

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET TECHNOLOGIES

Laboratoire PRISME

THÈSE présentée par :
Nicolas BORDET

soutenue le : **12 Décembre 2011**

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

Discipline : Energétique

**Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel :
du Mode Conventionnel au Mode Homogène**

THÈSE dirigée par :

Pr. Pascal HIGELIN

Professeur, Université d'Orléans - PRISME

RAPPORTEURS :

Pr. Louis LE MOYNE

Professeur, Université de Bourgogne - ISAT

Dr. Xavier TAUZIA

Maître de Conférences HDR, Centrale Nantes – LMF

JURY :

Pr. Bernard LEDUC

Professeur, Université Libre de Bruxelles

Dr. Stéphane RICHARD

Ingénieur de Recherche, IFPEN

Dr. Christian CAILLOL

Maître de Conférences, Université d'Orléans - PRISME

Dr. Vincent TALON

Ingénieur de Recherche, Renault SAS

A mon fils,

Remerciements

Cette thèse a été effectuée au sein de la Direction de la Recherche, des Etudes Avancées et des Matériaux (DREAM) de l'entreprise Renault SAS en partenariat avec le laboratoire PRISME de l'Université d'Orléans dans le cadre d'une convention CIFRE.

Je tiens tout d'abord à remercier M. Vincent TALON, qui est le principal instigateur de ce travail, pour la confiance qu'il m'a accordée, pour sa disponibilité et pour tout le support technique dont il m'a fait bénéficier. J'aimerais aussi remercier M. Pascal HIGELIN pour avoir dirigé ce travail et prodigué de si nombreux conseils forts utiles tout au long de ces trois années. Je remercie également très sincèrement M. Christian CAILLOL pour tout le temps qu'il m'a accordé, pour nos nombreuses discussions techniques, et pour sa patience souvent mise à rude épreuve.

Je souhaite aussi vivement remercier MM. Louis LE MOYNE et Xavier TAUZIA pour avoir accepté d'être les rapporteurs de cette étude, étant conscient de la charge de travail que représente la relecture de ce manuscrit dans le laps de temps imparti. Ces remerciements peuvent évidemment être étendus à l'ensemble des membres du jury pour le temps qu'ils ont consacré à ce travail.

A Guyancourt, je tiens à exprimer ma gratitude à MM. Luc BOURGEOIS, Hubert BECHARD, Christian TAFFIN, Patrick BASTARD et bien sûr Grégoire BEDROSSIAN pour leur confiance et l'autonomie qu'ils m'ont accordées afin de mener ce travail de recherche à bien. J'aimerais de plus remercier les différents thésards Renault pour tous ces bons moments passés au travail et en dehors, merci David, Maxime, Maria, Felipe, Jamil... Un merci tout particulier à Guillaume pour son aide, ses conseils et sa générosité. A Orléans, j'aimerais remercier toute l'équipe des bancs moteurs, Julien, Benoît et Bruno, ainsi que Fabien HALTER pour son aide. Un grand merci à la directrice du laboratoire PRISME, Mme Christine MOUNAIM-ROUSSELLE, qui fait partie des personnes qui m'ont permis d'en arriver là aujourd'hui. Merci aux doctorants du laboratoire particulièrement à Jérémy et Guillaume.

De manière générale, je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé, accueilli et conseillé durant ces années. Merci à Alain MAIBOOM, à Gilles MAUVIOT, à toutes ces personnes qui m'ont permis d'avancer dans ma démarche.

Enfin, merci de tout mon cœur à mes parents, à ma femme Mathilde et à mes amis pour leur patience, leur amour et leur indéfectible soutien tout au long de ces années.

Table des matières

TABLE DES MATIERES	1
---------------------------	----------

NOMENCLATURE	9
---------------------	----------

CHAPITRE 1 CONTEXTE ET PROBLEMATIQUES	11
--	-----------

1.1 L'INTRODUCTION DES OUTILS NUMERIQUES DANS LES PROCESSUS DE DEVELOPPEMENT DES MOTEURS DIESEL	11
1.1.1 INTRODUCTION	11
1.1.2 LES DIFFERENTES PROBLEMATIQUES LIEES AU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE	12
1.1.2.1 La problématique environnementale	12
1.1.2.1.1 Les émissions polluantes	12
1.1.2.1.2 Les différentes normes	16
1.1.2.2 L'efficacité des moteurs à combustion interne : le premier levier de réduction de la consommation	19
1.1.2.3 Les délais et coût de développement	21
1.1.3 LE MOTEUR DIESEL	22
1.1.3.1 Son Histoire et son Principe de Fonctionnement	22
1.1.3.2 Le Déroulement d'une Combustion Diesel Conventiionnelle	25
1.1.4 LES OUTILS NUMERIQUES AU SERVICE DE L'INGENIERIE	28
1.1.4.1 La Simulation dimensionnelle : 3D CFD / 2D / 1D	28
1.1.4.1.1 Présentation de l'outil	28
1.1.4.1.2 Modélisation de la combustion turbulente	29
1.1.4.1.2.1 Résolution des équations de la turbulence	30
1.1.4.1.2.2 Couplage avec un modèle de combustion	30
1.1.4.2 La Simulation 0D Système	31
1.1.4.2.1 Modélisation Système : Un enjeu majeur pour l'industrie automobile	33
1.1.4.2.2 Modélisation Système : Les principales problématiques	34
1.2 OBJECTIFS ET STRUCTURE DE L'ETUDE	36

1.2.1	OBJECTIFS DE CETTE ETUDE	36
1.2.2	LA STRUCTURE DE LA THESE	37

CHAPITRE 2 LA MODELISATION 0D DE LA COMBUSTION DIESEL
CONVENTIONNELLE : PRISE EN COMPTE DE L'INFLUENCE DES NOUVELLES
TECHNOLOGIES SUR LE DEROULEMENT DE LA COMBUSTION **39**

2.1	ETUDE ET ANALYSE DE L'EXISTANT	39
2.1.1	MODELE 0D DE COMBUSTION DIESEL CONVENTIONNELLE A INJECTION DIRECTE	39
2.1.1.1	Modèle de Combustion Mathématique	40
2.1.1.2	Modèle de Combustion à Turbulence Simplifiée	42
2.1.1.2.1	Approche de Chmela et al. [58], [59]	43
2.1.1.2.2	Approche de Barba et al. [60]	44
2.1.1.2.3	Conclusion	46
2.1.1.3	Modèles de Combustion Multizone	47
2.1.1.3.1	Modèle de combustion 5 zones : Maiboom et al. [61], [62]	47
2.1.1.3.2	L'approche RK-model, [68], [69]	49
2.1.1.3.3	Modèle DMC-0D [71], [72], [73], [74], [75]	51
2.1.1.4	Synthèse	54
2.2	DESCRIPTION DU MODELE PROPOSE	56
2.2.1	INTRODUCTION ET PRESENTATION GENERALE	56
2.2.2	MODELISATION THERMODYNAMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION DIESEL	58
2.2.3	MODELISATION DU TAUX D'INTRODUCTION DU CARBURANT	63
2.2.3.1	Modèle de Débit Massique	64
2.2.3.1.1	Modélisation mathématique du débit hydraulique	64
2.2.3.1.2	Réduction d'un modèle physique d'injecteur	70
2.2.3.2	Modèle de Vitesse au Nez de l'Injecteur	72
2.2.4	MODELE DE SPRAY DIESEL ET ENTRAINEMENT DES GAZ DANS LA ZONE DE REACTION	74
2.2.4.1	Modèle empirique d'angle de Jet	78
2.2.4.2	Modèle empirique de pénétration vapeur maximum	79
2.2.4.3	Réécriture du modèle pour les Cas Moteurs	81
2.2.4.4	Modèle d'entraînement d'air	84
2.2.5	MODELE DE VAPORISATION DU CARBURANT	88

2.2.6	MODELE DE TURBULENCE SIMPLIFIE : MODELE A DEUX ETATS K-K SIMPLIFIE AVEC PRISE EN COMPTE DU SWIRL	94
2.2.7	MODELE DE COMBUSTION DE PREMELANGE DIESEL	106
2.2.7.1	Modélisation du Prémélange dans la Zone de Réaction : Approche à PDF Présumée	110
2.2.7.2	Modélisation de l'Auto inflammation et du taux de réaction du carburant	117
2.2.7.2.1	Modélisation du carburant	118
2.2.7.2.2	Utilisation d'une loi d'Arrhenius pour une Réaction de combustion à une Etape	121
2.2.7.2.2.1	Ecriture du taux de réaction du n-heptane	121
2.2.7.2.2.2	Modèle empirique du délai d'auto inflammation	123
2.2.7.2.3	Utilisation de la Chimie Complexe Tabulée	124
2.2.7.2.3.1	Introduction et Revue des Différentes Méthodes de Tabulation	125
2.2.7.2.3.2	Présentation de l'Outil Utilisé	127
2.2.7.2.3.3	Validation des Tables d'Auto Inflammation	133
2.2.8	MODELE DE COMBUSTION DE DIFFUSION	138
2.2.9	REPARTITION DU CARBURANT : INTERACTIONS ENTRE LES PHASES DE COMBUSTION DE PREMELANGE ET DE DIFFUSION	140
2.2.10	PRISE EN COMPTE DE L'IMPACT DE LA MULTI INJECTION	142
2.2.10.1	Introduction à la Multi Injection et sa prise en compte dans le cadre d'une modélisation 0D	142
2.2.10.2	Répartition des masses entraînées entre les différentes zones de réaction	147
2.2.10.2.1	Approche Empirique	149
2.2.10.2.2	Approche Géométrique : Impact du Swirl	153
2.2.10.3	Impact de la multi injection sur le mélange : Nouvelle équation pour la variance	160
2.3	CALIBRATION ET VALIDATION DU MODELE PROPOSE	171
2.3.1	CHOIX DES DONNEES D'APPRENTISSAGES ET METHODOLOGIE DE CALIBRATION	172
2.3.1.1	Choix des données d'apprentissage	172
2.3.1.2	Identification des pertes aux parois	181
2.3.1.3	Identification de la combustion associée à l'injection Pilote	182
2.3.1.4	Identification de la combustion associée à l'injection Pre	184
2.3.1.5	Identification de la combustion associée à l'injection Main	186
2.3.1.6	Identification de la combustion associée à l'injection After	190
2.3.2	RESULTATS SUR TOUTE LA PLAGE DE FONCTIONNEMENT MOTEUR	192

2.3.3	ETUDE PARAMETRIQUE : IMPACT DE LA DISCRETISATION EN RICHESSE DANS LA ZONE DE REACTION	195
2.3.4	VARIATIONS PARAMETRIQUES DES DONNEES D'ENTREES	198
2.4	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	208

CHAPITRE 3 LA MODELISATION QUASI DIMENSIONNELLE DE LA COMBUSTION DIESEL **211**

3.1	INTRODUCTION	211
3.2	ETUDE ET ANALYSE DE L'EXISTANT	212
3.2.1	MODELE DE COMBUSTION N-ZONES	212
3.2.2	MODELE DE COMBUSTION HCCI	217
3.2.3	CONCLUSION	220
3.3	DESCRIPTION DU MODELE PROPOSE	221
3.3.1	INTRODUCTION ET PRESENTATION GENERALE	221
3.3.2	MODELISATION DU JET DIESEL : APPROCHE MONO DIMENSIONNELLE	224
3.3.2.1	Description de l'approche	225
3.3.2.1.1	Géométrie des zones de réaction	225
3.3.2.1.2	Principales hypothèses	234
3.3.2.2	Etablissement des équations de conservation	237
3.3.2.3	Prise en compte de la vaporisation et résolution du système	241
3.3.2.4	Validation du modèle de jet proposé	245
3.3.2.5	Conclusion	249
3.3.3	MODELISATION DU TAUX DE REACTION LOCAL	250
3.3.3.1	Taux de réaction chimique	251
3.3.3.1.1	Utilisation de l'outil de tabulation de la chimie complexe dans une approche 1D	252
3.3.3.1.2	Avancement et espèces intermédiaires : Equations de transport	254
3.3.3.2	Introduction d'un Taux de réaction lié au micro mélange : Approche Eddy Break Up	257
3.3.4	COUPLAGE DU MODELE DE JET ET DU MODELE DE COMBUSTION	261
3.3.4.1	Introduction de la fraction de mélange locale	261
3.3.4.2	Prise en compte de l'effet de la combustion sur la géométrie du jet	264
3.3.4.3	Méthode de résolution du modèle	265

3.3.4.4 Premiers résultats : Cas d'une enceinte à volume constant	267
3.3.4.5 Conclusion	270
3.3.5 INTRODUCTION DU MODELE DANS UNE CHAMBRE DE COMBUSTION DIESEL	271
3.3.5.1 Prise en compte du volume variable et de la limitation de la zone de calcul : recirculation des gaz	271
3.3.5.2 Proposition d'un modèle empirique d'impact parois	273
3.3.5.2.1 Modèle empirique d'interaction d'un flux de gaz avec une paroi	273
3.3.5.2.2 Modèle empirique d'impact de goutte de liquide avec une paroi	279
3.3.5.3 Conclusion	285
3.4 RESULTATS CAS MOTEUR	286
3.4.1.1 Validation du modèle de jet pour une injection dans un volume variable	286
3.4.1.2 Résultats du modèle quasi-dimensionnel complet	293
3.4.1.2.1 Etude paramétrique	293
3.4.1.2.2 Premiers résultats dans le cas d'essais moteur réels	296
3.5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES	301

CHAPITRE 4 CONCLUSION GENERALE **303**

BIBLIOGRAPHIE **309**

ANNEXE 1. MODELE THERMODYNAMIQUE DE CHAMBRE DE COMBUSTION **333**

MODELISATION THERMODYNAMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	334
MODELE THERMODYNAMIQUE 1 ZONE	334
MODELE THERMODYNAMIQUE 2 ZONES	338
MODELE THERMODYNAMIQUE MULTIZONES	341
MODELE DE PERTES	343
PERTES THERMIQUES AUX PAROIS	343
PERTES INDUITES PAR LES FUITES DE MATIERE : MODELE DE BLOW-BY	348

ANNEXE 2. METHODE EXPERIMENTALE DE CARACTERISATION D'UN

INJECTEUR	349
------------------	------------

<u>ANNEXE 3. ETUDE ET ANALYSE DES MODELES EMPIRIQUES DE SPRAY EXISTANTS</u>	353
--	------------

MODELES EMPIRIQUE D'ANGLE DE SPRAY	354
MODELE EMPIRIQUE DE PENETRATION VAPEUR	358
CONCLUSION	364

<u>ANNEXE 4. ETUDE ET ANALYSE DES MODELES EMPIRIQUES DE VAPORISATION DU CARBURANT LIQUIDE</u>	367
--	------------

MODELE D'EVAPORATION GLOBAL	367
L'APPROCHE DEVELOPPEE PAR CHMELA ET AL. [58].	368
L'APPROCHE DEVELOPPEE PAR DULBECCO ET AL. [73], [74]	368
MODELE BASE SUR LA LOI DU « D^2 »	371
CONCLUSION	374

<u>ANNEXE 5. MOTEUR DIESEL 1,5 L RENAULT</u>	377
---	------------

PRESENTATION DU MOTEUR ET CINEMATIQUE PISTON	377
ANALYSE DE DONNEES ISSUES DES ESSAIS MOTEURS	380
FORMAT DES DONNEES	380
ANALYSE DES DONNEES MOTEURS	382
ESTIMATION DE LA MASSE TOTALE DE GAZ INITIALE	387
ESTIMATION DU DEGAGEMENT D'ENERGIE APPARENT AINSI QUE DES GRANDEURS	
THERMODYNAMIQUES INITIALES	389
RESULTATS DE CALCUL 3D : FIRE	390

<u>ANNEXE 6. INTRODUCTION A LA MODELISATION 0D DE LA TURBULENCE</u>	395
--	------------

<u>ANNEXE 7. CALCUL DU VOLUME DE CROISEMENT ENTRE DEUX SPRAYS</u>	
--	--

Nomenclature

Symboles latins

C	[-]	Coefficient d'ajustement
C_a	[-]	Coefficient de contraction
C_d	[-]	Coefficient de décharge
C_u	[m ³]	Cylindrée unitaire
C_v	[-]	Coefficient de vitesse
c_p	[J.g ⁻¹ .K ⁻¹]	Capacité calorifique à pression constante
c_v	[J.g ⁻¹ .K ⁻¹]	Capacité calorifique à volume constant
d_0	[m]	Diametre trou d'injecteur
dQ_{cyl}	[J/°vil]	Dégagement d'énergie apparent
dQ_p	[J/°vil]	Pertes thermiques
h	[J/(s.m ² .K)]	Coefficient d'échange aux parois
h	[J.g ⁻¹]	Enthalpie spécifique
M	[g.mol ⁻¹]	Masse molaire
m	[g]	Masse
L_{vap}	[J/g]	Chaleur latente de vaporisation
P	[bar]	Pression
p	[bar]	Pression partielle
R	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]	Constante des gaz parfait
T	[K]	Température
t	[s]	Temps
U	[J]	Energie interne
V	[m ³]	Volume
X	[-]	Fraction molaire
Y	[-]	Fraction massique
Z	[-]	Fraction de mélange

Symboles grecs

α	[-]	Coefficient d'ajustement
β	[-]	Coefficient d'ajustement
γ	[-]	Coefficient isentropique
Δ	[-]	Variation
μ	[-]	Viscosité dynamique
θ	[°]	Angle du jet Diesel
ρ	[kg.m ⁻³]	Masse volumique
ϕ	[-]	Richesse
τ	[s]	Temps caractéristique
σ	[J.s ⁻¹ .m ⁻² .K ⁻⁴]	Constante de Stefan-Boltzmann
$\dot{\omega}$	[mol.m ⁻³ .s ⁻¹]	Taux de réaction

Acronymes

CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
EGR	Exhaust Gaz Recirculation
HAP	Hafrocarbures Aromatiques Polycycliques
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
LES	Large Eddy Simulation
LIF	Laser Induced Fluorescence
LTC	Low Temperature Combustion
NADI	Narrow Angle Direct Injection
NEDC	New European Driving Cycle
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PMB	Point Mort Bas
PME	Pression Moyenne Effective
PMH	Point Mort Haut
PMI	Pression Moyenne Indiquée
RANS	Reynolds Average Navier-Stokes

Chapitre 1

Contexte et Problématiques

Ce chapitre présente le contexte et les problématiques liées à ce travail de recherche.

1.1 L'introduction des outils numériques dans les processus de développement des moteurs Diesel

Nous allons, dans une première séquence, nous attarder sur les différents contextes et problématiques qui ont motivé ce travail de recherche. Ensuite nous effectuerons une rapide description du système utilisé comme support à cette étude : le moteur Diesel. Pour finir nous présenterons un des outils utilisés par l'ingénierie afin d'apporter des réponses aux principales problématiques soulevées préalablement : la modélisation.

1.1.1 Introduction

L'automobile est l'un des plus grands produits de consommation du XXème siècle. C'est le moyen de transport le plus répandu en Europe et aux Etats-Unis. Ces véhicules sont équipés jusqu'à aujourd'hui presque exclusivement d'un moteur à combustion interne, celui-ci leur confère fiabilité et faible coût énergétique. Cependant, les principaux inconvénients de ce système de propulsion sont les émissions polluantes et l'augmentation des coûts du carburant entraîné par la raréfaction des sources pétrolières. Cette problématique de raréfaction et de dépendance critique des transports à l'égard des sources pétrolières a été identifiée dans les années 70. Depuis, les différents gouvernements ont légiféré sur la nécessité des véhicules à moins consommer et moins polluer. Dans le même temps, les constructeurs automobiles ont travaillé sur la réduction des temps et des coûts de développement de leurs produits. Ce travail de réduction est venu partiellement compenser les coûts supplémentaires engendrés par la recherche et le développement afin de répondre aux normes futures. Cette amélioration de l'efficacité du développement est de plus en plus

difficile à respecter principalement en raison de l'augmentation de la complexité des différents systèmes composant une automobile. En effet, les principaux développements en lien avec le moteur Diesel sont liés à un compromis constant entre les critères suivant :

- Les performances du moteur : puissance, couple,...
- La consommation du moteur : argument de vente mais aussi contrainte environnementale,
- Le respect des normes : limitations des rejets de polluants sur des cycles normalisés,...
- Le coût de production du système,
- Le ressenti du client dans l'utilisation du système.

1.1.2 Les différentes problématiques liées au moteur à combustion interne

De nombreuses contraintes pèsent sur les développements des moteurs à combustion interne et plus particulièrement sur les moteurs Diesel. Cette séquence va permettre de donner un aperçu des principales problématiques rencontrées par les constructeurs automobiles.

1.1.2.1 La problématique environnementale

1.1.2.1.1 Les émissions polluantes

Le but de cette section est de rappeler brièvement les mécanismes de formation des principaux polluants existant dans les moteurs Diesel. La mise en évidence des processus et des conditions qui conduisent à la formation de ces polluants permettra par la suite de mettre en perspective les avantages des stratégies de contrôle de la combustion.

Les émissions d'oxydes d'azote (NOx)

L'oxyde nitrique NO, le dioxyde d'azote NO₂ sont traditionnellement regroupés sous le

terme NO_x. Dans un moteur, le NO est cependant le plus susceptible de se former aux températures rencontrées durant la phase de combustion. Sa formation est contrôlée par trois mécanismes différents largement décrits dans la littérature [1], [2] :

- Le NO thermique correspond à une oxydation de l'azote atmosphérique décrite par le mécanisme de Zeldovitch. Ce mécanisme représente la voie prédominante de formation des NO pendant la combustion.
- Le prompt-NO regroupe l'ensemble des autres mécanismes réactionnels à l'intérieur de la flamme (mélange riche) qui participent à la formation de NO.
- Le fuel-NO est lié à la décomposition du combustible qui peut libérer des composés N_x. La teneur en azote des carburants est aujourd'hui si infime que cette voie de formation des NO peut être négligée.

Les émissions de particules (PM)

Les émissions de particules à l'échappement d'un moteur Diesel sont des produits complexes souvent séparés en deux catégories distinctes :

- La partie soluble appelée SOF (Soluble Organic Fraction) est constituée d'hydrocarbures lourds et de composés aromatiques,
- La partie insoluble ou UnSOF (Unsoluble Organic Fraction) est constituée de grains de suies véritables.

Dans les règlements anti-pollution actuellement en vigueur, la norme impose un niveau maximum de particules regroupant ces deux catégories. Dans les premières phases de calibration moteur et compte-tenu de la complexité d'utilisation des appareils de mesure des particules, une approximation consiste souvent à ne mesurer que l'opacité des gaz d'échappement. Cette mesure d'opacité permet alors de déterminer une concentration des suies puis d'estimer le niveau de particules à partir de corrélations suies-particules empiriques.

Dans un moteur Diesel, l'évolution des particules de suies de la pyrolyse du carburant

jusqu'à la libération dans l'atmosphère se déroule en quatre étapes :

- a) Formation d'Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques (HAP) qui sont connus pour être les espèces précurseurs des suies. Ce processus comprend les deux étapes :
 - o Formation des premiers noyaux aromatiques,
 - o Développement bidimensionnel des noyaux pour créer des structures "polycycliques".
- b) Formation des premiers nucléis qui résultent de la croissance tridimensionnelle des structures aromatiques.
- c) Croissance des suies par :
 - o Croissance de la surface,
 - o Coagulation,
 - o Agglomération,
- d) Réduction des suies par oxydation.

L'étude de la formation des suies est extrêmement complexe car beaucoup de mécanismes de différentes natures se déroulent de manière simultanée au cours du processus de combustion. Compte-tenu de l'importance des suies dans le processus de calibration d'un moteur Diesel, de nombreuses études ont été effectuées pour tenter de décrire chacune de ces phases. Les références [2], [3], [4], [5] présentent chacune une revue de ces mécanismes ainsi que les modèles associés.

Les émissions d'hydrocarbures imbrûlés (HC)

Le vocable "hydrocarbures imbrûlés" ou HC regroupe en fait l'ensemble des produits hydrocarbonés qui restent en phase vapeur dans la ligne d'échappement. Les composés les plus lourds qui se condensent ne rentrent pas dans cette catégorie, mais constituent une partie de la phase soluble des particules. Ces HC volatils sont constitués de :

- Fractions du carburant non transformées lors du processus de combustion,
- Composés organiques divers qui sont en fait des produits d'oxydation partielle comme des aldéhydes, des cétones, des alcools ou encore des hydrocarbures gazeux tels le méthane ou l'acétylène.

En combustion Diesel classique, la présence de HC à l'échappement peut être la conséquence de mécanismes antagonistes que sont le « sous-mélange » et le « sur-mélange » :

- Le « sous-mélange » correspond à l'existence de zones localement riches au sein du cylindre, la quantité d'oxygène étant insuffisante pour oxyder complètement le carburant, certains composés intermédiaires ne peuvent être détruits,
- Le mécanisme de « sur-mélange » peut-être vu comme le mécanisme opposé. Si le carburant injecté dans le cylindre se mélange rapidement pendant le délai d'auto-inflammation, il peut se créer des zones pauvres inférieure à la limite d'auto-inflammation. En dessous d'une certaine richesse, les réactions d'oxydation deviennent en effet lentes et certains composés intermédiaires peuvent finalement s'échapper du cylindre.

Enfin et contrairement à ces phénomènes qui sont liés à la physique des sprays Diesel, la présence de HC peut également être liée à des mécanismes de piégeage au voisinage des parois froides. Après l'injection, une certaine fraction du carburant peut en effet se loger dans les volumes morts du cylindre ou créer des films liquides sur les parois froides. Ce carburant qui ne peut pas participer directement à la combustion sera alors relargué pendant les phases d'expansion et d'échappement.

Les émissions de monoxyde de carbone (CO)

Les émissions de CO sont formées au cœur de la flamme avec d'autres produits intermédiaires de la combustion. La plupart de ces produits sont ensuite convertis en CO₂, si bien que la présence de CO à l'ouverture des soupapes d'échappement démontre l'existence d'un processus d'oxydation incomplet. Les émissions de CO augmentent ainsi

en se rapprochant de la stœchiométrie du fait d'une raréfaction de l'oxygène, ce qui explique pourquoi les émissions de CO sont souvent importantes pour les moteurs à essence qui fonctionnent proche de la stœchiométrie.

Pour les moteurs Diesel qui fonctionnent en mélange pauvre, comme pour les suies, les CO sont soumis à une compétition entre les mécanismes de formation et d'oxydation. Si les émissions de suies finales sont d'abord dues à une oxydation incomplète des produits de la combustion riche existant au cœur du spray, ce n'est pas nécessairement le cas pour les émissions CO qui peuvent également être liées à des mécanismes de combustion pauvre avec blocage des mécanismes d'oxydation suite à un mélange trop rapide avec les gaz frais.

1.1.2.1.2 Les différentes normes

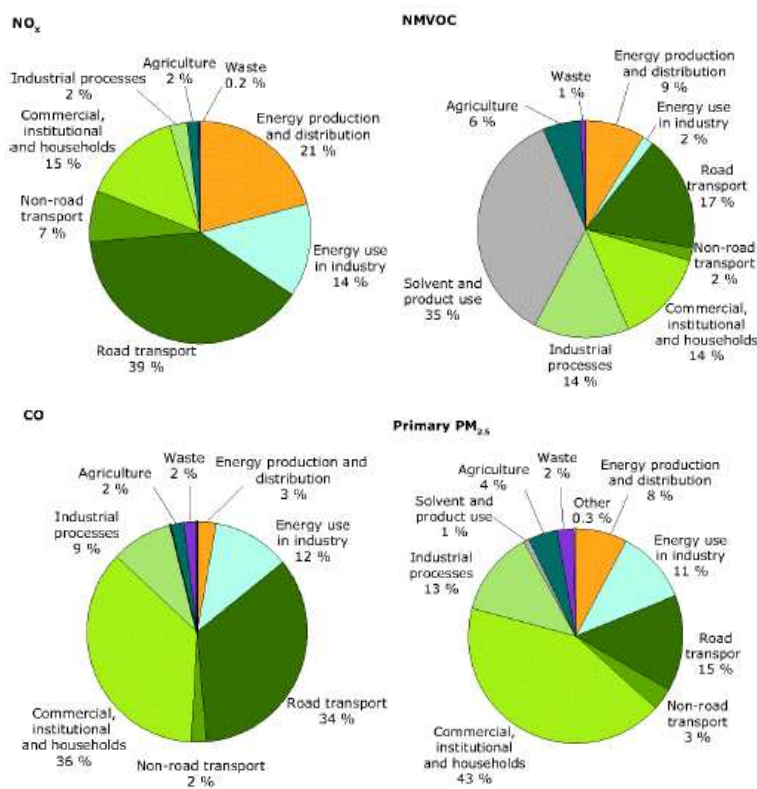


Figure 1-1 : part des émissions de NO_x, NMVOC, CO et Particules par secteurs d'activité en Europe [6]

Le compromis entre le respect de la contrainte environnementale et le coût de fabrication

est aujourd'hui le paramètre le plus limitant dans le développement des moteurs Diesel. Le nombre de véhicules personnels est estimé aujourd'hui à près de 235 millions en Europe. Ce nombre en croissance constante contribue de façon importante aux différentes émissions de polluants dans l'air (Figure 1-1).

