus faible que pour un mélange à richesse 1.

Etant donné que la richesse joue un rôle sur la pression et la température une fois l'allumage réalisé, l'élévation de température entraînée par le dégagement de chaleur va modifier les pertes aux parois (FIG. 2.8). Les pertes augmentent avec la richesse et ce jusqu'à la stœchiométrie.

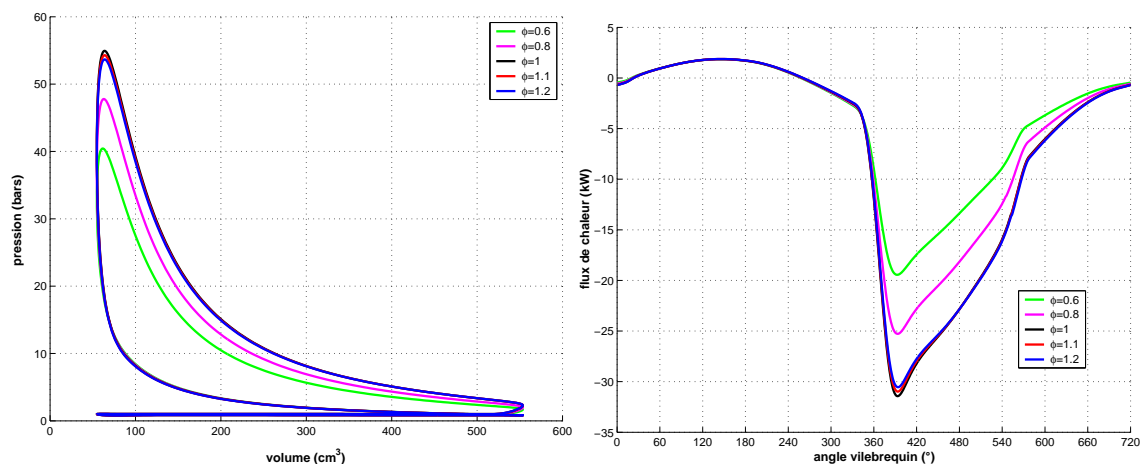


FIG. 2.8: Diagramme PV pour différentes richesses.

Lorsque l'on est en présence d'un mélange riche, les pertes diminuent car la température est plus faible. En effet, on a la même masse de gaz dans le cylindre mais une pression plus faible. Les pertes sont donc inférieures.

Le débit de gaz à l'admission n'est pas modifié par la richesse du mélange car la modification de la composition ne change pas les caractéristiques du mélange dans de grandes proportions. La constante des gaz parfaits ainsi que le coefficient isentropique ne sont que peu modifiés. Sachant que le débit de gaz instantané est déterminé à partir de la relation de Barré de St Venant, il est normal que les débits soient identiques (FIG. 2.9).

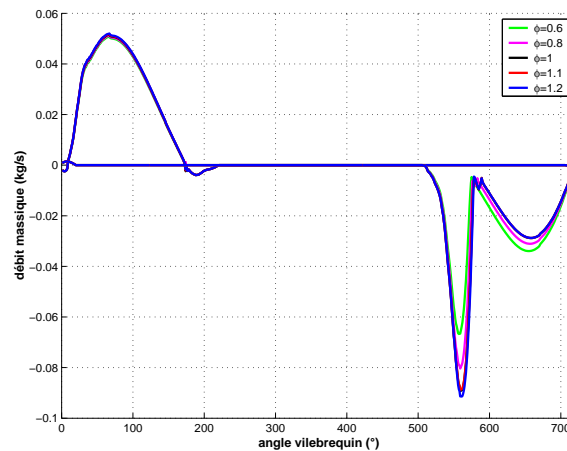


FIG. 2.9: Débit massique pour différentes richesses.

En ce qui concerne l'échappement, le débit de gaz est déterminé de la même manière que pour l'admission mais certains paramètres changent. La pression cylindre est supérieure jusqu'à $575^\circ V$, ensuite toutes les pressions cylindres sont identiques. La température, elle, est fonction de la richesse, plus le mélange est pauvre et plus la température est faible. Le débit massique lui est proportionnel à la pression et inversement proportionnel à la température (eq. 2.17). La contribution des deux paramètres donne un débit plus important dans une première phase de transvasement, puis dans la phase où la pression cylindre est identique quelque soit la richesse, le débit est inférieur (FIG. 2.9) car la température des gaz dans le cylindre est plus importante pour un mélange riche.

2.6.3 Variation de la durée de combustion

L'avance à l'allumage est fixée à $30^\circ V$. Différentes durées de combustion ont été simulées afin de voir leur influence sur les performances du moteur. La durée de combustion modifie la forme du dégagement de chaleur (FIG. 2.10) mais la quantité d'énergie libérée par la combustion reste identique. Une combustion rapide entraîne un taux de dégagement de chaleur plus important, ce qui est vérifié.

L'apport de chaleur dû à la combustion influence la pression cylindre ainsi que la pression maximale. La pression cylindre augmente car on se rapproche des conditions d'une combustion isochore (FIG. 2.10) lorsque la durée de combustion diminue.

Le travail fourni par le moteur lui, ne suit pas la même loi. En représentant le travail moteur en fonction de l'angle de pression maximale, on voit que le travail suit une forme de parabole et le travail maximal est obtenu pour une valeur de $\alpha_{p_{max}}$ de l'ordre de $12^\circ V$ (FIG. 2.11).

Dans le cas où l'on a une AA de $30^\circ V$, une combustion lente, ou trop rapide, entraîne un faible flux de chaleur à travers les parois (FIG. 2.11). Toutefois, la quantité d'énergie

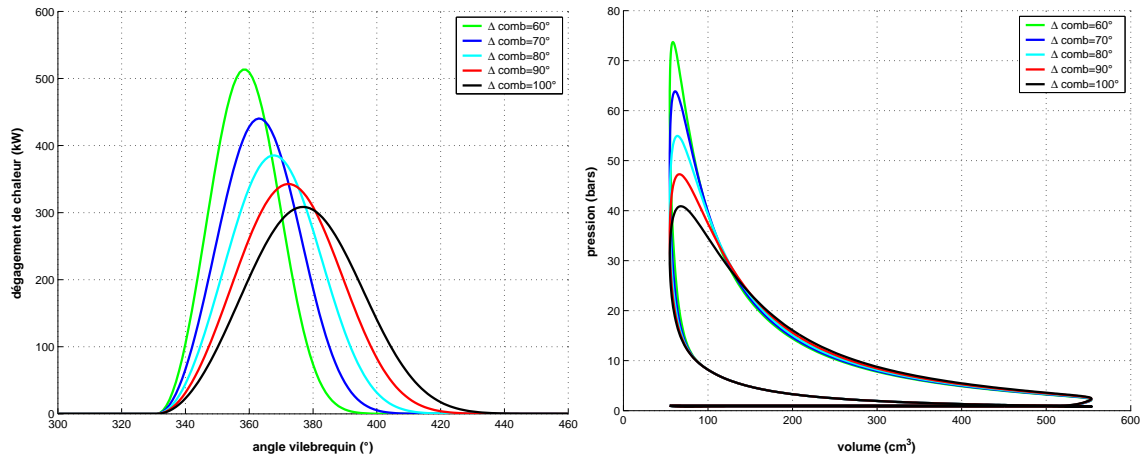


FIG. 2.10: Dégagement de chaleur pour différentes durées de combustion. Diagramme PV pour différentes durées de combustion.

cédée aux parois est supérieure (FIG. 2.11). La modification du dégagement de chaleur modifie la valeur de $\alpha_{p_{max}}$.

Une combustion rapide implique une augmentation du rendement. On devrait donc observer un travail maximal pour une durée de combustion de $40^\circ V$. Ce n'est pas le cas car l' AA n'est pas appropriée.

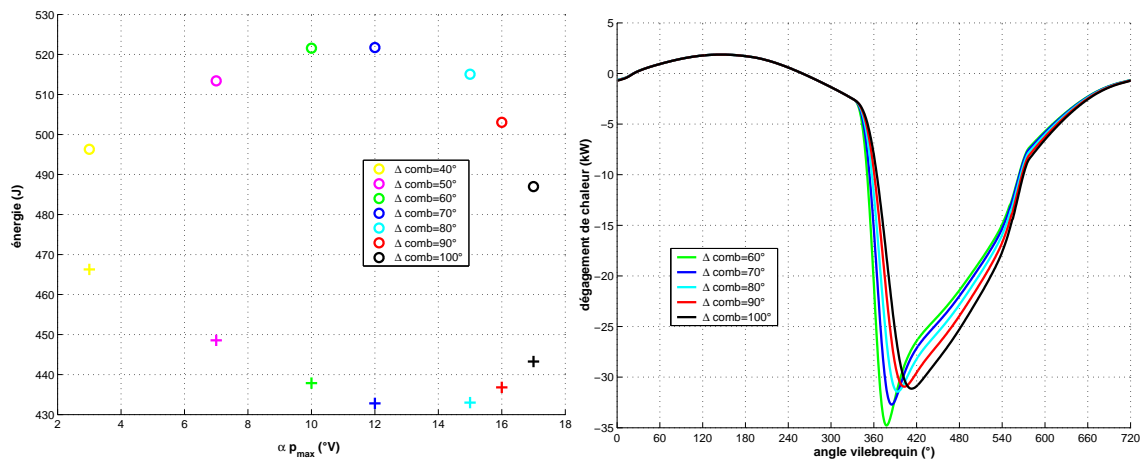


FIG. 2.11: Travail indiqué pour différentes durées de combustion.

La figure (FIG. 2.12) représente le travail d'un cycle moteur en fonction de la durée de combustion à AA_{opti} . Le fait d'avoir une combustion plus rapide permet d'obtenir un travail plus important car on se rapproche d'un cycle idéal.

Etant donné que le travail maximal est réalisé pour un angle $\alpha_{p_{max}}$ de l'ordre de $10^\circ V$, la durée de la combustion Δ_{comb} influe donc sur la valeur de AA_{opti} . Plus la combustion est lente et plus l' AA croît. L' AA_{opti} croît décroît linéairement avec la durée de la combustion.

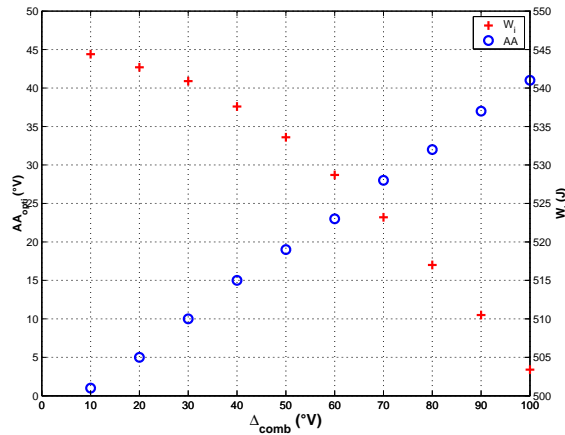


FIG. 2.12: Avance à l'allumage optimale et travail indiqué associé en fonction de la durée de combustion.

2.6.4 Variation de la température des parois

Dans le modèle développé, la température moyenne des parois au cours du cycle est paramétrée (cf. §2.4). La température des parois modifie les échanges de chaleur entre les gaz contenus dans le cylindre et les parois des cylindres. Une température de parois élevée entraîne une diminution de la masse de mélange admise. Les gaz admis sont réchauffés par les parois, la pression dans le cylindre augmente et le débit massique de gaz diminue.

Durant la phase de compression, plus la température des parois est élevée et plus la pression dans le cylindre l'est également. Cela ne se vérifie plus quelques degrés après l'allumage car la masse de mélange admise est supérieure dans le cas où les parois sont froides.

Le dégagement de chaleur est donc plus important et la pression maximale dans le cycle est plus élevée. Même si l'on perd plus d'énergie dans les parois, la pression est supérieure. Le gain apporté par la masse de carburant supplémentaire est plus important que les pertes dans les parois (FIG. 2.13).

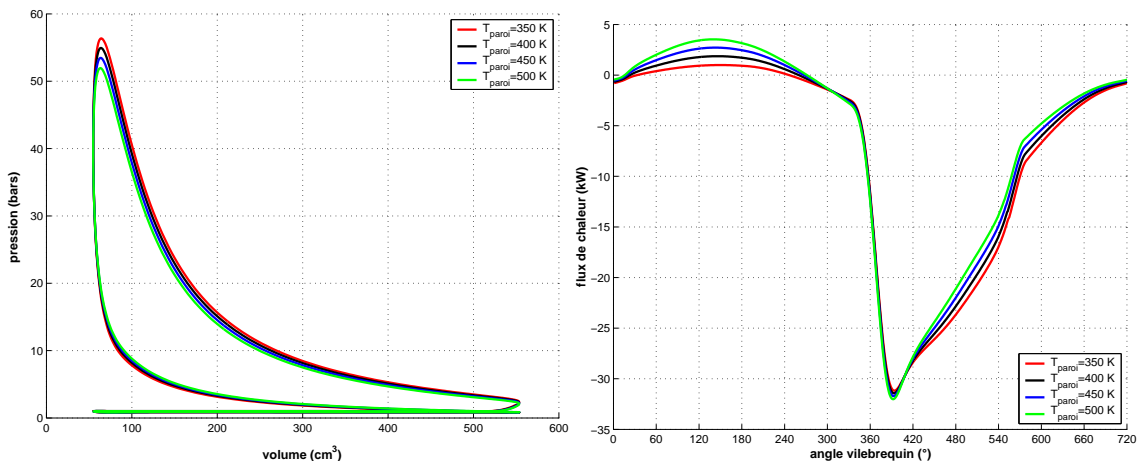


FIG. 2.13: Diagramme PV pour différentes températures de parois.

Plus les parois sont chaudes et plus le flux de chaleur réchauffe les gaz dans le cylindre. De plus, l'inversion du flux de chaleur se fait plus tardivement lorsque les parois sont chaudes. Les gaz sont réchauffés plus longtemps (FIG. 2.13).

2.6.5 Variation de l'épure de distribution

Le modèle développé ne prend pas en compte les phénomènes d'inertie ni l'acoustique des tubulures. Le calcul des débits de gaz instantanés s'en trouve modifié. Une comparaison des débits instantanés en tenant compte ou non de l'acoustique est détaillée dans le paragraphe §2.6.8.

PMI (bars)	10,17	10,35	10,30	10,06	9,63	8,99
PMI_{hp} (bars)	10,36	10,52	10,46	10,20	9,76	9,11
PMI_{bp} (bars)	-0,19	-0,17	-0,16	-0,14	-0,13	-0,12
\dot{m}_{adm} (g/min)	431	437	433	423	405	381
AOA/RFA ($^{\circ}V$)	-5/20	5/30	15/40	25/50	35/60	45/70
AOE/RFE ($^{\circ}V$)	-15/0	-5/10	5/20	15/30	25/40	35/50

TAB. 2.2: Influence de l'épure de distribution sur les pertes par pompage et le débit de gaz admis.

L'épure de distribution conditionne le remplissage du moteur. En fonction des instants d'ouverture et de fermeture des soupapes, le débit de gaz instantané à la soupape varie car les pressions à la soupape et dans le cylindre varient. La quantité de mélange introduite dans le cylindre est donc fonction de l'épure (TAB. 2.2).

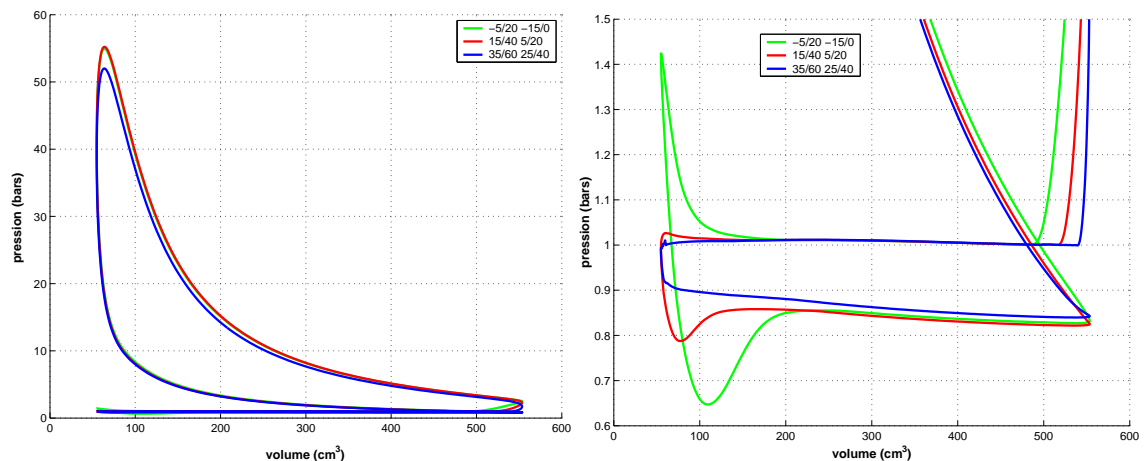


FIG. 2.14: Diagramme PV pour différentes épures de distribution.

En augmentant la masse de mélange admis, la quantité d'énergie disponible est plus importante mais cela ne correspond pas forcément avec un travail moteur supérieur (TAB.

2.2). On remarque que la PMI_{hp} est maximale pour une quantité de gaz admise maximale. Cela correspond à l'épure de distribution de 5/30 – 5/10. Le remplissage du moteur donne une image de la boucle haute pression à iso-paramètres.

La forme de la boucle basse pression est modifiée (FIG. 2.14) par l'épure de distribution. Le travail de pompage est donc affecté et les pertes minimales ne correspondent pas à un remplissage maximal. La boucle basse pression est minimale lorsque les soupapes d'admission sont ouvertes le plus longtemps possible avec une section de passage maximale.

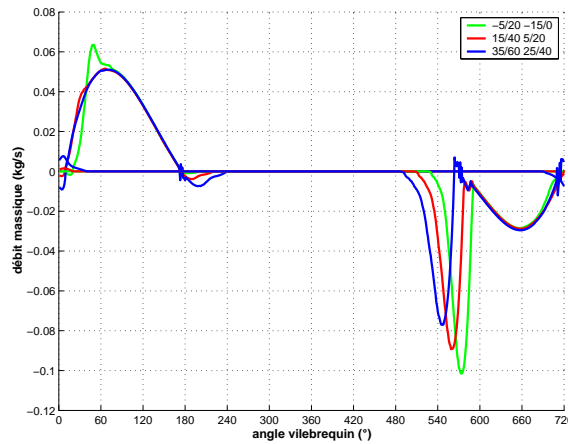


FIG. 2.15: Débit massique pour différentes épures de distribution.

La durée d'ouverture des soupapes d'admission conditionne la boucle basse pression du cycle mais également le remplissage du moteur. A l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission, lorsque la pression dans le cylindre devient plus importante que la pression dans la chapelle d'admission, l'écoulement des gaz s'inverse et on a du back-flow. Plus les angles d'ouverture et de fermeture sont grands, plus on observe de back-flow (FIG. 2.15).

2.6.6 Variation du volume du collecteur

La variation du volume du collecteur modifie la pression dans celui-ci. Lors du transvasement des gaz dans le cylindre, la pression chute d'autant plus rapidement que le volume du collecteur est faible. Ceci se vérifie sur la figure (FIG. 2.16). La pression collecteur étant différente, on observe une modification du débit de gaz admis instantané (FIG. 2.16). La différence de débit s'observe à partir de $240^\circ V$. Cela s'explique par le fait que le rapport de pression entre la pression collecteur et la pression cylindre est identique de $165^\circ V$ à $240^\circ V$. Ensuite le débit augmente avec le volume du collecteur.

On observe donc que pour un faible volume de collecteur, on a un débit de gaz admis qui est plus faible pour une pression moyenne plus élevée. Le calcul du débit est déterminé à partir de la relation (eq. 2.13). Pour une même section débitante, le débit peut s'exprimer sous la forme (eq. 2.38) :

$$dm \propto R_p^{1/\gamma} \sqrt{1 - R_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.38)$$

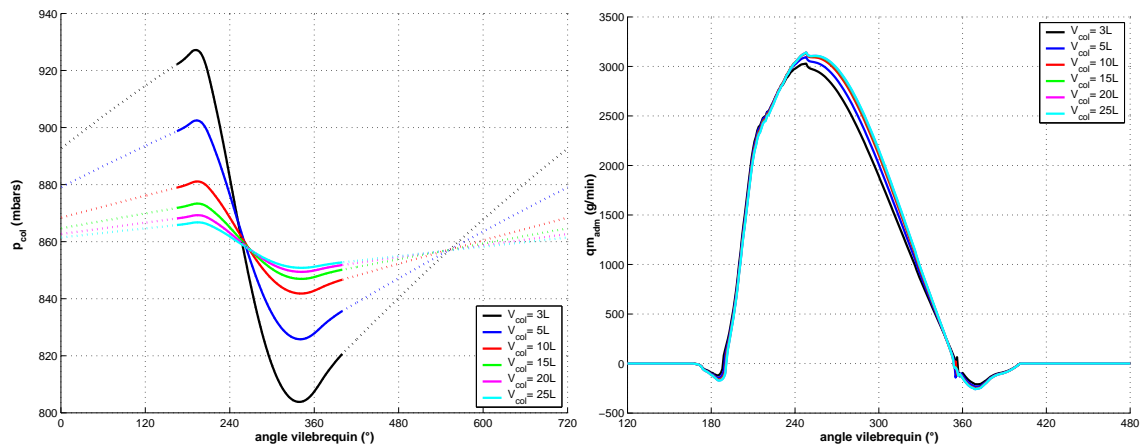


FIG. 2.16: Pression collecteur pour différents volumes à iso-ouverture papillon. Effet du volume du collecteur sur le débit de gaz admis.

En supposant que la pression moyenne est de 860 mbars (soit $R_p=0,86$), on obtient un débit de $\dot{m}_{adm}(0,86)=11064 \text{ g/min/m}^2$ (pour $\gamma=1,4$) contre 11021 g/min/m^2 si l'on considère que l'on a une pression de $872,5 \text{ mbars}$ durant $3/4$ du cycle et $822,5 \text{ mbars}$ durant $1/4$ du cycle (FIG. 2.17). Dans les deux cas on obtient une pression moyenne de 860 mbars mais les débits sont différents.

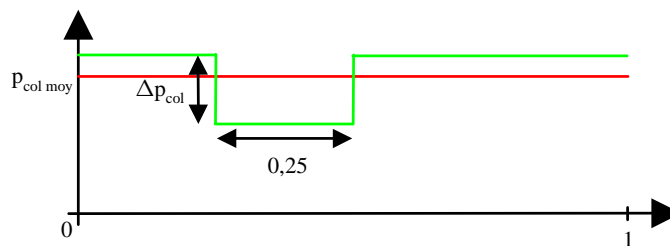


FIG. 2.17: Détermination du débit moyen à iso pression collecteur.

En faisant le calcul avec une pression de 885 mbars durant les $3/4$ du temps et 785 mbars durant le $1/4$ du cycle, on a une pression moyenne qui est toujours de 860 mbars mais on a alors un débit moyen de 10900 g/min/m^2 . L'évolution de la pression durant le cycle est donc primordiale pour le calcul du débit moyen (TAB. 2.3).

$V_{col} (L)$	3	5	10	15	20	25
$p_{col} (mbars)$	868	865	861	860	859	859
$\dot{m}_{adm} (g/min)$	422,6	432,7	440,0	442,0	442,7	442,9

TAB. 2.3: Pression collecteur moyenne et débit d'admission pour différents volumes collecteurs.

La figure (FIG. 2.18) met en évidence l'effet de la pression collecteur instantané sur la

détermination du débit de gaz admis. Pour une même pression collecteur moyenne, plus la pression collecteur fluctue et plus le débit de gaz diminue. Cela correspond à la figure (FIG. 2.16), lorsque le volume du collecteur diminue, la pression fluctue d'avantage et on observe une chute sur le débit de gaz (TAB. 2.3).

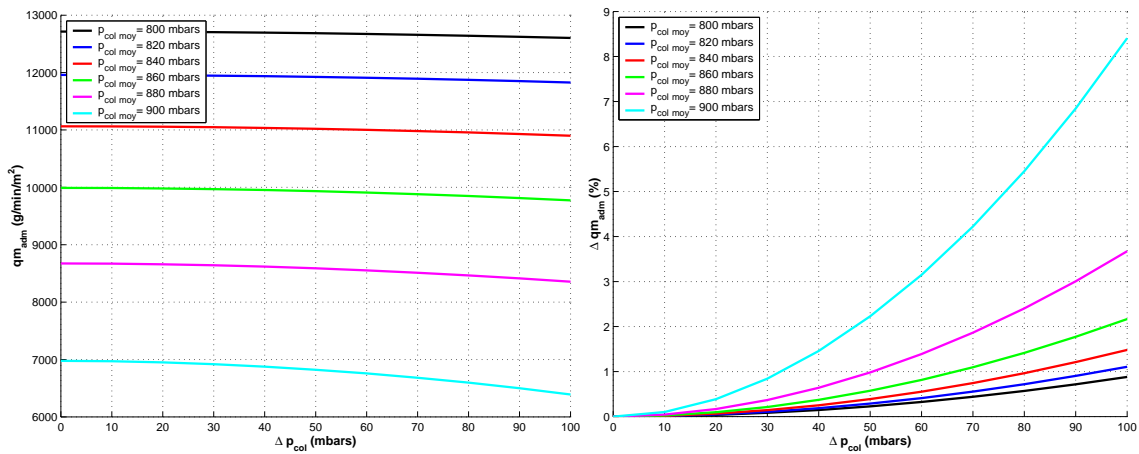


FIG. 2.18: Influence de la variation de la pression collecteur durant le cycle sur le débit de gaz admis.

Le volume du collecteur a également une influence sur les phases transitoires. La montée en pression du collecteur est plus rapide pour un faible volume car la dérivée de la pression collecteur est fonction du débit entrant et sortant du collecteur ainsi que de son volume (eq. 4.10). On obtient une loi qui est de la forme

$$\dot{p}_{col} \propto \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{V_{col}} \quad (2.39)$$

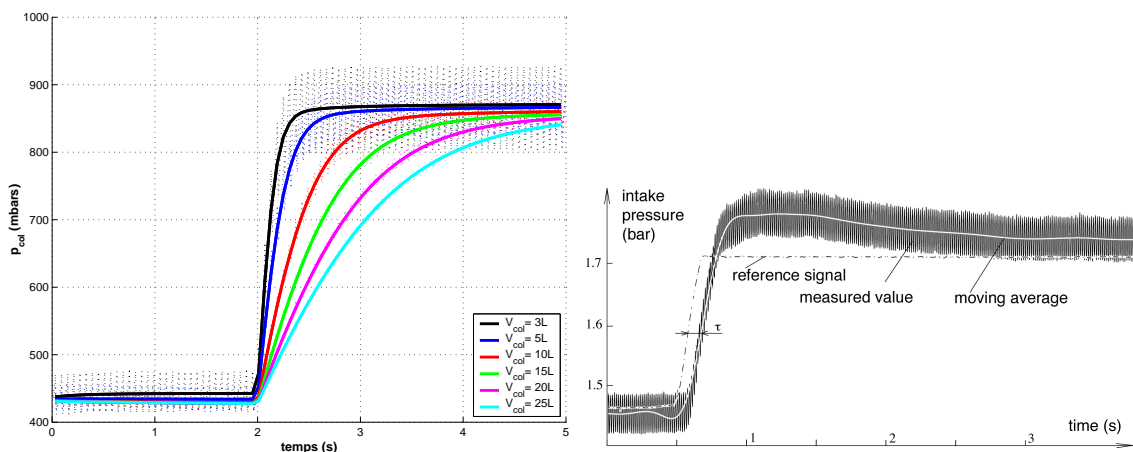


FIG. 2.19: Effet du volume du collecteur sur les phases transitoires. Transitoire de p_{col} sur un moteur suralimenté. Source [22].

On observe 2 phénomènes sur la figure (FIG. 2.19). Premièrement, la pression instantanée dans le collecteur n'est pas constante car les flux sont discontinus. Ceci se vérifie de

0 à 2s sur la phase stabilisée. Deuxièmement, le collecteur se remplit lorsque les soupapes d'admission sont fermées et il se vide lorsqu'elles sont ouvertes. Lors des transitoires, on a également la pression moyenne qui fluctue. Dans le cas présenté, la pression moyenne augmente à partir de $t=2s$. On remarque que plus le collecteur est petit et plus les transitoires sont rapides. Les phénomènes décrits se retrouvent sur l'essai réalisé sur un moteur suralimenté.

2.6.7 Prise en compte de la viscosité des gaz

La viscosité cinématique du gaz intervient dans le calcul du coefficient d'échange par convection. Le coefficient d'échange convectif est donné par le terme :

$$h_{conv} = C_1 \frac{\lambda}{A} Re^b \quad (2.40)$$

La figure (FIG. 2.20) montre l'évolution du flux de chaleur avec ou sans la prise en compte de la viscosité cinématique. Le modèle est recalé pour que la quantité de chaleur perdue dans les parois soit identique dans les deux cas. La prise en compte de la viscosité des gaz entraîne un maximum de flux de chaleur plus important car la viscosité croît avec la température.

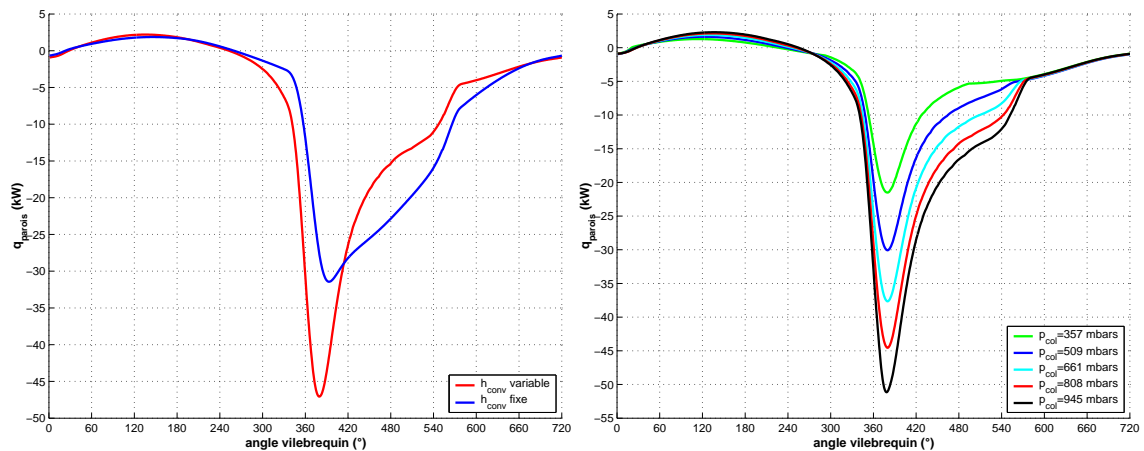


FIG. 2.20: Flux de chaleur aux parois avec viscosité cinématique fixe ou variable. $p_{col} = 860 \text{ mbars}$. Evolution des pertes aux parois pour différentes p_{col} . $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, $AA = 30^\circ V$.

On remarque également que les pertes aux parois augmentent avec la pression collecteur. Ceci correspond au fait que la quantité d'énergie libérée est plus importante.

Le coefficient de convection (FIG. 2.21) est fonction de l'angle vilebrequin car il dépend de la pression et de la température. On remarque que son évolution est identique à celle obtenue par Stone [23], cependant, le maximum est obtenu pour un angle de $345^\circ V$. Le coefficient d'échange dépend uniquement de la viscosité cinématique et celle-ci chute avec la pression mais augmente avec la température. La contribution des deux variables fait que l'on obtient un maximum avant la pression et la température maximale.

Le flux de chaleur surfacique correspond également aux valeurs obtenues dans [6]. Tout comme sur la figure (FIG. 2.20), les pertes aux parois augmentent avec la charge.

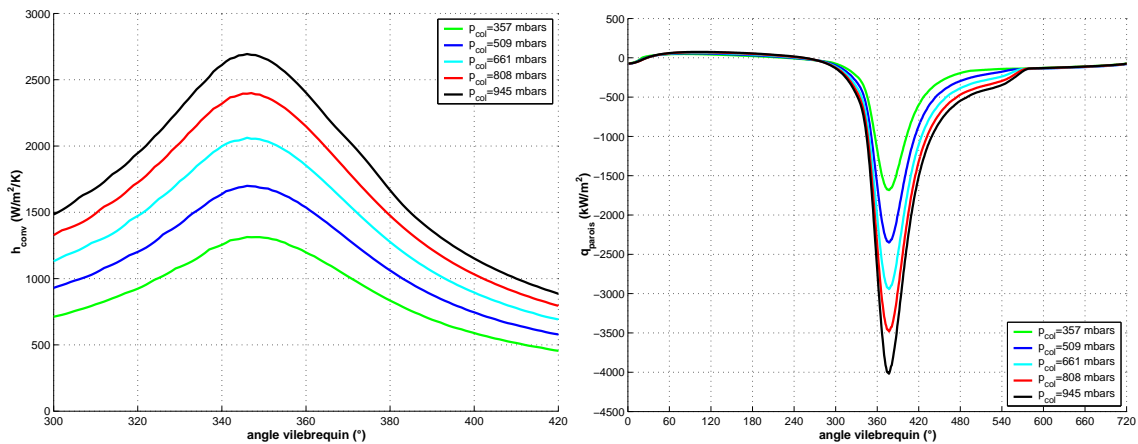


FIG. 2.21: Coefficient de convection pour différentes p_{col} . Flux de chaleur surfacique avec coefficient de convection variable. $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, $AA = 30^\circ V$.

2.6.8 Comparaison avec acoustique et inertie des gaz

Le modèle développé ne prend pas en compte les phénomènes inertiels et ondulatoires. Il est donc intéressant de vérifier que cela n'altère pas les résultats du modèle. Etant donné que l'inertie de la colonne gazeuse et l'acoustique modifient les pressions instantanées, les débits de gaz se voient également changés.

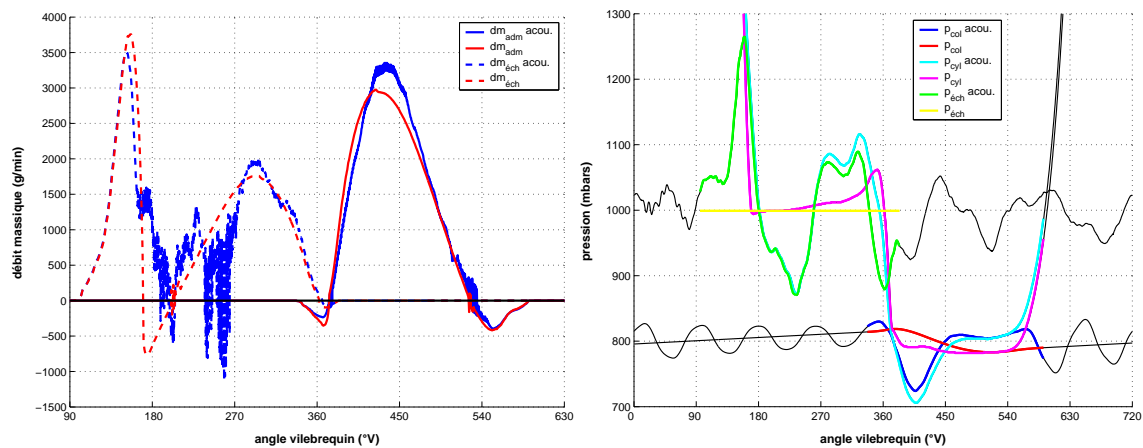


FIG. 2.22: Simulation des débits avec prise en compte de l'acoustique.

Une première simulation a été réalisée en utilisant un modèle de collecteur afin de modéliser la pression dans la chapelle d'admission (FIG. 2.22). La pression évolue en fonction de l'angle vilebrequin et la pression chute lors du transvasement des gaz du collecteur d'admission au cylindre. Bien que la pression moyenne soit identique à la pression relevée expérimentalement, on remarque que l'acoustique tubulure vient se superposer au signal issu de la simulation. Pour l'échappement, la pression est supposée constante. La simulation prenant comme paramètres un modèle de collecteur d'admission et une pression échappement constante donne une pression cylindre différente de celle obtenue en simulant le même point de fonctionnement mais en prenant comme paramètres les pressions expérimentales. La différence entre les débits instantanés simulés des deux manières

n'est pas très importante car le calcul des débits se fait en utilisant la pression cylindre. Etant donné que la pression cylindre est différente lors des deux simulations, les débits sont très proches (FIG. 2.22).

Dans les deux cas la fraction de gaz résiduels est fautive (TAB. 2.4).

	<i>expérience</i>	<i>simu+acoustique</i>	<i>simu</i>
\dot{m}_{adm} (g/min)	364,8	365,0	349,8
χ_{res} (%)	9,62	6,24	7,92
ε sur \dot{m}_{adm} (%)	0	0,06	-4,10
ε sur m_{cyl} (%)	0	-3,55	-5,88

TAB. 2.4: Valeurs des débits en simulation et expérience.

2.7 Conclusion

Le comportement du moteur mono-cylindre a été simulé à partir d'un modèle 0 – D_{hf} . Il s'agit d'un modèle élaboré à partir de lois physiques. Les organes du moteur tels que le collecteur, le cylindre et les soupapes sont modélisés à l'aide des lois de la thermodynamique. Les pertes aux parois sont déterminées à partir d'un modèle physique et la combustion à l'aide d'un modèle phénoménologique.

Le comportement du modèle à différentes variable a été validé. La prise en compte des phénomènes ondulatoires et inertiels a montré les limites du modèle mais seul l'aspect qualitatif nous importe pour le contrôle.

L'aspect quantitatif n'a pas été validé car il aurait fallu recalibrer le modèle ce qui réclame beaucoup de temps et n'est pas justifié pour notre application. De plus, les valeurs moyennes auraient été justes mais les valeurs instantanées seraient erronées.

Les résultats présentés correspondent bien au fonctionnement d'un moteur à 4 temps à allumage commandé. Les résultats de simulation présentés par la suite seront alimentés par des données issues du modèle de moteur. Les résultats de simulation du modèle de moteur seront donc représentatif du fonctionnement d'un moteur.

Chapitre 3

Caractérisation de la fraction de gaz résiduels

L'étude du cycle à 4 temps (chapitre 1) décrit les 4 phases qui permettent le fonctionnement du moteur. Lors de la phase d'échappement, une partie seulement des gaz issus de la combustion est évacuée hors du cylindre. Les gaz d'échappement qui restent dans le cylindre sont appelés *gaz résiduels*.

A la fin de la phase d'échappement, la plus grande partie des gaz ont été expulsés à l'échappement mais il reste des gaz brûlés dans le volume mort.

On refoule également des gaz brûlés dans la tubulure d'admission lors de l'ouverture de la soupape d'admission. Cela vient du fait que la pression régnant dans le cylindre est supérieure à celle dans la tubulure d'admission. Ces gaz sont ensuite admis avec le mélange frais provenant du collecteur.

On admet donc un gaz contenant des gaz brûlés qui se mélange avec des gaz d'échappement contenu dans le volume mort.

Les gaz résiduels modifient significativement la combustion dans les moteurs à combustion interne car ils occupent du volume et donc réduisent le remplissage [24] [25] [26] [27]. Les gaz résiduels augmentent la tendance au cliquetis [28], il est donc primordiale de connaître la quantité et la composition de ces gaz afin d'assurer une combustion optimale. La quantité dépend des paramètres géométriques du moteur ainsi que des conditions de fonctionnement. La composition elle, est fonction de la richesse du mélange.

Il est donc nécessaire de connaître la fraction de résiduels et de l'intégrer au contrôle moteur dans le but de réaliser une meilleure estimation des gaz contenus dans le cylindre.

Pour cela, il est indispensable de caractériser la fraction de résiduels à partir d'essais moteur ou de simulations. Deux approches expérimentales ont été réalisées. Dans cette étude, la première méthode est basée sur une approche de dilution des gaz brûlés par les gaz frais. Les gaz d'échappement sont dilués cycle à cycle par les gaz frais et on mesure la quantité de HC dans la tubulure d'échappement à l'aide d'un analyseur FID rapide. L'évolution de la concentration en HC permet de remonter à la quantité de gaz résiduels. La deuxième méthode consiste à prélever les gaz dans le cylindre et à mesurer la concentration en CO_2 . Les moyens expérimentaux sont détaillés sur la figure (FIG. 3.1).

A partir des résultats obtenus, il est possible d'établir un modèle 0-D renseigné à partir de valeurs moyennes afin d'avoir un faible temps de calcul. Ainsi, on pourra prendre en compte les gaz résiduels dans le contrôle moteur.

3.1 Moyens expérimentaux

Le dispositif expérimental est composé d'un détecteur à ionisation de flamme rapide placé dans la tubulure d'échappement, d'un système d'acquisition rapide de type DAQ Pad 6070 E (FIG. 3.1) permettant l'acquisition de différents signaux :

- pression cylindre
- pression collecteur
- signal *FID*
- signal sonde de prélèvement

Une génératrice est utilisée en guise de frein moteur. La richesse est calculée à partir d'une analyse 5 gaz (CO_2 , CO , HC , NO_x , O_2). Les grandeurs lentes telles que :

- mesure des analyseurs
- couple moteur
- débit d'air
- température d'air...

sont simplement relevées sur des fiches d'essai.

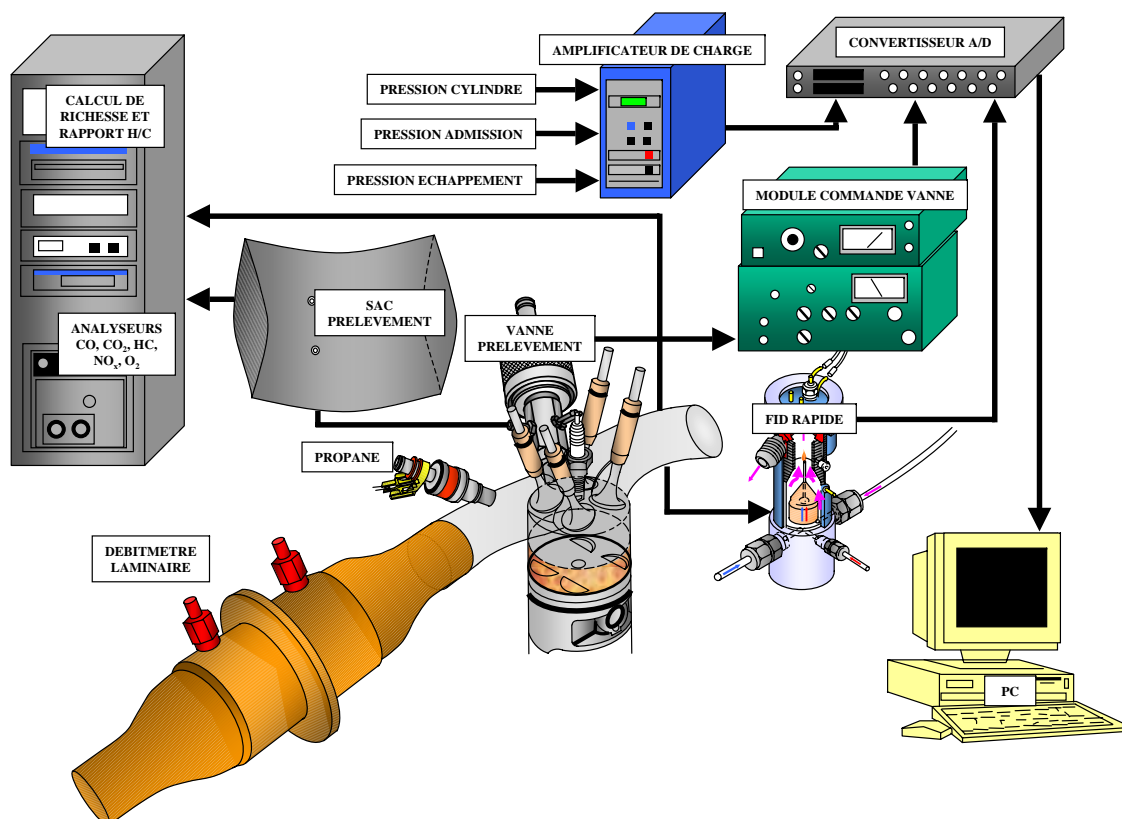


FIG. 3.1: Moyens expérimentaux mis en oeuvre.

3.2 Etat de l'art

Il existe différentes techniques pour déterminer la fraction massique ou molaire des gaz résiduels. Le tableau (TAB. 3.1) répertorie la plupart des techniques décrites dans la littérature. Chaque méthode présente des caractéristiques qui lui sont propres.

<i>Méthode</i>	<i>Analyse</i>		<i>Auteur</i>
<i>Prélèvement cylindre</i>	CO_2		[29], [30], [31], [32], [28], [33], [34], [35], [36], [37], [38]
	HC		[39], [40], [41]
	NO		[42]
<i>Prélèvement échappement</i>	NO		[42]
<i>Visualisation</i>	<i>RAMAN</i>	O_2, CO_2 H_2O, C_3H_8	[43], [44], [45], [46]
	<i>CARS</i>	CO_2	[24], [47]
	<i>LIF</i>	H_2O	[48]
	<i>Fibre Optique</i>	CO_2	[49]
<i>Code</i>	$0 - D\ bf$		[32], [50], [51], [52], [53], [42], [54], [55], [56], [57]
	$0 - D\ hf$		[40], [58], [59], [60], [61], [62], [63], [64]
	$1 - D$		[25], [30], [65], [66], [38], [67]
	$3 - D$		[68], [58], [69]

TAB. 3.1: Principales techniques de détermination des gaz résiduels.

Le prélèvement dans le cylindre se fait bien souvent en utilisant un capillaire implanté dans une bougie d'allumage en faisant un prélèvement continu [39]. Il est possible d'interposer une électrovanne entre le capillaire et l'appareil de mesure [32]. Le prélèvement est donc réalisé localement et la mesure peut être donnée instantanément si l'appareil est rapide ou à posteriori si les gaz sont recueillis dans un volume tampon.

Le prélèvement à l'échappement et une technique consistant à analyser un échantillon des gaz d'échappement. La quantité prélevée est souvent très faible, il faut donc supposer que les gaz sont homogènes.

Dans les deux cas, le principe est de comparer la concentration d'une espèce chimique du mélange contenu dans le cylindre à la concentration de la même espèce mais

à un autre instant. Si on effectue un prélèvement dans le cylindre, il faut donc comparer les concentrations des gaz avant combustion et après combustion. Sur les moteurs à allumage commandé, si le prélèvement débute à la fermeture des soupapes d'admission et se termine juste avant l'ouverture des soupapes d'échappement, il faut réaliser des coupures d'allumage pour mesurer la concentration sans combustion [42], [32], [29]. Dans le cas d'un prélèvement à l'échappement, il faut trouver une méthode pour modifier la composition des gaz entre les gaz contenus dans le cylindre et les gaz à l'échappement afin de quantifier les résiduels.

Il existe d'autres méthodes, non intrusives, destinées à déterminer la quantité de gaz résiduels. L'utilisation d'accès optiques permet de visualiser des coupes 2-D dans la chambre de combustion. Plusieurs techniques sont utilisées, la méthode RAMAN¹, CARS², LIF³ mais certains utilisent une fibre optique implantée dans une bougie d'allumage. Cela fournit une valeur moyenne recueillie sur une surface de l'ordre de 6×12 mm, au cours du cycle.

Les codes de calcul sont également utilisés pour estimer la quantité de résiduels. Il est possible de faire une approximation à partir de données thermodynamiques moyennes [50] [52] ou géométriques. Il existe des modèles 0-D *basse fréquence* et d'autres dits *haute fréquence*. Les codes 0 – D_{bf} sont des modèles recalés sur des expériences et prennent en compte 2 [42] ou plusieurs paramètres moyens sur le cycle [53] [58] [32]. Il existe également des codes 0 – D_{hf} qui donnent une valeur moyenne [59] à partir des valeurs instantanées. D'autres fournissent l'évolution de la quantité de résiduels au cours du cycle [40].

Les codes 1-D permettent de gérer l'acoustique moteur et l'inertie des gaz. Cela se traduit par une meilleure précision de calcul (cf. §2.6.8). Ils permettent également d'effectuer des calculs de concentration dans les cellules de maillage.

Enfin les codes 3-D donnent accès à toutes les informations mais le temps de calcul est très important.

Les gaz résiduels peuvent donc être déterminés par de nombreuses méthodes. Afin de choisir la méthode la plus appropriée dans notre cas, il convient de connaître le modèle que l'on va développer et de voir les hypothèses faites. De cette façon, on sera à même de faire le meilleur choix dans la méthode de détermination de la fraction massique de gaz résiduels.

Le tableau (TAB. 3.2) présente les avantages et inconvénients de chaque méthode. La méthode de prélèvement à l'échappement présente l'avantage d'être simple à mettre en œuvre. Il suffit d'avoir un orifice pour placer une sonde de prélèvement. Malheureusement, la mesure est effectuée localement et ne représente pas obligatoirement le comportement global du phénomène étudié.

Le prélèvement dans le cylindre est plus difficile à mettre en œuvre car il faut un accès à la chambre de combustion, il faut piloter la vanne de prélèvement et ensuite analyser les gaz prélevés. Une fois ces conditions réunies, la mesure est représentative du phénomène

¹Le principe de la spectroscopie Raman consiste à envoyer une lumière monochromatique sur l'échantillon à étudier et à analyser la lumière diffusée. Une des utilisations est la caractérisation de la composition chimique d'un mélange gazeux.

²Il s'agit d'illuminer l'objet avec deux impulsions ultra-courtes dont la différence de fréquence est égale à la fréquence Raman que l'on veut exciter.

³Absorption et émission d'une molécule excitée par un faisceau laser accordé sur une longueur d'onde de résonance de la molécule.

car on prélève une grande quantité de gaz.

La simulation permet de s'affranchir des problèmes expérimentaux mais les résultats obtenus ne sont que des estimations.

<i>Méthode</i>	<i>Avantage</i>	<i>Inconvénient</i>
<i>Prélèvement cylindre</i>	mesure directe quantité prélevée importante	mise en œuvre compliquée
<i>Prélèvement échappement</i>	mise en œuvre simple	prélèvement local
<i>Visualisation</i>	vérification homogénéité	mise en œuvre compliquée mesure locale
<i>Code</i>	mise en œuvre simple temps de calcul faible accès à toutes les variables	résultats estimés

TAB. 3.2: Avantages et inconvénients des principales techniques de détermination des gaz résiduels.

3.3 Modèle de résiduels

3.3.1 Approche théorique

La prise en compte des gaz résiduels dans le contrôle moteur ne doit pas nécessiter des calculs trop complexes afin de réaliser ces calculs dans un temps impartit. Il a donc fallu développer un modèle permettant d'estimer les gaz résiduels. Le choix s'est porté sur un modèle moyen 0-D basé sur l'analyse thermodynamique d'un cycle théorique [53] du type Beau de Rochas. Les gaz résiduels sont le résultat de deux contributions :

- Le transvasement des gaz durant le cycle
- Les volumes morts

Il ressort de cette analyse que la masse de gaz résiduels peut être décomposée comme étant la masse de gaz d'échappement provenant des back-flows (entre l'ouverture des soupapes d'admission et la fermeture des soupapes d'échappement) plus la masse de gaz contenus dans le volume de la chambre de combustion au *PMH* (eq. 3.1).

$$m_{res} = \int_{OA}^{FE} \dot{m}_{éch} dt + m_{OA} \quad (3.1)$$

La fraction massique peut être exprimée en connaissant la masse totale de gaz contenus dans le cylindre. On obtient alors l'équation (eq. 3.2).

$$\chi_{res} = \frac{m_{res}}{m_{tot}} = \frac{\int_{OA}^{FE} \dot{m}_{éch} dt}{m_{tot}} + \frac{m_{OA}}{m_{tot}} \quad (3.2)$$

Le calcul de la contribution des back-flows peut être détaillé de la manière suivante. Tout d'abord, la section de passage moyenne des gaz durant le croisement est exprimée par la relation (eq. 3.3, FIG. 3.3)

$$\begin{aligned} S_{s,moy} &= \frac{\pi}{\Delta\theta} \left(D_{s,adm} \int_{AOA}^{L_{s,adm}=L_{s,éch}} L_{s,adm} d\theta + D_{s,éch} \int_{L_{s,adm}=L_{s,éch}}^{RFE} L_{s,éch} d\theta \right) \\ &= \frac{\pi V_{cyl} OF}{\Delta\theta} \end{aligned} \quad (3.3)$$

La section de passage des gaz correspond à la somme de deux aires. La première est la surface située sous la levée de soupape depuis l'ouverture de l'admission jusqu'à l'angle où la levée de soupape d'admission est égale à celle de l'échappement. La deuxième est la surface sous la levée d'échappement qui débute de ce même angle et qui s'arrête à la fermeture de l'échappement (FIG. 3.2).

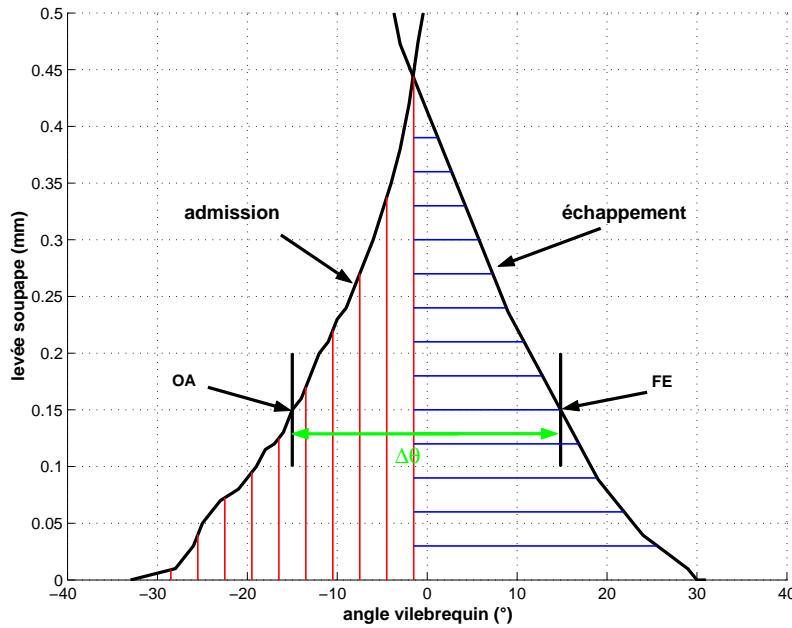


FIG. 3.2: Détermination des aires de surface de passage durant le croisement.

Le terme OF désigne le facteur de croisement (overlap factor OF). Il représente une image de la durée de croisement d'une distribution. Il correspond à la surface de passage des soupapes durant la phase de croisement rapporté à la cylindrée. Ce facteur indique donc la propension de la distribution à avoir du back-flow. Le calcul est détaillé dans l'équation (eq. 3.4).

$$OF = \frac{D_{s,adm} \int_{AOA}^{L_{s,adm}=L_{s,éch}} L_{s,adm} d\theta + D_{s,éch} \int_{L_{s,adm}=L_{s,adm}}^{RFE} L_{s,éch} d\theta}{V_{cyl}} \quad (3.4)$$

Au cas où on ne connaît pas la loi de levée des soupapes, il est possible de faire une approximation de la valeur du facteur de croisement. En utilisant cette relation, le croisement est défini pour une levée de soupape de 0,15 mm (FIG. 3.2).

$$L_{s,moy_{max}} = \frac{L_{s,adm_{max}} + L_{s,éch_{max}}}{2} \quad (3.5)$$

$$D_{s,moy} = \frac{D_{s,adm} + D_{s,éch}}{2}$$

Le diamètre des sièges de soupapes et la levée sont représentées sur la figure (FIG. 3.3).

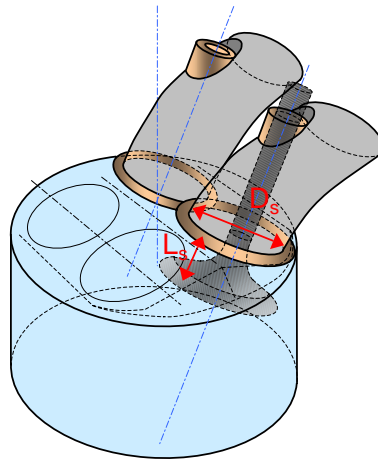


FIG. 3.3: Schéma de la chambre de combustion.

La relation (eq. 3.6) permet une approximation de OF mais on remarque sur la figure (FIG. 3.4) que dans le cas de ce profil de came, il existe une différence entre la valeur réelle et la valeur donnée par l'approximation polynomiale.

$$OF = \frac{1.45}{A} (107 + 7.8\Delta\theta + \Delta\theta^2) \left(\frac{L_{s,moy_{max}} D_{s,moy}}{A^2} \right) \quad (3.6)$$

L'estimation du facteur de croisement fait appel à des valeurs moyennes sur les levées et diamètres des soupapes.

L'estimation ne permet pas d'estimer une valeur pour un croisement inférieur à $33^\circ V$ car il faut une levée de 0,15 mm pour effectuer le calcul.

La vitesse des gaz est supposée être de la forme (eq. B.6).

$$\bar{U} \propto \sqrt{\frac{p_{éch} - p_{col}}{\rho_{éch}}} \quad (3.7)$$

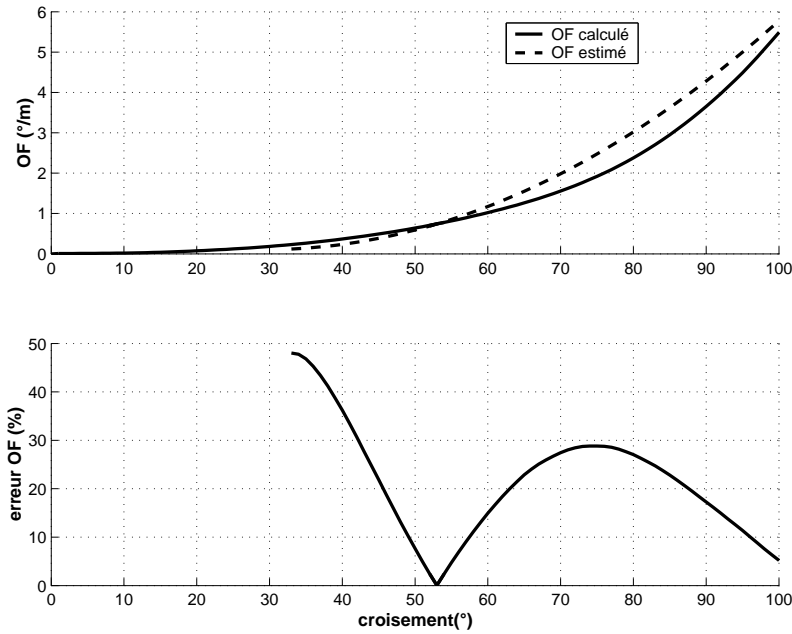


FIG. 3.4: Calcul et estimation du facteur de croisement associé à l'erreur commise.

La détermination de la masse d'un gaz traversant un orifice est donné par la relation (eq. 3.8). Il est fonction de la masse volumique du gaz, de la section de passage, de la vitesse du gaz et du temps.

$$m = \rho S \bar{U} \Delta t \quad (3.8)$$

Le premier terme de l'équation (eq. 3.2) représente la fraction massique de gaz résiduels due aux back-flows. On peut donc s'exprimer sous la forme (eq. 3.9) en reprenant la même structure que celle de l'équation (eq. 3.8). Dans ce cas, la masse volumique du gaz est représentée par $\rho_{éch}$, la section de passage par l'équation (eq. 3.3), la vitesse des gaz par (eq. 3.7) et le temps par le terme $\frac{\Delta\theta}{N}$.

$$\frac{\int_{OA}^{FE} \dot{m}_{éch} d\theta}{m_{tot}} \propto \frac{\rho_{éch} \sqrt{\frac{p_{éch} - p_{col}}{\rho_{éch}}} V_{cyl} OF \frac{\Delta\theta}{N}}{m_{tot}} \quad (3.9)$$

La relation (eq. 3.9) peut également s'écrire sous la forme (eq. 3.10).

$$\frac{1}{C} \frac{T_x - 1}{T_x} \frac{OF}{N} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right) \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right) \sqrt{\frac{p_{éch} - p_{col}}{\rho_{col}}} \quad (3.10)$$

où le terme C peut être exprimé par la relation (eq. 3.11) en considérant une détente isentropique entre les points 4 et 5 (FIG. 3.5).

$$C = \left(1 + \frac{PCI}{c_v T_1 (1 + PCO) T_x^{\gamma-1}} \right)^{1/\gamma} \quad (3.11)$$

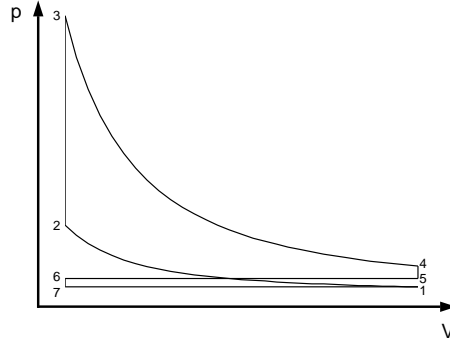


FIG. 3.5: Cycle théorique de Beau de Rochas à charge partielle.

La structure du modèle de fraction de gaz résiduels est donc réalisée. Le terme estimant la quantité de gaz résiduels provenant des volumes morts est exprimé par la relation (eq. 3.12).

$$\frac{m_{OA}}{m_{tot}} = \frac{\rho_{éch} V_{cylAOA}}{\rho_{col} V_{tot}} \quad (3.12)$$

En considérant que les soupapes d'échappement s'ouvrent au PMB, on peut approximer la relation (eq. 3.12) par la relation (eq. 3.13).

$$\frac{m_{OA}}{m_{tot}} = \frac{\rho_{éch}}{\rho_{col}} \frac{1}{Tx} \quad (3.13)$$

En supposant un cycle théorique, la relation (eq. 3.13) devient (eq. 3.14).

$$\frac{m_{OA}}{m_{tot}} \propto \frac{1}{C} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{1/\gamma} \frac{1}{Tx} \quad (3.14)$$

En regroupant les termes (eq. 3.10) et (eq. 3.14), on a la structure du modèle d'estimation de la fraction massique de gaz résiduels d'un moteur fonctionnant avec une épure de distribution conventionnelle (eq. 3.15).

$$\chi_{res} = \frac{1}{C} \frac{Tx - 1}{Tx} \frac{OF}{N} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{\left(\frac{\gamma+1}{2\gamma} \right)} \sqrt{\frac{p_{éch} - p_{col}}{\rho_{col}}} + \frac{1}{C} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{1/\gamma} \frac{1}{Tx} \quad (3.15)$$

On suppose que le rapport volumétrique est constant et on introduit 5 constantes destinées à remplacer les termes constants dans l'équation (eq. 3.15) ainsi qu'à recalculer le modèle sur des mesures. On ajoute également un terme ϕ destiné à prendre en compte la richesse. Ce terme n'apparaît pas lorsque l'on étudie un cycle théorique mais on observe une influence de la richesse sur la quantité de gaz résiduels [53] [40] [32] [58]. La relation (eq. 3.15) peut être écrite (eq. 3.16)

$$\chi_{res} = C_1 \frac{OF}{N} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{C_2} \sqrt{|p_{éch} - p_{col}|} + \frac{C_3 \phi^{C_4}}{Tx} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{C_5} \quad (3.16)$$

Le rapport volumétrique est défini comme étant (eq. 3.17).

$$Tx = \frac{V_{cyl} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (3.17)$$

Le modèle est donc défini. Il faut procéder à des essais afin de trouver les constantes de calage C_1, \dots, C_5 .