En effet, d'après [7] le transport routier est l'un des contributeurs majeurs aux émissions de CO (34 %), de CO₂ (Dioxyde de carbone : 24 %), de NO_x (39 %), des composés organiques volatiles (NMVOC : 17 %) et de particules (10-25 %). Ce secteur d'activité contribue donc considérablement aux problèmes environnementaux que sont le changement climatique, l'acidification, l'ozone troposphérique et la qualité de l'air urbain.

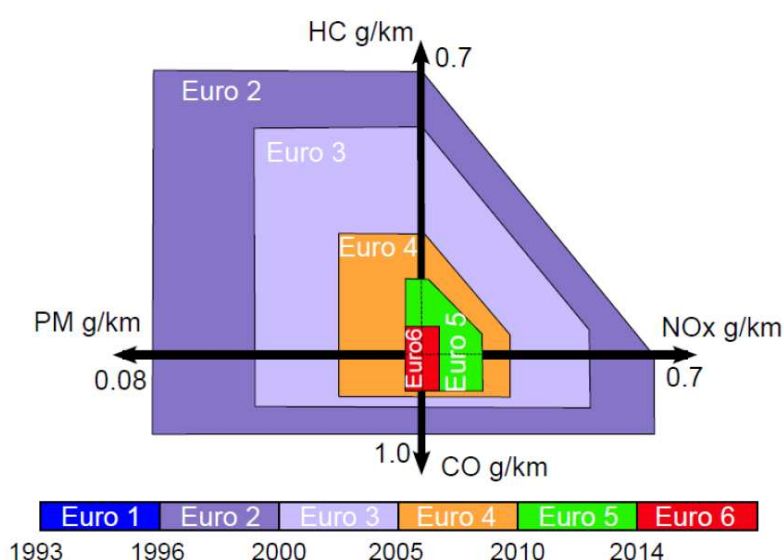


Figure 1-2 : Différentes normes Euro pour le moteur Diesel depuis la norme Euro 1 jusqu'à la norme Euro 6.

Suite à cette constatation les pouvoirs publics ont mis en place des réglementations anti-pollution qui ont, au fur et à mesure du renouvellement du parc automobile, un impact sur les rejets. Les effets ne sont donc visibles que plusieurs années après l'introduction d'une nouvelle norme. Ces résultats encourageants sont à pondérer par le fait que chaque zone géographique possède sa propre législation et que les essais sur véhicules sont effectués selon des cycles normalisés censés reproduire les parcours moyen, urbain et extra urbain, d'un véhicule léger. Les normes en vigueur dans les pays de l'union européenne pour les véhicules équipés de moteur Diesel sont reportées sur la Figure 1-2.

La Figure 1-2 met en avant les efforts considérables qu'on dû mettre en place les constructeurs automobiles afin d'atteindre les normes en vigueur. Depuis la norme Euro 2 qui a pris effet en 1996, un facteur 10 de réduction des différents polluants a été appliqué pour le passage à la norme Euro 6 qui prendra effet courant 2014.

Afin d'assurer le respect de ces limitations, deux voies technologiques ont été explorées :

- a) La réduction des émissions à la source. Cette solution passe par le contrôle de la combustion, qui est réalisé via le contrôle des espèces chimiques qui sont introduites dans la chambre de combustion : l'air, le carburant, les gaz d'échappement recirculés (EGR). L'introduction de stratégies à injections multiples a permis une avancée significative dans le contrôle de la combustion Diesel. Comme le montre la Figure 1-3 l'introduction du carburant est scindée dans le cycle afin de répondre à différentes prestations. Pour cette voie technologique, la manière dont la combustion se déroule a également été étudiée et a débouché sur des nouveaux concepts de combustion Diesel comme les combustions homogènes dites HCCI.

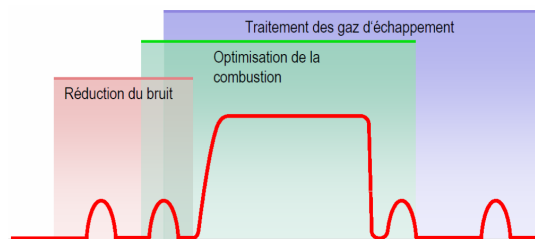


Figure 1-3 : Modulation de l'introduction du carburant dans le cycle pour une combustion Diesel conventionnelle à injection directe. En rouge est représenté schématiquement une allure de taux d'introduction du carburant en fonction du temps et pour chaque type d'injection les prestations attendues. Type de stratégie : dans l'ordre d'apparition, une injection Pilote, une injection Pre, une injection Principale ou Main, une injection After et une injection Post.

- b) Le traitement des émissions après la combustion. Cette solution est rendu possible par le développement des systèmes de post-traitement. Dans ce cas, des systèmes de filtres et de catalyseurs ou encore de pièges (NOx-Trap) sont placés en aval du cylindre, le long du conduit d'échappement. Ces systèmes permettent de limiter les rejets de polluants dans l'air.

Comme le montre la Figure 1-4, on estime que le contrôle de la combustion des moteurs Diesel permet de réduire les émissions de polluants au maximum de 60% dans le meilleur des cas (un niveau de 100% correspondant à une dépollution complète). Néanmoins, cette performance n'est pas suffisante pour répondre aux limitations imposées par la réglementation, par conséquent des dispositifs de post-traitement doivent être utilisés en complément. Ces systèmes permettent de réduire presque totalement les émissions de polluants, mais pour un coût relatif très élevé (jusqu'à 5 fois plus élevé que le contrôle de la combustion).

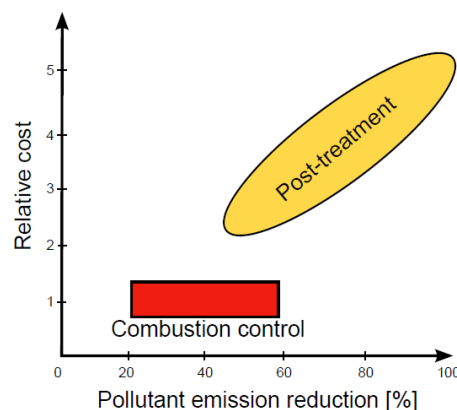


Figure 1-4 : Coût relatif en fonction du potentiel pour les différentes solutions de réduction des émissions dans les moteurs à combustion interne [8].

Les coûts et les gains de ces solutions sont donc très différents, c'est pour cette raison qu'un compromis est généralement réalisé afin d'atteindre les limitations tout en gardant des coûts de développement compétitifs.

Nous verrons par la suite que les outils de modélisation moteur 0D / 1D peuvent jouer un rôle central dans l'optimisation de la combustion, ainsi que dans l'optimisation des systèmes de post-traitement.

1.1.2.2 L'efficacité des moteurs à combustion interne : le premier levier de réduction de la consommation

Depuis la crise pétrolière de 1973, la consommation des ressources pétrolières est devenue

une des grandes problématiques énergétiques. La prise de conscience collective et les incitations gouvernementales ont conduit à une grande sensibilisation des consommateurs face à l'efficacité énergétique des produits. En conséquence, la consommation de carburant par l'automobile est devenue un enjeu politique mais aussi marketing de premier ordre.

Cependant, les véhicules légers sont soumis à des compromis de plus en plus difficiles à atteindre. La voiture n'est plus uniquement un produit fonctionnel mais bel et bien un produit de consommation. Pour cela elle a dû s'adapter aux exigences des consommateurs et c'est principalement pour cette raison qu'aujourd'hui les véhicules sont soumis à des contraintes de confort et de sécurité de plus en plus élevées. La principale conséquence de cette augmentation des prestations est l'augmentation de la masse des véhicules : entre 1995 et 2009 la masse moyenne des véhicules particuliers a augmenté de 20% [9]. Cette augmentation de la masse a un impact direct sur la puissance du moteur nécessaire pour préserver les performances dynamiques des véhicules : la puissance moyenne des moteurs a augmenté de 35% entre 1995 et 2009 en France [9]. Dans le même temps la consommation moyenne a diminué de 20%, ce qui montre que des améliorations considérables ont été réalisées sur les technologies du GMP (Groupe Moto Propulseur). La même étude [9] a montré que cette diminution spectaculaire de la consommation spécifique des véhicules légers a été largement compensée par une augmentation de 25% du trafic routier. Des efforts sont donc encore nécessaires. Afin de préserver le compromis consommation / performance les axes de travail sont les suivants :

- L'amélioration de l'efficacité du moteur. Par ce biais les leviers sont : une optimisation de la combustion, du remplissage, ainsi que la réduction des frottements internes et ceux des accessoires,
- La réduction de la résistance au roulement. Le point d'amélioration dans ce cas est la diminution des pertes pour le contact pneu / route qui représente à peu près 20% de la consommation du carburant [10],
- La réduction de la masse du véhicule. Ceci permettra de réduire le besoin en termes de puissance moteur et donc de consommation de carburant.

Afin d'illustrer ces propos, nous proposons de réaliser une étude rapide sur les gains

potentiels de chacune des solutions proposées ci-dessus. Pour cela nous nous inspirons de résultats obtenus dans le cadre des travaux réalisés dans [11]. Prenons un véhicule consommant en moyenne 5,5L pour 100 km dont l'efficacité moyenne du moteur est estimée à 30%. Si ce rendement moteur était amélioré de 1%, c'est-à-dire qu'il passerait de 30 à 31%, cela conduirait à une réduction de la consommation de carburant de 0,1774 L/100 km soit 3,23%. Afin d'obtenir la même réduction de consommation il faudrait :

- diminuer les pertes dues aux frottements aérodynamiques de plus de 16%,
- réduire la résistance au roulement de plus de 15%,
- réduire la masse du véhicule de 3,23%.

Le rendement moteur est donc le paramètre le plus sensible en vue d'une amélioration du compromis consommation / performance. Le travail de la R&D et de l'ingénierie va donc aujourd'hui dans ce sens tout en travaillant sur la réduction de la masse et des différents frottements.

La présente étude rentre tout à fait dans cette optique d'amélioration de l'efficacité des moteurs au travers du développement d'outils permettant une optimisation des performances sous contraintes de consommation, de bruit et d'émissions polluantes.

1.1.2.3 Les délais et coût de développement

La Figure 1-2 illustre également la fréquence du durcissement des normes en termes de dépollution des moteurs. En effet une nouvelle norme se substitue à une autre environ tous les 4 à 5 ans. Cela oblige les constructeurs à avoir une vision à long terme des futurs moteurs, et donc à investir dans les différents domaines de la recherche leur permettant de répondre dans le temps imparti aux contraintes imposées par les réglementations. A titre d'exemple, pour une entreprise comme Renault, qui fait partie des plus grands constructeurs Européens, la stratégie adoptée a été d'augmenter les dépenses en R&D : entre 2000 et 2009, les dépenses sont passées de 4,9% à 5,8% du chiffre d'affaire [12].

Du point de vue des différents constructeurs automobiles en ce qui concerne les process

comme les projets, le budget alloué à la recherche atteint aujourd'hui une valeur plafond. Afin de permettre la bonne tenue des calendriers de développement tout en réduisant les dépenses, de nouveaux procédés et de nouveaux outils sont développés afin d'améliorer l'efficacité globale. Ce travail s'inscrit dans cette optique avec le développement d'un outil dédié à l'ingénierie mais transposable pour des problématiques de recherche appliquée.

1.1.3 Le moteur Diesel

Le support de notre étude est le moteur Diesel. Ce système énergétique se distingue de nombreuses façons des autres types de moteur à combustion interne et, comme le montre la Figure 1-5, ce moteur a le plus fort taux de pénétration sur le marché Français. Par la suite, un rapide exposé de son histoire et de son principe de fonctionnement complètera le contexte de l'étude et permettra de poser la problématique de ce travail.

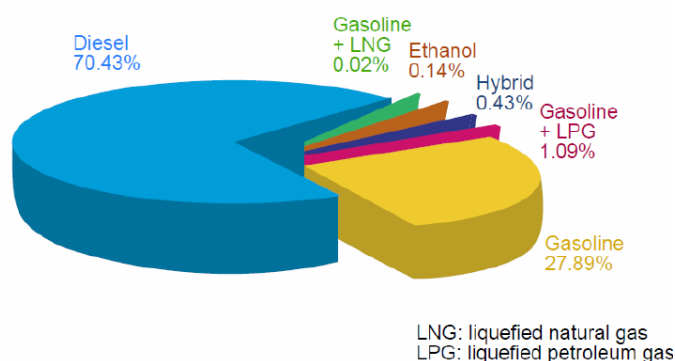


Figure 1-5 : Répartition de la vente des véhicules personnels en France pour l'année 2009 [9]

1.1.3.1 Son Histoire et son Principe de Fonctionnement

Le moteur Diesel a été inventé et breveté par l'ingénieur mécanicien allemand Rudolph Diesel [13] en 1893. Ce premier moteur Diesel était un moteur fonctionnant par injection pneumatique de charbon pulvérisé. Dès 1897 ce carburant fût remplacé par un carburant liquide dérivé du pétrole brut. La propulsion des bateaux a été la première utilisation de cette technologie, celle-ci s'est rapidement étendue au camion entre 1930 et 1939. Le premier véhicule léger équipé de ce moteur fût la Mercedes-Benz 260 D présentée au salon

de l'automobile de Berlin en 1936. C'est seulement après la seconde guerre mondiale que la généralisation de cette technologie pour les véhicules légers fût adoptée, principalement grâce à l'introduction de systèmes mécaniques moins coûteux. La Figure 1-6 et la Figure 1-7 représentent schématiquement, un cycle quatre temps dans un moteur Diesel.

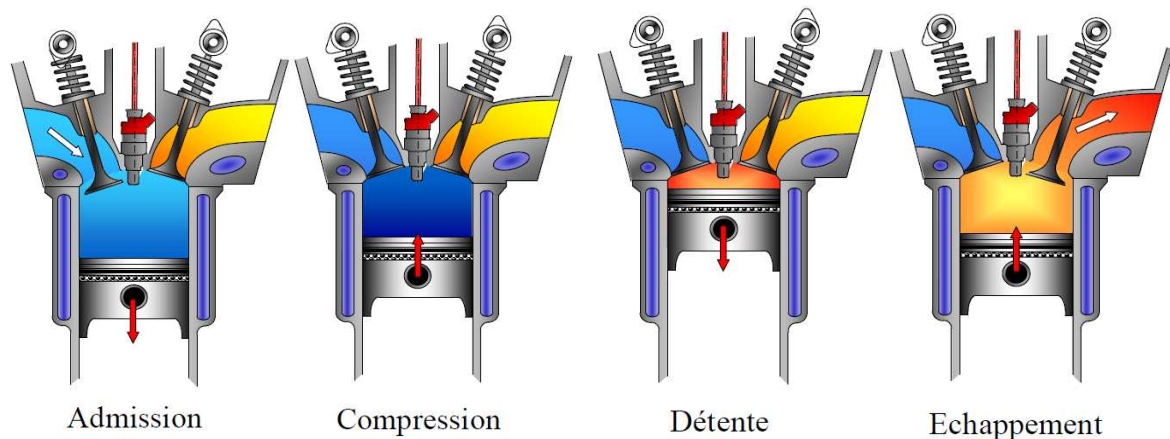


Figure 1-6 : Cycles quatre temps pour un moteur à allumage par compression (Diesel)

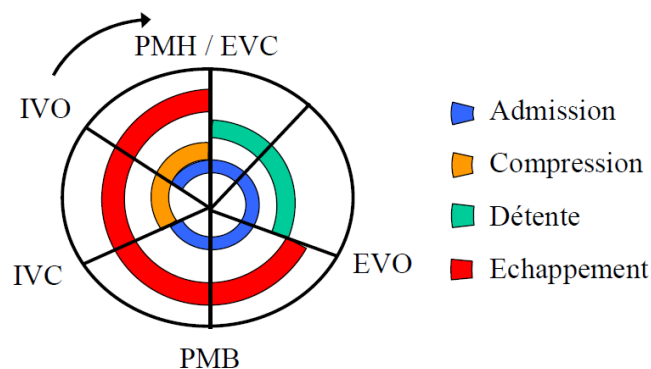


Figure 1-7 : Représentation angulaire des différentes phases pour un moteur Diesel quatre temps.

PMH : Point Mort Haut, PMB : Point Mort Bas, IVO : Ouverture soupapes admission (Intake Valves Open), IVC : Fermeture soupapes admission (Intake Valves Close) , EVO : Ouverture soupapes échappement (Exhaust Valves Open) , EVC : Fermeture soupapes échappement (Exhaust Valves Close) ,

Les quatre phases du cycle sont :

- L'admission, lors de cette phase le piston se déplace du PMH vers le PMB. Pour cette phase les soupapes d'admission sont ouvertes et permettent donc au gaz frais

de pénétrer dans la chambre de combustion. Ces gaz sont généralement composés d'air et de gaz brûlés provenant des cycles précédents (EGR). Afin d'optimiser le remplissage, l'ouverture des soupapes d'admission (IVC) a lieu avant le PMH, de même leur fermeture s'effectue généralement après le PMB.

- La compression, cette phase débute une fois les soupapes d'admission fermées. Pour ce second temps, le cylindre contient une certaine masse d'air et d'EGR. Le mouvement du piston depuis le PMB vers le PMH exerce une compression sur ce mélange de gaz qui modifie les conditions thermodynamiques dans la chambre. C'est lors de cette phase qu'une majeure partie du carburant est injectée. La combustion débute généralement avant le PMH et donc avant la fin de cette phase. Ce début de combustion est piloté par le phénomène d'auto inflammation qui peut être contrôlé par les conditions thermodynamiques dans la chambre ainsi que le phasage des injections.
- La détente, cette phase débute une fois le PMH atteint et dure jusqu'à l'ouverture des soupapes d'échappement (EVO). Pour ce troisième temps, les différentes soupapes restent fermées et c'est durant cette phase qu'une grande partie du mélange réactif brûle et occupe tout le volume de la chambre. Selon les stratégies d'injection, une partie du carburant peut encore être introduit lors de cette phase. C'est principalement durant celle-ci que l'énergie chimique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique au travers du travail exercé par les gaz sur le piston.
- L'échappement, cette phase débute une fois les soupapes d'échappement ouvertes (EVO). Lors de ce temps, le piston remonte du PMB vers le PMH et pousse ainsi les gaz brûlés dans la tubulure d'échappement. Le cycle quatre temps se termine donc une fois cette phase finie, c'est-à-dire lorsque le piston a atteint le PMH. Comme on peut le voir sur la Figure 1-7, il existe généralement une stratégie de croisement de soupapes (admission / échappement) qui est utilisée afin d'optimiser le remplissage du cylindre.

Nous allons maintenant nous intéresser au déroulement de la combustion Diesel

conventionnelle qui a lieu lors des phases 2 et 3 du cycle quatre temps décrit précédemment.

1.1.3.2 Le Déroulement d'une Combustion Diesel Conventionnelle

Dans ce paragraphe, la description du déroulement d'une combustion Diesel conventionnelle va être exposée. Cette description va principalement s'appuyer sur l'allure du dégagement d'énergie caractéristique de la combustion Diesel présenté Figure 1-8, ainsi que sur l'étude expérimentale réalisée par Dec [64]. Celui-ci propose une description du déroulement de la combustion Diesel à l'aide d'observations expérimentales réalisées sur une base de moteur poids lourd. Cette étude qui s'appuie sur plusieurs techniques de visualisation a ensuite été enrichie par Flynn et al. [65]. De ces différents travaux, un modèle conceptuel de la combustion Diesel, en partie exposé sur la Figure 1-9 a été développé. Ce « modèle phénoménologique de Dec » permet aussi de localiser les zones de températures caractéristiques et les zones de formation des polluants dans le jet.

Le déroulement de la combustion dans un moteur Diesel à injection directe peut être décrit à l'aide de cinq phases caractéristiques qui ont lieu lors de la compression et de la détente dans le cycle quatre temps :

- L'injection du carburant : celle-ci se déroule généralement au cours de la phase de compression, sur la Figure 1-8 elle a lieu au PMH. Lors de cette phase, le carburant liquide est introduit dans la chambre par l'intermédiaire d'un système hydraulique haute pression : l'injecteur. L'introduction du carburant liquide va entraîner la formation d'une zone très riche et plus froide car soumise au phénomène de vaporisation. Ce phénomène est clairement visible sur la courbe de dégagement d'énergie apparent (Figure 1-8) qui va devenir négatif une fois l'injection débutée (SOI).
- L'auto-inflammation : Cette phase est caractérisée par un délai entre le début de l'injection et le début de la combustion : zone I sur la Figure 1-8. Une fois que le carburant injecté est vaporisé et se trouve dans des conditions thermodynamiques propices, un phénomène d'oxydation du carburant apparaît.

- La flamme de prémélange : Cette phase est clairement identifiable sur la Figure 1-8 : Zone II. Dans le cas d'une combustion Diesel cette flamme n'est pas caractérisée par un front de flamme mais par une multiplication des sites d'auto-inflammation dans le volume du spray. Cette multiplication de sites va s'effectuer jusqu'à la consommation complète du mélange carburant vapeur et gaz admis prémélangés. L'intensité de cette combustion en masse est fonction du délai d'auto-inflammation pendant lequel une partie du carburant vapeur et des gaz admis se sont mélangés. Cette phase est contrôlée par la chimie, c'est en effet les temps caractéristiques de la chimie qui sont ici limitants.

- La flamme de diffusion : Cette phase est identifiée sur la Figure 1-8 : Zone III, et correspond exactement à la phase considérée dans le modèle de Dec : Figure 1-9. L'apparition de cette flamme de diffusion débute juste après l'auto-inflammation. Lors de cette phase le carburant vaporisé va brûler dans la zone périphérique du spray où les conditions de richesse et de température sont propices à la combustion. Cette phase est contrôlée par le micro mélange entre l'air et le carburant vapeur et les temps caractéristiques de la chimie sont généralement considérés très faibles devant le temps caractéristique de micro-mélange. En modélisation, l'hypothèse d'une chimie infiniment rapide est généralement admise pour cette phase.

- La phase d'expansion des gaz : Lors de cette phase, l'injection est terminée depuis quelques degrés vilebrequin et la majorité du carburant injecté a été consommée par la combustion ou est entrain de brûler en phase de combustion diffusive tardive. Le mouvement du piston entraine une détente des gaz qui vont se refroidir et s'homogénéiser dans la chambre. Au fur et à mesure de la détente et de la baisse de température la majorité des réactions d'oxydation va être gelée et les concentrations des polluants vont être conservées jusqu'à l'ouverture des soupapes d'échappement.

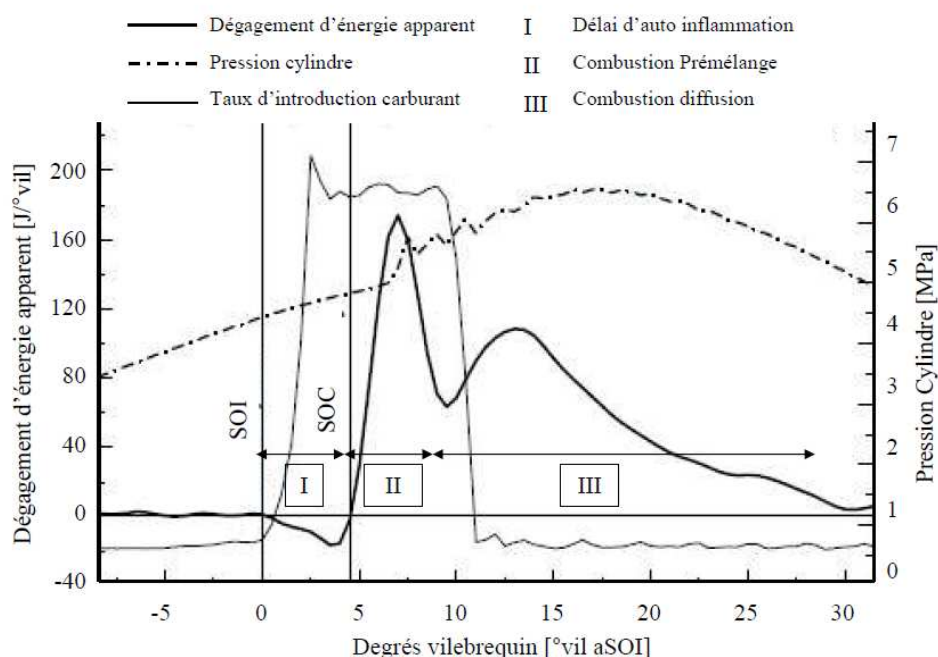


Figure 1-8 : Dégagement d'énergie apparent et pression cylindre caractéristiques d'une combustion Diesel conventionnelle en fonction de l'angle vilebrequin après le début de l'injection (aSOI). SOI : Start Of Injection, SOC : Start Of Combustion, I : durée entre le début de l'injection et le début de la combustion, II : phase de combustion prémélangée, III phase de combustion diffusive.

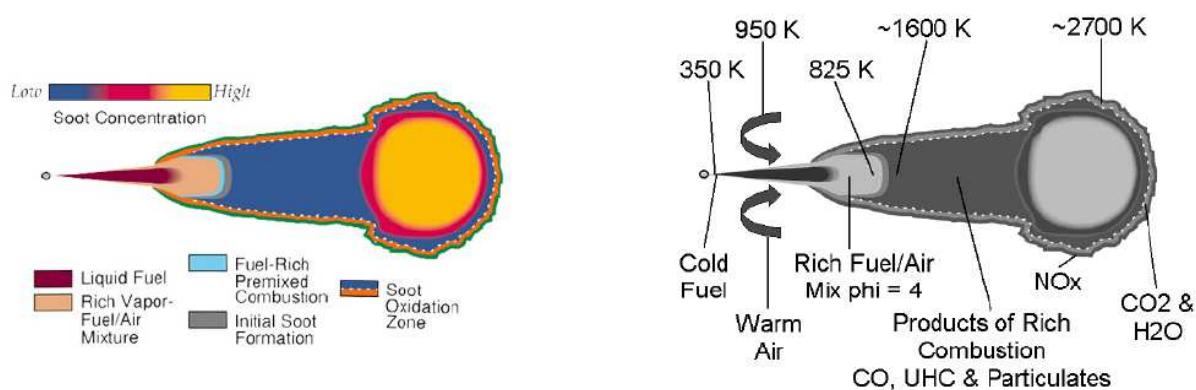


Figure 1-9 : Modèle « phénoménologique de Dec » [65] utilisé pour la description du déroulement de la combustion Diesel conventionnelle à injection directe.

Les différents polluants sont formés pendant les phases de combustion de prémélange et de diffusion. Les températures locales très élevées atteintes lors de la multiplication des sites

d'auto inflammation impliquent une forte création de NOx pour la phase de prémélange. De plus, aussi bien en phase de prémélange que de diffusion, les combustions dans les zones très riches entraînent la création de suies qui seront par la suite en partie oxydées dans une zone située au cœur du jet brûlant : Figure 1-9 de droite. Comme le montre le modèle conceptuel de Dec, la zone de prémélange existe tout au long de la durée de l'injection et c'est dans cette zone que les produits de combustion incomplète, comme le CO ou les HC, vont se former. On note également la création de NOx dans les zones très chaudes de la flamme de diffusion (Figure 1-9 de gauche).

Les grandes problématiques ainsi que le fonctionnement du système support de cette étude ont été présentés. Nous allons maintenant présenter brièvement une des voies empruntées par l'ingénierie permettant de venir répondre aux problématiques soulevées précédemment : la simulation numérique.

1.1.4 Les Outils Numériques au service de l'ingénierie

Avec l'apparition des moyens de calcul de plus en plus puissants, de nouveaux outils sont mis à la disposition des ingénieurs. Ces outils couvrent une large gamme de domaines d'utilisation. Les principales familles, leurs utilisations ainsi que les problématiques qui en découlent, sont présentées ci-après.

1.1.4.1 La Simulation dimensionnelle : 3D CFD / 2D / 1D

Ce type de simulation couvre un domaine très large d'utilisation et de description des phénomènes physiques. Nous commencerons par brièvement présenter cet outil largement répandu dans l'industrie puis nous décrirons un peu plus en détail la modélisation de la combustion turbulente.

1.1.4.1.1 Présentation de l'outil

Le pivot historique de la modélisation numérique est la simulation dimensionnelle des phénomènes physiques. L'utilisation de cet outil se retrouve dans l'industrie au travers des

simulations de crash, d'aérodynamique, de thermique, d'acoustique, mais aussi du process (emboutissage, plasturgie). L'objet est de résoudre les équations de description des phénomènes physiques, se présentant la plupart du temps sous forme d'équations aux dérivées partielles, en utilisant une discrétisation spatiale à travers un maillage de la géométrie. Ce type de simulation intervient majoritairement lors des phases de conception et permet de vérifier, voire de valider, les concepts. Cet outil permet de sécuriser le passage de jalons lors du développement de nouveaux concepts et limite fortement les modifications tardives dans les projets. Le développement de ces méthodes est motivé par une perpétuelle augmentation des demandes de performance aussi bien pour les produits que pour les process. Ce domaine de la simulation a atteint aujourd'hui un stade de forte maturité avec :

- Une offre importante de logiciels proposés par de nombreux éditeurs,
- L'incorporation de la simulation dimensionnelle dans les processus de conception et validation,
- Un grand nombre d'ingénieurs et de techniciens formés à ces outils.

Ainsi, la simulation de l'aérodynamique interne est devenue un outil indispensable pour le développement du GMP (Groupe Moto Propulseur) et plus spécifiquement de la chambre de combustion et de la ligne d'air. Cet outil permet d'accéder à des informations difficilement observables et mesurables comme les concentrations locales des différentes espèces chimiques présentes lors de la combustion. De même, la simulation des procédés d'élaboration et de fabrication est utilisée couramment pour optimiser le procédé que ce soit pour l'emboutissage, la forge, la fonderie ou encore les procédés d'assemblage. Ce type de simulation fait très régulièrement appel à différents phénomènes physiques couplé : fluide, mécanique, thermique, ...etc. Ceci explique généralement la spécificité des logiciels ou les développements propres à chaque industriel.

1.1.4.1.2 Modélisation de la combustion turbulente

Au cours de cette étude plusieurs résultats de simulations 3D CFD ont été effectués à l'aide du code commercial FIRE. Ces simulations ont été réalisées dans un simple contexte d'utilisateur. Aucun travail sur le modèle de combustion utilisé n'a été réalisé.

1.1.4.1.2.1 Résolution des équations de la turbulence

Les équations de Navier-Stokes [14], [15] permettent de décrire les écoulements turbulents dans un moteur à combustion interne. Ces équations sont basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement ainsi que de l'énergie. Plusieurs méthodes de résolution existent et sont utilisées dans les différents logiciels. Ces approches de résolution sont :

- L'approche DNS (Direct Numérical Simulation) est l'approche la plus détaillée. Elle consiste à résoudre entièrement le système d'équations locales. Cette approche est cependant très peu utilisée car très coûteuse en moyen de calcul. Son utilisation dans un cadre industriel pour le cas d'un moteur à combustion interne est extrêmement rare, cette approche se cantonne généralement à des problématiques de recherche.
- L'approche RANS (Reynolds Average Navier Stokes) se contente seulement de déterminer les grandeurs moyennes de l'écoulement. Cette simplification introduit de nombreux écarts entre les grandeurs moyennes obtenues et les grandeurs instantanées obtenues dans le cadre d'une simulation DNS. Cette approche est cependant la plus répandue dans les codes industriels en raison de sa facilité d'utilisation et des faibles moyens de calcul nécessaires à sa mise en oeuvre.
- L'approche LES (Large Eddy Simulation) va se situer entre les deux approches précédentes. Cette modélisation aux grandes échelles permet de prendre en compte les grandes structures de l'écoulement modélise les phénomènes physiques aux échelles inférieures (modèle de sous-maille).

1.1.4.1.2.2 Couplage avec un modèle de combustion

Le modèle de flammelettes décrit par Peters [16], [17] peut être utilisé afin d'illustrer les méthodes de couplage entre les codes liés à la turbulence et les modèles de combustion. L'idée générale de ce type de modélisation est de transformer les équations tridimensionnelles en un système monodimensionnel basé sur un scalaire passif, en l'occurrence la fraction de mélange Z . Ce scalaire passif qui sera par la suite défini et

utilisé dans cette étude, permet de travailler dans un repère lié au front de flamme. Dans ce repère sont alors résolues les équations de conservation de l'énergie et des espèces.

Les interactions entre les codes de calcul sont généralement les suivantes :

- a) Le taux de dissipation scalaire à la stœchiométrie ainsi que la pression sont extraits du code de turbulence (CFD),
- b) A l'aide de ces deux grandeurs les équations de flammelettes sont résolues de manière instationnaire dans le but de trouver les fractions massiques des différentes espèces considérées en fonction de la fraction de mélange,
- c) Ces fractions massiques sont ensuite réintégrées dans l'espace physique grâce à une fonction de densité de probabilité,
- d) Enfin la température locale est déduite à l'aide de la connaissance de la valeur des fractions massiques de chaque espèce ainsi qu'à l'aide de l'enthalpie locale donnée par le code CFD.

Ceci n'est qu'un aperçu très minimaliste d'une technique de calcul permettant de résoudre les équations de la physique et de la combustion dans les approches dimensionnelles.

Cependant, la simulation ne se limite pas à ce type d'outil très précis mais aussi très lourd en termes d'utilisation et de mise en œuvre. Un autre type d'outil en plein essor et très utilisé dans l'ingénierie va maintenant être présenté.

1.1.4.2 La Simulation 0D Système

La modélisation système communément appelée modélisation 0D, regroupe un large spectre de modèles qui sont généralement conçus à partir d'approches empiriques ou semi empiriques. La qualité de ce type de modélisation ne peut être dissociée du savoir faire, aussi bien dans les domaines numériques complexes, tels que la modélisation 3D CFD ou encore 2D/1D, que dans la qualité de la caractérisation du système à reproduire donc des essais le concernant. En effet, ces derniers vont servir à l'identification, l'apprentissage et

la validation des modèles. La complexité d'un modèle 0D varie en fonction du système à reproduire mais aussi de la prestation désirée. Le degré de complexité peut varier d'un modèle mathématique simple à un modèle phénoménologique incluant la physique des phénomènes au travers d'équations d'état ou de transport réduites. De plus, dans chacune des familles de modèle 0D il existe des niveaux de description qui sont fonction de la prestation requise. A titre d'exemple, concernant les modèles purement mathématiques il est possible de citer dans un ordre croissant de complexité, les modèles polynomiaux, les modèles LOLIMOT [18] ou encore les réseaux de neurones [19].

En lien étroit avec le domaine des essais, la modélisation 0D va permettre d'évaluer et d'analyser la prestation d'un système complexe mais aussi de contrôler le comportement de ce système au travers d'approches typées « Model Based Design ». Dans le secteur automobile l'application de ce type d'outils peut varier énormément en fonction du système qui est modélisé. Par exemple, dans le cas d'un modèle GMP (Groupe Moto Propulseur) les prestations regardées vont être la consommation, les émissions polluantes, le bruit ou encore les flux thermiques permettant de travailler ensuite sur des prestations véhicule comme la régulation de la climatisation. Les intérêts de ce type de modélisation vont être nombreux, avec particulièrement des temps de calcul qui sont d'aucune mesure comparables aux autres types de modélisation. Avec les progrès réalisés dans l'informatique, de nombreux modèles 0D ont des temps de simulation très proches du temps réel. On comprend bien là l'intérêt pour l'ingénierie, surtout dans une approche développée pour l'optimisation du système considéré. Un autre atout de ce type de modélisation est son approche multi-disciplines : mécanique, thermique, électrique,... et multi-échelles principalement en temps.

Le principe de la modélisation système est la décomposition du macro-système considéré en plusieurs sous systèmes le constituant. L'idée est de représenter chacun des éléments constitutifs du système le plus fidèlement possible selon le compromis temps de calcul / précision requise, et ensuite d'assembler les sous systèmes entre eux en prenant en compte toutes leurs interactions. La seconde phase, tout aussi cruciale que la construction du modèle, est la phase d'identification, de paramétrage et de calibration du modèle développé. Pour cette dernière phase, le savoir faire et la taille de la base de données, aussi

bien numérique (3D/2D/1D) qu'expérimentale, va prendre tout son sens. La calibration du modèle global se fera soit en validant chaque sous système indépendamment, soit en validant globalement le macro-système, soit idéalement en faisant les deux.

1.1.4.2.1 Modélisation Système : Un enjeu majeur pour l'industrie automobile

La modélisation système est donc un outil d'ingénierie formidable, particulièrement dans le domaine automobile qui regroupe un nombre très important de disciplines. Aujourd'hui l'automobile fait face à de grandes évolutions liées principalement au contexte environnemental mondial mais aussi à la multiplication de la diversité d'offres sur le marché. En effet les principales problématiques sont :

- Les exigences fonctionnelles sont de plus en plus sévères. Cette sévérité est induite en particulier par les différentes normes mais aussi par les attentes clients qui sont de plus en plus importantes. En effet, aujourd'hui, un véhicule est évalué non seulement sur son design ou ses performances, mais aussi sur des prestations telles que la vie à bord, la fiabilité, le plaisir de conduite,...
- La complexification du produit automobile par, entre autre, la multiplication des modes de propulsion ou l'explosion de l'électronique,
- L'offre, qui obligatoirement tend à se diversifier de par la multiplication des segments clients. L'ingénierie doit répondre à des spécificités régionales (conditions climatiques par exemple) avec une même base de véhicule et doit permettre d'atteindre des prestations équivalentes,
- Les contraintes liées à l'ingénierie : qui sont principalement les délais, l'organisation des développements, la recherche de productivité,...

Pour ce dernier point, l'intérêt de l'introduction d'outils d'aide tels que la modélisation 0D système va être de premier ordre. Ces outils vont permettre à l'ingénierie de répondre à l'équation : complexification du système en fonction des délais de développement.

Les projets de développement sont systématiquement organisés à l'aide d'un processus en « V ». Ce processus consiste à décomposer un macro-système complexe tel qu'un véhicule

en sous systèmes de complexité moindre. La décomposition de ces sous systèmes est généralement faite en terme de fonctionnalité. Et chacun des sous systèmes est évalué en termes de performances propres, tout en gardant un lien avec le macro-système. L'intérêt de la modélisation système est bien visible dans ce type de processus ou chaque sous système pourra être modélisé et évalué dans un simulateur global représentant le macro-système. Cet outil permettra, de plus, de très rapidement vérifier la pertinence de l'architecture du système, voire de la modifier dans des délais très courts et dès le début du cycle de développement. L'utilisation de la modélisation 0D sera donc pertinente aussi bien dans les phases de spécification, de conception, de mise au point, et de validation, avec des niveaux de modélisation 0D différents en fonction des connaissances acquises et des besoins à chaque phase du projet.

1.1.4.2 Modélisation Système : Les principales problématiques

Le regain d'intérêt pour la modélisation système va de pair avec l'apparition de nouvelles problématiques la concernant. Il va être possible d'en lister quelques unes.

Tout d'abord, le large spectre d'utilisation de la simulation 0D dans le domaine de l'ingénierie implique une connaissance accrue des différentes disciplines utilisées pour la modélisation qui interagissent entre elles. Aujourd'hui le développement et l'utilisation d'un modèle 0D nécessite des connaissances dans des domaines de la physique aussi variés que la mécanique, la chimie, la thermique, l'électronique, ... mais aussi dans des domaines des mathématiques comme par exemple l'optimisation ou les statistiques. Ceci explique pourquoi la construction et le déploiement de tel outils nécessite de mettre en commun l'expertise de nombreux secteurs de l'ingénierie.

La modélisation 0D est une discipline en plein essor qui, en plus des compétences disciplinaires auxquelles elle fait appel, nécessite de travailler sur la traduction des équations de la physique en formalisme informatique permettant de manipuler les équations et les différents algorithmes d'intégration numérique de celles-ci.

La bonne définition de la prestation requise par le modèle 0D va être de premier ordre dans son développement et son domaine d'utilisation. De nombreux travaux portent sur les techniques de réduction de modèles multidimensionnels qui sont guidés par les prestations

finales du modèle. A titre d'exemple, le niveau de prédictivité, donc de description phénoménologique, dans un modèle ne sera pas le même si celui-ci est employé à la caractérisation et la compréhension du fonctionnement du sous système modélisé ou seulement utilisé dans un processus de commande de celui-ci.

La simulation numérique, et plus particulièrement la simulation système, intervient donc à différents niveaux et à différents stades du processus d'ingénierie. Pour un même sous-système ou composant, de nombreux métiers peuvent faire appel à la simulation 0D mais dans des optiques différentes, avec des modèles différents et à différentes phases du développement du composant. Tout l'enjeu est donc d'assurer une cohérence entre les modèles, il doit donc nécessairement exister une continuité entre l'évolution du produit et celle des modèles associés.

Pour le secteur automobile, le développement du contrôle et de la mise au point moteur est crucial afin d'optimiser, en fonction des prestations, les niveaux d'émission de polluants et la consommation de carburant. Une des voies de développement d'outils d'aide à la mise au point est basée sur des modèles de moteurs 0D-1D. Le développement des modèles en termes de précision et de temps de calcul a un impact direct sur la performance de la mise au point du moteur et sur la maîtrise des coûts de développement.

Pour toutes ces raisons, le développement d'outils de modélisation 0D-1D peut conduire à des résultats intéressants afin de répondre à la problématique du développement moteur. Il est cependant nécessaire de trouver l'équilibre optimal entre le temps de calcul et la précision des modèles, en vue d'améliorer l'efficacité de la R & D. Toutes ces problématiques expliquent l'intérêt porté pour la présente étude. Les tenants et aboutissants du travail proposé ici et son intégration dans une réalité industrielle vont maintenant être explicités.

1.2 Objectifs et Structure de l'Etude

1.2.1 Objectifs de cette étude

Le chapitre précédent a souligné les problématiques et les défis que les moteurs modernes doivent relever. L'approche qui consiste à utiliser des outils d'aide, et en particulier la modélisation, a un fort intérêt en termes de réduction des temps de développement et des coûts associés. Une des voies de réduction des émissions polluantes passe par le contrôle optimal de la combustion. De cette façon, la quantité de polluants à traiter sera la plus faible possible, les systèmes de post-traitement seront donc de plus petite taille et moins coûteux.

La présente thèse portera sur la modélisation 0D/1D du déroulement de la combustion dans un moteur Diesel. Les principaux axes de travail s'effectueront selon les points suivants :

- La modélisation des phénomènes physiques se produisant dans la chambre de combustion. L'accent sera mis sur une description fine de la phase de combustion de prémélange ainsi que l'impact des stratégies d'injection multiple. Ce travail est crucial afin d'assurer la prédictibilité des modèles pour toute la plage de fonctionnement moteur et donc la qualité de la mise au point moteur qui en découlera,
- La maîtrise du temps de calcul des modèles, ce qui assure l'attractivité et l'efficacité de l'approche par modèles plutôt qu'une approche entièrement expérimentale,
- Le compromis entre la précision des modèles et la corrélation expérimentale requise pour atteindre un niveau de précision requis. De nombreux modèles se basent sur des recalages expérimentaux afin d'allier précision du modèle et temps de calcul réduit. Cette étape introduit des coûts ainsi que du temps de développement supplémentaire.

Ce travail de recherche est axé sur la meilleure description phénoménologique possible de

la combustion Diesel conventionnelle. Cette description pourra par la suite être étendue aux problématiques de combustions homogènes, quelques perspectives seront présentées dans ce sens. Ce travail se focalise sur la phase de combustion, ce qui signifie que les problématiques de flux gazeux entrant et sortant du cylindre n'ont pas été explorées, seules les phases lors desquelles les soupapes sont fermées ont été considérées.

1.2.2 La Structure de la thèse

Le présent document a été organisé en deux parties principales,

Modélisation 0D de la combustion Diesel : La première partie technique de ce travail de thèse portera sur la modélisation 0D de la chambre de combustion. Cette partie est composée de plusieurs séquences qui sont les suivantes :

La première séquence présente l'étude bibliographique effectuée sur les modèles de combustion dédiés aux applications automobiles. Les principales structures et approches adoptées par les modèles sont détaillées. Les avantages et les limites de chacun des modèles exposés sont analysés au regard de la problématique d'utilisation dans un processus de mise au point moteur.

Dans la seconde séquence nous nous efforcerons de détailler le cheminement ayant abouti à la construction du modèle 0D de chambre de combustion présenté dans cette étude. Chaque sous modèle est alors détaillé et confronté à l'existant. Ces sous modèles, qui permettent de décrire les phénomènes physique ayant lieu lors d'une combustion Diesel conventionnelle à injection directe, seront dans la plupart des cas validés sur des données expérimentales ou numériques.

La troisième séquence portera sur l'utilisation du modèle développé. Le travail spécifique de calibration des paramètres ainsi que le choix des essais utilisés pour la calibration est détaillé dans ce paragraphe. Pour finir, les résultats du modèle pour toute la plage de fonctionnement moteur sont comparés à des résultats expérimentaux issus d'essais réalisés sur un moteur Diesel récent.

Modélisation 1D de la combustion Diesel : la deuxième partie technique de la thèse est consacrée à la modélisation quasi-dimensionnelle de la combustion Diesel. Cette partie est divisée en plusieurs séquences qui sont :

La première séquence de cette seconde partie est consacrée à l'étude de l'existant. Une étude bibliographique des modèles n-zones ou quasi-dimensionnels est réalisée afin d'introduire les performances de ce type d'approche dans une perspective de modélisation fine de la combustion.

La seconde partie de ce chapitre permet la description du modèle proposé. Cette description commencera par le principe choisi afin de décrire les différents volumes de contrôle permettant la résolution des équations de conservation dans une approche monodimensionnelle. Ces équations de conservation permettent de décrire les évolutions des grandeurs principales du spray Diesel dans les volumes de contrôle. Un modèle de combustion est ensuite développé et utilisé afin de prédire l'évolution de ces grandeurs pour un jet dans des conditions de réaction. Enfin ce modèle de jet brûlant est introduit dans un modèle de chambre de combustion Diesel. Pour chacune de ces étapes, des validations intermédiaires sont effectuées afin de garantir la bonne description des grandeurs influentes du jet.

La troisième séquence est entièrement consacrée à une étude paramétrique ainsi qu'aux premiers résultats obtenus par le modèle quasi-dimensionnel développé. Ces résultats sont comparés à des essais expérimentaux déjà utilisés et présentés lors de la validation du modèle 0D.

Chapitre 2

La modélisation 0D de la Combustion Diesel Conventionnelle : Prise en Compte de l’Influence des Nouvelles Technologies sur le Déroulement de la Combustion

Ce chapitre décrit les travaux effectués dans le cadre de la modélisation zéro-dimensionnelle de la combustion Diesel conventionnelle.

2.1 Etude et Analyse de l’Existant

Cette première séquence propose une synthèse bibliographique des différents modèles 0D de combustion Diesel les plus couramment cités. La description thermodynamique de la chambre de combustion avec les différents phénomènes de transfert de masse et de chaleur est reportée en Annexe 1.

2.1.1 Modèle 0D de Combustion Diesel Conventionnelle à Injection Directe

Les modèles de combustion dans les moteurs à allumage par compression se distinguent des modèles de combustion dans les moteurs à allumage commandé par un nombre beaucoup plus important de phénomènes physiques et chimiques intervenants tout au long d’un cycle. La présente analyse bibliographique se focalise uniquement sur la modélisation des phénomènes rencontrés lors du déroulement de la combustion Diesel.

Dans la littérature il existe de nombreux modèles zéro dimensionnel de moteur à allumage par compression [49], [50], [51], [52], [53], [54]. Les paragraphes suivant décrivent de façon non exhaustive certains de ces modèles. La Figure 2-1 donne une vue d’ensemble de cette liste de modèle. Cette liste n’a pas la prétention de tous les présenter mais seulement

de donner un aperçu des modèles les plus couramment cités et utilisés. Il est possible de distinguer ces modèles en fonction de leur degré de complexité, allant du modèle purement mathématique qui n'incorpore aucune description phénoménologique en dehors de la thermodynamique des gaz présents dans la chambre, jusqu'à des modèles multizones très détaillés prenant en compte l'ensemble des phénomènes impactant la combustion.

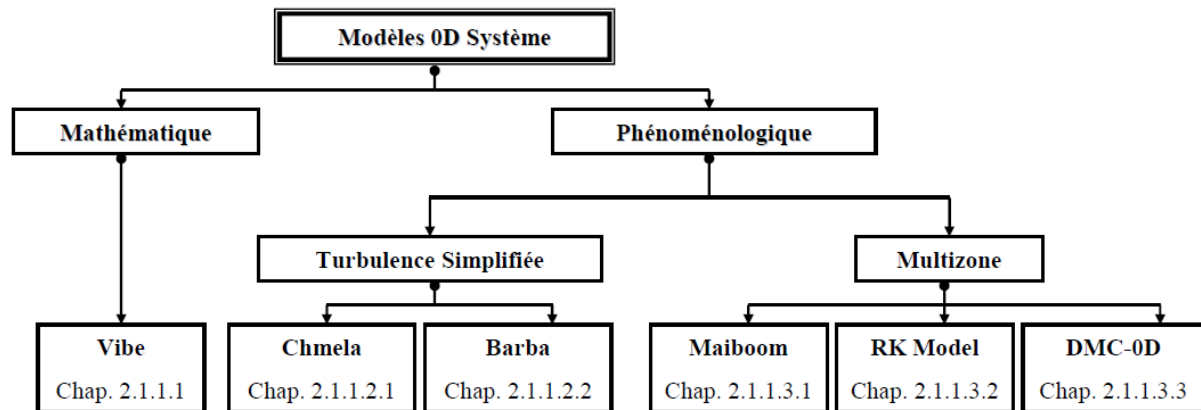


Figure 2-1 : Hiérarchisation des modèles de combustion Diesel 0D présentés dans l'étude bibliographique réalisée pour ce travail.

2.1.1.1 Modèle de Combustion Mathématique

Le principe de ce type de modèle est de réduire l'ensemble des phénomènes physiques et chimiques dans un nombre restreint d'équations explicites. L'idée générale est d'écrire l'évolution de la fraction de gaz brûlés en fonction de l'angle vilebrequin. Il existe pour cela plusieurs fonctions mathématiques qui sont soit du type loi polynomiale, soit du type cosinus, mais la plus connue est la loi de Vibe, et dans le cas particulier de la combustion Diesel, la double phase de Vibe [55].

Avec cette approche, la variation de la fraction de gaz brûlée ou le dégagement d'énergie dû à la combustion, s'écrit très simplement comme la somme de deux phases de Vibe, une pour chaque type de combustion (Prémélange/Diffusion).

La phase de Vibe se présente comme une distribution sur la durée de combustion $\Delta\theta$ de l'énergie Q_{tot} contenue dans le carburant au rendement de combustion près. On peut donc

écrire pour l'ensemble de la combustion Diesel :

$$\frac{dQ_{tot}}{d\theta} = \frac{dQ_{pre}}{d\theta} + \frac{dQ_{dif}}{d\theta} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Où le dégagement d'énergie lié à la combustion de prémélange s'écrit :

$$\frac{dQ_{pre}}{d\theta} = f \cdot Q_{tot} \cdot \frac{a_{pre} \cdot (m_{pre} + 1)}{\Delta\theta} \cdot y^{m_{pre}} \cdot \exp(-a_{pre} \cdot y^{m_{pre} + 1}) \quad \text{Eq. 2.2}$$

Et le dégagement d'énergie lié à la combustion de diffusion s'écrit :

$$\frac{dQ_{dif}}{d\theta} = (1 - f) \cdot Q_{tot} \cdot \frac{a_{dif} \cdot (m_{dif} + 1)}{\Delta\theta} \cdot y^{m_{dif}} \cdot \exp(-a_{dif} \cdot y^{m_{dif} + 1}) \quad \text{Eq. 2.3}$$

Avec,

- θ , l'angle vilebrequin,
- $\Delta\theta$, la durée de la combustion,
- $y = \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}$, l'angle réduit,
- θ_0 , l'angle vilebrequin de début de combustion,
- $f \in [0,1]$, la fraction de prémélange, qui représente la quantité de carburant qui va brûler en phase prémélange sur l'intervalle $\Delta\theta$,
- a_{pre} et a_{dif} , coefficient de la phase de prémélange et de diffusion,
- m_{pre} et m_{dif} , le facteur de forme de la phase de prémélange et de diffusion.

Jaine [57] a démontré le très faible niveau de prédictivité de ce type de modèle qui va nécessiter un recalage systématique des paramètres en fonction du point de fonctionnement moteur. Cependant ce type de modèle s'avère être très économique en terme de temps de calcul et va donc pouvoir être utilisé pour développer les stratégies de contrôle moteur. Les modèles utilisés aujourd'hui dans le contrôle embarqué sont généralement des modèles

moyens [58], et l'une des utilisations possible des modèles purement mathématiques consisterait à remplacer les modèles moyens en embarquant la cartographie des paramètres liés au modèle de Vibe.

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+ Temps de Calcul : modèle temps réel + Facilité d'utilisation et de mise en œuvre	- Représentativité physique inexistante - Identification pour chaque point de fonctionnement moteur	_ Outil pour le contrôle moteur

2.1.1.2 Modèle de Combustion à Turbulence Simplifiée

Contrairement aux modèles purement mathématiques, l'objectif des modèles de combustion à turbulence simplifiée est de proposer une approche basée sur la modélisation de certains phénomènes physiques. Celle-ci permettra d'obtenir un certain niveau de prédictivité dans le cas de variations paramétriques des grandeurs d'entrée de la simulation. La principale hypothèse est de considérer toutes les grandeurs intensives (pression, température, concentrations) homogènes dans la chambre. La validité de cette hypothèse est bien entendu très discutable dans le cas de la combustion Diesel. Cependant dans le but de se rapprocher de la réalité, ces modèles font intervenir de nombreux sous modèles pour décrire les différents phénomènes influant sur le déroulement de la combustion. C'est généralement la définition du compromis temps de calcul / prédictivité, qui conditionne le nombre de sous modèles pris en compte. De plus chaque sous modèles a des degrés de complexité différent selon les états que l'on souhaite connaître. Les phénomènes les plus souvent modélisés sont :

- La vaporisation du carburant injecté,
- Le délai d'auto-inflammation,
- La turbulence,
- Les différentes phases de la combustion Diesel.

2.1.1.2.1 Approche de Chmela et al. [59], [60]

Chmela et ses co-auteurs ont proposé plusieurs travaux dans le but de modéliser la combustion Diesel. La première version de ces travaux [59] ne distingue pas les différentes phases de combustion et décrit le dégagement d'énergie seulement à l'aide d'une combustion de diffusion. Par la suite, en raison des limitations de cette approche dans les cas moteur faible charge ou même charge partielle, Chmela propose une modélisation de la combustion [60], qui distingue la part de carburant qui sera consommée par la phase de prémélange et celle consommée par la phase de diffusion. De plus il introduit un modèle de vaporisation, ainsi que de délai chimique d'auto inflammation en plus du sous modèle de turbulence simplifié.

L'écriture de son modèle de combustion sous forme de système d'équations différentielles donne :

$$\frac{d}{d\theta} \begin{pmatrix} m_{carb,v} \\ k \\ m_{b,pre} \\ m_{b,dif} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1(m_{carb,l}, k, T) \\ F_2(m_{carb,l}, k) \\ F_3(m_{b,pre}, m_{carb,v}, T, V) \\ F_4(m_{b,dif}, m_{carb,v}, k, V) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 2.4}$$

Avec,

- $m_{carb,v}$, $m_{carb,l}$ la masse de carburant vapeur et la masse de carburant liquide injecté à l'instant t ,
- $m_{b,pre}$, $m_{b,dif}$, la masse de carburant brûlé en phase de prémélange et en phase de diffusion,
- T , la température dans la chambre de combustion,
- V , le volume de la chambre de combustion,
- k , la densité d'énergie cinétique turbulente,

- $F_{j \in [0,4]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques, soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées. Celles-ci contiennent les différents paramètres à identifier et à calibrer.

La variation de masse brûlée totale s'écrit :

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \frac{dm_{b,pre}}{d\theta} + \frac{dm_{b,diff}}{d\theta} \quad \text{Eq. 2.5}$$

L'auto inflammation est un phénomène lié au moteur à allumage par compression. Dans cette approche zéro-dimensionnelle l'auto inflammation est déterminée en comparant l'intégrale de l'inverse d'un temps caractéristique et un seuil. Chmela écrit le temps caractéristique à l'aide d'une loi d'Arrhenius qui est fonction de la pression, de la température et de la composition dans la chambre. L'approche pour modéliser les délais d'auto inflammation à l'aide de lois d'Arrhenius sera explicitée plus en détail dans le paragraphe 2.2.7.2.