On peut encore modifier le modèle car la relation (eq. 3.15) suppose que le rapport volumétrique est constant. En introduisant le fait que le rapport volumétrique effectif à l'ouverture des soupapes d'admission n'est pas le même que celui au *PMH* et qu'il est fonction de la distribution, le terme $\frac{Tx-1}{Tx}$ de l'équation (eq. 3.15) devient $\Gamma(OA)$.

La figure (FIG. 3.6) montre le rapport volumétrique effectif Γ en fonction de l'ouverture des soupapes d'admission pour les deux rapports volumétriques testés. Les points marqués d'un "o" représentent les points étudiés lors des différents croisements de soupapes. L'erreur commise peut atteindre 70% lors d'un fort croisement de soupape.

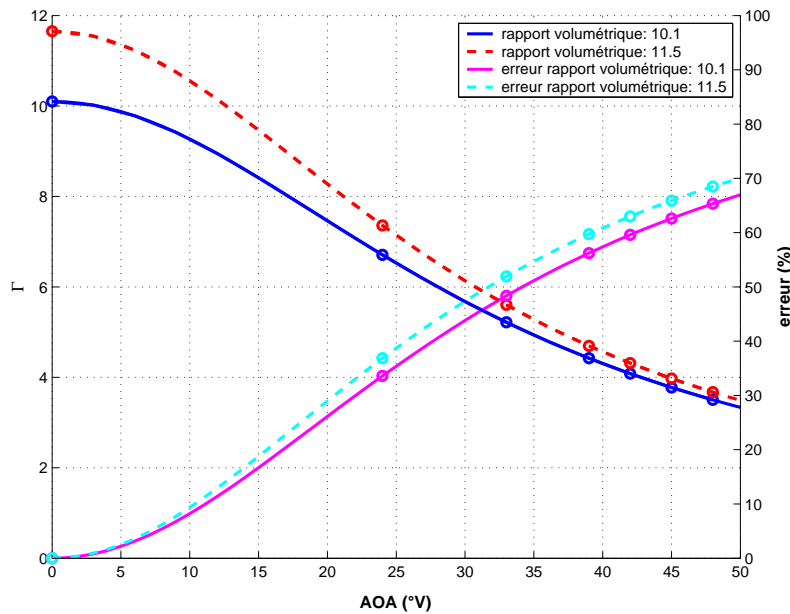


FIG. 3.6: Influence de AOA sur le rapport volumétrique.

Le modèle de résiduels s'écrit quant à lui (eq. 3.18), en considérant que la pression collecteur est égale à la pression d'admission. Le rapport volumétrique effectif a été introduit afin de mieux modéliser les back-flows. En effet, la masse de gaz résiduels emprisonnée dans le volume mort dépend du rapport volumétrique (Tx) mais il se trouve que le recalage du modèle s'avère meilleur (cf. §3.8.2).

Le terme OF a donc disparu du modèle mais le croisement est tout de même pris en compte à travers le rapport volumétrique Γ car il change en fonction de l'épure de distribution.

$$\chi_{res} = \frac{C_1 \Gamma - 1}{N \Gamma} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{C_2} \sqrt{|p_{éch} - p_{col}|} + \frac{C_3 \phi^{C_4}}{\Gamma} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{C_5} \quad (3.18)$$

Le tableau (TAB. 3.3) représente la croisement de soupape en $^{\circ}V$ pour différentes levées de soupapes en fonction du facteur de croisement OF . En effet, il est possible de définir le croisement de soupapes pour différentes levées.

OF ($^{\circ}/m$)		0	0,58	1,16	1,92	2,83	3,65	4,68
$croisement$ $(^{\circ}V)$	$jeu = 0\ mm$	0	48	63	75	84	90	96
	$jeu = 0,15\ mm$	-33	15	30	42	51	57	63
	$jeu = 0,7\ mm$	-74	-26	-11	1	10	16	22
	$jeu = 1\ mm$	-82	-34	-19	-7	2	8	14

TAB. 3.3: Correspondance entre le croisement et le jeu aux soupapes pour différentes épures de distribution.

Afin de renseigner le modèle, il faut analyser les gaz et déterminer la quantité de résiduels. Pour cela, on peut effectuer un prélèvement dans les gaz d'échappement et déterminer la quantité de résiduels contenus dans ces gaz. Il est possible de retrouver la fraction de gaz résiduels à partir de l'analyse des HC à l'échappement. Pour analyser les gaz, on utilise un FID rapide.

3.4 Fonctionnement du FID rapide

3.4.1 Introduction

Les normes anti-pollutions devenant de plus en plus drastiques, il a fallu réduire le rejet de HC des véhicules. Pour cela, il était nécessaire de comprendre le mécanisme de formation des hydrocarbures imbrûlés. Le FID (Flame Ionization Detector) rapide facilite cette compréhension en apportant deux types d'informations :

- des informations fournies dans le cycle permettant d'étudier le mécanisme de formation des HC dans le moteur [70] [71].
- des données cycle à cycle donnant les HC en fonction du point de fonctionnement du moteur [72] [73].

Le FID rapide a été mis au point à partir d'un FID conventionnel, la différence provient du fait qu'il doit être insensible aux fluctuations de pression du gaz prélevé. Le débit massique de gaz prélevé doit être constant afin de mesurer la production massique de HC .

Le principe du FID est basé sur la libération d'électrons provenant des gaz analysés.

3.4.2 Ionisation de la flamme

Les hydrocarbures imbrûlés contenus dans les gaz d'échappement sont composés d'atomes de carbone et d'hydrogène liés entre eux. Lorsqu'une molécule de cet hydrocarbure est introduit dans une flamme *hydrogène/air*, la molécule est décomposée par la chaleur et le carbone et l'hydrogène sont oxydés. Des ions sont alors libérés lors d'un processus chimi-ionisant qui n'est pas encore très bien compris. Le processus de chimi-ionisation entraîne des réactions du type (eq. 3.19)



On évalue à un atome de carbone sur un million le nombre d'atomes libérant un ion lors de la réaction. Les ions sont produits dans la zone de réaction de la flamme d'hydrogène où sont brûlées les molécules de carbone. La concentration en ions atteint son maximum près de cette zone de réaction. Le nombre d'ions produits par molécules d'hydrocarbure brûlé dépend du nombre d'atomes de carbone présents dans la molécule. Brûler une molécule de propane (C_3H_8) libérera trois fois plus d'ions qu'une molécule de méthane (CH_4).

En considérant que l'on prélève un volume de gaz contenant des hydrocarbures, le nombre total d'ions produits dépend tout d'abord du nombre d'atomes de carbone présents dans un molécule d'hydrocarbure et ensuite du nombre de molécules présentes dans le volume prélevé. Afin de déterminer la quantité d'hydrocarbures dans l'échantillon prélevé, il est nécessaire de connaître le nombre de molécules réagissant lors de la réaction ainsi que le nombre d'atomes de carbone contenus dans les molécules d'hydrocarbures.

Le *FID* permet de déterminer la concentration en *HC* à partir de la quantité d'ions émis.

3.4.3 Fonctionnement d'un FID

La figure (FIG. 3.7) représente de manière simplifiée un détecteur à ionisation de flamme.

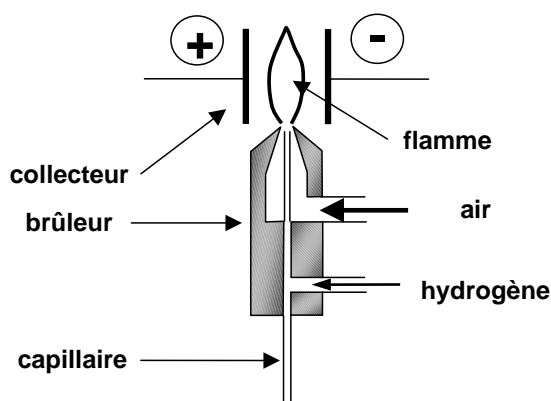


FIG. 3.7: Représentation simplifiée d'un FID.

Une différence de potentiel de l'ordre de 150 V est appliquée entre l'anode et la cathode du collecteur haute tension. L'hydrogène est mélangé avec le gaz prélevé contenant

les hydrocarbures imbrûlés et ce mélange est ensuite brûlé dans une flamme de diffusion formée par la combustion de l'hydrogène dans l'air. Lorsque les produits de combustion passent entre les électrodes, les ions chargés positivement migrent vers la cathode alors que les électrons vont vers l'anode. Il en résulte un courant entre les électrodes (eq. 3.20) [74].

$$i = c [HC] \quad (3.20)$$

L'hydrogène est utilisé comme carburant car la combustion des molécules d'hydrogène ne produit pas d'ions. Les ions collectés par la cathode sont dû à la présence d'hydrocarbures contenus dans le gaz prélevé.

L'intensité du courant délivré dépend du nombre d'ions collectés par la cathode par unité de temps. Ce nombre est fonction du débit volumique de gaz prélevé, de la concentration volumique d'hydrocarbure dans les gaz prélevés et du nombre d'atomes de carbone par molécule d'hydrocarbure. On obtient alors la relation (eq. 3.21).

$$i \propto \dot{V} n x \quad (3.21)$$

On estime que le courant produit par le détecteur peut être calculé de la manière suivante en supposant que le gaz prélevé contient uniquement un composé à base d'hydrocarbure. Le nombre de molécules d'hydrocarbure par unité de volume d'échantillon s'écrit (eq. 3.22)

$$n = \mathcal{N} [HC] \frac{p}{RT} 10^{-6} \quad (3.22)$$

En injectant l'équation (eq. 3.22) dans la relation (eq. 3.21), on a alors l'équation (eq. 3.23).

$$i \propto \dot{V} \mathcal{N} [HC] \frac{p}{RT} x 10^{-6} \quad (3.23)$$

En supposant que le collecteur haute tension a une efficacité de 100% le courant délivré est de la forme (eq. 3.24).

$$i = \dot{V} \mathcal{N} [HC] \frac{p}{RT} x j e 10^{-6} \quad (3.24)$$

Le courant délivré par le *FID* est proportionnel à la concentration en HC [75]. Lorsque la concentration en HC varie, le courant varie de façon linéaire en supposant que le débit prélevé est constant ainsi que le nombre d'atomes de carbone présents dans les molécules d'hydrocarbures. Ceci est vérifié par la relation (eq. 3.24) ainsi qu'expérimentalement (FIG. 3.8).

Afin d'estimer la concentration volumique en HC, le *FID* n'utilise pas directement la relation (eq. 3.24). Dans un premier temps, le courant est converti en une tension, puis amplifié afin de délivrer un signal d'une amplitude de plusieurs volts (FIG. 3.9).

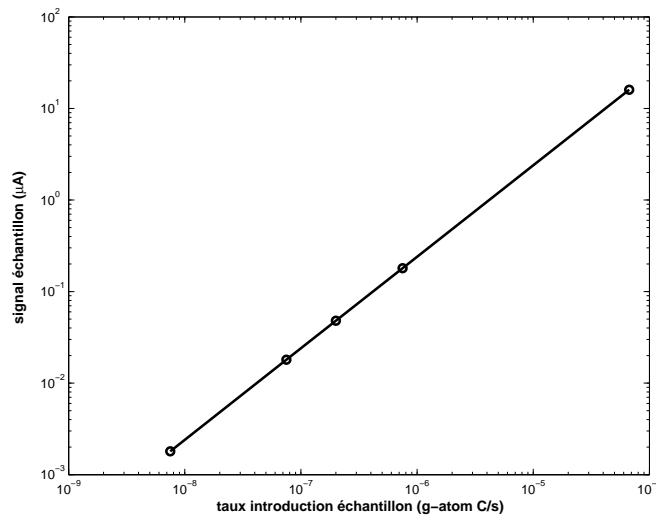


FIG. 3.8: Courant produit par un FID.

Lors de l'utilisation du *FID*, le débit de gaz prélevé est maintenu constant. Il est alors possible de calibrer l'appareil avec une relation linéaire entre la tension délivrée et la concentration volumique en hydrocarbures contenus dans les gaz prélevés. Etant donné que la réponse du *FID* est fonction de l'hydrocarbure prélevé, la courbe de calibration du *FID* est différente pour chaque hydrocarbure.

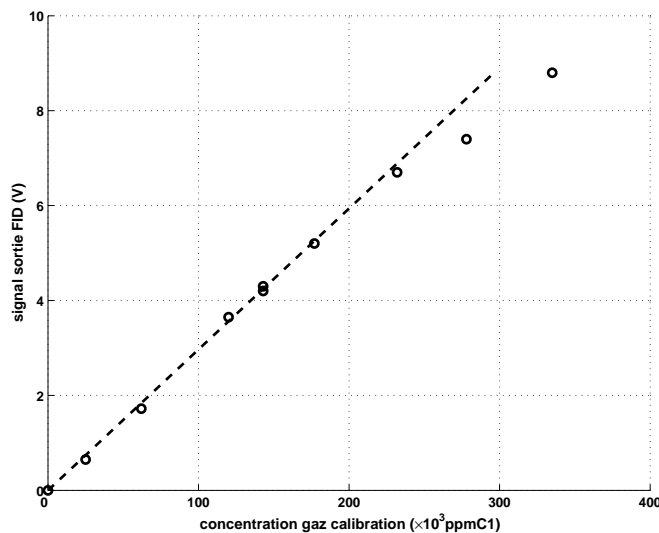


FIG. 3.9: Signal de sortie d'un FID en fonction de la concentration en HC. Source [76].

Afin de pallier ce problème, les courbes de calibration sont établies en fonction de la concentration en carbone ($ppmC_1$). On a alors une relation entre la tension de sortie de l'appareil et la concentration d'atomes de carbone. Cette solution permet également de faire une mesure sur des mélanges qui contiennent plusieurs hydrocarbures, chacun composé de différents nombre d'atomes de carbone par molécule. Le *FID* mesure la concentration d'atomes de carbone dans un échantillon plutôt que la concentration en hydrocarbures.

3.4.4 Utilisation d'un FID rapide

Le fonctionnement du *FID* rapide est identique à celui d'un *FID* traditionnel. Le temps de réponse de l'appareil est en revanche plus faible, il faut donc être certain que les valeurs instantanées soient représentatives de la mesure à l'instant t . La relation (eq. 3.24) fait intervenir les variables telles que le débit volumique de gaz prélevé, la concentration en *HC* et également la pression dans la *chambre FID* (FIG. 3.10).

Oscillation de pression dans la chambre à pression constante

Le système de pompage des gaz prélevés doit maintenir un débit massique constant dans le *FID*. Ceci est possible en maintenant une pression constante dans la *chambre CP* et dans la *chambre FID* (FIG. 3.10). En pratique, ceci est réalisé par des détendeurs implantés dans les deux chambres. Toutefois, la dynamique de ces régulateurs n'est pas assez élevée pour isoler la *chambre CP* de toute fluctuation de pression provenant de la source de prélèvement.

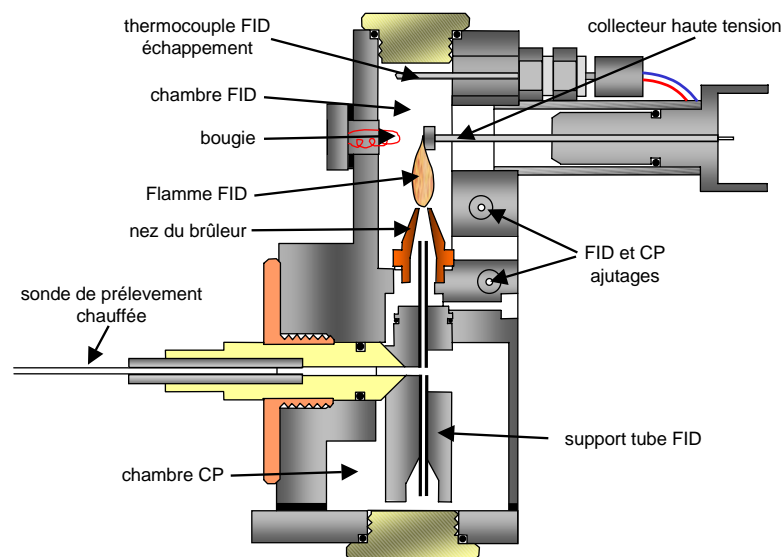


FIG. 3.10: Coupe d'un FID rapide.

Ceci est particulièrement vérifié lorsque le prélèvement est réalisé dans le cylindre, la pression atteignant 10-80 bars en fonction des conditions de fonctionnement. Lorsque le prélèvement est réalisé dans l'échappement, le flux pulsé entraîne alors des variations de pression dans la *chambre CP* (FIG. 3.11). Toutefois, la fluctuation de pression dans le FID est souvent négligeable du fait que le débit de prélèvement est faible comparé aux débits d'air et d'hydrogène.

La figure (FIG. 3.11) représente une mesure de *HC* réalisée dans la tubulure d'échappement. Le signal délivré par le *FID* rapide ainsi que la pression sont représentés. Les deux signaux sont resynchronisés afin de mettre en évidence l'interaction entre la pression et le signal délivré.

De même, la valeur des pressions dans la *chambre CP* et la *chambre FID* modifient la réponse de l'appareil [77]. La figure (FIG. 3.11) montre la sensibilité de l'appareil aux pressions régnant dans les chambres. La valeur *CP* (FIG. 3.11) correspond à la dépression

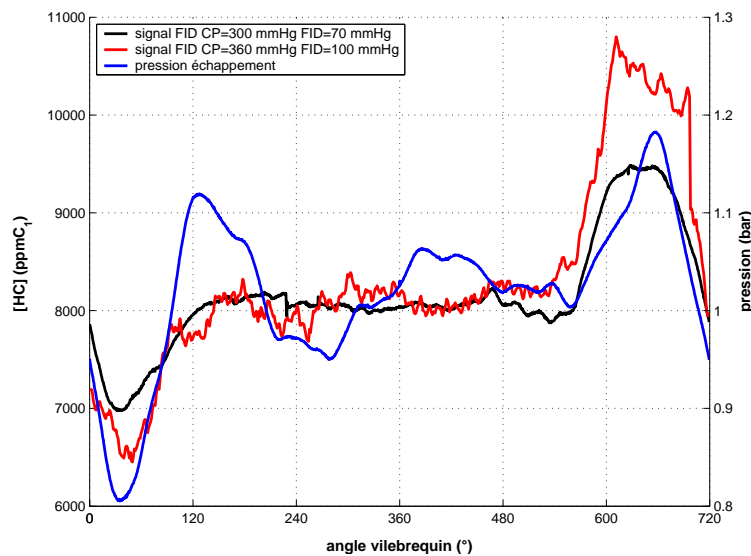


FIG. 3.11: Influence de la fluctuation de pression dans l'échantillon prélevé. Influence de la pression sur le signal délivré par le FID.

entre l'atmosphère et la *chambre CP*. La valeur *FID* est la dépression entre dans la *chambre CP* et la *chambre FID*.

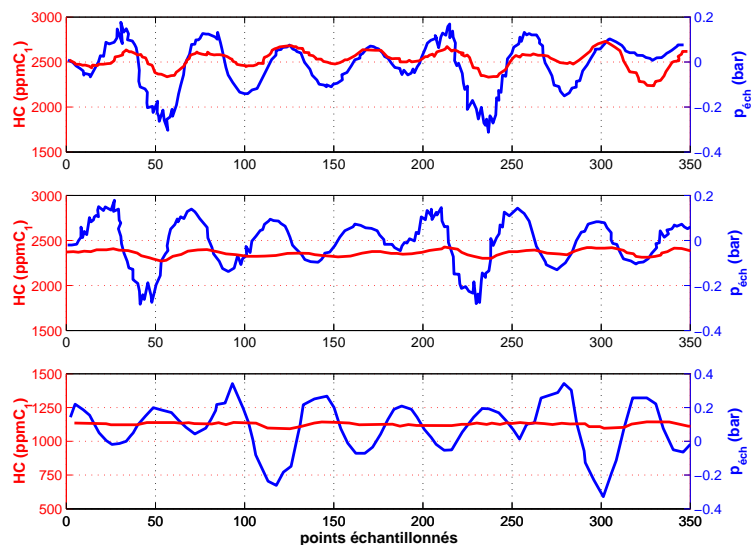


FIG. 3.12: Influence de la pression sur le signal délivré par le FID. Source [77]

La figure (FIG. 3.12) montre l'influence de la pression dans la *chambre CP*. La mesure pour les trois essais est réalisée dans les mêmes conditions, seuls les réglages du *FID* changent. La mesure délivrée par le *FID* est lissée lorsque la différence de pression entre la *chambre CP* et la *chambre FID* augmente alors que les valeurs réelles sont identiques dans les trois cas de figure. On observe également une modification des valeurs données par le *FID*. Une fois encore il faut vérifier que les réglages effectués durant la calibration restent constants.

La mesure des *HC* est donc sensible à la pression, il faut donc être prudent pour

analyser les valeurs fournies. Une fluctuation du signal peut être dû à une augmentation de la pression et non pas à une augmentation des *HC*. La présence d'oxygène et d'eau dans les échantillons prélevés est également une source d'erreurs de mesure.

Interférences causées par l'oxygène

Lorsque l'échantillon de gaz prélevé contient de l'oxygène (FIG. 3.13), il se produit des changements dans la température de la flamme et dans sa forme. Le lieu de formation des ions change et il y a compétition entre la formation des ions dans la flamme et l'oxydation des hydrocarbures [76].

L'interférence causée par l'oxygène dépend de la conception du *FID* ainsi que des conditions de fonctionnement : la pression dans la *chambre CP*, le débit d'hydrogène ainsi que sa dilution dans un autre gaz (hélium).

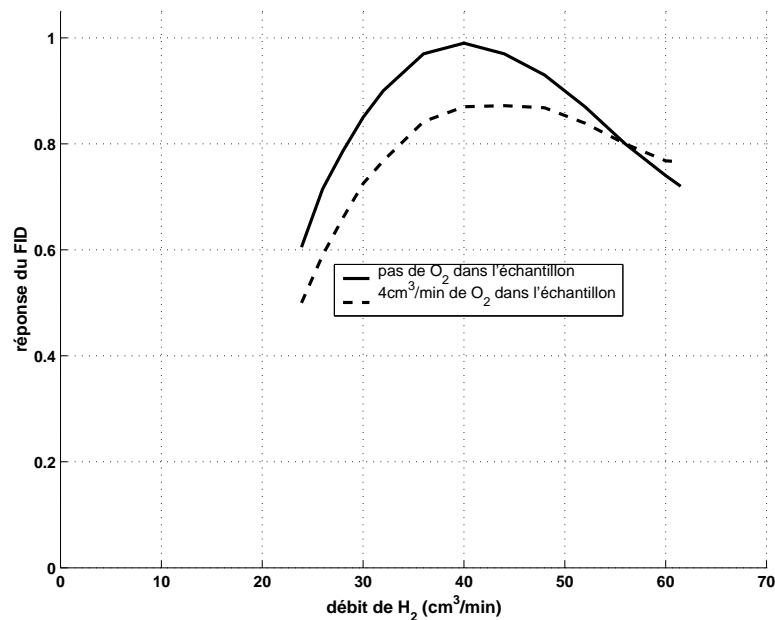


FIG. 3.13: Influence de l'oxygène sur la réponse d'un FID. Débit de $4,13 \cdot 10^{-3}$ mole/s de n-heptane dans un flux d'argon de $60 \text{ cm}^3/\text{min}$; débit d'air : $800 \text{ cm}^3/\text{min}$. Source [76].

On remarque sur la figure (FIG. 3.13) que l'oxygène interfère bien en comparaison d'un mélange non oxygéné et ce, quel que soit le débit de H_2 . Il est donc très important de ne pas changer les conditions de fonctionnement du *FID* une fois que celui-ci est calibré.

La figure (FIG. 3.14) met bien en évidence que plus le taux d'oxygène est important dans l'échantillon prélevé et plus l'erreur commise sur la mesure des *HC* est importante. Ceci se vérifie pour différentes compositions de mélanges de combustibles *air/hydrogène* (*ratio Air/H₂*).

Pour des applications automobiles, la proportion d'oxygène dans les gaz frais ou brûlés change. De ce fait, les gaz utilisés pour l'étalonnage diffèrent. Pour une mesure dans des gaz brûlés, le gaz étalon généralement utilisé est un mélange de propane dans de l'azote à une concentration connue. Pour des gaz contenant des gaz frais et brûlés, ce qui est le cas des gaz d'échappement d'un moteur, il faut calibrer l'appareil en utilisant des gaz étalons à différentes concentrations en oxygène.

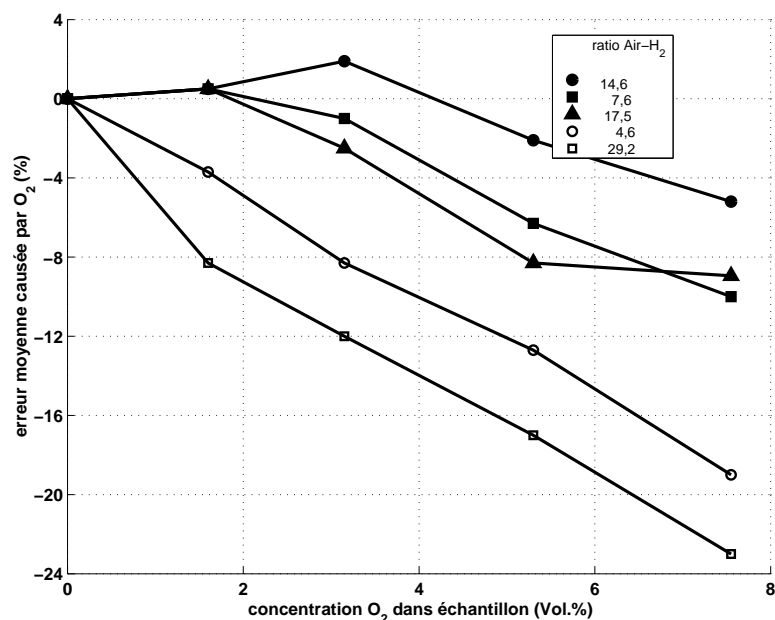


FIG. 3.14: Erreur engendrée par la présence d'oxygène dans le gaz prélevé (Perkin-Elmer détecteur à ionisation de flamme ; débit d'air : 175 ml/min . carburant : hydrogène, débit de carburant $6-38 \text{ ml/min}$; prélèvement : $100, 303$ et 1010 ppm n-hexane dans de l'azote dilué avec différentes quantités d'oxygène ; débit prélevé 3 ml/min). Source [76].

Afin de réduire cette sensibilité à O_2 , il est possible d'utiliser un mélange d'hydrogène et d'hélium comme combustible mais cela réduit la gamme de mesure de l'appareil. Dans notre cas, l'appareil utilisé est conçu pour fonctionner avec du H_2 pur.

Condensation de l'eau

Lors des essais, la flamme du *FID* s'éteignait régulièrement. Le problème venait de la présence d'eau dans les gaz prélevés.

On distingue deux problèmes dus à la condensation de l'eau associés au fonctionnement d'un *FID* rapide : l'eau condense dans la *chambre CP* ou la *chambre FID* et l'eau condense dans la ligne de prélèvement.

Dans le premier cas, lorsque l'eau condensée arrivait dans les détendeurs reliés à la pompe à vide, cela entraînait un brusque variation de pression dans la *chambre CP*. La solution consiste à utiliser des détendeurs chauffés ainsi qu'une ligne chauffée allant jusqu'à la pompe à vide. La condensation dans la ligne de prélèvement intervient elle, lorsque les gaz d'échappement se refroidissent au contact de la ligne de prélèvement et atteignent une température de l'ordre du point de rosée ce qui représente une température d'environ 50°C dans ces conditions de fonctionnement. Lorsque les gouttelettes d'eau atteignent le tube *FID* on a extinction de la flamme car les gouttelettes d'eau éclatent dans la flamme.

Il faut alors utiliser une ligne chauffée pour éviter ce problème. Sur la figure (FIG. 3.15), on remarque un module de puissance destiné à chauffer les gaz dans la ligne de prélèvement.

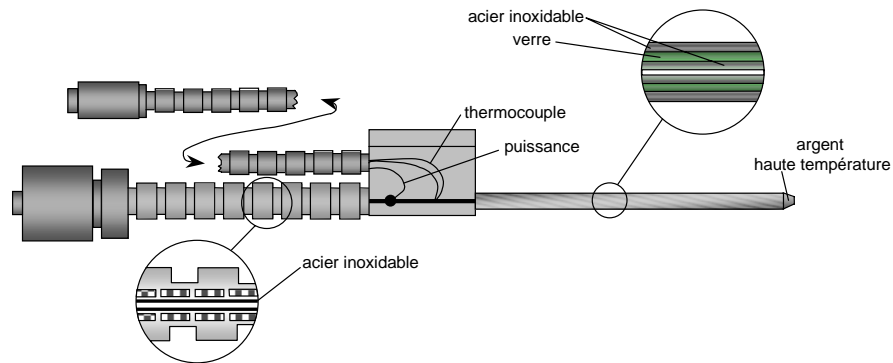


FIG. 3.15: Ligne de prélèvement d'un FID.

Calibration d'un FID rapide

La calibration d'un *FID* se fait généralement de façon statique en introduisant des gaz étalons dans la ligne de prélèvement [76]. Dans la littérature, la linéarité de l'appareil a été testée en utilisant différents gaz étalons avec une large gamme de concentration en hydrocarbures.

Dans les moteurs à combustion interne, la fraction molaire d'hydrocarbures varie de quelques centaines de $ppm C_1$ à plus de 160000 $ppm C_1$ pour un mélange riche. Le *FID* est censé être un appareil linéaire avec la concentration en hydrocarbures, toutefois le comportement n'est plus linéaire du fait que la proportion de HC modifie la flamme (FIG. 3.9). La région de non-linéarité débute à une concentration en hydrocarbures de l'ordre de 200000 $ppm C_1$ ce qui est suffisant pour l'application dans les moteurs. Pour des mesures dans les gaz d'échappement, qu'il s'agisse d'un prélèvement dans le cylindre ou dans la tubulure d'échappement, la calibration se fait in-situ [76] [39].

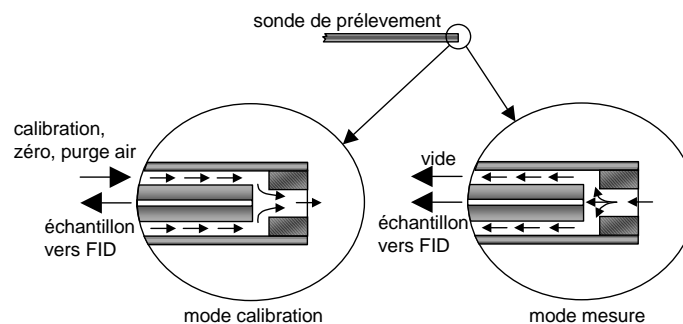


FIG. 3.16: Sonde de prélèvement d'un FID.

En fonctionnement normal, le *FID* prélève les gaz d'échappement. Lors de la calibration, une vanne est activée et permet au gaz étalon d'aller dans la ligne de prélèvement à la place de l'échantillon (FIG. 3.16).

Il reste à définir la méthode qui permettra de déterminer la quantité de résiduels.

3.5 Détermination de la fraction de gaz résiduels à partir d'une méthode de dilution successive

3.5.1 Méthode de dilution successive

Etant donné qu'il est impossible de mesurer directement la fraction de résiduels, il faut avoir recours à des méthodes de détermination indirecte en faisant des prélèvements locaux dans le cylindre ou en utilisant des méthodes de dilution. La méthode de la dilution successive consiste à effectuer une coupure d'allumage tout en conservant l'injection de carburant. Les gaz brûlés du cycle i sont dilués par les gaz frais provenant du cycle $i + 1$ (FIG. 3.17). Au cycle suivant, les gaz résiduels sont dilués par le mélange frais admis et ainsi de suite.

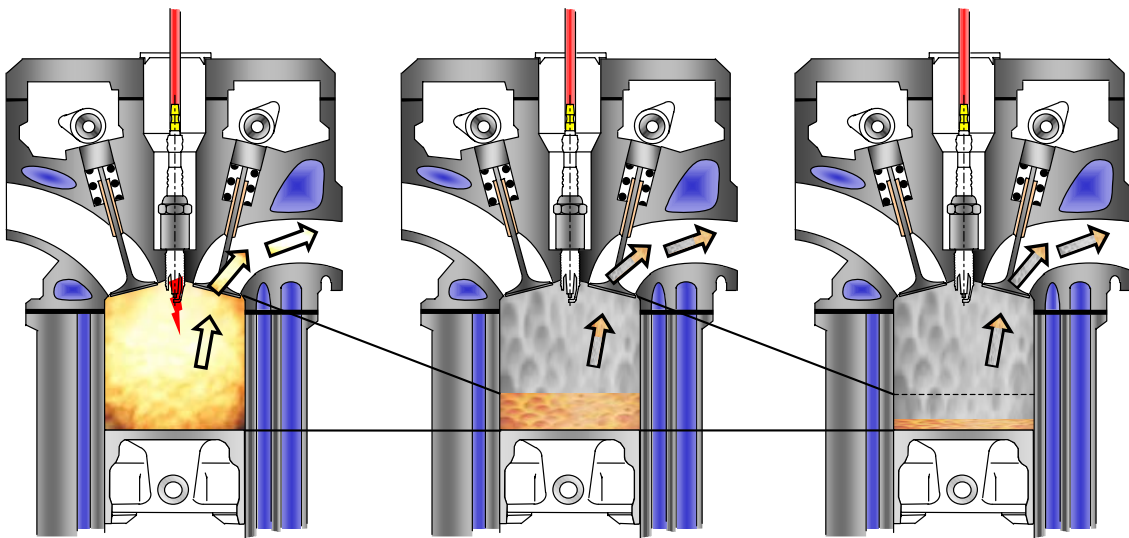


FIG. 3.17: Méthode de dilution successive.

L'avantage de cette méthode réside dans le fait qu'il s'agit d'une méthode non intrusive facilement adaptable sur un moteur de série. On s'affranchit également des problèmes de répartition spatiale, le temps de séjour des gaz dans le cylindre avant prélèvement est plus important ce qui permet une meilleure homogénéisation du mélange. L'analyse à l'échappement permet également d'éviter d'avoir des ondes de choc car les fluctuations de pression sont faibles. Le traitement du signal est alors plus simple car il n'y a pas de compensations à effectuer [74].

Il est important de conserver les mêmes réglages du *FID* rapide car toute modification de pression dans les *chambre FID* et *chambre CP* entraîne un changement dans la réponse de l'appareil [77](FIG. 3.11).

Les réglages utilisés lors des essais sont répertoriés dans le tableau (TAB. 3.4)

Il est maintenant possible de mesurer la concentration en *HC* dans les gaz d'échappement. Il faut une méthode qui permette de déterminer la fraction de gaz résiduels à partir de la mesure des *HC*. Le principe est de se servir des *HC* dans le mélange frais pour les distinguer des gaz résiduels.

pression air	0,82 bar
pression H_2/He	0,29 bar
pression chambre FID	520 mbar s
pression chambre CP	614 mbar s
température de flamme	204 °C
longueur de la sonde	330 mm
diamètre de la sonde	0,5 mm

TAB. 3.4: Caractéristiques du FID.

3.5.2 Calcul de la fraction massique de résiduels

Il est possible de remonter à la fraction massique de gaz résiduels à partir de la concentration en HC dans les gaz d'échappement. La détermination de la fraction massique de gaz résiduels est basée sur trois hypothèses :

- le mélange est spatialement homogène
- il n'y a pas de mouillage aux parois
- la combustion est complète

Afin de satisfaire aux deux premières conditions, le carburant utilisé est du propane (C_3H_8) qui est mélangé à l'air bien avant les soupapes d'admission. Le propane permet d'éviter le mouillage aux parois et donc d'être plus représentatif de la quantité de mélange frais admis dans le cylindre. Cela entraîne une meilleure estimation de la quantité de résiduels. La détermination de la fraction massique de gaz résiduels est définie comme étant

$$\chi_{res} = \frac{m_{res}}{m_{tot}} = \frac{m_{res}}{m_{res} + m_{mél}} \quad (3.25)$$

Le mélange est constitué d'air et de propane. Etant donné que le signal délivré par le FID va varier en fonction des cycles moteurs, il convient de donner des indices aux cycles moteur.

- indice 0 : dernier cycle avec combustion
- indice 1 : premier cycle sans combustion
- indice 2 : deuxième cycle sans combustion...

La relation (eq. 3.26) permet de lier la fraction massique de propane dans le cylindre à la masse de propane dans les gaz résiduels, et ce, pour le premier cycle. La quantité

de propane que l'on mesure à l'échappement permet donc de remonter à la quantité de résiduels.

$$\chi_{C_3H_8_{cyl}}(1) = \frac{m_{C_3H_8_{mél}}(1) + m_{C_3H_8_{res}}(1)}{m_{tot}} \quad (3.26)$$

On peut exprimer la masse de propane contenu dans le mélange de gaz frais à l'aide de la relation (eq. 3.27)

$$m_{C_3H_8_{mél}}(1) = \chi_{C_3H_8_{mél}}(1 - \chi_{res}(1)) m_{tot} \quad (3.27)$$

La concentration de propane dans le mélange frais ($\chi_{C_3H_8_{mél}}$) est donnée par la relation (eq. 3.28). Cette concentration est constante durant tout l'essai, il est donc inutile de l'indiquer.

$$\chi_{C_3H_8_{mél}} = \frac{m_{C_3H_8_{mél}}}{m_{mél}} \quad (3.28)$$

Il reste à expliciter le deuxième terme de la relation (eq. 3.26). La masse de propane présent dans les gaz résiduels s'exprime par la relation (eq. 3.29)

$$m_{C_3H_8_{res}}(1) = \chi_{C_3H_8_{cyl}}(0) \chi_{res}(1) m_{tot} \quad (3.29)$$

En intégrant les relations (eq. 3.27) et (eq. 3.29) dans l'équation (eq. 3.26), on obtient une nouvelle formulation de la concentration en propane dans le cylindre. On a alors la relation (eq. 3.30).

$$\chi_{C_3H_8_{cyl}}(1) = \chi_{mél}(1 - \chi_{res}(1)) + \chi_{C_3H_8_{cyl}}(0) \chi_{res}(1) \quad (3.30)$$

A partir de cette équation, on peut exprimer la fraction massique de résiduels au premier cycle (eq. 3.31).

$$\chi_{res}(1) = \frac{\chi_{C_3H_8_{cyl}}(1) - \chi_{mél}}{\chi_{C_3H_8_{cyl}}(0)} \quad (3.31)$$

En faisant un raisonnement par récurrence on obtient la relation (eq. 3.32) qui permet de déterminer la fraction de résiduels à partir des concentrations au cycle i et $i - 1$.

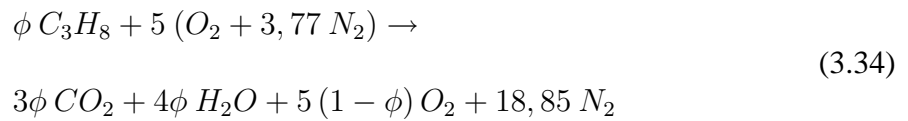
$$\chi_{res}(i) = \frac{\chi_{C_3H_8_{cyl}}(i) - \chi_{mél}}{\chi_{C_3H_8_{cyl}}(i-1)} \quad (3.32)$$

Etant donné que le *FID* rapide délivre un signal qui est fonction de la concentration molaire en HC (eq. 3.20), il est nécessaire d'établir une relation entre la concentration

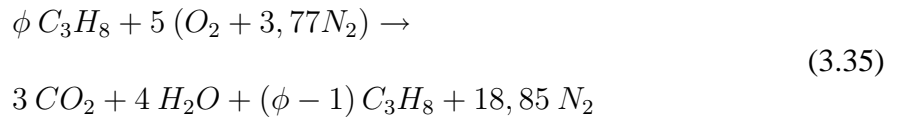
molaire en propane et la concentration massique en propane dans les gaz contenus dans le cylindre. On utilise pour cela la relation (eq. 3.33).

$$\chi_{C_3H_8_{cyl}} = X_{C_3H_8_{cyl}} \frac{\mathcal{M}_{C_3H_8}}{\mathcal{M}_{cyl}} \quad (3.33)$$

Le calcul de la concentration molaire en propane est établi à partir d'une équation de combustion supposée complète. Il faut alors distinguer deux cas. Un cas où le mélange est pauvre (eq. 3.34)



et l'autre où l'on est en mélange riche (eq. 3.35).



La détermination de la fraction molaire en propane dans le cylindre est le nombre de moles de propane contenues dans le cylindre (l'allumage est coupé) rapporté au nombre de moles total dans le cylindre. On obtient deux relations, une dans le cas où le mélange est pauvre (eq. 3.36)

$$X_{C_3H_8_{cyl}} = \frac{(1 - X_{res}) \phi}{(1 + X_{res}) \phi + 23,85} \quad (3.36)$$

et l'autre en mélange riche (eq. 3.37).

$$X_{C_3H_8_{cyl}} = \frac{(1 - X_{res}) \phi}{X_{res} + \phi + 23,85} \quad (3.37)$$

La fraction molaire de gaz résiduels dans le cylindre au cycle i est déterminée à partir de la concentration en propane au cycle i (eq. 3.38). Cette valeur est délivrée par le *FID* rapide. La fraction molaire de résiduels est représentée par la quantité de moles qui ne contiennent pas de propane rapporté au dernier cycle avec combustion. Cela s'écrit (eq. 3.38).

$$X_{res}(i) = \frac{X_{C_3H_8_{max}} - X_{C_3H_8}(i)}{X_{C_3H_8_{max}} - X_{C_3H_8}(1)} \quad (3.38)$$

Il reste à déterminer la masse molaire du gaz dans le cylindre (eq. 3.33) afin de calculer la fraction massique de résiduels. On fait appel à la relation (eq. 3.39) qui est la loi des mélanges appliquée au cylindre.

$$\mathcal{M}_{cyl}(i) = (1 - X_{res}(i))\mathcal{M}_{mél} + X_{res}(i)\mathcal{M}_{cyl}(i-1) \quad (3.39)$$

La masse molaire du gaz dans le cylindre du premier cycle avec coupure d'allumage est donné par la relation (eq. 3.40).

$$\mathcal{M}_{cyl}(1) = (1 - X_{res}(1))\mathcal{M}_{mél} + X_{res}(1)\mathcal{M}_{gb} \quad (3.40)$$

La masse molaire des gaz brûlés \mathcal{M}_{gb} dépend de la richesse du mélange. En supposant que les gaz sont issus d'une combustion complète (eq. 3.34)(eq. 3.35), on a alors deux relations, une en mélange pauvre (eq. 3.41)

$$\mathcal{M}_{gb} = \frac{3\phi \mathcal{M}_{CO_2} + 4\phi \mathcal{M}_{H_2O} + 5(1-\phi)\mathcal{M}_{O_2} + 18,85 \mathcal{M}_{N_2}}{25,85 - 5\phi} \quad (3.41)$$

et l'autre en mélange riche (eq. 3.42).

$$\mathcal{M}_{gb} = \frac{3 \mathcal{M}_{CO_2} + 4 \mathcal{M}_{H_2O} + (\phi - 1)\mathcal{M}_{C_3H_8} + 18,85 \mathcal{M}_{N_2}}{24,85 + \phi} \quad (3.42)$$

La masse molaire du mélange frais est obtenue avec la relation (eq. 3.43).

$$\mathcal{M}_{mél} = \frac{\phi \mathcal{M}_{C_3H_8} + 5\mathcal{M}_{O_2} + 18,85 \mathcal{M}_{N_2}}{\phi + 23,85} \quad (3.43)$$

En remplaçant les équations (eq. 3.33) dans (eq. 3.32), on obtient

$$\chi_{res(i)} = \frac{X_{C_3H_8(i)} \frac{\mathcal{M}_{mél}}{\mathcal{M}_{cyl(i-1)}} - \chi_{mél}}{X_{C_3H_8(1)} \frac{\mathcal{M}_{mél}}{\mathcal{M}_{cyl(i-1)}} - \chi_{mél}} \quad (3.44)$$

La fraction massique de résiduels est donc reliée à la concentration en propane pour chaque cycle. Le premier cycle où on a coupé l'allumage permet de reconstruire la fraction de résiduels. Il est également possible de mesurer le nombre de cycles nécessaires à l'évacuation de tous les gaz résiduels. Il s'agit du nombre de cycles qu'il faut pour atteindre la concentration du mélange.

La quantité de résiduels est déterminée à partir de la concentration en *HC* dans les gaz d'échappement. Le signal fournit la concentration instantanée, il est nécessaire de traiter le signal afin de connaître la moyenne sur un cycle.

3.5.3 Traitement du signal FID

L'équation (eq. 3.44) permet de déterminer la fraction de résiduels à partir de la concentration en propane mais pour cela il faut traiter le signal du *FID*. La sonde de

prélèvement est située quelques centimètres après les soupapes d'échappement, il existe donc un temps de transport qui est de l'ordre de 10 ms. De même, l'appareil possède un temps de réponse, qui correspond au temps pour que l'appareil passe de 10% à 90% de la valeur maxi du signal. Ces deux temps sont caractéristiques de la géométrie de l'appareil ainsi que des conditions de fonctionnement. Le fabricant fournit un logiciel qui estime le temps de transit des gaz ainsi que le temps de réponse en fonction de différents paramètres (FIG. 3.18). Dans le cas présenté, le temps de transport *transit time* est de 10,1 ms et le temps de réponse *time const* est estimé à 1,5 ms.

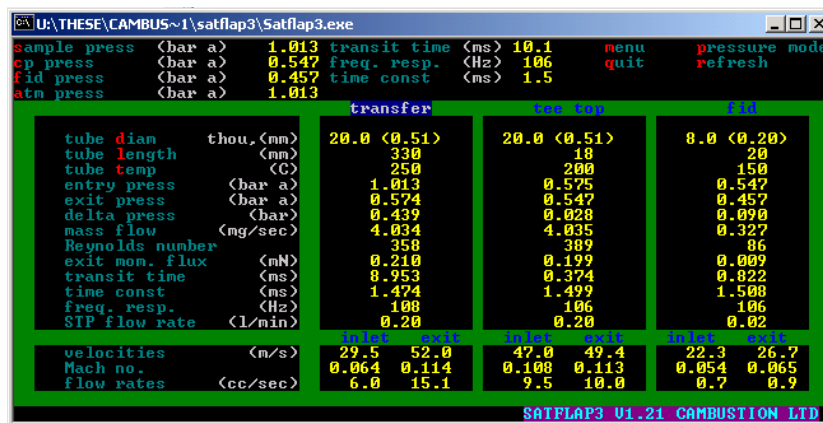


FIG. 3.18: Résultats de calcul du logiciel satflap.

Il est donc nécessaire de synchroniser le signal du *FID* afin de connaître la concentration en propane en fonction du cycle moteur. La figure (FIG. 3.19) montre le signal délivré par le *FID* une fois synchronisé. Etant donné que le prélèvement se fait dans la tubulure d'échappement, on observe un déphasage d'un cycle entre l'instant où on coupe l'allumage (cycle 1) et l'instant où on observe l'augmentation des *HC* (cycle 2).

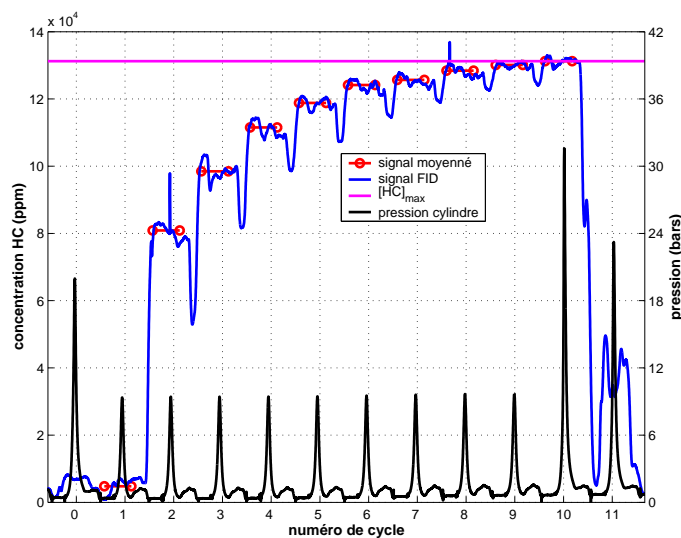


FIG. 3.19: Augmentation des HC à l'échappement avec coupure d'allumage. $p_{col} = 374 \text{ mbars}$, $OF = 0,58^\circ/m$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1,09$, $T_x = 11,5$

On observe une augmentation des $[HC]$ à l'échappement de façon asymptotique, la valeur maximale étant la concentration du mélange frais (FIG. 3.19).

Les gaz brûlés sont donc évacués à l'échappement et remplacés par des gaz frais. Lorsque qu'on remet l'allumage (cycle 10), la pression maximale dans le cylindre est supérieure à celle des autres cycles. Ceci vient du fait que tout les gaz brûlés ont été balayés. Au cycle suivant (cycle 11), on retrouve les gaz résiduels donc la pression maximale est moindre.

Le *FID* donne une valeur instantanée de la quantité de propane, or le calcul est basé sur la mesure de la concentration moyenne durant le cycle. Il faut définir le nombre de points que l'on prend pour effectuer la moyenne. En effet, la valeur de la concentration moyenne en HC de chaque cycle dépend de la quantité de points pris pour effectuer la moyenne (FIG. 3.20). La figure (FIG. 3.20) met en évidence l'influence du nombre de points de calcul sur la valeur de la concentration.

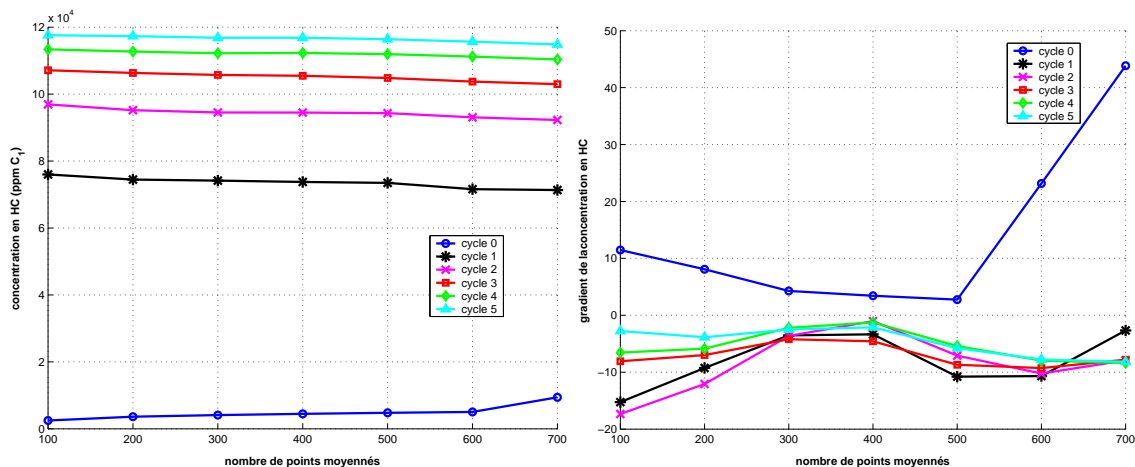


FIG. 3.20: Concentration moyenne en HC sur un cycle en fonction du nombre de points moyennés. Gradient de la concentration moyenne en HC sur un cycle en fonction du nombre de points moyennés.

Le critère fixé pour établir le nombre de points à choisir est une minimisation du gradient de la concentration. Cela se traduit par le fait que le signal est alors peu influencé par le nombre de points utilisés pour le calcul de la fraction massique de gaz résiduels (FIG. 3.20).

La fraction de résiduels est déterminée, il est intéressant de savoir le temps nécessaire pour les évacuer à l'échappement.

3.5.4 Détermination du temps de séjour des gaz résiduels

Les gaz résiduels ont un temps de séjour qui dépend du balayage du moteur. Il faudra donc d'avantage de cycles moteur à faible pression collecteur pour évacuer les gaz qu'à une pression élevée. On définit un coefficient de décroissance (eq. 3.45) qui représente la façon dont sont évacués les gaz.

$$C_{dec} = \frac{\chi_{res}(i+1)}{\chi_{res}(i)} \quad (3.45)$$

Ce coefficient est supposé être constant si les gaz sont homogènes. En effet, au cas où les gaz se mélangent de façon homogène, la fraction de résiduels décroît toujours de la même manière. En admettant que l'on a 40% de gaz brûlés au premier cycle, on doit obtenir 40% de la valeur précédente au deuxième cycle, soit 16% et 40% de 16% au troisième cycle, soit 6,4%.

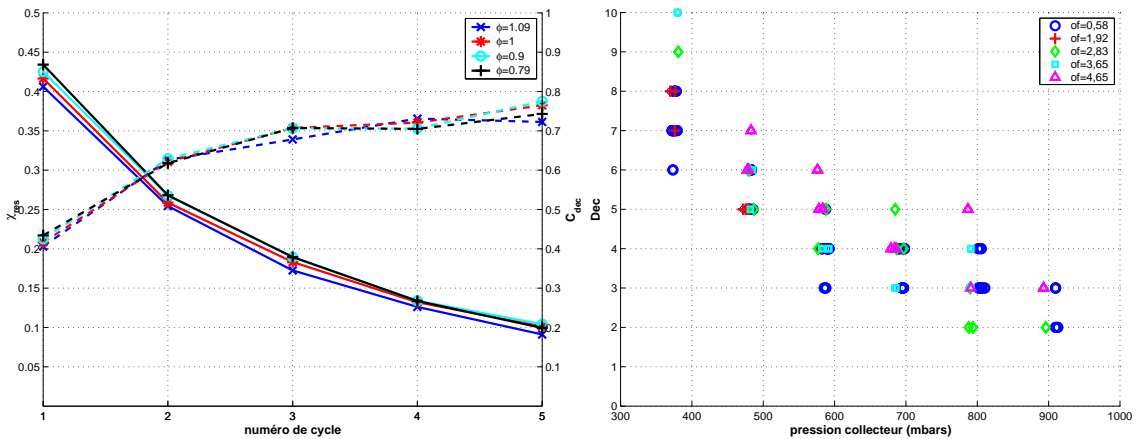


FIG. 3.21: Fraction de gaz résiduels au cours des cycles. Nombre de cycles pour évacuer 95% des résiduels (N_{dec}).

Ceci est vrai si le balayage est identique à chaque cycle. On remarque sur la figure (FIG. 3.21) que le coefficient de décroissance C_{dec} n'est pas constant mais il augmente au fur et à mesure des cycles (courbe pointillés). Cela montre que le mélange n'est pas homogène mais il se peut également que la valeur de la concentration donnée par le FID soit biaisée (FIG. 3.14) par le fait que l'on trouve de plus en plus d'oxygène dans les gaz au fur et à mesure des cycles.

Plusieurs croisements de soupapes ont été étudiés. On remarque sur la figure (FIG. 3.21) que le nombre de cycles pour évacuer 95% des gaz résiduels diminue avec la pression collecteur [39]. Cela vient du fait que les back-flows sont plus importants pour les faibles charges. De ce fait, les gaz brûlés sont réintroduits dans le cylindre.

La fraction de gaz résiduels augmente avec le croisement de soupape [53] ainsi que le nombre de cycles pour évacuer 95% des gaz résiduels. Il faut d'avantage de cycles pour évacuer les gaz. Ceci se vérifie sur la figure (FIG. 3.21).

Différents épures de distribution ont été étudiées afin de voir l'influence sur les gaz résiduels. Le facteur de croisement OF est calculé à partir des valeurs de RFE et AOA . La figure (FIG. 3.22) indique les valeurs de OF en fonction de la valeur du croisement. Les différentes épures étudiées présentent des angles RFE et AOA quasiment symétriques (FIG. 3.22).

Une deuxième méthode de mesure de la fraction de résiduels a été mise en place afin de vérifier les valeurs fournies par la méthode de dilution. En effet, les résultats fournis sont trop élevés. Les résultats seront traités dans le paragraphe §3.8.1.

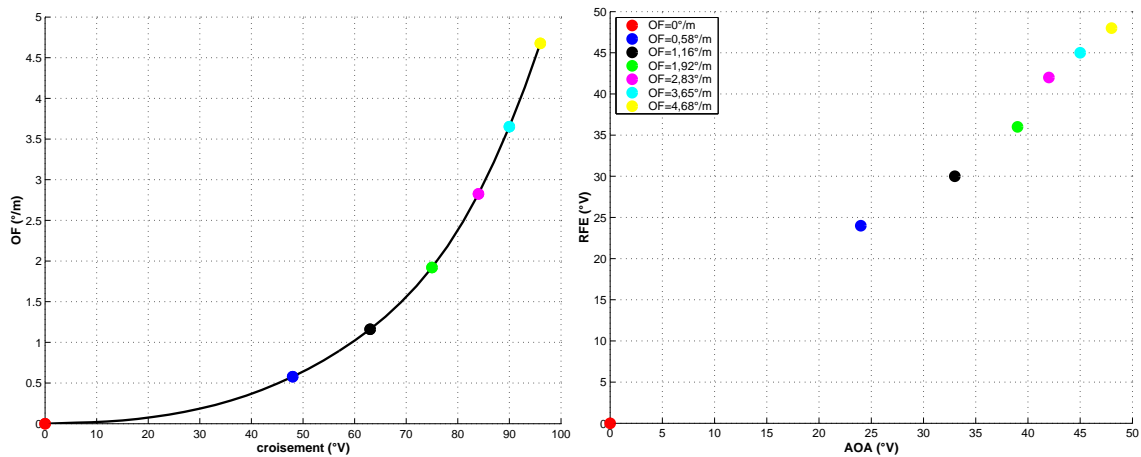


FIG. 3.22: Facteur de croisement en fonction du croisement. AOA et RFE associé pour les épures étudiées.

3.6 Détermination de la fraction de résiduels à l'aide d'une méthode de prélèvement dans le cylindre

Afin de valider les résultats obtenus à l'aide de la méthode de dilution successive, une deuxième méthode a été utilisée pour déterminer la fraction massique de gaz résiduels. En effet, les résultats obtenus par la méthode de dilution donne des quantités de résiduels très importantes qui ne correspondent pas aux valeurs rencontrées dans la littérature [53] [32] [30] [58]. Contrairement à la première méthode qui était basée sur l'analyse des gaz dans l'échappement, celle ci consiste à effectuer une analyse des gaz contenus dans le cylindre [78] [79].

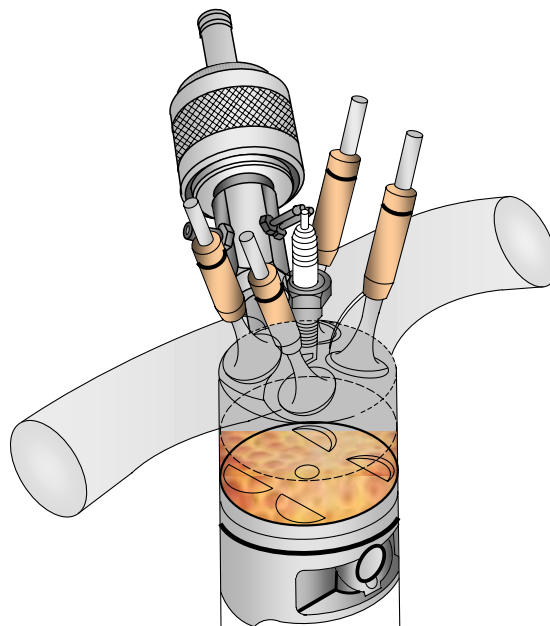


FIG. 3.23: Implantation de la sonde pour prélever dans le cylindre.

Pour cela, les gaz sont prélevés à l'aide d'une sonde de prélèvement fixée sur un accès de la culasse du moteur. La figure (FIG. 3.23) montre l'implantation de la sonde de prélèvement sur le moteur.

La méthode de prélèvement n'est plus basée sur l'analyse des *HC* dans les gaz d'échappement mais sur la concentration en CO_2 dans le cylindre. Les moyens expérimentaux sont donc différents de ceux détaillés dans le paragraphe §3.5.1 car il faut prélever les gaz, les stocker et les analyser.

3.6.1 Mise en oeuvre du dispositif expérimental

L'expérience consiste à recueillir une partie des gaz présents dans le cylindre et à les stocker dans un sac de prélèvement. Une fois que la quantité prélevée est suffisante, il faut analyser ces gaz à l'aide d'une baie d'analyse de gaz.

Pour cela, le moteur fonctionne à un régime établi, une fois les soupapes fermées, la sonde s'ouvre afin de prélever une partie des gaz contenus dans le cylindre. L'allumage est coupé afin de ne pas modifier la composition des gaz présents durant ce cycle. Ainsi la quantité de CO_2 est bien celle lors de la fermeture des soupapes. La quantité prélevée étant trop faible pour être analysée par une baie d'analyse, l'opération est répétée plusieurs fois à intervalles réguliers pour conserver une température représentative du fonctionnement du moteur. Une fois le sac de prélèvement rempli, la sonde est arrêtée puis l'analyse déclenchée. La quantité de CO_2 permet de remonter à la quantité de gaz résiduels.

La mesure du CO_2 contenu dans les gaz enfermés dans le cylindre est représentatif de la fraction de gaz résiduels. En effet, le gaz est homogène dans le cylindre il n'y a donc pas d'influence de la localisation de l'échantillon prélevé sur la concentration en CO_2 [80].