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+ Temps de Calcul + Description de certains phénomènes physiques + Facilité d'utilisation et de mise en œuvre + Capacité d'interpolation entre points de fonctionnement moteur	- Non prise en compte nouvelles technologies : Multi-injection / Combustion Diluées - Extrapolation peut fiable	_ Outil pour la conception

2.1.1.2.2 Approche de Barba et al. [61]

L'approche de Barba est très proche de celle développée par Chmela avec la représentation des deux phases caractéristiques de la combustion Diesel. Barba [61] choisit de prendre en compte l'influence de la vaporisation du carburant, du délai chimique d'auto inflammation et de la turbulence sur le dégagement d'énergie. La vaporisation du carburant est modélisée à l'aide d'une loi simple en d^2 et le mouillage parois par une partie du carburant liquide est également pris en compte. Un modèle de mélange entre le carburant vaporisé et l'air est également introduit. Ce modèle suppose qu'avant le délai d'auto inflammation les gaz environnants sont entrainés dans une zone de prémélange qui est supposée sphérique. La modélisation de la combustion de prémélange est basée sur cette schématisation de

l'entraînement des gaz environnants dans le spray (Figure 2-2) et sur la prise en compte d'une compétition entre deux modes de combustion. Le premier mode est contrôlé par la propagation d'un front de flamme (Figure 2-2 4)) et le second traduit la diminution du carburant disponible dû à la multiplication des sites d'auto inflammation dans la zone de prémélange (Figure 2-2 5)).

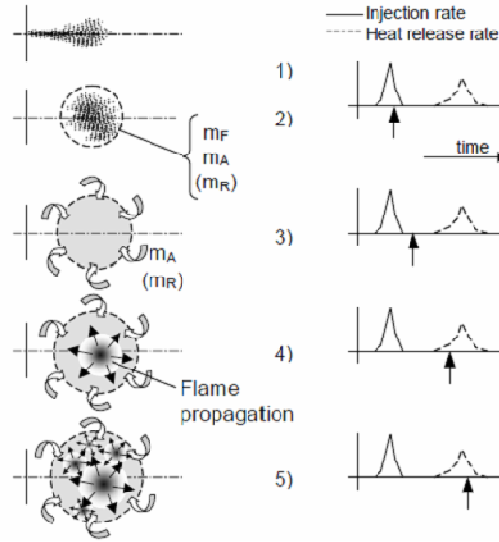


Figure 2-2 : Description de l'évolution de la zone de prémélange et de la combustion de associée au cours du temps selon Barba et al [61]. 1) Introduction du carburant liquide dans la chambre. 2) Vaporisation du carburant et mélange avec les gaz environnants : initialisation de la zone de prémélange. 3) Mécanisme d'entraînement d'air dans la zone de prémélange. 4) Auto inflammation et propagation du front de flamme : mode de combustion 1 en prémélange. 5) Multiplication des sites d'auto inflammation et consommation du carburant vapeur disponible : mode de combustion 2 en prémélange.

L'écriture du modèle sous forme de système d'équations différentielles a l'allure suivante :

$$\frac{d}{d\theta} \begin{pmatrix} m_{carb,v} \\ k \\ m_{b,pre1} \\ m_{b,pre2} \\ m_{b,dif} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_1(m_{carb,l}, m_b, k, T, V) \\ G_2(m_{carb,l}, k, V) \\ G_3(m_b, m_{carb,v}, k, T, V) \\ G_4(m_b, m_{carb,v}, T, V) \\ G_5(m_b, m_{carb,v}, k, V) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 2.6}$$

Avec,

- $m_{b,pre1}$ et $m_{b,pre2}$, la masse de gaz brûlés liée à la phase de prémélange dans le mode 1 et dans le mode 2.
- $G_{j \in [0,5]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées. Ces fonctions incluent les différents paramètres à identifier et à calibrer.

La variation de gaz brûlé totale s'écrit :

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \min\left(\frac{dm_{b,pre1}}{d\theta}, \frac{dm_{b,pre2}}{d\theta}\right) + \frac{dm_{b,dif}}{d\theta} \quad \text{Eq. 2.7}$$

Pour finir le modèle d'auto inflammation reprend le même principe que celui développé chez Chmela et décrit dans le paragraphe 2.2.7.2.

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+ Temps de Calcul + Description de certains phénomènes physiques + Capacité d'interpolation entre points de fonctionnement moteur + Prise en compte d'une zone de mélange	- Non prise en compte nouvelles technologies : Multi-injection / Combustions très diluées / Combustions particulières type HCCI, PCCI. - Extrapolation peut fiable - Modèle de combustion prémélangée difficile à mettre en œuvre - Lacune dans la représentation de certains phénomènes	_ Outil pour la conception _ Outil pour la mise au point dans la zone de fonctionnement forte charge du moteur

2.1.1.2.3 Conclusion

La description partielle des principaux phénomènes impactant la combustion par ces modèles leur confère une relative prédictivité [57]. Avec un temps de calcul très faible et une facilité indéniable pour leur mise en œuvre, ces outils sont utilisés dans le cadre de travaux de conception en permettant de décrire l'évolution de grandeurs, telle que la température maximum, dans des cas simple et bien connus. Les limites d'utilisation de ces modèles sont essentiellement liées à la non description de phénomènes tels que :

- l'effet de l'EGR sur la combustion,

- l'impact de la multi injection et donc des stratégies de combustion associées,
- des nouveaux modes de combustion tels que la combustion HCCI ou PCCI.

2.1.1.3 Modèles de Combustion Multizone

Le terme « multizone » désigne un modèle où le nombre de zone est déterminé à l'avance en opposition avec « n-zones » où le nombre de zone est dépendant de paramètres liés à la modélisation. La combustion Diesel est caractérisée par une très forte hétérogénéité de composition et de température dans la chambre, et la formation des émissions polluantes est intimement liée à ces propriétés locales. Le but principal des modèles multizones est donc de palier au manque de variables d'espace en modélisation zéro dimensionnelle. Cette approche est généralement choisie dans l'optique d'utiliser par la suite des modèles de polluant prédictifs.

2.1.1.3.1 Modèle de combustion 5 zones : Maiboom et al. [62], [63]

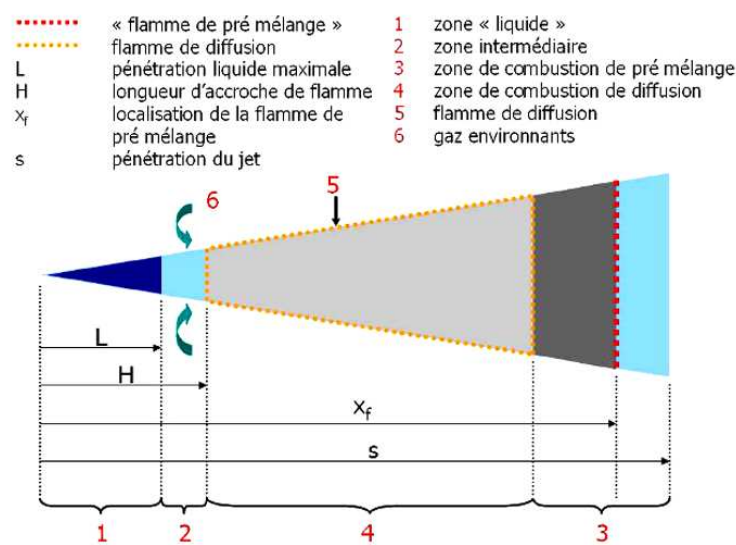


Figure 2-3 : Description des différentes zones utilisées dans le modèle de Maiboom. Les grandeurs caractéristiques du spray : angle, pénétration liquide et vapeur, longueur d'accroche de flamme, sont déduites des travaux de Siebers [66], [67], [68].

Le modèle proposé par Maiboom et al. [62] est directement inspiré de la phénoménologie

de la combustion Diesel décrite au travers du modèle conceptuel de Dec et Flynn [64], [65]. Dans ce modèle l'auteur introduit un sous modèle de jet s'appuyant sur l'approche développée par Naber et Siebers [66], [67], [68]. A l'aide des travaux de Siebers il divise le spray en zones caractéristiques qui vont permettre de décrire les différentes phases de la combustion Diesel (Figure 2-3). Une fois les zones identifiées, l'approche de Barba [61] est utilisée pour décrire les phases de combustion de prémélange et de diffusion.

Ce modèle tend à s'approcher au maximum de la description du déroulement d'une combustion Diesel conventionnelle mais est limité dans les cas faible charge par la définition peu physique de la phase de combustion de prémélange. Comme pour les modèles précédents, on retrouve tous les sous modèles décrivant les différents phénomènes liés à la combustion Diesel. L'écriture de ce modèle sous forme de système d'équations différentielles donne :

$$\frac{d}{d\theta} \begin{pmatrix} m_{carb,i} \\ m_{a,i} \\ k \\ m_{b,pre1} \\ m_{b,pre2} \\ m_{b,diff} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_1(m_{carb,l}, m_u, m_b, T, V) \\ H_2(m_{carb,l}, m_u, m_b, T, V) \\ H_3(m_{carb,l}, m_u, m_b, k, T, V) \\ H_4(m_u, m_b, m_{carb,3}, m_{a,3}, T, V) \\ H_5(m_u, m_b, m_{carb,3}, m_{a,3}, k, V) \\ H_6(m_u, m_b, m_{carb,4}, m_{a,4}, k, V) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 2.8}$$

Avec :

- $i = 1, 2, 3, 4, 5$, l'indice relatif à chaque zone du modèle,
- u, b , l'indice pour les gaz environnant (en dehors du volume de spray), et pour les gaz brûlés,
- $carb$ et a , les indices pour respectivement les masses de carburant et d'air entraînées dans chacune des zones du spray,
- $H_{j \in [1,6]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées. Ces fonctions

sont très proche dans leur écriture des fonctions $G_{j \in [0,5]}$ développées par Barba et al. [61] (Eq. 2.6).

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+Description de nombreux phénomènes physiques + Description détaillée du spray Diesel + Capacité d'interpolation entre points de fonctionnement moteur + Prise en compte d'une zone de mélange + Distinction spatiale entre la phase de prémélange et diffusion	- Non prise en compte nouvelles technologies : Multi-injection / Combustion très diluées / Combustions particulières type HCCI, PCCI. - Modèle de combustion prémélangée difficile à mettre en œuvre - Limitations pour les combustions dans la zone faible charge - Paramétrage du modèle difficile	_ Outil pour la conception _ Outil pour la mise au point dans les zones de fonctionnement forte et moyenne charge du moteur

2.1.1.3.2L'approche RK-model, [69], [70]

Ce modèle développé par A.S. Kuleshov à l'Université de Moscou, est disponible en ligne [71]. Ce modèle propose une description géométrique fine du développement d'un jet Diesel dans une chambre de combustion. Dans la description de l'évolution du jet, le modèle prend en compte la géométrie de la chambre, et en particulier celle du bol, mais aussi l'impact du Swirl et de la paroi sur le spray. Avant l'impact paroi, le spray est divisé en trois zones caractéristiques (Figure 2-4) :

- Le cœur du jet qui est considéré comme une zone très riche ou le carburant est sous forme liquide et vapeur,
- Le nez du jet qui est aussi considéré riche,
- Une zone pauvre entourant le cœur du jet.

Lorsque le jet impacte la paroi, les trois zones précédentes coexistent mais vont avoir des dynamiques différentes. Il y a création d'une quatrième zone qui est une zone composée d'un mélange air/carburant qui se propagera le long des parois, qui aura donc des propriétés différentes des autres, surtout d'un point de vue vaporisation et entrainement d'air.

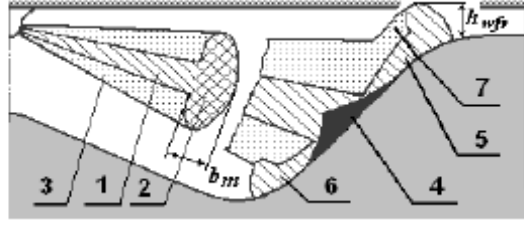


Figure 2-4 : Zones caractéristique d'un spray Diesel avant et après impact parois selon A.S. Kuleshov [69]. Zone 1 : zone riche représentative du centre du jet. Zone 2 : Nez du spray considéré riche et dont les dimensions sont données par le modèle. Zone 3 : zone de mélange air + carburant globalement pauvre. Zone 4 : impact liquide parois. Zone 5 : propagation du spray le long des parois, zone issue de la zone 1. Zone 6 : propagation du spray le long des parois, zone issue de la zone 2. Zone 7 : propagation du spray le long des parois, zone issue de la zone 3.

Les deux phases de la combustion Diesel sont modélisées à l'aide d'une approche similaire à celle développée par Chmela [60]. Pour la phase de prémélange, la variation de masse de carburant brûlé est basée sur un temps caractéristique de combustion issu d'une loi d'Arrhenius et sur la masse de carburant disponible. Pour la phase de diffusion, la variation de masse de carburant brûlé est basée sur un modèle fréquentiel de mélange. Pour finir, le calcul de l'auto inflammation est déduit d'un temps caractéristique considérant une zone homogène et une équation de combustion à une étape. Le système d'équations différentielles lié à ce modèle est le suivant :

$$\frac{d}{d\theta} \begin{pmatrix} m_{carb,i} \\ k \\ m_{b,pre} \\ m_{b,diff} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I_1(m_{carb,i}, m_u, m_b, T, V_i) \\ I_2(m_u, m_b, m_{carb,i}, k, T, V) \\ I_3(m_u, m_b, m_{carb,i}, T, V_i) \\ I_4(m_u, m_b, m_{carb,i}, k, V_i) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 2.9}$$

Avec :

- $i = 1, 2, 3, 4$, l'indice relatif à chaque zone du modèle,
- $I_{j \in [0,4]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées. Ces différentes fonctions incluent les paramètres à identifier et calibrer.

Les différents volumes des zones sont déduits d'hypothèses géométriques donc calculés à l'aide de l'angle du cône formé par le jet et de la pénétration maximum du jet obtenue avec une équation purement empirique similaire à celle employée par Siebers [66].

La limitation principale de ce modèle est le nombre très important de paramètres à recalculer pour un moteur particulier. L'approche nécessite donc une très grande base de données expérimentale. Etant donné le niveau de détail de ce modèle, une fois validé sur un moteur particulier il paraît très intéressant pour l'étude et le développement des différentes stratégies de combustion. Cette dernière remarque suppose que le modèle retranscrit bien l'effet de la multi injection qui n'est pas détaillé dans les différentes publications.

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+Description de nombreux phénomènes physiques + Description détaillée du spray Diesel + Prise en compte fine des interactions Spray/Parois et Spray/Aéro interne. + Capacité d'interpolation entre points de fonctionnement moteur + Extension à la multi injection possible ?	- Non prise en compte des combustions particulières type HCCI, PCCI. - Modèle de combustion très difficile à mettre en œuvre - Paramétrage du modèle très difficile	_ Outil pour la conception _ Outil pour la mise au point dans les zones de fonctionnement moyenne et pleine charge du moteur

2.1.1.3.3 Modèle DMC-0D [72], [73], [74], [75], [76]

Dans leurs travaux, Mauviot et ses co-auteurs ont choisi de découper la chambre de combustion en deux zones distinctes. La zone de jet et une zone de gaz neutre composée des gaz environnants. Tout comme l'approche adoptée par Maiboom [62], Mauviot estime les dimensions de la zone de spray et le mécanisme d'entraînement des gaz à l'aide de l'approche développée par Siebers [66], [67]. Cependant, dans le cas présent, les auteurs prennent en compte une stratification en richesse dans la zone de spray. La distribution en richesse n'est pas réalisée en discrétisant le spray en zones géométriques mais à l'aide d'une approche basée sur l'utilisation de fonctions de densité de probabilité (PDF). Le second apport de ce modèle est la prise en compte très fine des mécanismes chimiques au travers de la tabulation de plusieurs espèces repérées comme majoritaires. C'est l'utilisation combinée de la PDF et de cette tabulation qui permet de déterminer le taux de dégagement

d'énergie au cours du temps. L'intérêt d'un tel modèle réside aussi dans la prise en compte automatique du passage de la flamme de prémélange à la flamme de diffusion et il permet de modéliser des combustions dites froides ou les combustions homogènes grâce à la chimie détaillée.

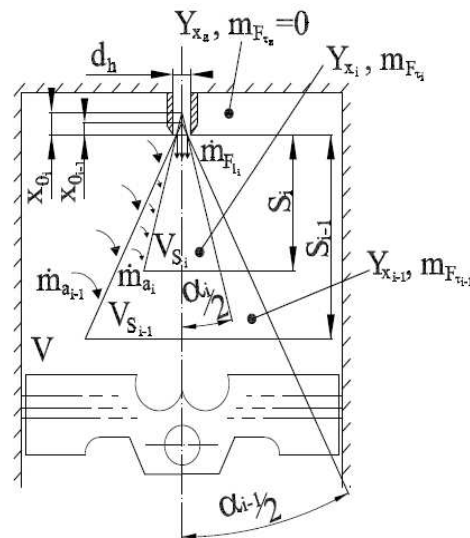


Figure 2-5 : Schéma du modèle développé par Dulbecco [76] dans le cas de deux injections. La seconde injection est totalement incluse dans la précédente et les mécanismes d'entraînement d'air se font de la zone des gaz ambiant vers la zone de spray i-1 et de la zone de spray i-1 vers la zone de spray i. La géométrie des zones de Jet est déterminée à l'aide des différents travaux de Siebers et al. [66], [67].

Cependant avec une telle approche qui n'utilise que des sorties du modèle de jet et de turbulence pour modéliser les mécanismes de vaporisation, entraînement d'air et micro-mélange, il est possible de s'interroger sur la validité du modèle développé par Siebers. En effet Jaine [57] et Dronniou [34] ont mis en avant les problématiques associées au modèle de jet développé par Siebers dans les cas transitoires rencontrés dans les moteurs et principalement dans les cas d'injections multiples avec des injections de très courte durée. De plus aucune modélisation de l'impact parois n'a été réalisée, ce qui peut être problématique pour la modélisation de la combustion associée à certains motifs d'injection. Dulbecco [74], [75], [76] a développé une première approche très intéressante pour la prise en compte de la multi injection avec les interactions entre les différents jets et l'impact sur le mélange air-carburant dans chaque zone (Figure 2-5).

La forme du système d'équations différentielles développé par Mauviot et repris par Dulbecco est le suivant :

$$\frac{d}{d\theta} \begin{pmatrix} m_{carb,v} \\ m_{a,s} \\ \widetilde{Z''^2} \\ k \\ m_{esp} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} J_1(m_{carb,l}, m_u, m_b, k, T, V) \\ J_2(m_u, m_b, m_{carb,l}, T, V) \\ J_3(m_{a,s}, m_{carb,v}, k, \widetilde{Z''^2}, \widetilde{Z}) \\ J_4(m_u, m_b, m_{carb,l}, k, T, V) \\ J_5(m_{esp}, k, T, V) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 2.10}$$

Avec,

- a, s , pour les gaz environnant entraînés dans le volume du spray,
- esp , pour les espèces identifiées comme majoritaires lors de la combustion et qui sont au nombre de 8,
- $\widetilde{Z''^2}, \widetilde{Z}$, la variance et la valeur moyenne de la fraction de mélange image de la richesse,
- $J_{j \in [0,5]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées.

Ce modèle est très bien adapté au développement des stratégies de combustion, principalement dans le cadre de transitions entre les modes pseudo-HCCI et Diesel conventionnel. Avec une étude approfondie du modèle de spray en s'inspirant des travaux réalisés entre autre par Musculus et al. [77] et de l'approche développée dans le RK-model [69], [70], notamment pour les interactions jet-environnement, le modèle DMC-0D pourrait être un modèle de référence pour la mise au point des moteurs récents.

Avantages	Inconvénients	Utilisation Possible
+Description de nombreux phénomènes physiques + Description détaillée du spray Diesel + Prise en compte fine d'une zone de mélange, + Capacité à modéliser les combustions particulières type HCCI, PCCI, + Prise en compte des très fort taux de dilution (EGR) + Prise en compte des stratégies d'injections multiples + Capacité d'interpolation entre points de fonctionnement moteur + Confiance raisonnable pour l'extrapolation + Transition automatique entre les deux phases de la combustion Diesel	- Temps de calcul conséquent - Modèle de combustion difficile à mettre en œuvre : nécessite l'utilisation d'outils particuliers (tabulation chimie complexe) - Paramétrage du modèle quasi inexistant - Non prise en compte interactions : Spray / Environnement (Parois + Aéro interne)	_ Outil de recherche _ Outil pour la pré-mise au point de combustions particulières (type HCCI). Utilisé principalement pour le concept IFPEN : NADI

2.1.1.4 Synthèse

La liste des modèles présentés précédemment est non exhaustive et pourrait être complétée vu le nombre de travaux qui ont été réalisés à ce jour sur cette thématique de modélisation 0D phénoménologique.

Le tableau suivant (Table 2-1) reprend tous les modèles exposés préalablement permettant ainsi de comparer leur niveau de complexité. Dans ce tableau les modèles de combustion sont classés par nombre d'états représentés. Pour chaque modèle il faut rajouter les états relatifs au modèle thermodynamique de la chambre de combustion. Le tableau resence également le nombre de paramètres associés à chaque modèle. Ces paramètres peuvent être classés en deux catégories :

- *Banc* : sont les paramètres propre à un moteur particulier. Ils peuvent être soit constants soit dépendants du point de fonctionnement (régime moteur, taux EGR, ...). Ils

interviennent donc sous forme de constante, de cartographies ou de fonction à établir à l'aide d'une campagne d'essais sur banc moteur.

- *Init* : sont les paramètres pouvant être estimés à chaque début de simulation (fermeture soupape) et qui sont donc dépendants des conditions initiales.

Modèle	Nombre d'états	Etats	Sorties	Nombre de Paramètres	Phénomènes physique pris en compte	Niveau Prédiction	Utilisation possible
Vibe	0	/	dQ_{comb}	Banc: 9 Init: -	Combustion Prémélange / Diffusion	/	_Contrôle Moteur
Chmela	4	$m_{carb,v}$ k $m_{b,pre}$ $m_{b,diff}$	dQ_{comb} dm_{vap} E_{cin}	Banc:8 Init:3	Combustion Prémélange / Diffusion Vaporisation Auto Inflammation Turbulence	+	_Conception / Dimensionnement
Barba	5	$m_{carb,v}$ k $m_{b,pre1}$ $m_{b,pre2}$ $m_{b,diff}$	dQ_{comb} dm_{vap} E_{cin}	Banc:11 Init:3	Combustion Prémélange / Diffusion Vaporisation Auto Inflammation Turbulence	++	_Conception / Dimensionnement
RK-model	7	$m_{carb,i}$ $i=1,2,3,4$ k $m_{b,pre}$ $m_{b,diff}$	dQ_{comb} dm_{vap} E_{cin} V_{spray}	Banc:15 Init: 6 + (Géométrie ex : bol)	Combustion Prémélange / Diffusion Vaporisation Auto Inflammation Turbulence Spray + Interactions Parois	+++	_Conception / Dimensionnement _Mise au point pour les cas moyenne et pleine charge
DMC-0D	12	$m_{carb,v}$ $\widetilde{Z}''^2$ $m_{a,s}$ k m_{esp}	dQ_{comb} dm_{vap} E_{cin} V_{spray} Y_{esp}	Banc:4 Init:4	Combustion Prémélange / Diffusion Vaporisation Auto Inflammation Turbulence Spray Chimie Détaillée Multi Injection	++++	_Conception / Dimensionnement _Mise au point _Recherche
Maiboom	14	$m_{carb,i}$ $m_{a,i}$ $i=1,2,3,4,5$ k $m_{b,pre}$ $m_{b,diff}$	dQ_{comb} dm_{vap} E_{cin} V_{spray}	Banc:11 Init:4	Combustion Prémélange / Diffusion Vaporisation Auto Inflammation Turbulence Spray	++	_Conception / Dimensionnement _Mise au point pour les cas pleine charge

Table 2-1 : Classification des modèles 0D présentés en fonction de leur degré de complexité et du nombre de paramètres à identifier.

2.2 Description du modèle Proposé

Cette séquence est dédiée à l'établissement des équations du modèle de combustion 0D proposé dans cette étude. Il y sera présenté les différents sous modèles utilisés permettant la description des phénomènes physiques et chimiques impactant le déroulement de la combustion Diesel Conventionnelle.

2.2.1 Introduction et Présentation Générale

Le modèle 0D développé dans cette étude doit répondre à un cahier des charges bien précis. Les différents développements ont été guidés par un compromis constant entre le temps de calcul et la précision. Ce travail a été motivé par l'introduction de modèles 0D phénoménologiques dans les outils d'aide à la mise au point (MAP) pour les moteurs Diesel récents.

Le travail qui suit se base sur une étude bibliographique des différents modèles existants (paragraphe 2.1), et de leurs possibles utilisations en tant qu'outils d'aide à la mise au point. Suite à cette étude il a été fait le constat que peu de modèles permettent de simuler avec précision et dans un temps de calcul restreint les dégagements d'énergie pour toute une plage de fonctionnement moteur. Ces modèles présentent des lacunes principalement sur la description des combustions très diluées ou issues de motif d'injection particuliers : injections précoces ou encore Split-injections. La possible utilisation du modèle développé en tant qu'outils d'aide à la MAP implique que celui-ci doit être en mesure de simuler tout type de combustion Diesel conventionnelle, hors HCCI et PCCI, aussi bien en forte charge qu'au ralenti. Pour finir le modèle se doit de retranscrire l'impact des différents paramètres de réglage moteur tels que le phasage injection, la masse injectée, le nombre d'injections, ou encore le taux d'EGR, sur le dégagement d'énergie induit par la combustion.

Le principe du modèle est présenté sur la Figure 2-6. La description de l'état thermodynamique de la chambre de combustion est basée sur à un modèle thermodynamique à deux zones décrit dans le paragraphe qui suit et en Annexe 1. Les

différents sous modèles, permettant de décrire les phénomènes physico-chimiques mis en jeu, sont basés sur des modèles de la littérature qui pour certains ont été modifiés. Tout ces sous modèles seront présentés par la suite avec une phase de validation lorsque les données expérimentales ou numériques, généralement issues de calcul 3D, sont disponibles. Comme le montre la Figure 2-6, chaque injection conduit à la création d'une zone de réaction, ou zone de spray. La géométrie et la dynamique de cette zone de réaction sont décrites à l'aide d'un sous modèle de jet Diesel. Cette zone est le siège de la vaporisation du carburant injecté, son mélange avec l'air entrainé ainsi que la combustion associée. Les mouvements aérodynamiques moyens dans la chambre de combustion sont impactés par chaque injection. Les principales avancées de ce modèle se retrouvent dans l'écriture du dégagement d'énergie pour la phase de prémélange ainsi que dans la description et la prise en compte de la multi injection et plus particulièrement des interactions entre les zones.

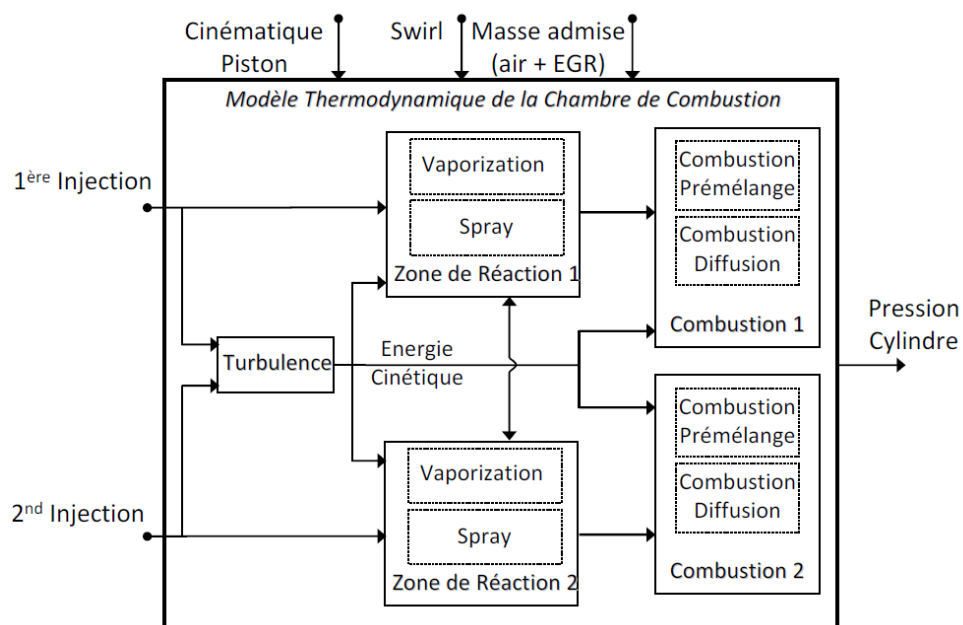


Figure 2-6 : Schéma synoptique du modèle développé dans le cas d'une stratégie à deux injections. Chaque zone de réaction est décrite à l'aide du sous modèle de Spray ainsi qu'à l'aide du modèle de vaporisation. Les sorties des sous modèles décrivant la zone de réaction ainsi que la turbulence sont les entrées du modèle de combustion. Le modèle de combustion inclus deux sous modèles permettant de décrire les deux phases de la combustion Diesel conventionnelle. La multi injection est prise en compte au travers du modèle de turbulence ainsi qu'au travers de la description des interactions entre les zones de réaction.