Afin d'avoir une mesure représentative de la quantité de gaz résiduels dans le cylindre, il faut prélever la totalité des gaz et analyser la concentration de chaque gaz afin de déterminer la fraction massique de gaz résiduels. Il est impossible de prélever la totalité des gaz donc il faut ce mettre dans des conditions qui permettent de prélever le maximum de gaz du cylindre. Pour cela, certaines conditions sont requises :

- la sonde doit posséder une section de passage des gaz importante
- le prélèvement doit être réalisé soupapes fermées
- le débit de gaz doit être uni-directionnel pour éviter de réintroduire des gaz déjà prélevés et de modifier la composition des gaz prélevés
- la composition des gaz ne doit pas varier durant le prélèvement afin de ne pas modifier la concentration en CO_2
- les conditions thermodynamiques doivent être les mêmes que lorsqu'il n'y a pas de prélèvement

Ces conditions sont respectées lorsque :

- la sonde est ouverte durant un laps de temps important
- l'ouverture de la sonde est phasée dans le cycle
- la pression dans le cylindre doit être supérieure à la celle dans le sac de prélèvement
- l'allumage doit être coupé durant le prélèvement
- le prélèvement est réalisé tout les 9 cycles

La figure (FIG. 3.24) montre le résultat que l'on obtient en observant toutes ces conditions. L'ouverture de la sonde s'effectue pour une pression supérieure à la pression atmosphérique lorsque les soupapes sont fermées. Il en est de même pour la fermeture. On remarque que lorsque la soupape de prélèvement vient de se fermer, les gaz sont détendus à une pression inférieure à la pression collecteur. Lors du cycle suivant, une partie des gaz d'échappement du cycle précédent va être réaspirée. Le fait de prélever tout les 9 cycles assure une vidange complète.

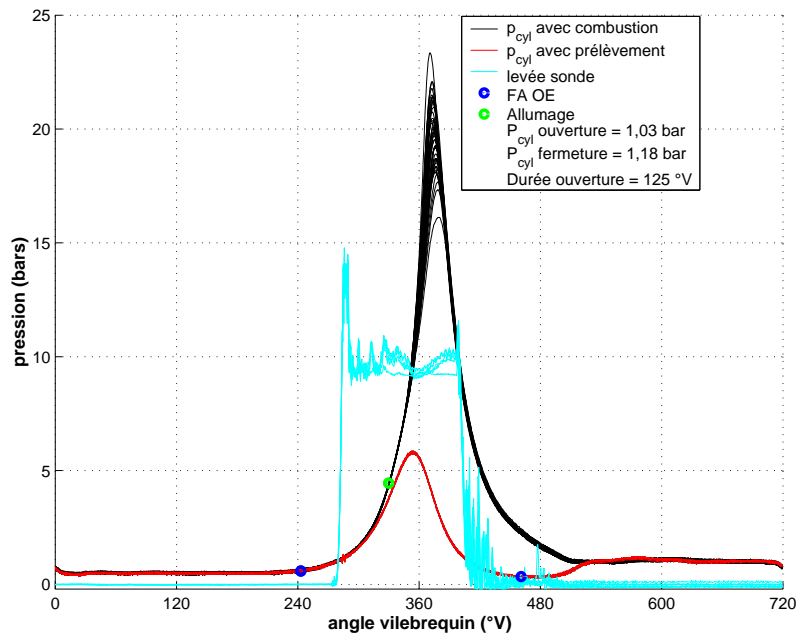


FIG. 3.24: Pression cylindre avec et sans prélèvement. $N = 1000 \text{ tr/min}$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $OF = 1,16^\circ/m$.

La copie de la position de la sonde permet de s'assurer que la pression à l'ouverture et à la fermeture est supérieure à la pression dans le sac de prélèvement. La durée d'ouverture ainsi que le phasage sont choisis afin d'obtenir un quantité prélevée maximale.

durée d'ouverture	3-30 <i>ms</i>
pression maximale d'utilisation	80 <i>bars</i>
pression d'ouverture maximale	20 <i>bars</i>
diamètre	14 <i>mm</i>
levée	1,25 <i>mm</i>
débit prélevé	16 <i>Ncc/ms</i> à 10 <i>bars</i> et 20 °C

TAB. 3.5: Données géométriques de la vanne de prélèvement.

L'ouverture de la sonde se fait donc le plus tôt possible et la fin le plus tard possible. Connaître la valeur de la levée n'est donc pas utile par conséquent elle n'est pas représentée à l'échelle.

Les caractéristiques de la sonde de prélèvement sont données dans le tableau (TAB. 3.5).

La quantité de gaz prélevée dans le cylindre est fonction du débit de gaz traversant la sonde. La durée d'ouverture de la sonde ainsi que le phasage du prélèvement vont modifier la masse de gaz prélevée. La pression collecteur intervient également car plus elle est élevée et plus la pression dans le cylindre est importante. Lors des prélèvements, la pression en amont de la sonde est donc supérieure (FIG. 3.25), ce qui augmente le débit. La pression aval reste la pression dans le sac, soit la pression atmosphérique.

L'angle d'ouverture de la sonde pour lequel la pression cylindre atteint 1 bar apparaît plus tôt et c'est l'inverse pour l'angle de fermeture. L'augmentation de la pression collecteur entraîne donc une augmentation du débit prélevé.

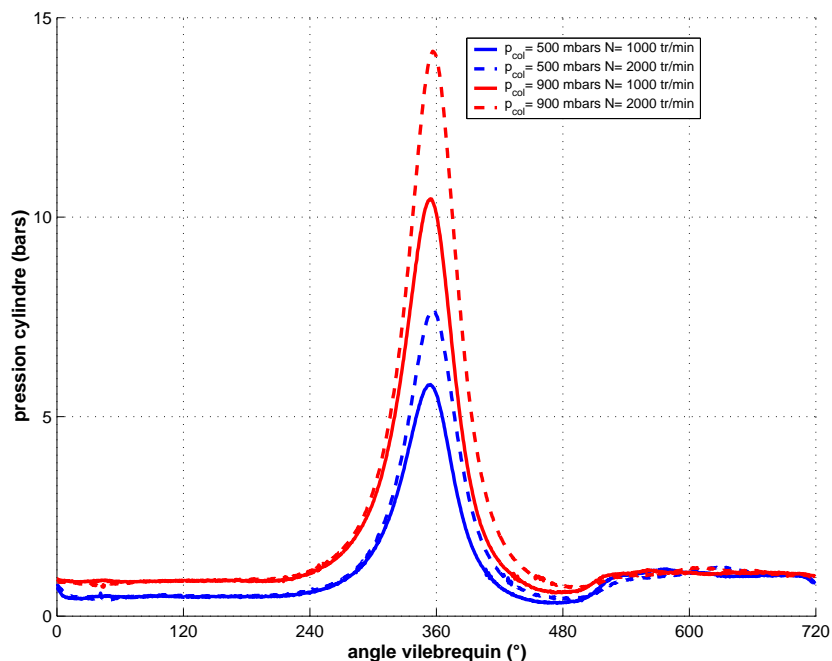


FIG. 3.25: Pression cylindre durant le prélèvement pour 2 pressions collecteur et 2 régimes.

Plus la pression collecteur augmente et plus le débit prélevé est important. C'est ce que l'on observe sur la figure (FIG. 3.26). Pour un régime de 2000 tr/min la durée d'ouverture de la sonde est plus faible qu'à 1000 tr/min car on dispose de moins de temps de prélèvement mais le débit est supérieur. Ceci est dû au fait que la pression dans le cylindre est plus élevée (FIG. 3.25) car la masse enfermée et la température sont plus importantes. On remarque également qu'à iso-durée de prélèvement, le débit prélevé augmente en fonction de la pression collecteur.

La fraction prélevée est fonction du débit prélevé mais également du débit de gaz admis. En effet, la fraction prélevée est définie à partir de la relation (eq. 3.46).

$$\chi_{prélèv} = \frac{m_{prélèv}}{m_{tot}} = \frac{m_{prélèv}}{m_{adm} + m_{res}} \quad (3.46)$$

Le débit prélevé est plus important pour un régime de 2000 tr/min mais le débit admis augmente également. La figure (FIG. 3.26) met en évidence que la sonde permet un prélèvement de 20% à 45% de la masse totale dans le cylindre, ce qui est suffisant pour dire que la mesure dans l'échantillon est représentative de la composition dans le cylindre. Le pourcentage prélevé est plus important pour un régime de 1000 tr/min car on dispose de plus de temps pour vider le cylindre.

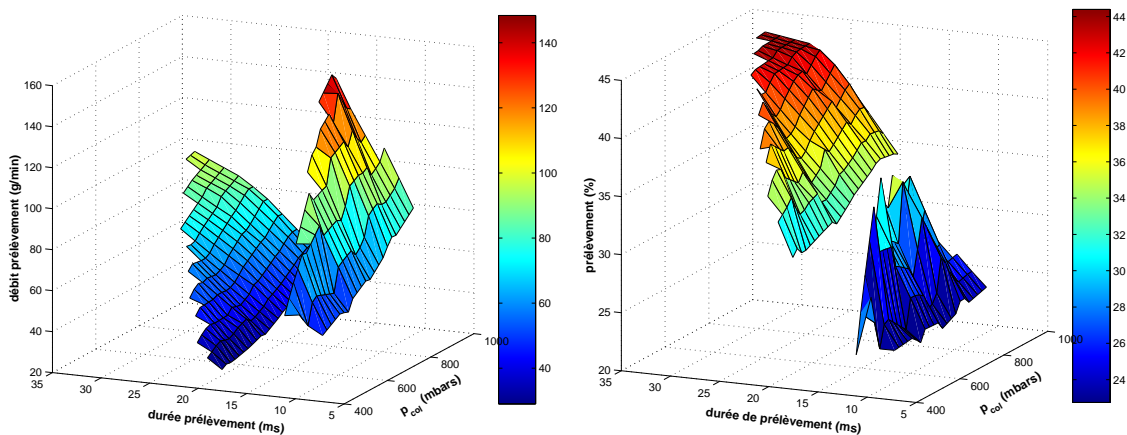


FIG. 3.26: Débit de gaz prélevés en fonction de la durée d'ouverture de la sonde et de la pression dans le collecteur. Pourcentage de gaz prélevés en fonction de la durée d'ouverture de la sonde et de la pression dans le collecteur. $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$.

Il n'a pas été possible de mesurer le débit prélevé à cause d'une pression trop élevée en aval de la sonde. Le débit prélevé est déterminé par simulation à l'aide du modèle décrit dans le chapitre 2. Le modèle a été recalé et une soupape supplémentaire a été implantée dans le cylindre afin de simuler la sonde de prélèvement. Le débit traversant le papillon est identique à celui des essais et la température des parois a été ajustée afin d'obtenir la même quantité de résiduels que lors des essais sur moteur. Ensuite, on simule une ouverture de la vanne et on ajuste le coefficient de débit jusqu'à obtenir une pression cylindre simulée identique à la pression mesurée lors du prélèvement. En comparant la masse totale obtenue dans les cas avec et sans ouverture de la sonde, on obtient la différence de masse dans le cylindre. On peut alors reconstruire la fraction de gaz prélevée.

La quantité prélevée est connue, il faut maintenant déterminer la fraction de résiduels à partir des concentrations en CO_2 dans les gaz contenus dans le cylindre, avant et après combustion.

3.6.2 Calcul de la fraction de résiduels à partir de la mesure du CO_2

Le prélèvement dans le cylindre est représentatif de la fraction de résiduels. L'analyse du CO_2 dans le cylindre sans combustion comparé à celui contenu dans les gaz d'échappe-

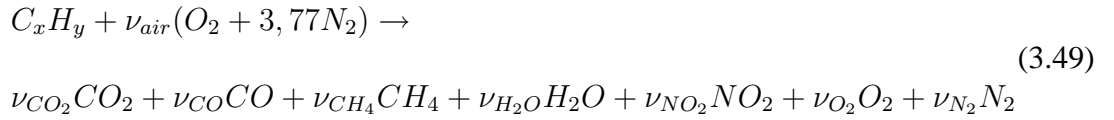
ment permet de remonter aux résiduels. La fraction volumique de gaz résiduels est donnée par la relation (eq. 3.47).

$$X_{res} = \frac{X_{CO_2cyl}}{X_{CO_2éch}} \quad (3.47)$$

Il est possible de déterminer la fraction massique à partir de la masse molaire des gaz à l'échappement et dans le cylindre (eq. 3.48).

$$\chi_{res} = X_{res} \frac{\mathcal{M}_{éch}}{\mathcal{M}_{cyl}} \quad (3.48)$$

Il faut déterminer la masse molaire moyenne des gaz d'échappement. De même que dans le paragraphe §3.5.1, la masse molaire est calculée à partir d'une équation de combustion non plus supposée complète mais avec formation de CO , CH_4 et NO_x en plus (eq. 3.49).



La masse molaire de gaz brûlés à l'échappement se détermine par la relation suivante (eq. 3.50).

$$\mathcal{M}_{éch} = \frac{44\nu_{CO_2} + 28\nu_{CO} + 16\nu_{CH_4} + 18\nu_{H_2O} + 46\nu_{NO_2} + 32\nu_{O_2} + 28\nu_{N_2}}{\nu_{CO_2} + \nu_{CO} + \nu_{CH_4} + \nu_{H_2O} + \nu_{NO_2} + \nu_{O_2} + \nu_{N_2}} \quad (3.50)$$

On peut procéder de même pour le calcul de la masse molaire des gaz dans le cylindre mais cela impose d'avoir une vanne pour permuter le prélèvement de la baie d'analyse de l'échappement au sac de prélèvement. Le choix c'est porté sur une analyse simple du CO_2 dans le sac. Il n'est donc plus possible de calculer la masse molaire des gaz dans le cylindre. Il faut donc exprimer la masse molaire des gaz contenus dans le cylindre sous la forme (eq. 3.51).

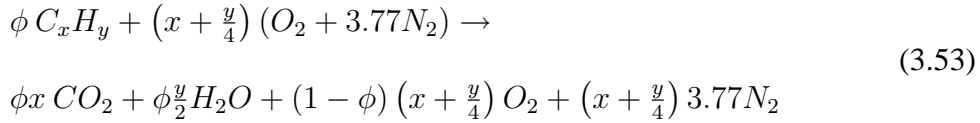
$$\mathcal{M}_{cyl} = (1 - X_{res})\mathcal{M}_{gf} + X_{res}\mathcal{M}_{gb} \quad (3.51)$$

La masse molaire des gaz frais est déterminée par la relation (eq. 3.52) en supposant que les gaz frais sont composés d'air et de carburant de type C_xH_y en mélange pauvre.

$$\mathcal{M}_{gf} = \frac{\phi(12x + y) + (x + \frac{y}{4})(32 + 3,77 \cdot 28)}{\phi(x + y) + 4,77(x + \frac{y}{4})} \quad (3.52)$$

Afin de calculer \mathcal{M}_{cyl} , il est nécessaire de connaître \mathcal{M}_{gb} . Etant donné que l'on ne peut mesurer uniquement le CO_2 dans les gaz prélevés avec la baie d'analyse utilisée, on suppose que la combustion est complète, il n'y a donc pas de formation de polluants. Le

calcul de \mathcal{M}_{gb} est donc réalisé à partir de la relation (eq. 3.53). Il s'agit de l'équation de combustion en mélange pauvre pour un alcane de type C_xH_y . On peut effectuer la même opération pour une combustion en mélange riche.



La masse molaire des gaz brûlés est exprimée par la relation (eq. 3.54).

$$\mathcal{M}_{gb} = \frac{\phi (44x + 9y) + \left(x + \frac{y}{4}\right) \left((1 - \phi) 32 + 3.77 \cdot 28 \right)}{\phi \left(x + \frac{y}{2}\right) + \left(x + \frac{y}{4}\right) \left((1 - \phi) + 3.77 \right)} \quad (3.54)$$

Il n'est pas possible de connaître les valeurs de x et y à partir de l'analyse de gaz, il faut donc faire l'hypothèse que la masse molaire des gaz dans le cylindre est identique à celle des gaz d'échappement. Dans ce cas on commet une erreur du type (eq. 3.55).

$$\varepsilon_{\mathcal{M}_{gb}} = \frac{\mathcal{M}_{cyl} - \mathcal{M}_{gb}}{\mathcal{M}_{cyl}} \quad (3.55)$$

On remarque sur la figure (FIG. 3.27) que l'erreur commise entre la masse molaire des gaz frais et les gaz brûlés est maximale pour un taux de résiduels de 0% et une richesse de 1. Il est normal que l'erreur soit maximale dans ce cas de figure car on compare des gaz brûlés à des gaz frais et c'est dans ce cas que l'on observe la plus grande variation de masse molaire (FIG. 3.27).

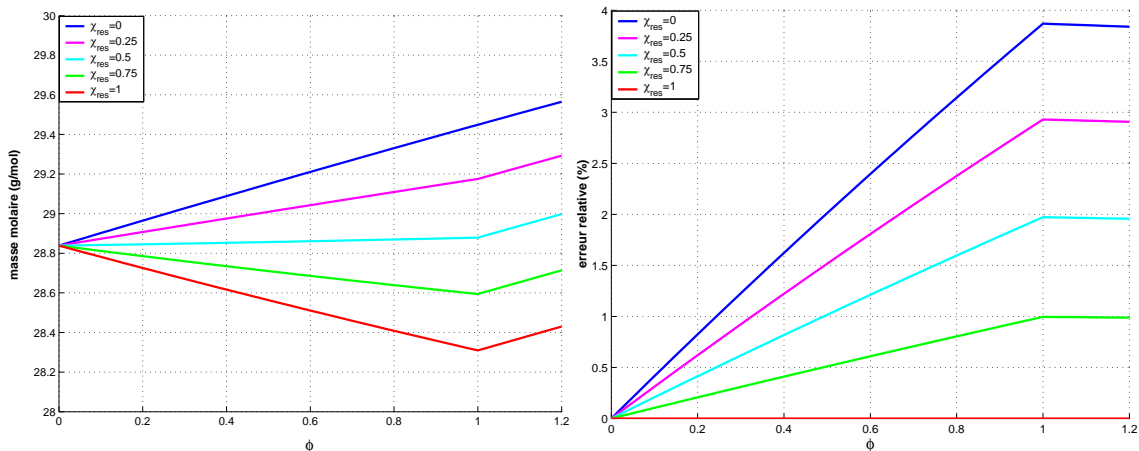


FIG. 3.27: Masse molaire des gaz pour différentes richesses et taux de résiduels. Erreur entre les gaz frais et brûlés.

Il est plus intéressant de regarder l'erreur entre les gaz brûlés et les gaz contenus dans le cylindre (FIG. 3.28). En effet, l'erreur entre les masses molaires est maximale pour un taux de 0% de résiduels mais cela engendre une erreur de 0% sur la masse molaire des gaz dans le cylindre d'après l'équation (eq. 3.51).

On peut exprimer la fraction massique de résiduels en fonction de la fraction molaire par la relation (eq. 3.56).

$$\chi_{res} = X_{res} (1 - \varepsilon_{\mathcal{M}_{gb}}) \quad (3.56)$$

La figure (FIG. 3.28) montre que l'erreur sur la fraction massique de résiduels est maximale lorsque le mélange dans le cylindre est composé de 50% de résiduels en volume à une richesse de 1. On a dans ce cas une erreur de 1%.

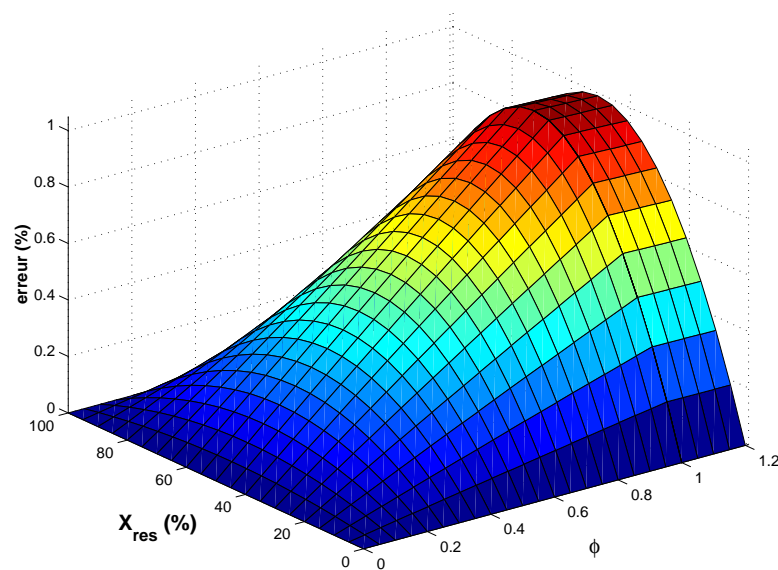


FIG. 3.28: Erreur sur les résiduels.

La fraction massique de gaz résiduels est donc donnée avec une erreur inférieure à 1% de la masse totale dans le cylindre. On ne se soucie pas des erreurs dues aux appareils de mesures ni à la répétabilité de la mesure.

Les valeurs fournies par les analyseurs sont données dans différentes conditions. Certaines concentrations sont données en *gaz sec* et d'autres en *gaz humide* (TAB. 3.6).

Il est donc nécessaire de convertir les concentrations qui sont données en *gaz sec*, en *gaz humide*. En effet, les gaz contenus dans le cylindre contiennent de l'eau qui provient de la combustion. Afin de remonter à la fraction molaire de résiduels, il est indispensable de tenir compte de la proportion d'eau dans le mélange de gaz. La relation entre la concentration d'un gaz en *gaz sec* et *gaz humide* est donnée par l'équation (eq. 3.57).

$$[X]_{hum} = (1 - [H_2O]_{hum}) [X]_{sec} \quad (3.57)$$

La teneur en eau dans les *gaz humides* est déterminée à partir de l'analyse en *gaz sec* (eq. 3.58).

$$[H_2O]_{hum} = \frac{[H_2O]_{sec}}{1 + [H_2O]_{sec}} \quad (3.58)$$

<i>Fluide</i>	<i>Gaz analysé</i>	<i>Unité</i>	<i>Type de mesure</i>
<i>Gaz d'échappement</i>	<i>CO</i>	<i>ppm</i>	<i>gaz sec</i>
	<i>CO₂</i>	<i>%</i>	<i>gaz sec</i>
	<i>O₂</i>	<i>%</i>	<i>gaz sec</i>
	<i>HC</i>	<i>ppm</i>	<i>gaz humide</i>
	<i>NO_x</i>	<i>ppm</i>	<i>gaz humide</i>
<i>Gaz cylindre</i>	<i>CO₂</i>	<i>%</i>	<i>gaz sec</i>

TAB. 3.6: Type de mesure pour l'analyse de gaz.

On étend ce principe au CO_2 . On réalise ce changement pour les gaz prélevés dans le cylindre et les gaz analysés à l'échappement (eq. 3.59).

$$\begin{cases} [CO_2]_{hum,éch} = (1 - [H_2O]_{hum,éch}) [CO_2]_{sec,éch} \\ [CO_2]_{hum,cyl} = (1 - [H_2O]_{hum,cyl}) [CO_2]_{sec,cyl} \end{cases} \quad (3.59)$$

Afin de réaliser le calcul, il faut déterminer au préalable la concentration en eau dans les gaz considérés en *gaz humide* (eq. 3.59). Pour cela, il faut connaître la concentration en *gaz sec* (eq. 3.58). La détermination se fait à partir du rapport de concentration en *gaz humide* et en *gaz sec* (eq. 3.60).

$$[H_2O]_{sec,cyl} = \frac{[CO_2]_{sec,cyl}}{[CO_2]_{sec,éch}} [H_2O]_{sec,éch} \quad (3.60)$$

Le calcul de la fraction volumique de résiduels en *gaz humide* est défini par la relation (eq. 3.61).

$$X_{res} = \frac{X_{CO_2_{hum,cyl}}}{X_{CO_2_{hum,éch}}} \quad (3.61)$$

Elle peut être exprimée sous la forme (eq. 3.62).

$$X_{res} = \frac{(1 - [H_2O]_{hum,cyl}) [CO_2]_{sec,cyl}}{(1 - [H_2O]_{hum,éch}) [CO_2]_{sec,éch}} \quad (3.62)$$

En intégrant l'équation (eq. 3.60) dans la relation (eq. 3.58), on a alors la relation (eq. 3.63).

$$[H_2O]_{hum,cyl} = \frac{\frac{[CO_2]_{sec,cyl}}{[CO_2]_{sec,éch}} [H_2O]_{sec,éch}}{1 + \frac{[CO_2]_{sec,cyl}}{[CO_2]_{sec,éch}} [H_2O]_{sec,éch}} \quad (3.63)$$

On fixe le rapport entre les concentrations en *gaz sec* dans le cylindre et à l'échappement comme étant (eq. 3.64).

$$F = \frac{[CO_2]_{sec,cyl}}{[CO_2]_{sec,éch}} \quad (3.64)$$

En intégrant les équations (eq. 3.63) et (eq. 3.64) dans (eq. 3.62) on exprime la fraction de résiduels sous la forme (eq. 3.65).

$$X_{res} = \frac{1 - \frac{F[H_2O]_{sec,éch}}{F[H_2O]_{sec,éch+1}}}{1 - \frac{[H_2O]_{sec,éch}}{[H_2O]_{sec,éch} + 1} F} \quad (3.65)$$

L'expression (eq. 3.65) se simplifie en (eq. 3.66).

$$X_{res} = \frac{1 + [H_2O]_{sec,éch}}{[H_2O]_{sec,éch} + \frac{[CO_2]_{sec,éch}}{[CO_2]_{sec,cyl}}} \quad (3.66)$$

L'expression finale de la fraction volumique de gaz résiduels exprimée en *gaz sec* est (eq. 3.67).

$$X_{res} = \frac{\left(1 + [H_2O]_{sec,éch}\right) [CO_2]_{sec,cyl}}{[H_2O]_{sec,éch} [CO_2]_{sec,cyl} + [CO_2]_{sec,éch}} \quad (3.67)$$

Il est possible de déterminer la fraction volumique de résiduels à partir d'une analyse 5 gaz. Il est intéressant de s'assurer de la répétabilité de la mesure afin de valider la quantité de résiduels.

3.6.3 Analyse de la répétabilité

Afin de vérifier la qualité de la mesure, le même point de mesure a été effectué 50 fois. Cela permet d'avoir une information sur une éventuelle déviation de la mesure dans le temps ou une fluctuation de la mesure. La figure (FIG. 3.29) représente les différentes mesures successives. L'écart type est de 0,14 % et la différence maximale est inférieure à 0,7 %.

On peut donc dire que le fait d'effectuer une seule mesure est suffisante car elle est représentative de la valeur moyenne que l'on obtient. Il faut toutefois vérifier la validité de la mesure

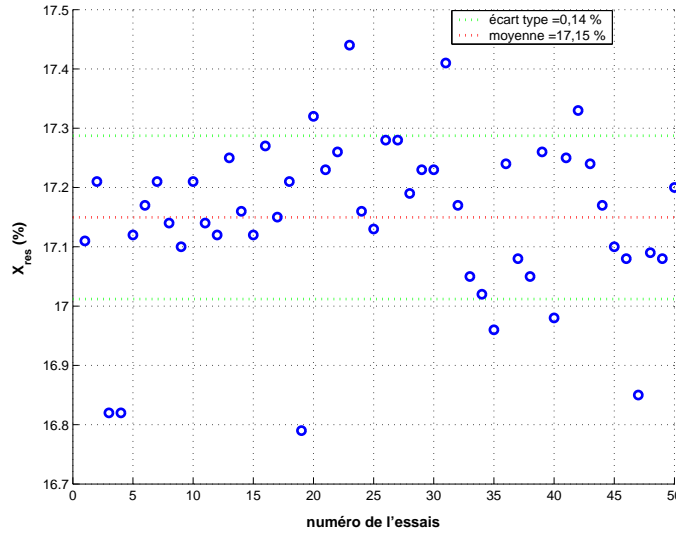


FIG. 3.29: Répétabilité de la mesure de résiduels. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 400 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

3.6.4 Validité du calcul

Les valeurs de résiduels obtenues par la méthode de prélèvement dans le cylindre diffèrent de celles obtenues par l'analyse des HC (cf. §3.5.1). La méthode de dilution successive donne des valeurs de résiduels très importantes. La température du mélange à la fermeture des soupapes d'admission est un indicateur de la quantité de résiduels. En effet, la température peut être déterminée de la façon suivante (eq. 3.68).

$$T(F_A) = \frac{p(F_A) V(F_A)}{m_{adm} (1 - X_{res}) r} \quad (3.68)$$

La température des gaz a été déterminée pour chaque point de mesure. La figure (FIG. 3.30) représente la température des gaz dans le cylindre en fonction de la pression collecteur et de la masse dans le cylindre pour les différentes épures de distribution. C'est la raison pour laquelle, pour une même pression collecteur on obtient une masse dans le cylindre différente. Pour une même pression collecteur, la température diminue lorsque la masse augmente. Cela vient du fait que les gaz résiduels sont en moindre quantité donc les gaz admis diluent d'avantage. De même, lorsque la pression collecteur augmente, la température diminue. Là aussi cela s'explique par une diminution de la fraction de résiduels, visible sur la deuxième figure (FIG. 3.30). La température est alors plus faible même si la température des gaz d'échappement augmente. La température dans le cylindre n'est pas vérifiable mais elle est plausible.

Il est toutefois possible de comparer ces résultats avec un code de calcul. Le logiciel servant de base est un code 1-D (Wave⁴).

⁴Wave est un logiciel produit par Ricardo et utilisé pour la simulation du remplissage de moteurs à combustion interne

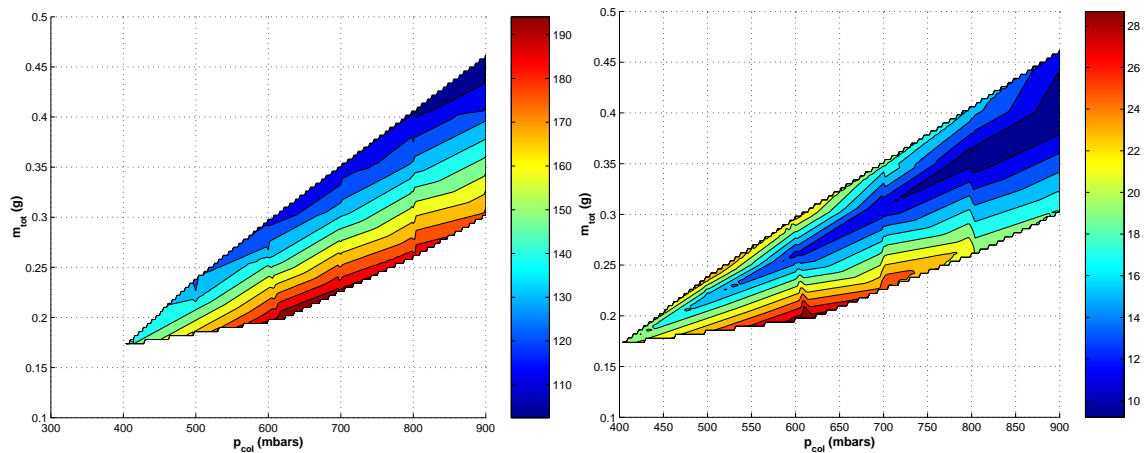


FIG. 3.30: Température à la fermeture de l'admission pour différentes épures. $N = 1000 \text{ tr/min}$. Pourcentage de résiduels pour différentes épures. $N = 1000 \text{ tr/min}$.

3.7 Simulation 1-D de la fraction de résiduels

La mise en oeuvre des méthodes de la détermination de la quantité de résiduels est longue et nécessite un appareillage complexe. Par conséquent, différents points de fonctionnement ont été simulés à l'aide d'un code de calcul 1-D afin de vérifier si l'on peut s'affranchir de la phase expérimentale et créer un modèle de résiduels à partir de données issues de simulations. Wave résout les équations de conservation de la masse, conservation de l'énergie et la quantité de mouvement. En résolvant l'équation de la quantité de mouvement, les effets inertiels et ondulatoires sont pris en compte.

Le code de calcul distingue 3 espèces chimiques différentes :

- l'air
- le carburant
- les gaz brûlés

Le code de calcul utilisé considère que les espèces chimiques sont mélangées de manière instantanée et homogène dans chaque élément de volume. Le cylindre est considéré comme un unique volume.

La quantité de résiduels est déterminée à partir de la masse de gaz brûlés restant dans le cylindre à la fin de la phase d'échappement et de la masse de gaz frais admis. Les résiduels sont donc fonction des débits aux soupapes, c'est pourquoi il est nécessaire de connaître les débits.

3.7.1 Caractérisation du débit aux soupapes

Le débit de gaz aux soupapes est déterminé en utilisant la relation de Barré de St Venant (eq. 2.13). Il est donc indispensable de déterminer le coefficient de débit en stationnaire de manière expérimentale en utilisant un banc de soufflerie de culasse (FIG. 3.31).

Le principe est de comparer le débit massique de gaz mesuré à l'aide d'un débitmètre

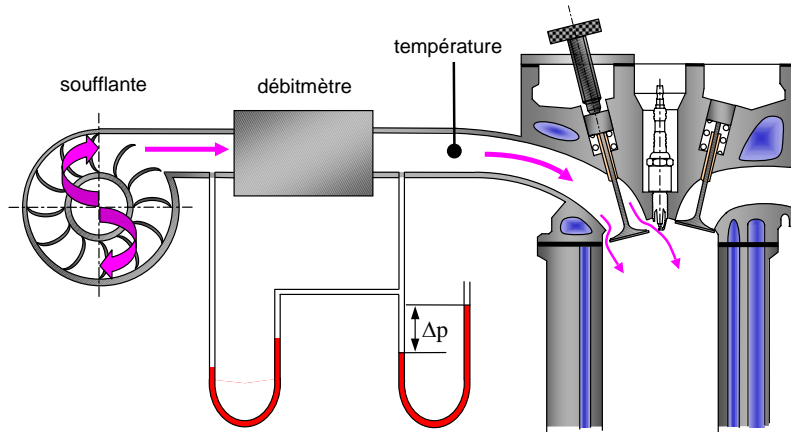


FIG. 3.31: Banc de soufflerie de culasse.

à la valeur que l'on obtient en utilisant une relation mathématique. Le rapport entre les deux valeurs donne le coefficient de débit. Pour cela on utilise un montage composé d'un appareil permettant de générer un flux d'air (soufflante), d'un débitmètre et d'un faux cylindre qui représente la géométrie du moteur. On applique une différence de pression de 24 *mbars* entre la pression atmosphérique et la pression dans la tubulure.

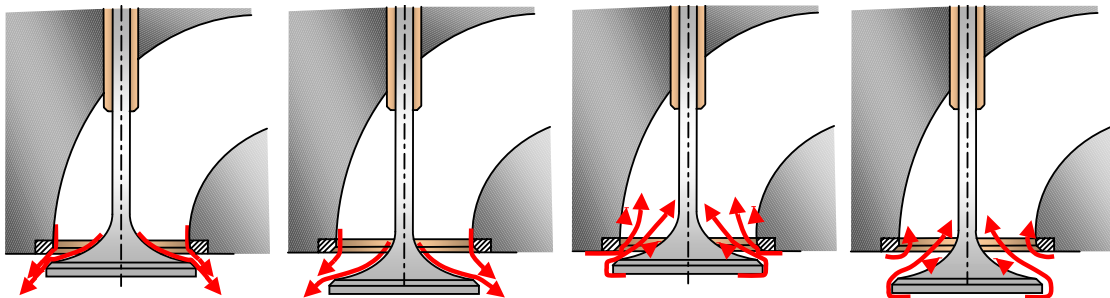


FIG. 3.32: Ecoulement des gaz autour d'une soupape en sens direct et inverse pour différentes levées de soupape.

Suivant la levée de la soupape, sa géométrie et la différence de pression aux bornes de la soupape, l'écoulement des gaz est modifié (FIG. 3.32) [6]. Il est nécessaire de déterminer la valeur du coefficient de débit pour les deux sens d'écoulement. Il faut donc renseigner le code de calcul afin de calculer le débit de gaz aux soupapes.

Le calcul du coefficient de débit a été réalisé pour les soupapes d'admission et d'échappement et ce pour les deux sens d'écoulement possible (aspiration et refoulement)(FIG. 3.33).

Le coefficient de débit est déterminé pour une Δp de 24 *mbars*. Les valeurs utilisées dans la littérature sont comprises entre 15 *mbars* et 70 *mbars* [81] [82] [83] [84]. Le coefficient de débit est insensible à la pression collecteur. En effet, en déterminant le coefficient de débit pour des Δp de 15, 30, 45 et 70 *mbars* l'erreur commise sur le débit de l'ordre de 1% [84].

Etant donné que Wave suppose un mélange instantané des gaz, il faut regarder la répercussion de cette hypothèse sur les gaz résiduels.

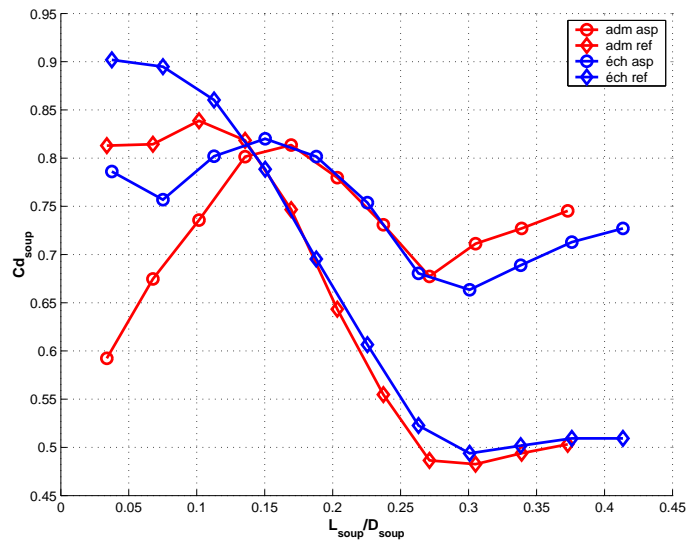


FIG. 3.33: Coefficient de débit des soupapes.

3.7.2 Validité du calcul

mélange instantané des gaz

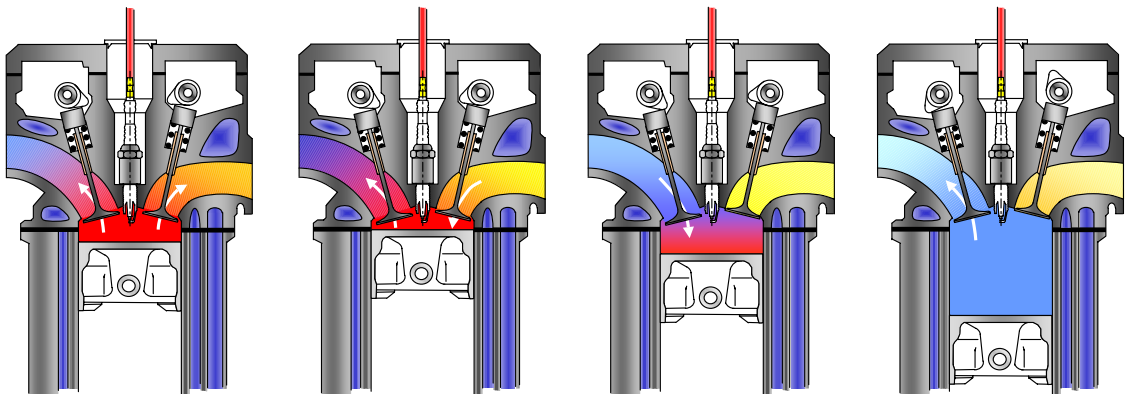


FIG. 3.34: Principe de dilution des gaz.

La détermination de la fraction massique de résiduels est réalisée avec certaines hypothèses et notamment sur le fait que les espèces chimiques se mélangent de façon homogène dans chaque cellule de calcul. On observe donc une concentration en espèce chimique qui est fonction de la position du gaz dans la tubulure. On observe alors un gradient de concentration dans la tubulure d'admission (FIG. 3.34).

Durant la phase de croisement, les gaz frais sont dilués par les gaz brûlés contenus dans le cylindre. De plus, comme les soupapes d'échappement sont toujours ouvertes, une partie des gaz frais est directement perdue à l'échappement [30]. En utilisant cette hypothèse, on se place dans le cas de figure où l'on a le moins de gaz résiduels.

Principe de l'effet piston

La deuxième hypothèse consiste à supposer que les gaz ne sont pas miscibles entre eux (FIG. 3.35).

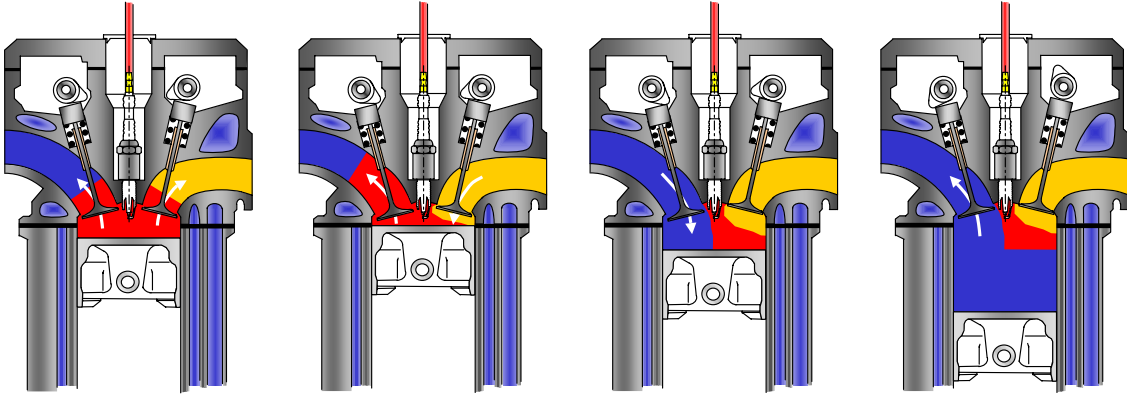


FIG. 3.35: Principe de l'effet piston.

Dans ce cas, la fraction de résiduels peut être calculée en intégrant les débits massiques (FIG. 3.36, zones 1 et 2) et en utilisant la loi des gaz parfaits pour le calcul de la masse totale (la combustion n'a pas encore débuté à l'angle où l'on calcule la masse totale, on peut donc faire l'hypothèse que la constante des gaz parfaits ne varie pas).

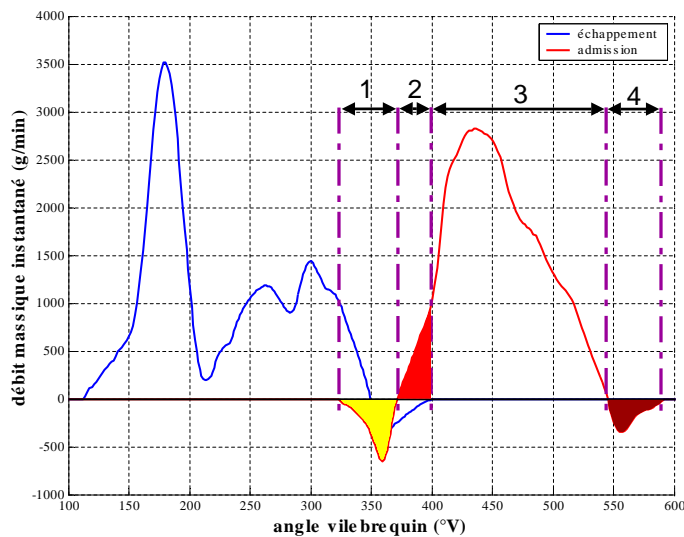


FIG. 3.36: Débit massique calculé par Wave. $OF = 2,83^\circ/m$, $p_{col} = 743 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

On considère que durant la zone 1, la masse de gaz est constituée de gaz brûlés. Ces mêmes gaz sont ré-introduits dans le cylindre lorsque le débit s'inverse (zone 2). Une fois cette quantité entrée dans le cylindre, on considère que le mélange admis est constitué de gaz frais et ceci durant toute la zone 3.

A la fin de la phase d'admission, on observe un back-flow qui est considéré comme du mélange frais (zone 4).

La masse de mélange frais admise dans le cylindre est donc l'aire de la zone 3 moins l'aire de la zone 4. La fraction massique de résiduels peut alors être exprimée comme étant :

$$\chi_{res} = \frac{m_{tot} - \int_{FA}^{OA} \dot{m}_{adm} dt}{m_{tot}} \quad (3.69)$$

recalage du modèle sous Wave

Le modèle utilisé sous Wave a été recalé pour chaque point de fonctionnement. Le critère utilisé pour effectuer le recalage est basé sur le débit d'air admis. On fixe une consigne de PMI et le logiciel calcul la pression collecteur pour obtenir cette valeur. On considère que le modèle est recalé lorsque les deux conditions suivantes sont remplies :

- l'erreur commise sur le débit d'air donné par Wave et le débit d'air admis relevé lors des expériences est inférieur à 1 %
- le cycle de pression cylindre déterminé par Wave doit être situé dans l'enveloppe décrite par les cycles de pression expérimentaux

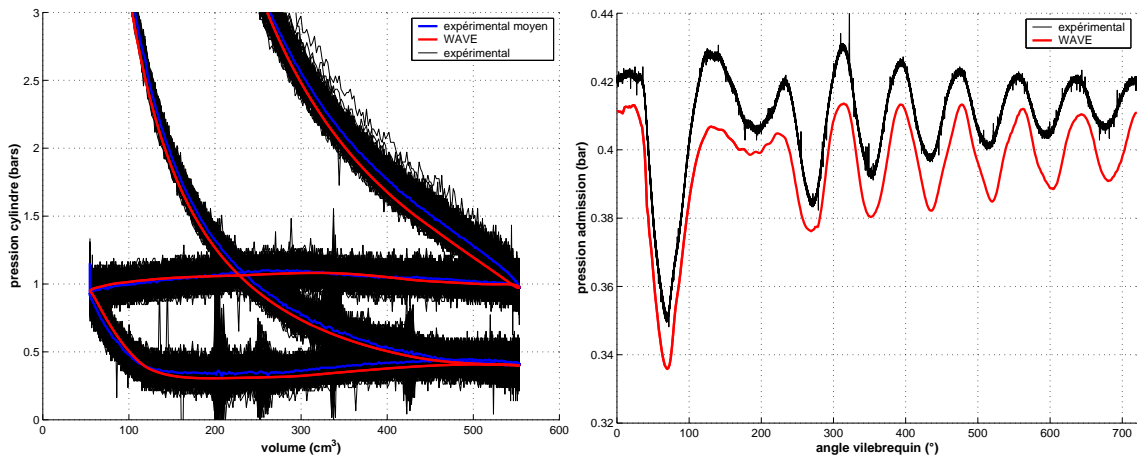


FIG. 3.37: Pression cylindre et pression dans la chapelle admission simulées. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 400 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

On obtient alors un cycle représenté sur la figure (FIG. 3.37). La pression cylindre simulée par Wave est proche de celle obtenue en moyennant les cycles réels.

Le fait que Wave soit un code 1-D permet de tenir compte de l'acoustique et de l'inertie. Cela permet une meilleure simulation des débits aux soupapes. En effet, le paragraphe §2.6.8 a mis en évidence la nécessité de prendre en compte l'acoustique et l'inertie dans les gaz. La pression dans la tubulure d'admission simulée par Wave est proche de celle mesurée (FIG. 3.37).

Les résultats donnés par les trois méthodes sont différents et il convient de regarder les valeurs obtenues pour chaque méthode.

3.8 Analyse des résultats et des méthodes

3.8.1 Résultats

mesures fournies par les 3 méthodes

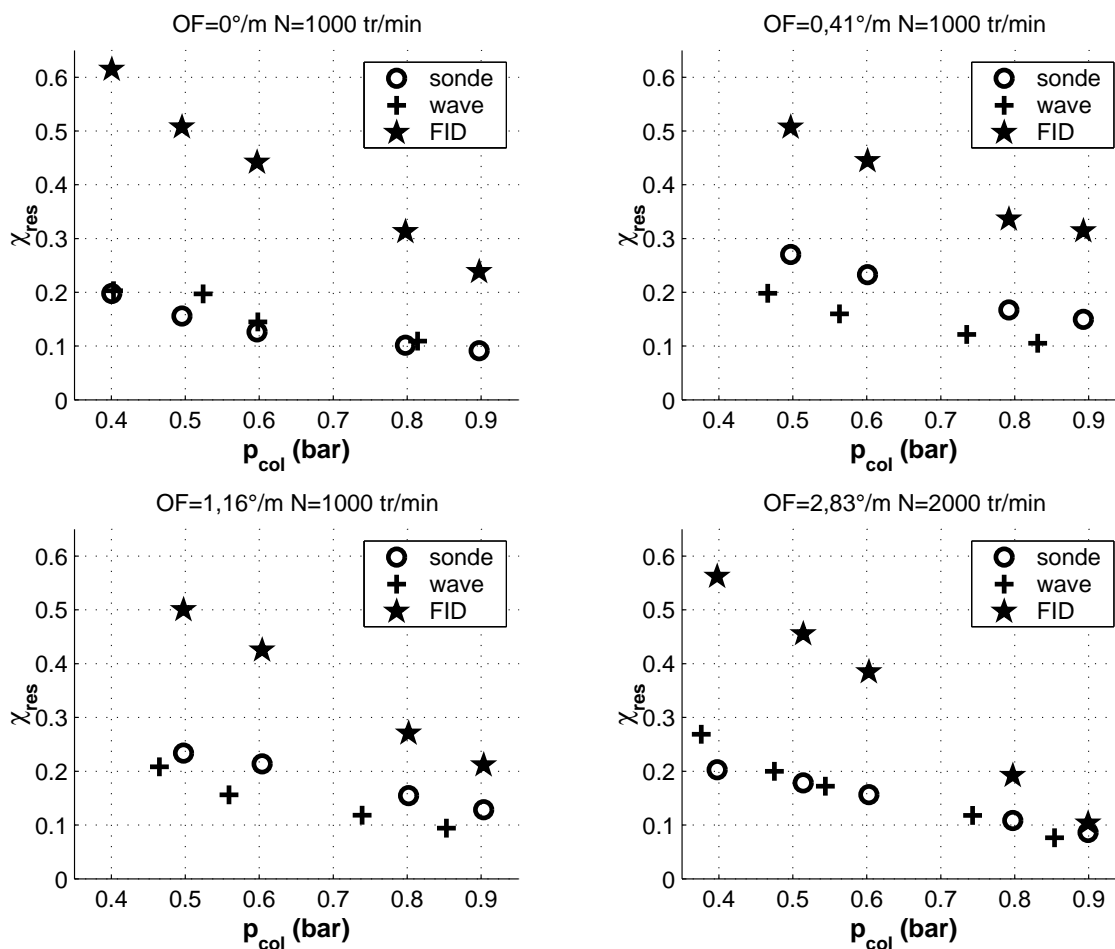


FIG. 3.38: Mesures expérimentales des résiduels comparées aux valeurs simulées.

La méthode basée sur l'analyse des *HC* à l'échappement surestime la fraction de résiduels du fait de la présence de O_2 dans les gaz d'échappement. En comparant ces valeurs aux données fournies par Wave (FIG. 3.38), il existe un rapport de deux à trois. Cette erreur apparaît quelque soit le calage de la distribution et la pression collecteur. Les valeurs de résiduels données d'après la méthode de dilution successive sont trop élevées.

3.8.2 Comparaison des valeurs de résiduels

mesures délivrées par le FID

En appliquant la loi des gaz parfaits (eq. 3.70), on s'aperçoit que la température des gaz dans le cylindre est fonction de la quantité de résiduels.

$$T_{cyl} = \frac{p_{cyl} V_{cyl}}{(1 - \chi_{res}) m_{air} r} \quad (3.70)$$

Si la quantité de résiduels est trop élevée, cela engendre une baisse de la température. On peut appliquer la relation à la fermeture des soupapes d'admission. La figure (FIG. 3.39) montre la température que l'on obtient pour différents calages de la distribution et différents régimes à partir de la méthode de dilution.

On voit que la température des gaz dans le cylindre augmente avec la pression collecteur. Ceci s'explique par le fait que la température des gaz d'échappement et la température des parois (eq. 2.32) sont plus élevées. Les gaz frais sont donc d'avantage réchauffés même si la fraction de résiduels décroît avec la pression collecteur. Cela correspond aux résultats obtenus au paragraphe §3.7.2. La température reste trop faible.

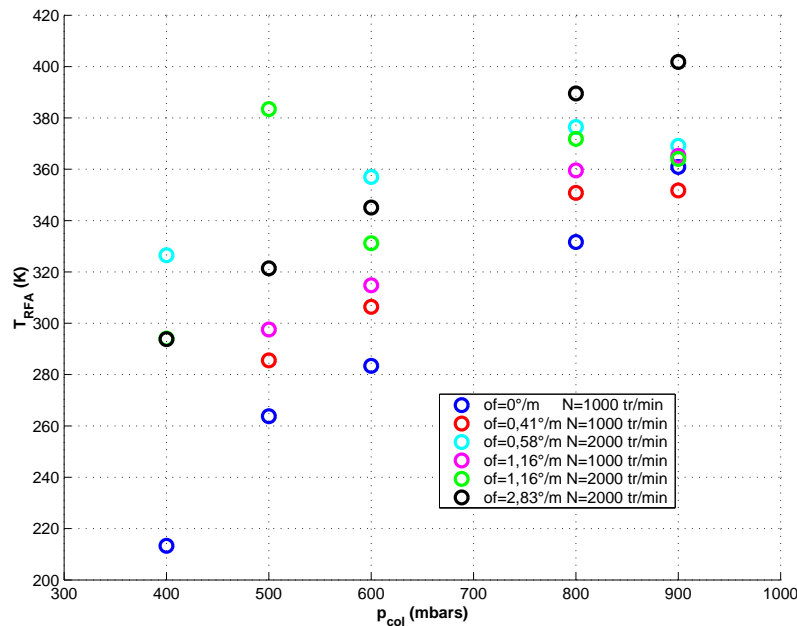


FIG. 3.39: Température dans le cylindre à la fermeture des soupapes d'admission. $\phi = 1$.

Les résultats obtenus avec la méthode de dilution sont erronés. Cela provient du fait que le *FID* est perturbé par la présence d'oxygène dans le mélange analysé (cf. §3.4.4).

estimations sous Wave

Les calculs réalisés sous Wave ont été réalisés pour une richesse de 1. En effet, le temps nécessaire à la convergence d'un calcul est relativement important. Les erreurs constatées entre Wave et la méthode de prélèvement est faible (FIG. 3.38). D'après [30], la modélisation sous Wave montre ses limites dans ces cas de figure. Lorsque le croisement augmente ou lorsque le croisement n'est pas centré sur le *PMH*, le calcul réalisé sous Wave s'écarte de la valeur mesurée. D'après [30], les erreurs commises proviennent du coefficient d'échange aux parois qui modifie les back-flows à l'admission. Les valeurs données par Wave sont alors erronées pour des forts croisements de soupapes.

L'erreur provient de l'hypothèse de mélange instantané dans chaque volume [30]. Ceci se vérifie pour l'essai réalisé avec un OF de $0,41^\circ/m$. Le croisement est centré $24^\circ V$ après le PMH . De même que pour un OF de $1,16^\circ/m$, l'erreur est sensiblement plus importante que pour $OF = 0^\circ/m$. Par contre, le cas où $OF = 2,83^\circ/m$ les résultats donnés par la simulation corroborent bien avec le prélèvement cylindre.

Le code de calcul sous-estime la quantité de résiduels dans deux cas de figure. L'hypothèse de mélange instantané dans les éléments de volume doit être remise en cause (cf. FIG. 3.38).

recalage du modèle

Le prélèvement effectué dans le cylindre permet de recalibrer le modèle décrit dans le paragraphe §3.3.1. Les points de fonctionnements choisis pour effectuer le recalage sont répertoriés dans le tableau (TAB. 3.7).

OF ($^\circ/m$)	p_{col} (mbars)	ϕ	N (tr/min)
0	400-900	0,8-1,1	1000
0	400-900	0,8-1,1	2000
0,58	400-900	0,8-1,1	1000
0,58	300-800	0,8-1,1	2000
1,16	500-800	0,8-1,1	1000
1,16	400-900	0,8-1,1	2000

TAB. 3.7: Essais réalisés pour recalibrer le modèle de résiduels.

Le modèle recalé s'écrit par la relation suivante (eq. 3.71).

$$\chi_{res} = \frac{2,0949 \Gamma - 1}{N} \frac{1}{\Gamma} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{0,2848} \sqrt{|p_{éch} - p_{col}|} + \frac{0,4364 \phi^{0,295}}{\Gamma} \left(\frac{p_{éch}}{p_{col}} \right)^{0,7193} \quad (3.71)$$

Le modèle recalé (eq. 3.18) est représenté sur la figure (FIG. 3.40). La contribution du back-flow et des gaz piégés est représentée. Le modèle fait apparaître une contribution des back-flows plus importante que celle du volume mort. Ceci provient de la valeur du rapport volumétrique assez élevé (10,8) ainsi qu'une épure de distribution avec du croisement ($48^\circ V$).

erreurs du modèle

Les erreurs observées entre l'expérimentation et le modèle sont faibles (FIG. 3.41). Les erreurs ne divergent pas en fonction des variables. Cela montre que tous les paramètres

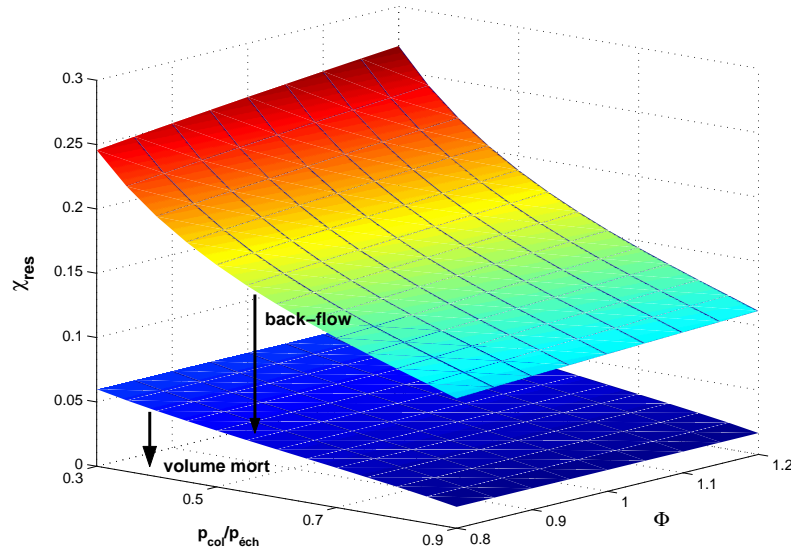


FIG. 3.40: Modèle de résiduels pour $OF = 0$, $58^\circ/m$ et $N = 2000tr/min$.

sont bien pris en compte dans le modèle. L'erreur maximale commise est inférieure à 5%. L'erreur relative augmente légèrement pour les faibles valeurs de résiduels, ce qui est normal. Le rapport entre l'erreur relative et l'erreur absolue permet de dire qu'aucun point n'est privilégié, toutes les valeurs ont le même poids.

OF ($^\circ/m$)	croisement ($^\circ V$)	Modèle		Modèle OF	
		ε_{max} (%)	ε_{min} (%)	ε_{max} (%)	ε_{min} (%)
0	0	2,25	-2,10	0,08	-4,38
0,58	24	1,50	-1,00	1,54	-0,72
1,16	33	3,60	-2,80	6,52	-0,81

TAB. 3.8: Erreur d'estimation commise par le modèle pour différentes épures de distribution avec prise en compte de Γ ou OF dans le modèle.

Le tableau (TAB. 3.8) justifie le fait d'avoir intégré le rapport volumétrique effectif (Γ) dans le modèle plutôt que le terme OF . En effet, pour les mêmes points de recalage on obtient des erreurs différentes.

L'amplitude des erreurs est légèrement plus importante mais l'intervalle d'erreur n'est pas centré. L'erreur d'estimation sera probablement plus importante. Le modèle ne représente pas bien l'influence du croisement sur les résiduels.

En prenant plus d'essais et en gardant le rapport volumétrique effectif, on obtient un *modèle étendu* qui élargit le domaine d'application du modèle. L'erreur absolue maximale augmente et atteint près de 13 % (TAB. 3.9) pour un OF de $4,68^\circ/m$ ce qui repré-

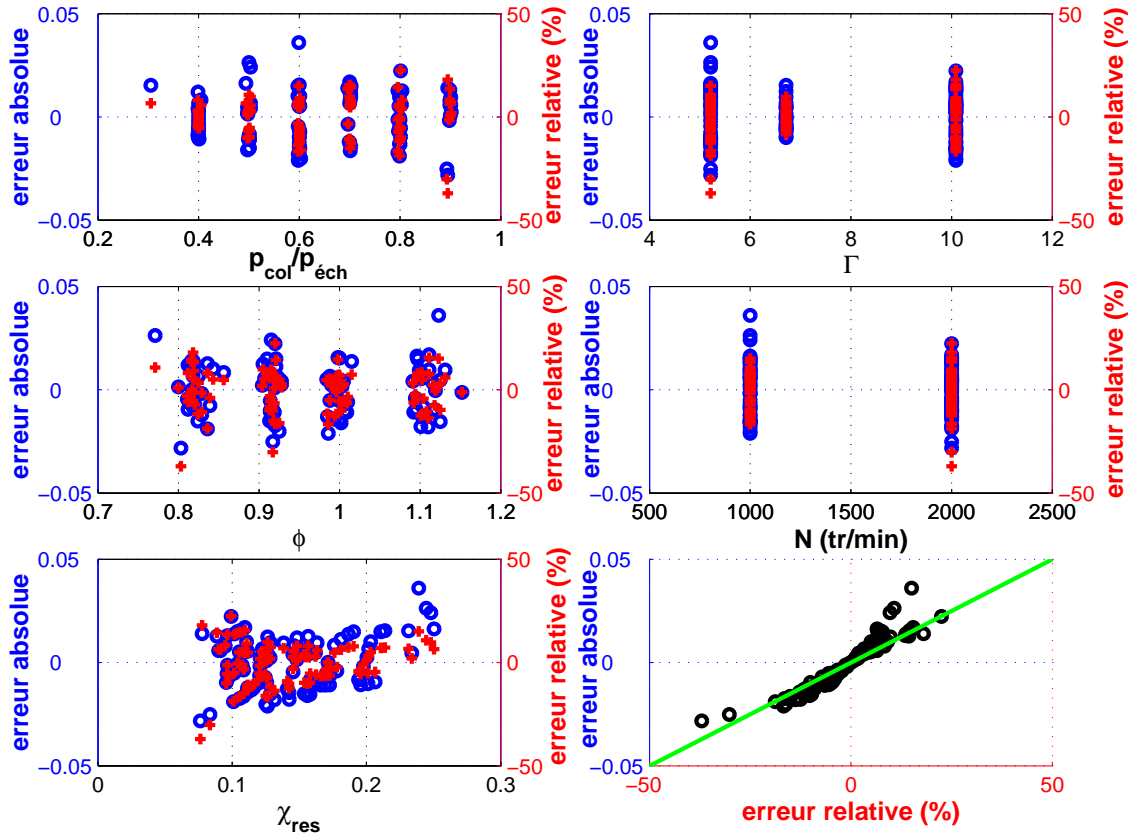


FIG. 3.41: Erreurs entre le modèle et les mesures.

OF ($^{\circ}/m$)	croisement ($^{\circ}V$)	Modèle		Modèle étendu	
		ε_{max} (%)	ε_{min} (%)	ε_{max} (%)	ε_{min} (%)
0	0	2,25	-2,10	2,30	-1,19
0,58	24	1,50	-1,00	1,66	-1,27
1,16	33	3,60	-2,80	3,61	-3,40
2,83	42	•	•	1,88	-4,99
4,68	48	•	•	12,45	3,19

TAB. 3.9: Erreur d'estimation commise par le modèle pour différents points de fonctionnement et pour 2 modèles recalés.

sente un croisement de $96^{\circ}V$. Le modèle basé sur un cycle théorique montre ses limites. Afin d'explorer un domaines plus vaste, la structure du modèle doit être modifiée.

3.8.3 Influence des variables sur les résiduels

Influence de la pression collecteur sur les résiduels

Le modèle recalé sur les mesures permet de mettre en évidence l'influence de la pression collecteur sur la fraction de résiduels. Une faible pression à l'admission entraîne un back-flow légèrement plus important à la fermeture de la soupape d'échappement. La masse de gaz brûlés ré-admise dans le cylindre est donc supérieure. De plus, le débit de gaz frais admis dans le moteur est plus faible pour une faible pression collecteur. Les gaz brûlés sont donc moins dilués, la fraction massique de gaz résiduels augmente donc lorsque la pression collecteur chute.

Influence du régime sur les résiduels

D'après la relation (eq. 3.71) qui donne la fraction de résiduels, le terme qui modélise les back-flows fait intervenir le régime car la détermination de la quantité de résiduels se fait à partir des masses de gaz frais et brûlés. Lorsque le régime augmente, on dispose de moins de temps pour que les back-flows 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.

Influence du calage de la distribution

La distribution définit les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes. Cela entraîne une modification des débits instantanés, donc on observe des back-flows différents. Lorsque l'épure de distribution augmente la durée de croisement de soupapes, les sections de passage des gaz sont plus importantes. Une plus grande quantité de gaz d'échappement est envoyée dans la tubulure d'admission à l'ouverture des soupapes d'admission. Une fois que le débit s'inverse, les gaz brûlés contenus dans la tubulure d'admission sont ré-introduits dans le cylindre. Il y a donc d'avantage de gaz brûlés dans le cylindre. La fraction de résiduels augmente donc.

Influence de la pression échappement

La pression régnant à l'échappement influence les écoulements. Plus la contre-pression augmente et moins le cylindre se vide des gaz brûlés. Non seulement les back-flows augmentent mais la quantité de gaz piégés augmente également car la masse de résiduels est fonction de la masse volumique des gaz d'échappement. Ceci se vérifie par le modèle de résiduels (FIG. 3.42). Lors des essais, la pression d'échappement était de 1 *bar*.

La courbe bleue représente le modèle recalé à partir des essais réalisés par la méthode de prélèvement. La courbe noire en pointillé représente le modèle mais sur un domaine où l'on n'a pas de mesures. La tendance est conservée mais les valeurs semblent chuter brusquement.

Au delà de 1 *bar*, le modèle simule le comportement d'un moteur suralimenté. Là aussi, les valeurs sont données alors que les mesures n'ont pas été effectuées. Il s'agit de

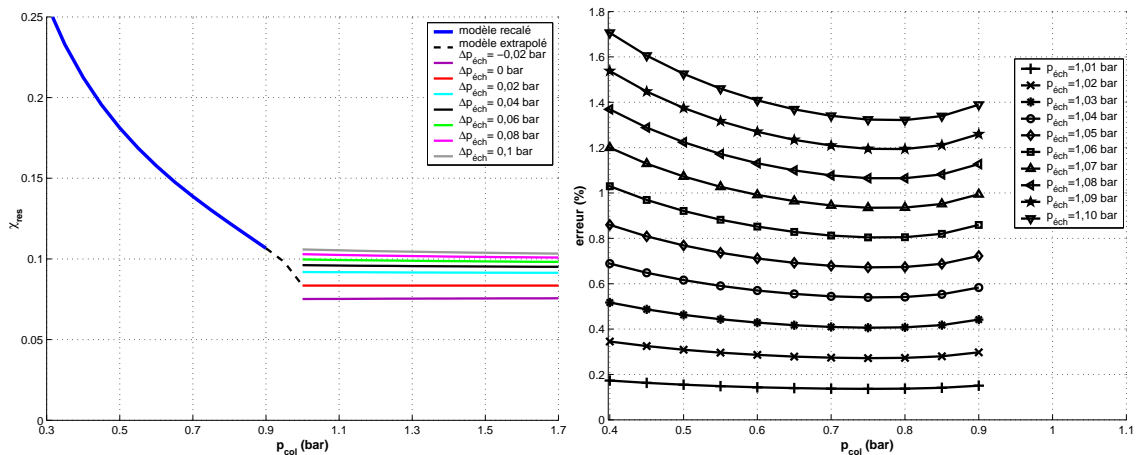


FIG. 3.42: Extrapolation du modèle pour une application turbo pour différentes contre-pressions. Influence de la contre-pression échappement sur l'erreur commise sur les résiduels.

vérifier que le modèle peut convenir à des moteurs suralimentés. Les différentes courbes représentent différentes contre-pressions à l'échappement.

Le modèle évolue peu dans cette zone car les back-flows sont constants. En effet, la différence de pression entre l'admission et l'échappement est constante ($\Delta p_{éch}$ est constant). Pour ce qui est des gaz piégés, leur quantité est fonction du rapport de pression $p_{éch}/p_{adm}$. Ce rapport n'a que peu d'influence pour une pression d'admission variant de 1 bar à 1,7 bar, la pression échappement allant, elle, de 1,1 bar à 1,8 bar (pour $\Delta p_{éch}=0,1$ bar).

Le deuxième graphique de la figure (FIG. 3.42) montre la sensibilité du modèle à la pression échappement. La tubulure d'échappement n'est pas équipée de capteur de pression sur les véhicules de série (il est toutefois possible d'estimer cette pression en réalisant une cartographie ou un modèle). Il est donc important de vérifier que la quantité de gaz résiduels varie peu lorsque la contre pression échappement change. Les valeurs sont représentées uniquement sur le domaine de validité du modèle. Le modèle est peu sensible car on observe une erreur de moins de 2 % pour une surestimation de la pression échappement de 10 %.

Influence de la richesse

La richesse modifie la quantité de résiduels. Les conditions thermodynamiques changent avec la richesse, il est normal que la fraction de résiduels fluctue. Le terme de richesse n'intervient pas lorsqu'on analyse le cycle théorique. Toutefois, ce terme est introduit de façon empirique afin de représenter le phénomène [53] [58] [40]. L'influence de la richesse est vérifiée pour les deux méthodes expérimentales. Cependant, on observe deux tendances différentes en fonction de la méthode d'estimation utilisée. Le tableau (TAB. 3.10) montre que les résiduels augmentent avec la richesse lorsqu'on utilise la méthode de prélèvement dans le cylindre. C'est ce qui est décrit dans la littérature. En se basant sur les équations (eq. 3.9 et eq. 3.13), on voit que la masse volumique des gaz intervient dans le calcul de la fraction massique.

La fraction de résiduels est donc influencée par la pression et la température des gaz

Méthode	Mesure	ϕ			
		0,8	0,9	1	1,1
dilution successive	χ_{res} (%)	34,85	32,88	31,69	32,74
	$T_{éch}$ °C	313	325	334	326
prélèvement cylindre	χ_{res} (%)	14,82	15,46	15,70	16,21
	$T_{éch}$ °C	313	325	334	326

TAB. 3.10: Sensibilité des résiduels à la richesse. $OF = 0,58^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr}/\text{min}$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$.

d'échappement. De même, la masse molaire des gaz d'échappement intervient car le mélange comprend des gaz frais et brûlés. Sur la figure (FIG. 3.27), on remarque que pour des taux de résiduels supérieurs à 50 %, la masse molaire des gaz augmente en fonction de la richesse. Cela correspond avec les essais réalisés. Il n'en est pas de même pour la méthode de dilution. La quantité de résiduels est minimale pour une richesse de 1. En faisant l'analogie avec la température des gaz d'échappement, la masse volumique des gaz évolue à l'inverse de la température. D'après [32], les résiduels sont fonction de AA et donc de la température. La quantité de gaz résiduels est donc fonction de la température des gaz d'échappement.

Vérification de l'hypothèse de miscibilité des gaz

Les calculs donnés par Wave ont été refaits en considérant que les gaz ne sont pas miscibles. Le tableau (TAB. 3.11) montre bien que le taux de gaz résiduels est plus important lorsque les gaz ne sont pas dilués instantanément mais il persiste une erreur de l'ordre de 3 à 6% suivant la pression collecteur.

Le fait d'utiliser Wave permet une approximation de la quantité de résiduels avec une tolérance acceptable lorsque le croisement de soupape est symétrique [30] et que le croisement n'est pas trop important. Il est donc possible de s'affranchir des essais dans ces conditions.

Le comportement des gaz résiduels a été traité, le paragraphe suivant présente les tendances qui se dégagent des essais.

3.8.4 Récapitulatif du comportement des résiduels aux paramètres

Le modèle destiné à estimer la fraction massique de gaz résiduels qui est décrit dans ce chapitre est basé sur l'analyse d'un cycle théorique du cycle d'un moteur à allumage commandé. Il ressort de ce modèle que certaines variables influencent le comportement des résiduels.

Le tableau (TAB. 3.12) met en évidence l'évolution du taux de gaz résiduels lorsque la variable augmente.

p_{col} (mbar s)	\dot{m}_{adm} (g/min)	$m_{gb\ refoul}$ (mg)	$m_{gf\ refoul}$ (mg)	$m_{gf\ admis}$ (mg)	$\chi_{res\ non\ misc}$ (%)	$\chi_{res\ misc}$ (%)
466	73,24	7,9	50,12	146,4	21,49	19,82
563	94,41	5,7	61,38	188,8	17,91	15,99
735	132,2	2,7	81,74	264,3	14,30	12,14
831	153,8	1,2	93,40	307,7	12,63	10,50

TAB. 3.11: Calcul des résiduels par effet piston. $OF = 0,41^\circ/m$, $N = 1000\ tr/min$, $\phi = 1$.

variable	χ_{res}	explication
$OF \nearrow$ ou $\Gamma \nearrow$	\nearrow	augmentation du back-flow dans la tubulure d'admission
$N \nearrow$	\searrow	diminution du temps d'ouverture des soupapes
$p_{adm} \nearrow$	$\searrow \searrow$	diminution de la différence de pression entre l'admission et l'échappement
$p_{éch} \nearrow$	\nearrow	augmentation de la contre-pression à l'échappement
$\phi \nearrow$	\nearrow	empirique-modification des conditions de pression et température
$Tx \nearrow$	\searrow	diminution du volume mort

TAB. 3.12: Influence des variables sur les résiduels.

3.9 Conclusion

Ce chapitre a permis d'estimer la quantité de gaz résiduels dans un moteur pour différents points de fonctionnement en utilisant différentes techniques de mesures ou d'estimation.

La détermination des gaz résiduels à partir de l'analyse des gaz d'échappement n'est pas satisfaisante car l'appareil de mesure choisi n'est pas conçu pour être utilisé dans ces conditions de fonctionnement. En effet, la quantité de O_2 présente dans les gaz analysés engendre une erreur trop importante.

L'analyse du CO_2 contenu dans les gaz prélevés dans le cylindre est plus appropriée

que la méthode de dilution. De plus, elle permet de s'affranchir de l'hypothèse d'homogénéité des gaz car on prélève entre 20 et 40% des gaz contenus dans le cylindre.

L'estimation des résiduels à partir d'un code de calcul 1-D donne de bons résultats comparés aux valeurs expérimentales à condition de respecter certaines conditions. Cette méthode s'avère concluante à condition que le croisement soit faible et que les valeurs de AOA et RFE sont sensiblement identiques. Dans ces conditions, l'hypothèse de mélange instantané des gaz est encore valable.

Le modèle 0-D_{bf} obtenu à partir des essais fournit une estimation avec une erreur inférieur à 4%. Du fait de sa structure, il permet d'avoir une estimation des résiduels avec un temps de calcul très faible.

Il est maintenant possible de déterminer la quantité de résiduels en fonction du point de fonctionnement du moteur. Le chapitre 4 va permettre de déterminer les quantités et proportions de gaz entrant dans le cylindre.

Chapitre 4

Détermination des masses et espèces dans le cylindre

Sur de nombreux procédés les mesures sont difficiles. Néanmoins, pour piloter de manière optimale ces procédés malgré l'absence des capteurs physiques adéquats, il est fréquemment nécessaire de connaître les valeurs de variables non accessibles directement à la mesure.

Un observateur, ou estimateur d'état est un algorithme basé sur la connaissance des modèles décrivant le comportement du procédé et utilisant des mesures acquises sur le procédé afin de reconstruire les mesures manquantes. L'observateur est le plus souvent conçu pour estimer les états au sein d'un système de commande en boucle fermée nécessitant la connaissance des états. Ces observateurs peuvent être appliqués au moteur afin d'en optimiser le fonctionnement.

Les performances des moteurs sont fonction de la gestion des gaz admis et des IGR qui est réalisée. Il est donc nécessaire d'ajuster la quantité de carburant à la masse de gaz dans le cylindre. Avec l'apparitions de la recirculation des gaz d'échappement, il est indispensable de tenir compte de la composition des gaz car ce sont des gaz brûlés qui contiennent de l'oxygène. Il faut donc en tenir compte afin d'assurer une combustion optimale et limiter les émissions de polluants.

Les contrôles moteurs utilisés dans l'automobile sont basés sur des modèles moyen (*Mean Value Engine Model*) destinés à estimer la quantité de gaz présents dans le cylindre. Ils sont basés sur les lois de la physique. Au cours des années, ces modèles sont devenus de plus en plus élaborés afin de prendre en compte de plus en plus de paramètres et représenter ainsi la physique du système.

4.1 Etat de l'art

Les premiers modèles sont apparus sur les moteurs essence en même temps que l'apparition de l'injection électronique. Depuis, ces modèles ont évolués mais ils sont toujours destinés à estimer la quantité de comburant dans le cylindre. Il existe différents moyens pour estimer la quantité de gaz permettant la combustion du mélange frais. Le tableau (TAB. 4.1) répertorie les différents types de modèles existants pour les moteurs essence et diesel.

Les modèles les plus simples permettent d'estimer et de prédire la quantité d'air qui entre dans le cylindre. Ils sont basés sur l'estimation du débit de gaz pénétrant dans le collecteur et entrant dans le cylindre. L'estimation se fait à partir de la mesure de la pression dans le collecteur d'admission [85]. Les modèles avec prise en compte de la recirculation des gaz sont apparus avec la mise en place des systèmes d'EGR [86]. Ils estiment la masse d'air traversant le papillon ainsi que celle passant par la vanne EGR. Les modèles ont été déclinés pour des moteurs à déphaseurs d'arbres à cames [87] ou suralimentés [22] et ceci à l'aide de cartographies de remplissage ou compresseur. Les dernières versions réalisent une estimation en distinguant les différents gaz dans le moteurs. Les modèles font la distinction entre les gaz frais et les gaz brûlés [88]. Il est alors plus aisé d'estimer la quantité d'air disponible pour la combustion et de déterminer le taux de gaz neutres. Un excès de gaz neutres entraîne une dégradation de la combustion. Dans les applications moteurs à allumage commandé, le pot catalytique impose un fonctionnement à une richesse de 1. Les gaz brûlés sont donc des gaz neutres car il contiennent principalement du CO_2 et de l' H_2O .

Les contrôles moteurs diesel sont apparus plus tard, avec l'apparition de la technologie des pompes pilotées. Les modèles développés prennent en compte la suralimentation [89] et l'EGR [90] car ces deux technologies sont présentes sur la plupart des applications *common rail*. Les déphaseurs d'arbres à cames ne sont pas utilisés sur les moteurs diesel car le remplissage est suffisant sur les moteurs suralimentés. De ce fait, aucun modèle n'est décliné dans une version turbocompresseur avec déphaseurs d'arbres à cames. Les moteurs diesel fonctionnent en mélange pauvre donc lorsque le système de recirculation est actif, les gaz ré-introduits à l'admission contiennent une part de comburant. C'est la raison pour laquelle les espèces sont prises en compte [91] [92] [93] [94]. Les gaz d'échappement sont considérés comme un mélange composé d'une fraction de gaz frais et une fraction de gaz brûlés.

Le modèle présenté est basé sur la même approche. Il est destiné au moteur à allumage commandé, avec un système de recirculation des gaz et fonctionnant en mélange pauvre. La suralimentation n'est pas prise en compte. Le déphasage des arbres à cames peut être pris en compte en prenant la cartographie de remplissage associée à la distribution du moteur. Il s'agit d'un modèle moyen qui prend en compte les gaz d'EGR, les gaz résiduels et le fonctionnement en mélange pauvre. Les espèces sont également prises en compte. La littérature fait apparaître une distinction gaz frais, gaz brûlés afin de tenir compte de la différence de composition entre ces gaz. Dans le modèle élaboré, les composés pris en compte sont : N_2 , O_2 , C_xH_y , CO_2 et H_2O . Ceci vient du fait que les gaz recirculés et les gaz résiduels sont des gaz brûlés. Ils contiennent du O_2 (on est en *mélange pauvre*) et du N_2 mais dans des proportions différentes de l'air ambiant. En effet, l'air est composé de 23% de O_2 et 77% de N_2 en masse. Ce n'est donc pas de l'air qui est recirculé car en mélange pauvre, les gaz d'échappement contiennent une faible quantité de O_2 (TAB. 1.2). Il faut donc déterminer les espèces chimiques présentes dans le cylindre. De même, la richesse est généralement définie par rapport à la masse d'air (eq. 1.12). Il est plus judicieux de la définir par la relation (eq. 1.16).

Il faut maintenant définir les caractéristiques du système ainsi que la manière de le représenter.

<i>Modèles</i>	<i>Linéaire</i>	<i>Non Linéaire</i>	<i>EGR</i>	<i>VVT</i>	<i>turbo</i>	<i>espèces</i>	<i>Auteur</i>
<i>Modèle essence</i>	•						[85] [95], [96], [97], [98], [99], [100], [101], [102], [103], [104], [105], [106], [107], [108]
		•					[109] [110], [111], [112]
		•	•				[113], [86], [114], [96], [115], [116]
	•			•			[87], [117], [118], [119]
		•		•			[120]
	•			•		•	[121]
		•	•	•			[122], [123], [124]
	•				•		[22], [125], [126]
	•			•		•	[88]
<i>Modèle diesel</i>	•				•		[89] [51]
	•		•		•		[90], [96]
		•	•		•		[127], [128], [129], [130]
	•		•			•	[131]
	•		•		•	•	[91], [92], [93]
		•	•			•	[132], [112], [86]
		•	•		•	•	[94]

TAB. 4.1: Modèles utilisés dans les contrôles pour moteurs essences et diesels.

4.2 Approche du système

Le moteur peut être schématisé par la figure (FIG. 4.1). Les principales caractéristiques sont données dans le tableau (TAB. C.1). Le système se caractérise par les points suivants :

- Le système d'EGR est connecté au collecteur d'admission
- L'injection de carburant se fait dans la chapelle d'admission
- Le collecteur est équipé d'un capteur de pression et d'une sonde de température
- Le papillon et la vanne EGR sont pilotés électriquement

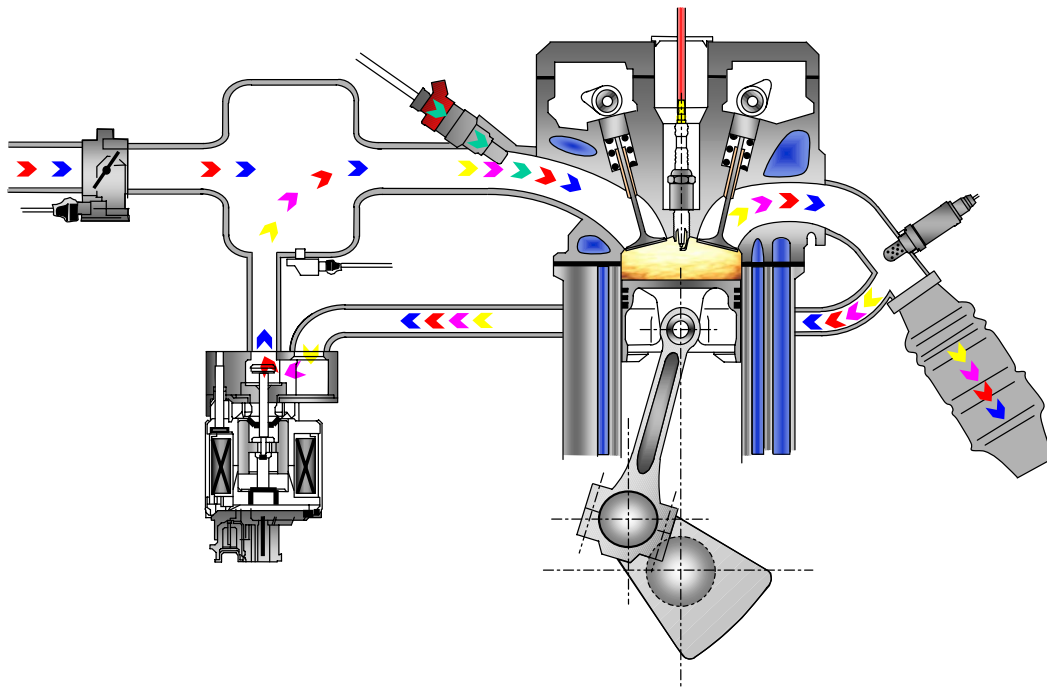


FIG. 4.1: Schéma d'un moteur.

Afin d'estimer les différentes masses présentes dans le cylindre, il est nécessaire de déterminer les différentes concentrations dans le collecteur et de connaître la quantité de gaz admise. La pression et la température collecteur sont utilisées afin d'évaluer la quantité de gaz admise. La pression collecteur est calculée à partir de la loi des gaz parfaits (eq. 4.1).

$$pV = m r T \quad (4.1)$$

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sort} \quad (4.2)$$

En appliquant la loi des gaz parfaits (eq. 4.1), et le principe de conservation de la masse (eq. 4.2) au collecteur d'admission, on obtient la relation (eq. 4.3)

$$p_{col} = \frac{m_{col} r_{col} T_{col}}{V_{col}} \quad (4.3)$$

La variation de la température des gaz dans le collecteur est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique (eq. 4.4).

$$dE_c + dE_p + dU = \delta Q + \delta W + \sum_i h_i dm_i \quad (4.4)$$

On néglige l'énergie cinétique des gaz car les vitesses sont faibles, ainsi que l'énergie potentielle car les gaz ne subissent pas de variation de hauteur. Le travail du collecteur est nul car il est indéformable. Le système est alors représenté par la figure (FIG. 4.2).

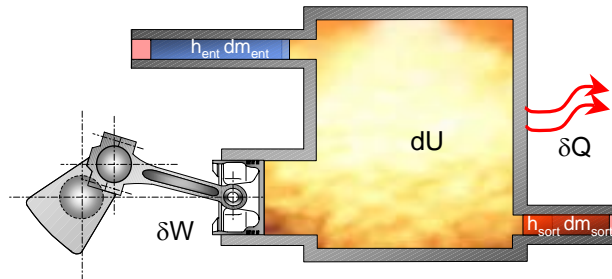


FIG. 4.2: Schématisation d'un système ouvert.

On obtient alors la variation de la température dans le collecteur par la relation (eq. 4.5).

$$\dot{T}_{col} = \frac{\dot{Q} + \dot{m}_{pap} c_{p,air} T_{air} + \dot{m}_{egr} c_{p,egr} T_{egr} - \dot{m}_{cyl} c_{p,col} T_{col}}{m_{col} c_{v,col} - (\dot{m}_{pap} + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{cyl}) c_{v,col} T_{col}} \quad (4.5)$$

Il est possible de déterminer les variations de la pression et la température à partir des équations (eq. 4.3) et (eq. 4.5). Etant donné le séquençement de l'injection, il est nécessaire de prédire la pression et la température dans le collecteur d'admission.

4.3 Prédiction de la pression et de la température collecteur

Le calcul exact de la masse d'essence à injecter à l'instant i nécessite la connaissance de la masse d'air qui sera admise entre les instants i_1 et i_2 (FIG. 4.3). Dans le cas d'une injection du carburant soupapes fermées, l'estimation de la masse d'air n'est disponible qu'après l'injection donc ne peut pas être utilisée pour le calcul de la masse d'essence à injecter. La seule solution est de prédire, avant injection, la masse d'air qui sera admise. Le fait de prédire la pression et la température dans le collecteur d'admission permet une meilleur gestion du carburant via à vis de la quantité de gaz admis dans le cylindre et donc de la richesse du mélange dans le cylindre.

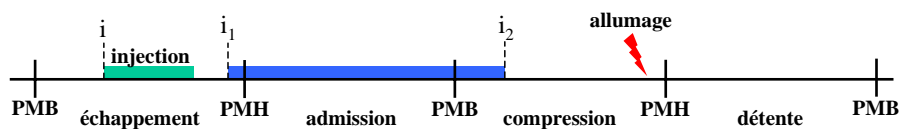


FIG. 4.3: Séquençement de l'injection.

4.3.1 Représentation du système

L'étude de la pression et la température du collecteur d'admission peut se présenter comme un système ayant un comportement non linéaire monovarié continu que l'on peut écrire sous la forme (eq. 4.6)

$$\begin{cases} \dot{\mathcal{X}} = f(\mathcal{X}, \mathcal{U}) \\ \mathcal{Y} = h(\mathcal{X}) \end{cases} \quad (4.6)$$

La théorie des systèmes linéaires est beaucoup plus développée que celle des systèmes non linéaire, ce qui fait que pour maîtriser leur fonctionnement autour d'un point opératoire, un modèle linéaire, obtenu par linéarisation ou identification, sert fréquemment de base au développement de la loi de commande.

4.3.2 Linéarisation locale

Le système peut être linéarisé autour d'un point de fonctionnement. Au voisinage d'un point d'équilibre $(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0)$, nous considérons l'approximation au premier ordre du comportement du système [133]. On utilise pour cela un développement en série de Taylor de f (eq. 4.7).

$$\begin{aligned} f(\mathcal{X}, \mathcal{U}) &= f(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0) + \frac{\partial f}{\partial \mathcal{X}}(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0)(\mathcal{X} - \mathcal{X}^0) + \frac{\partial f}{\partial \mathcal{U}}(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0)(\mathcal{U} - \mathcal{U}^0) \\ &+ \sigma(\mathcal{X} - \mathcal{X}^0, \mathcal{U} - \mathcal{U}^0) \end{aligned} \quad (4.7)$$

En négligeant les termes d'ordre supérieur à un et en posant (eq. 4.8)

$$\begin{aligned} \delta \mathcal{X} &= \mathcal{X} - \mathcal{X}^0 \\ \delta \mathcal{U} &= \mathcal{U} - \mathcal{U}^0 \end{aligned} \quad (4.8)$$

l'équation d'état (eq. 4.6) devient (eq. 4.9)

$$\delta \dot{\mathcal{X}} = \frac{\partial f}{\partial \mathcal{X}}(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0) \delta \mathcal{X} + \frac{\partial f}{\partial \mathcal{U}}(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0) \delta \mathcal{U} \quad (4.9)$$

C'est le modèle linéarisé du système au point $(\mathcal{X}^0, \mathcal{U}^0)$. C'est un système linéaire.

A un instant t , on peut considérer que le collecteur d'admission se trouve dans un certain "état". Cet état est défini par sa pression et sa température. Il est donc nécessaire de représenter l'état du système.

4.3.3 Représentation d'état

La représentation d'état s'appuie sur le modèle MVEM de la dynamique de l'air dans le collecteur (eq. 4.10).

$$\dot{p}_{col} = \frac{(\dot{m}_{pap} + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{cyl}) r_{col} T_{col}}{V_{col}} + \frac{m_{col} r_{col} \dot{T}_{col}}{V_{col}} \quad (4.10)$$

$$\dot{T}_{col} = \frac{\dot{Q} + \dot{m}_{pap} c_{p_{air}} T_{air} + \dot{m}_{egr} c_{p_{egr}} T_{egr} - \dot{m}_{cyl} c_{p_{col}} T_{col}}{m_{col} c_{v_{col}}} - \frac{(\dot{m}_{pap} + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{cyl}) c_{v_{col}} T_{col}}{m_{col} c_{v_{col}}}$$

Le flux de chaleur peut être représenté par la relation (eq. 4.11)

$$\dot{Q} = h_{conv} S_{col} (T_{gaz} - T_{parois}) \quad (4.11)$$

Pour cela, la représentation d'état se compose de l'équation d'état de la pression collecteur (eq. 4.12).

$$\begin{cases} \dot{\mathcal{X}}(t) = \mathcal{A}\mathcal{X}(t) + \mathcal{B}U(t) \\ \mathcal{Y}(t) = \mathcal{C}\mathcal{X}(t) \end{cases} \quad (4.12)$$

Le vecteur d'état est composé de la pression et la température collecteur.

Le modèle d'état doit être discrétisé car la résolution est numérique.

4.3.4 Discrétisation

Le système est discrétisé pour une période d'échantillonnage te . La figure (FIG. 4.4) montre le principe de l'échantillonnage d'un signal.

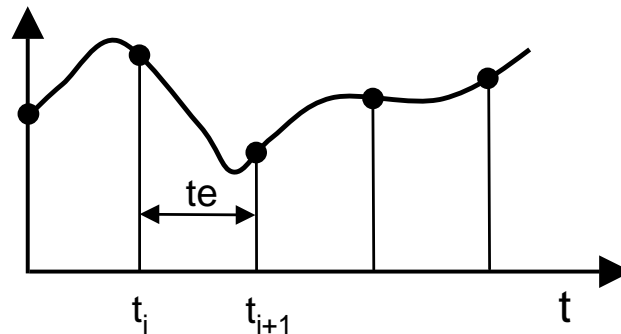


FIG. 4.4: Echantillonnage d'un signal à une période te .

On prend la valeur du signal continu à un intervalle de temps fixé. La prédiction se faisant cycle à cycle, cela impose d'avoir une période d'échantillonnage variable qui dépend du régime du moteur. Afin d'obtenir une estimation par cycle, la période d'échantillonnage est donnée par la relation (eq. 4.13).

$$te = \frac{120}{N} \quad (4.13)$$

La solution générale d'une équation d'état [133], sachant que $u(t)$ est constante entre t_i et $t_{i+1}=t_i+te$ est (eq. 4.14)

$$\begin{aligned} \mathcal{X}(t_{i+1}) &= [e^{\mathcal{A}te}] \mathcal{X}(t_i) + \left[\int_0^{te} e^{\mathcal{A}t} \mathcal{B} dt \right] \mathcal{U}(t_i) \\ \mathcal{Y}(t_i) &= [\mathcal{C}] \mathcal{X}(t_i) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Il en résulte les équations d'état discrètes (eq. 4.15)

$$\begin{aligned} \mathcal{X}_{i+1} &= \Omega \mathcal{X}_i + \Psi \mathcal{U}_i \\ \mathcal{Y}_i &= H \mathcal{X}_i + J \mathcal{U}_i \end{aligned} \quad (4.15)$$

avec

$$\Omega = e^{\mathcal{A}te}, \Psi = \int_0^{te} e^{\mathcal{A}t} \mathcal{B} dt, H = \mathcal{C}, J = 0$$

La forme générale de la solution est de la forme (eq. 4.16)

$$\mathcal{X}_{i+1} = \Omega \mathcal{X}_i + \Omega \mathcal{A}^{-1} \mathcal{B} \mathcal{U}_i \quad (4.16)$$

La solution pour une entrée $U_i=0$ et une condition initiale V_0 nulle (réponse libre) est donnée par la relation (eq. 4.17).

$$\mathcal{X}_{i+1} = \Omega \mathcal{X}_i + (\Omega - I) \mathcal{A}_{t_0}^{-1} V_0 \quad (4.17)$$

avec

$$V_0 = \begin{pmatrix} p_{col} - \frac{\partial \dot{p}_{col}}{\partial p_{col}} p_{col} - \frac{\partial \dot{p}_{col}}{\partial T_{col}} T_{col} \\ T_{col} - \frac{\partial \dot{T}_{col}}{\partial p_{col}} p_{col} - \frac{\partial \dot{T}_{col}}{\partial T_{col}} T_{col} \end{pmatrix}$$

En appliquant le principe à notre système, la matrice de commande \mathcal{B} est nulle, la matrice \mathcal{C} est la matrice identité. Pour notre système, le vecteur d'états est défini par la relation (eq. 4.18)

$$\mathcal{X} = \begin{pmatrix} \Delta p_{col} \\ \Delta T_{col} \end{pmatrix} \quad (4.18)$$

La représentation d'état devient (eq. 4.19).

$$\begin{pmatrix} p_{col} \\ T_{col} \end{pmatrix}_{(p+\Delta p, T+\Delta T)} = \begin{pmatrix} p_{col} \\ T_{col} \end{pmatrix}_{(p, T)} + \begin{pmatrix} \frac{\partial \dot{p}_{col}}{\partial p_{col}} & \frac{\partial \dot{p}_{col}}{\partial T_{col}} \\ \frac{\partial \dot{T}_{col}}{\partial p_{col}} & \frac{\partial \dot{T}_{col}}{\partial T_{col}} \end{pmatrix}_{(p, T)} \begin{pmatrix} \Delta p_{col} \\ \Delta T_{col} \end{pmatrix} \quad (4.19)$$

Afin d'éviter la divergence des estimations, on introduit le bouclage. Ce principe permet de corriger les erreurs d'estimation commises.

4.3.5 Observateur bouclé

Le prédicteur est défini par la relation (eq. 4.20). Les erreurs de modélisation et la variation de certains paramètres conduisent à des erreurs d'estimation. Afin de tenir compte de ceci, le bouclage s'effectue par retour d'état.

$$\hat{\mathcal{X}}_{i+1} = \Omega \hat{\mathcal{X}}_i + (\Omega - I) \mathcal{A}_{t_0}^{-1} V_0 + K [\mathcal{Y}_i - \mathcal{C} \hat{\mathcal{X}}_i] \quad (4.20)$$

Le système est stable si la matrice $\mathcal{A} - KC$ possède des valeurs propres dont le module est inférieur à l'unité. Il faut déterminer la matrice K pour respecter cette condition. La relation (eq. 4.20) a été modifiée afin d'ajouter un terme intégrale permettant d'annuler l'erreur statique. On obtient alors la relation (eq. 4.21)

$$\hat{\mathcal{X}}_{i+1} = \Omega \hat{\mathcal{X}}_i + (\Omega - I) \mathcal{A}_{t_0}^{-1} V_0 + K [\mathcal{Y}_i - \mathcal{C} \hat{\mathcal{X}}_i] + k_i \int \mathcal{Y}_i - \mathcal{C} \hat{\mathcal{X}}_i \quad (4.21)$$

Les équations d'état ont été résolues de manière symbolique afin de réaliser les calculs en temps réel. De cette façon, la matrice d'état \mathcal{A} est écrite de manière formelle et il suffit de réaliser l'application numérique à chaque pas de calcul pour prédire la pression et la température.

Les valeurs du vecteur de gain K sont calculées à chaque pas par placement de pôles.

La figure (FIG. 4.5) met en évidence le cheminement pour prédire les espèces chimiques dans le cylindre à partir des différentes entrées.

Les entrées de l'observateur sont utilisées pour prédire la pression et la température dans le collecteur d'admission. A partir des sorties de l'observateur, on détermine les masses entrant dans le collecteur par le papillon, par le circuit d'EGR et pénétrant dans le cylindre. Il faut ajouter à ces masses, la masse de résiduel. Cette valeur est fournie par le modèle développé dans le chapitre 3. L'équation de combustion permet de convertir les gaz frais en gaz brûlés et de là on peut déterminer les concentrations en espèces chimiques dans le collecteur d'admission, dans le cylindre (avant combustion) et à l'échappement.

Maintenant que l'algorithme qui prédit la pression et la température est écrit, il est nécessaire de déterminer les débits d'air et d'EGR afin de renseigner la représentation d'état. Ensuite, il faudra estimer les espèces à partir des débits de gaz entrant et sortant du collecteur d'admission.

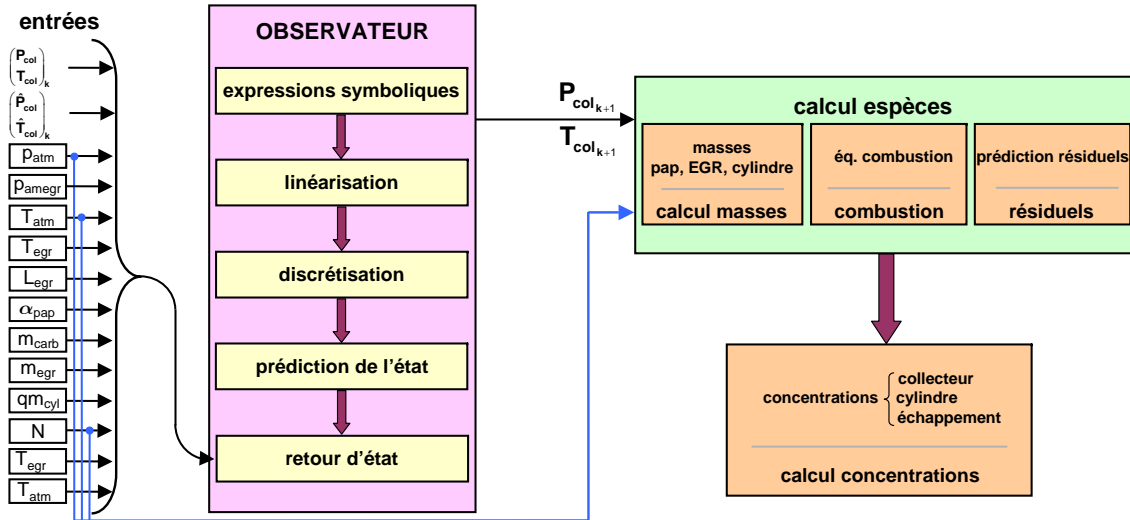


FIG. 4.5: Synthèse de l'observateur.

4.4 Détermination des débits

L'estimation des débits est basée sur un écoulement isentropique au travers d'une section. Il faut déterminer le débit d'air traversant le papillon, la vanne EGR ainsi que le débit entrant dans le cylindre.

4.4.1 Détermination du débit d'air

Le boîtier papillon est l'élément qui permet de réguler la quantité d'air ambiant qui va pénétrer dans le collecteur. La figure (FIG. 4.6) représente le boîtier papillon monté sur le moteur. L'estimation du débit d'air traversant le papillon se fait à partir de la relation d'un écoulement isentropique dont la démonstration est donnée dans le paragraphe §2.2.1. L'estimation du débit est basée sur la relation (eq. 4.22).

$$\frac{dm_{pap}}{dt} = \frac{C_{d_{pap}} S_{pap_{géo}} p_{atm}}{\sqrt{rT_{amont}}} \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \end{array} \right. \quad (4.22)$$

La figure (FIG. 4.6) schématise un papillon en coupe afin de déterminer la section de passage des gaz (eq. 4.23) en fonction de l'angle du papillon ainsi que de son diamètre, son épaisseur, son angle au repos.

La section de passage est déterminée à partir de la relation (eq. 4.23).

$$S_{pap_{géo}} = S_{pap_{90}} - S_{pap} \quad (4.23)$$

Les deux termes présentes dans la relation (eq. 4.23) sont détaillés dans les relations (eq. 4.24) et (eq. 4.25).

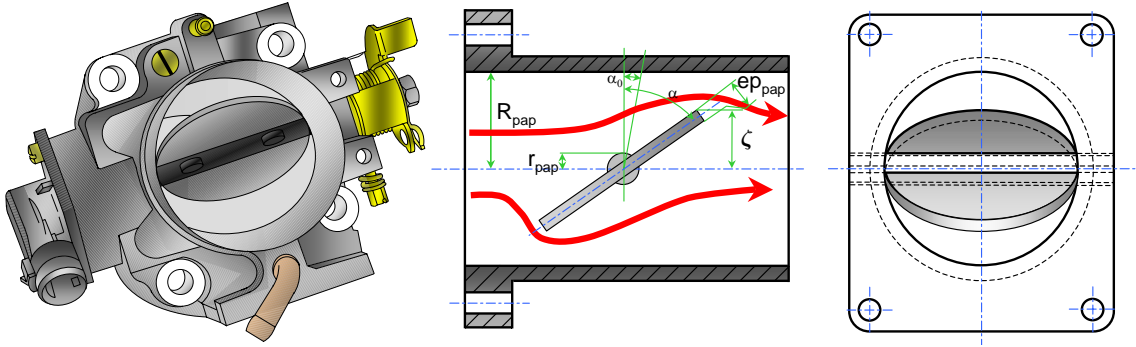


FIG. 4.6: Papillon d'admission. Coupe d'un papillon.

$$S_{pap_{90}} = 2R_{pap}^2 \left[\frac{\pi}{2} - \frac{r_{pap} \sqrt{1 - \frac{r_{pap}^2}{R_{pap}^2}}}{R_{pap}} - \arcsin \left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}} \right) \right] \quad (4.24)$$

$$S_{pap} = 2R_{pap} \left[\zeta \arccos \left(\frac{r_{pap}}{\zeta} \right) - r_{pap} \sqrt{1 - \frac{r_{pap}^2}{\zeta^2}} \right] \quad (4.25)$$

avec

$$\zeta = \sqrt{\frac{eP_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos(\alpha_{pap})} - \frac{eP_{pap}}{2} \tan(\alpha_{pap_0}) \right)^2} \quad (4.26)$$

$$\cos \left\{ \alpha_{pap} - \alpha_{pap_0} + \arccos \left(\frac{R_{pap}}{\sqrt{\frac{eP_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos(\alpha_{pap_0})} - \frac{eP_{pap}}{2} \tan(\alpha_{pap_0}) \right)^2}} \right) \right\}$$

La section de passage des gaz atteint un maximum pour une ouverture d'environ 70° (FIG. 4.7). Au delà de cet angle, l'axe du papillon limite le passage des gaz. La section est minimale pour 11° car il s'agit de la position de repos du papillon.

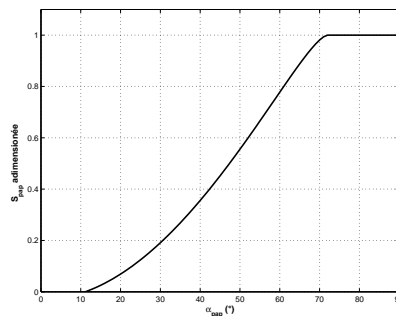


FIG. 4.7: Section de passage du papillon adimensionnée

Le coefficient de débit est destiné à prendre en compte les erreurs de modélisation de la relation (eq. 4.22). Le coefficient de débit est déterminé expérimentalement. Il est obtenu en comparant le débit dans les conditions expérimentales au débit théorique calculé par la relation (eq. 4.22). Le rapport entre ces deux valeurs donne le coefficient de débit (eq. 4.27).

$$C_{d_{pap}} = \frac{\dot{m}_{air_{exp}}}{\dot{m}_{air_{th}}} \quad (4.27)$$

La figure (FIG. 4.8) représente les valeurs de coefficient de débit et les débits expérimentaux et théoriques.

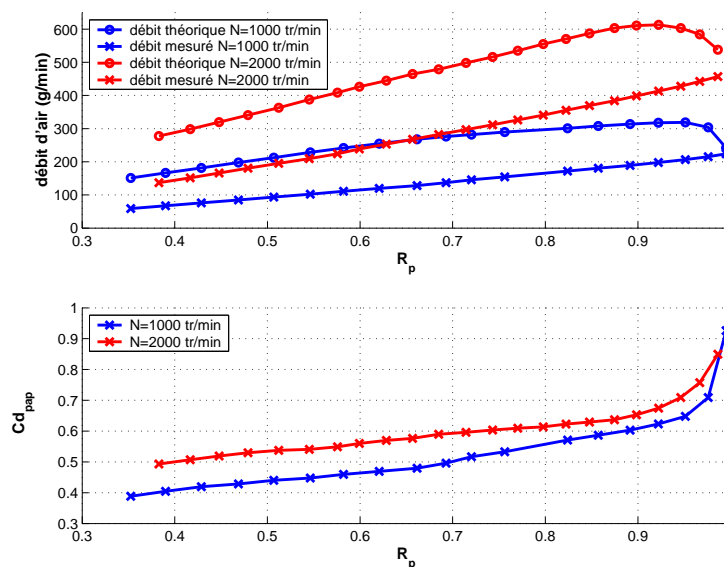


FIG. 4.8: Débits du papillon d'admission et coefficient de débit pour les régimes de $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$.

On observe une brusque montée du coefficient de débit pour un rapport de pression de l'ordre de 0,95.

Afin de comprendre pourquoi le coefficient de débit évolue, il faut revenir sur le papillon d'admission. La figure (FIG. 4.9) schématise le papillon d'admission. Les pertes de charges sont très faibles à ce niveau. La pression dans la tubulure est légèrement plus faible que la pression atmosphérique car une partie de la pression totale est convertie en énergie cinétique [9]. Au niveau du col, l'écoulement est très turbulent, l'énergie cinétique est dissipée sous forme de chaleur, la pression au col est donc sensiblement égale à la pression en aval du papillon.

L'écoulement est moins turbulent en aval du papillon car on est en milieu confiné.

La vitesse de l'écoulement augmente au niveau du col car la section de passage des gaz diminue. En aval du papillon, la vitesse est supérieure à la vitesse en amont du papillon car la température est identique mais la pression est plus faible. En appliquant le principe de conservation de la masse, la vitesse du gaz en aval du papillon est donc supérieure à celle en amont.

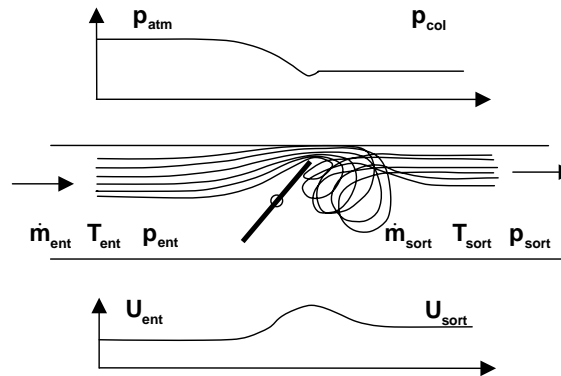


FIG. 4.9: Modélisation du papillon pour un débit isenthalpique.

Ces phénomènes expliquent les erreurs entre la réalité et la modélisation. La figure (FIG. 4.10) montre le coefficient de débit du papillon en fonction de l'incidence du papillon pour deux régimes moteur.

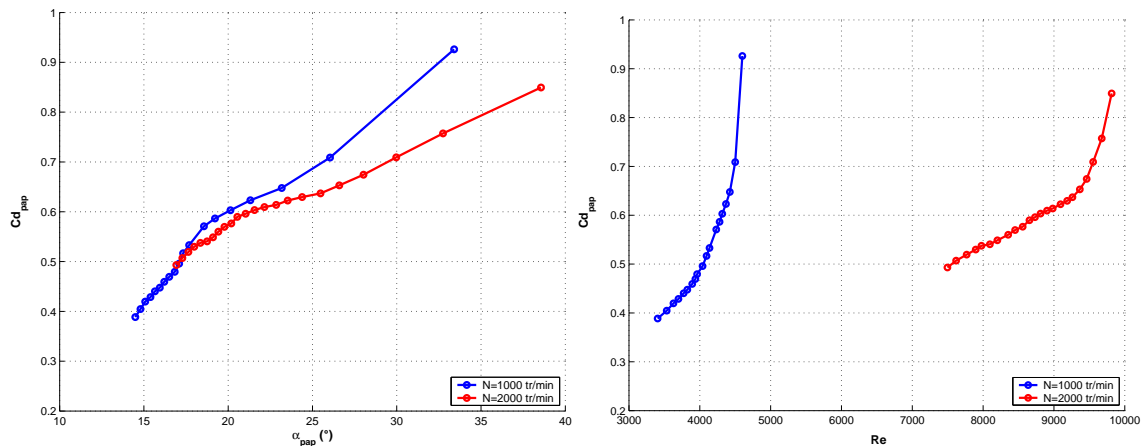


FIG. 4.10: Coefficient de débit.

On remarque que pour les faibles angles d'ouverture (15 à 24°), se qui correspond à de fortes incidences, le coefficient est sensiblement identique pour les deux régimes. Ceci vient de la géométrie du papillon. Le décollement de l'écoulement intervient au col et se recolle de la même manière dans les deux cas. La traînée et le coefficient de débit sont donc identiques dans les deux cas.

Lorsque l'ouverture de papillon est supérieure à 24°, la traînée change car l'écoulement est probablement différent (FIG. 4.10). Le fait que le nombre de Reynolds Re augmente entraîne un sillage plus faible car l'écoulement recolle plus tôt. La traînée est alors plus faible, les pertes de charges sont donc plus faibles et le coefficient de débit augmente.

Le coefficient de débit augmente et semble tendre vers 1, cela traduit le fait que pour une incidence nulle, les pertes de charges sont minimales donc le modèle est proche de la réalité.

Le débit d'air ainsi que le remplissage du moteur a été mesuré pour différentes épures de distribution (FIG. 4.11). Il est donc possible d'adapter la cartographie de remplissage au calage de soupape choisi et d'adapter l'observateur à ces conditions de fonctionnement.

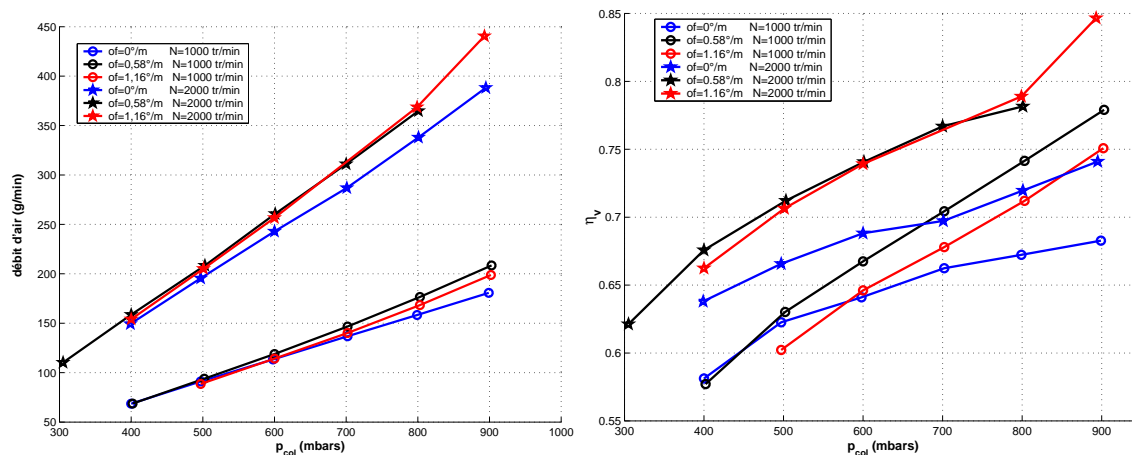


FIG. 4.11: Débit d'air admis et remplissage moteur pour $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$ à différentes p_{col} .

Le débit d'air étant déterminé, il faut maintenant mesurer le débit d'EGR et le modéliser.

4.4.2 Détermination du débit d'EGR

L'expérience mise en place pour modéliser la vanne EGR impose de placer un débitmètre sur la ligne d'EGR (FIG. 4.12) et de mesurer les pressions et températures afin de connaître les pertes de charges. Le débitmètre utilisé est un débitmètre à effet Coriolis. Il donne une mesure massique et il n'engendre pas de perte de charge. La calibration de la vanne a été réalisée en mesurant le débit recirculé pour différents rapports de pression à plusieurs levées.

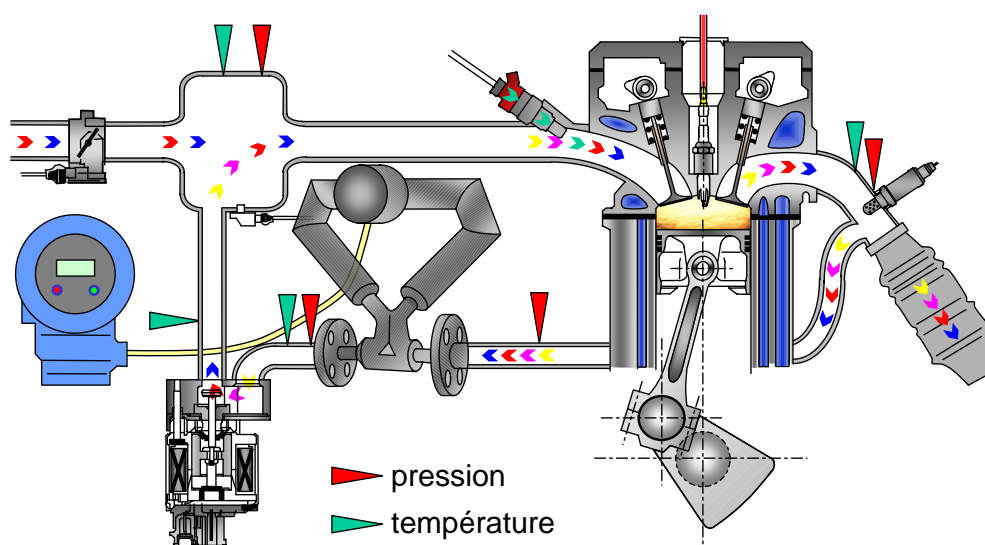


FIG. 4.12: Moyens d'essais d'estimation de la quantité de gaz recirculés pour la calibration de la vanne EGR.

La figure (FIG. 4.13) présente le débit en fonction des deux variables. On observe

une brusque augmentation du débit en fonction de la levée. Cela provient d'une erreur de modélisation ainsi que de l'écoulement des gaz. Les points à un faible rapport de pression et une forte levée n'ont pu être réalisés car la vanne n'est pas assez puissante pour lever suffisamment la soupape.

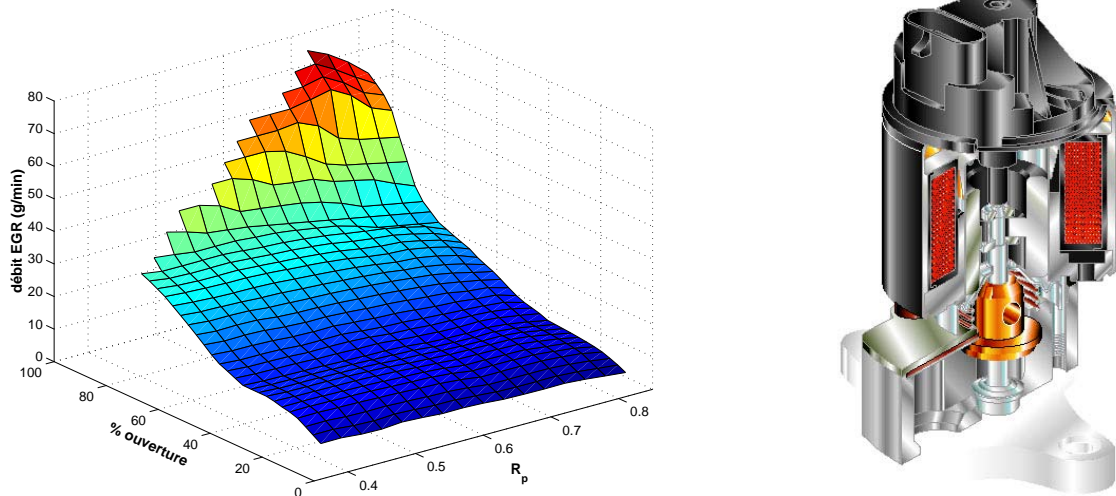


FIG. 4.13: Débit d'EGR de la vanne. Vanne EGR utilisée.

Les débits entrant dans le collecteur sont déterminés, il faut maintenant estimer la masse admise dans le cylindre.

4.4.3 Détermination de la masse admise dans le cylindre

Afin d'estimer la masse de gaz entrant dans le cylindre, on caractérise le remplissage du moteur η_v en fonction de la pression collecteur et du régime. Pour cela, on définit le remplissage comme étant le rapport entre la masse de gaz qui pénètre dans le cylindre à la masse d'air qui pourrait y pénétrer, compte tenu des caractéristiques du gaz dans la conduite d'admission (eq. 4.28). Il reste à définir l'endroit de la conduite d'admission. En effet, il ne règne pas la même pression en amont et en aval du papillon. La masse théorique peut être calculée par rapport à la pression collecteur où à la pression atmosphérique.

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_{exp} r_{col} T_{col}}{p_{col} V_{cyl} N} \quad (4.28)$$

La masse entrant dans le cylindre (eq. 4.29) est calculée à partir de la relation (eq. 4.28). Or les conditions de fonctionnement du moteur ne sont pas toujours les mêmes et il est rare que le moteur fonctionne dans les mêmes conditions que lors de la calibration de l'efficacité volumétrique. Il faut donc apporter une correction sur la masse admise qui soit fonction de la température pour tenir compte du changement de conditions climatiques [95].

$$m_{cyl} = \frac{p_{col} V_{cyl}}{r_{col} T_{col}} \eta_v(p_{col}, N) \sqrt{\frac{T_{col}}{T_{ref}}} \quad (4.29)$$

L'efficacité volumétrique caractérise les performances de pompage en air d'un moteur. Elle est définie par le rapport entre la masse réelle d'air admise et la masse d'air qui serait admise idéalement dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Si le remplissage est calculé par rapport aux conditions atmosphériques, l'efficacité volumétrique représente l'efficacité de pompage de tout le système d'admission depuis le papillon jusqu'aux soupapes. Si le remplissage est calculé par rapport aux conditions thermodynamiques dans le collecteur, l'efficacité volumétrique représente uniquement l'efficacité de pompage au niveau des soupapes (FIG. 4.14).

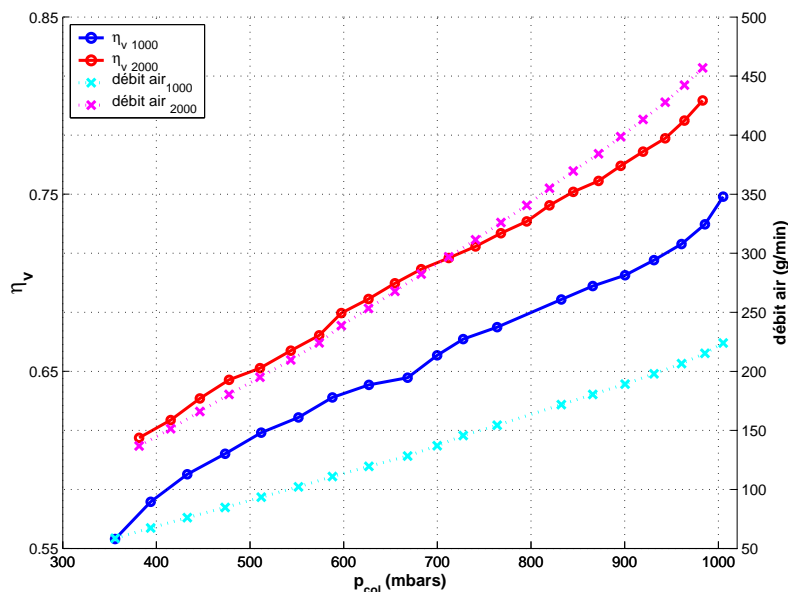


FIG. 4.14: Remplissage moteur pour 2 régimes.

Le remplissage augmente avec la pression collectrice. Ceci est normal car on diminue la perte de charge au niveau du papillon.

L'efficacité volumétrique dépend d'un grand nombre de paramètres relatifs à l'architecture du moteur et à la vitesse de rotation. Les effets dynamiques comme les effets acoustiques, dont l'influence varie avec la vitesse de rotation. C'est pourquoi on remarque que le rendement volumétrique est plus élevé pour le régime de 2000 tr/min .

Le modèle est maintenant renseigné donc on peut réaliser les estimations de pression et température dans le collecteur.

4.5 Résultats de l'observateur

4.5.1 Estimation des débits

La figure (FIG. 4.15) montre les débits entrant et sortant du collecteur, à savoir le débit d'air traversant le papillon, le débit d'EGR et le débit pénétrant dans le cylindre.

Il y a quelques dépassements sur les valeurs de débit papillon durant les transitoires par rapport aux valeurs relevées en stationnaire ($t=30s$). Lorsque la pression collectrice est constante, le débit sortant du collecteur (qm_{cyl}) devrait être égal à la somme des débits entrant ($qm_{air} + qm_{EGR}$).

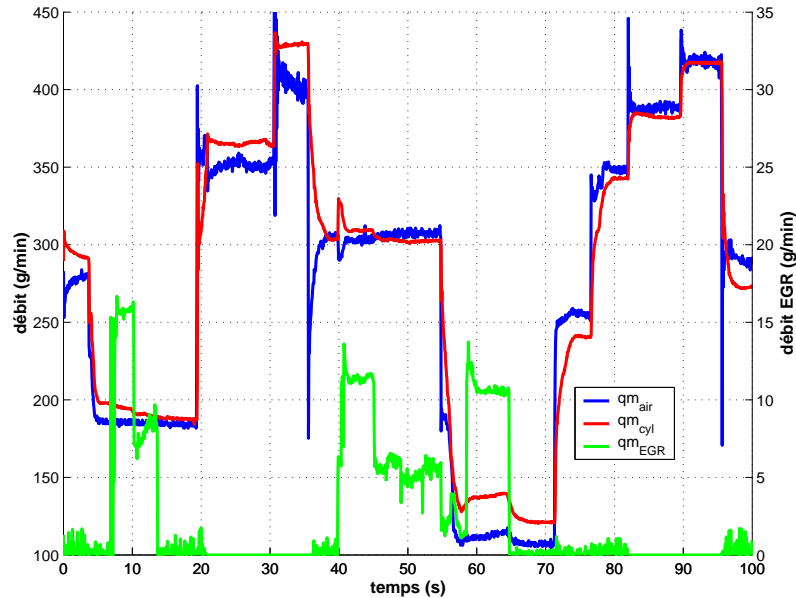


FIG. 4.15: Débits de gaz.