Les principales données d'entrées sont :

- la cinématique du piston qui est donnée par les grandeurs géométriques et le régime moteur (Annexe 5),
- la masse admise donnée soit par une estimation du débit au travers les soupapes en fonction de grandeurs relevées au banc moteur soit par le modèle de transvasement dans le cas d'un simulateur complet,
- Le nombre de Swirl initial, son évolution au cours du cycle sera détaillé dans le paragraphe 2.2.6.
- Le taux d'introduction du carburant. Cette dernière entrée nécessite d'être connu avec précision afin de permettre une modélisation prédictive du dégagement d'énergie.

La description macroscopique de la chambre de combustion s'effectue à l'aide des équations de la thermodynamique. Celles-ci sont détaillées en Annexe 1 et sont brièvement rappelées dans le paragraphe qui suit.

2.2.2 Modélisation Thermodynamique de la Chambre de Combustion Diesel

La modélisation de la chambre de combustion est basée sur l'application du premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts. Le système échange avec l'extérieur de l'énergie, sous forme de travail et de chaleur, mais également de la masse au travers des débits aux soupapes et des fuites. Le niveau de complexité choisi pour le présent modèle consiste en un modèle thermodynamique à deux zones. Le choix a été fait de travailler sur les gaz frais (air + carburant vapeur) et gaz brûlés (produits de combustion). L'utilisation d'une telle approche dans la modélisation de la combustion Diesel s'explique par le souhait de connaître l'évolution de grandeurs telles que la température des gaz brûlés en vue d'une modélisation phénoménologique des émissions polluantes. Cette approche est utilisée principalement dans le cas de la modélisation des espèces telles que les NOx [30], [31] ou

encore les CO thermiques [32], [33]. Pour ce type de polluants les modèles dits phénoménologiques sont dérivés de schémas cinétiques complexes. L'impact d'une grandeur telle que la température est donc primordiale pour une bonne estimation des émissions. A noter que l'introduction d'un gradient de température dans la zone des gaz brûlés peut être envisagée pour une meilleure prédiction des polluants [24]. La formulation mathématique détaillée du modèle thermodynamique deux zones, applicable aussi bien pour les modèles d'analyse que pour les modèles prédictifs, est constitué d'un système de 7 équations algébriques et différentielles. On retrouvera pour chaque zone une équation de conservation de l'énergie ainsi qu'une équation d'état, mais aussi une équation de conservation de la masse et du volume total.

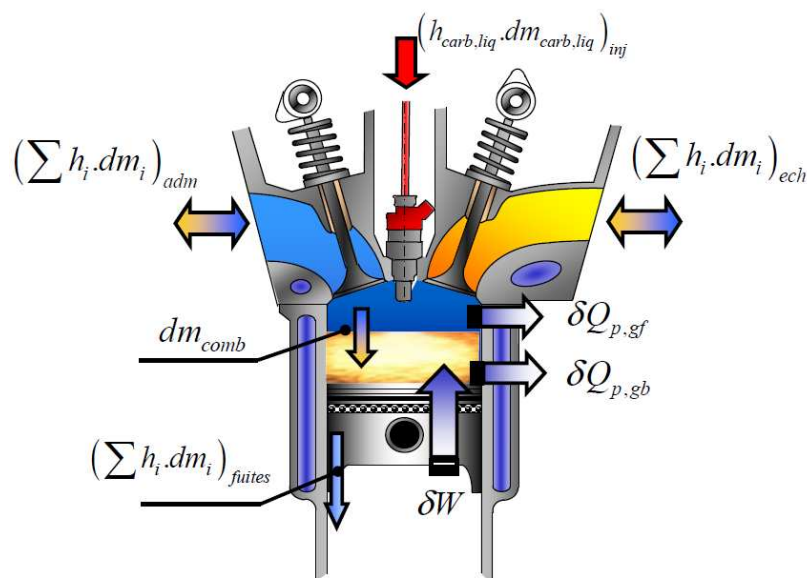


Figure 2-7 : Illustration du modèle thermodynamique deux zones avec l'approche gaz frais / gaz brûlés : illustration de la frontière réelle entre gaz frais (bleu) et gaz brûlés (jaune).

Le développement détaillé pour l'obtention du système d'équations différentielles régissant le système gaz dans la chambre de combustion est décrit en Annexe 1.

La variation de température dans chaque zone est obtenue à l'aide du premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert :

$$\begin{cases} dT_{gf} = \frac{1}{m.c_{v,gf}} \left(-PdV_{gf} + dQ_{p,gf} + \left(\sum h_j . dm_j \right)_{gf} - u_{gf} . dm_{gf} - m_{gf} \left(\sum dY_k . u_k \right)_{gf} \right) \\ dT_{gb} = \frac{1}{m.c_{v,gb}} \left(-PdV_{gb} + dQ_{p,gb} + \left(\sum h_j . dm_j \right)_{gb} - u_{gb} . dm_{gb} - m_{gb} \underbrace{\left(\sum dY_k . u_k \right)_{gb}}_{=0} \right) \end{cases} \quad \text{Eq. 2.11}$$

Avec,

- P , la pression dans la zone donc la pression cylindre avec l'hypothèse de pression uniforme,
- dV_{gf}, dV_{gb} la variation de volume des gaz frais et des gaz brûlés,
- L'indice j correspond aux différents débits : admission, échappement, fuites ou encore l'introduction du carburant. L'indice k correspond aux différentes espèces comprises dans les mélanges de gaz frais et gaz brûlés,
- Les différentes grandeurs thermodynamiques liées aux espèces, énergie interne spécifique u_k , l'enthalpie spécifique h_k , ainsi que la capacité calorifique à volume constant $c_{v,k}$, sont déduites des modèles polynomiaux en température disponibles dans la librairie CHEMKIN II [20] et issue des tables de JANAF [21].

Le terme $\left(\sum dY_k . u_k \right)_i$ est à expliciter dans le cas gaz frais / gaz brûlés. En ce qui concerne les gaz brûlés, ce terme est nul car le modèle thermodynamique suppose une combustion à richesse constante, ce qui implique qu'il n'y a pas de variation de composition dans la zone des gaz brûlés. Cette richesse, fixée initialement (fermeture soupapes) et qui ne varie pas dans le temps, implique que les produits de combustion sont connus par avance et que leur proportion ne varie pas. Dans le cas d'une injection directe l'introduction du carburant est supposée se dérouler uniquement dans la zone des gaz frais. Cela implique une modification de la température dans la zone par un changement de composition de celle-ci en plus de l'ajout de masse. Pour finir comme le montre la Figure 2-7, dans le cas d'un modèle thermodynamique à 2 zones, gaz frais / gaz brûlés, dm_{comb} représente le débit de masse de gaz transférée depuis la zone des gaz frais vers la zone des gaz brûlés induit par la

combustion. Ce débit interviendra dans les termes $(\sum h_j.dm_j)$ et $(u.dm)$ en plus des débits dm_{adm} , dm_{ech} , dm_{fuites} , dm_{inj} , de chaque équation de variation de température.

Les équations d'état sur les différentes zones, sachant que la pression est uniforme dans la chambre, s'écrivent :

$$\begin{cases} P.V_{gf} = m_{gf} \cdot r_{gf} \cdot T_{gf} \\ P.V_{gb} = m_{gb} \cdot r_{gb} \cdot T_{gb} \end{cases} \quad \text{Eq. 2.12}$$

Avec,

- m_{gf} et m_{gb} , la masse totale dans la zone relative aux gaz frais et la zone relative aux gaz brûlés,
- r_{gf} et r_{gb} , la constante spécifique du mélange de gaz parfait présent dans les zones,

De plus les trois équations suivantes sont obtenues en considérant la conservation de la masse et du volume :

$$V = V_{gf} + V_{gb} \quad \text{Eq. 2.13}$$

$$dm_{gf} = dm_{adm,gf} - dm_{ech,gf} - dm_{fuites,gf} - dm_{comb} + dm_{carb,l} + dm_{carb,v} \quad \text{Eq. 2.14}$$

$$dm_{gb} = dm_{adm,gb} - dm_{ech,gb} - dm_{fuites,gb} + dm_{comb} \quad \text{Eq. 2.15}$$

Les termes $dm_{carb,l}$ et $dm_{carb,v}$ dans l'équation (Eq. 2.14) sont à expliciter à l'aide d'un sous modèle de taux d'introduction du carburant liquide et un sous modèle de vaporisation de celui-ci. Le système à 7 équations est donc obtenu à l'aide des équations (Eq. 2.11) à (Eq. 2.15).

A l'aide de l'équation des gaz parfait, on peut définir une loi de mélange pour le calcul d'une température moyenne dans la chambre de combustion :

$$T = \frac{1}{\frac{f_{vgf}}{T_{gf}} + \frac{f_{vgb}}{T_{gb}}} \quad \text{Eq. 2.16}$$

Avec,

- f_{vgf} et f_{vgb} , respectivement la fraction volumique de la zone des gaz frais et de la zone des gaz brûlés.

Les différentes approches existantes afin de modéliser les pertes aux parois sont détaillées en Annexe 1. Dans la présente étude il a été fait le choix d'utiliser les travaux de Woschni pour les moteur Diesel à injection directe [40].

$$\delta Q_{p,i} = -h_i \cdot A_i \cdot (T_i - T_{parois}) \quad \text{Eq. 2.17}$$

Avec,

- T_i et T_{parois} , respectivement la température du système gaz considéré et la température moyenne de la paroi en contact avec le système,
- A_i , la surface d'échange entre la zone i et les parois,
- h_i , le coefficient d'échange moyen qui varie au cours du cycle et qui regroupe généralement les transferts radiatifs et convectifs.

Woschni propose donc pour ce coefficient d'échange :

$$h = C_{woschni} \cdot B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \left[C_1 \bar{V}_p + C_2 \frac{C_u T_r}{P_r V_r} (P - P_0) \right]^{0.8} \quad \text{Eq. 2.18}$$

Avec,

- $\bar{V}_p = \frac{2 \cdot N_{mot} \cdot S}{60}$, la vitesse moyenne du piston en $[m/s]$ calculée à l'aide de la course S et du régime N_{mot} ,
- P, P_0 , la pression cylindre dans le cas avec et sans combustion en $[kilo - pound / cm^2]$,
- T , la température du système gaz considéré en $[K]$,

- C_u et B , respectivement la cylindrée unitaire et l'alésage du moteur,
- T_r , P_r et V_r , respectivement la température, la pression et le volume dans un état de référence, souvent choisi comme l'état à l'instant de fermeture des soupapes d'admission,
- $C_{woschni}$, C_1 et C_2 , les constantes d'ajustement du modèle.

Pour finir, le terme lié aux fuites (Eq. 2.14) et (Eq. 2.15) est ici choisi nul. La suite du travail va maintenant porter sur la description des sous-modèles inclus dans ce modèle thermodynamique de chambre de combustion (Figure 2-7).

2.2.3 Modélisation du Taux d'Introduction du carburant

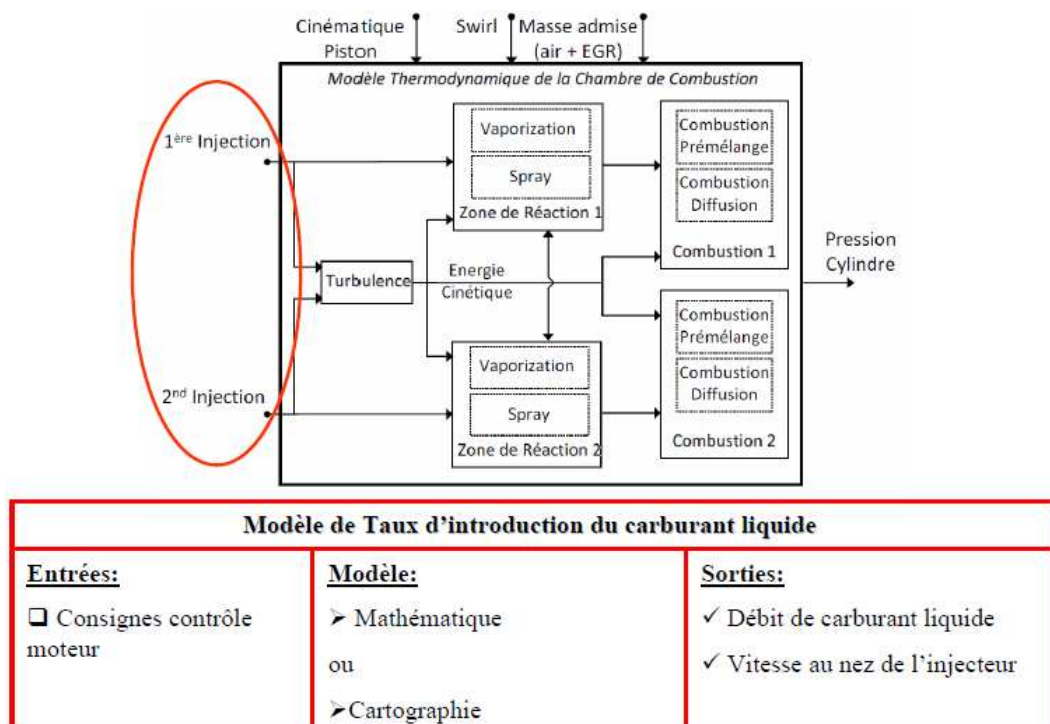


Figure 2-8 : Synoptique du modèle de taux d'introduction dans le modèle complet de chambre de combustion

La modélisation de l'introduction du carburant liquide dans la chambre est essentielle pour obtenir une modélisation fine des mécanismes de combustion. Le taux d'introduction va avoir un effet prépondérant sur le développement du jet donc sur le macro-mélange entre l'air ambiant et le carburant vapeur, mais aussi sur les grandeurs de la turbulence. Le débit de carburant injecté n'étant pas mesuré sur moteur, il est nécessaire de caractériser chaque type d'injecteur et d'identifier la réponse de ce système haute pression à des commandes fournies par l'ECU (Engine Control Unit). Ce sous modèle a une part non négligeable dans la capacité du modèle complet à être prédictif. En effet les sorties de ce modèle font parties des entrées principales du modèle de chambre de combustion Diesel développé dans cette étude (Figure 2-8). La modélisation de l'évolution temporelle du taux d'introduction mais aussi de la vitesse du liquide au nez de l'injecteur est exposée dans les sous paragraphes qui suivent.

2.2.3.1 Modèle de Débit Massique

Dans cette partie deux voies de modélisation sont explorées. La première, purement mathématique, consiste à reconstruire l'allure générale du taux d'introduction du carburant à l'aide de fonctions mathématiques à paramétrer. La seconde est basée sur la réduction d'un modèle physique d'injecteur. Le choix entre ces deux voies de modélisation dépend principalement des données de validation disponibles lors de la construction du simulateur.

2.2.3.1.1 Modélisation mathématique du débit hydraulique

L'objectif de la modélisation est d'identifier le taux d'introduction du carburant en fonction de la pression rail et du temps d'activation de l'injecteur ou de la masse à injecter. La Figure 2-9 représente un taux d'introduction caractéristique pour un injecteur solénoïde décrit en Annexe 2. Ce débit hydraulique est obtenu pour une pression d'injection de 1600bar et un temps d'activation de 950 μ s.

Sur la Figure 2-9 On peut distinguer 4 zones caractéristiques :

- La zone 1 qui correspond au temps de latence. Le signal électrique d'activation de l'injecteur ne conduit pas immédiatement à l'établissement d'un débit au nez de

l'injecteur. Un délai qui peut être considéré soit constant soit fonction de la pression d'injection est nécessaire pour mettre en mouvement l'aiguille de l'injecteur.

- La zone 2 qui correspond à la montée en débit. Cette phase correspond à la levée progressive de l'aiguille et à la mise en mouvement de la colonne fluide de carburant. La progressivité de la montée en débit est principalement due à l'inertie de l'aiguille et de la pression exercée par le fluide sur celle-ci.
- La zone 3 correspond à la configuration aiguille entièrement levée, c'est une phase dans laquelle le débit statique maximal est établi.
- La zone 4 correspond à la phase de diminution brutale du débit due à la consigne de fin d'injection, elle débute après un délai qui correspond approximativement au temps de latence qui caractérise la zone 1. Cette phase correspond au temps qu'il faut à l'aiguille pour venir se repositionner sur son siège et obstruer l'arrivée de carburant.

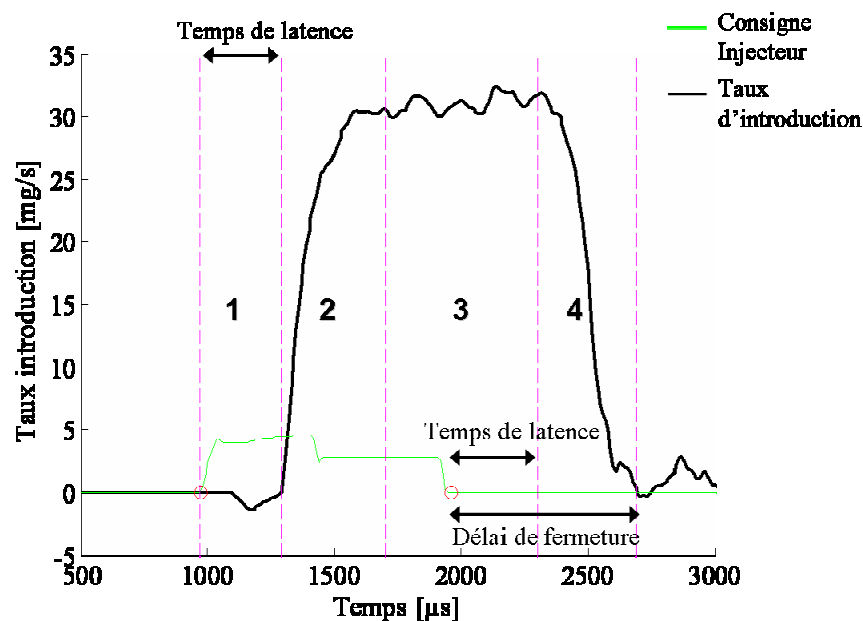


Figure 2-9 : Description des caractéristiques principales d'un taux d'introduction de carburant pour un essai à 1600bars et 950μs de temps d'activation dans le cas d'un injecteur solénoïde. Zone 1 : Temps de latence, Zone 2 : Montée en débit, Zone 3 : Etablissement du débit hydraulique, Zone 4 : Diminution du débit.

Le principe est de modéliser chaque phase décrite ci-dessus à l'aide de fonctions mathématiques connues. La phase 1 correspondant à la zone 1 de la Figure 2-9: lors de cette phase le débit injecté est nul, donc pour $t_{Consigne} < t < t_{Latence}$,

$$\dot{m}_{carb,l} = 0 \quad \text{Eq. 2.19}$$

Avec,

- $t_{Consigne}$, le temps repéré comme le début de la consigne d'injection, instant lors duquel l'ECU envoie le courant de consigne vers l'injecteur,
- $t_{Latence} = a_{Latence} P_{rail} + b_{Latence}$, le temps de latence définit préalablement, $a_{Latence}$ et $b_{Latence}$ sont à identifier à l'aide d'essais.

La phase 2 correspondant à la zone 2 de la Figure 2-9 : la montée en débit doit être modélisée très finement pour cela il sera utilisé des polynômes d'interpolation d'Hermite. Les principales propriétés de ce type de polynôme sont de garantir le passage de celui ci par des points d'appuis. Ces polynômes garantissent de plus que la valeur de la dérivée en ces points est respectée. Cela est d'autant plus important que nous nous imposons des points de raccordement entre les différentes phases, pour lesquels les dérivées sont nulles. 5 points d'appuis ont été choisis, ce qui donne donc un polynôme de Lagrange $l(t)$ de degré 9.

Pour $t_{Latence} < t < t_2$ les polynômes d'interpolation d'Hermite du premier et second ordre de la forme :

$$\begin{cases} h_i^{(1)} = \left[1 - \frac{l''(t_i)}{l'(t_i)} \cdot (t - t_i) \right] \cdot [l_i(t)]^2 \\ h_i^{(2)} = (t - t_i) \cdot [l_i(t)]^2 \end{cases} \quad \text{Eq. 2.20}$$

Avec,

- $i = 1, 2, \dots, n$, l'indice correspondant à l'ordre des polynômes, ici $n = 9$,
- $l_i(t)$, les polynômes fondamentaux de Lagrange.

Soit, f_i et f'_i des valeurs définies par les points d'appuis et dérivées en ces points, alors :

$$\dot{m}_{carb,l} = W_n = \sum_{i=1}^n f_i \cdot h_i^{(1)}(t) + \sum_{i=1}^n f'_i \cdot h_i^{(2)}(t) \quad \text{Eq. 2.21}$$

Avec, W_n l'unique polynôme d'interpolation d'Hermite pour lequel,

$$W_n(t_i) = f_i \quad \text{Eq. 2.22}$$

$$W'_n(t_i) = f'_i \quad \text{Eq. 2.23}$$

De plus,

$$t_2 = t_{ref} \sqrt{\frac{P_{rail} - P_{chambre}}{P_{rail_ref} - P_{chambre}}} \quad \text{Eq. 2.24}$$

Avec,

- P_{rail_ref} , la pression rail de référence, dans ce cas $P_{rail_ref} = 1600bar$,
- t_{ref} , le temps de référence de la fin de la zone 2 relevé pour les essais réalisés à la P_{rail_ref} et considéré constant pour une pression d'injection donnée.

La phase 3 correspondant à la zone 3 de la Figure 2-9 : est approximée par un débit constant, ce débit n'est caractérisé que par la pression d'injection, pour $t_2 < t < t'_{Consigne} + t_{Latence}$,

$$\dot{m}_{carb,l} = \dot{m}_{1600} \quad \text{Eq. 2.25}$$

Avec,

- $t'_{Consigne}$, le temps qui correspond à la fin de la consigne d'injection,
- $\dot{m}_{1600}$, le débit mesuré sur banc d'injection pour l'essai à 1600 bars de pression rail.

La phase 4 correspondant à la zone 4 de la Figure 2-9 : est modélisée par une évolution linéaire décrivant la chute du débit de façon brutale, pour $t > t'_{Consigne} + t_{Latence}$,

$$\dot{m}_{carb,l} = \dot{m}_{1600} - a_4 \left(t - (t'_{Consigne} + t_{Latence}) \right) \quad \text{Eq. 2.26}$$

Avec, a_4 un coefficient à calibrer.

La prise en compte de l'influence de la pression d'injection sur le taux d'introduction se fait au travers d'un facteur correctif qui est appliqué sur la totalité du profil d'injection précédemment décrit. Ce facteur correctif est le suivant :

$$Correct(t) = \frac{\sqrt{X} - X}{t_2} t + X \quad \text{Eq. 2.27}$$

Avec, $X = \frac{P_{rail} - P_{chambre}}{P_{rail_ref}}$, le rapport entre l'écart de pression régnant dans la chambre de combustion et la pression rail de consigne et la pression rail de référence.

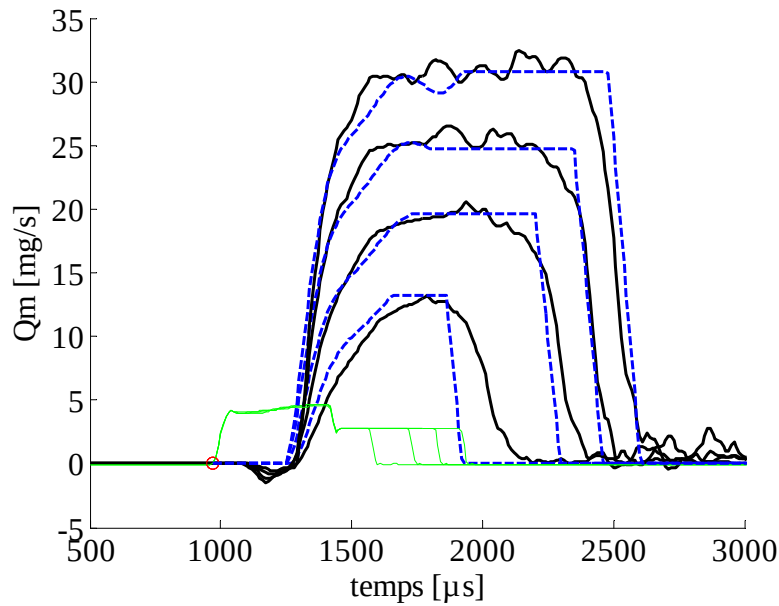


Figure 2-10 : Comparaison modèle-expérience pour plusieurs pressions d'injection et temps d'activation correspondant aux Essais 5, 8 11 et 14 décrits dans la Table 2-2. Vert : Consigne Injecteur, Noir : Taux d'introduction expérimental, Bleu : Taux d'introduction simulé. Le taux d'introduction le plus important est obtenu pour l'essai 14 et mes différents taux d'introduction décroissent avec la pression d'injection.

Pression rail	[bar]	250			500			800			1200			1600		
Temps Activation	[ms]	0,45	0,6	0,85	0,45	0,6	1	0,45	0,75	1,2	0,5	0,85	1,5	0,6	0,95	2
N° Essais	[-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Table 2-2 : Matrice d'essais réalisés sur Banc injection afin de caractériser l'injecteur solénoïde décrit en Annexe 2.

La Figure 2-10 donne les résultats de simulation et expérimentaux obtenus pour les essais 5, 8, 11 et 14 de la Table 2-2 lorsque l'on applique le facteur correctif (Eq. 2.27).

Etant donnés les processus de mise au point et de contrôle moteur, le pilotage de l'injecteur se fera en pression d'injection et quantité de carburant à injecter et non en pression d'injection et temps d'activation. Pour garantir la bonne masse injectée il a été choisi de déduire de ce modèle purement mathématique une cartographie du temps d'activation fonction de la pression d'injection et de la masse à introduire dans la chambre.

La Figure 2-11 présente les résultats obtenus grâce au modèle d'injecteur présenté ci-dessus. La masse totale injectée est obtenue simplement en intégrant le taux d'introduction simulé $\dot{m}_{carb,i}$ au cours du temps. Cette figure permet de vérifier que pour un type d'injection la bonne masse injectée est obtenue.

Ce type de modélisation permet de donner de bons résultats sur la masse totale injectée et des premiers résultats intéressants sur l'allure générale du taux d'introduction du carburant. Cependant une dérive de ce type de modèle va exister dans le cas d'injections très petites en masse avec une faible pression rail. Ce type d'injection est caractéristique des injections pilotes généralement utilisées dans des stratégies de MAP dans la zone d'utilisation du moteur dites de « dépollution » (faibles régimes – faibles charges – forts taux d'EGR). C'est pour cette raison qu'une seconde voie de modélisation a été étudiée.

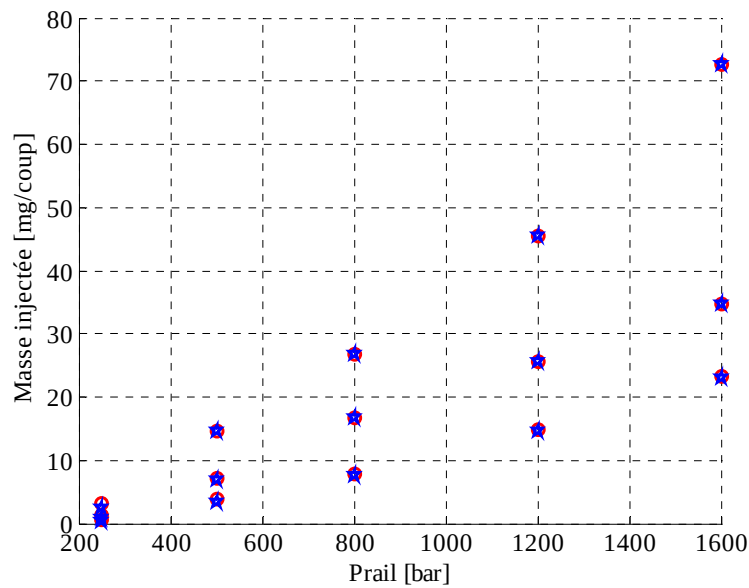


Figure 2-11 : Masse injectée totale en fonction de la pression d'injection pour les essais réalisés sur le banc de mesure du taux d'introduction (Annexe 2) et décrits Table 2-2. Ronds Rouges : expérience, Etoiles Bleus : modèle.

2.2.3.1.2 Réduction d'un modèle physique d'injecteur

La ligne directrice de ce paragraphe est d'utiliser un modèle physique d'injecteur qui est validé sur des données expérimentales. Ce modèle servira ensuite de référence pour construire une cartographie du taux d'introduction du carburant en fonction du temps et en fonction des consignes qui sont, la pression rail et la masse à injecter. Pour obtenir ce modèle de référence il existe deux voies :

- Soit le modèle sera développé sous LMS Imagine.lab AMESim (Figure 2-12), à l'aide des différentes bibliothèques relatives à l'hydraulique et à l'électronique, puis validé sur des essais réalisés sur banc injection.
- Soit utiliser un modèle AMESim de l'injecteur complet donné par le fournisseur qui a été préalablement identifié et validé.