Ces erreurs viennent du fait que l'estimation se fait à partir de la pression prédite, du coefficient de débit qui lui est associé et de la commande du papillon. Il existe un léger déphasage entre le signal de pression et la commande du papillon. De plus, les hypothèses impliquent que le papillon bouge lentement.

Le débit d'EGR est également déterminé à partir de la pression collecteur prédite. Etant donné le faible débit de la vanne, la pression collecteur n'est que faiblement influencée.

Le débit entrant dans le cylindre est estimé à partir d'une cartographie de remplissage. La courbe de débit est donc une image de la pression collecteur.

Le modèle est donc renseigné, on peut donc estimer la pression et la température.

4.5.2 Estimation de la pression et de la température collecteur

La figure (FIG. 4.16) compare la pression estimée à la pression mesurée lors d'un essai transitoire au banc moteur.

La plage de pression balayée est vaste et les transitoires sont brusques (le débit maximal en stabilisé est obtenu pour 33,6% d'ouverture car le moteur tourne à 2000 *tr/min*). En effet, les commandes du papillon et de la vanne EGR sont des créneaux. L'erreur commise sur l'estimation de la pression est faible, de même que l'erreur sur la température.

La mesure de la température est effectuée à l'aide d'une sonde platine. La constante de temps de la sonde a une influence sur la dynamique de la réponse donc les variations de température sont peut être mal pris en compte. Il est nécessaire de tenir compte de la variation de température [134] [100]. D'après [135] le fait de considérer le collecteur comme étant isotherme entraîne une augmentation de l'erreur sur la pression collecteur de 2 *mbar.s*. La mesure de la température au niveau du boîtier papillon est donc suffisante.

L'estimation est réalisée à partir des valeurs de la matrice d'état (eq. 4.19). L'étude de cette matrice permet de savoir s'il est possible d'effectuer des simplifications sur le

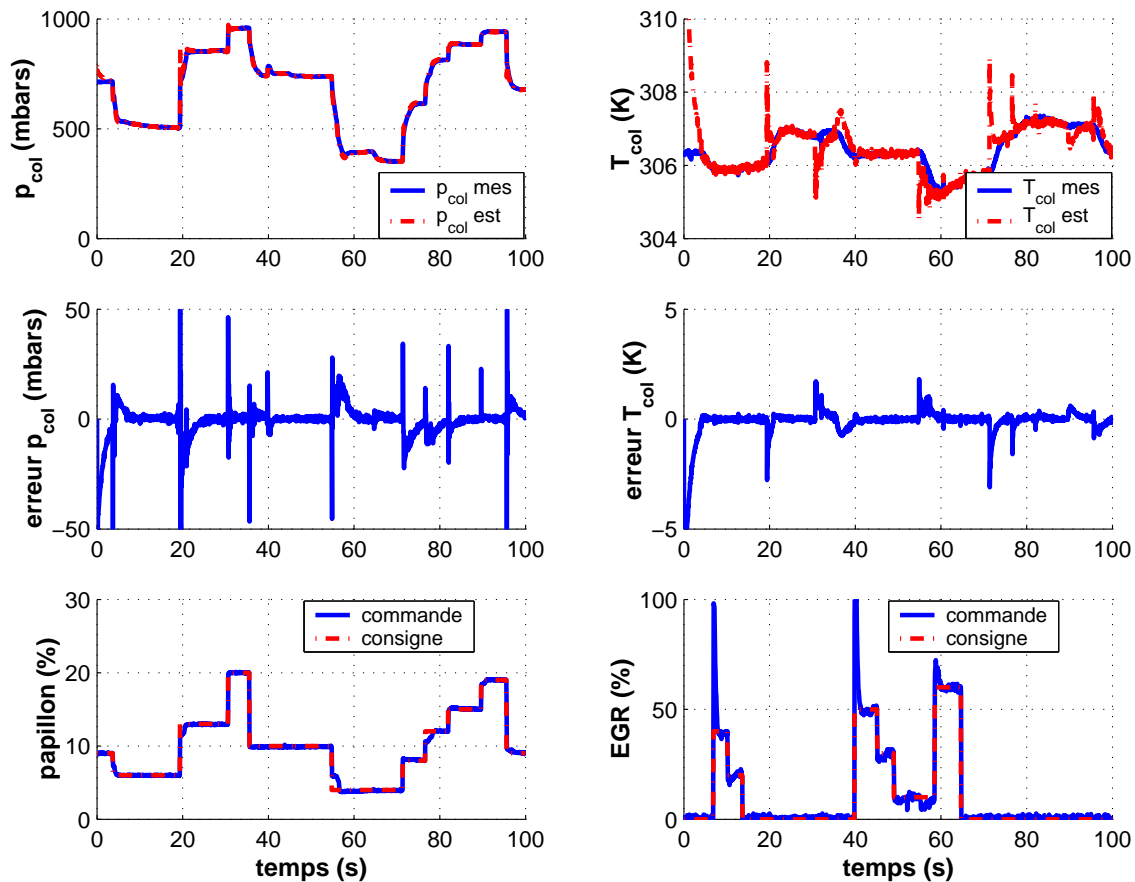


FIG. 4.16: Estimation de la pression, de la température ainsi que les erreurs commises pour différents transitoires de papillon et d'EGR.

modèle.

4.5.3 Étude de la matrice d'état

L'application numérique de la matrice d'état est réalisé à chaque pas de calcul (cf. §4.3.5). On remarque sur la figure (FIG. 4.17) que les termes de la matrice d'état fluctuent au cours du temps. Ce principe doit permettre de réduire les erreurs d'estimation en pression et en température. En effet, le fait de calculer la matrice d'état à chaque pas permet de mieux appréhender le comportement non linéaire de la "chaîne d'air" et donc une meilleure estimation de l'état collecteur.

Durant les phases transitoires, le modèle du collecteur permet de déterminer la pression dans le collecteur et donc d'estimer les masses entrant dans le cylindre. Du fait d'hypothèses de modélisation et d'erreurs de caractérisation, il existe un biais propre à ce modèle. Afin d'obtenir un bon estimé de la pression et de la température collecteur, il est nécessaire de construire un observateur bouclé. En effet, il est important de minimiser l'erreur en pression car l'estimation de la masse admise est basée sur une cartographie de remplissage. Si la pression collecteur est fautive, le remplissage du moteur pris en compte pour l'estimation de la masse admise ne sera pas celui correspondant à la pression réelle dans le collecteur. Les calculs des concentrations et de la richesse qui s'en suit sont faux.

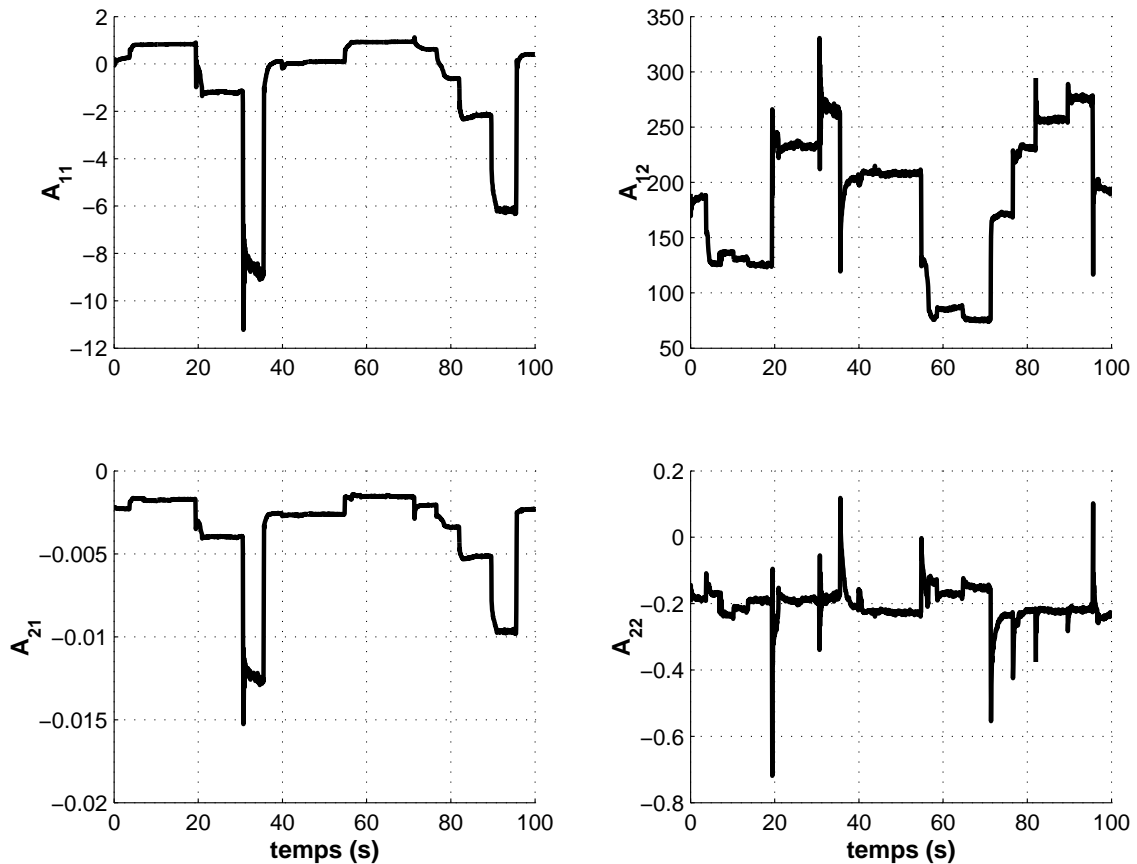


FIG. 4.17: Evolution de la matrice d'état.

Afin de caractériser les erreurs, on utilise les moments statistiques. Les moments centrés d'ordre de 1 à 4 sont respectivement :

1. la moyenne
2. la variance
3. le skewness¹
4. le kurtosis

Ils sont déterminés par la relation (eq. 4.30).

$$\mathbb{M}_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n n_i (x_i - \bar{x})^\xi \quad (4.30)$$

ξ représente l'ordre du moment statistique.

La moyenne représente en quelque sorte le "centre de gravité" de la distribution de la variable.

L'écart type est la racine carrée de la variance. Il permet de quantifier l'amplitude de l'erreur.

¹les valeurs de skewness et de kurtosis ne sont pas corrigées par le biais

Le skewness sert à caractériser la dissymétrie. En fonction de sa valeur, on caractérise la loi de distribution de la variable. La distribution est étalée à gauche, à droite ou bien normale.

Le kurtosis donne une indication sur l'aplatissement. L'aplatissement peut être faible, normal ou élevé. La simple vue de la loi de distribution ne suffit pas à déterminer l'aplatissement. Pour une même valeur de kurtosis la forme de la distribution peut être identique, mais compressée latéralement. On pense avoir une distribution plus "pointue" alors que seul l'écart type est différent.

<i>skewness</i>		<i>kurtosis</i>	
<i>étalement</i>	<i>indice</i>	<i>aplatissement</i>	<i>indice</i>
<i>gauche</i>	<i>négatif</i>	<i>élevé</i>	<i>négatif</i>
<i>symétrique</i>	<i>nul</i>	<i>normal</i>	<i>nul</i>
<i>droite</i>	<i>positif</i>	<i>faible</i>	<i>positif</i>

TAB. 4.2: Valeurs de skewness et de kurtosis pour différentes distributions.

Le tableau (TAB. 4.2) récapitule l'influence de la forme de la distribution sur la valeur du skewness et du kurtosis.

Les valeurs de la matrice d'état fluctuent mais il est peut être possible de les considérer comme constant.

Influence de la matrice d'état

Afin de vérifier l'intérêt d'effectuer le calcul de la matrice d'état \mathcal{A} à chaque pas de calcul, il faut comparer les erreurs commises en considérant la matrice d'état fixe ou variable et vérifier les résultats pour plusieurs cas de figure (FIG. 4.18).

La figure (FIG. 4.19) représente les erreurs sur les pression et température dans le cas où la matrice d'état \mathcal{A} est calculée pour chaque pas et dans le cas où elle est supposée fixe et ce pour deux essais de simulation. Les résultats sont valables uniquement pour les scénari présentés figure (FIG. 4.18).

Dans le cas où la matrice est fixe, les valeurs de la matrice d'état ont été déterminées en faisant la moyenne temporelle pour chaque terme $\mathcal{A}_{i,j}$ sur la durée du scénario. Le terme *A fixe 1* signifie que les valeurs $\mathcal{A}_{i,j}$ sont déterminées à partir de l'essai 1. Le terme *A fixe 2* désigne les valeurs $\mathcal{A}_{i,j}$ de l'essai 2 et le terme *A fixe 3* représente la moyenne des deux cas précédents. Les erreurs sont représentées sous forme d'histogramme. Les abscisses correspondent à l'erreur et les ordonnées représentent l'occurrence de l'erreur. Les intervalles sont de 0,05 *mbars*.

En observant les moyennes des erreurs (TAB. 4.3), on a une information sur la position de l'erreur. L'erreur sur la pression est légèrement plus faible dans le cas où la matrice \mathcal{A} est variable. On peut toutefois négliger cette erreur.

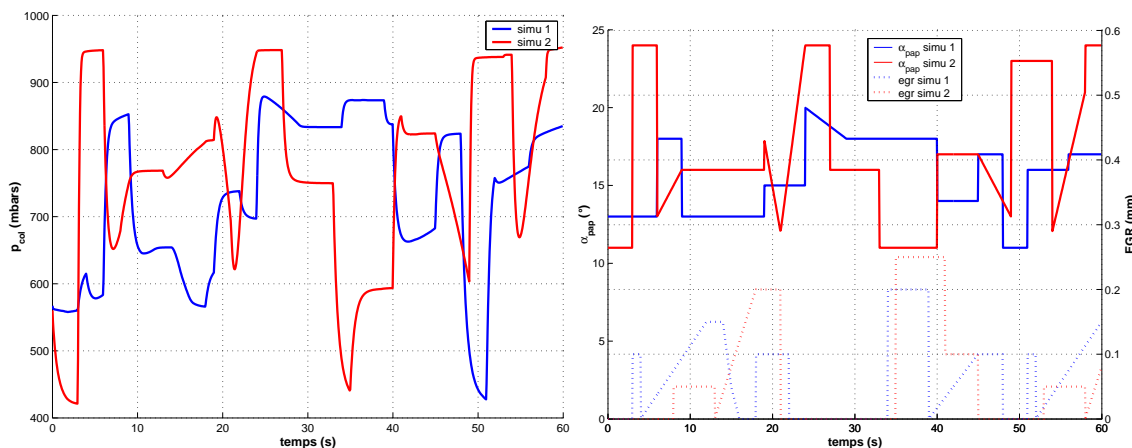


FIG. 4.18: Pressions collecteurs.

<i>pôles</i>	<i>matrice</i>	<i>variable</i>	<i>moyenne (mbars)</i>	<i>écart type (mbars)</i>	<i>skewness</i>	<i>kurtosis</i>
<p><i>pôles</i> = -0,5</p>	<i>simu 1</i>	εp_{col}	0	2,38	1,11	57,63
	<i>A variable</i>	εT_{col}	0	0,30	3,36	84,62
	<i>simu 1</i>	εp_{col}	-0,04	3,92	-0,12	26,63
	<i>A fixe</i>	εT_{col}	0	0,89	2,30	72,67
	<i>simu 2</i>	εp_{col}	0,01	4,78	8,16	148,50
	<i>A variable</i>	εT_{col}	0	0,57	7,93	168,58
	<i>simu 2</i>	εp_{col}	-0,01	46,56	-0,03	8,73
	<i>A fixe</i>	εT_{col}	0.01	9,51	0,22	5,10

TAB. 4.3: Erreurs sur les pression et température pour la matrice d'état fixe ou variable, $t_e=720^\circ V$, $N=2000 tr/min$.

Il faut toutefois noter que l'écart type est minimal pour les deux variables lorsque l'on calcule \mathcal{A} à chaque fois pour les deux essais de simulation. Le fait d'effectuer le calcul pour chaque pas améliore donc grandement les performances de l'observateur.

Sur la figure (FIG. 4.19) l'erreur sur la pression est d'avantage centrée dans le cas où la matrice est fixe. Ceci se vérifie par leur valeur respective de skewness (TAB. 4.3). L'erreur sur la température est centrée si la matrice \mathcal{A} est fixe alors qu'elle est répartie à droite si la matrice \mathcal{A} est variable.

Le kurtosis de l'erreur sur la pression met en évidence une distribution faiblement aplatie pour le cas où \mathcal{A} est calculée à chaque pas ou fixe. Les erreurs sont donc concen-

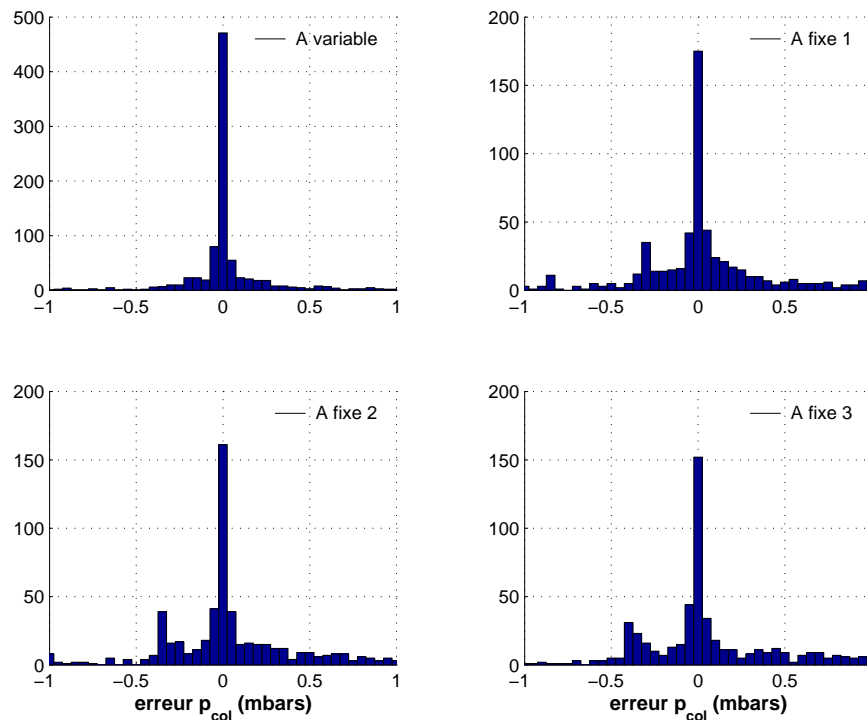


FIG. 4.19: Erreurs des pression et température dans le collecteur à matrice d'état fixe et variable.

trées sur une petite plage d'erreur. La répartition des erreurs sur la température n'est pas influencée par le calcul à chaque pas de la matrice d'état. L'aplatissement est très faible dans le deuxième essai de simulation pour \mathcal{A} variable.

Le fait de calculer la matrice d'état pour chaque pas de calcul permet d'avoir un estimateur avec un biais très faible avec des erreurs légèrement décentrées et concentrées sur une faible plage d'erreur.

Le fait de choisir le module des pôles inférieur à 1 assure la stabilité du système [136] [137] mais la valeur des pôles influence la rapidité.

La moyenne des erreurs est la plus faible lorsque la matrice \mathcal{A} est variable, et ce, pour la pression et la température. Le biais est très faible.

L'écart type est également favorable pour ces conditions de fonctionnement. On remarque sur l'essai de simulation 2 (*simu 2 A fixe*) avec \mathcal{A} fixe que l'écart type est plus important que dans le premier cas. Il faut donc réaliser l'application numérique de \mathcal{A} fixe à chaque pas.

L'analyse du skewness fait apparaître des erreurs centrées sur la pression et la température lorsque la matrice d'état est fixe pour les deux essais de simulation.

Le kurtosis donne une distribution faiblement aplatie pour la pression et la température pour \mathcal{A} variable, ce qui est intéressant.

Il ressort de cette analyse que la matrice d'état doit être calculée à chaque pas afin d'obtenir une erreur moyenne et un écart type les plus faibles possible.

Le tableau (TAB. 4.4) récapitule les erreurs pour différents horizons de prédiction pour l'essai réalisé sur moteur. Les erreurs sont minimales lorsque l'horizon de prédiction est

<i>pôles</i>	<i>matrice</i>	<i>variable</i>	<i>moyenne</i> (<i>mbars</i>)	<i>écart type</i> (<i>mbars</i>)	<i>skewness</i>	<i>kurtosis</i>
-0,5	$t_e = 120^\circ V$	εp_{col}	-0,77	6,17	-2,86	20,76
		εT_{col}	-0,12	0,73	-6,02	51,17
	$t_e = 720^\circ V$	εp_{col}	-0,77	10,04	0,92	141,05
		εT_{col}	-0,12	0,76	-6,67	66,60
	$t_e = 1440^\circ V$	εp_{col}	-1,56	29,45	-0,46	18,57
		εT_{col}	-0,23	1,86	-3,85	38,38

TAB. 4.4: Erreurs sur les pression et température pour différentes périodes d'échantillonnage, $N=2000$ *tr/min*.

petit, ce qui est normal. On note toutefois que les valeurs obtenues pour un horizon de prédiction de $1440^\circ V$ sont satisfaisantes.

La fonction d'autocorrélation normée décrit la similitude entre une série et elle même décalée d'un intervalle i . Cette fonction, comme le coefficient de corrélation classique, varie entre -1 et +1. L'autocorrélation est une fonction paire. Le temps est dans ce cas considéré comme isotrope : on ne peut, par la fonction d'autocorrélation, distinguer l'effet d'événements passés, sur le présent, de celui d'événements futurs. Le tracé de cette fonction suivant un décalage variant de 0 à la longueur de la série, définit un corrélogramme. Le coefficient d'autocorrélation d'une série z est défini par la relation (eq. 4.31²)

$$\mathcal{R}(i) = \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N-i} (z_k - \bar{z})(z_{k+i} - \bar{z})}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (z_k - \bar{z})(z_k - \bar{z})} \quad (4.31)$$

La figure (FIG. 4.20) représente le corrélogramme du signal d'erreur de pression et de température pour des pôles de -0,5 et un échantillonnage de $720^\circ V$. Le signal est corrélé avec lui même lorsqu'il n'y a pas de décalage, ce qui est normal.

On observe dans ce cas un coefficient d'autocorrélation de 1. Ce coefficient descend à 0,08 lorsque l'on effectue un décalage de un point sur la série d'erreur de pression. On peut dire que le signal d'erreur n'est pas autocorrélé, l'erreur peut alors être assimilée à du bruit et non à du signal. L'observateur prédit donc bien le signal. Le signal est d'avantage corrélé avec lui même pour la température. Ce n'est pas très gênant étant donné que l'erreur commise sur la température est faible.

Les caractéristiques de l'observateur sont donc :

- matrice d'état : variable

²k représente l'indice du point de la série

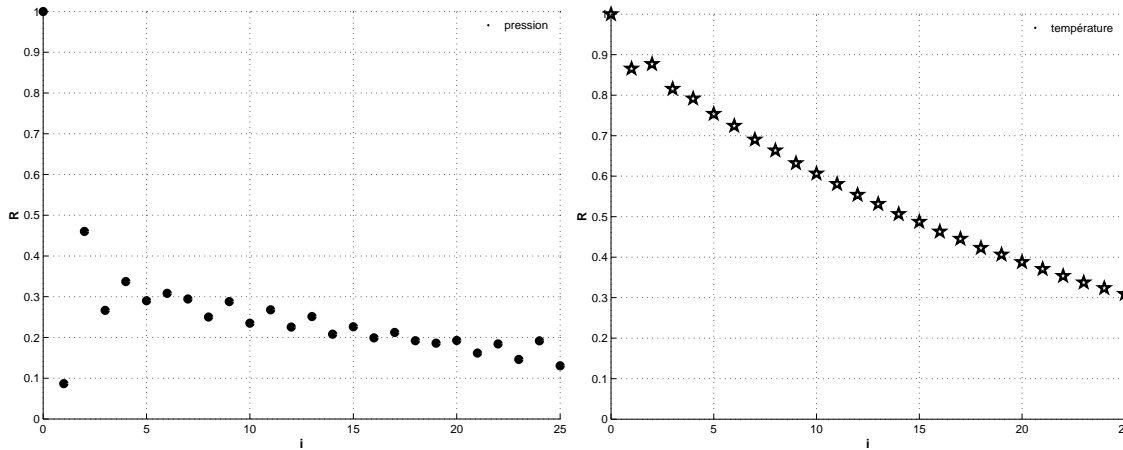


FIG. 4.20: Corrélogramme sur les erreurs de pression et de température.

- matrice de gain : variable
- période d'échantillonnage : $720^\circ V$
- pôles : -0,5 et -0,5

La dynamique de l'observateur est fonction de la valeur des pôles. L'étude des pôles permet donc d'optimiser les valeurs données par l'observateur.

4.5.4 Choix des pôles

Le choix des pôles conditionne la réponse de l'observateur et assure la robustesse [138]. Une valeur négative permet une réponse plus rapide [137].

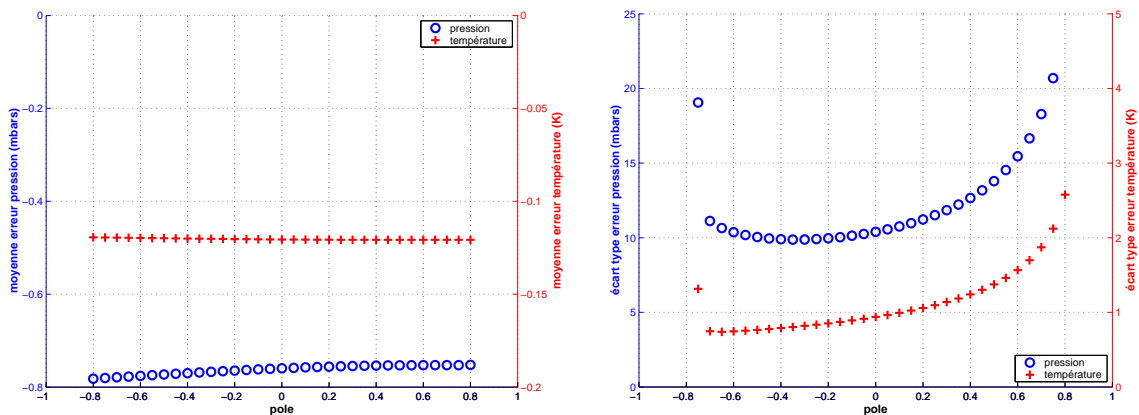


FIG. 4.21: Influence des pôles sur l'erreur d'estimation commise.

La figure (FIG. 4.21) montre l'erreur moyenne commise sur la pression et la température ainsi que l'écart type pour l'essai (FIG. 4.16).

Le tableau (TAB. 4.5) répertorie les statistiques des erreurs pour trois valeurs de pôles. Le choix des pôles est fixé à -0,5 pour obtenir un biais et un écart type faibles.

L'erreur commise dépend du choix des pôles et également de la valeur des gains de retour qui corrigent les erreurs d'estimation.

te	$p\hat{o}les$	variable	moyenne (mbars)	écart type (mbars)	skewness	kurtosis
te = $720\text{ }^{\circ}V$	$p\hat{o}les = -0,05$	εp_{col}	-0,76	10,25	1,95	114,25
		εT_{col}	-0,12	0,91	-7,36	72,75
	$p\hat{o}les = -0,5$	εp_{col}	-0,77	10,04	0,92	141,05
		εT_{col}	-0,12	0,76	-6,67	66,60
	$p\hat{o}les = -0,8$	εp_{col}	-0,78	31,72	-0,03	21,76
		εT_{col}	-0,12	15,71	10,10	499,53

TAB. 4.5: Erreurs sur les pression et température pour différentes valeurs de pôles, $N=2000\text{ }tr/min.$

4.5.5 Evolution des gains de retour

La détermination des gains de retour permet d'effectuer le bouclage sur la pression et la température. La figure (FIG. 4.22) représente la prépondérance des termes de l'équation de l'observateur bouclé (eq. 4.21).

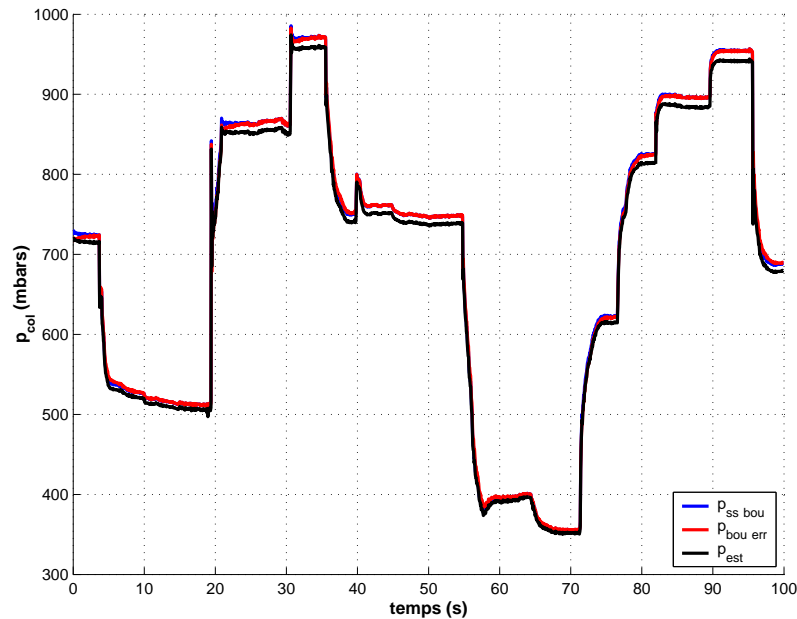


FIG. 4.22: Estimation de la pression collecteur.

La courbe $p_{ss\ bou}$ représente la pression collecteur déterminée par le premier terme de l'observateur $\hat{\mathcal{X}}_{i+1} = \Omega \hat{\mathcal{X}}_i + (\Omega - I) \mathcal{A}_{t_0}^{-1} V_0$. La pression est très proche de la pression estimée. La pression $p_{bou\ err}$ représente la pression avec le bouclage sur l'erreur mais sans

correction de l'erreur statique. On aperçoit une légère correction de la pression mais le bouclage n'est pas très important. La différence entre la courbe de pression $p_{bou\ err}$ et la pression estimée p_{est} vient de la correction apportée par le terme intégrale. Le biais de modèle peut venir des approximations sur la valeur de la constante des gaz parfaits. L'estimation de la pression est améliorée par l'introduction d'un terme intégrale. Le choix de la valeur de k_i a été fixé en fonction de la réponse du système.

Le fait de prendre un gain fixe dégrade les performances de l'observateur. Les pôles fluctuent très peu mais les erreurs augmentent (TAB. 4.3). En faisant varier la valeur des gains de bouclage de l'ordre de 40%, l'observateur diverge. L'influence du régime n'a pas été testée mais il est probable que l'observateur diverge également avec un gain fixe.

L'observateur estime donc la pression et la température ; les concentrations sont déterminées à partir de ces valeurs.

4.6 Détermination des concentrations

4.6.1 Principe de calcul

Afin de déterminer les concentrations au rang $i + 1$, il faut estimer la quantité de gaz apportée par le papillon, par l'EGR et la quantité admise dans le cylindre. De là, il suffit de multiplier les débits par les concentration massiques de chaque espèce et on a alors la masse de chaque espèce. En appliquant ceci au collecteur d'admission, on détermine la quantité d'air apportée par le papillon au rang $i + 1$ en utilisant la relation (eq. 4.22) et la pression estimée au rang $i + 1$. La masse de gaz admise par le moteur est donnée par la cartographie de remplissage ; celle d'EGR peut être obtenue par deux moyens différents. La première méthode est d'utiliser la relation (eq. 4.32). Elle stipule que la variation de masse dans le collecteur provient des débits entrant et sortants.

$$\Delta m_{EGR_{i+1}} = m_{col_{i+1}} - m_{col_i} - \Delta m_{pap_{i+1}} - \Delta m_{cyl_{i+1}} \quad (4.32)$$

Le fait d'utiliser cette relation impose d'avoir une bonne estimation de la pression collecteur car la variation de masse est fonction de la pression. En différenciant la loi des gaz parfait par rapport à la pression, on obtient (eq. 4.33).

$$dm = \frac{dp V}{rT} \quad (4.33)$$

L'erreur commise sur la masse dépend donc de l'erreur commise sur la pression mais également du volume du collecteur.

La masse de gaz recirculés dans le collecteur à chaque cycle est faible car le débit est faible. En estimant la masse d'EGR dans le collecteur par la relation (eq. 4.32), l'erreur commise est la somme des erreurs commise sur chaque terme. En utilisant l'équation (eq. 4.32) pour estimer la masse d'EGR recirculée, on s'aperçoit que l'erreur est supérieure à la masse d'EGR, il n'est donc pas possible d'utiliser cette méthode.

La deuxième méthode consiste à estimer le débit d'EGR à partir de la levée de la vanne EGR et de la pression collecteur (eq. 4.34). La température de gaz d'EGR peut être obtenue à l'aide d'une cartographie ou d'un modèle [139].

$$\dot{m}_{EGR} = \frac{C_{d_{EGR}} S_{EGR} p_{éch}}{\sqrt{r T_{éch}}} \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{p_{col}}{p_{éch}} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{col}}{p_{éch}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \end{array} \right. \quad (4.34)$$

avec

$$S_{EGR} = \pi D_{EGR} L_{EGR} \quad (4.35)$$

C'est la deuxième méthode qui a été retenue car elle permet une meilleure estimation du débit d'EGR.

Une fois que l'on connaît l'apport de masse de chaque organe, on calcule la masse de chaque espèce à partir de la concentration. La contribution en espèces de chaque organe est donnée par la relation (eq. 4.36).

On considère que c'est l'apport total de gaz pour chaque organe multiplié par la concentration en espèce du même organe. La concentration en O_2 et N_2 du papillon est constante car la composition de l'air est constante. En effet, l'EGR est introduit dans le collecteur et ne modifie donc pas la composition des gaz traversant le papillon.

Le calcul des différentes masses impose de connaître les concentrations dans le collecteur et à l'échappement. Cela vient du fait que les gaz entrant dans le cylindre proviennent du collecteur et les gaz d'EGR sont des gaz d'échappement.

Le temps de transport des EGR [57] [140] est fonction de la pression collecteur et de la levée de la vanne.

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta m_{O_2 \text{ pap}_{i+1}} = \Delta m_{\text{pap}_{i+1}} \frac{M_{O_2}}{M_{O_2} + 3,77 M_{N_2}} \\ \Delta m_{N_2 \text{ pap}_{i+1}} = \Delta m_{\text{pap}_{i+1}} \frac{M_{N_2}}{M_{O_2} + 3,77 M_{N_2}} \\ \Delta m_{O_2 \text{ EGR}_{i+1}} = \Delta m_{\text{EGR}_{i+1}} \chi_{O_2 \text{ éch}_{i-\tau}} \\ \Delta m_{N_2 \text{ EGR}_{i+1}} = \Delta m_{\text{EGR}_{i+1}} \chi_{N_2 \text{ éch}_{i-\tau}} \\ \Delta m_{H_2O \text{ EGR}_{i+1}} = \Delta m_{\text{EGR}_{i+1}} \chi_{H_2O \text{ éch}_{i-\tau}} \\ \Delta m_{CO_2 \text{ EGR}_{i+1}} = \Delta m_{\text{EGR}_{i+1}} \chi_{CO_2 \text{ éch}_{i-\tau}} \\ \Delta m_{O_2 \text{ cyl}_{i+1}} = \Delta m_{\text{cyl}_{i+1}} \chi_{O_2 \text{ col}_i} \\ \Delta m_{N_2 \text{ cyl}_{i+1}} = \Delta m_{\text{cyl}_{i+1}} \chi_{N_2 \text{ col}_i} \\ \Delta m_{H_2O \text{ cyl}_{i+1}} = \Delta m_{\text{cyl}_{i+1}} \chi_{H_2O \text{ col}_i} \\ \Delta m_{CO_2 \text{ cyl}_{i+1}} = \Delta m_{\text{cyl}_{i+1}} \chi_{CO_2 \text{ col}_i} \end{array} \right. \quad (4.36)$$

En considérant que les gaz doivent parcourir le circuit d'EGR avant de pénétrer dans le collecteur, le temps de transport est donc fonction du volume du circuit d'EGR et du débit volumique de gaz d'EGR (eq. 4.37).

$$\tau = \frac{V_{tub}}{\dot{V}_{EGR}} \quad (4.37)$$

Le débit volumique est exprimé en fonction du débit massique par la relation (eq. 4.38)

$$\dot{V}_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\rho_{EGR}} \quad (4.38)$$

En l'intégrant la relation (eq. 4.38) dans l'équation (eq. 4.37), on obtient la relation (eq. 4.39).

$$\tau = \frac{\rho_{EGR} V_{tub}}{\dot{m}_{EGR}} \quad (4.39)$$

Le temps de transport est donc fonction du débit massique d'EGR, qui est lui même fonction de la différence de pression entre l'échappement et la collecteur ainsi que de la levée de la vanne. Le temps de transport peut donc être caractérisé en fonction des variables p_{col} et L_{EGR} .

On fait l'hypothèse que la concentration est constante dans le cycle et que le mélange est homogène.

A partir des apports de chaque masse, il est possible de déterminer les concentrations de chaque espèce dans le collecteur d'admission.

4.6.2 Calcul des concentrations dans le collecteur

La concentration de gaz dans le collecteur d'admission est définie comme étant la masse de gaz provenant de chaque organe rapportée à la masse totale contenue dans le collecteur. La concentration au rang $i + 1$ est fonction de la masse au rang i ainsi que des gaz qui entrent et qui sortent du collecteur. On remarque que le système est bouclé. La concentration dans le collecteur s'obtient par la relation (eq. 4.40).

$$\chi_{col_{i+1}} = \frac{m_{col_i} + \Delta m_{pap_{i+1}} + \Delta m_{EGR_{i+1}} - \Delta m_{cyl_{i+1}}}{m_{col_{i+1}}} \quad (4.40)$$

En étendant le principe à chaque espèce chimique, on obtient alors la relation (eq. 4.41).

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi_{O_2 \text{ col}_{i+1}} = \frac{m_{O_2 \text{ col}_i} + \Delta m_{O_2 \text{ pap}_{i+1}} + \Delta m_{O_2 \text{ EGR}_{i+1}} - \Delta m_{O_2 \text{ cyl}_{i+1}}}{m_{\text{col}_{i+1}}} \\ \chi_{N_2 \text{ col}_{i+1}} = \frac{m_{N_2 \text{ col}_i} + \Delta m_{N_2 \text{ pap}_{i+1}} + \Delta m_{N_2 \text{ EGR}_{i+1}} - \Delta m_{N_2 \text{ cyl}_{i+1}}}{m_{\text{col}_{i+1}}} \\ \chi_{H_2O \text{ col}_{i+1}} = \frac{m_{H_2O \text{ col}_i} + \Delta m_{H_2O \text{ EGR}_{i+1}} - \Delta m_{H_2O \text{ cyl}_{i+1}}}{m_{\text{col}_{i+1}}} \\ \chi_{CO_2 \text{ col}_{i+1}} = \frac{m_{CO_2 \text{ col}_i} + \Delta m_{CO_2 \text{ EGR}_{i+1}} - \Delta m_{CO_2 \text{ cyl}_{i+1}}}{m_{\text{col}_{i+1}}} \end{array} \right. \quad (4.41)$$

On remarque que les concentrations en H_2O et CO_2 ne sont pas fonction du papillon car on considère que les gaz traversant le papillon sont composés uniquement de N_2 et O_2 .

Une fois les concentrations dans le collecteur déterminées, on peut calculer les concentrations des gaz à l'échappement.

4.6.3 Calcul des concentrations à l'échappement

La concentration de chaque espèce dans les gaz d'échappement est déterminée en considérant que les gaz sont constitués d'un mélange de gaz provenant du collecteur d'admission, de gaz résiduels et de carburant qui a été converti en CO_2 et H_2O . La concentration à l'échappement est déduite par la relation (eq. 4.42). Le terme Δ_{carb} représente la masse de gaz d'une espèce produite par la combustion du carburant.

$$\chi_{éch} = \frac{\chi_{col} m_{cyl} + \chi_{éch} m_{res} + \Delta_{carb}}{m_{cyl} + m_{res} + m_{carb}} \quad (4.42)$$

La masse de gaz de résiduels est écrite à partir de la fraction de résiduels étant donné que celle-ci a été caractérisée dans le chapitre 3. On obtient l'expression (eq. 4.43).

$$m_{res} = \chi_{res} m_{tot} = \chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb} + m_{res}) = \frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \quad (4.43)$$

En introduisant la relation (eq. 4.43) dans l'équation (eq. 4.42), on obtient la relation (eq. 4.44). On peut ainsi déterminer la concentration à l'échappement à partir des grandeurs connues.

$$\chi_{éch} = \frac{\chi_{col} m_{cyl} + \chi_{éch} \left(\frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \right) + \Delta_{carb}}{m_{cyl} + m_{carb} + \left(\frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \right)} \quad (4.44)$$

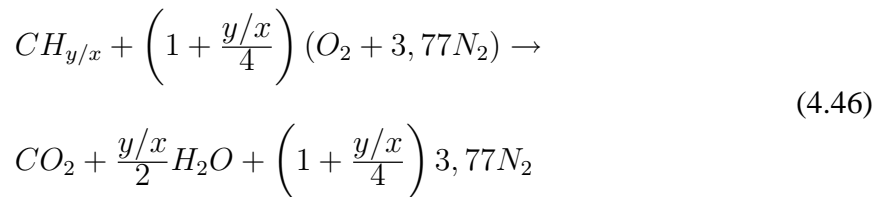
La combustion est supposée complète, il y a uniquement formation de CO_2 et H_2O lors de la combustion du mélange. La détermination de la concentration en H_2O et CO_2 impose de connaître la masse de carburant injecté.

Les différentes concentrations d'espèces dans les gaz d'échappement sont déterminées par la relation (eq. 4.45).

La quantité de O_2 après combustion est déduite du principe de conservation de la masse. La somme des fractions massiques doit être égale à 1. Si on détermine la concentration en O_2 de la même façon que pour les autres concentrations, on risque de ne pas avoir la somme des concentrations égale à 1.

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi_{O_2 \text{ éch}_{i+1}} = 1 - \chi_{N_2 \text{ éch}_{i+1}} - \chi_{H_2O \text{ éch}_{i+1}} - \chi_{CO_2 \text{ éch}_{i+1}} \\ \chi_{N_2 \text{ éch}_{i+1}} = \frac{\chi_{N_2 \text{ col}_{i+1}} m_{cyl_{i+1}} + \chi_{N_2 \text{ éch}_i} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)}{m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \\ \chi_{H_2O \text{ éch}_{i+1}} = \frac{\chi_{H_2O \text{ col}_{i+1}} m_{cyl_{i+1}} + \chi_{H_2O \text{ éch}_i} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right) + \Delta m_{H_2O, carb_{i+1}}}{m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \\ \chi_{CO_2 \text{ éch}_{i+1}} = \frac{\chi_{CO_2 \text{ col}_{i+1}} m_{cyl_{i+1}} + \chi_{CO_2 \text{ éch}_i} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right) + \Delta m_{CO_2, carb_{i+1}}}{m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{cyl_{i+1}} + m_{carb_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \end{array} \right. (4.45)$$

La concentration en H_2O et CO_2 est modifiée par la quantité de carburant brûlé lors de la combustion. Le terme de production de masse apparaît donc pour le calcul de ces 2 concentrations. L'apport de H_2O et CO_2 par la combustion du carburant est déterminé à partir d'une équation de combustion (eq. 4.46).



Les masses de H_2O et CO_2 apparues lors de la combustion sont obtenues à partir de la relation (eq. 4.47).

$$\begin{aligned}\Delta m_{H_2O \text{ carb}_{i+1}} &= m_{\text{carb}_{i+1}} \cdot \frac{\mathcal{M}_{H_2O}}{\mathcal{M}_{CH_{y/x}}} \cdot \frac{y/x}{2} \\ \Delta m_{CO_2 \text{ carb}_{i+1}} &= m_{\text{carb}_{i+1}} \cdot \frac{\mathcal{M}_{CO_2}}{\mathcal{M}_{CH_{y/x}}}\end{aligned}\quad (4.47)$$

Le calcul de la masse de CO_2 et H_2O créée durant la combustion est possible uniquement à partir du rapport y/x . Il n'est donc pas nécessaire de connaître la composition du carburant. Dans le cas étudié, le carburant est du propane.

La concentration dans les gaz d'échappement est déterminée après la combustion. On applique sensiblement le même principe pour calculer les concentration dans le cylindre.

4.6.4 Calcul des concentrations dans le cylindre

Les concentrations dans le cylindre sont déterminées avant la combustion. De cette façon on peut déterminer la richesse dans le cylindre. Le calcul est basé sur le même principe que dans les gaz d'échappement. Les gaz contenus dans le cylindre proviennent des gaz admis via le collecteur, le carburant et les gaz résiduels. La concentration dans le cylindre s'écrit donc par la relation (eq. 4.48).

$$\chi_{cyl} = \frac{\chi_{col} m_{cyl} + \chi_{éch} \left(\frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \right)}{m_{cyl} + m_{carb} + \left(\frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \right)} \quad (4.48)$$

Le terme Δ_{carb} n'apparaît pas car le calcul s'effectue avant la combustion. La masse de carburant n'est pas encore convertie en H_2O et CO_2 .

$$\left\{ \begin{array}{l}
\chi_{O_2 \text{ cyl}_{i+1}} = 1 - \chi_{N_2 \text{ cyl}_{i+1}} - \chi_{H_2O \text{ cyl}_{i+1}} - \chi_{CO_2 \text{ cyl}_{i+1}} - \chi_{carb \text{ cyl}_{i+1}} \\
\chi_{N_2 \text{ cyl}_{i+1}} = \frac{\chi_{N_2 \text{ col}_{i+1}} m_{\text{cyl}_{i+1}} + \chi_{N_2 \text{ échi}} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)}{m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \\
\chi_{H_2O \text{ cyl}_{i+1}} = \frac{\chi_{H_2O \text{ col}_{i+1}} m_{\text{cyl}_{i+1}} + \chi_{H_2O \text{ échi}} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)}{m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \\
\chi_{CO_2 \text{ cyl}_{i+1}} = \frac{\chi_{CO_2 \text{ col}_{i+1}} m_{\text{cyl}_{i+1}} + \chi_{CO_2 \text{ échi}} \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)}{m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)} \\
\chi_{carb \text{ cyl}_{i+1}} = \frac{m_{carb \text{ cyl}_{i+1}}}{m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}} + \left(\frac{\chi_{res_{i+1}} (m_{\text{cyl}_{i+1}} + m_{\text{carb}_{i+1}})}{1 - \chi_{res_{i+1}}} \right)}
\end{array} \right. \quad (4.49)$$

On doit donc calculer la concentration en carburant, qui servira pour le calcul de la richesse dans le cylindre.

4.6.5 Calcul de la richesse dans le cylindre

La richesse définie par rapport à O_2 est estimée à partir de la masse de carburant injectée ainsi que la quantité de O_2 dans le cylindre (eq. 1.16). On peut également l'écrire à partir de la concentration en O_2 dans le cylindre (eq. 4.50).

$$\phi_{O_2} = \frac{\frac{m_{carb}}{\chi_{O_2 \text{ cyl}_{i+1}} m_{tot}}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{O_2}} \right)_{stoe}} \quad (4.50)$$

La masse totale est exprimée en fonction des différentes concentrations pour obtenir la relation (eq. 4.51).

$$m_{tot} = m_{\text{cyl}} + m_{\text{carb}} + \left(\frac{\chi_{res} (m_{\text{cyl}} + m_{\text{carb}})}{1 - \chi_{res}} \right) \quad (4.51)$$

Le PCO est calculé par rapport à O_2 en fonction de la composition du carburant par la relation (eq. 4.52).

$$PCO_{O_2} = \frac{32 \left(x + \frac{y}{4} \right)}{12x + y} \quad (4.52)$$

En introduisant les équations (eq. 4.51) et (eq. 4.52) dans la relation (eq. 4.50), on obtient l'expression de la richesse (eq. 4.53).

$$\phi_{O_2} = \frac{32 \left(x + \frac{y}{4} \right) m_{carb}}{(12x + y) \chi_{O_2 \text{ cyl}_{i+1}} \left(m_{cyl} + m_{carb} + \left(\frac{\chi_{res} (m_{cyl} + m_{carb})}{1 - \chi_{res}} \right) \right)} \quad (4.53)$$

La richesse peut donc être calculée en connaissant la masse de carburant injectée, la masse de gaz admise, la concentration en O_2 dans le cylindre et la fraction massique de gaz résiduels. La fraction de gaz résiduels est déterminée à partir de la relation (eq. 3.71).

Les concentrations sont donc déterminées dans le collecteur d'admission, dans le cylindre et à l'échappement. Les paragraphes suivants présentent les résultats des estimations des concentrations dans les différents organes.

4.7 Résultats de l'estimation des concentrations

4.7.1 Estimation de la concentration dans le collecteur

L'estimation des concentrations dans le collecteur fait apparaître le phénomène de dilution et d'établissement des concentrations (FIG. 4.23). On remarque l'apparition de CO_2 et H_2O lors de l'ouverture de la vanne EGR (FIG. 4.16) à $t=5s$ et $t=40s$. C'est une caractéristique des gaz d'échappement, il est donc normal de ne retrouver ces gaz que lorsque la vanne EGR est ouverte.

La concentration en N_2 varie lorsque la recirculation des gaz d'échappement est active alors que c'est un gaz qui ne réagit pas. Cela s'explique par le fait que le modèle prend en compte le carburant dans le cylindre et non pas dans le collecteur ; comme dans le cas de l'injection directe. La concentration est modifiée car elle est définie comme étant la masse de N_2 rapportée à la masse totale. La concentration en N_2 dans le cylindre varie donc en fonction de la quantité de carburant injecté et de la fraction de résiduels.

La concentration en N_2 est donc différente dans les gaz d'échappement et dans l'air. Cette différence de concentration est visible dans le collecteur lorsque la vanne EGR est ouverte.

La concentration en O_2 chute d'autant plus que le taux d'EGR est important. Là encore c'est un effet de la recirculation des gaz. Les gaz d'échappement contiennent du O_2 dans des proportions faibles car une partie a été consommé lors de la combustion. En ouvrant la vanne EGR, on mélange des gaz provenant de l'air ambiant, contenant environ 20% de O_2 à des gaz d'échappement dont la concentration en O_2 est de l'ordre de 3%. La concentration en O_2 est donc inférieure à celle dans l'air.

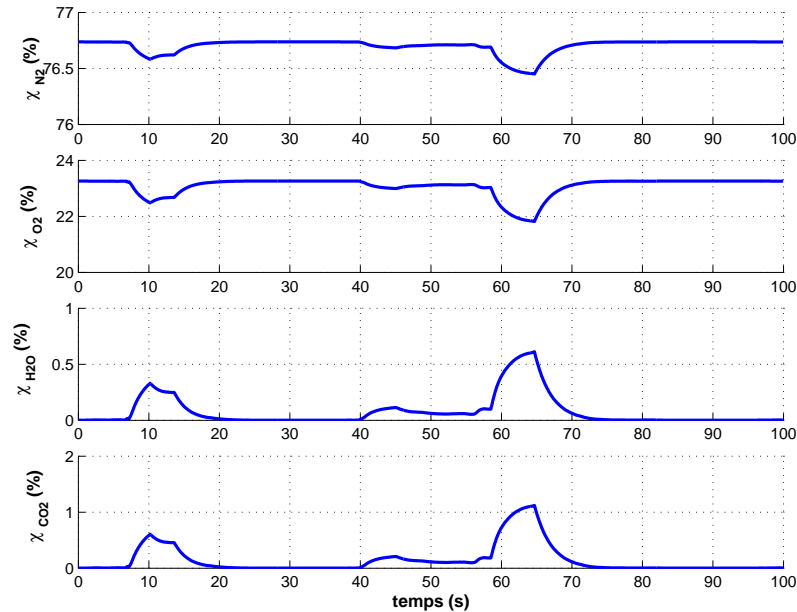


FIG. 4.23: Concentration dans le collecteur d'admission pour les espèces chimiques.

4.7.2 Estimation de la concentration dans le cylindre et à l'échappement

La figure (FIG. 4.24) représente la concentration des gaz dans le cylindre avant la combustion et dans les gaz d'échappement. La concentration en N_2 est plus faible que dans le collecteur car on a pris en compte la masse de carburant. De plus, il est normal que la concentration soit plus faible car ce sont les gaz d'échappement qui font baisser la concentration dans le collecteur d'admission. Le minimum de concentration apparaît à 60s, cela correspond à un minimum de pression. Etant donné que l'essai est réalisé à iso-masse de carburant injectée, la concentration va d'autant être modifiée que la proportion de carburant dans le cylindre est importante.

Les concentrations en CO_2 et H_2O ne sont jamais nulles, même avant la combustion. Cela provient de la fraction de gaz résiduels et de la richesse du mélange. En effet, la quantité de CO_2 dépend non seulement de la fraction de résiduels mais également de la richesse du mélange car c'est la quantité de carburant qui forme le CO_2 . La quantité de carburant modifie donc la concentration en CO_2 .

On remarque que le carburant est uniquement présent dans les gaz avant combustion. D'après les hypothèses faites sur la combustion (cf. §4.6.3) et étant donné que l'essai est réalisé en mélange pauvre, il est normal de ne pas retrouver de carburant dans les gaz d'échappement.

La quantité de O_2 est fonction des fractions de CO_2 et H_2O . La encore, la fraction n'est jamais nulle du fait que les gaz résiduels contiennent du O_2 . On observe une quantité de O_2 très faible aux alentours de 60s, cela provient de la pression collecteur qui est faible ($\approx 400 \text{ mbars}$), la quantité de gaz admis est donc faible. Dans ces conditions la quantité de O_2 dans le cylindre est faible. De plus, comme la masse de carburant injectée est constante, la richesse est proche de 1 pour cette pression collecteur. Les gaz d'échappement contiennent donc beaucoup de CO_2 et H_2O . Etant donné que les gaz résiduels

ont la même composition chimique que les gaz d'échappement et que la quantité de gaz résiduels est importante pour ce point de fonctionnement ($\approx 30\%$), la concentration en O_2 est par conséquent très faible.

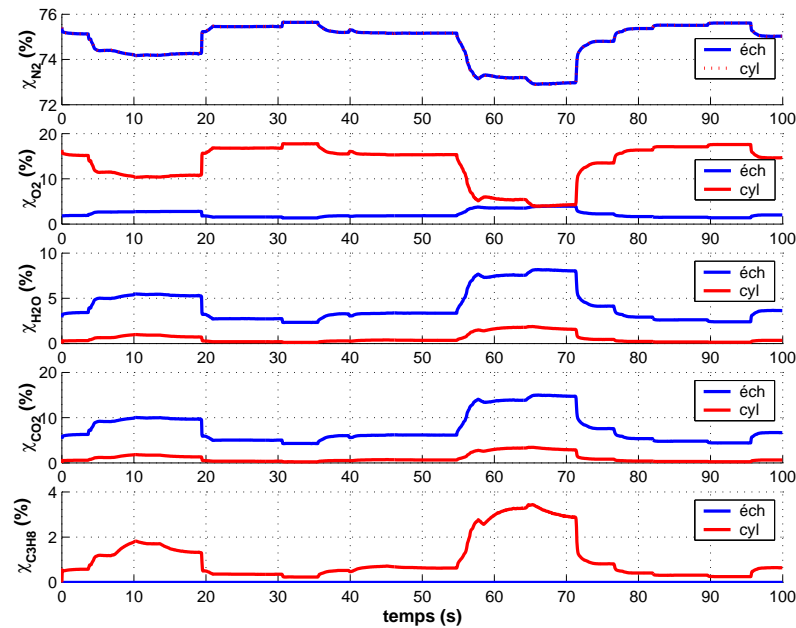


FIG. 4.24: Concentration à l'échappement pour les espèces chimiques.

En connaissant les concentrations, on détermine la richesse du mélange dans le cylindre.

4.7.3 Estimation de la richesse

La richesse est définie par la relation (eq. 1.12) qui reconstruit la composition dans le cylindre à partir de l'analyse des gaz d'échappement. Cette reconstruction peut être faite à différents endroits. Il est possible d'estimer la richesse en O_2 du mélange au niveau du papillon, dans le collecteur d'admission, dans le cylindre et de les comparer avec la richesse couramment employée. On peut ainsi distinguer l'influence de l'EGR ou des résiduels.

La figure (FIG. 4.25) montre la richesse ϕ_{pap} que l'on obtient si l'on considère uniquement la quantité de gaz provenant du papillon. Elle est définie comme la masse d'essence injectée par rapport à la masse d'air traversant le papillon. Elle est une homothétie du débit d'air car il n'est pas possible de déterminer la quantité d'air entrant dans le cylindre étant donné que l'on est en présence d'EGR.

La richesse ϕ_{EGR} représente la richesse que l'on a dans le cylindre si on ne prend pas en compte les résiduels. Elle est plus faible que la richesse au niveau du papillon mais le calcul est basé sur le débit de gaz entrant dans le cylindre. On ne peut pas réellement comparer les valeurs mais elle est plus juste que la richesse papillon car cette fois-ci c'est la masse réellement contenue dans le cylindre qui est prise en compte. En effet, une brusque ouverture du papillon engendre une élévation de la pression dans le collecteur. C'est la

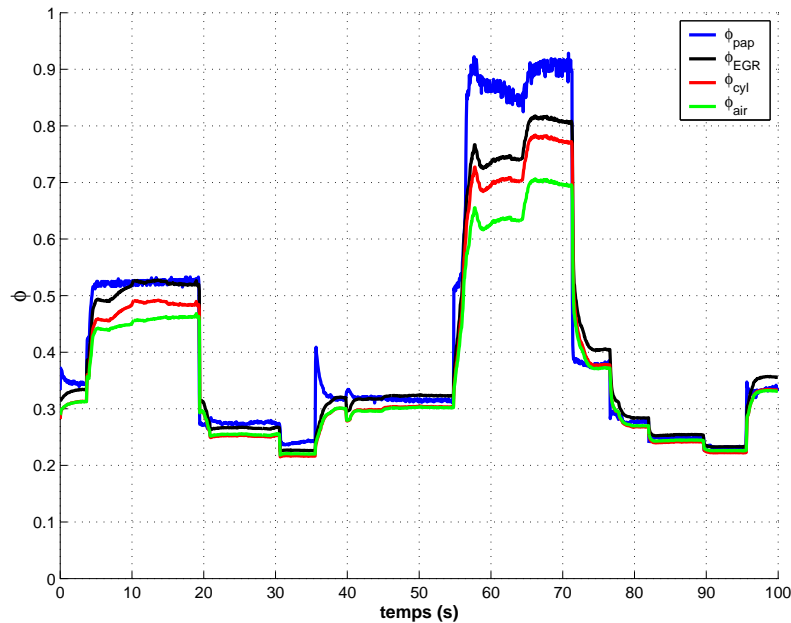


FIG. 4.25: Richesse à plusieurs endroits.

raison pour laquelle on voit un déphasage entre la richesse EGR et la richesse papillon aux alentours de 7s. La richesse papillon est représentative uniquement en régime stabilisé.

La richesse cylindre ϕ_{cyl} est la richesse réelle du mélange contenu dans le cylindre. C'est celle-ci qui va conditionner la combustion. Elle est inférieure à la richesse EGR car les gaz résiduels ne contiennent pas de carburant d'après les hypothèses mais on trouve du O_2 en faible quantité. On aperçoit une faible différence lorsque la richesse est faible alors que l'écart augmente à la richesse. Etant donné que l'essai est à iso-masse injectée, une richesse élevée correspond à une pression collecteur faible, donc une fraction de résiduels importante. On est en présence de beaucoup de résiduels qui contiennent peu de O_2 alors que lorsque la richesse est faible, on a peu de résiduels qui sont riches en O_2 . C'est la compétition des deux phénomènes qui fait la différence entre les deux richesses.

La richesse définie par rapport à l'air est déterminée en reconstruisant la masse d'air dans le cylindre. Etant donné que nous ne sommes pas en présence d'air, on effectue le calcul en supposant que l'on a de l'air avec un excès de N_2 ou un excès de O_2 suivant les concentrations des différents gaz dans le cylindre.

4.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté la mise en place d'un observateur bouclé qui permet d'estimer et de prédire la concentration de 5 espèces chimiques (O_2, N_2, CO_2, H_2O et C_xH_y) dans le cylindre et ce à partir de la pression régnant dans le collecteur d'admission.

L'observateur est basé sur des lois physiques et prend en compte les gaz résiduels ainsi que l'EGR.

Les entrées principales sont la pression et la température dans le collecteur ainsi que la position du papillon d'admission et de la vanne EGR.

Les résultats obtenus mettent en évidence des erreurs satisfaisantes sur la prédiction

de la pression et la température.

L'estimation de la richesse n'a pas été validé, de même le rebouclage de la richesse par rapport à O_2 n'a pas été traité. La mesure de la richesse ϕ_{O_2} à partir d'une sonde est possible dans le cas où le moteur fonctionne en mélange pauvre [141].

Chapitre 5

Estimation de la masse totale à partir de la pression cylindre

Comme il a été mentionné dans le chapitre 4, la quantité d'air dans le cylindre est une image du couple délivré par le moteur. Il est donc essentiel de connaître avec précision la masse contenue dans le cylindre. Pour cela, les constructeurs utilisent la pression collecteur ou un débitmètre massique pour quantifier la quantité d'air entrant dans le cylindre. L'inconvénient de la première méthode réside dans le fait que le remplissage en air est effectué dans des conditions de pression et régime stabilisés. On peut faire l'approximation de conditions quasi-statique mais le phénomène d'inertie des gaz n'est pas pris en compte. Dans le deuxième cas, le débitmètre doit être placé le plus près possible des soupapes d'admission pour éviter également le phénomène d'inertie. Malgré tout, le temps de réponse du débitmètre reste trop important pour mesurer avec précision la quantité d'air qui est réellement admise dans le cylindre lors des phases transitoires.

La solution décrite dans ce chapitre consiste à utiliser la pression cylindre lors de la phase de compression. A partir de cette mesure, un calcul itératif permet d'estimer la masse de gaz frais et brûlés. Ce chapitre est destiné à mettre en évidence certaines propriétés de la méthode d'estimation ainsi que son domaine de validité.

5.1 Etat de l'art

De nombreuses méthodes permettent d'estimer la masse de gaz dans le cylindre ou la richesse du mélange. Le tableau (TAB. 5.1) récapitule les principales méthodes utilisées pour estimer ces variables.

Certaines méthodes sont basés sur des corrélations entre la pression cylindre (calcul de la *PMI*) et la richesse [142]. Le principe consiste à réaliser une phase de calibration à partir de nombreux essais au banc moteur et à établir une correspondance entre la *PMI* et la richesse.

La pression cylindre peut être utilisée pour déterminer l'angle de pression maximale dans le cycle [143]. A partir de ces données, un réseau de neurones fournit la masse à injecter.

Il existe des méthodes basées sur le gradient de la pression cylindre à deux instants situés durant la compression des gaz [95], lorsque les soupapes sont fermées. Une variante de cette méthode consiste à comparer la pression cylindre en un point de la zone de

compression (soupapes fermées) à la pression collecteur [144]. Pour ces deux méthodes, la masse d'air est estimée en établissant une correspondance à l'aide d'une cartographie.

La reconstruction de la pression cylindre à partir d'une transformation polytropique permet d'estimer les différentes masses [67].

La pression cylindre peut être utilisée afin de déterminer le taux de dégagement de chaleur. En exprimant le dégagement de chaleur en fonction de la pression collecteur, du régime, du *PCI* et d'autres paramètres, il est possible d'identifier des modèles [145] [146] [147] à partir d'essais. La richesse est alors déduite de ce modèle.

La méthode visant à utiliser la pression cylindre dans le but de reconstruire l'énergie libérée par la combustion dans le but d'estimer la richesse est appelée (*Mass Fraction Burned*). Elle consiste à déterminer la différence de pression entre un cycle en moteur entraîné et un cycle avec combustion [148] [149] [150] et à estimer la richesse à l'aide d'un réseau de neurones par exemple.

Il est également possible de calculer le rapport de pression entre un point dans la zone de compression et un deuxième point située dans la phase de détente des gaz (*Pressure Ratio Management*) [151]. De cette manière on obtient une image de la masse de gaz contenue dans le cylindre.

Une autre méthode basée sur la modélisation consiste à appliquer le premier principe de la thermodynamique ainsi que le principe de conservation de la masse pour estimer la masse et la température dans le cylindre [152] [153]. A l'aide de ces renseignements, on peut en déduire la richesse également.

5.2 Méthodologie générale et moyens d'essais

5.2.1 Méthodologie

La méthode destinée à estimer la masse de gaz dans le cylindre consiste à estimer la pression dans le cylindre (FIG. 5.1) et à la comparer à la pression mesurée de manière itérative. Une fois la pression estimée, on calcule l'erreur entre les pressions estimées et réelles. Pour cela, il faut estimer la température du mélange à un instant et en déduire la pression correspondante. Cette erreur sert ensuite à estimer une nouvelle masse de gaz dans le cylindre. Le calcul se répète jusqu'à ce que l'erreur obtenue soit inférieure à une valeur seuil.

Pour effectuer le calcul, il faut avant tout déterminer une plage de mesure. La comparaison des deux pressions se fait lorsque les soupapes sont fermées et avant que la combustion débute. L'algorithme peut être utilisé sur toute la phase de compression. Il faut donc définir un déphasage entre l'angle de fermeture de la soupape d'admission et l'angle où le premier point de mesure est choisi (point de référence *ref*). De même, le dernier point de calcul est choisi avant l'allumage car la constante des gaz parfaits dépend de la nature du gaz. Lors de la combustion, les espèces chimiques changent et la valeur de la constante des gaz parfaits change durant la combustion. La constante des gaz parfaits varie de 282 J/kg/K à 294 J/kg/K pour des gaz frais ou brûlés à une richesse de 1. Le calcul est donc réalisé avant la combustion afin de minimiser l'erreur sur la pression estimée. En effet, cette pression est déterminée en supposant que la constante des gaz parfaits ne varie pas.

Méthode	m_{air}	m_{res}	m_{egr}	ϕ	Auteur
<i>PMI</i>				•	[142]
$\alpha_{p_{max}}$				•	[143]
<i>DeltaP</i>	•				[144], [95]
	•	•			[67]
<i>MFB</i>				•	[149], [148], [150], [154] [145], [146], [147], [155], [156], [157]
	•	•		•	[52], [158], [159] [160], [161]
<i>PRM</i>	•	•	•	•	[151], [162]
<i>1^{er} Principe</i>	•	•		•	[59], [152], [33]
	•	•	•	•	[153]

TAB. 5.1: Méthodes d'estimation de la masse et de la richesse à partir de la pression cylindre.

L'estimation de la pression cylindre se fait à partir de certaines données d'entrées telles que les températures dans le collecteur d'admission et d'échappement (FIG. 5.1). La méthode d'estimation fait également appel à la température de la paroi du cylindre pour déterminer l'échauffement des gaz durant la phase d'admission. De ce fait, la méthode d'estimation prend en compte les échanges aux parois à travers un modèle. L'élévation de température des gaz durant la compression est également prise en compte.

La méthode estime la pression par itération jusqu'à ce que la pression estimée soit représentative de la pression mesurée. Pour cela, un seuil de convergence est défini. Durant la phase d'initialisation (FIG. 5.4), la masse initiale choisie est la masse traversant le papillon. On ne prend pas en compte la quantité de gaz résiduels. La masse supposée dans le cylindre est donc trop faible. Cela se traduit par une température cylindre estimée (eq. 5.7) trop importante. La température sert ensuite de variable pour estimer la pression (eq. 5.6). La pression est donc surestimée lors de la première itération. C'est cette pression qui est représentée sur la figure (FIG. 5.2). Une fois le calcul convergé, les pressions estimées et réelles sont identiques.

Les essais qui ont servi à tester la méthode sont détaillés dans le paragraphe §5.2.2.

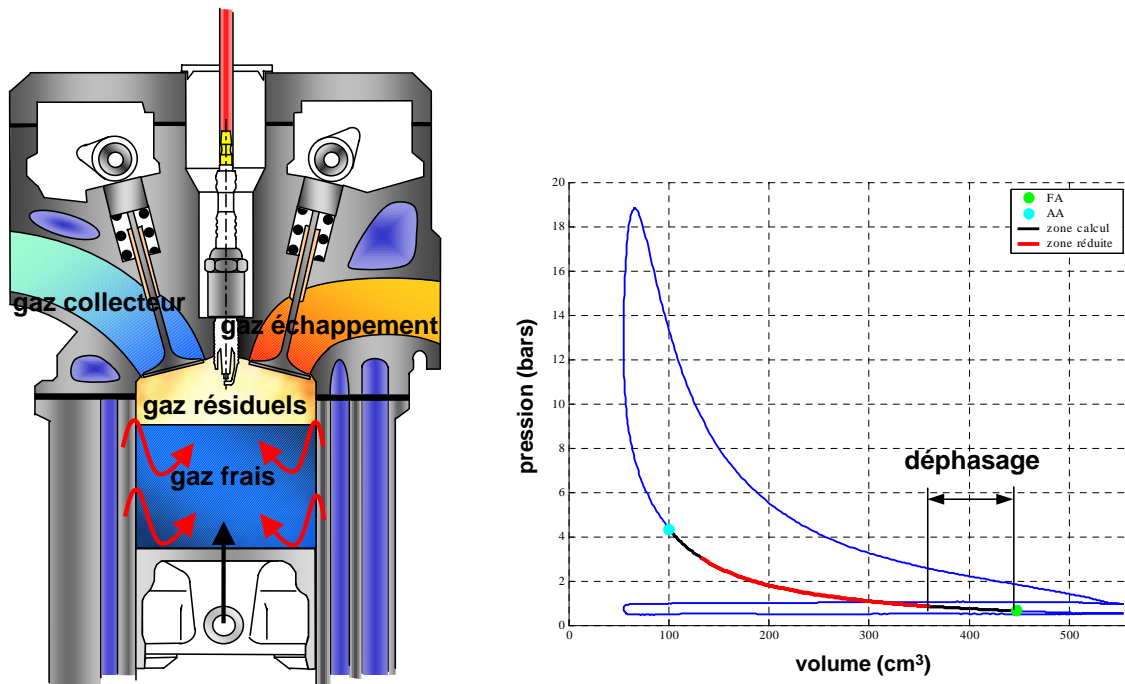
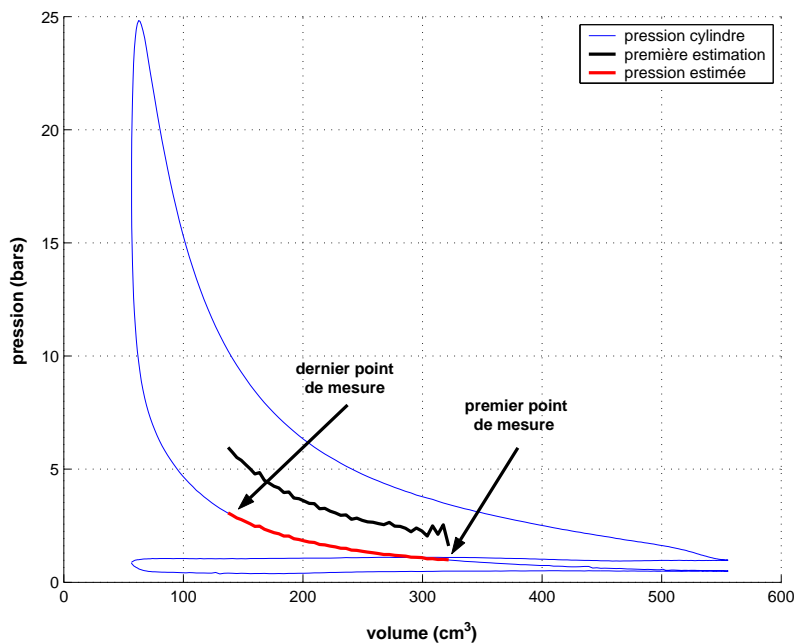


FIG. 5.1: Méthode d'estimation de la pression cylindre.

FIG. 5.2: Principe du calcul itératif. $OF = 0,58 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

5.2.2 Moyens d'essais

La méthode d'estimation nécessite d'être renseignée sur certains paramètres. La figure (FIG. 5.3) montre les différentes informations disponibles. Lors des essais, on acquière 50

cycles successifs. Ceci permettra de voir l'influence du moyennage des cycles sur l'estimation de la masse. Certaines grandeurs, notamment la pression collecteur et la température d'échappement sont relevées en valeur moyenne car l'estimation de la masse se fait à partir d'une valeur moyenne de ces grandeurs. Les débits, la richesse, le régime sont destinés à valider le calcul pour chaque point de fonctionnement.

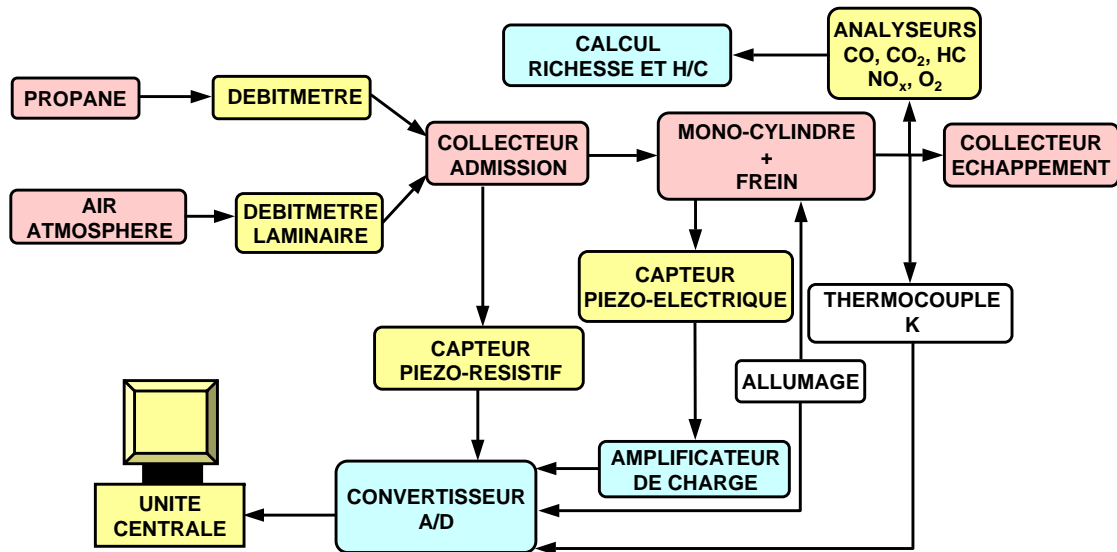


FIG. 5.3: Moyens d'essais.

Les essais ont été réalisés pour 5 épures de distribution, 2 régimes, 4 richesses et 6 pressions collecteurs. Il est ainsi possible de regarder la sensibilité de la méthode d'estimation à ces paramètres.

Les essais ont permis de relever toutes les informations nécessaires au renseignement de la méthode d'estimation de la masse de gaz enfermée dans le cylindre. Le principe de la méthode est détaillé dans le paragraphe suivant.

5.3 Estimation de la masse totale dans le cylindre

L'estimation de la masse de gaz dans le cylindre nécessite d'estimer la pression cylindre ainsi que la température du premier point de calcul, qui sera la température de référence T_{ref} . On suppose que le gaz est parfait, que la masse de gaz dans le cylindre est constante une fois les soupapes fermées. La pression suit donc le système d'équations (eq. 5.1) :

$$\begin{cases} pV &= mrT \\ pV^k &= C \end{cases} \quad (5.1)$$

La détermination de la masse totale se fait suivant les étapes suivantes (FIG. 5.4). Tout d'abord, il est nécessaire d'estimer ou de mesurer certains paramètres :

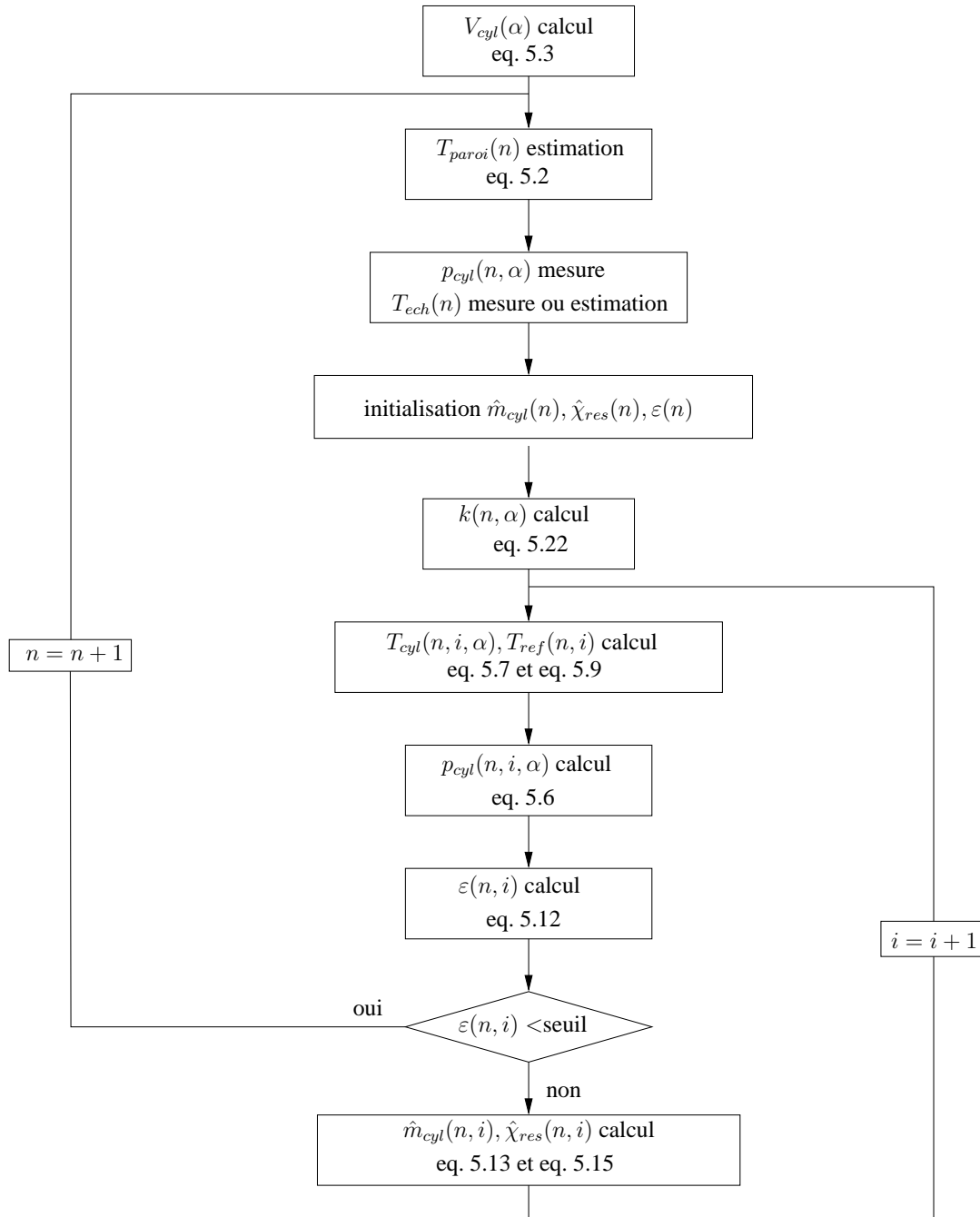


FIG. 5.4: Méthode d'estimation de la masse et de la température dans le cylindre à partir de la mesure de la pression dans le cylindre.

- la température de la parois du cylindre¹ est estimée à partir du modèle développé par [19] qui est (eq. 5.2) :

$$T_{parois} = T_{liq} + (0,01575 - 0,00013 T_{liq}) N + 4,6 PME \quad (5.2)$$

¹La température des parois est donnée en °C. La température du liquide de refroidissement est en °C et la PME en bars

- le volume du cylindre est calculé par la relation (eq. 5.3)

$$V_{cyl}(\alpha) = V_{cc} + \left[R_m (1 - \cos \alpha) + L_b \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha \right)^2} \right) \right] \left(\pi \frac{A^2}{4} \right) \quad (5.3)$$

- la pression cylindre est relevée pour des angles situés dans la zone réduite et ceci pour le cycle de pression que l'on souhaite estimer
- la température des gaz d'échappement est mesurée ou estimée
- initialisation des grandeurs $\hat{m}_{cyl}(i)$, $\hat{\chi}_{res}(i)$ et $\varepsilon(i)$
- calcul du coefficient polytropique $k(\alpha)$
- estimation de la température dans le cylindre \hat{T}_{cyl} et de la température du premier point de la zone réduite \hat{T}_{ref} à partir de la loi des gaz parfaits et du modèle d'estimation de la température \hat{T}_{ref}
- estimation de la pression cylindre à partir des températures \hat{T}_{cyl} et \hat{T}_{ref} et du coefficient polytropique k_α
- détermination de l'erreur commise entre la pression cylindre estimée \hat{P}_{cyl} et réelle P_{cyl} .
- estimation de la masse enfermée dans le cylindre \hat{m}_{cyl} et de la fraction de gaz résiduels $\hat{\chi}_{res}$

L'erreur est initialisée à une valeur supérieure au seuil prédéfini.

La méthode commence par estimer la pression et la température dans le cylindre.

5.3.1 Estimation de la pression et de la température dans le cylindre

Une fois la plage de mesure et la fréquence d'échantillonnage fixées, on estime la pression à partir de la température en supposant une compression polytropique (eq. 5.22). Le coefficient polytropique nécessaire au calcul dans la relation (eq. 5.5) est déterminé avec la relation (eq. 5.22).

$$k(\alpha) = \frac{\ln \left(\frac{P_{cyl}(\alpha)}{P_{cyl}(ref)} \right)}{\ln \left(\frac{V_{cyl}(\alpha)}{V_{cyl}(ref)} \right)} \quad (5.4)$$

La loi de compression est modifiée en exprimant la pression en fonction de la température (eq. 5.5).

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.5)$$

En modifiant les indices, on obtient alors la relation (eq. 5.6)(cf. FIG. 5.5).

$$\hat{p}_{cyl}(i, \alpha) = p_{cyl}(\alpha) \left(\frac{\hat{T}_{cyl}(i, \alpha)}{\hat{T}_{ref}(i)} \right)^{\frac{k(\alpha)}{k(\alpha)-1}} \quad (5.6)$$

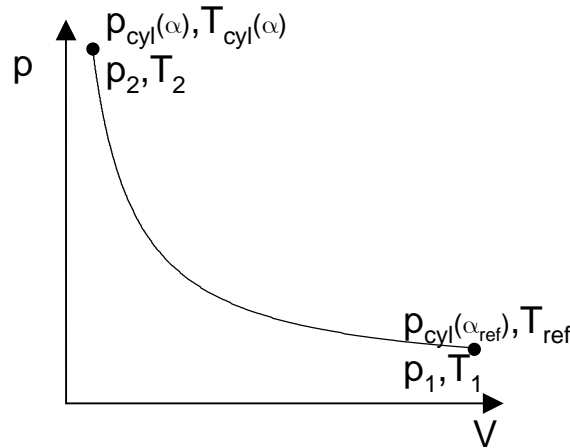


FIG. 5.5: Diagramme de Clapeyron pour une compression polytropique.

La température des gaz est estimée à partir de la loi des gaz parfaits en utilisant la masse estimée.

$$\hat{T}_{cyl}(i, \alpha) = \frac{p_{cyl}(\alpha) V_{cyl}(\alpha)}{\hat{n}_{cyl}(i) r} \quad (5.7)$$

où i représente l'indice de l'itération, α l'angle du point considéré et ref , l'angle du premier point de calcul.

Lorsque le calcul s'arrête, cela ne veut pas dire que la masse et la température sont justes mais que le terme $m_{cyl} T_{cyl}$ est juste (cf. §5.3.3). Afin d'obtenir la masse et la température réelles, il est nécessaire de connaître la température des gaz au premier point de calcul. Pour cela, il faut estimer les apports de chaleurs qui ont eu lieu entre le collecteur et le cylindre.

Il faut déterminer la température au point de référence.

5.3.2 Estimation de la température de référence

La température de référence est déterminée à partir de la loi des mélanges (eq. 5.8).

$$T = \frac{m_1 c_{v1} T_1 + m_2 c_{v2} T_2}{m_1 c_{v1} + m_2 c_{v2}} \quad (5.8)$$

Dans le cas du cylindre, on observe un mélange de 2 gaz, les gaz frais provenant du collecteur d'admission à la température collecteur et les gaz résiduels à la température échappement. On obtient alors la relation (eq. 5.9).

$$\hat{T}_{mél}(i) = (1 - \hat{\chi}_{res}(i)) T_{col} + \hat{\chi}_{res}(i) T_{éch} \quad (5.9)$$

Il est toutefois indispensable de tenir compte des échanges de chaleur qui ont lieu dans la chapelle d'admission et dans le cylindre. Les parois du cylindre échangent de

la chaleur avec les gaz durant toute la phase d'admission. De plus, il faut ajouter à cela l'élévation de la température du gaz provenant de la compression du gaz durant la période du "déphasage"(FIG. 5.1).

Les échanges de chaleur sont modélisées par un modèle de pertes aux parois de Eichelberg (eq. 5.10) et l'élévation de température lors de la compression par la loi des gaz parfaits (eq. 5.1).

$$\dot{Q}_{parois} = 2,43 \bar{U}_p^{1/3} \sqrt{p_{cyl} T_{cyl}} S_{parois} (\alpha) (T_{cyl} - T_{parois}) \quad (5.10)$$

On obtient alors la relation (eq. 5.12). L'élévation de température provenant de la compression est prise en compte et le modèle d'Eichelberg est modifié pour obtenir une élévation de température et non pas un flux de chaleur.

$$\begin{aligned} \hat{T}_{ref}(i) &= (1 - \hat{\chi}_{res}(i)) T_{col} + \hat{\chi}_{res}(i) T_{éch} \\ &+ \left[\frac{p_{cyl}(ref) V_{cyl}(ref) - p_{cyl}(FA) V_{cyl}(FA)}{\hat{m}_{cyl}(i) r} \right] \\ &+ C_1 \bar{U}_p^{C_2} \sqrt{p_{col} T_{mél}} S_{parois} \frac{(T_{parois} - T_{mél})}{\hat{m}_{cyl}(i) c_v} \end{aligned} \quad (5.11)$$

L'erreur commise entre la pression estimée et la pression mesurée est déterminée par la relation (eq. 5.12). L'erreur est divisée par le nombre de points de calcul afin d'obtenir une erreur unitaire. De cette manière, on peut définir un gain de rebouclage qui ne dépend pas du nombre de points de pression choisis pour estimer la masse de gaz. L'influence du nombre de points pris en compte sera étudié dans le paragraphe (cf. §5.4.1). Bien que le calcul puisse se faire avec deux points de mesure, l'augmentation du nombre de points permet d'augmenter la robustesse de la méthode d'estimation de la masse.

$$\varepsilon(i) = \sum_{\alpha=1}^{n_\alpha} \frac{\hat{p}_{cyl}(i, \alpha) - p_{cyl}(\alpha)}{n_\alpha} \quad (5.12)$$

Le calcul de l'erreur permet d'estimer une nouvelle masse de gaz (eq. 5.13). La nouvelle masse est incrémentée d'une quantité qui dépend d'un gain. Cela permet éviter d'avoir une variation de masse trop importante. La masse de gaz déterminée à l'itération $i + 1$ dépend de la masse précédente ainsi que de l'erreur commise sur la pression. De ce fait, on voit apparaître un terme *intégrale* qui favorise le calcul de convergence de la masse.

$$\hat{m}_{cyl}(i + 1) = \hat{m}_{cyl}(i) + k_p \varepsilon(i) \quad (5.13)$$

L'estimation de la masse de gaz résiduels est obtenu avec la relation (eq. 5.14). La masse d'air frais est obtenue à l'aide d'une cartographie ou d'un modèle (cf. chapitre 4).

$$\hat{m}_{res}(i) = \hat{m}_{cyl}(i) - \hat{m}_{air} \quad (5.14)$$

Afin d'effectuer une nouvelle itération, il est nécessaire de déterminer la fraction massique de gaz résiduels. En effet, elle est utilisée lors du calcul de la température de référence. Pour cela on estime la fraction de résiduels avec l'équation (eq. 5.15).

$$\hat{\chi}_{res}(i) = \frac{\hat{m}_{cyl}(i) - \hat{m}_{air}}{\hat{m}_{cyl}(i)} \quad (5.15)$$

Les itérations suivantes peuvent être lancées jusqu'à ce que l'erreur atteigne la valeur seuil.

5.3.3 Analyse de l'erreur commise

En couplant les équations (eq. 5.6 et eq. 5.7), on obtient la relation (eq. 5.16).

$$\hat{p}_{cyl}(i, \alpha) = p_{cyl}(\alpha) \left(\frac{p_{cyl}(\alpha) V_{cyl}(\alpha)}{\hat{m}_{cyl}(i) r \hat{T}_{ref}(i)} \right)^{\frac{k(\alpha)}{k(\alpha)-1}} \quad (5.16)$$

En couplant les équations (eq. 5.12) et (eq. 5.16), on a alors

$$p_{cyl}(\alpha) \left(\frac{p_{cyl}(\alpha) V_{cyl}(\alpha)}{\hat{m}_{cyl}(i) r \hat{T}_{ref}(i)} \right)^{\frac{k(\alpha)}{k(\alpha)-1}} - p_{cyl}(\alpha) = 0 \quad (5.17)$$

Si on cherche à avoir une erreur nulle, il faut donc :

$$p_{cyl}(ref) V_{cyl}(ref) = \hat{m}_{cyl}(i) r \hat{T}_{ref}(i) \quad (5.18)$$

Cela revient au fait que le terme $\hat{T}_{ref}(i)$ doit être égal au terme T_{cyl} pour que la masse estimée soit égale à la masse contenue dans le cylindre. Une bonne estimation de $\hat{T}_{ref}(i)$ s'avère cruciale pour avoir une bonne estimation de la masse. La température de référence dépend de plusieurs paramètres et notamment de la pression cylindre et de la température échappement. Il est donc indispensable d'étudier l'influence de ces 2 variables sur l'estimation de la masse et de la température. Afin d'évaluer les performances de la méthode d'estimation, il est nécessaire d'utiliser des données relevées sur banc moteur.

5.3.4 Calcul du coefficient polytropique

Le calcul du coefficient polytropique est indispensable dans l'estimation de la pression cylindre. Il existe plusieurs manières de le calculer. On peut considérer le coefficient comme constant durant la phase de compression ou fonction de l'angle vilebrequin. Le fait de le considérer constant impose de faire une approximation de la courbe de pression. Cette solution implique donc une erreur entre la pression cylindre et la pression cylindre approximée. Cette solution est donc écartée.

En considérant un coefficient polytropique variable, il est possible de le déterminer en interpolant la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$ ou en calculant le gradient de $\log(p)$. En effet, en supposant une transformation polytropique, celle-ci s'exprime par la relation (eq. 5.19)

$$pV^{k(\theta)} = C \quad (5.19)$$

En considérant le coefficient polytropique fonction du volume, on obtient le coefficient local par la relation (eq. 5.20)

$$k(\theta) = \frac{d \ln(p(\theta))}{d \ln(V(\theta))} \quad (5.20)$$

Le calcul du coefficient polytropique local est déterminé à partir de la dérivée de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$.

Interpolation de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$

Le coefficient polytropique s'obtient à partir de la dérivée du log de la pression cylindre et du volume. La première méthode consiste donc à réaliser une interpolation de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$ et à calculer la dérivée. En considérant que le coefficient polytropique évolue linéairement en fonction de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$, on interpole la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$ à l'aide d'un polynôme d'ordre 2 puis on dérive le polynôme obtenu. On obtient alors un coefficient qui varie linéairement avec $\log(V)$. En imposant un polynôme d'ordre n , supérieur à 2, on obtient un coefficient polytropique d'ordre $n-1$. On peut alors obtenir une évolution du coefficient très chaotique (FIG. 5.6).

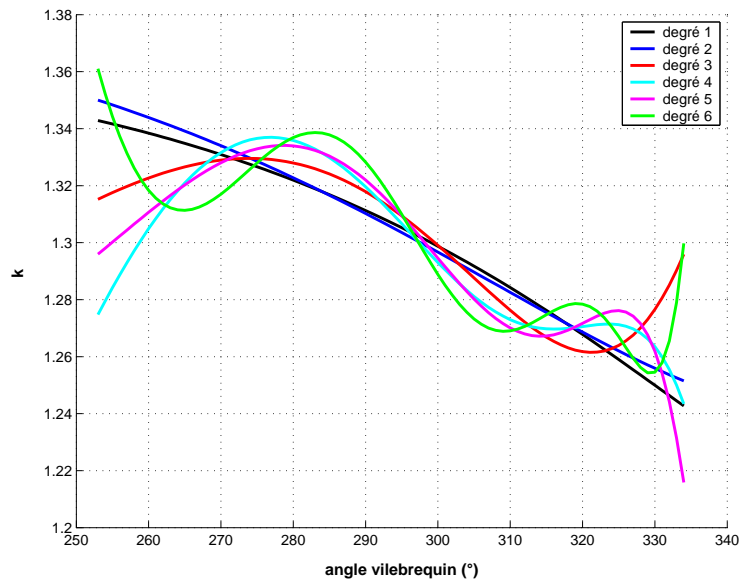


FIG. 5.6: Approximation polynômiale du coefficient polytropique de la pression moyenne. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$, $AA = 26^\circ V$.

Le fait de considérer le coefficient polytropique comme variant linéairement avec $\log(V)$ permet d'avoir une évolution monotone du coefficient. Le coefficient adiabatique

étant fonction de la température et du mélange, dans ce cas, pour une température de 395 K on obtient une valeur d'environ 1,35. On peut donc dire que lors de la compression on a de plus en plus de pertes de chaleur par les parois. Ceci se confirme avec les résultats obtenus (cf. §2.6). L'approximation linéaire est donc un bon moyen de déterminer la valeur du coefficient polytropique.

L'inconvénient de cette méthode réside dans le fait que l'interpolation de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$ change en fonction du nombre de points utilisés pour réaliser l'interpolation. On n'obtient donc pas la même valeur du coefficient polytropique suivant l'étendue de la plage.

La figure (FIG. 5.7) représente le coefficient polytropique pour 4 intervalles de points considérés pour l'approximation. Etant donné que le nombre de points utilisés pour l'approximation est fonction du déphasage (FIG. 5.1), certains intervalles contiennent plus de points. Seuls les points en commun sont représentés.

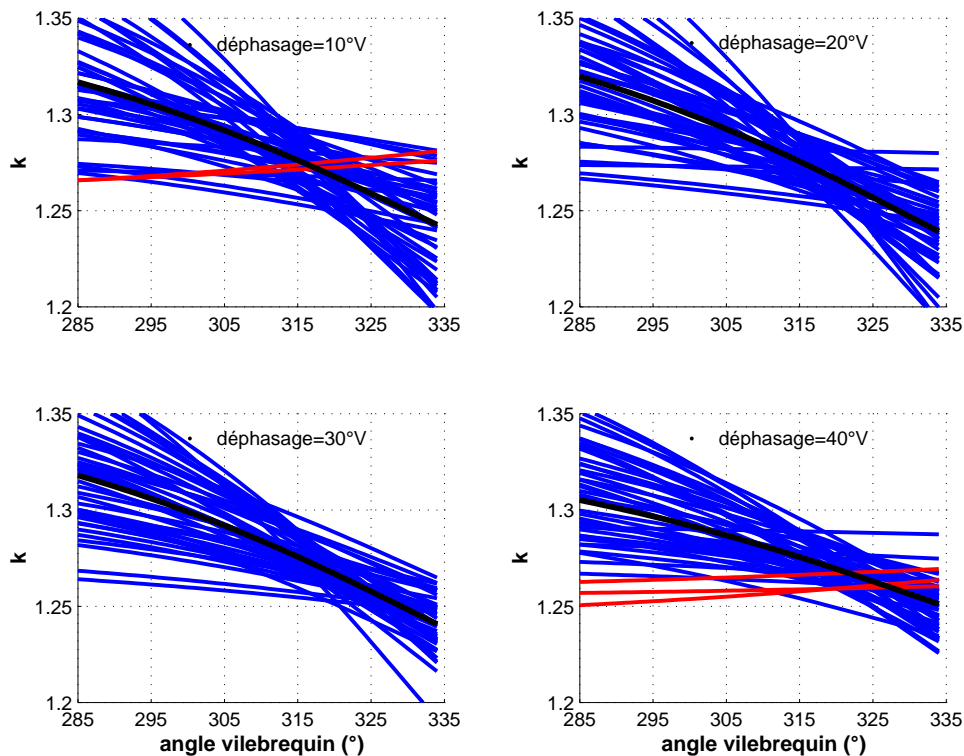


FIG. 5.7: Coefficient polytropique linéaire pour 4 plages de calcul. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$.

La courbe noire représente le coefficient polytropique de la moyenne des cycles de pression et décroît avec l'angle vilebrequin.

Les courbes bleues représentent le coefficient polytropique pour chaque cycle. On aperçoit donc une dispersion car le calcul est sensible à la pression cylindre. Le fait d'avoir de la dispersion sur la pression cylindre engendre une augmentation du coefficient polytropique lors de la compression. C'est le cas des courbes tracées en rouge. Ces résultats vont à l'encontre des résultats obtenus dans le paragraphe §2.6. En effet, les pertes aux parois augmentent lors de la compression car les gaz s'échauffent. Le fait que les pertes augmentent se traduit par une diminution du coefficient polytropique. Les courbes rouges

représentent une erreur due à la dispersion de la pression cylindre.

Le problème pourrait être atténué si l'on disposait d'une acquisition codée sur un nombre de bits supérieurs. De cette façon, les courbes de pression acquises seraient moins bruitées et l'approximation des courbes serait meilleure.

Le fait d'utiliser la fonction logarithme dans le calcul du coefficient polytropique engendre une augmentation du bruit pour des faibles pressions car les échelles sont dilatées.

Il n'est donc pas possible d'obtenir le coefficient polytropique réel par cette méthode. Afin de s'affranchir d'une partie des problèmes, on peut calculer le gradient de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$ non plus en dérivant un polynôme mais en effectuant le calcul de manière directe.

Dérivation directe de la courbe $\log(p)$ - $\log(V)$

Le coefficient polytropique est déterminé à partir de l'équation (eq. 5.20). Il est donc possible de dériver la courbe numériquement sans connaître son expression littérale. Dans ce cas, il convient de choisir le pas $\Delta\theta$ entre chaque point. On détermine le coefficient polytropique par la relation (eq. 5.21).

$$k(\theta) = \frac{\ln\left(\frac{p(\theta-\Delta\theta/2)}{p(\theta+\Delta\theta/2)}\right)}{\ln\left(\frac{V(\theta-\Delta\theta/2)}{V(\theta+\Delta\theta/2)}\right)} \quad (5.21)$$

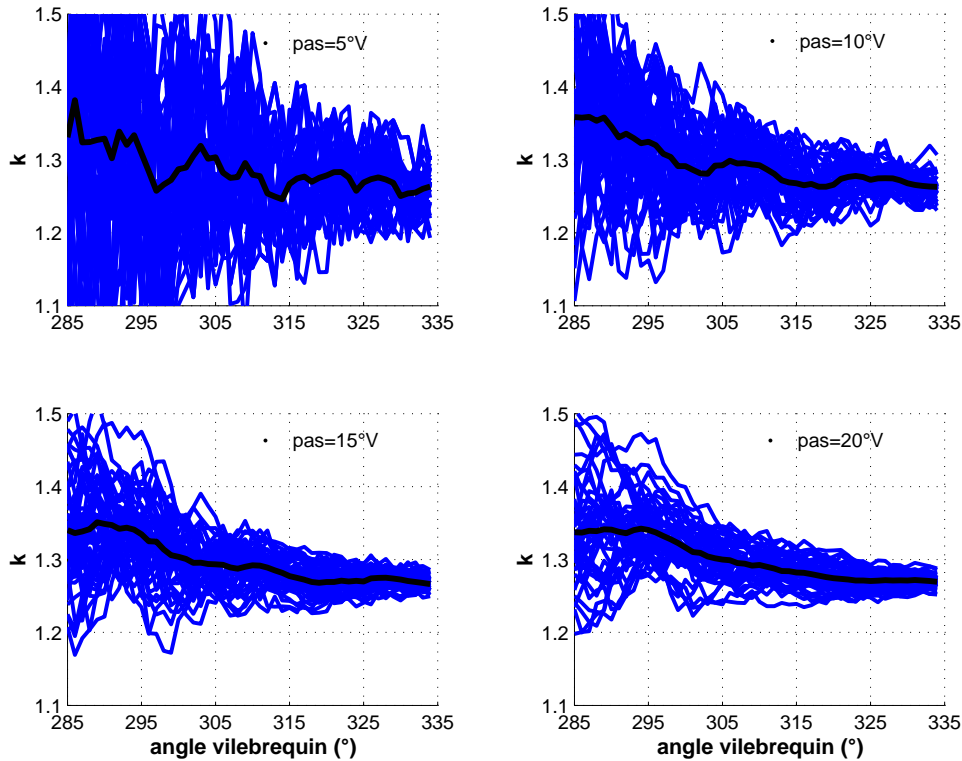


FIG. 5.8: Coefficient polytropique pour 4 pas d'échantillonnage. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$.

En choisissant un intervalle de $1^\circ V$ entre deux points de calcul, on obtient un signal très bruité. Ceci provient de la résolution du capteur de pression et du bruit de mesure [163]. La figure (FIG. 5.8) met en évidence le choix du pas de calcul. Le coefficient polytropique est très bruité quel que soit le pas choisi et il est impossible de dégager une tendance pour chaque cycle (courbes bleues). La courbe noire représente le coefficient polytropique pour la moyenne des cycles de pression. On remarque que le coefficient décroît lors de la compression comme pour les résultats précédents (FIG. 5.7), mais les valeurs diffèrent légèrement.

Là encore, le choix du pas d'échantillonnage modifie la courbe de pression donc il n'est pas possible de déterminer la valeur du coefficient polytropique local.

Coefficient polytropique moyen sur un intervalle

Les deux méthodes précédentes ont montré qu'il n'est pas possible de déterminer le coefficient polytropique avec certitude. Le coefficient utilisé dans la méthode d'estimation est représenté par la relation (eq. 5.22).

$$k(\alpha) = \frac{\ln\left(\frac{p_{cyl}(\alpha)}{p_{cyl}(ref)}\right)}{\ln\left(\frac{V_{cyl}(\alpha)}{V_{cyl}(ref)}\right)} \quad (5.22)$$

Il correspond au coefficient moyen entre un angle θ et l'angle de premier point de mesure (*ref*). Cela signifie donc que l'on détermine le coefficient moyen de la transformation au cours de la compression. On remarque sur la figure (FIG. 5.9) que les courbes sont moins bruitées et que comme sur les figures (FIG. 5.7 et FIG. 5.8), le coefficient polytropique décroît. Cela s'explique par le fait que les pertes aux parois augmentent lors de la compression.

Cette fois encore le coefficient polytropique calculé ne correspond pas au coefficient local mais le coefficient polytropique n'est utile que pour calculer la pression dans notre cas. L'algorithme impose de connaître la pression et la température des gaz à un instant donné du cycle, le fait d'utiliser un coefficient polytropique local n'est pas nécessaire.

En effet, pour estimer la pression p_2 , il faut connaître la pression p_1 et le coefficient polytropique k_1 . En décomposant la compression comme une succession de compressions infinitésimales, on peut déterminer la pression p_3 à partir de la pression p_2 et du coefficient polytropique local k_2 .

On obtient donc le même résultat que ce soit avec le coefficient polytropique local ou moyen. Le fait d'avoir un coefficient qui fluctue moins permet d'éviter des problèmes de calcul car on pourrait obtenir des valeurs de pressions estimées infinies lors des premières itérations. Le coefficient peut atteindre des valeurs de l'ordre de 7 pour un pas de $1^\circ V$.

Cette méthode possède l'avantage de ne pas filtrer la courbe tout en calculant le coefficient polytropique chaque $^\circ V$.

Afin de déterminer la température de référence, il faut connaître l'élévation de température entre la fermeture des soupapes d'admission et le point de référence.

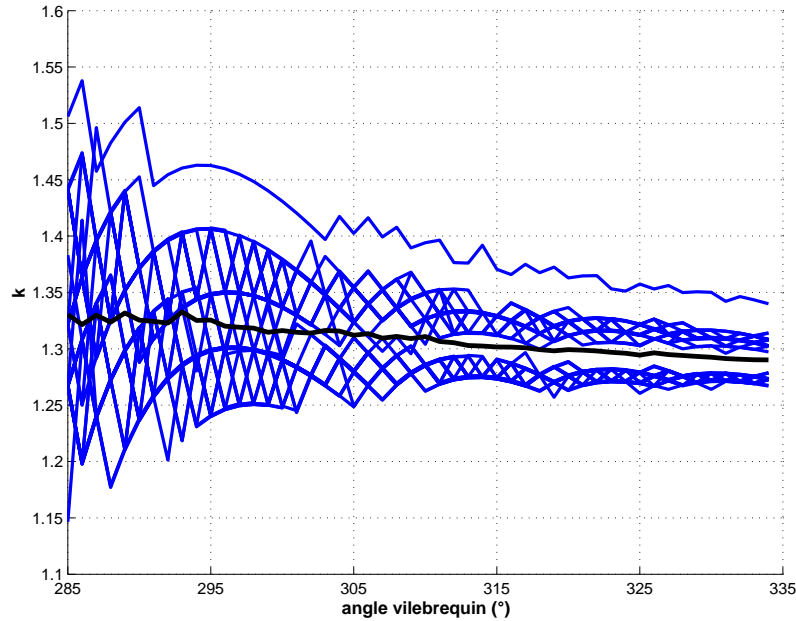


FIG. 5.9: Coefficient polytropique de l'algorithme. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$.

5.3.5 Estimation des échanges de chaleur

L'élévation de la température dans le cylindre entre l'instant où les soupapes se ferment et l'angle où l'on débute le calcul provient en partie de la compression du gaz et des échanges aux parois.

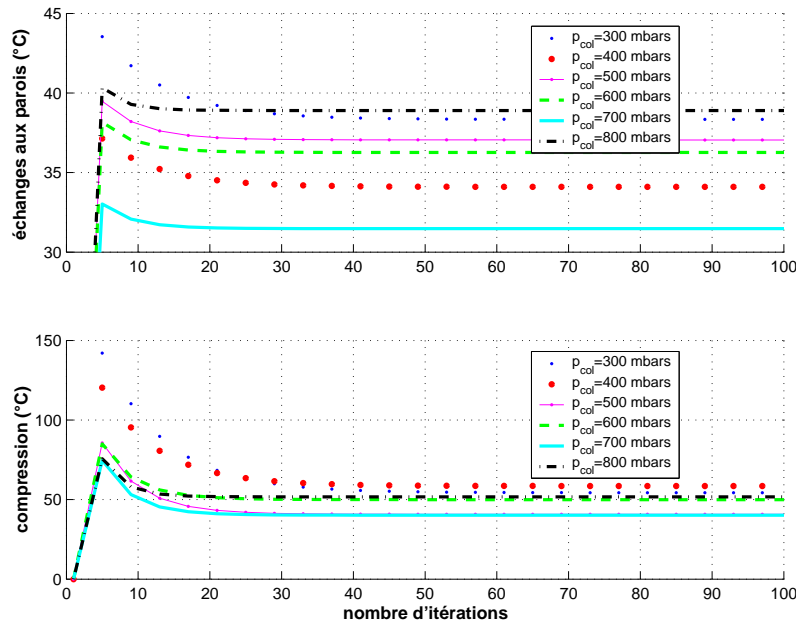


FIG. 5.10: Calcul des échanges de chaleur. $OF = 0,58^\circ/m$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

Les échanges de chaleur proviennent de la compression des gaz lorsque les soupapes sont fermées. En effet, d'après la loi des gaz parfaits (eq. 5.1), l'élévation de la température

est donnée par la relation (eq. 5.23)

$$\Delta T = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{m_{cyl} r} \quad (5.23)$$

Sur la figure (FIG. 5.10), on voit que l'élévation de température dû à la compression n'est pas proportionnel à la pression collecteur. Simplement, étant donné que l'élévation de température est fonction de la pression et de la masse, les valeurs convergent en même temps que la pression.

En ce qui concerne les échanges de chaleur avec les parois (tubulures d'admission, parois du cylindre) là aussi on n'observe pas de tendance (FIG. 5.10). On remarque uniquement une convergence des valeurs car le calcul fait appel à la fraction de résiduels estimée et la masse estimée.

Les itérations successives ont convergé dans ces cas de figure. Il est toutefois important de vérifier que les valeurs finales ne dépendent que des variables utilisées lors des calculs. Il est intéressant de s'assurer que les conditions initiales du calcul ne modifient en rien les valeurs finales.

5.3.6 Influence des conditions initiales sur les paramètres

Comme on peut le remarquer sur la figure (FIG. 5.11), les valeurs finales du calcul sont identiques quelles que soient les valeurs de départ. Seul le nombre d'itérations change en fonction des conditions initiales, le calcul converge toujours vers la même valeur.

La valeur initiale de la masse de gaz dans le cylindre n'a aucune influence sur le résultat final. Toutefois, c'est la masse de gaz entrant dans le cylindre qui sert qui est prise en compte pour la première estimation. Cette masse est mesurée à l'aide d'un débitmètre lors d'essais moteurs. Cela permet de limiter le nombre d'itérations car la masse initiale est proche de la vraie valeur.

La fraction de gaz résiduels initiale n'a là encore pas d'influence sur la valeur finale. Elle permet simplement de réduire le nombre d'itérations avant convergence du calcul.

Le nombre d'itérations est donc fonction des conditions initiales car la méthode est récursive. L'erreur est prise en compte dans le rebouclage et le gain influe également sur la vitesse de convergence.

5.3.7 Influence du gain sur le nombre d'itérations

A partir de l'équation (eq. 5.13) on voit que la nouvelle masse dépend du gain et que cela va influencer le nombre d'itérations avant convergence. On observe que l'on peut avoir un dépassement (FIG. 5.12) mais la valeur finale est identique pour toutes les valeurs de gains. Une valeur de gain trop importante peut toutefois entraîner la divergence du calcul.

La méthode fonctionne donc bien mais il faut vérifier sa sensibilité à certains paramètres.

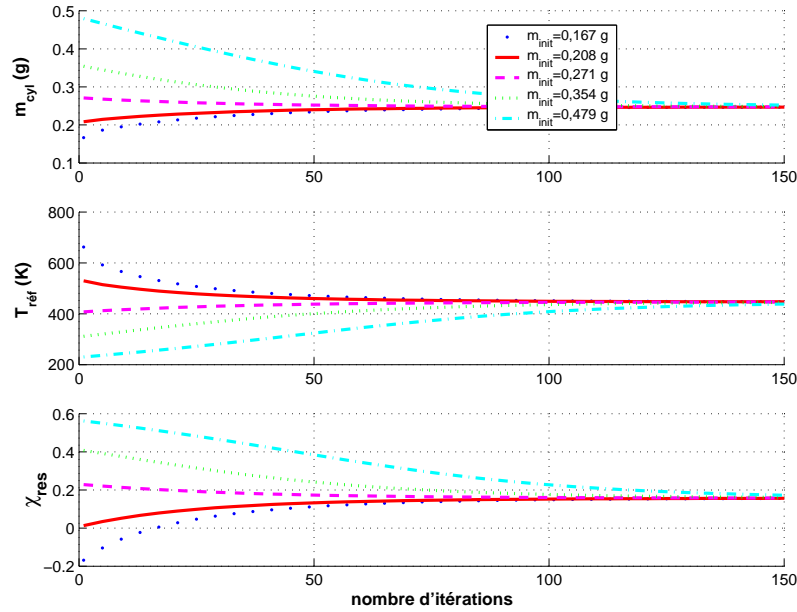


FIG. 5.11: Convergence du modèle pour différentes conditions initiales. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

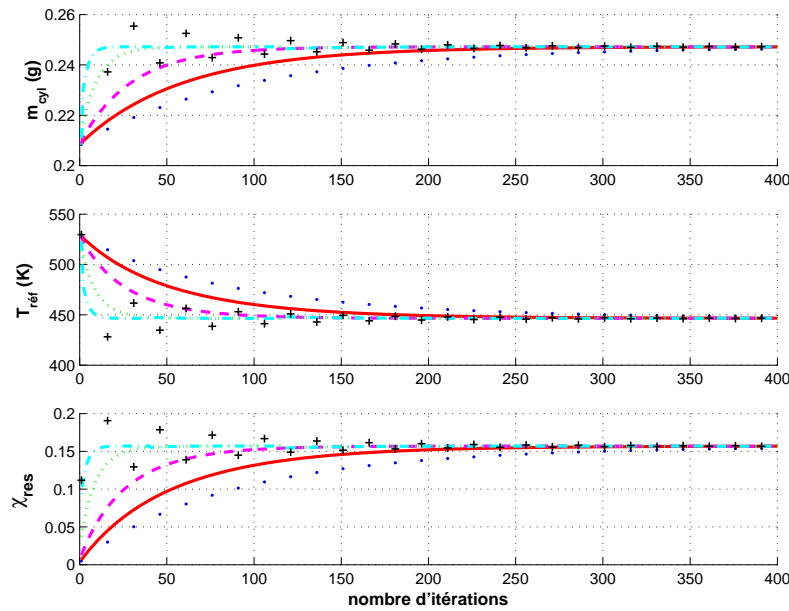


FIG. 5.12: Convergence du modèle pour différents gains de retour. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

5.4 Sensibilité de la méthode d'estimation

Etant donné que l'estimation de la masse dépend de la pression cylindre une fois recalée et de la température échappement, il faut tester l'influence de ces paramètres sur les valeurs obtenues afin de tester le domaine de validité de la méthode d'estimation. Le premier paramètre testé est le nombre de cycles moyennés pour réaliser l'estimation.

5.4.1 Sensibilité de la méthode d'estimation au nombre de cycles

Les calculs effectués sur les cycles moteurs sont souvent réalisés à partir de cycles de pression moyennés sur 50, 100 ou 200 cycles. Ceci a pour conséquence de lisser les valeurs expérimentales. La figure (FIG. 3.37) représente 100 cycles moteur superposés ainsi que le cycle moyen associé. Chaque cycle est recalé à la pression collecteur au *PMB* fin d'admission. On considère qu'à cet instant la pression dans le cylindre et égale à la pression collecteur car on est proche de la fin de la phase d'admission, les gaz ont pénétré dans le cylindre et les pressions ont eu le temps de s'égaliser. On observe malgré tout une grande disparité entre les cycles. Le modèle de pertes aux parois est recalé sur le cycle de pression moyen. L'erreur est donc nulle pour ce cas.

Le cycle moyen est déterminé à partir de 45 cycles acquis. Les essais sont composés de 50 acquisitions mais comme les essais sont ceux réalisés pour l'estimation des gaz résiduels, il y a donc 5 cycles qui ne sont pas valables sur chaque acquisition car il y a prélèvement de gaz.

Les résultats mettent en évidence que le fait de moyennner les cycles change les valeurs de la pression. Les résultats sont donc faussés car le cycle de pression n'est pas le même que le cycle moyen qui est recalé (FIG. 5.13). On remarque que l'erreur sur la masse est linéaire par rapport à l'erreur sur la température.

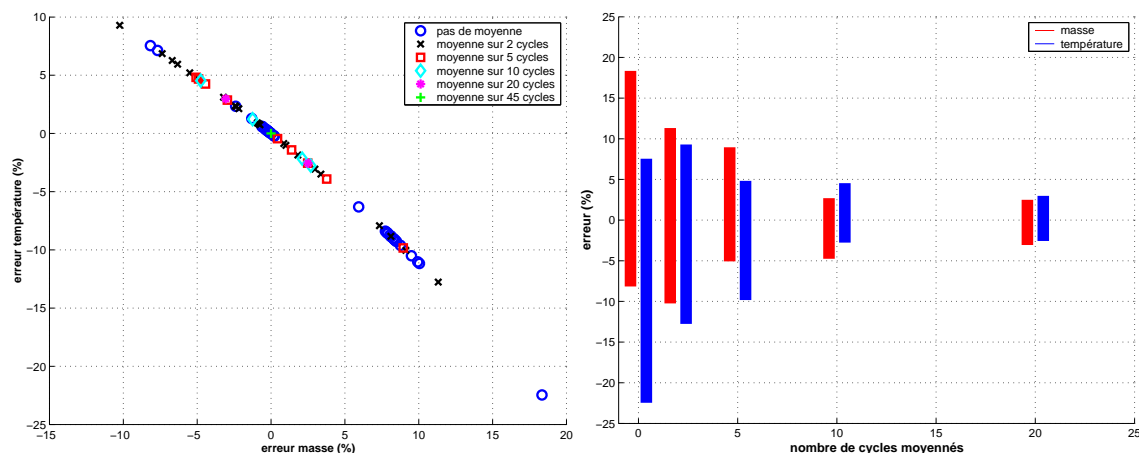


FIG. 5.13: Effet du moyennage des cycles sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreur. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

Le fait de moyennner les cycles a tendance à rétrécir la plage d'erreur. Ceci s'explique par le fait que l'on a 45 cycles. Le fait de moyennner la pression sur 20 cycles donne donc 2 estimations de masse de gaz, sur 10 cycles on en obtient 4 et lorsqu'on moyenne sur 5 cycles, on a 8 estimations de masse. On a donc moins de points, ce qui diminue le risque de disparité.

Lorsque la pression n'est pas moyennnée, l'intervalle d'erreur n'est pas centré alors que plus on moyenne et plus les intervalles sont centrés. La moyenne des erreurs fait apparaître le même phénomène.

La sensibilité au nombre de cycle a été testé, il faut regarder les angles auxquels on estime la pression.

5.4.2 Sensibilité de la méthode d'estimation au déphasage

Le calcul peut s'effectuer en choisissant le premier point de mesure comme étant l'angle de la fermeture des soupapes d'admission, on est alors en vase clos mais on peut choisir un autre angle.

Le déphasage représente l'angle entre la fermeture des soupapes d'admission et l'angle où l'on considère le premier point de calcul (FIG. 5.1).

La figure (FIG. 5.14) représente l'erreur commise sur la masse et la température pour différents déphasages. Le modèle de pertes aux parois a été recalé en moyennant les 45 cycles pour chaque déphasage.

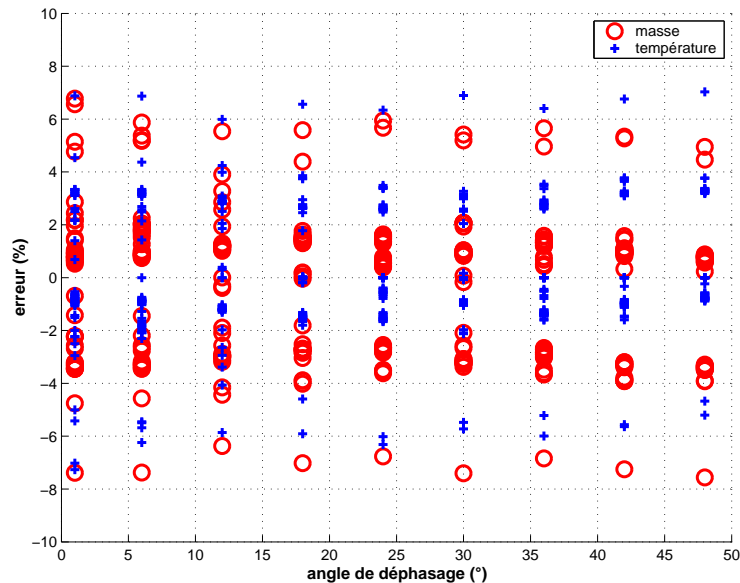


FIG. 5.14: Effet du positionnement de la zone réduite sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$.

Pour chaque essais, 20 points de mesure ont été pris en compte pour le calcul. A chaque fois, 45 cycles sont représentés. Les cycles ne sont pas moyennés car le but de la méthode d'estimation est d'éviter le temps de réponse des appareils de mesure. Il faut donc traiter chaque cycle le plus rapidement possible et ne pas les moyennés, cela introduirait un délais entre la valeur estimée et la masse réellement enfermée dans le cylindre à l'instant t .

Le déphasage n'a donc pas d'influence sur la disparité des calculs. Le modèle de pertes aux parois a été recalé pour un déphasage de $24^\circ V$ puis l'algorithme a été lancé pour les différents déphasages. Ceci permet de tester les modèles d'échanges de chaleurs. Il apparaît que les résultats sont identiques. La calibration du modèle de pertes aux parois peut être réalisé une seule fois, quel que soit le choix du déphasage.

Après avoir regardé les angles auxquels on estime la pression, on étudie le nombre de points de mesure.

5.4.3 Sensibilité de la méthode d'estimation au nombre de points de mesure

Il suffit de deux points de mesure pour effectuer l'estimation de la masse. Dans ce cas de figure, on obtient alors 1 valeur de pression estimée. Ceci se vérifie avec l'équation (eq. 5.22).

La figure (FIG. 5.15) montre l'erreur commise sur la masse et la température en fonction du nombre de points de mesure que l'on choisit pour chaque cycle. On remarque que l'erreur diminue en fonction du nombre de points de mesure jusqu'à un certain seuil.

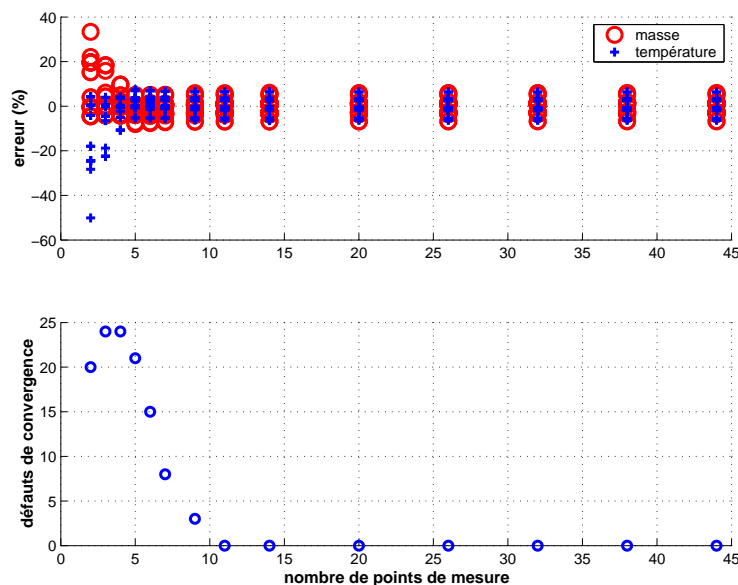


FIG. 5.15: Effet du nombre de points de mesures sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$, déphasage : $24^\circ V$.

Il suffit de 5 points de mesure pour obtenir une erreur correcte.

On observe également que sur les 45 cycles de pression enregistrés, certains n'ont pas donné convergé. Le fait de prendre 5 points de mesure ne permet donc pas d'assurer une valeur d'estimation. Au delà de 11 points de mesures, la méthode d'estimation n'est plus sensible à ce paramètre.

Bien que l'algorithme fonctionne avec 2 points de mesure, il est donc préférable de choisir un nombre de points plus élevé afin de s'assurer de la convergence du calcul.

Maintenant que l'angle des points de mesure ainsi que le nombre de points ont été étudié, on regarde l'influence de l'échantillonnage sur les estimations.

5.4.4 Sensibilité de la méthode d'estimation à l'échantillonnage des points de mesure

Le nombre de points de mesures ainsi que la position de la plage de mesure ont été étudiés. On s'intéresse maintenant à l'influence de la fréquence d'échantillonnage sur les erreurs données par la méthode d'estimation. Le début et la fin des mesures est identique dans tout les cas, seul le nombre de points pris en considération pour le calcul change.

Le fait de changer la période d'échantillonnage modifie le cycle de pression moyen (FIG. 5.16). L'augmentation de la période d'échantillonnage lisse le signal.

On remarque également sur la figure (FIG. 5.16) que le fait de changer la période d'échantillonnage modifie le coefficient polytropique. On entend par coefficient polytropique, celui déterminé par la relation (eq. 5.22), soit le coefficient moyen par intervalle.

Il est possible d'obtenir le même coefficient polytropique pour 2 échantillonnages différents. Cela se produit lorsque 2 points de mesure sont identiques (FIG. 5.16). Là encore cela provient de l'équation (eq. 5.22). Le fait d'avoir un coefficient polytropique identique ne veut pas dire que l'on a la même pression estimée. En effet, comme l'échantillonnage est différent, le nombre de points pris en compte pour estimer la pression cylindre n'est pas le même. L'erreur est donc différente du fait de la différence du nombre de points utilisés pour l'estimation de la masse enfermée. Comme l'erreur est utilisée pour l'estimation de la masse à l'itération suivante, la pression est alors différente. La masse est donc sensiblement différente.