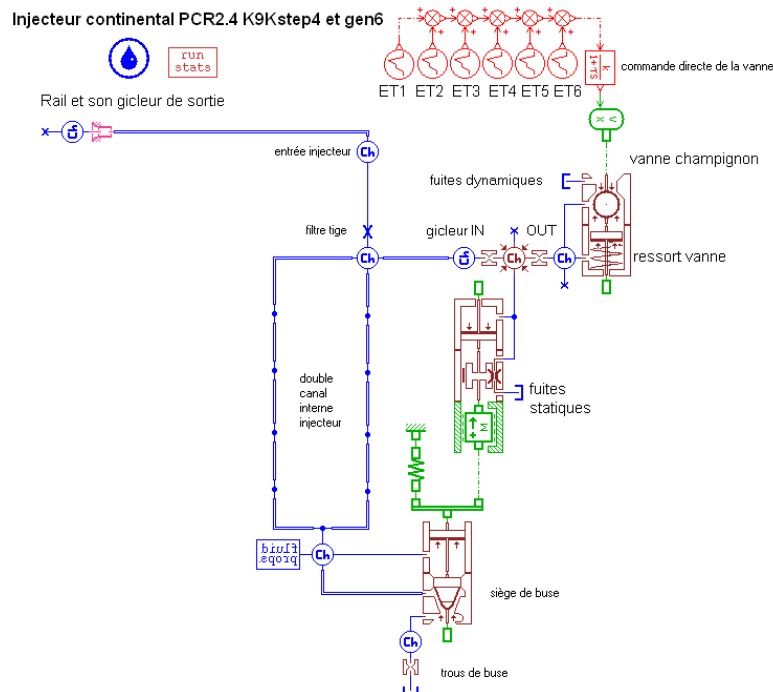


Figure 2-12 : Modèle physique d'injecteur sous AMESim pour le calcul du taux d'introduction du carburant.

L'intérêt principal de cette approche par réduction de modèle physique est la grande base de donnée qu'il est possible de générer pour le taux d'introduction du carburant. La cartographie qui sera créée permet de balayer tout le champ d'utilisation de l'injecteur avec des niveaux de confiance élevés, en comparaison avec le modèle mathématique. De plus cette approche a l'avantage de fournir les différentes valeurs des coefficients de pertes de charge et de cavitation (C_a et C_v), qui ont été recalés en comparant les sorties du modèles avec des tests expérimentaux particuliers. Pour finir, dans le modèle mathématique les coefficients, C_a et C_v , seront estimés une fois pour toutes, dans le cas présent ils peuvent évoluer en fonction de la pression dans le rail. Ceci permet de prendre en compte les effets de la cavitation (Figure 2-14). Ces coefficients seront utilisés dans le paragraphe 2.2.3.2 pour estimer les grandeurs au nez de l'injecteur, principalement la section efficace et la vitesse.

La Figure 2-13 donne des exemples de résultats pour le taux d'introduction par la méthode de réduction du modèle physique par des cartographies. La base d'apprentissage a été

construite avec 38 valeurs de temps d'injection, de 200 à 2000 μ s, et 28 pressions d'injection, de 200 à 1600 bars. Pour les deux résultats présentés ci-dessous l'erreur sur la masse injectée totale est de 0,26% soit 0,075mg pour l'injection a) et 0,038% soit 0,019mg pour l'injection b). A noter que l'erreur entre la mesure et le modèle peut être réduite par l'augmentation de la base d'apprentissage des cartographies. Cependant pour ne pas transporter des fichiers trop volumineux le compromis décrit ci-dessus paraît suffisant.

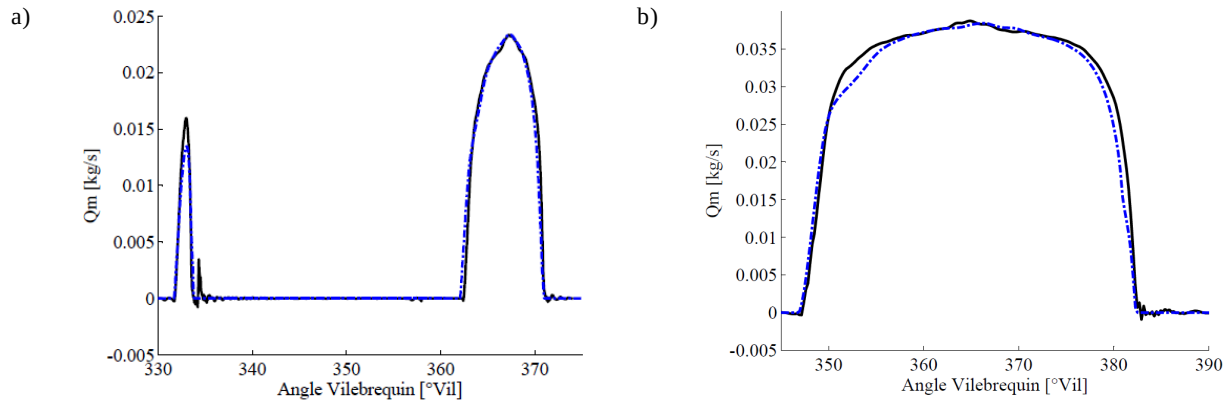


Figure 2-13 : Résultats du modèle réduit issu du modèle physique AMESim pour un injecteur Bosch Cri 2.5, 7 trous : $d_0=120\mu\text{m}$ (Piézoélectrique) et pour deux types d'injection : a) Multi-Injection, pression rail 650bars, 3mg en pilote et 26mg en principale. b) mono Injection, pression rail 1600bars et 51mg. Bleu : Taux d'introduction simulé, Noir : Taux d'introduction mesuré

Cette approche sera donc par la suite choisie lorsque les cas le permettent aussi bien pour la modélisation 0D que pour la modélisation 1D (Chapitre 3).

2.2.3.2 Modèle de Vitesse au Nez de l'Injecteur

Afin d'obtenir un modèle de spray le plus prédictif possible il est nécessaire de connaître précisément certaines données telle que la vitesse et la quantité de mouvement du carburant en sortie de l'injecteur. Pour cela il va falloir tenir compte des pertes de charge ainsi que de la cavitation (Figure 2-14) qui vont influencer très fortement ces données.

Dans le cas théorique d'une absence de cavitation, la vitesse au nez de l'injecteur s'exprime en fonction du débit massique réel de l'injecteur (paragraphe 2.2.3.1) :

$$v_o = \frac{\dot{m}_{carb,l}}{\rho_{carb,l} \cdot S_0} \quad \text{Eq. 2.28}$$

Avec,

- $\dot{m}_{carb,l}$, le débit massique obtenu à l'aide des modèles décrit dans le paragraphe 2.2.3.1,
- $\rho_{carb,l}$, la masse volumique du carburant considéré en $[kg/m^3]$,
- S_0 , la section géométrique du trou de l'injecteur.

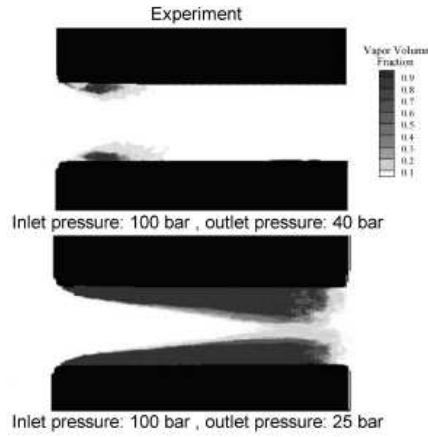


Figure 2-14 : Effet de la cavitation sur la section efficace en fonction de la différence de pression d'après Ming Jia et al. [78]. Cette figure donne les niveaux de fraction volumique de gaz dans un tube cylindrique pour deux différences de pression.

Cette vitesse (Eq. 2.28) est déjà soumise aux pertes de charge au travers de la valeur supposée réelle du débit massique. Cependant comme le montre la Figure 2-14, la cavitation est un phénomène physique qui va impacter la section efficace de l'injecteur par la création de bulles de gaz le long des parois dans le trou de l'injecteur. La section effective est donc déterminée à l'aide de :

$$S_{eff} = C_a \cdot S_0 \quad \text{Eq. 2.29}$$

Avec C_a le coefficient de contraction de l'injecteur qui varie en fonction de la pression

d'injection (Figure 2-15).

La vitesse réelle au nez de l'injecteur sera donc déduite de l'équation :

$$v_{carb,l} = \frac{v_0}{C_a} \quad \text{Eq. 2.30}$$

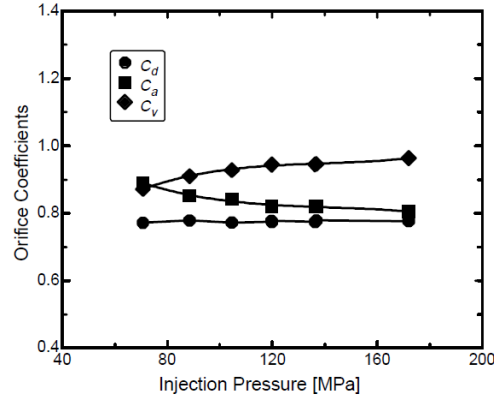


Figure 2-15 : Evolution des différents coefficients d'un injecteur particulier ($d_0=267\text{m}$ et $L/d=8$) en fonction de la pression rail [79] : C_a coefficient de contraction, C_v coefficient de vitesse et

$$C_d = C_a.C_v \text{ coefficient de décharge.}$$

La Figure 2-15 met en avant les effets potentiels de l'augmentation de la pression d'injection sur la cavitation avec une diminution du coefficient de contraction, et l'augmentation du coefficient de vitesse. Ceci traduit une diminution de la section efficace du trou de l'injecteur et donc une augmentation de vitesse à iso-débit.

2.2.4 Modèle de Spray Diesel et Entrainement des Gaz dans la Zone de Réaction

Une des entrées principale du modèle complet vient d'être caractérisée. Il convient maintenant de décrire les zones de réaction ainsi que leur dynamique. La Figure 2-16 permet de situer les sous modèles de spray ainsi que d'entrainement d'air dans le modèle complet de chambre de combustion.

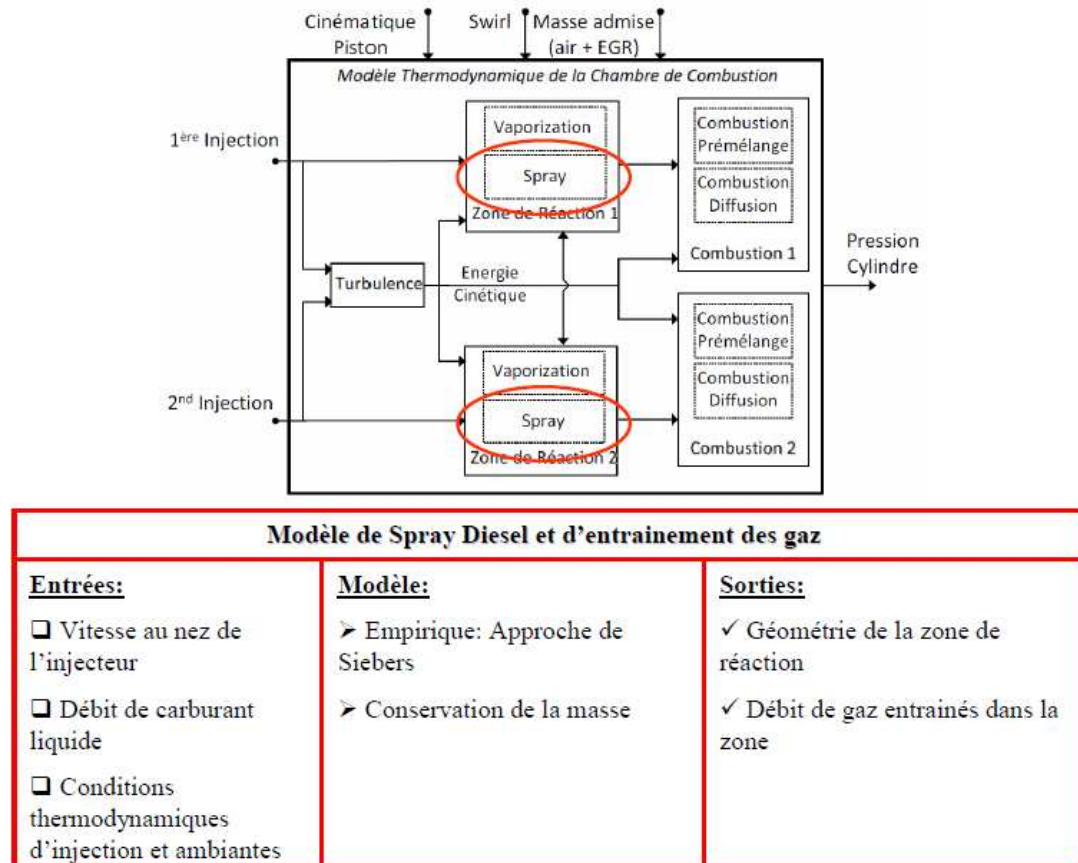


Figure 2-16 : Synoptique du modèle de spray et d'entraînement des gaz, dans le modèle complet de chambre de combustion

La dynamique des sprays Diesel peut être décrite de la manière suivante, le carburant sous forme liquide pénètre dans la chambre de combustion à très haute pression. Très rapidement deux phases apparaissent et l'on distingue deux types de pénétration, la pénétration vapeur maximum et la pénétration liquide maximum. Comme le montre la Figure 2-17, la pénétration liquide atteint rapidement un maximum et se stabilise alors que la pénétration vapeur se développe bien plus en avant. Ceci s'explique par un phénomène physique généralement appelé Break-Up [82]. Lorsque le temps de Break-Up est atteint le carburant liquide entre dans la phase d'atomisation. Une fois cette phase atteinte, il existe, à une certaine distance du nez de l'injecteur, une distribution de taille de gouttes de carburant liquide. Ces gouttes, qui continuent à pénétrer, subissent ensuite plusieurs phénomènes physiques : l'atomisation secondaire, la coalescence et l'évaporation. Par la suite seul le troisième phénomène sera étudié (paragraphe 2.2.5). Finalement, l'expansion du jet

entraîne des gaz ambiants par un phénomène de transfert de quantité de mouvement. Le mélange de gaz ainsi créé pénètre dans la chambre et occupe un certain volume qui correspond, dans le modèle de combustion décrit par la suite, à la zone de réaction.

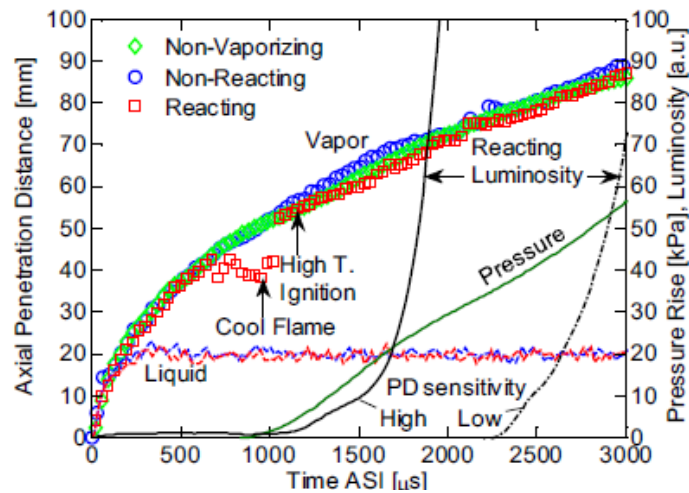


Figure 2-17 : Evolution de la pénétration liquide et vapeur pour différentes conditions d'après Pickett et al. [83]. Bleu : pénétration du nez du spray dans des conditions vaporisés et inertes, Vert : pénétration maximum dans les conditions non vaporisés, Rouge : pénétration du nez du spray dans des conditions réactives.

L'hypothèse principale adoptée dans ce paragraphe consiste à considérer la géométrie d'un jet Diesel comme un cône parfait. Ceci implique en première approche de négliger l'impact de l'aérodynamique et des parois sur la géométrie du spray. Sans rentrer dans la finesse de la description de l'impact de telle ou telle géométrie de bol sur le spray, Bruneau [80] a montré que le volume d'un jet libre ou d'un jet ayant impacté une paroi perpendiculaire est sensiblement équivalent. L'impact parois va cependant avoir un effet non négligeable sur l'entraînement d'air et la combustion [81]. Ces interactions spray-parois seront étudiées plus en détail dans le Chapitre 3 relatif à l'étude monodimensionnelle des jets Diesel. De plus, l'influence de l'hypothèse d'un cône parfait sur le dégagement de chaleur pourra par la suite être corrigée par l'introduction de coefficients dépendant des grandeurs aérodynamiques ou géométrique.

Hiroyasu et Arai [84] proposent un article de synthèse reprenant les quatre principaux paramètres servant à décrire un spray. Ces paramètres sont résumés sur la Figure 2-18. On

retrouvera :

- la longueur de Break-up qui correspond à la longueur maximum du noyau liquide,
- la pénétration du nez du spray qui est égale à la longueur de pénétration maximum du jet dans les conditions de vaporisation ou non, inerte ou réactive,
- le SMD qui est le diamètre moyen des gouttes,
- l'angle de spray.

Malgré de nombreux travaux sur les sprays Diesel résumés dans l'article proposé par Hay et Jones en 1972 [85], l'étude réalisée par Hiroyasu et Arai [84] est l'une des premières réellement intéressantes pour des cas d'application moteur. En effet dans ce travail, les auteurs étudient les jets à des niveaux de densité allant jusqu'à 33kg.m^{-3} et des diamètres de trou réduits jusqu'à $100\mu\text{m}$. De nombreux autres auteurs [86], [87], [88] ont aussi étudiés la problématique des jets dans les conditions moteurs, les corrélations proposées ont ensuite été au fur et à mesure enrichies, [89], [90], [91], permettant de prendre en compte le maximum des phénomènes impactant les quatre grandeurs caractéristiques du spray.

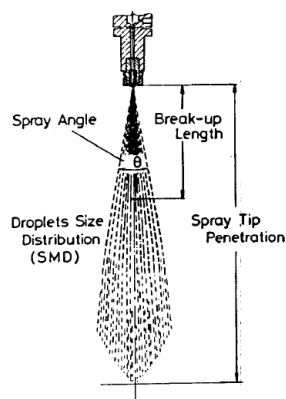


Figure 2-18 : Paramètres principaux dans la description d'un spray Diesel d'après Hiroyasu [84].

Les travaux expérimentaux réalisés par Siebers et ses coauteurs depuis 1996, ont permis d'obtenir un grand nombre de données et d'étudier l'impact de nombreuses grandeurs physiques sur le développement du jet. C'est en 1996 que Naber et Siebers [66]

commencent à caractériser l'effet de la température et de la densité sur le jet. Comme dans la majorité des études, leurs travaux se basent sur des résultats expérimentaux réalisés dans une chambre à volume constant qui permet de couvrir une plage de températures allant de 400 à 1400K et des conditions de densité de 4 à 100kg.m⁻³. De ces données expérimentales, ils en ont déduit une corrélation pour entre autre la pénétration maximum. Par la suite Siebers développera d'autres corrélations, principalement pour l'angle [79] ainsi que pour la pénétration liquide maximum [67]. Ces différents travaux sont certainement les plus cités et les plus utilisés, mais il est intéressant de comparer les résultats des corrélations proposées avec ceux obtenus par différents auteurs. Très récemment, Dos Santos et Le Moyne [92] ont proposés d'étudier les différentes corrélations de la littérature pour les quatre grandeurs caractéristiques du jet. Dans leur étude ils ont réutilisé les valeurs des paramètres pour les corrélations données par les auteurs et comparé les résultats de celles-ci avec des données expérimentales issues de la base de données ECN (Engine Combustion Network) [93].

Ce travail a été repris dans notre étude pour deux grandeurs caractéristiques du jet, l'angle et la pénétration maximum. L'Annexe 3 présente l'étude bibliographique réalisée sur les différents modèles empiriques de Jet Diesel. Cette étude permet de justifier le choix d'utiliser les corrélations développées par Siebers et présentées par la suite.

2.2.4.1 Modèle empirique d'angle de Jet

Dans sa description d'un angle de jet Diesel, Lefebvre [94] explique que celui-ci croît très rapidement en début d'injection, atteint un maximum, puis décroît pour atteindre une valeur asymptotique. C'est cette valeur asymptotique qui sera modélisée.

Siebers [79] propose en 1999, une corrélation pour la détermination de l'angle de spray θ :

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = C_{\text{Theta}} \cdot \left[\left(\frac{\rho_{\text{amb}}}{\rho_{\text{carb},l}} \right)^{0,19} - 0,0043 \left(\frac{\rho_{\text{carb},l}}{\rho_{\text{amb}}} \right)^{0,5} \right] \quad \text{Eq. 2.31}$$

Avec, C_{Theta} une constante qui est pour Siebers liée à la géométrie de l'injecteur modélisé et qui selon lui peut varier de 0,255 à 0,276.

Dans cette corrélation, le rapport des densités des gaz ambiants et du carburant liquide est pris en compte. Donc pour Siebers l'angle du jet dépend exclusivement de l'état des conditions thermodynamiques relatives aux gaz ambiants pour un injecteur donné. Cette corrélation a été choisie parmi d'autres suite à une étude décrite en Annexe 3. Dans celle-ci il ressort que l'écart type moyen, entre les valeurs simulées et mesurées, obtenu avec ce modèle est le plus faible. Ce sera donc cette corrélation qui aura un niveau de prédictivité le plus élevé. Le seul paramètre de recalage C_{θ} permettra donc après identification d'obtenir la valeur absolue de l'angle pour n'importe quelle condition d'injection.

2.2.4.2 Modèle empirique de pénétration vapeur maximum

Les modèles de pénétration vapeur peuvent être classés selon plusieurs théories : la théorie basée sur la pulvérisation et l'éclatement du jet développé par Hiroyasu et al. [84], l'approche qui utilise la théorie du moment décrite par entre autre Wakuri et al. [95] et utilisée par Siebers [66], ou encore l'utilisation de la physique diphasique par Sazhim et al.[96]. Dans le cadre de cette étude, les différentes approches ont été comparées principalement en terme de prédictivité. Les résultats obtenus sont présentés en Annexe 3. Comme le montre cette étude les niveaux de prédictivité des modèles sont sensiblement équivalents. Notre choix s'est porté sur l'approche développée par Siebers. Ce choix se justifie pour deux raisons majeure :

- L'écriture de la pénétration se fait à l'aide, entre autre, de la valeur de l'angle de jet, donc dans un souci de cohérence l'approche développée par Siebers paraît la plus adéquate,
- Ce modèle a l'avantage d'être continu et dérivable ce qui sera intéressant pour son adaptation à des cas moteurs (paragraphe 2.2.4.3).

La grande base de données expérimentale de Siebers lui a permis d'exprimer une pénétration adimensionnée en fonction de termes de substitution [66] :

$$\tilde{S} = \left[\left(\frac{1}{\tilde{t}} \right)^n + \left(\frac{1}{\tilde{t}^{\frac{1}{2}}} \right)^n \right]^{-\frac{1}{n}} \quad \text{Eq. 2.32}$$

Avec,

- $\tilde{S} = \frac{S}{x^+}$, la pénétration adimensionnée,
- $\tilde{t} = \frac{t}{t^+}$, le temps adimensionné,
- n , une constante du modèle qui est pris égale à 2,2 pour le cas de jet vapeur.

Les différentes grandeurs sont adimensionnées à l'aide d'une échelle temporelle t^+ et d'une longueur caractéristique x^+ :

$$x^+ = \frac{d_0 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{Eq. 2.33}$$

$$t^+ = \frac{d_0 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot v_{carb,l}} \quad \text{Eq. 2.34}$$

Avec,

- a , une constante prise égale à 0,66,
- $v_{carb,l}$, la vitesse au nez de l'injecteur,
- d_0 , le diamètre géométrique de la buse.

La Figure 2-19 donne un exemple de résultats obtenus avec le modèle de Siebers (Eq. 2.32) dans des conditions inertes pour quatre valeurs de densité des gaz ambiants, pour une pression d'injection de 1400 bars, et pour un injecteur dont les trous sont de diamètre

241 μ m. Il est possible de noter que pour un coefficient pris constant et égal à $C_{\theta} = 0,268$ (Eq. 2.31), le modèle prédit bien l'évolution de la pénétration en fonction du temps pour des conditions stationnaires.

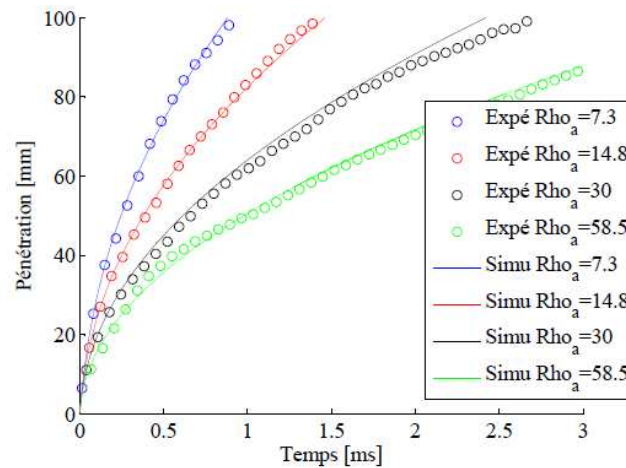


Figure 2-19 : Exemple de résultats de pénétration en fonction du temps, donnés par le modèle de Siebers (Eq. 2.32) pour des essais issus de la base de données ECN [93]. Ronds : Expérience, Courbes : Simulation.

2.2.4.3 Réécriture du modèle pour les Cas Moteurs

Comme exposé préalablement le modèle retenu dans cette étude est le modèle proposé par Siebers. Pour celui-ci la géométrie de l'injecteur est incluse dans le paramètre de recalage du modèle. Il sera donc obligatoire de recalibrer le modèle pour chaque type d'injecteur soit à l'aide d'une caractérisation expérimentale de l'injecteur, soit à l'aide de données disponibles provenant d'injecteurs ayant une géométrie voisine. Malgré la description de Lefebvre [94] sur l'évolution de l'angle au cours du temps, il sera fait comme hypothèse de garder un angle constant dès le début de l'injection. Cette hypothèse, certes discutable pour les très petites durées d'injection généralement rencontrées pour des injections pilote, est communément admise. Il n'existe de plus aucun modèle 0D d'évolution de l'angle au cours du temps.

La suite de ce paragraphe est dédiée à la modification du modèle de Siebers pour prendre

en compte l'évolution des conditions ambiantes. Jusqu'à présent tous les modèles de jet proposés supposent l'existence de conditions stationnaires sans aucune variation de densité ou de température au cours du temps. En conditions moteur cette hypothèse est très loin de la réalité, le mouvement du piston vient augmenter ou diminuer la densité et la température dans la chambre. Faire évoluer les valeurs de densité dans les équations (Eq. 2.31) et (Eq. 2.32) n'aurait pas de sens physique et cela pourrait avoir pour conséquence, dans un cas extrême, d'obtenir un « recul » du jet.

Afin de prendre en compte cette évolution Jaine [57] puis Dronniou [34] proposent de dériver l'équation (Eq. 2.32) afin d'estimer une vitesse adimensionnée :

$$\tilde{u} = \frac{d\tilde{S}}{d\tilde{t}} = \frac{1 + \frac{\tilde{t}^{\frac{n}{2}}}{2}}{\left(1 + \tilde{t}^{\frac{n}{2}}\right)^{\frac{1}{n}+1}} \quad \text{Eq. 2.35}$$

Une fois la vitesse adimensionnée déterminée à chaque instant, la pénétration adimensionnée est estimée à l'aide d'un simple processus d'intégration :

$$\tilde{S} = \int \tilde{u} d\tilde{t} \quad \text{Eq. 2.36}$$

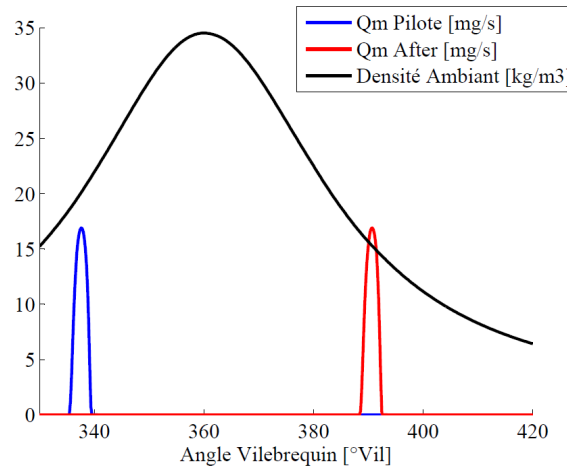


Figure 2-20 : Evolution de la densité des gaz ambiants en fonction de l'angle vilebrequin pour une phase de compression puis détente représentantes d'un cas moteur (Courbe Noire). Les allures des taux d'introduction du carburant (Bleu + Rouge) sont obtenues à l'aide du modèle décrit dans le paragraphe 2.2.3.1.2.