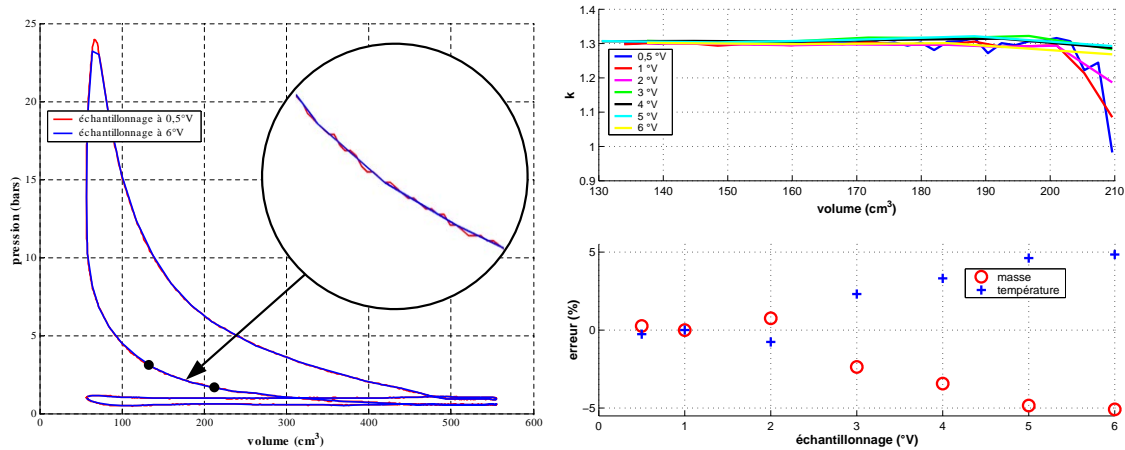


FIG. 5.16: Effet de l'échantillonnage sur la pression. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$. Effet de la période d'échantillonnage sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$, recalage pour une période d'échantillonnage de $1^\circ V$.

L'échantillonnage entraîne une légère erreur sur l'estimation de la masse et la température (FIG. 5.16). L'estimation est réalisée à partir de la moyenne des cycles de pression. Afin de réduire l'erreur, il est nécessaire de recalibrer le modèle de pertes aux parois une fois l'échantillonnage choisi.

Les résultats présentés à partir du cycle de pression moyen ne fait pas apparaître les mêmes résultats que pour les cycles de pression cycle à cycle. Alors que l'erreur augmentait avec l'augmentation du pas d'échantillonnage, on remarque que l'amplitude de l'erreur est minimale pour un échantillonnage de $3^\circ V$ dans le cas où l'on considère tout les cycles de pression (FIG. 5.17). C'est également avec un échantillonnage de $3^\circ V$ que l'on obtient les erreurs minimales.

Il n'est pas nécessaire d'avoir un échantillonnage très important pour obtenir de bon résultats. L'échantillonnage de $0,5^\circ V$ donne les plus mauvais résultats.

Après avoir regardé la sensibilité de la méthode aux paramètres de configuration, on

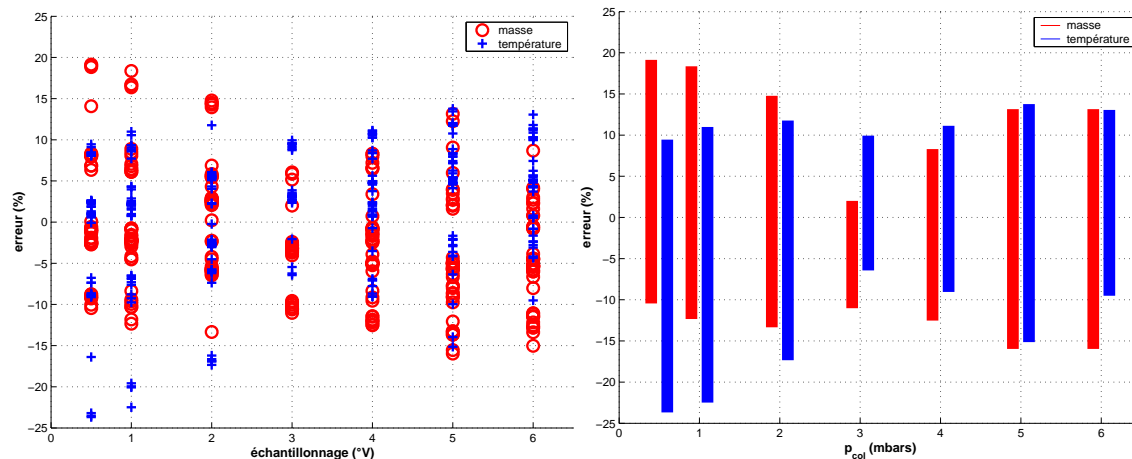


FIG. 5.17: Effet de la période d'échantillonnage sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$.

s'attarde sur l'influence des variables qui sont fonction des points de fonctionnement du moteur. La première variable considérée est le régime moteur.

5.4.5 Sensibilité de la méthode d'estimation au régime moteur

L'estimation de la masse doit être faite quel que soit le point de fonctionnement du moteur. Dans cette optique, deux régimes moteurs ont été étudiés.

Le recalage de la méthode d'estimation a été effectué pour le régime de $N = 1000 \text{ tr/min}$ après avoir moyenné 45 cycles moteurs. L'influence du régime est testé en comparant les résultats des erreurs commises pour le même point de fonctionnement, seul le régime est changé.

On ne perçoit pas de différence entre les deux régimes mais l'erreur d'estimation diminue avec la pression collecteur.

De plus, les erreurs sont plutôt réparties autour de 0 dans le cas où le régime est de $N = 1000 \text{ tr/min}$ (FIG. 5.18). Ceci peut paraître évident du fait que les pertes ont été recalées sur ce point. Quoiqu'il en soit ce qui est important c'est la différence entre les erreurs afin de tester le comportement de l'algorithme.

Lorsque le recalage des pertes est effectué sur le régime de 2000 tr/min , les erreurs sont plus faibles pour ce même régime. Là encore, les erreurs diminuent avec la pression collecteur.

L'estimation de la température de référence est mieux modélisée pour des pressions collecteur élevées. On regarde maintenant la sensibilité à la pression collecteur.

5.4.6 Sensibilité de la méthode d'estimation à la pression collecteur

Etant donné que la méthode d'estimation est basée sur des lois physiques, une fois recalé, l'estimation de la masse doit être identique quelle que soit la pression collecteur. Le modèle de pertes aux parois est recalé sur le point à une p_{col} de 600 mbars .

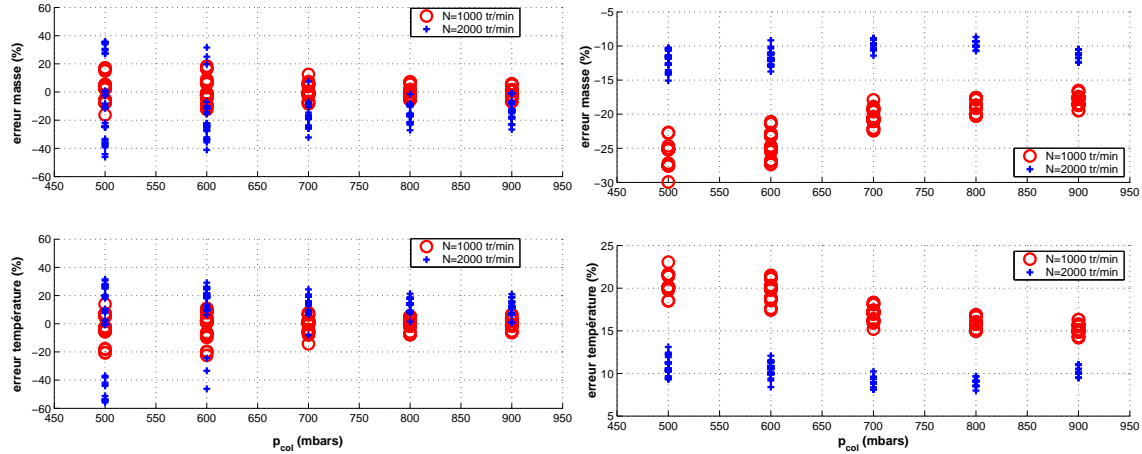


FIG. 5.18: Effet du régime sur l'estimation de la masse et de la température. Recalage : $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, p_{col} de 600 mbars, $\phi = 1$ et $OF = 0^\circ/m$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, p_{col} de 600 mbars, $\phi = 1$.

La figure (FIG. 5.19) met en évidence le fait que l'erreur est fonction de la pression collecteur. En effet, les erreurs sont groupées en fonction de la pression collecteur.

On remarque également que les intervalles d'erreurs diminuent en fonction de la pression collecteur. Ils deviennent également d'avantage centrés. La méthode d'estimation de la masse est donc moins représentative des faibles charges.

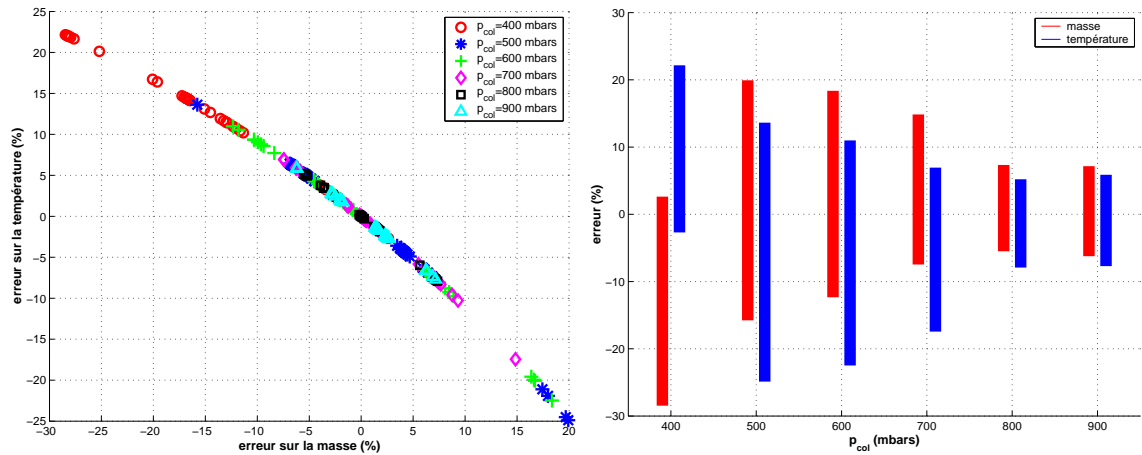


FIG. 5.19: Effet de la pression collecteur sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

La température de référence est donc mal estimée en fonction de la pression collecteur. En effet, c'est l'estimation de cette température qui est synonyme de l'erreur commise (cf.§5.3.3). Ceci montre les limites du modèle de pertes aux parois. Le fait de changer l'expression du modèle modifie les erreurs sur la masse et la température (cf. §5.5.2).

Afin de continuer à regarder l'influence des conditions de fonctionnement, on étudie le comportement de la méthode à la richesse du mélange.

5.4.7 Sensibilité de la méthode d'estimation à la richesse

La sensibilité de la méthode d'estimation à la richesse a été testée afin de vérifier qu'il n'y a pas d'influence. En effet, les équations utilisées dans la méthode d'estimation dépendent de la pression pour les échanges aux parois mais la richesse n'intervient pas de manière explicite. Le seul impact de la richesse sur la pression intervient lors de la combustion, or la méthode est appliquée durant la phase de compression. La richesse entraîne une légère modification de la température des parois car la température des parois est fonction de la PME (eq. 2.32). Elle passe de 380 K à 384 K .

Afin de changer la richesse du mélange, la quantité de carburant a été diminuée et le débit d'air a été adapté afin d'obtenir la même pression collecteur pour les 4 richesses. La quantité de gaz admise dans le cylindre est donc constante quel que soit la richesse.

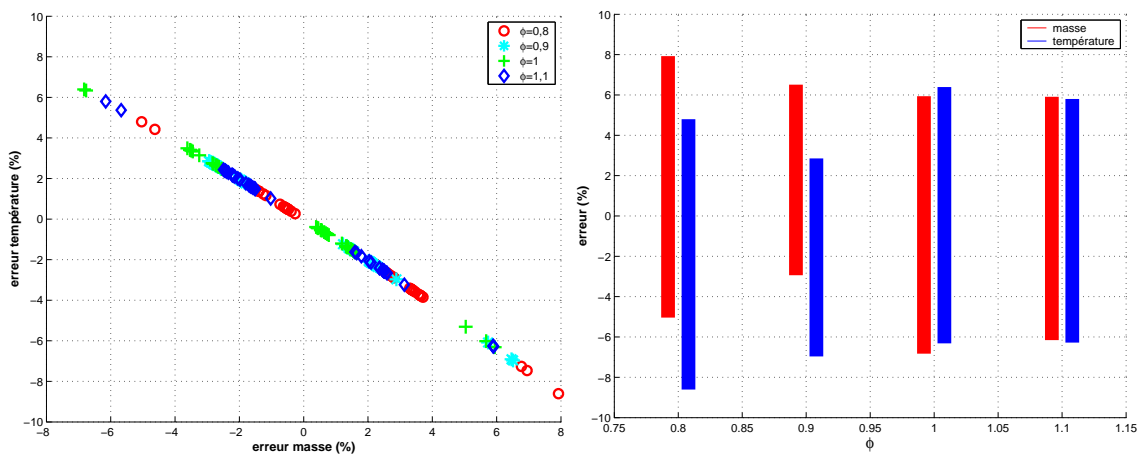


FIG. 5.20: Effet de la richesse sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900\text{ mbar}$, $N = 1000\text{ tr/min}$.

On remarque sur la figure (FIG. 5.20) que la méthode d'estimation de la masse ne dépend pas de la richesse. On observe toutefois un intervalle d'erreur plus faible pour une richesse de 0,9 que dans les autres cas. La méthode est donc insensible à la richesse. Le recalage a été effectué pour une richesse ϕ de 1.

La dernière variable étudiée est la distribution du moteur afin de voir si la phase de calibration est longue dans le cas d'un moteur possédant des VVT .

5.4.8 Sensibilité de la méthode d'estimation à la distribution du moteur

La méthode permet d'estimer la masse et la température du mélange gazeux dans le cylindre quelles que soient les conditions de fonctionnement du moteur. On se place dans le cas où le moteur possède des actuators permettant de modifier l'épure de distribution. Dans ce cas il est nécessaire de vérifier le comportement de la méthode d'estimation pour différentes épures de distribution. La méthode a été recalé sur un essai réalisé avec un $OF = 1,16^\circ/m$.

La figure (FIG. 5.21) représente l'estimation de la masse et la température pour 45 cycles. Le modèle de pertes aux parois est plus approprié pour une épure de distribution plus croisée ($OF = 2,83^\circ/m$).

Par contre, pour un fort croisement de soupapes ($OF = 4,68 \text{ }^\circ/m$), le modèle n'est pas indiqué. En effet, les gaz sont en contact avec les parois durant un laps de temps plus important mais on observe que la température de référence est plus faible. L'apport de chaleur des parois est donc plus faible. Les gaz ont le temps de se refroidir dans la tubulure d'admission dans le cas d'une épure de distribution très croisée car les back-flows sont plus importants et le temps de séjour des gaz dans le cylindre est plus faible.

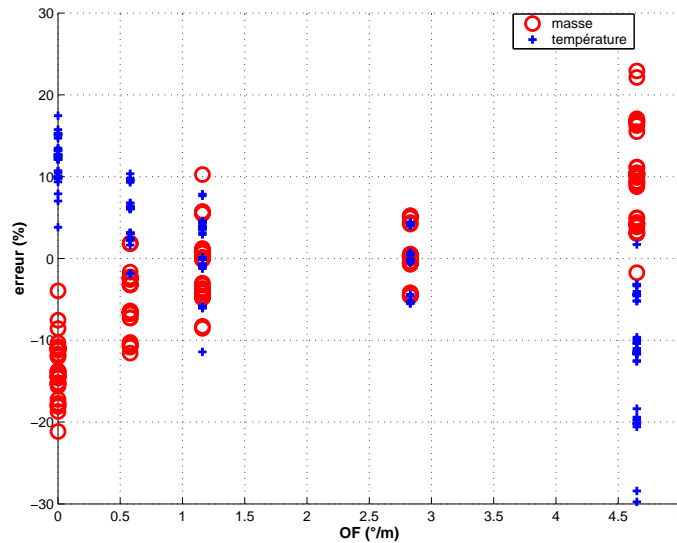


FIG. 5.21: Effet de la distribution du moteur sur l'estimation de la masse et de la température. $p_{cot} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1 \text{ }^\circ V$, déphasage : $24 \text{ }^\circ V$.

Il faut garder à l'esprit qu'un OF de $4,68 \text{ }^\circ/m$ correspond à une croisement de $96^\circ V$ pour les arbres à cames utilisés (TAB. 3.3). Il y a donc beaucoup de back-flow dans la tubulure d'admission et les gaz se refroidissent au contact des parois.

5.4.9 Récapitulatif

Le tableau (TAB. 5.2) récapitule l'erreur d'estimation commise par la méthode d'estimation en faisant évoluer les paramètres. La méthode est recalée en choisissant un point de fonctionnement et en utilisant la pression cylindre moyennée sur 45 cycles. Ensuite la méthode est testée sur chaque cycle. La tendance des erreurs est donnée pour une erreur cycle à cycle. En effet, le contrôle moteur a besoin des informations cycle à cycle pour gérer les différents actionneurs.

Les principaux paramètres ont été étudiés dans ce paragraphe. Une fois ces paramètres fixés et la méthode recalée, les résultats des estimations vont dépendre des erreurs d'estimation des variables.

<i>paramètre</i>	<i>nb de cycles</i>	<i>déphasage</i>	<i>nb de mesures</i>	<i>régime</i>
<i>erreur</i>	↘	→	↘	↗
<i>paramètre</i>	<i>p_{col}</i>	<i>richesse</i>	<i>distribution</i>	<i>échantillonnage</i>
<i>erreur</i>	↗	↗	→	↘ ↗

TAB. 5.2: Influence des paramètres sur l'erreur de la méthode d'estimation.

5.5 Etude paramétrique de la méthode d'estimation

5.5.1 Influence de la pression cylindre et de la température échappement sur la méthode d'estimation

L'estimation de la masse et de la température dépend de variables telles que la pression cylindre et la température des gaz d'échappement (eq. 5.6 et eq. 5.9).

Les capteurs de pression cylindre utilisés lors des essais sont du type piézo-électrique, ils doivent donc être recalés. Le recalage est important car il modifie le calcul de la température de référence (eq. 5.12).

De plus, l'accroissement de la température provenant de la compression des gaz est déterminé par la relation (eq. 5.24).

$$\Delta T = \frac{p_{cyl}(ref) V_{cyl}(ref) - p_{cyl}(FA) V_{cyl}(FA)}{\hat{m}_{cyl}(i) r} \quad (5.24)$$

En notant Δp_{cyl} l'erreur de recalage, l'erreur commise sur l'élévation de température dû à la compression des gaz est fonction de l'erreur de recalage du signal de pression cylindre (eq. 5.25).

$$\varepsilon T \propto \Delta p_{cyl} (V_{cyl}(ref) - V_{cyl}(FA)) \quad (5.25)$$

Il est donc important de connaître la pression réelle dans le cylindre pour éviter une erreur sur la température de référence.

Sur la figure (FIG. 3.37), on observe une amplitude dans les signaux de pression de l'ordre de 0,3 bar au *PMB*. On peut donc commettre une erreur entre la pression mesurée et la pression réelle dans le cylindre de près de 30%.

La mesure de la température des gaz d'échappements est très souvent effectuée à l'aide d'un thermocouple. Celui ci donne une valeur temporelle moyennée sur le cycle. Cette moyenne temporelle ne correspond pas à l'énergie moyenne des gaz d'échappement car le débit n'est pas constant. De plus, la mesure effectuée par le thermocouple ne correspond pas à la température réelle des gaz car on ne prend pas en compte le bilan énergétique du thermocouple. En effet, il y a de la convection, de la conduction ainsi que du rayonnement qui font que la température des gaz n'est pas celle mesurée par le thermocouple. Une

température moyenne d'enthalpie est donc plus représentative que la celle délivrée par le thermocouple. Cette température est déterminée de la manière suivante (eq. 5.26).

$$T_{enth} = \frac{\int_{OE}^{FE} \dot{m} c_p T_{éch} d\theta}{\int_{OE}^{FE} \dot{m} c_p d\theta} \quad (5.26)$$

La température ainsi calculée est environ $100^{\circ}C$ plus élevée que la valeur donnée par un thermocouple pour des gaz d'échappement. Cette même température enthalpique est de l'ordre de 200 à $300^{\circ}C$ supérieur dans le cylindre d'après [6].

La température des gaz d'échappement est donc très incertaine, la valeur recueillie dépendra essentiellement de l'appareil de mesure utilisé pour effectuer la mesure. Il est donc très important que la méthode d'estimation soit peu sensible à la température des gaz d'échappement.

Une erreur de 20% sur la pression cylindre et la température des gaz d'échappement est donc vraisemblable. Le plus important est de toujours utiliser les mêmes instruments de mesures.

La figure (FIG. 5.22) représente une carte d'iso-erreur en fonction des deux variables (p_{cyl} et $T_{éch}$). Les courbes d'iso-erreurs sont très verticales, ceci indique que la méthode est beaucoup plus sensible au recalage de la pression cylindre qu'à la température échappement.

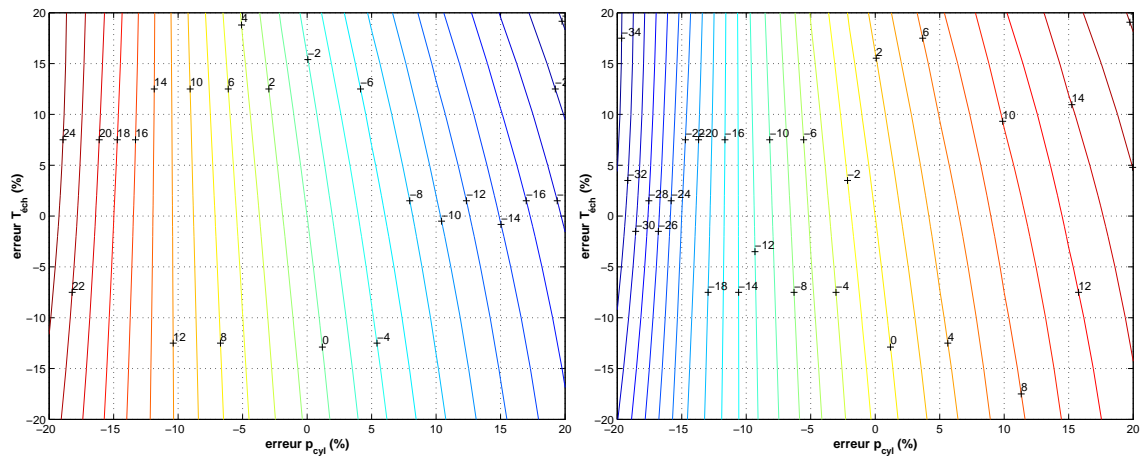


FIG. 5.22: Effet de la pression cylindre et la température des gaz d'échappement sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0 \text{ } ^{\circ}/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr}/min$, $\phi = 1$.

Sur ce point de fonctionnement, on observe une erreur pouvant atteindre plus de 24%. Cela sous-entend de réaliser une erreur de 20% sur la température et de l'ordre de 18% sur le recalage de la pression. On obtient le même type de carte d'erreur pour la température des gaz dans le cylindre.

La carte (FIG. 5.23) est la combinaison des deux erreurs. Pour différentes erreurs sur la pression cylindre et la température échappement, on relève l'erreur sur la masse et

la température cylindre. Chaque point satisfaisant aux conditions d'erreurs fixées sur la masse et la température est grisé. On aperçoit alors le domaine de validité de la méthode d'estimation qui permet d'obtenir une erreur sur la masse et sur la température des gaz dans le cylindre inférieure au seuil fixé (5% sur la masse et la température).

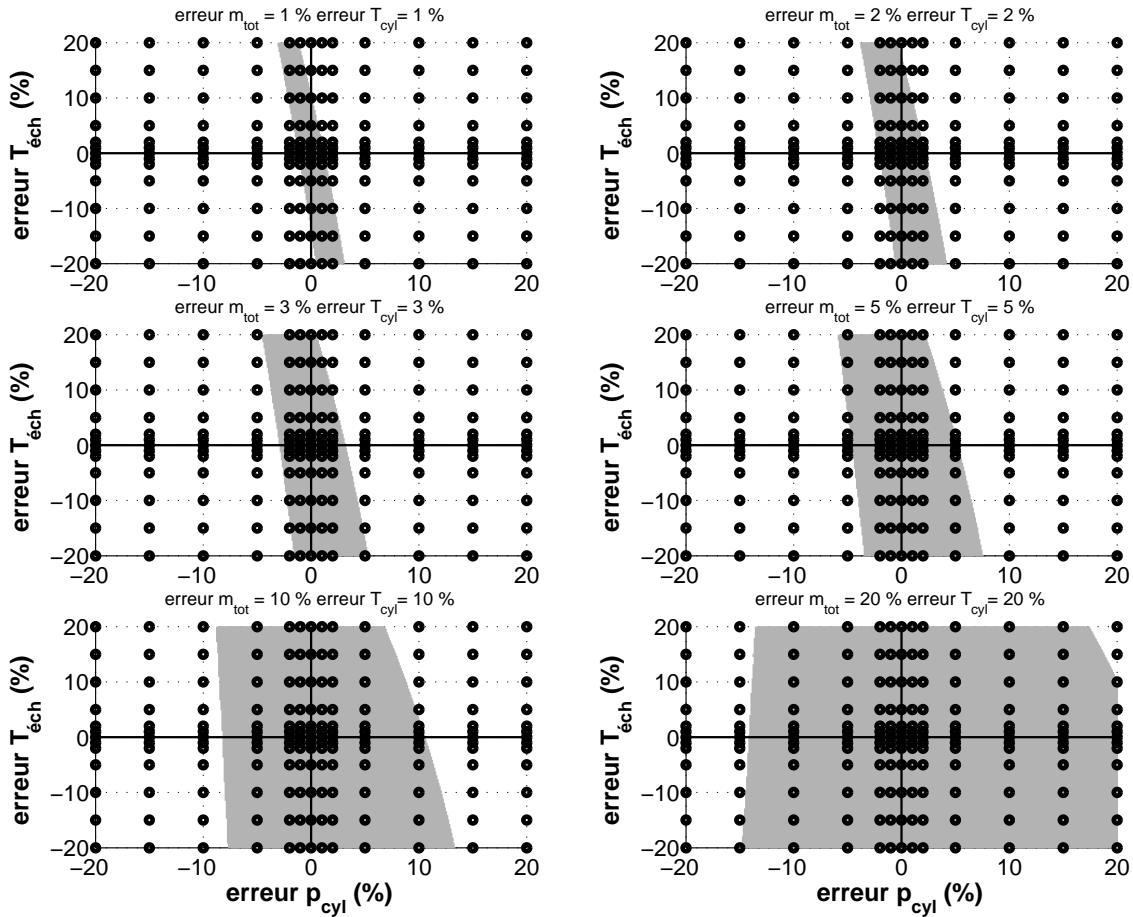


FIG. 5.23: Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différentes erreurs maximales fixées. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

La figure (FIG. 5.23) représente différents domaines de validité d'estimation pour différentes erreurs admissibles.

L'étendue du domaine de validité de la méthode d'estimation dépend de la qualité de l'estimation que l'on souhaite. Plus la marge d'erreur sur la masse et la température est grande, plus le domaine est vaste. La forme du domaine de validité reste la même pour les différentes marges d'erreur.

Chaque point noir correspond à un point de calcul, ensuite les valeurs sont interpolées entre chaque point avec un pas de 1% sur l'erreur sur la température échappement et sur l'erreur sur la pression cylindre. Le maillage est plus fin pour de faibles erreurs car il est indispensable d'avoir une interpolation suffisamment précise dans le cas d'un seuil d'erreur très faible.

L'estimation doit être assurée sur l'ensemble du domaine. La figure (FIG. 5.24) met en évidence le fait que les échanges de chaleur sont mal modélisés pour une pression collecteur de 400 mbars . Le domaine de validité n'est pas centré sur une erreur nulle.

Le domaine de validité à une aire sensiblement identique mais la géométrie diffère en fonction de la pression collecteur.

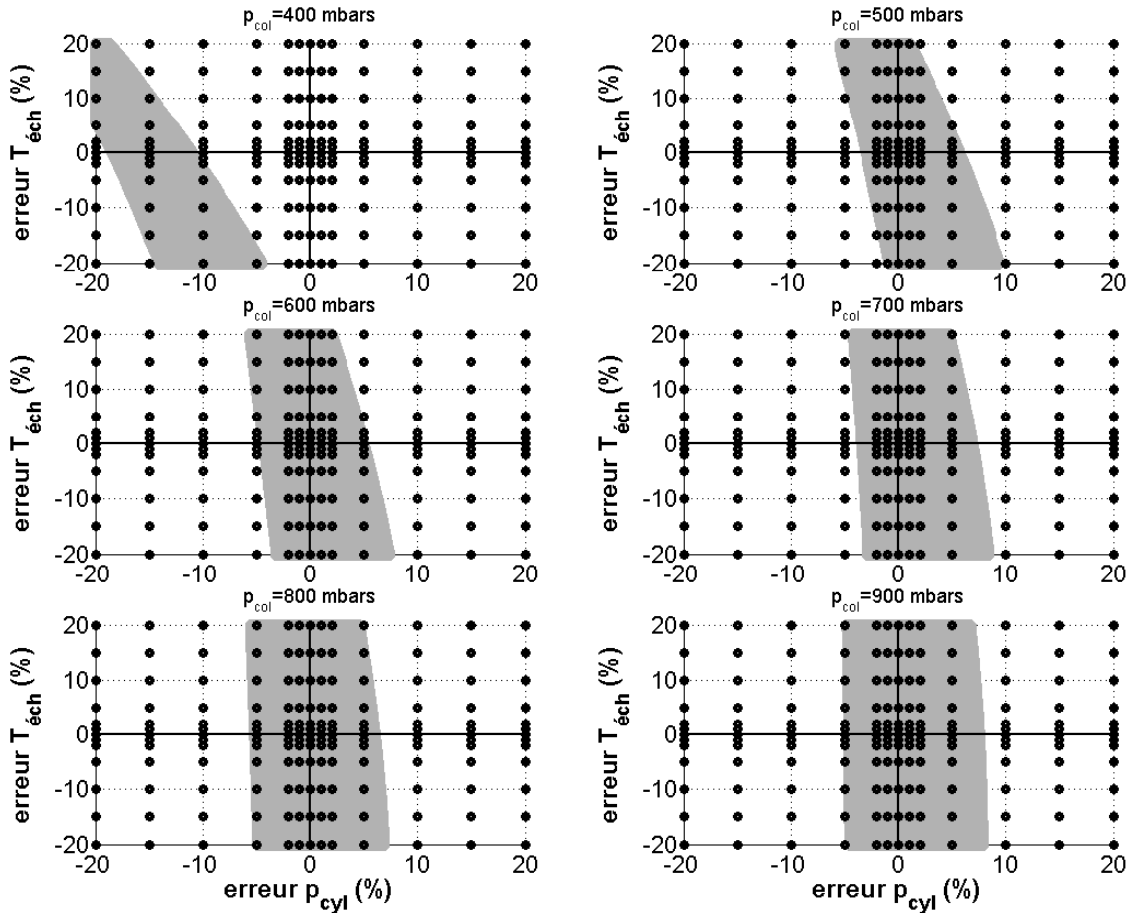


FIG. 5.24: Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différentes pressions collecteur. Erreur maximale sur la masse de 5%. Erreur maximale sur la température de 5%. Recalage effectué sur le point $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$.

La taille du domaine de validité est conditionnée par l'estimation de la température de référence. En effet, on obtient une erreur nulle uniquement si l'erreur sur la température de référence l'est également (eq. 5.3.3). Le modèle de pertes aux parois doit être modifié afin de mieux prendre en compte les échanges de chaleur pour les faibles pressions collecteur.

5.5.2 Optimisation du modèle d'échanges de chaleur aux parois

Le modèle d'échanges de chaleur doit être optimisé afin d'obtenir une étendue de validité la plus grande possible. Il faut donc modifier l'expression des échanges de chaleur aux parois. Le modèle d'échanges de chaleur est donné par la relation (eq. 5.27).

$$\Delta T = C_1 \bar{U}_p C_2 \sqrt{p_{col} T_{mél}} S_{parois} \frac{(T_{parois} - T_{mél})}{\hat{m}_{cyl}(i) c_v} \quad (5.27)$$

En modifiant l'expression (eq. 5.27) par une expression du type (eq. 5.28), on change la contribution de la pression collecteur dans les échanges de chaleur avec les parois.

$$\Delta T = C_1 \bar{U}_p^{C_2} (p_{col} T_{mél})^{C_3} S_{parois} \frac{(T_{parois} - T_{mél})}{\hat{m}_{cyl}(i) c_v} \quad (5.28)$$

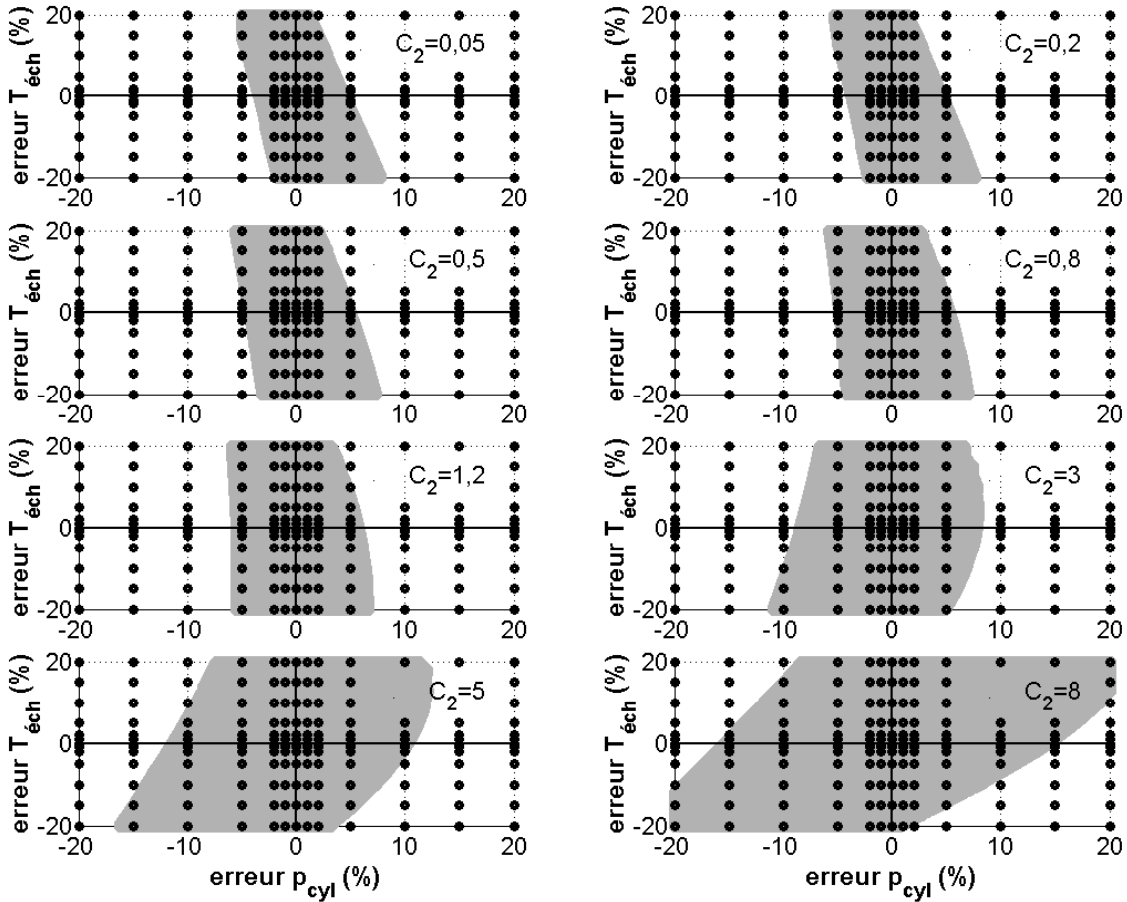


FIG. 5.25: Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. Erreur maximale sur la masse de 5%. Erreur maximale sur la température de 5%. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$, période d'échantillonnage de $1^\circ V$.

La modification du modèle d'échange de chaleur permet d'augmenter la surface du domaine de validité. Différentes valeurs de constante C_3 ont été testées (FIG. 5.25). On voit que la surface du domaine de validité est augmentée et le domaine est toujours centré sur une erreur nulle.

Le fait de choisir une valeur élevée pour C_3 doit permettre d'augmenter le domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse. On aurait ainsi une méthode moins sensible aux erreurs sur la pression cylindre et la température échappement.

Les résultats sont réalisés pour une pression collecteur de 600 mbars en utilisant la pression cylindre moyenne des 45 cycles. Il est important de vérifier que le fait de changer

C_3 ne modifie pas l'erreur lorsque l'on effectue le calcul pour chaque cycle de pression et non plus une pression cylindre moyennée.

La figure (FIG. 5.26) montre la répartition des erreurs pour différentes pressions collecteur avec 7 valeurs de la constante C_3 . Les valeurs vont de 0,05 à 5. Le point de fonctionnement qui a servi pour le recalage est le point à une pression collecteur de 600 *mbars*.

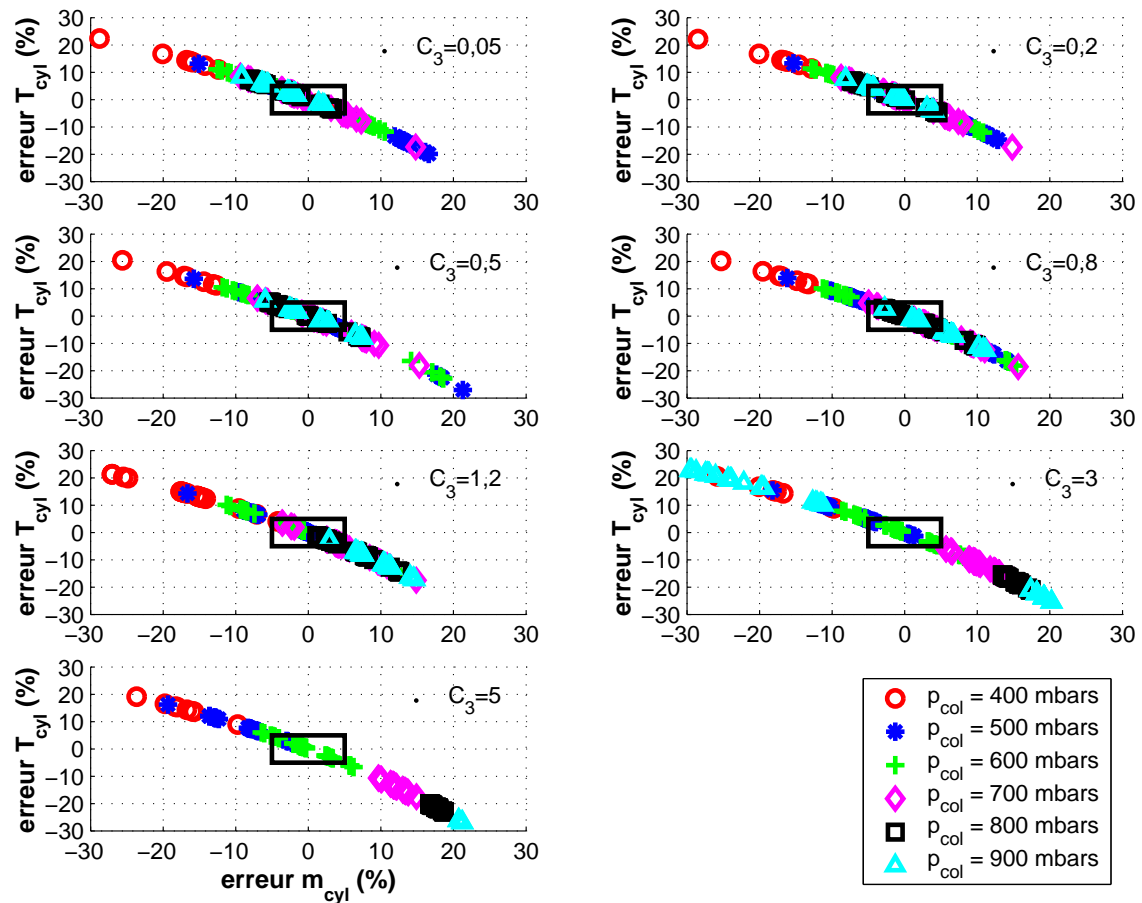


FIG. 5.26: Erreurs sur la masse et la température pour 7 modèles de pertes aux parois à différentes pressions collecteur. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, déphasage = $24^\circ V$, période d'échantillonnage de $1^\circ V$.

L'erreur maximale est sensiblement la même quelle que soit la valeur de la constante C_3 . On remarque simplement que les points sont plus ou moins centrés sur une erreur nulle pour chaque pression collecteur.

La fenêtre noire représente la limite pour obtenir une erreur maximale de 5% sur la masse et la température dans le cylindre. Tout les points contenus dans la fenêtre sont valides.

On remarque que le fait de changer le modèle de pertes aux parois change la répartition des erreurs. Pour une valeur de C_3 de 0,05 à 0,8, les erreurs sont uniformément réparties pour toutes les pressions collecteur. Seules les erreurs obtenues pour une pression de 400 *mbars* sont situées entre 0 et -30%.

En augmentant la valeur de C_3 , l'intervalle d'erreur diminue mais il n'est plus centré sur une erreur nulle.

La figure (FIG. 5.27) montre l'intervalle d'erreur sur la masse et la température dans le cylindre. L'intervalle d'erreur est sensible à la valeur de C_3 . Les intervalles sont différents pour chaque pression collecteur mais ils sont centrés sur une erreur nulle. L'amplitude de l'intervalle diminue avec la pression collecteur pour des valeurs de C_3 comprises entre 0,05 et 1,2. Le modèle de pertes aux parois est donc approprié pour les fortes pressions collecteur.

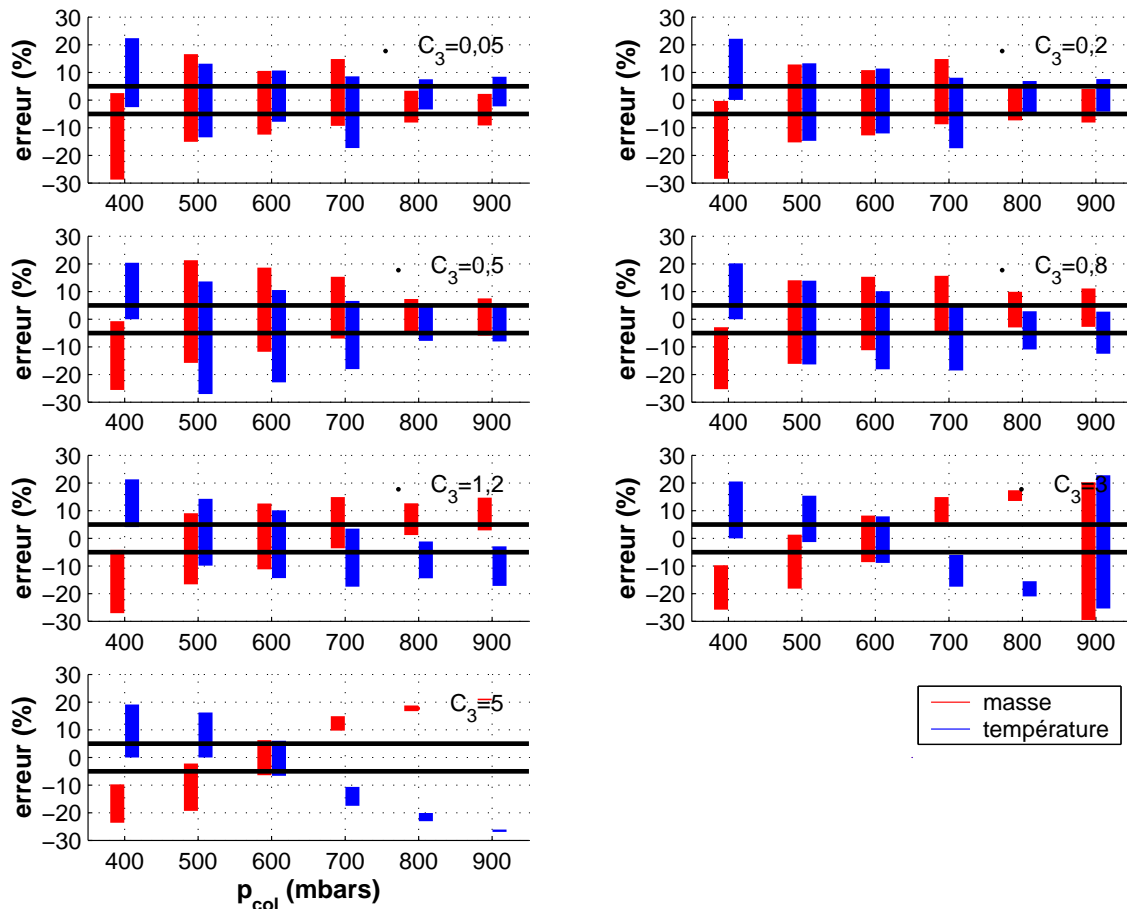


FIG. 5.27: Etendue du domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000\text{tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600\text{ mbars}$, déphasage : $24^\circ V$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$.

Les erreurs augmentent pour des pressions collecteur de 800 et 900 *mbars* lorsque C_3 dépasse 1,2. Le modèle de pertes aux parois n'est donc plus adapté.

Une valeur comprise entre 0,05 et 0,8 donne des résultats satisfaisants.

Le choix pour la valeur de C_3 dépend de la taille de l'intervalle d'erreur mais il est important de connaître la proportion de points satisfaisant aux seuils d'erreurs sur la masse et la température cylindre fixés.

La figure (FIG. 5.28) représente le nombre de points qui satisfont aux erreurs définies par les seuils. Le pourcentage de points admissible représente le nombre de cycle où les erreurs sont inférieures aux seuils par rapport au nombre de cycles total d'un essai (45).

Le fait de choisir une valeur pour C_3 de 3 ou 5 permet d'obtenir plus de 70% de points admissibles pour une pression de 600 *mbars*. La méthode d'estimation est peu sensible

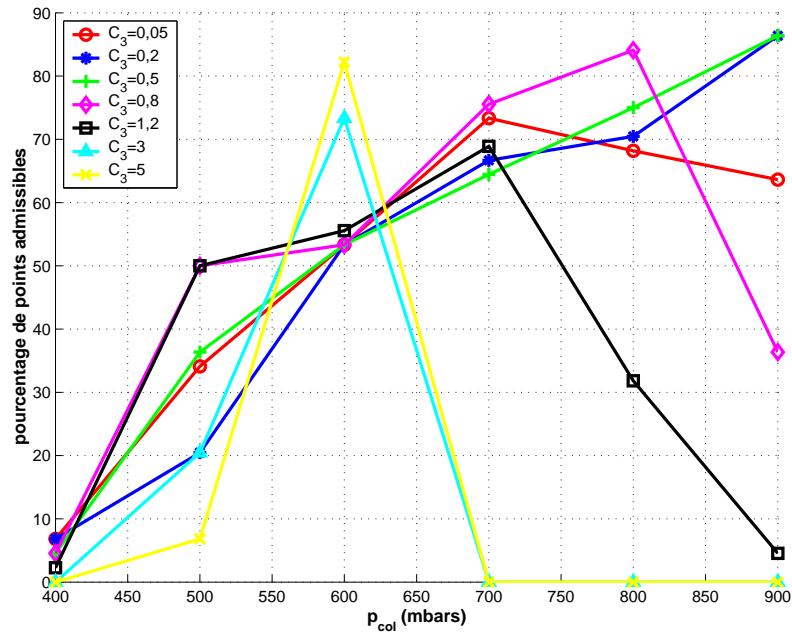


FIG. 5.28: Etendue du domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, déphasage : $24^\circ V$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$.

aux erreurs sur la pression cylindre et la température échappement dans ce cas. En contre partie, aucun point n'est admissible pour une autre pression, hormis quelques pourcents pour une pression collecteur de 500 mbars .

Une valeur plus faible pour C_3 entraîne un pourcentage de points admissible plus élevé. Les pertes aux parois sont donc mieux modélisées pour ces pressions collecteur. Cela confirme ce que l'on voit sur la figure (FIG. 5.27).

Le fait d'augmenter la valeur de C_3 augmente le domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse pour le point recalé mais le réduit considérablement pour les autres points de fonctionnement. Le fait d'utiliser un exposant faible permet d'avoir un fonctionnement dans un plus grand nombre de cas de figure.

5.6 Conclusion

Ce chapitre décrit une méthode d'estimation de la masse de gaz enfermée dans le cylindre à partir de la mesure de la pression cylindre. L'utilisation de la pression cylindre présente l'intérêt de s'affranchir des temps de réponse des appareils de mesure.

La méthode proposée est basée sur des lois physiques associées à des modèles et permet une estimation de la masse très rapide.

La sensibilité de la méthode d'estimation a été testée à différents paramètres. L'erreur commise sur l'estimation de la masse vient du fait que la mesure de la pression n'est pas suffisamment répétitive.

Le fait d'utiliser un capteur de pression plus sensible ainsi qu'un système d'acquisition plus précis améliorerait les résultats.

Cette méthode n'est donc pas applicable en série du fait d'un bruit de mesure trop

important sur la pression cylindre. De plus, la sensibilité de la méthode à la pression cylindre pour de faibles pressions collecteur montre les limites de la méthode d'estimation de la masse. Cela provient de la sensibilité du modèle de pertes aux parois utilisé.

Conclusion

L'objectif de la thèse était de réaliser un observateur permettant une estimation plus précise de la quantité et de la composition des gaz présents dans le cylindre dans le but de minimiser les émissions de polluants et d'augmenter le rendement du moteur. La méthode mise au point est appliquée pour un fonctionnement du moteur en mélange pauvre en présence d'EGR.

Le fonctionnement du moteur en mélange pauvre a été décrit à partir d'un modèle de simulation 0-D haute fréquence. Le modèle représente bien le comportement d'un moteur à 4 temps à allumage commandé. Les phénomènes ondulatoires et inertiels n'ont pas été pris en compte dans le modèle. Toutefois, la représentativité du modèle obtenu est suffisante pour le contrôle moteur.

La prise en compte des gaz résiduels dans le contrôle n'est possible que par une mesure (directe ou indirecte) des gaz résiduels. Un modèle de gaz résiduels, propre à être utilisé dans un contrôle, a été établi, caractérisé et validé. Pour cela, un code de calcul 1D a été utilisé et deux méthodes de mesure (dilution, prélèvement) ont été mises en œuvre et comparées.

- La méthode de prélèvement dans le cylindre est notre méthode de référence car on effectue une analyse globale des gaz et non pas locale. En effet, on prélève entre 20 et 40% des gaz contenus dans le cylindre.
- La méthode de détermination des gaz résiduels à partir de la méthode de dilution est une méthode non intrusive, donc plus facile à mettre en œuvre. Mais cette méthode n'est pas appropriée car le *FID* n'est pas adapté à des taux de O_2 variables.
- Les valeurs expérimentales ont été comparées au code de calcul 1-D et ont permis de vérifier la pertinence du calcul. L'objectif étant de s'abstenir des essais sur moteur pour recalibrer le modèle de gaz résiduels élaboré. Les résultats sont satisfaisants lorsqu'on utilise une épure de distribution standard, pour de très fort croisement (accessibles par exemple avec des distributions variables) la structure du modèle reste appropriée mais devrait vraisemblablement être complétée.

Le modèle de gaz résiduels 0-D_{bf} a été développé à partir de l'analyse d'un cycle théorique de moteur à allumage commandé. Ce modèle a été paramétré à l'aide d'essais réalisés en prélèvement de gaz dans le cylindre. On obtient alors une estimation des gaz résiduels avec une erreur inférieure à 4%. Du fait de sa structure, il permet d'avoir une estimation des résiduels avec un temps de calcul très court et d'être intégré dans le contrôle.

Un observateur prédicteur de pression et de température collecteur a été mis en place. Cet observateur est bouclé par les mesures de pression et de température dans le collecteur d'admission. A partir de ces prédictions, la concentration des 5 espèces chimiques (O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O et C_xH_y) dans le cylindre sont prédites.

L'observateur est basé sur des lois physiques comportementales du système et prend en compte les gaz résiduels à partir du modèle 0- D_{bf} ainsi que la recirculation des gaz d'échappement. Cet observateur est renseigné à l'aide de la pression et la température dans le collecteur ainsi que les positions du papillon d'admission et de la vanne EGR.

Les résultats obtenus sont satisfaisants sur la prédiction de la pression et la température. Pour l'estimation des concentrations, les résultats sont validés en tendance comparativement au modèle de simulation. Ces résultats doivent être validés comparativement à des essais réels. Dans ce cas il faut disposer d'un outil de mesure adapté. Aujourd'hui seul un spectromètre de masse rapide le permet. Pour le moment il n'en existe qu'un seul exemplaire en Europe.

Une méthode permettant d'estimer la masse de gaz enfermée dans le cylindre à partir de la mesure de la pression cylindre a été développée. Cette méthode offre l'avantage de réaliser une estimation robuste à condition de disposer de suffisamment de points de mesure. La convergence et la sensibilité aux paramètres et aux entrées de l'algorithme récurrent ont été étudiés.

La méthode proposée est basée sur des lois physiques associées à des modèles. Cette méthode est bien entendu sensible à la représentativité des modèles utilisés. La méthode d'estimation a été appliquée à des cycles de pression réels et simulés. On observe une erreur d'estimation de la masse supérieure dans le cas où on utilise des signaux de pression réels en entrée. Ceci ne remet pas en cause la méthode développée mais souligne que les modèles doivent être complétés afin d'être plus précis et donc plus représentatif de la réalité.

Les perspectives consistent premièrement à valider l'estimation de la richesse, deuxièmement à étudier et mettre en place le re-bouclage de la richesse par rapport à O_2 (et non pas par rapport à l'air). Ces deux aspects peuvent être traités car la mesure de la richesse ϕ_{O_2} à partir d'une sonde est possible dans le cas où le moteur fonctionne en mélange pauvre.

D'autre part, la prédiction des espèces chimiques dans le cylindre peut être appliquée au cas des moteurs Diesel équipés de turbocompresseurs ou de moteurs à fort balayage. Dans ce cas, une partie de gaz frais se retrouve à l'échappement sans avoir participé à la combustion. Il convient donc de compléter le modèle utilisé en introduisant les pertes directes à l'échappement.

Bibliographie

- [1] P. **ARQUES**. *Moteurs alternatifs à combustion interne*. Ellipses, 1999.
- [2] G.J. **GERMANE**, C.G. **WOOD**, and C.C. **HESS**. Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engines - A Review. *Society of Automotive Engineers*, 1983.
- [3] D.L. **BAULCH**, C.J. **COBOS**, A.M. **COX**, P. **FRANK**, G. **HAYMAN**, T. **JUST**, J.A. **KERR**, T. **MURRELS**, M.J. **PILLING**, J. **TROE**, R.W. **WALKER**, and J. **WARNATZ**. Compilation of Rate Data for Combustion Modeling. *Supplement I.J.Phys. Chem. Ref. Data* 23, 847, 1994.
- [4] G.A. **LAVOIE**, J.B. **HEYWOOD**, and J.C. **KECK**. Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engine. *Comb. Science and Tech.* 313-326, 1970.
- [5] P. **ARQUES**. *Conception et Construction des Moteurs alternatifs*. Ellipses, 2000.
- [6] J.B. **HEYWOOD**. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [7] C.F. **TAYLOR**. *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The MIT Press, 1977.
- [8] M. **BARGENDE** and H.J. **BERNER**. An Downsized, Turbo Charged Natural Gas SI-Engine - Including Hybridization - for Minimized CO₂-Emissions. *The Seventh International Conference on Engines for Automobile, ICE 2005*, 2005.
- [9] L. **GUZZELLA** and C.H. **ONDER**. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, 2004.
- [10] A. **ELLMAN** and R. **PICHE**. A Two Regime Orifice Formula for Numerical Simulation. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 121, pp. 721-724, 1999.
- [11] W.J.D. **ANNAND**. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proc. I. Mech. E., Vol. 177, N° 36*, pp. 973-90, 1963.
- [12] W.J.D. **ANNAND** and T. **MA**. Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression Ignition Engines. *Proc. I. Mech. E., Vol. 185, N° 72*, pp. 976-87, 1971.
- [13] **L'AIR LIQUIDE Division Scientifique**. *Gas Encyclopaedia*. Elsevier Science Publishers B.V., 1976.
- [14] L. **TOMASELLI**. *Amélioration de la Consommation et de la Dépollution des Moteurs Thermiques Automobiles par Optimization des Systèmes de Refroidissement*. PhD thesis, Université de Poitier, France, 2000.

-
- [15] B. GRANDIN, I. DENBRATT, J. BOOD, C. BRACKMANN, and P.E BENGTS-SON. The Effect of Knock on the Heat Transfer in an SI Engine : Thermal Boundary Layer Investigation using CARS Temperature Measurements and Heat Flux Measurements. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [16] M. BARGENDE. *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der Instationären Wand-waermeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*. PhD thesis, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, Germany, 1991.
- [17] Y. ENOMOTO, H. NAGANO, Y. HAGIHARA, and T. KOYAMA. Thermal Load in D.I Diesel Engine Under EGR Operation-Measurements of Steady State Temperature of Combustion Chamber Wall Surface and Intake Gas Temperature. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 1997.
- [18] M. HALSBAND. *Entwicklung Reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Messverfahren*. PhD thesis, Universität Hannover, Germany, 1994.
- [19] B.T. SHAW. *Modelling and Control of Automotive Coldstart Hydrocarbons Emissions*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA, 1992.
- [20] G. FISCHER. *Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomoto- ren*. PhD thesis, Technische Universitaet Darmstadt, Darmstadt, Germany, 2000.
- [21] I. WIEBE. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR, Moscow*, 1967.
- [22] L. ERIKSSON, S. FREI, C. ONDER, and L. GUZZELLA. Control and Optimiza- tion for Turbocharged Spark Ignited Engines. In *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [23] R. STONE. *Introduction to Internal Combustion Engines*. SAE international, 1999.
- [24] M. LEBEL and M.J. COTTEREAU. Study of the Effect of the Residual Gas Fraction on Combustion in a S.I. Engine Using Simultaneous CARS Measurements of Temperature and CO₂ Concentration. *Society of Automotive Engineers*, 1992.
- [25] Z. LIU and G.A. KARIM. An Examination of the Role of Residual Gases in the Combustion Processes of Motored Engines Fuelled with Gaseous Fuels. *Society of Automotive Engineers*, 1996.
- [26] K. INOUE, K. TAKEI, K. YOSHIDA, H. SHOJI, and A. YAMAZAKI. Effect of EGR-Induced Hot Residual Gas on Combustion when Operating a Two -Stroke Engine on Alcohol Fuels. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [27] C. ROBINET and P. HIGELIN. Crossed Study of Residual Rate - Firing Device for a Better Understanding of SI Engines Cycle-to-Cycle Variations. *Society of Automotive Engineers*, 1998.
- [28] F. WESTIN, B. GRANDIN, and H.E. ANGSTRÖM. The Influence of Residual Gases on Knock in Turbocharged S-I Engines. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [29] T. TODA, H. NOHIRA, and K. KOBASHI. Evaluation of Burned Gas Ratio (BGR) as a Predominant Factor to NO_x. *Society of Automotive Engineers*, 1976.
-

- [30] H. SANDQUIST, J. WALLESTEN, K. ENWALD, and S. STRÖMBERG. Influence of Valve Overlap Strategies on Residual Gas Fraction and Combustion in a Spark-Ignition Engine at Idle. *Society of Automotive Engineers*, 1997.
- [31] R. MILLER, S. RUSS, C. WEAVER, E. KAISER, C. NEWMAN, G. DAVIS, and G. LAVOIE. Comparaison of Analytically and Experimentally Obtained Residual Fractions and NO_x Emissions in Spark-Ignited Engines. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 1998.
- [32] R.R. WAERO. The Effect of Spark Timing on Residual Gas Fraction. Master's thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [33] F. SCHWARZ and U. SPICHER. Determination of Residual Gas Fraction in IC Engines. *Society of Automotive Engineers*, 2003.
- [34] K. MATSUI, T. TANAKA, and S. OHIGASHI. Measurement of Local Mixture Strength at Spark Gap of S.I. Engines. *Society of Automotive Engineers*, 1979.
- [35] B.P. ALBERT and J.B. GHANDHI. Residual Gas Measurements in a Utility Engine. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [36] J. JANG, K. YEOM, and C. BAE. Effects of Exhaust Throttling on Engine Performance and Residual Gas in an SI Engine. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [37] A.A. QUADER and R.F. MAJKOWSHI. Cycle-by-Cycle Mixture Strength and Residual Gas Measurements During Cold Starting. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [38] M. GUENTHNER, W. SAUTER, F. SCHWARZ, A. VELJI, and 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*, 2004.
- [39] F. GALLIOT, W.K. CHENG, C. CHENG, M. SZTENDEROWICS, J.B. HEYWOOD, and N. COLLINGS. In Cylinder Measurements of Residual Gas Concentration in a Spark Ignition Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1990.
- [40] H. CHO, K. LEE, J. LEE, J. YOO, and K. MIN. Measurements and Modeling of Residual Gas Fraction in SI Engines. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [41] C.N. BROWN and 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.
- [42] R. FORD and N. COLLINGS. Measurement of Residual Gas Fraction Using a Fast Response NO Sensor. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [43] P.C. HINZE and P.C. MILES. Quantitative Measurements of Residual and Fresh Charge Mixing in a Modern SI Engine Using Spontaneous Raman Scattering. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [44] P.C. MILES and P.C. HINZE. Characterization of the Mixing of Fresh Charge with Combustion Residuals using Laser Raman Scattering with Broadband Detection. *Society of Automotive Engineers*, 1998.