La Figure 2-20 récapitule les données de la simulation afin d'évaluer phénoménologiquement la modification du modèle décrit ci-dessus. Il a été choisi de simuler deux types d'injections diamétralement différentes, une Pilote de 2 mg à -25°vil aPMH (Après Point Mort Haut), et une After de 2 mg à +28°vil aPMH. Ces conditions sont des conditions réalistes extraites d'un essai réalisé sur un 1,5L de Renault à 3250 tr/min, avec une pression d'injection de 1300 bars et pour un trou d'injecteur de 136µm.

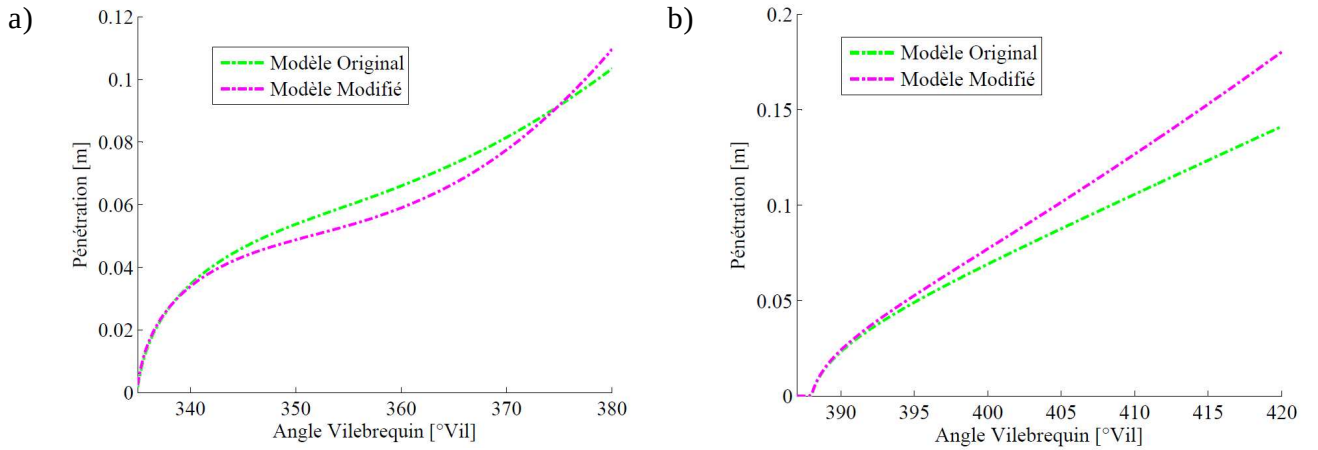


Figure 2-21 : Evolution de la pénétration maximum du jet en fonction de l'angle vilebrequin pour des conditions récapitulées sur la Figure 2-20. a) Injection Pilote, b) Injection After.

Les Figure 2-21 a) et b) montrent que le modèle modifié prend en compte l'évolution de la densité de façon beaucoup plus prononcée. Sur la Figure 2-21 a), il est possible de situer exactement le PMH, c'est à ce moment que la densité diminue et donc que la pénétration du jet devient plus aisée. Il est intéressant de noter que l'impact de la compression et de la détente est très différent selon les deux modèles, en effet au PMH la pénétration pour l'injection pilote varie de près de 10mm. Cette approche serait à valider sur des résultats de visualisation ou sur des résultats numériques non disponibles ici.

La connaissance de la pénétration (Eq. 2.36) et de l'angle du jet (Eq. 2.31) permet, à l'aide de l'hypothèse de cône parfait (Figure 2-22), de déduire la zone de réaction. Cette zone est prise égale au volume occupé par les sprays issus de chaque trou de l'injecteur :

$$V_{réact} = n_T \cdot V_s = n_T \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right)^2 \cdot \left[(S + x_0)^3 - x_0^3 \right] \quad \text{Eq. 2.37}$$

Avec,

- $S = \tilde{S}.x^+$, la pénétration du bout du jet,
- n_T , le nombre de trous de la buse.

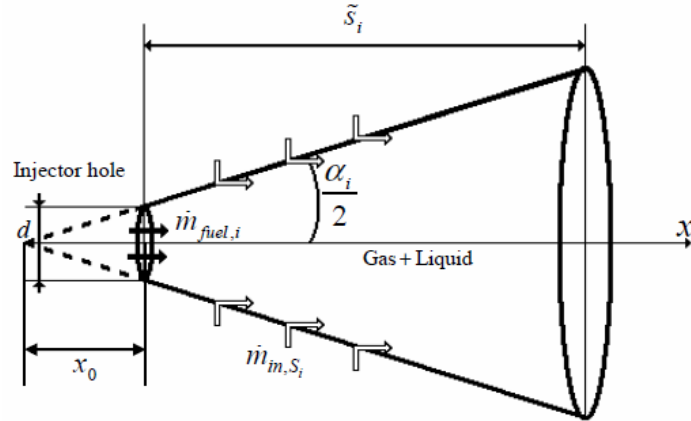


Figure 2-22 : Propriétés géométrie du spray issu de l'injection i d'après [66], [67]

2.2.4.4 Modèle d'entraînement d'air

La modélisation du macro-mélange entre les gaz ambiants présents dans la chambre de combustion et le carburant issu de l'injection, va se faire au travers de l'estimation du débit de gaz ambiant entrant dans la zone de réaction. Etant donné la dépendance géométrique de ce débit [98], [99], [100], les différents modèles existants sont généralement des modèles monodimensionnels. Ce débit est généralement exprimé en fonction de l'abscisse sur l'axe du jet. Il est généralement déduit par simplification de l'équation monodimensionnelle de conservation de la quantité de mouvement écrite pour un cas stationnaire. Siebers propose par exemple une relation de proportionnalité entre le débit de gaz entraîné et des grandeurs liées aux conditions ambiantes et à la géométrie du jet :

$$\dot{m}_{in,S_i}(x) \propto \sqrt{\rho_{amb} \cdot \rho_{carb,l}} \cdot d_0 \cdot x \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad \text{Eq. 2.38}$$

Cette valeur très difficilement mesurable a été pourtant étudiée par de nombreux auteurs. Il a découlé de ces études quelques corrélations empiriques. Il est possible de citer par

exemple les travaux réalisés par Tinaut et al. [101] en 1988 ou encore Wakuri [102] en 1960. Plus récemment, Cossali et ses coauteurs [98], [99], [100] ont étudié le mécanisme d'entraînement d'air à l'aide d'une technique de visualisation directe des champs de vitesse (Figure 2-23). La technique de visualisation utilisée est de la PIV (Particles Imagery Velocimetry) fluorescente.

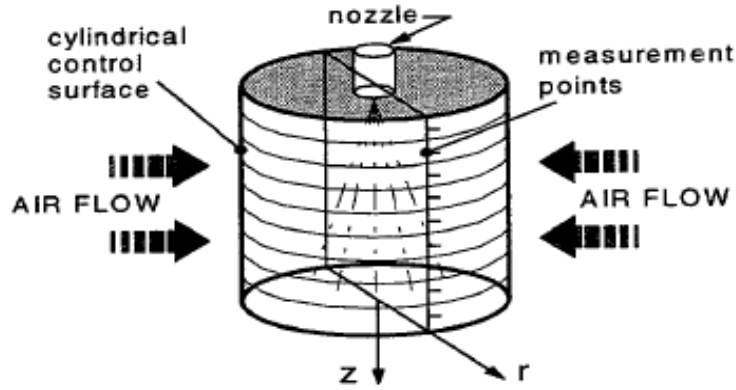


Figure 2-23 : Surface cylindrique de contrôle et points de mesure utilisés pour évaluer l'entraînement d'air dans un spray Diesel par Cossali et al. [98]

Cossali [98] propose d'estimer l'entraînement d'air à chaque abscisse x du spray de la façon suivante : Si $\frac{x}{d_0} > 60$,

$$\dot{m}_{in,S_i}(x) = C_1 \cdot \left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{x}{d_0} \cdot \dot{m}_{carb,l} \quad \text{Eq. 2.39}$$

Si $\frac{x}{d_0} < 60$,

$$\dot{m}_{in,S_i}(x) = C_2 (\mu_{amb} d_0)^{\frac{1}{6}} \left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}} \right)^{\frac{5}{6}} \left(\frac{x}{d_0} \right)^{\frac{3}{2}} (\dot{m}_{carb,l})^{\frac{7}{6}} \quad \text{Eq. 2.40}$$

Avec

- x , l'abscisse dans l'axe du jet,

- C_1 et C_2 , respectivement deux constantes à identifier,
- μ_{amb} , la viscosité cinématique du mélange de gaz ambiants.

Cette corrélation, basée sur les précédents travaux de Ricou et Spalding [103], et issue de mesures expérimentales, pose cependant certains problèmes pour une utilisation dans un modèle global de jet. Ce modèle a été validé et écrit pour des cas où l'injection est stationnaire, en effet si dans les équations (Eq. 2.39) et (Eq. 2.40) le terme lié à l'injection du carburant liquide $\dot{m}_{carb,l}$ devient nul alors l'entraînement des gaz dans la zone, $\dot{m}_{in,S_i}$, devient lui aussi nul. Comme l'ont montré Musculus et Pickett [77], [104], cette dernière constatation a été démentie expérimentalement et numériquement : bien au contraire l'entraînement d'air va augmenter lors de la coupure de l'injection. De plus l'utilisation de ce modèle est soumise à la disponibilité de données expérimentales de validation afin de calibrer les paramètres C_1 et C_2 .

En première approche, l'absence de données expérimentales et la remarque précédente sur la dépendance de l'entraînement d'air en fonction du taux d'introduction du carburant liquide, nous conduit à estimer l'entraînement des gaz dans la zone de réaction à l'aide d'une autre démarche. En seconde approche, il pourra être intéressant d'estimer la valeur des constantes C_1 et C_2 à l'aide du modèle 1D de Spray Diesel développé dans le Chapitre 3.

Dans ce travail l'entraînement des gaz sera évalué à l'aide d'une approche basée sur la conservation de la masse dans la chambre de combustion :

$$m_{tot} = \sum_i m_{in,S_i} + \sum_i m_{carb,i} + m_{amb} \quad \text{Eq. 2.41}$$

Avec, à l'instant t ,

- m_{tot} , la masse totale dans la chambre de combustion
- $\sum_i m_{in,S_i}$, la masse totale des gaz ambiants entraînés dans les zones de réaction,

- $\sum_i m_{carb,i}$, la masse de carburant présent dans la zone de réaction,
- m_{amb} , la masse des gaz présents dans la zone relative aux gaz ambiants.

La masse de carburant est considérée très petite devant les autres, et dans le cas soupapes fermées les pertes par Blow-by sont négligées. Cela implique que la masse totale dans la chambre peut être supposée constante. Il est alors possible d'écrire :

$$\sum \frac{dm_{in,S_i}}{dt} = -\frac{dm_{amb}}{dt} \quad \text{Eq. 2.42}$$

La masse des gaz dans la zone ambiante s'écrit en fonction du volume occupé par les zones de réaction sous la forme :

$$m_{amb} = \rho_{amb} \cdot V_{amb} = \rho_{amb} \cdot (V - \sum V_{réact,i}) \quad \text{Eq. 2.43}$$

Avec, V et $V_{réact}$, respectivement le volume de la chambre à l'instant t et le volume de la zone de réaction donné par l'équation (Eq. 2.37).

La richesse globale caractéristique d'une combustion Diesel est généralement inférieure à la stœchiométrie, la quantité de carburant introduite est donc faible par rapport à la masse totale dans la chambre (hypothèse utilisée pour l'équation Eq. 2.42). Il est alors possible d'approximer la densité des gaz ambiants par la densité moyenne dans la chambre de combustion $\rho_{amb} \approx \rho$. On obtient donc à l'aide des équations (Eq. 2.42) et (Eq. 2.43) :

$$\sum \dot{m}_{in,S_i} = \rho \cdot \sum \dot{V}_{réact,i} - \frac{(V - \sum V_{réact,i})}{V} \cdot \dot{m}_{tot} - \rho \cdot \frac{\sum V_{réact,i}}{V} \dot{V} \quad \text{Eq. 2.44}$$

Avec,

- $\dot{V}_{réact,i}$, la variation du volume de réaction i qui sera obtenue à l'aide de la différentiation de l'équation (Eq. 2.37)
- $\dot{V}$, la variation du volume cylindre donnée par le modèle de cinématique piston,

- $\dot{m}_{tot}$, la variation de masse totale dans la chambre qui peut être soit considéré nulle (hypothèse utilisée pour écrire l'équation Eq. 2.42) soit prise égale à $\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{carb,i}$.

De plus, il est possible de constater numériquement que :

$$\frac{\dot{V}_{react,i}}{V_{react,i}} \gg \frac{\dot{m}_{tot}}{m_{tot}} \quad \text{et} \quad \frac{\dot{V}_{react,i}}{V_{react,i}} \gg \frac{\dot{V}}{V} \quad \text{Eq. 2.45}$$

Finalement en divisant l'équation (Eq. 2.44) par V_{react} et en réarrangeant cette expression il est possible d'écrire le débit de gaz ambiants entraînés dans la zone de réaction i simplement à l'aide de :

$$\dot{m}_{in,S_i} \approx \rho \cdot \dot{V}_{react,i} \quad \text{Eq. 2.46}$$

L'écriture algébrique de la variation du volume de la zone de réaction a été écrite par Dulbecco dans [76].

2.2.5 Modèle de Vaporisation du Carburant

Les sous modèles permettant de caractériser les zones de réaction ont été présentés. Il convient maintenant d'étudier le phénomène de vaporisation du carburant dans les zones de réaction. Comme présenté Figure 2-24, ce sous modèle intervient à divers moments dans le modèle complet de chambre de combustion.

Ce phénomène d'évaporation dans une chambre de combustion Diesel est impacté par de nombreux phénomènes physiques comme, l'aérodynamique, les grandeurs thermodynamiques telles que la température des gaz ou encore leur composition. En modélisation 0D, il existe trois approches. La première, utilisée entre autre par Chmela et al. [59], consiste à déterminer de façon empirique un temps caractéristique de vaporisation en le reliant à des grandeurs physiques relatives aux phénomènes ayant cours lors de l'injection. La seconde approche est basée sur la loi dite du « d^2 ». La dernière approche est basée sur l'étude du comportement et des flux thermiques autour d'une goutte isolée. Pour cette étude les différents modèles empiriques ainsi que ceux basés sur la loi du d^2 ont été

comparés, cette étude est présentée en Annexe 4. Le choix de ne pas sélectionner la dernière voie de modélisation a été principalement guidé par des contraintes sur le temps de calcul.

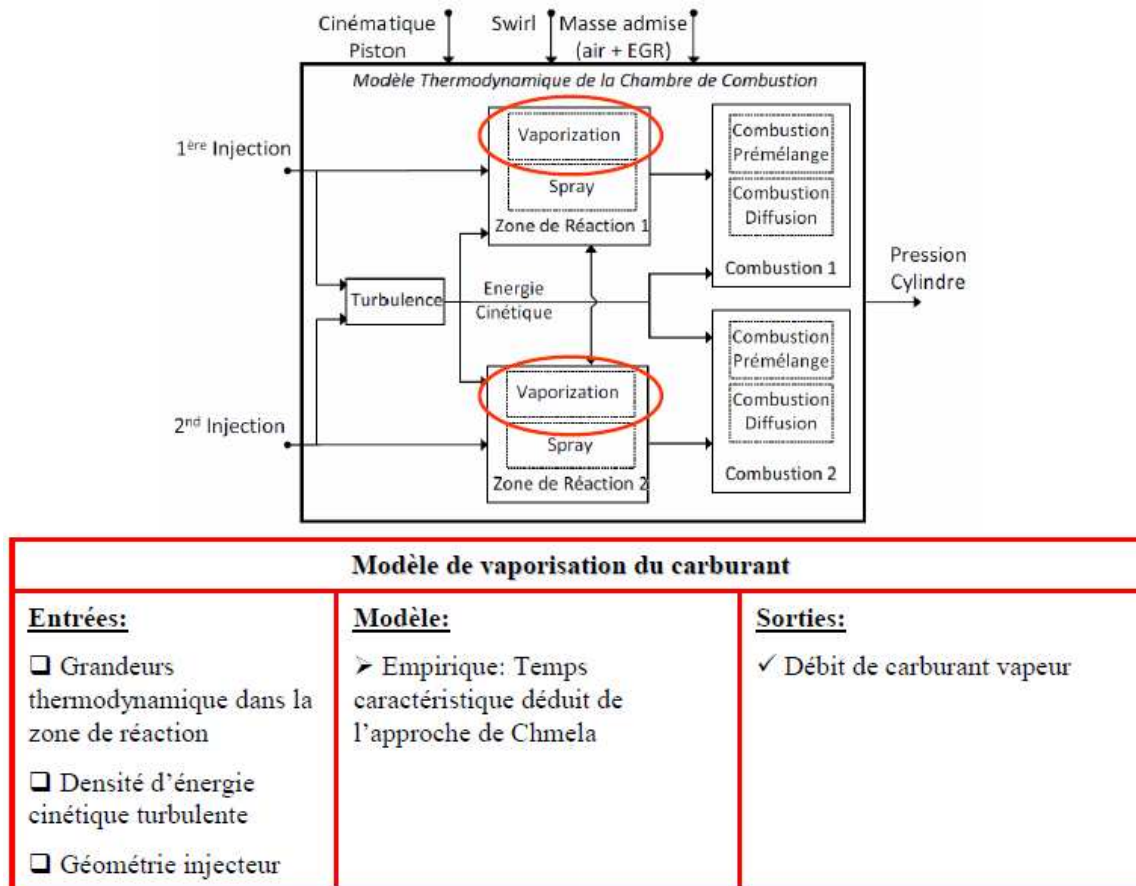


Figure 2-24 : Synoptique du modèle de vaporisation dans le modèle complet de chambre de combustion

Tout comme pour l'entraînement de gaz dans le spray, le débit de carburant vapeur dans des conditions moteur est très difficile à évaluer expérimentalement. Les études expérimentales portant sur l'évaporation des gouttelettes utilisent de nombreuses hypothèses et sont très dépendantes de la technique de mesure. De plus l'application de la dynamique d'une goutte étudiée dans une enceinte, où elle sera généralement considérée sphérique et ne subissant aucune interaction avec d'autres gouttes, à un cas moteur réel va être soumise à de très fortes hypothèses. Cette dernière remarque justifie généralement l'introduction de paramètres permettant de prendre en compte la déformation de la goutte et l'augmentation

des flux de convection autour de celle-ci. La méthode dite du « d² » ne sera pas utilisée dans la présente étude en raison de temps de calcul trop long. Le nombre très important d'hypothèses réalisées, et principalement la quasi-stationnarité du phénomène nous éloigne grandement des cas réels rencontrés dans les moteurs. Il est possible de citer la non prise en compte des transferts convectifs qui, dans le cas d'un spray réel, sont non négligeables, les effets de la pression sur les grandeurs thermo-physiques, et pour finir la théorie de quasi stationnarité ne reste valide que lorsque les conditions critiques (température / pression) ne sont pas atteintes. Dans la suite de ce paragraphe, la voie de modélisation adoptée pour la vaporisation du carburant liquide introduit dans la chambre est présentée.

L'approche la plus simple consiste à déterminer le débit de carburant vapeur en fonction du débit de carburant liquide et d'un temps caractéristique de vaporisation :

$$\dot{m}_{carb,v} = \int_{t_{inj}}^t \frac{1}{\tau_{vap}} \cdot \dot{m}_{carb,l} dt \quad \text{Eq. 2.47}$$

Avec,

- $\dot{m}_{carb,v}$ et $\dot{m}_{carb,l}$, le débit de carburant vapeur et le débit de carburant liquide,
- τ_{vap} , le temps caractéristique de vaporisation du carburant qui sera déterminé à l'aide d'une corrélation empirique décrite dans la suite de ce paragraphe,
- t_{inj} , l'instant auquel débute l'injection.

Deux approches différentes pour le calcul du temps caractéristique d'évaporation sont exposées ci-après :

L'approche la plus simple, utilisée par Chmela [59] et décrite dans [105], est issue d'une corrélation empirique :

$$\tau_{vap} = C_{vap} \cdot \frac{d_0}{k} \cdot T_{a,\infty}^{-3,3} \quad \text{Eq. 2.48}$$

Avec,

- C_{vap} , le paramètre de calibration du modèle,
- k , la densité d'énergie cinétique turbulente qui sera déterminée à l'aide du modèle proposé dans le paragraphe 2.2.6,
- $T_{a,\infty}$, la température de l'air ambiant prise très loin du carburant, dans notre cas cette température sera prise égale à la température des gaz dans la zone inerte des gaz ambiants,
- d_0 , le diamètre géométrique de la buse.

Cette première description du temps caractéristique de vaporisation a l'avantage d'être très simple et de ne se servir que de grandeurs déjà calculées dans les autres sous-modèles.

Il est cependant possible de déterminer ce temps caractéristique en utilisant une approche basée sur la prise en compte de considérations physiques. En effet Dulbecco [74], [75], propose de déterminer un temps caractéristique d'évaporation à l'aide de l'approche développée par Albrecht [106] en 2005. Dans cette approche le temps caractéristique d'évaporation est évalué à l'aide de la connaissance de la pénétration liquide maximum. Cela revient à dire que τ_{vap} représente le temps nécessaire pour totalement évaporer une goutte dont le temps de vie correspond à une pénétration liquide maximum. Ce modèle proposé par Dulbecco [74], [75], repose sur la corrélation empirique développée par Siebers [79] concernant la pénétration liquide du jet.

$$\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tilde{L}}{2} + \frac{\tilde{L}}{4} \cdot \sqrt{1+16\tilde{L}^2} + \frac{1}{16} \cdot \ln(4\tilde{L} + \sqrt{1+16\tilde{L}^2}) \quad \text{Eq. 2.49}$$

Avec,

- $\tilde{\tau}_{vap}$, le temps caractéristique d'évaporation adimensionné $\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tau_{vap}}{t^+}$
- $\tilde{L}$, la pénétration liquide adimensionnée $\tilde{L} = \frac{L}{x^+}$.

Les termes t^+ et x^+ sont les termes décrits dans les équations (Eq. 2.33) et (Eq. 2.34) relatives au modèle de pénétration de Siebers. Le modèle pour la longueur liquide maximale est décrit dans l'Annexe 4, relative à l'étude des modèles de la littérature. La difficulté de cette approche est de déterminer les nombres caractéristiques B_T et B_Y qui caractérisent la couche limite thermique et massique présente autour de la goutte et qui sont nécessaires à la détermination de la pénétration liquide L .

L'approche de Chmela [59] a été retenue dans ce travail, dans un souci de performance en termes de temps de calcul pour le modèle complet (Eq. 2.48). L'utilisation du modèle développé par Dulbecco [76] nécessiterait d'utiliser un autre modèle empirique permettant d'accéder à la longueur liquide maximum. Cela impliquerait alors une multiplication des sous-modèles et des paramètres à identifier.

Aucune validation expérimentale n'est disponible pour le temps caractéristique de vaporisation du carburant liquide dans le cas d'une injection directe dans un moteur. Cependant une étude paramétrique de la corrélation (Eq. 2.48) soumise par Chmela [59] permet de mettre en avant que celle-ci suit les grandes tendances rencontrées lors de l'évaporation d'un spray.

- L'impact de l'atomisation est pris en compte au travers du diamètre des trous de la buse d'injecteur d_0 et de l'intensité d'énergie turbulente k . En effet plus le trou sera petit ou plus l'intensité turbulente sera élevée, et donc plus le nombre de gouttes sera important. Le temps caractéristique sera alors plus faible en conséquence du caractère surfacique du phénomène d'évaporation et de l'augmentation de la surface de contact totale.
- De la même manière plus la température des gaz ambiants dans lesquels l'injection a lieu est élevée, plus le temps caractéristique est faible donc l'évaporation rapide.

Les tendances phénoménologiques sont donc bien respectées mais la prédictivité de ce modèle en terme quantitatif est discutable. Il a donc été fait le choix d'identifier le paramètre C_{vap} , lié au temps caractéristique d'évaporation, pour chaque type d'injection : Pilote, Main et After ou Post.

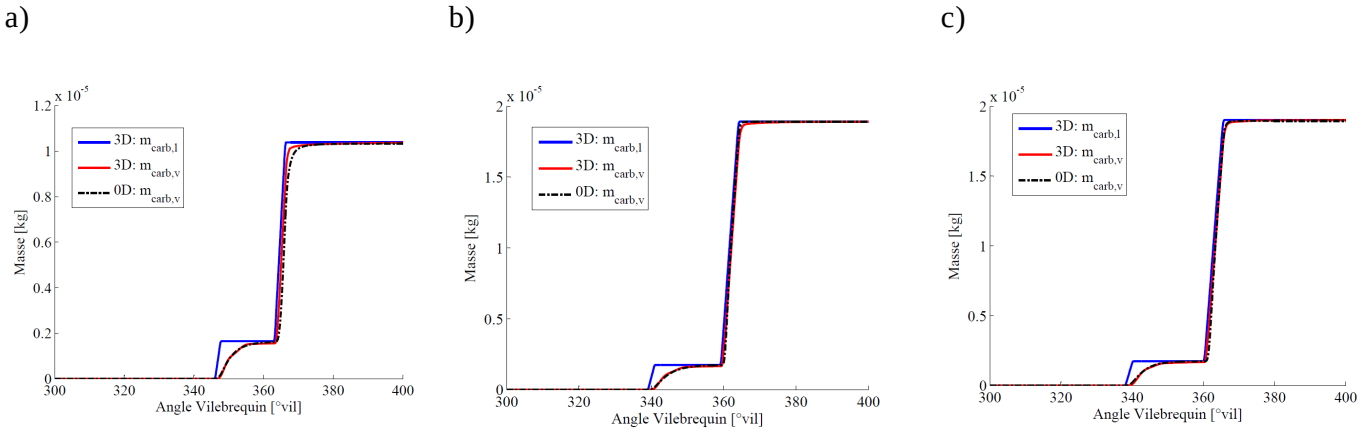


Figure 2-25 : Evolution de l'intégrale de débits massiques liquide et vapeur de carburant en fonction du temps dans la chambre de combustion. Bleu : masse de carburant liquide issue de simulation 3D FIRE, Rouge : masse de carburant vapeur issue de simulation 3D FIRE, Noir : masse vapeur issue du modèle 0D. Les résultats sont donnés pour trois essais du champ d'utilisation du moteur décrit dans l'Annexe 5. a) Essai à 1250tr/min, 2bars de PME, 59% d'EGR, une injection Pilote de 1,9mgc à -14°vil aPMH et une injection principale de 9,1mgc à +2,7°vil aPMH, b) Essai à 1500tr/min, 6bars de PME, 40% d'EGR, une injection Pilote de 2mgc à -21°vil aPMH et une injection principale de 17mgc à -1°vil aPMH, c) Essai à 1750tr/min, 6bars de PME, 40% d'EGR, une injection Pilote de 2mgc à -22°vil aPMH et une injection principale de 18mgc au PMH.

Les résultats présentés sur la Figure 2-25, sont obtenus après identification du paramètre C_{vap} (Eq. 2.48) qui est pris égal à $C_{vap,Pil} = 2.10^{11}$ pour les injections Pilotes, $C_{vap,Main} = 5.10^{11}$ pour l'injection principale. Par ailleurs la valeur du paramètre relatif à l'injection After ou Post est pris égal à : $C_{vap,After} = 1.10^{10}$. Cette dernière valeur a été choisie de sorte que la vaporisation soit instantanée. Dans les conditions d'injection tardives, les conditions dans la chambre sont généralement proches des conditions critiques en pression et température. Les grandeurs $T_{a,\infty}$ et k sont renseignées respectivement par le modèle thermodynamique décrit en Annexe 1 et par le modèle de turbulence 0D décrit dans le paragraphe qui suit. Il peut être noté qu'au regard de la Figure 2-25, l'évolution de la masse de carburant vapeur donnée par le modèle 3D est bien reproduite par l'approche globale 0D pour différents types d'injection et points de fonctionnements moteur.

2.2.6 Modèle de Turbulence Simplifié : Modèle à deux Etats K-k Simplifié avec prise en compte du Swirl

La turbulence est le phénomène physique qui induit le mélange entre le carburant injecté et l'air dans les moteurs thermiques. Cependant étant donné la dépendance spatiale de cette grandeur, il est très difficile de la représenter convenablement dans une approche zéro dimensionnelle. Cependant une estimation la plus précise possible doit être effectuée car, comme le montre la Figure 2-26, ce modèle impact la plupart des autres sous modèle. En effet les grandeurs de la turbulence sont utilisées pour les modèles de vaporisation, de combustion de prémélange ainsi que de combustion de diffusion.