- [45] T. **ALGER** and S. **WOOLDRIDGE**. Measurement and Analysis of the Residual Gas Fraction in an SI Engine with Variable Cam Timing. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [46] M. **SCHÜTTE**, H. **FINKE**, G. **GRÜNEFELD**, P. **ANDRESEN**, B. **STIEBELS**, B. **BLOCK**, H. **MEYER**, and W. **HENTSCHEL**. Spatially Resolved Air-Fuel Ratio and Residual Gas Measurements by Spontaneous Raman Scattering in a Firing Direct Injection Gasoline Engine. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [47] M. **LEBEL-SIMON** and M.J. **COTTEREAU**. Simultaneous CARS Measurements of Temperature and CO₂ Concentration Applied to the Study of the Effect of the Residual Gas Fraction in an S.I. Engine. In *International Symposium COMODIA 94*, 1994.
- [48] B. **JOHANSSON**, H. **NEIJ**, G. **JUHLIN**, and M. **ÅLDEN**. Residual Gas Visualization with Laser Induced Fluorescence. *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [49] M.J. **HALL**, P. **ZUZEK**, and R.W. **ANDERSON**. Fiber Optic Sensor for Crank Angle Resolved Measurements of Burned Gas Residual Fraction in the Cylinder of an SI Engine. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [50] P. **ANDERSSON**. Comparison of Two Exhaust Manifold Pressure Estimation Methods. *CCSSE*, 2004.
- [51] P. **ANDERSSON** and L. **ERIKSSON**. Air-to-Cylinder Observer on a Turbocharged SI-Engine with Wastegate. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [52] N. **IVANSSON**. Estimation of the Residual Gas Fraction in an HCCI- Engine using Cylinder Pressure. Master's thesis, Linköpings Universitet, Sweden, 2003.
- [53] J.W. **FOX**, W.K. **CHENG**, and J.B. **HEYWOOD**. A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines. *Society of Automotive Engineers*, 1993.
- [54] H.J. **YUN** and W. **MIRSKY**. Schlieren-Streak Measurements of Instantaneous Exhaust Gas Velocities from a Spark Ignition Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1974.
- [55] N. **CAVINA**, C. **SIVIERO**, and R. **SUGLIA**. Residual Gas Fraction Estimation : Application to a GDI Engine with Variable Valve Timing and EGR. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [56] D. **YAP**, A. **MEGARITIS**, M.L. **WYSZYNSKI**, and H. **XU**. Residual Gas Trapping for Natural Gas HCCI. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [57] M. **LOCATELLI**, C.H. **ONDER**, and H.P. **GEERING**. Exhaust-Gas Dynamics Model for Identification Purposes. *Society of Automotive Engineers*, 2003.
- [58] P.K. **SENECAL** and R.D. **REITZ**. Prediction of Residual Gas Fraction in IC Engines. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [59] M. **MLADEK** and C.H. **ONDER**. A Model for the Estimation of Inducted Air Mass and the Residual Gas Fraction Using Cylinder Pressure Measurements. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [60] Y. **OHYAMA**. Engine Control Using Combustion Model. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
-

- [61] Y. **OHYAMA**. Air/Fuel Ratio and Residual Gas Fraction Control Using Physical Models for High Boost Engines with Variable Valve Timing. *Society of Automotive Engineers*, 2002.
- [62] Y. **OHYAMA**. Air/Fuel Ratio and Residual Gas Fraction Control Using Physical Models for Engines with Widely Variable Valve Timing. *Society of Automotive Engineers*, 2002.
- [63] L. **MIANZO** and H. **PENG**. Modeling and Control of a Variable Valve Timing Engine. *American Control Conference*, 2000.
- [64] I. **ARSIE**, G. **FLAUTI**, C. **PIANESE**, and G. **RIZZO**. Cylinder Wall Temperature Estimation from Pressure Cycle in Spark Ignition Engines. In *Control and Diagnostics in Automotive Applications*, 1998.
- [65] U. **KOEHLER** and M. **BARGENDE**. A Model for a Fast Prediction of the In-Cylinder Residual Gas Mass. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [66] **ZHU**, **YUHUA**, and R.D. **REITZ**. A 1-d Gas Dynamics Code for Subsonic and Supersonic Flows Applied to Predict EGR Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine. *International Journal of Vehicle Design*, 1999.
- [67] J. **WORM**. An Evaluation of Several Methods for Calculating Transient Trapped Air Mass with Emphasis on the "Delta P" Approach. *Society of Automotive Engineers*, 2005.
- [68] J.M. **DUCLOS**, G. **BRUNEAUX**, and T.A. **BARITAUD**. 3D Modelling of Combustion and Pollutants in a 4-Valve SI Engine ; Effect of Fuel and Residuals Distribution and Spark Location. *Society of Automotive Engineers*, 1996.
- [69] A. **BABAJIMOPOULOS**, G.A. **LAVOIE**, and D. **ASSANIS**. Modeling HCCI Combustion with High Level of Residual Gas Fraction-A Comparaision of Two VVA Strategies. *Society of Automotive Engineers*, 2003.
- [70] H. **YAMASHITA**, O. **AOKI**, H. **KUDOU**, M. **MARUBARA**, N. **OHTA**, and H. **YAMAMOTO**. Mixture Formation of Direct Gasoline Injection Engine : In Cylinder Sampling Using Fast Flame Ionization Detector. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 1999.
- [71] G.R. **SLEIGHTHOLME**. In Cylinder Measurements of Charge Inhomogeneity in a Spark-Ignition Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1990.
- [72] N.A. **HENEIN** and M.K. **TAGOMORI**. Cold Start Hydrocarbon Emissions in Port-Injected Gasoline Engines. In *Progress in Energy and Combustion Science*, 1999.
- [73] C.E. **ROBERTS** and R.H. **STANGLMAIER**. Investigation of Intake Timing Effects on the Cold Start Behavior of a Spark Ignition Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [74] H. **ZHAO** and N. **LADAMMATOS**. *Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics*. SAE international, 2001.
- [75] T. **HOLM**. Aspects of the Mecanism of the Flame Ionization Detector. In *Journal of Chromatography A*, 1999.
- [76] W.K. **CHENG**, T. **SUMMERS**, and N. **COLLINGS**. The Fast-Response Flame Ionization Detector. In *Prog Energy Combustion*, 1998.

- [77] I.C. **FINLAY**, D.J. **BOAM**, J.F. **BINGHAM**, and T.A. **CLARK**. Fast Response FID Measurement of Unburned Hydrocarbons in the Exhaust Port of a Firing Gasoline Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1990.
- [78] D.B. **OLSEN**, J.C. **OLDEN**, G.C. **HUTCHERSON**, and B.D. **WILLSON**. In Cylinder Sampling Investigations of Formaldehyde Formation in a Large Bore Natural Gas Engine. *Gas Machinery Conference*, 2000.
- [79] S. **KATO**, H. **TANABE**, J. **YOSHIZAWA**, and G.T. **SATO**. Direct Particulate Sampling Study in a DI Diesel Combustion Chamber. *The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA 2001*, 2001.
- [80] S. **ISHIZAWA**. Analysis of HC in Residual Gas and Combustion Efficiency of Spark Ignition Engine. *Society of Automotive Engineers*, 1997.
- [81] K. **AOI**, K. **NOMURA**, and H. **MATSUZAKA**. Optimization of Multi-Valve, Four Cycle Engine Design - The Benefit of Five-Valve Technology. *Society of Automotive Engineers*, 1986.
- [82] I. **FUKUTANI** and E. **WATANABE**. Air Flow Through Poppet Inlet Valves - Analysis of Static and Dynamic Flow Coefficients. *Society of Automotive Engineers*, 1982.
- [83] A.O. **ROMINSKY**. Mark II - 427 GT Engine Induction System. *Society of Automotive Engineers*, 1967.
- [84] G.F. **LEYDORF**, R.G. **MINTY**, and M. **FINGERROOT**. Design Refinement of Induction and Exhaust Systems Using Steady-State Flow Bench Techniques. *Society of Automotive Engineers*, 1972.
- [85] G. **CORDE**, Y. **BIANCO**, and Y. **LECLUSE**. Air Mass Flow Rate Observer Applied to SI AFR Control. *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [86] I. **KOLMANOVSKY**, J. **SUN**, and M. **DRUZHININA**. Nonlinear Charge Control in Direct Injection Gasoline Engines. In *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [87] M. **JANKOVIC**. Nonlinear Control in Automotive Engine Applications. In *15th World Congress IFAC, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [88] M. **MÜLLER**, P.M. **OLIN**, and B. **SCHREURS**. Dynamic EGR Estimation for Production Engine Control. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [89] O.F. **STORSET**, A. **STEFANOPOULOU**, and R. **SMITH**. Air Charge Estimation for Turbocharged Diesel Engines. In *American Control Conference*, 2000.
- [90] M.J. **VAN NIEUWSTADT**, I.V. **KOLMANOVSKY**, P.E. **MORAAL**, A. **STEFANOPOULOU**, and M. **JANKOVIC**. EGR-VGT Control Schemes : Experimental Comparison for a High Speed Diesel Engine. *IEEE Control Systems Magazine pages 63-79*, 2000.
- [91] I. **KOLMANOVSKY**, P. **MORAAL**, M. **VAN NIEUWSTADT**, and A. **STEFANOPOULOU**. Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines. *18th IFIP Conference on System Modelling and Optimization*, 1997.
-

- [92] S. DIOP, P.E. MORAAL, I. KOLMANOVSKY, and M. VAN NIEUSTADT. Intake Oxygen Concentration Estimation for DI Diesel Engines. In *IEEE International Conference on Control Applications*, 1999.
- [93] S. BENGEEA, R. DE CARLO, M. CORLESS, G. RIZZONI, and S. YURKOVICH. A Polytopic System Approach for Gain Scheduled Control of a Diesel Engine. In *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [94] I. KOLMANOVSKY, M. VAN NIEUSTADT, and P.E. MORAAL. Optimal Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines with Exhaust Gas Recirculation. In *Dynamic Systems and Control Division*. American Society of Mechanical Engineers, 1999.
- [95] L. PERON. *Capteurs et Stratégies d'Estimation/Prédiction pour les Nouvelles Générations de Contrôle Moteur*. PhD thesis, Université d'Orléans, France, 2001.
- [96] A. STOTSKY and I. KOLMANOVSKY. Application of Input Estimation Techniques to Charge Estimation and Control in Automotive Engines. *Control Engineering Practice*, 2002.
- [97] T-C. TSENG and W.K. CHENG. An Adaptative Air/Fuel Ratio Controller for SI Engine Throttle Transients. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [98] P. ANDERSSON, L. ERIKSSON, and L. NIELSEN. Modeling and Architecture Examples of Model Based Engine Control. *CCSSE. Norrköping, Sweden*, 1999.
- [99] I. ARSIE, C. PIANESE, G. RIZZO, R. FLORA, and G. SERRA. A Computer Code for S.I. Engine Control and Powertrain Simulation. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [100] A. CHEVALIER, M. MÜLLER, and E. HENDRICKS. On the Validity of Mean Value Engine Models During Transient Operation. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [101] A. CHEVALIER, C.W. VIGILD, and E. HENDRICKS. Predicting the Port Air Mass Flow of SI Engines in Air/Fuel Ratio Control Applications. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [102] E. HENDRICKS and S.C. SORENSON. Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines. *Society of Automotive Engineers*, 1990.
- [103] E. HENDRICKS and J.B. LUTHER. Model and Observer Based Control of Internal Combustion Engines. *MECA (Modeling, Emissions and Control in Automotive Engines)*, Salerno, Italy, 2001., 2001.
- [104] I. ARSIE, C. PIANESE, G. RIZZO, and V. CIOFFI. An Adaptative Estimator of Fuel Film Dynamics in the Intake Port of a Spark Ignition Engine. In *3rd IFAC Workshop, Karlsruhe, Germany*. IFAC, 2001.
- [105] J.W. GRIZZLE, J.A. COOK, and W.P. MILAM. Improved Cylinder Air Charge Estimation for Transient Air Fuel Ratio Control. *American Control Conference, Baltimore, June 1994*, 1994.
- [106] J. FANTINI, L. PERON, and C. PERRIER. Engine Control Without Internal Combustion Engine Map : Nonstationary Stochastic State Model for Prediction of Cylinder Air Mass. *Society of Automotive Engineers*, 2002.

- [107] J.D. **POWELL**, N.P. **FEKETE**, and C-F. **CHANG**. Observer-Based Air-Fuel Ratio Control. In *IEEE Control Systems*, 1998.
- [108] A. **STOTSKY**, I. **KOLMANOVSKY**, and S. **ERIKSSON**. Composite Adaptive and Input Observer-Based Approaches to the Cylinder Flow Estimation in Spark Ignition Automotive Engines. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 2004.
- [109] E. **HENDRICKS**, T. **VESTERHOLM**, and S.C. **SORENSEN**. Non Linear, Closed Loop, SI Engine Control Observers. *Society of Automotive Engineers*, 1992.
- [110] J-M. **KANG** and J.W. **GRIZZLE**. Nonlinear Control for Joint Air and Fuel Management in a SI Engine. *American Control Conference*, 1999.
- [111] R.W. **WEEKS** and J.J. **MOSKWA**. Transient Air Flow Rate Estimation in a Natural Gas Engine using a Nonlinear Observer. *Society of Automotive Engineers*, 1994.
- [112] I. **KOLMANOVSKY**, J. **SUN**, and M. **DRUZHININA**. Charge Control for Direct Injection Spark Ignition Engines with EGR. In *American Control Conference*, 2000.
- [113] J.J. **MOSKWA**. *Automotive Engine Modeling for Real Time Control*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA, 1988.
- [114] M. **SCHERER**. *Methoden zur Reduzierung Dynamischer Gemischfehler*. PhD thesis, Universität Gesamthochschule, Germany, 1998.
- [115] J. **LAUBER**. *Moteur à Allumage Commandé avec EGR :Modélisation et Commande Non Linéaires*. PhD thesis, Université de Valenciennes, France, 2003.
- [116] E. **HENDRICKS**. Isothermal vs. Adiabatic Mean Value SI Engine Models. In *3rd IFAC Workshop, Karlsruhe, Germany*. IFAC, 2001.
- [117] M. **JANKOVIC** and S.W. **MAGNER**. Variable Cam Timing : Consequences to Automotive Engine Control Design. In *15th World Congress IFAC, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [118] A.G. **STEFANOPOULOU**, J.S. **FREUDENBERG**, and J.W. **GRIZZLE**. Variable Camshaft Timing Engine Control. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 2000.
- [119] A.G. **STEFANOPOULOU**, J.A. **COOK**, J.W. **GRIZZLE**, and J.S. **FREUDENBERG**. Control-Oriented Model of a Dual Equal Variable Cam Timing Spark Ignition Engine. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1998.
- [120] A.G. **STEFANOPOULOU**, J.A. **COOK**, J.S. **FREUDENBERG**, J.W. **GRIZZLE**, M. **HAGHGOOIE**, and P.S. **SZPAK**. Modeling and Control of a Spark Ignition Engine with Variable Cam Timing. In *Proc. of 4th American Control Conference, Seattle, 1995, pp. 2576-2581*, 1995.
- [121] E. **MILLICH**, C. **BOHN**, H. **BRAUN**, and M. **SCHULTALBERS**. A Highly Efficient Simulation-Based Calibration Method Exemplified by the Charge Control. *Society of Automotive Engineers*, 2005.
-

- [122] A.G. **STEPHANOPOULOU** and I. **KOLMANOVSKY**. Analysis and Control of Transient Torque Response in Engines with Internal Exhaust Gas Recirculation. In *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1999.
- [123] A.G. **STEPHANOPOULOU** and I. **KOLMANOVSKY**. Dynamic Scheduling of Internal Exhaust Gas Recirculation Systems. In *Dynamic Systems and Control Division*. American Society of Mechanical Engineers, 1997.
- [124] J-M. **KANG** and J.W. **GRIZZLE**. Dynamic Control of a SI Engine with Variable Intake Valve Timing. *American Control Conference*, 2002.
- [125] P. **ANDERSSON** and L. **ERIKSSON**. Mean Value Observer for a Turbocharged SI-Engine. *IFAC Symposium*, 2004.
- [126] I. **ANDERSSON**. *Intake Air Dynamics on a Turbocharged SI Engine with Wastegate*. PhD thesis, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Sweden, 2002.
- [127] J. **RÜCKERT**, A. **SCHLOBER**, H. **RAKE**, B. **KINOO**, M. **KRÜGER**, and S. **PI-SCHINGER**. Model Based Boost Pressure and Exhaust Gas Recirculation Rate Control for Diesel Engine With Variable Turbine Geometry. In *3rd IFAC Workshop, Karlsruhe, Germany*. IFAC, 2001.
- [128] M. **NYBERG**, T. **STUTTE**, and V. **WILHELMI**. Model Based Diagnosis of the Air Path of an Automotive Diesel Engine. In *3rd IFAC Workshop, Karlsruhe, Germany*. IFAC, 2001.
- [129] A.G. **STEFANOPOULOU**, O.F. **STORSET**, and R. **SMITH**. Pressure and Temperature-Based Adaptive Observer of Air Charge for Turbocharged Diesel Engines. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 2004.
- [130] D. **UPADHYAY**, V.I. **UTKIN**, and G. **RIZZONI**. Multivariable Control Design for Intake Flow Regulation of a Diesel Engine Using Sliding Mode. In *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*. IFAC, 2002.
- [131] M. **SANS**, M. **FADEL**, and J. **FAUCHER**. Application des Techniques de Commande Prédictive au Contrôle Moteur d'Automobile à Injection Directe. In *Journées Automatique et Automobile*. LAP-ENSEIRB-Université Bordeaux I, 2001.
- [132] J. **SUN**, I. **KOLMANOVSKY**, M. **BOESCH**, and J. **DIXON**. Control of DISI Engines : Analytical and Experimental Investigations. *IFAC*, 2001.
- [133] G. **BORNARD**, F. **CELLE**, G. **DAUPHIN-TANGUY**, G. **GILLES**, J. **LOTTIN**, L. **PRONZATO**, S. **SCAVARDA**, D. **THOMASSET**, and E. **WALTER**. *Systèmes non linéaire. 1.modélisation-estimation*. MASSON S.A., 1993.
- [134] M. **MÜLLER**. Mean Value Modeling of Turbocharged Spark Ignition Engines. Master's thesis, The Technical University of Denmark, Institute of Automation and Department of Energy, 1997.
- [135] M. **KNAAK**, U. **SCHOOP**, and K. **ROEPKE**. Comparison of Different Transient Air Charge Models. *Society of Automotive Engineers*, 2005.
- [136] K. **ÅSTRÖM** and B. **WITTENMARK**. *Computer controlled systems, theory and design*. Prentice Hall, 1984.
- [137] R. **LONGCHAMP**. *Commande Numérique de Système Dynamiques*. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1995.

- [138] J. KAUTSKY, N.K. NICHOLS, and P. VAN DOOREN. Robust Pole Assignment in Linear State and Feedback. In *International Journal Control*, 1985.
- [139] L. ERIKSSON. Mean Value Models for Exhaust System Temperatures. *Society of Automotive Engineers*, 2002.
- [140] J.L. KAINZ and J.C. SMITH. Individual Cylinder Fuel Control with a Switching Oxygen Sensor. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [141] J.C. PEYTON JONES and R.A. JACKSON. Potential and Pitfalls in the Use of Dual Exhaust Gas Oxygen Sensors for Three-Way Catalyst Monitoring and Control. *Institution of Mechanical Engineers*, 2003.
- [142] Y. SHIMASAKI, M. KOBAYASHI, h. SAKAMOTO, M. UENO, M. HASEGAWA, S. YAMAGUCHI, and T. SUZUKI. Study on Engine Management System Using In-Cylinder Pressure Sensor Integrated with Spark Plug. *Society of Automotive Engineers*, 2004.
- [143] P. YOON, S. PARK, M. SUNWOO, I. OHM, and K.J. YOON. Closed-Loop Control of Spark Advance and Air-Fuel Ratio in SI Engines Using Cylinder Pressure. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [144] C. ROBINET. *Combustion initi e par voies non conventionnelles pour les moteurs thermiques : de l' tincelle   l'auto-inflammation pilot e par injection de radicaux (APIR)*. PhD thesis, Université d'Orléans, France, 1999.
- [145] A. TUNESTAL. *The Use of Cylinder Pressure for Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine*. PhD thesis, University of California, USA, 2000.
- [146] A. TUNESTAL. *Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine by the Use of Pressure Sensors*. PhD thesis, Lund Institute of Technology, Sweden, 2001.
- [147] P. TUNESTAL and J.K. HEDRICK. Cylinder Air/Fuel Ratio Estimation Using Net Heat Release Data. In *3rd IFAC Workshop, Karlsruhe, Germany*. IFAC, 2001.
- [148] S. LEONHARDT, N. M LLER, and R. ISERMANN. Methods for Engine Supervision and Control Based on Cylinder Pressure Information. In *Transactions on Mechatronics*. American Society of Mechanical Engineers, 1999.
- [149] M. SELLNAU, F.A. MATEKUNAS, P.A. BATTISTON, C.F. CHANG, and D.R. LANCASTER. Cylinder Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [150] B. IORIO, V. GIGLIO, G. POLICE, and N. RISPOLI. Methods of Pressure Cycle Processing for Engine Control. *Society of Automotive Engineers*, 2003.
- [151] R. M LLER, M. HART, G. KR TZ, M. EICKHOFF, A. TRUSCOTT, A. NOBLE, C. CAVALLONI, and M. GNIELKA. Combustion Pressure Based Engine Management System. *Society of Automotive Engineers*, 2000.
- [152] M. MLADEK. *Cylinder Pressure for Control Purposes of Spark Ignition Engines*. PhD thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, Switzerland, 2003.
-

- [153] F. PONTI, J.C. PIANI, and R. SUGLIA. Residual Gas Model for On-Line Estimation for Inlet and Exhaust Continuous VVT Engine Configuration. In *Avances in Automotive Control*. IFAC Symposium, 2004.
- [154] P. WIBBERLEY and C.A. CLARK. An Investigation of Cylinder Pressure as Feedback for Control of Internal Combustion Engines. *Society of Automotive Engineers*, 1989.
- [155] E.H. GASSENFEIT and J.D. POWELL. Algorithms for Air-Fuel Ratio Estimation Using Internal Combustion Engine Cylinder Pressure. *Society of Automotive Engineers*, 1989.
- [156] I. ARSIE, C. PIANESE, and G. RIZZO. Estimation of Air/Fuel Ratio and Cylinder Wall Temperature from Pressure Cycle in SI Automotive Engines. In *Workshop Advances in Automotive Control*, 1998.
- [157] V. GIGLIO, B. IORIO, G. POLICE, and N. RISPOLI. In Cylinder Pressure Measurement for Control and Diagnostics in Spark Ignition Engines. *The Seventh International Conference on Engines for Automobile, ICE 2005*, 2005.
- [158] P. ANDERSSON. *Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark Ignited Engines*. PhD thesis, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Sweden, 2002.
- [159] L. ERIKSSON and I. ANDERSSON. An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine. *Society of Automotive Engineers*, 2002.
- [160] M. HART. *Auswertung Direkter Brennraumintormationen am Verbrennungsmotor mit Estimationstheoretischen Methoden*. PhD thesis, Universität Gesamthochschule, Germany, 1999.
- [161] M. HART and M. ZIEGLER. Adaptive Estimation of Cylinder Air Mass Using the Combustion Pressure. *Society of Automotive Engineers*, 1998.
- [162] N. MÜLLER and R. ISERMANN. Control of Mixture Composition using Cylinder Pressure Sensors. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [163] I. ARSIE, G. FLAUTI, C. PIANESE, and G. RIZZO. Cylinder Thermal State Detection from Pressure Cycle in SI Engines. In *Proc. of 4th International Conference on Internal Combustion Engines : Experiments and Modeling, Capri, sept. 12-16 1999, pp. 581-588*, 1999.

Annexe A

Démonstration de la loi de section de passage du papillon

Afin de déterminer le débit de gaz traversant le papillon, la relation de St Venant est utilisée (eq. 2.13). Cette équation permet de calculer un débit massique surfacique. Il est donc indispensable de connaître la section de passage des gaz afin de déterminer le débit massique. La figure (FIG. A.1) schématise un papillon de profil, en coupe, en position fermée, avec les différentes notations utilisées.

Le volet du papillon est constitué d'une ellipse dont le grand axe passe par les arêtes A et C, le petit axe passe par O et d'épaisseur ep . Le volet du papillon est articulé autour d'un pivot (axe du papillon) dont le rayon est noté r . Le calcul de la section de passage des gaz doit tenir compte de ces éléments.

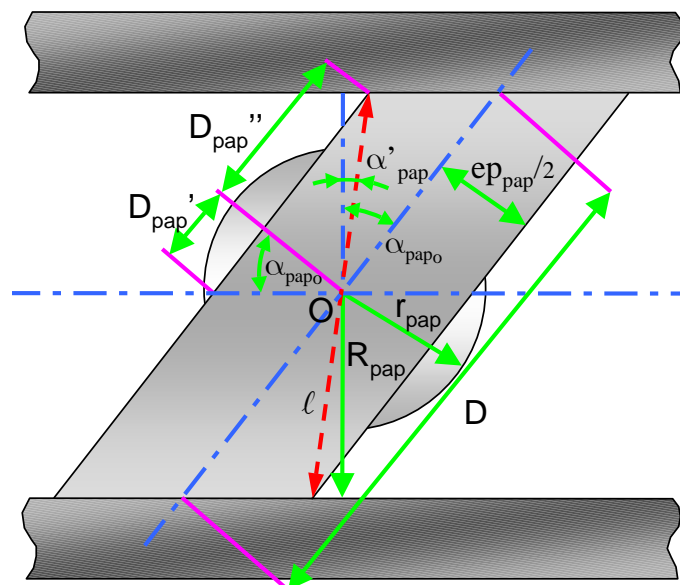


FIG. A.1: Papillon

La section de passage des gaz est constituée par la section du papillon moins la projection verticale de l'ensemble volet (S_{elli}) et axe du papillon (S_{axe}).

Voici ce qu'il en résulte pour l'ouverture du papillon (eq. A.1).

$$S_{papgeo} = \pi R_{pap}^2 - S_{axe} - 2S_{elli} \quad (A.1)$$

En raison du montage symétrique du volet dans le conduit, on peut substituer le disque réel du volet du papillon par un disque idéal ayant une épaisseur $ep=0$ et un angle de correction α'_{pap} . Le calcul de α'_{pap} résulte des équations (eq. A.2) à (eq. A.8).

$$\alpha'_{pap} = arccos \left(\frac{R_{pap}}{l} \right) \quad (A.2)$$

$$l = \sqrt{\left(\frac{ep_{pap}}{2} \right)^2 + D''_{pap}} \quad (A.3)$$

$$D''_{pap} = \frac{D_{pap}}{2} - \frac{ep_{pap}}{2} \tan \alpha_{pap0} \quad (A.4)$$

$$D_{pap} = \frac{2R_{pap}}{\cos \alpha_{pap0}} \quad (A.5)$$

$$D'_{pap} = \frac{ep}{2} \tan \alpha_{pap0} \quad (A.6)$$

$$\frac{D_{pap}}{2} = D'_{pap} + D''_{pap} \quad (A.7)$$

$$\alpha'_{pap} = arccos \left(\frac{R_{pap}}{\sqrt{\frac{ep_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos \alpha_{pap0}} - \frac{ep_{pap}}{2} \tan \alpha_{pap0} \right)^2}} \right) \quad (A.8)$$

α_{pap0} correspond à l'angle du volet du papillon en position fermée. L'angle d'ouverture géométrique effectif s'obtient comme suit (eq. A.9).

$$\check{\alpha}_{pap} = \alpha_{pap} - \alpha_{pap0} + \alpha'_{pap} \quad (A.9)$$

La surface de projection des pivots de l'axe se compose de deux segments de cercle et d'un rectangle (FIG. A.2).

La surface elle-même dépend seulement de r_{pap} et R_{pap} , et peut être calculée avec les équations (eq. A.10) à (eq. A.12).

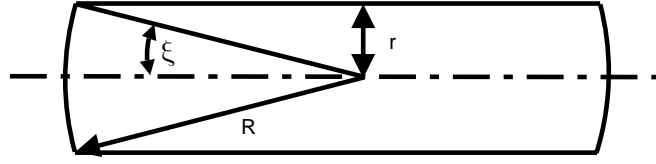


FIG. A.2: Axe papillon admission

$$S_{axe} = 4 \int_0^{\xi} \int_0^{R_{pap}} R_{pap} u d\alpha dR_{pap} + 2R_{pap} r_{pap} \cos \left(\arcsin \left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}} \right) \right) \quad (\text{A.10})$$

$$\xi = \arcsin \left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}} \right) \quad (\text{A.11})$$

$$S_{axe} = 2R_{pap}^2 \arcsin \left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}} \right) + 2R_{pap} r_{pap} \sqrt{1 - \frac{r_{pap}}{R_{pap}}} \quad (\text{A.12})$$

En faisant la projection du volet du papillon perpendiculairement au conduit du papillon, on obtient deux segments d'une ellipse. En partant de l'équation générale de la section d'une ellipse (eq. A.13), R_{pap} correspond au grand demi-axe et ζ au petit.

$$S = a b \arccos \left(\frac{y}{b} \right) - x y \quad (\text{A.13})$$

Le segment de l'ellipse est limité par le rayon du pivot $y = \frac{ep_{pap}}{2}$. La surface totale d'un segment d'ellipse S_{elli} est déterminée par les équations (eq. A.14) et (eq. A.15).

$$x = R_{pap} \sqrt{1 - \frac{ep_{pap}^2}{\zeta^2}} \quad (\text{A.14})$$

$$S_{elli} = R_{pap} \zeta \arccos \left(\frac{r_{pap}}{\zeta} \right) - R_{pap} \sqrt{1 - \frac{ep_{pap}^2}{\zeta^2}} \quad (\text{A.15})$$

La hauteur ζ correspond à la distance des extrémités A et C. Le calcul de ζ peut être obtenu par les équations (eq. A.16) à (eq. A.18).

$$\zeta = l \cos \check{\alpha}_{pap} \quad (\text{A.16})$$

$$\zeta = l \cos \left[\alpha_{pap} - \alpha_{pap0} + \arccos \left(\frac{R_{pap}}{l} \right) \right] \quad (\text{A.17})$$

$$l = \sqrt{\frac{ep_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos \alpha_{pap_0}} - \frac{ep_{pap}}{2} \tan \alpha_{pap_0} \right)^2} \quad (\text{A.18})$$

La section de passage des gaz est donnée par la relation (eq. A.19)

$$S_{pap_{géo}} = 2R_{pap}^2 \left[\frac{\pi}{2} - \frac{r_{pap} \sqrt{1 - \frac{r_{pap}^2}{R_{pap}^2}}}{R_{pap}} - \arcsin \left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}} \right) \right] - 2R_{pap} \left(\zeta \arccos \left(\frac{r_{pap}}{\zeta} \right) - r_{pap} \sqrt{1 - \frac{r_{pap}^2}{\zeta^2}} \right) \quad (\text{A.19})$$

avec

$$\zeta = \sqrt{\frac{ep_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos(\alpha_{pap})} - \frac{ep_{pap}}{2} \tan(\alpha_{pap_0}) \right)^2}$$

$$\cos \left\{ \alpha_{pap} - \alpha_{pap_0} + \arccos \left(\frac{R_{pap}}{\sqrt{\frac{ep_{pap}^2}{4} + \left(\frac{R_{pap}}{\cos(\alpha_{pap_0})} - \frac{ep_{pap}}{2} \tan(\alpha_{pap_0}) \right)^2}} \right) \right\}$$

Annexe B

Détermination du nombre de Reynolds au col du papillon

Le papillon a été caractérisé dans le paragraphe (cf. §4.4.1) afin de pouvoir prédire le débit d'air entrant dans le collecteur d'admission. Il a donc fallu déterminer le coefficient de débit pour modéliser le papillon. Afin de comprendre l'évolution du coefficient de débit, il est nécessaire de connaître le régime d'écoulement. Pour cela, il faut déterminer le nombre de Reynolds (eq. B.1).

$$Re = \frac{\bar{U}_p D_h}{\nu} \quad (\text{B.1})$$

Il faut donc déterminer le diamètre hydraulique du papillon ainsi que la vitesse de l'air au col. Le diamètre hydraulique est fonction de la section de passage des gaz et du périmètre du col (eq. B.2).

$$D_h = \frac{4S}{\mathbb{P}} \quad (\text{B.2})$$

Le périmètre du volet est approximé par la relation (eq. B.3). En effet, le volet est une ellipse.

$$\mathbb{P}_{volet} = \pi \sqrt{\frac{D_{pap}^2}{2} + \frac{D_{pap}^2}{2 \cos^2(\alpha_{pap_0})}} \quad (\text{B.3})$$

Le périmètre de l'axe, représenté en rouge sur la figure (FIG. B.1) est donné par la relation (eq. B.4).

$$\mathbb{P}_{axe} = 2 D_{pap} \xi \quad (\text{B.4})$$

Le périmètre du col est constitué par le périmètre du volet et du diamètre du papillon moins celui de l'axe. Le périmètre du col est donné par (eq. B.5).

$$\mathbb{P}_{col} = \pi D_{pap} \left[1 - \frac{2\xi}{\pi} + \sqrt{\frac{1 + \cos^2(\alpha_{pap_0})}{2}} \right] \quad (\text{B.5})$$

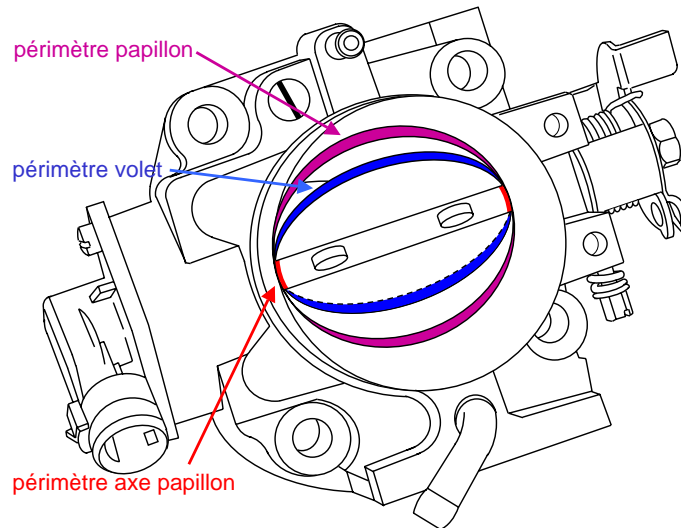


FIG. B.1: Boitier papillon.

La vitesse des gaz est déterminée à partir du débit de gaz (eq. B.6) traversant le papillon.

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho S_{pap}} \quad (\text{B.6})$$

La masse volumique au niveau du papillon est fonction de la pression et de la température collecteur (eq. B.7).

$$\rho = \frac{p_{col}}{r T_{col}} \quad (\text{B.7})$$

En injectant les équations (eq. B.2), (eq. B.5), (eq. B.6) et (eq. B.7) dans (eq. B.1), on peut exprimer le nombre de Reynolds par la relation (eq. B.8).

$$Re = \frac{4 \dot{m} r T_{col}}{\nu p_{col} \pi D_{pap} \left[1 - \frac{2 \arcsin\left(\frac{r_{pap}}{R_{pap}}\right)}{\pi} + \sqrt{\frac{1 + \cos^2(\alpha_{pap0})}{2}} \right]} \quad (\text{B.8})$$

Annexe C

Caractéristiques du moteur utilisé

Tous les essais ont été réalisés sur le même moteur. C'est ce même moteur qui a été modélisé et dont le modèle est présenté dans le chapitre sur la modélisation (chapitre 2). Il s'agit d'un moteur mono-cylindre de 500 cm^3 dont les caractéristiques sont représentatives d'un moteur de série d'une cylindrée de 2 L . Les caractéristiques du moteur sont les suivantes (TAB. C.1).

nombre de cylindres	1
nombre de soupapes admission / échappement	2 / 2
alésage : A	88 <i>mm</i>
course : C	82 <i>mm</i>
cylindrée unitaire : $V_{cyl} = \pi \cdot \frac{A^2}{4} \cdot C$	498,7 cm^3
rapport volumétrique : Tx	10,1
levées de soupapes maxi admission/échappement	9,6 / 9,4 <i>mm</i>
diamètres des soupapes admission/échappement	29,5 / 26,6 <i>mm</i>

TAB. C.1: Données géométriques du mono-cylindre.

Table des figures

1.1	Schéma d'un moteur.	7
1.2	Cycle à 4 temps d'un moteur à allumage commandé.	9
1.3	Diagramme de Clapeyron pour un cycle réel et le cycle enveloppe associé. $N = 1000 \text{ tr/min}$, $OF = 1,16^\circ/\text{m}$, $p_{col} = 500 \text{ (mbars)}$, $\phi = 1,02$, $AA = 31^\circ V$	10
1.4	Evolution de la constante d'équilibre du NO.	11
1.5	Evolution des émissions de polluants en fonction de la richesse.	12
1.6	Evolution du coefficient isentropique en fonction de la richesse. $\chi_{res} = 0,15$. Rendement théorique en fonction de la richesse pour différents rapports volumétriques. $\chi_{res}=0,15$	14
1.7	Système d'EGR. (source : NISSAN)	15
1.8	Influence de la recirculation des gaz d'échappement sur les émissions d'oxydes d'azote.	16
1.9	Température des gaz dans le cylindre et rendement global pour différentes richesses à $PME = 2,13 \text{ bars}$. $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^\circ/\text{m}$	18
1.10	Pertes par pompage.	18
1.11	Influence de l'EGR en mélange pauvre sur les concentrations en gaz.	24
2.1	Organigramme modélisation.	28
2.2	Débit massique adimensionné. Dérivée du débit massique	33
2.3	Effet de la pression et de la température sur la viscosité cinématique des gaz.	36
2.4	Estimation de la température des parois d'après le modèle [19]. $T_{liq} = 85^\circ C$	37
2.5	Estimation de la fraction massique brûlée et la loi de combustion d'après la loi de Vibé. $\theta_{comb} = 60^\circ V$	38
2.6	Diagramme PV pour différentes avances à l'allumage. Parabole d'avance à l'allumage. Le travail est représenté par les o et les pertes aux parois par les +.	40
2.7	Evolution de la puissance cédée aux parois pour différentes valeurs d'avance à l'allumage.	40
2.8	Diagramme PV pour différentes richesses.	41
2.9	Débit massique pour différentes richesses.	42
2.10	Dégagement de chaleur pour différentes durées de combustion. Diagramme PV pour différentes durées de combustion.	43
2.11	Travail indiqué pour différentes durées de combustion.	43

2.12	Avance à l'allumage optimale et travail indiqué associé en fonction de la durée de combustion.	44
2.13	Diagramme PV pour différentes températures de parois.	44
2.14	Diagramme PV pour différentes épures de distribution.	45
2.15	Débit massique pour différentes épures de distribution.	46
2.16	Pression collecteur pour différents volumes à iso-ouverture papillon. Effet du volume du collecteur sur le débit de gaz admis.	47
2.17	Détermination du débit moyen à iso pression collecteur.	47
2.18	Influence de la variation de la pression collecteur durant le cycle sur le débit de gaz admis.	48
2.19	Effet du volume du collecteur sur les phases transitoires. Transitoire de p_{col} sur un moteur suralimenté. Source [22].	48
2.20	Flux de chaleur aux parois avec viscosité cinématique fixe ou variable. $p_{col} = 860 \text{ mbars}$. Evolution des pertes aux parois pour différentes p_{col} . $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, $AA = 30^\circ V$	49
2.21	Coefficient de convection pour différentes p_{col} . Flux de chaleur surfacique avec coefficient de convection variable. $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, $AA = 30^\circ V$	50
2.22	Simulation des débits avec prise en compte de l'acoustique.	50
3.1	Moyens expérimentaux mis en oeuvre.	54
3.2	Détermination des aires de surface de passage durant le croisement.	58
3.3	Schéma de la chambre de combustion.	59
3.4	Calcul et estimation du facteur de croisement associé à l'erreur commise.	60
3.5	Cycle théorique de Beau de Rochas à charge partielle.	61
3.6	Influence de AOA sur le rapport volumétrique.	62
3.7	Représentation simplifiée d'un FID.	64
3.8	Courant produit par un FID.	66
3.9	Signal de sortie d'un FID en fonction de la concentration en HC. Source [76].	66
3.10	Coupe d'un FID rapide.	67
3.11	Influence de la fluctuation de pression dans l'échantillon prélevé. Influence de la pression sur le signal délivré par le FID.	68
3.12	Influence de la pression sur le signal délivré par le FID. Source [77]	68
3.13	Influence de l'oxygène sur la réponse d'un FID. Débit de $4,13 \cdot 10^{-3} \text{ mole/s}$ de n-heptane dans un flux d'argon de $60 \text{ cm}^3/\text{min}$; débit d'air : $800 \text{ cm}^3/\text{min}$. Source [76].	69
3.14	Erreur engendrée par la présence d'oxygène dans le gaz prélevé (Perkin-Elmer détecteur à ionisation de flamme ; débit d'air : 175 ml/min . carburant : hydrogène, débit de carburant $6 - 38 \text{ ml/min}$; prélèvement : 100, 303 et 1010 ppm n-hexane dans de l'azote dilué avec différentes quantités d'oxygène ; débit prélevé 3 ml/min). Source [76].	70
3.15	Ligne de prélèvement d'un FID.	71
3.16	Sonde de prélèvement d'un FID.	71
3.17	Méthode de dilution successive.	72
3.18	Résultats de calcul du logiciel satflap.	77

3.19	Augmentation des HC à l'échappement avec coupure d'allumage. $p_{col} = 374 \text{ mbars}$, $OF = 0,58^\circ/m$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1,09$, $T_x = 11,5$.	77
3.20	Concentration moyenne en HC sur un cycle en fonction du nombre de points moyennés. Gradient de la concentration moyenne en HC sur un cycle en fonction du nombre de points moyennés.	78
3.21	Fraction de gaz résiduels au cours des cycles. Nombre de cycles pour évacuer 95% des résiduels (<i>Dec</i>).	79
3.22	Facteur de croisement en fonction du croisement. AOA et RFE associé pour les épures étudiées.	80
3.23	Implantation de la sonde pour prélever dans le cylindre.	80
3.24	Pression cylindre avec et sans prélèvement. $N = 1000 \text{ tr/min}$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $OF = 1,16^\circ/m$	82
3.25	Pression cylindre durant le prélèvement pour 2 pressions collecteur et 2 régimes.	83
3.26	Débit de gaz prélevés en fonction de la durée d'ouverture de la sonde et de la pression dans le collecteur. Pourcentage de gaz prélevés en fonction de la durée d'ouverture de la sonde et de la pression dans le collecteur. $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$	84
3.27	Masse molaire des gaz pour différentes richesses et taux de résiduels. Erreur entre les gaz frais et brûlés.	86
3.28	Erreur sur les résiduels.	87
3.29	Répétabilité de la mesure de résiduels. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 400 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$	90
3.30	Température à la fermeture de l'admission pour différentes épures. $N = 1000 \text{ tr/min}$. Pourcentage de résiduels pour différentes épures. $N = 1000 \text{ tr/min}$	91
3.31	Banc de soufflerie de culasse.	92
3.32	Ecoulement des gaz autour d'une soupape en sens direct et inverse pour différentes levées de soupape.	92
3.33	Coefficient de débit des soupapes.	93
3.34	Principe de dilution des gaz.	93
3.35	Principe de l'effet piston.	94
3.36	Débit massique calculé par Wave. $OF = 2,83^\circ/m$, $p_{col} = 743 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$	94
3.37	Pression cylindre et pression dans la chapelle admission simulées. $OF = 0,58^\circ/m$, $p_{col} = 400 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$	95
3.38	Mesures expérimentales des résiduels comparées aux valeurs simulées. . .	96
3.39	Température dans le cylindre à la fermeture des soupapes d'admission. $\phi = 1$	97
3.40	Modèle de résiduels pour $OF = 0,58^\circ/m$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$	99
3.41	Erreurs entre le modèle et les mesures.	100
3.42	Extrapolation du modèle pour une application turbo pour différentes contre-pressions. Influence de la contre-pression échappement sur l'erreur commise sur les résiduels.	102
4.1	Schéma d'un moteur.	110

4.2	Schématisation d'un système ouvert.	111
4.3	Séquencement de l'injection.	111
4.4	Echantillonnage d'un signal à une période te	113
4.5	Synthèse de l'observateur.	116
4.6	Papillon d'admission. Coupe d'un papillon.	117
4.7	Section de passage du papillon adimensionné	117
4.8	Débits du papillon d'admission et coefficient de débit pour les régimes de $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N = 2000 \text{ tr/min}$	118
4.9	Modélisation du papillon pour un débit isenthalpique.	119
4.10	Coefficient de débit.	119
4.11	Débit d'air admis et remplissage moteur pour $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $N =$ 2000 tr/min à différentes p_{col}	120
4.12	Moyens d'essais d'estimation de la quantité de gaz recirculés pour la ca- libration de la vanne EGR.	120
4.13	Débit d'EGR de la vanne. Vanne EGR utilisée.	121
4.14	Remplissage moteur pour 2 régimes.	122
4.15	Débits de gaz.	123
4.16	Estimation de la pression, de la température ainsi que les erreurs com- mises pour différents transitoires de papillon et d'EGR.	124
4.17	Evolution de la matrice d'état.	125
4.18	Pressions collecteurs.	127
4.19	Erreurs des pression et température dans le collecteur à matrice d'état fixe et variable.	128
4.20	Corrélogramme sur les erreurs de pression et de température.	130
4.21	Influence des pôles sur l'erreur d'estimation commise.	130
4.22	Estimation de la pression collecteur.	131
4.23	Concentration dans le collecteur d'admission pour les espèces chimiques.	140
4.24	Concentration à l'échappement pour les espèces chimiques.	141
4.25	Richesse à plusieurs endroits.	142
5.1	Méthode d'estimation de la pression cylindre.	147
5.2	Principe du calcul itératif. $OF = 0,58 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N =$ 2000 tr/min , $\phi = 1$	148
5.3	Moyens d'essais.	149
5.4	Méthode d'estimation de la masse et de la température dans le cylindre à partir de la mesure de la pression dans le cylindre.	150
5.5	Diagramme de Clapeyron pour une compression polytropique.	152
5.6	Approximation polynômiale du coefficient polytropique de la pression moyenne. $OF = 0 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$, $AA = 26^\circ V$	155
5.7	Coefficient polytropique linéaire pour 4 plages de calcul. $OF = 0 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$	156
5.8	Coefficient polytropique pour 4 pas d'échantillonnage. $OF = 0 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$	157
5.9	Coefficient polytropique de l'algorithme. $OF = 0 \text{ }^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 0,99$	158

5.10	Calcul des échanges de chaleur. $OF = 0, 58^\circ/m$, $N = 2000\text{tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	159
5.11	Convergence du modèle pour différentes conditions initiales. $OF = 0, 58^\circ/m$, $p_{col} = 500\text{ mbars}$, $N = 2000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	161
5.12	Convergence du modèle pour différents gains de retour. $OF = 0, 58^\circ/m$, $p_{col} = 500\text{ mbars}$, $N = 2000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	161
5.13	Effet du moyennage des cycles sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreur. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	162
5.14	Effet du positionnement de la zone réduite sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$.	163
5.15	Effet du nombre de points de mesures sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$, déphasage : $24^\circ V$.	164
5.16	Effet de l'échantillonnage sur la pression. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$. Effet de la période d'échantillonnage sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$, recalage pour une période d'échantillonnage de $1^\circ V$.	165
5.17	Effet de la période d'échantillonnage sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$.	166
5.18	Effet du régime sur l'estimation de la masse et de la température. Recalage : $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, p_{col} de 600 mbars , $\phi = 1$ et $OF = 0^\circ/m$, $N = 2000\text{ tr}/\text{min}$, p_{col} de 600 mbars , $\phi = 1$.	167
5.19	Effet de la pression collecteur sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	167
5.20	Effet de la richesse sur l'estimation de la masse et de la température. Intervalles d'erreurs. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 900\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$.	168
5.21	Effet de la distribution du moteur sur l'estimation de la masse et de la température. $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$, déphasage : $24^\circ V$.	169
5.22	Effet de la pression cylindre et la température des gaz d'échappement sur l'estimation de la masse et de la température. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	171
5.23	Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différentes erreurs maximales fixées. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $N = 1000\text{tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	172
5.24	Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différentes pressions collecteur. Erreur maximale sur la masse de 5%. Erreur maximale sur la température de 5%. Recalage effectué sur le point $p_{col} = 600\text{ mbars}$, $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000\text{ tr}/\text{min}$, $\phi = 1$.	173

5.25	Zone de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. Erreur maximale sur la masse de 5%. Erreur maximale sur la température de 5%. $OF = 0^\circ/m$, $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, déphasage = $24^\circ V$, période d'échantillonnage de $1^\circ V$	174
5.26	Erreurs sur la masse et la température pour 7 modèles de pertes aux parois à différentes pressions collecteur. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, déphasage = $24^\circ V$, période d'échantillonnage de $1^\circ V$	175
5.27	Etendue du domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, déphasage : $24^\circ V$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$	176
5.28	Etendue du domaine de validité de la méthode d'estimation de la masse pour différents modèles de pertes aux parois. $OF = 0^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$, recalage sur $p_{col} = 600 \text{ mbars}$, déphasage : $24^\circ V$, échantillonnage angulaire : $1^\circ V$	177
A.1	Papillon	193
A.2	Axe papillon admission	195
B.1	Boitier papillon.	198

Liste des tableaux

1	Evolution des normes de pollution.	1
1.1	Moteurs à combustion interne et externe. Source [1].	5
1.2	Analyse de gaz par baie 5 gaz. $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^\circ/m$	19
1.3	Influence de l'avance à l'allumage sur les NO_x . $p_{col} = 500 \text{ mbars}$, $N =$ 2000 tr/min , $OF = 0,58^\circ/m$, $\phi = 0,97$	20
1.4	Analyse de gaz pour 5 pressions collecteur par baie 5 gaz à $PME=2,13$ bars . $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^\circ/m$	21
1.5	Emissions de gaz pour 5 pressions collecteur par baie 5 gaz à $PME=2,13$ bars . $N = 2000 \text{ tr/min}$, $OF = 0,58^\circ/m$	22
1.6	Récapitulatif des essais. $N = 2000 \text{ tr/min}$	22
2.1	Données géométriques du moteur simulé.	39
2.2	Influence de l'épure de distribution sur les pertes par pompage et le débit de gaz admis.	45
2.3	Pression collecteur moyenne et débit d'admission pour différents volumes collecteurs.	47
2.4	Valeurs des débits en simulation et expérience.	51
3.1	Principales techniques de détermination des gaz résiduels.	55
3.2	Avantages et inconvénients des principales techniques de détermination des gaz résiduels.	57
3.3	Correspondance entre le croisement et le jeu aux soupapes pour diffé- rentes épures de distribution.	63
3.4	Caractéristiques du FID.	73
3.5	Données géométriques de la vanne de prélèvement.	82
3.6	Type de mesure pour l'analyse de gaz.	88
3.7	Essais réalisés pour recalcr le modèle de résiduels.	98
3.8	Erreur d'estimation commise par le modèle pour différentes épures de distribution avec prise en compte de Γ ou OF dans le modèle.	99
3.9	Erreur d'estimation commise par le modèle pour différents points de fonc- tionnement et pour 2 modèles recalés.	100
3.10	Sensibilité des résiduels à la richesse. $OF = 0,58^\circ/m$, $N = 1000\text{tr/min}$, $p_{col} = 500 \text{ mbars}$	103
3.11	Calcul des résiduels par effet piston. $OF = 0,41^\circ/m$, $N = 1000 \text{ tr/min}$, $\phi = 1$	104
3.12	Influence des variables sur les résiduels.	104

4.1	Modèles utilisés dans les contrôles pour moteurs essences et diesels. . . .	109
4.2	Valeurs de skewness et de kurtosis pour différentes distributions.	126
4.3	Erreurs sur les pression et température pour la matrice d'état fixe ou variable, $t_e=720^\circ V$, $N=2000 \text{ tr}/\text{min}$	127
4.4	Erreurs sur les pression et température pour différentes périodes d'échantillonnage, $N=2000 \text{ tr}/\text{min}$	129
4.5	Erreurs sur les pression et température pour différentes valeurs de pôles, $N=2000 \text{ tr}/\text{min}$	131
5.1	Méthodes d'estimation de la masse et de la richesse à partir de la pression cylindre.	146
5.2	Influence des paramètres sur l'erreur de la méthode d'estimation.	170
C.1	Données géométriques du mono-cylindre.	199

Index

A

Acoustique 28, 45, 50, 56, 95
Analyse
 gaz cylindre 80, 81, 84, 90
 gaz échappement . 54, 72, 80, 81, 85,
 87, 89, 96, 141
Autocorrélation 129

B

Balayage moteur 78, 79
Biais 128, 130, 132
Boucle
 basse pression 18, 19
 fermée 107
 haute pression 18, 19

C

Coefficient
 convection 13, 41, 49
 débit 31, 84, 91, 92, 118
 décroissance 78, 79
 isentropique 14, 18, 21, 42
 polytropique 151, 154–159, 165
Combustion 6, 23, 27, 35, 37–42, 53, 65,
 75, 76, 87, 136, 139, 140, 142,
 147
 chambre 15, 16, 56, 57
 durée 42
 modèle 37, 38
 mélange pauvre 19, 23
 mélange riche 86
 produits 38
 équation 38, 75, 85, 86, 136
Concentration
 collecteur .. 115, 133, 134, 139, 140
 cylindre 55, 115, 136, 137, 140, 142
 espèces 132–134, 136, 137, 139, 140
 espèces chimiques 115
 gaz 23, 56

 échappement 115, 133, 135, 140
Conditions initiales 114, 160
Conservation
 masse 91, 110, 136
 énergie 29, 34, 91, 111
Contrôle moteur. 25, 53, 57, 169, 179
Croisement
 facteur 58, 59, 79
 soupapes .. 9, 59, 62, 79, 93, 97, 98,
 100, 101, 169
Cycle 8
 réel 10
 théorique 10, 57

D

Dilution . 53, 72, 79, 80, 90, 96, 97, 103,
 105, 139
Discrétisation 114
Dissociation 11, 21
Débit
 air 21, 24, 27, 29–31, 42, 44, 45, 84,
 91, 95, 101, 108, 115, 116, 118,
 120, 122, 141, 168
 back-flow .. 57, 58, 60, 94, 101, 102
 cylindre 108, 141
 instantané 42, 92, 94, 101
 modélisation 27, 29–32
 prélèvement 63, 65–67, 83, 84
Dégagement chaleur 38, 41–44, 146
DéTECTEUR Ionisation de Flamme
 cf FID 54

E

Echantillonnage 113, 164, 165
Efficacité volumétrique 121, 122
EGR 6, 15, 16, 23, 25, 27, 107, 108, 141,
 142
 calibration vanne EGR 120
 circuit 15

- débit 115, 120, 123, 132, 133
 vanne EGR . 108, 110, 120, 121, 133
- Emissions . 6, 10, 11, 15, 19–21, 25, 107
- Energie
 chimique 6, 41
 combustion 37, 38, 42, 146
 conservation 29, 34, 91, 111
 potentielle 29
- Enthalpie 27, 29, 33, 34
- Epure distribution 61, 62, 101
- Erreur
 débit air 95
 FID 69
 gaz résiduels 98
 masse cylindre . . 162–166, 168, 171,
 172, 175, 176
 masse molaire 86
 pression 147, 151, 153, 154, 160
 pression collecteur 123
 pression cylindre 170, 171, 177
 résiduels 87, 98, 99, 102, 103
 statique 115, 132
 température collecteur 123
 température cylindre . 162, 171, 172,
 175, 176
 température échappement . . 171, 177
- Espèces chimiques 28, 31, 34, 38, 91, 93,
 108, 115, 132–135, 147
- Estimation
 débit air 108, 116
 débit EGR 133
 gaz résiduels . . . 53, 59, 61, 73, 102,
 153, 160
 masse air 111
 masse cylindre . . 148, 149, 154, 160,
 161, 164, 166, 170
 pression collecteur 123, 132
 pression cylindre 147–149, 151
 température cylindre 154, 170
- F**
FID
 calibration 66, 71
 combustion 65
 FID 54, 63, 65–67
 interférence oxygène 69
- réglages 72
 réponse 66
 sensibilité pression 67
 traitement signal 76
- G**
Gain
 intégrale 115
 proportionnel . . . 115, 132, 153, 160
- Gaz**
 brûlés 107, 108
 frais 53, 91, 108
 inertes 15
 neutres 23, 108
 résiduels . 53, 55–57, 60, 61, 72–76,
 78–81, 84–91, 93–99, 101–105,
 108, 135, 139–142, 148, 152,
 153, 160, 169, 179
 résiduels (influence richesse) 61
 résiduels (modèle) . . 61, 62, 91, 101
 résiduels (techniques de mesure) . 55
 résiduels (volumes morts) 61
 section passage 58, 116
- I**
Inertie 145
 gaz 8–10, 28, 29, 45, 50, 56, 95, 145
 thermique 36
- L**
Levée
 soupape 58, 59, 83, 92
 vanne EGR 121, 132–134
- Linéarisation** 112
- M**
Moment statistique
 kurtosis 125–128
 moyenne 125
 skewness 125–128
 variance 125
- Moteur**
 admission 8
 caractéristiques 187
 compression 8
 détente 9
 fonctionnement 6
 géométrie 92

- types 1, 5
échappement 9
Moyens expérimentaux 54, 81
Mélange
 pauvre .. 2, 6, 14, 17–19, 21–23, 25,
 42, 75, 76, 85, 86, 108, 140
 riche 38, 41, 42, 71, 75, 76, 86
 stœchiométrie 17, 23, 25, 38, 41
- O**
Observateur 107, 115, 119
OF cf croisement 58
Oxydes azote 2, 6, 10, 11, 15, 19–21, 25
- P**
Papillon
 modélisation 27
 section passage 31, 117
Pertes
 charge 8, 27, 120, 122
 parois 6, 9, 17, 21, 27, 35, 36, 40–44
 parois (modèle) . 27, 35, 41, 49, 152,
 162, 163, 167, 168
 pompage 6, 13, 18, 25
Placement de pôles 130
Premier principe 110, 146
Pression
 admission 8, 62, 95, 101, 102
 collecteur 108, 110, 112, 113,
 121–123, 131–134, 141, 142,
 148, 162, 166–168, 172, 174,
 175
 cylindre 78, 81, 83, 84, 95, 145,
 147–149, 151, 153, 154, 161,
 162, 165, 169–171, 174
 prélèvement 83
 rapport de pression ... 118, 120, 121
Prélèvement
 cylindre 55, 67, 71, 72, 80, 81
 débit 84
 FID 70, 77
 pourcentage 84
 pression 82
Pôles 132
- Q**
Quantité mouvement 91
- R**
Rapport
 volumétrique 6, 8, 14
 volumétrique effectif 99
Rapport volumétrique 61, 62
Rapport volumétrique effectif 62
Remplissage .. 7, 8, 41, 45, 46, 108, 119,
 121, 122, 132, 145
Rendement
 combustion 19
 global 2, 6, 13, 14, 17, 18, 25
 indiqué 9, 19, 43
 théorique 14, 18
 volumétrique 7
Richesse ... 7, 20, 21, 23, 29, 41, 53, 76,
 140
 cylindre ... 137, 138, 141, 142, 145,
 146, 149, 168
 définition 108, 141, 142
 mélange pauvre 76
 mélange riche 76
 papillon 141, 142
Répétabilité mesure 87, 89
- S**
Sensibilité modèle 149
 déphasage 163
 nombre de cycles 162
 nombre de points de mesure ... 164
 pression collecteur 167
 richesse 168
 régime moteur 166
 résiduels 102
 échantillonnage 164
 épuration de distribution 168, 169
Sonde
 prélèvement cylindre 81–84
 prélèvement FID 54, 77
Système ... 107, 109, 112, 114, 115, 134
 discret 113
 linéaire 112
- T**
Temps
 réponse 67, 77, 123, 145, 163
 séjour 20, 72, 78, 169
 transport 77, 133, 134

Température

- fermeture admission 90
- collecteur . . 110, 112, 113, 123, 131
- correction 121
- cylindre . 6, 9, 11, 14–17, 25, 96, 97,
148, 162, 168, 170
- EGR.....15, 132
- fermeture admission.....90, 97
- FID.....69, 70
- parois . 36, 44, 45, 97, 148, 149, 168
- parois (modèle) 36
- référence . . . 149, 152, 154, 170, 173
- échappement 97, 102, 103, 154, 170,
171, 174

Transitoire

- EGR 23
- papillon 123

Travail

- indiqué 9
- mécanique.....6, 8
- pompage 13, 18

V

- Vibé (modèle) 27, 37
- Viscosité 36, 41, 49

Z

- Zeldovich 10

Résumé

Le contrôle des moteurs à allumage commandé est devenu capital pour satisfaire la législation sur les émissions polluantes tout en garantissant un bon agrément de conduite.

L'objectif était d'estimer la masse et la composition des gaz dans le cylindre d'un moteur à partir de lois physiques afin d'assurer un meilleur contrôle des phases transitoires en prenant en compte les gaz résiduels et les gaz recirculés.

La quantité de gaz résiduels a été caractérisée à l'aide de deux expériences et d'un code de calcul. Un modèle a été validé expérimentalement et intégré à un observateur prédictif bouclé qui permet de prédire la pression et la température dans le collecteur. Les prédictions des différents flux de gaz et des espèces chimiques présents dans le cylindre en sont alors déduites.

L'observateur a été validé expérimentalement et en simulation. De plus, un algorithme permettant d'estimer la masse de gaz frais et brûlés à partir de la pression cylindre a été proposé pour obtenir l'information cycle à cycle et cylindre à cylindre.

Abstract

Spark Ignition engine control-estimation and prediction of the in-cylinder mass and chemical species

Spark ignition engine control has become a major issue regarding compliance with emissions legislation while ensuring driving comfort.

The objective of this thesis was to estimate the mass and composition of gases inside the cylinder of an engine based on physics in order to insure better control of transient phases taking into account residual gases as well as exhaust gas recirculation.

Residual gas fraction has been characterized using two experiments and one CFD code. A model has been validated experimentally and integrated into an observer which predicts pressure and temperature inside the manifold. The predictions of the different gas flows and the chemical species inside the cylinder are deduced.

A closed loop observer has been validated experimentally and in simulation. Moreover, an algorithm estimating the fresh and burned gas mass from the cylinder pressure has been proposed in order to obtain the information cycle by cycle and cylinder by cylinder.

Discipline : Energétique - Spécialité : Mécanique des Fluides Energétique Thermique et Combustion

Mots clefs :

moteur à allumage commandé - contrôle moteur - gaz résiduels - recirculation gaz échappement - estimation pression collecteur - estimation masse air - espèces chimiques - pression cylindre

Laboratoire de Mécanique et d'Energétique
Polytech' Orléans
8, rue Léonard de Vinci
45072 ORLEANS cedex 2

PSA Peugeot Citroën
DRIA
18, rue des Fauvelles
92250 LA GARENNE COLOMBES