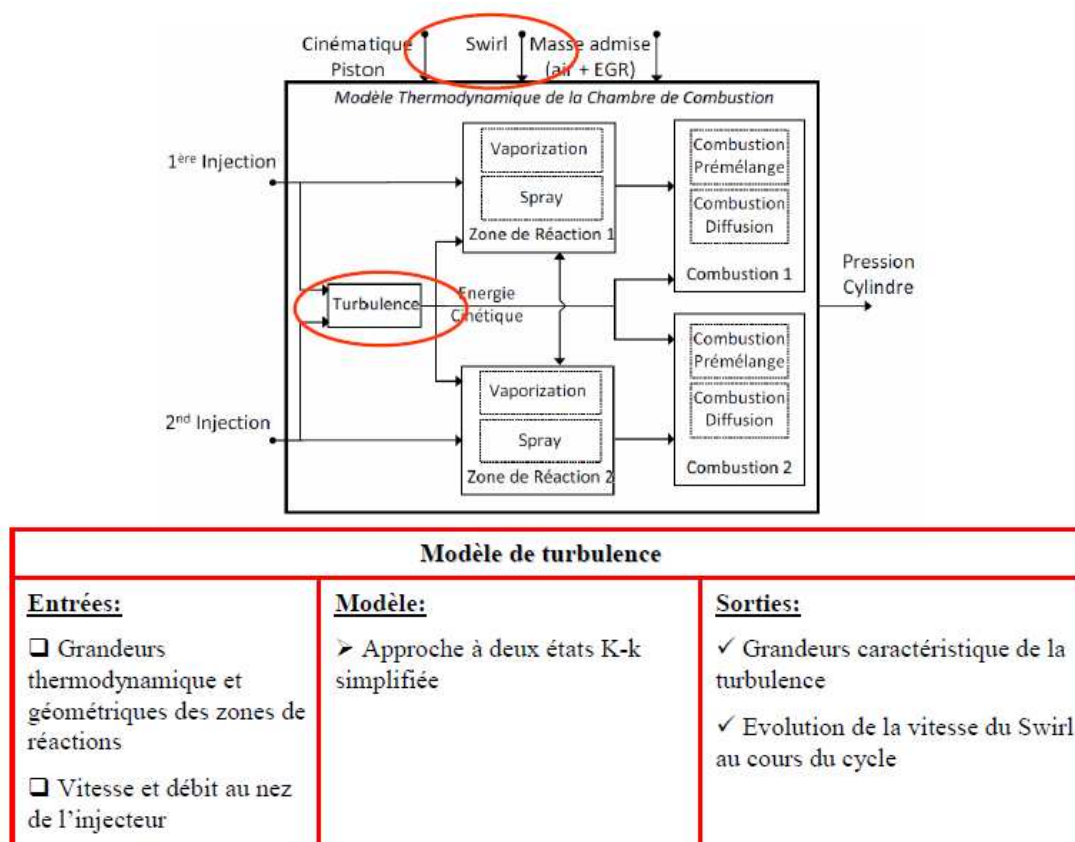


Figure 2-26 : Synoptique du modèle de turbulence dans le modèle complet de chambre de combustion

La turbulence peut être définie à partir de quelques caractéristiques intrinsèques :

- La diffusivité est l'une des principales caractéristiques de la turbulence. Elle augmente les vitesses de mélange, les transferts de masses, de quantité de mouvement et de chaleur, ce qui dans le cas des moteurs thermiques est une propriété fondamentale.
- Les écoulements turbulents dissipent toujours de l'énergie.
- La mécanique des milieux continus est valable car les échelles de la turbulence sont différentes des échelles des échanges moléculaires.
- La turbulence est un régime particulier et non pas une propriété du fluide donc les caractéristiques de la turbulence sont identiques pour tous les fluides.
- Le nombre de Reynolds est grand.

La turbulence est un régime d'écoulement local et aléatoire, pourtant il est absolument nécessaire de connaître les caractéristiques de ce phénomène pour espérer avoir un modèle de combustion prédictif. Ce phénomène étant dépendant de variables spatiales le problème de la modélisation en 0D consiste à trouver des équations générales de continuité permettant de s'affranchir de ces variables spatiales.

Afin de définir un temps caractéristique de mélange, les équations qui suivent s'appuient sur le travail réalisé par Mauviot et ses coauteurs [72]. Dans leurs travaux ils justifient l'application d'un filtre macroscopique aux équations de transport de la masse et de la quantité de mouvement. Cette théorie, décrite en Annexe 6 et généralement utilisée dans la mise en place des équations d'un modèle $k-\varepsilon$, est ici adoptée pour la mise en place d'équations dans une approche 0D. Les paragraphes suivants sont dédiés à la mise en place des équations dans les différents volumes de contrôle. Dans le cadre de cette étude sur la modélisation zéro-dimensionnelle, l'échelle associée au filtre sera une échelle macroscopique liée au volume de contrôle qui sera choisie égal soit aux volumes des sprays, soit au volume occupé par les gaz ambiants.

Il convient maintenant d'effectuer un bilan de quantité de mouvement dans le volume considéré. En prenant l'hypothèse d'une pression homogène dans le volume de contrôle :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad \text{Eq. 2.50}$$

En appliquant le filtre, défini en Annexe 6, à l'équation (Eq. 2.50) avec le volume de filtre tel que $V_{\text{filtre}} = V_{\text{réact}}$. Afin de simplifier l'équation Eq. 2.50, nous allons utiliser la propriété suivante [116] :

$$\frac{1}{V_{\text{réact}}} \cdot \int_{V_{\text{réact}}} \left[\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} \right] dV = \frac{1}{V_{\text{réact}}} \cdot \frac{d \left(\int_{V_{\text{réact}}} \rho u_i dV \right)}{dt} \quad \text{Eq. 2.51}$$

Et sachant que :

$$\frac{d \langle \rho u_i \rangle_{V_{\text{réact}}}}{dt} = \frac{1}{V_{\text{réact}}} \cdot \frac{d \left(\int_{V_{\text{réact}}} \rho u_i dV \right)}{dt} + \frac{\int_{V_{\text{réact}}} \rho u_i dV}{V_{\text{réact}}} \cdot \frac{1}{V_{\text{réact}}} \cdot \frac{dV_{\text{réact}}}{dt} \quad \text{Eq. 2.52}$$

Alors,

$$\frac{d \langle \rho u_i \rangle_{V_{\text{réact}}}}{dt} + \frac{1}{V_{\text{réact}}} \cdot \frac{dV_{\text{réact}}}{dt} \cdot \langle \rho u_i \rangle_{V_{\text{réact}}} = \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{\text{réact}}} + \langle F_i \rangle_{V_{\text{réact}}} \quad \text{Eq. 2.53}$$

Les termes $\left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{\text{réact}}}$ et $\langle F_i \rangle_{V_{\text{réact}}}$ sont respectivement le terme de dissipation et le terme source de l'équation (Eq. 2.53). Ces termes seront explicités par la suite.

Par analogie avec la définition de la moyenne de Favre, il est possible de définir une moyenne en volumique pondérée par la masse volumique permettant de traiter le problème dans le cas d'une masse volumique variable :

$$\tilde{u}|_{V_{\text{filtre}}} = \frac{\langle \rho u \rangle_{V_{\text{filtre}}}}{\langle \rho \rangle_{V_{\text{filtre}}}} \quad \text{Eq. 2.54}$$

A l'aide de cette dernière équation il est possible d'écrire l'équation (Eq. 2.53) en fonction de $\tilde{u}|_{V_{\text{filtre}}}$ et de $\langle \rho \rangle_{V_{\text{filtre}}}$. De plus par définition :

$$\langle \rho \rangle_{V_{\text{filtre}}} = \frac{m_{\text{filtre}}}{V_{\text{filtre}}} \quad \text{Eq. 2.55}$$

Donc il est possible de réécrire l'équation (Eq. 2.53) :

$$\frac{d\tilde{u}|_{V_{réact}}}{dt} = \frac{1}{m_{réact}} \left[-\tilde{u}|_{V_{réact}} \cdot \frac{dm_{réact}}{dt} + V_{réact} \cdot \langle F_i \rangle_{V_{réact}} + V_{réact} \cdot \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{réact}} \right] \quad \text{Eq. 2.56}$$

Avec, $\frac{dm_{réact}}{dt}$, la variation de masse dans la zone de réaction apparentée au volume occupé par les sprays. Cette évolution de masse n'est due qu'à l'injection du carburant et à l'entraînement d'air.

Pour se ramener à une équation de bilan sur la densité d'énergie cinétique associée au mouvement moyen il suffit de multiplier l'équation (Eq. 2.56) par $\tilde{u}|_{V_{réact}}$, et de noter que par

définition : $\tilde{K} = \frac{\tilde{u}|_{V_{réact}}^2}{2}$, d'où :

$$\frac{d\tilde{K}}{dt} = \frac{1}{m_{réact}} \left[-2\tilde{K} \cdot \frac{dm_{réact}}{dt} + \sqrt{2\tilde{K}} \cdot V_{réact} \cdot \langle F_i \rangle_{V_{réact}} + \sqrt{2\tilde{K}} \cdot V_{réact} \cdot \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{réact}} \right] \quad \text{Eq. 2.57}$$

Mauviot [72] et par la suite Dulbecco [76] proposent de fermer cette équation à l'aide du terme de dissipation pris égal à :

$$\sqrt{2\tilde{K}} \cdot \frac{V_{réact}}{m_{réact}} \cdot \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{réact}} = -C_K \cdot \tilde{K}^{n_K} \quad \text{Eq. 2.58}$$

Bozza et al. [117], [118] proposent dans leurs travaux un modèle à deux états K-k dans lequel il est fait l'hypothèse que la dissipation d'énergie cinétique associée au mouvement moyen se fait de façon isentropique seulement vers les petites échelles associées aux fluctuations. Dans ces études les auteurs proposent d'écrire le terme de dissipation permettant de fermer l'équation de bilan de quantité de mouvement tel que :

$$\sqrt{2\tilde{K}} \cdot \frac{V_{réact}}{m_{réact}} \cdot \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{réact}} = -C_p \cdot \frac{\tilde{K}}{t_p} \quad \text{Eq. 2.59}$$

Avec,

- C_p , un paramètre à calibrer,

- t_p , un temps caractéristique considéré égal au rapport entre une longueur caractéristique et une vitesse caractéristique :

$$t_p = \frac{L_I}{\tilde{u}|_{V_{réact}}} \quad \text{Eq. 2.60}$$

Avec L_I , l'échelle intégrale définie à l'aide du volume du filtre considéré. Dans son étude Bozza [118] utilise les dimensions caractéristiques de la chambre de combustion afin de définir cette longueur caractéristique. Dans le cas présent, nous définissons l'échelle intégrale à l'aide du volume de la zone de réaction considérée : $L_I = C_L \cdot \sqrt[3]{V_{réact}}$ avec C_L le paramètre lié à l'échelle intégrale pris égal à 0,04 dans cette étude. Cette valeur est tirée des travaux réalisés par Bozza [118].

Concernant le terme de production Chmela propose en 2004 une évaluation de l'influence des différents mouvements d'air rencontrés dans une chambre de combustion Diesel à injection directe. Selon son étude [59] l'injection du carburant liquide représente environ 98% de la production de l'énergie cinétique dans la chambre et un peu moins de 2% pour le Swirl. Cependant dans les moteurs Diesel récents le Swirl est devenu un phénomène prépondérant et contrôlable. Par conséquent les vitesses liées à ce mouvement d'air sont beaucoup plus importantes. L'effet du Swirl sur la turbulence dans la zone de réaction sera donc pris en compte dans cette étude. Le terme de production de l'équation (Eq. 2.57) sera écrit de la façon suivante :

$$\langle F_i \rangle_{V_{réact}} = \frac{1}{V_{réact}} \cdot \left(v_{carb,l} \cdot \frac{dm_{carb,l}}{dt} + \frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \Big|_{diss} \right) \quad \text{Eq. 2.61}$$

Avec,

- $v_{carb,l}$ et $\frac{dm_{carb,l}}{dt}$, respectivement la vitesse du carburant liquide au nez de l'injecteur et le débit de carburant introduit issus des modèles décrits dans le paragraphe 2.2.3,

- $\left. \frac{d\widetilde{K}_{V_{amb}}}{dt} \right|_{diss}$, la variation de la densité d'énergie cinétique associée au mouvement moyen due au Swirl dans le volume de contrôle lié au spray.

Comme le montre la Figure 2-27, le choix a été fait de raisonner sur deux volumes de contrôle. Le volume lié aux sprays, ou volume de réaction et le volume lié aux gaz ambiant qui subissent les différents mouvements d'air principalement dû à l'admission des gaz. Dans cette approche, il a été admis que le Swirl engendrait une dissipation d'énergie entre les différents volumes mais aucun transfert de masse. De ce fait ces deux volumes interagissent au travers du terme $\left. \frac{d\widetilde{K}_{V_{amb}}}{dt} \right|_{diss}$ qui représente la quantité d'énergie cinétique associée au mouvement moyen transférée du volume des gaz ambiants au volume de réaction. Ce terme sera explicité par la suite.

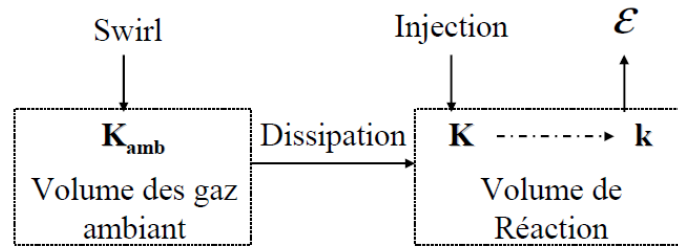


Figure 2-27 : Bilan d'énergie sur les différents volumes de contrôle réalisé soupapes fermées. Le terme source pour le volume des gaz ambiant est le Swirl généré à l'admission et l'énergie cinétique se dissipe au travers d'un terme de frottement visqueux vers la zone de réaction. Les termes sources pour le volume de réaction sont l'injection du carburant liquide et la dissipation d'énergie en provenance du volume des gaz ambiants.

Finalement la variation d'énergie cinétique associée au mouvement moyen dans le volume de réaction est donnée par l'équation :

$$\frac{d\widetilde{K}}{dt} = \frac{1}{m_{réact}} \left[-2.\widetilde{K} \cdot \frac{dm_{réact}}{dt} + \sqrt{2.\widetilde{K}} \cdot \left(v_{carb,l} \cdot \frac{dm_{carb,l}}{dt} + \left. \frac{d\widetilde{K}_{V_{amb}}}{dt} \right|_{diss} \right) \right] - C_p \cdot \frac{\widetilde{K}}{t_p} \quad \text{Eq. 2.62}$$

L'énergie cinétique totale dans le volume de réaction peut s'écrire :

$$E_{c,V_{réact}} = \frac{1}{2} \cdot m_{réact} \cdot \widetilde{u^2} \Big|_{V_{réact}} \quad \text{Eq. 2.63}$$

A l'aide des propriétés des moyennes de Favre il sera possible d'écrire :

$$\widetilde{u^2} \Big|_{V_{réact}} = \widetilde{u}^2 \Big|_{V_{réact}} + \widetilde{u'^2} \Big|_{V_{réact}} \quad \text{Eq. 2.64}$$

Il est possible de déterminer la densité d'énergie cinétique associée au mouvement turbulent à l'aide des équations qui par définition peut être prise égale à, $\widetilde{k} = \frac{\widetilde{u'^2} \Big|_{V_{réact}}}{2}$ d'où :

$$\widetilde{k} = \frac{E_{c,V_{réact}}}{m_{V_{réact}}} - \widetilde{K} \quad \text{Eq. 2.65}$$

De même que pour le mouvement moyen Bozza et ses coauteurs proposent une fermeture pour l'équation relative à la densité d'énergie cinétique associée aux fluctuations, avec un taux de dissipation de la forme :

$$\widetilde{u} \Big|_{V_{réact}} \cdot \frac{V_{réact}}{m_{réact}} \cdot \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle_{V_{réact}} = -C_D \cdot \frac{\widetilde{k}}{t_D} \quad \text{Eq. 2.66}$$

Avec,

- C_D , un paramètre à calibrer,
- t_D , un temps caractéristique considéré égal au rapport entre une longueur caractéristique et une vitesse caractéristique. Dans leur étude Bozza et ses coauteurs ont proposé d'écrire ce temps caractéristique de la forme :

$$t_D = \frac{l_k}{\widetilde{u'} \Big|_{V_{réact}}} \quad \text{Eq. 2.67}$$

Avec,

- $\widetilde{u'} \Big|_{V_{réact}}$, la composante de la vitesse liée aux fluctuations,
- l_k , l'échelle caractéristique de Kolmogorov prise égale à :

$$l_k = \frac{L_I}{\left(\tilde{u} \Big|_{V_{réact}} \cdot \frac{L_I}{\nu} \right)^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Eq. 2.68}$$

Et, ν la viscosité cinématique du mélange gazeux, ici prise égale à la viscosité cinématique de l'air.

Afin de connaître l'évolution de la densité d'énergie cinétique associée aux fluctuations (Eq. 2.65), il convient maintenant d'écrire l'équation d'évolution de l'énergie cinétique totale dans le volume de contrôle :

$$\frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} = \frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} \Big|_{prod} + \frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} \Big|_{diss} \quad \text{Eq. 2.69}$$

Avec,

- $\frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} \Big|_{prod}$, le terme de production, lié à la l'injection du carburant et à la dissipation d'énergie depuis le volume des gaz ambiant induite par le Swirl,
- $\frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} \Big|_{diss}$, le terme de dissipation.

A l'aide du bilan sur la zone de réaction, il est possible d'écrire :

$$\frac{dE_{c,V_{réact}}}{dt} = \frac{1}{2} \cdot (v_{carb,l})^2 \cdot \frac{dm_{carb,l}}{dt} + m_{réact} \cdot \left[\frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \Big|_{diss} - C_D \cdot \frac{\tilde{k}}{t_D} - C_P \cdot \frac{\tilde{K}}{t_P} \right] \quad \text{Eq. 2.70}$$

Afin d'explicitier le terme lié à la dissipation d'énergie induite par le Swirl depuis la zone des gaz ambiant. La réflexion précédente sera appliquée à un nouveau volume de contrôle identifié comme le volume lié au gaz ambiant. Il sera donc possible par analogie avec l'équation (Eq. 2.57) d'écrire pour la zone des gaz ambiants :

$$\frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} = \frac{1}{m_{amb}} \left[-2 \cdot \widetilde{K_{V_{amb}}} \cdot \frac{dm_{amb}}{dt} + \sqrt{2 \cdot \widetilde{K_{V_{amb}}}} \cdot \frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \Big|_{prod} - \frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \Big|_{diss} \right] \quad \text{Eq. 2.71}$$

Avec,

- $\frac{dm_{amb}}{dt}$, le terme représentant la variation de masse dans le volume de contrôle,
- $\left. \frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \right|_{prod}$, le terme de production lié au Swirl qui est déduit de :

$$\left. \frac{d\widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \right|_{prod} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_{amb}^2 \right) \quad \text{Eq. 2.72}$$

Avec,

- $\omega_{amb} = \omega_{swirl}$ la vitesse de rotation des gaz ambiants prise égale à la vitesse de Swirl supposée connue initialement,
- J le moment d'inertie qui est supposé être issu d'un cylindre de rayon R_{Swirl} ,

$$J = m_{tot} \cdot R_{Swirl}^2 \quad \text{Eq. 2.73}$$

- R_{Swirl} le rayon va évoluer au cours du temps et sera identifié par une fonction mathématique à l'aide de résultats de calcul 3D. Cette procédure d'identification sera à réaliser pour chaque type de moteur qui sera étudié. La forme de la fonction mathématique est la suivante :

$$\frac{R_{Swirl}}{R_{Cylindre}} = \frac{a}{b - \exp\left(-c \cdot \frac{H_{piston}}{L_{course}}\right)} \quad \text{Eq. 2.74}$$

Avec, H_{piston} , $\Phi_{Cylindre}$ et L_{course} respectivement la hauteur du piston, le diamètre du cylindre correspondant à l'alésage, et la course du piston. a , b et c sont les paramètres de la fonction à identifier. Une autre possibilité pour déterminer le moment d'inertie consiste à exprimer le moment d'inertie à l'aide de la somme de deux moments d'inerties issues de deux volumes cylindriques, l'un correspondant au bol considéré et l'autre correspondant au reste de la chambre de combustion qui évolue en fonction du temps :

$$J = \frac{\pi}{2} \rho \left(H_{Bol} (R_{Bol})^4 + H_{piston} (R_{Cylindre})^4 \right) \quad \text{Eq. 2.75}$$

- $\left. \frac{d \widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \right|_{diss}$, le terme de dissipation qui n'est dû qu'à des frottements visqueux entre

les différents volumes de contrôle. Il est donc possible d'écrire :

$$\left. \frac{d \widetilde{K_{V_{amb}}}}{dt} \right|_{diss} = C_F \cdot \omega_{swirl} = -C_{diss} \cdot \left(\frac{\Phi_{Bol}}{2} \right) \omega_{swirl}^3 \quad \text{Eq. 2.76}$$

Avec, C_F le couple relatif aux forces visqueuses qui est calculé à l'aide de la loi de Stokes dans les cas des hautes vitesses, et C_{diss} le paramètre du modèle qui sera identifié sur des résultats de calcul 3D.

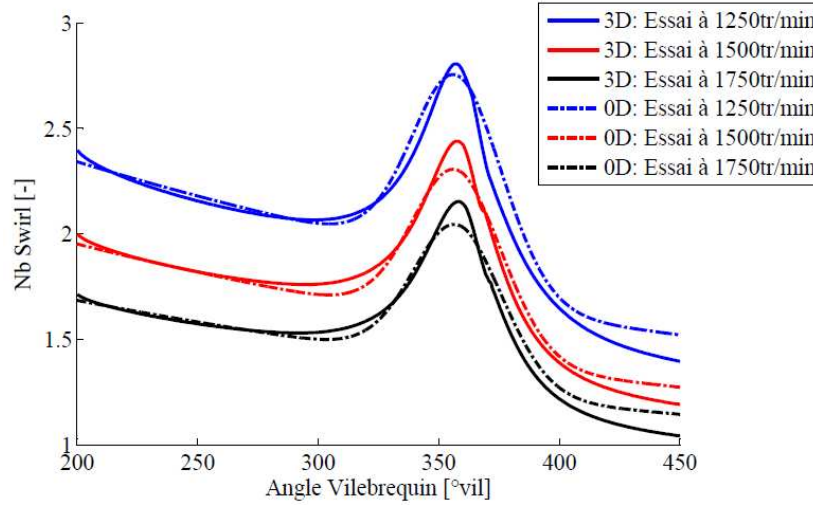


Figure 2-28 : Evolution du nombre de Swirl en fonction de l'angle vilebrequin. Courbes pleines : Résultats de simulation 3D FIRE, Courbes pointillées : Résultats donnés par l'approche 0D développée dans l'étude. Les résultats sont donnés pour trois essais du champ d'utilisation du moteur décrit dans l'Annexe 5 : a) Essai à 1250tr/min, 2bars de PME, b) Essai à 1500tr/min, 6bars de PME, c) Essai à 1750tr/min, 6bars de PME.

La Figure 2-28 décrit l'évolution du nombre de Swirl, qui est défini par le rapport $N_{Swirl} = \frac{\omega_{Swirl}}{\omega_{Nmot}}$, avec un paramètre C_{diss} identifié sur les résultats de calcul 3D. Ce

paramètre est choisi égal à $C_{diss} = 7,5 \cdot 10^{-7}$. L'identification a été réalisée pour trois résultats de simulation 3D effectuées à l'aide du logiciel du commerce FIRE, les essais

correspondent à des essais réels réalisés sur un moteur 1,5L Renault décrit en Annexe 5. Les nombres de Swirl initiaux varient de 1,7 à 2,4. L'évolution de la vitesse de Swirl est donc bien reproduite par le modèle 0D. La phase de dissipation d'énergie est de façon globale bien prise en compte au cours du cycle, malgré une sous estimation de celle-ci en fin de détente.

Par la suite afin de déterminer un temps caractéristique lié au mélange dans la zone de réaction, il sera nécessaire de définir le taux de dissipation moyen associé aux fluctuations. A l'aide de l'équation (Eq. 2.66) et (Eq. 2.67), il est possible d'écrire :

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{\left(\frac{2}{3} \cdot \tilde{k}\right)^{3/2}}{L_t} \quad \text{Eq. 2.77}$$

Les valeurs des paramètres intervenant dans le calcul des grandeurs $\tilde{k}$ (Eq. 2.65), et $\tilde{\varepsilon}$ (Eq. 2.77) ont été déterminées à l'aide de résultats de simulation 3D réalisés sous FIRE. Certain de ces résultats sont présentés Figure 2-29.

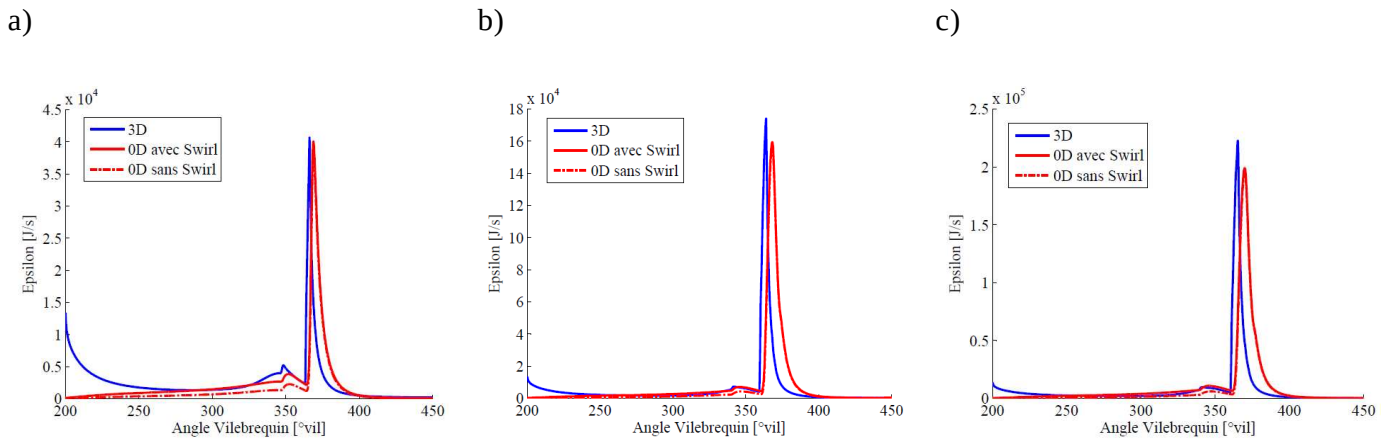


Figure 2-29 : Taux de dissipation turbulent issus de résultats de simulation 3D FIRE (bleu) et 0D avec et sans la prise en compte de l'effet du Swirl (rouge). Les résultats sont donnés pour trois essais du champ d'utilisation du moteur décrit dans l'Annexe 5 : a) Essai à 1250tr/min, 2bars de PME, b) Essai à 1500tr/min, 6bars de PME, c) Essai à 1750tr/min, 6bars de PME.

Les résultats présentés Figure 2-29 ont été obtenus pour un jeu de paramètres liés à la turbulence pris constant, pour le moteur concerné. Les valeurs de ces paramètres sont,

$C_D = 1,98$ et $C_p = 0,14$. Les Figure 2-29 a), b) et c) donnent respectivement les résultats de simulation pour les essais à 1250tr/min, 1500tr/min et 1750tr/min. Chacun de ces essais possède une injection pilote et une injection principale. Il est possible de noter qu'un écart existe entre les résultats donnés par le modèle 0D et ceux issus du modèle 3D, ceci s'explique principalement par l'allure du taux d'introduction à iso masse injectée qui n'est pas exactement le même. Pour les calculs 3D, un taux d'introduction trapézoïdal issu d'un modèle mathématique disponible dans la librairie FIRE a été utilisé. Cela explique le caractère plus violent du pic induit par l'injection principale. On peut également noter un écart entre les courbes du taux de dissipation obtenus avec le modèle 0D avec et sans prise en compte du Swirl. Cet écart est bien visible pour le taux de dissipation issus de l'injection pilote. Ceci est d'autant plus vrai pour l'essai à 1250tr/min (Figure 2-29 a)) pour lequel les niveaux de Swirl sont les plus élevés (Figure 2-28). La prise en compte du Swirl permet donc de mieux évaluer les différentes grandeurs liées à la turbulence principalement pour les zones de réaction issues d'injection pilote.

Il est possible maintenant de définir un temps caractéristique associé au mouvement fluctuant précédemment décrit :

$$\tau_{turb}|_{V_{réact}} = \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 2.78}$$

Ce temps caractéristique issu du rapport entre l'évolution de la densité d'énergie cinétique et le taux de dissipation associé peut être assimilé au temps caractéristique de turbulence aussi appelé temps caractéristique de micro-mélange. De la même manière que pour le taux de dissipation cette grandeur a été utilisée pour déterminer les valeurs des paramètres précédents notamment en considérant des grandeurs, liées à la turbulence, moyennes sur l'ensemble du volume de la zone de réaction. La Figure 2-30 donne les résultats de simulation 3D et 0D pour cette grandeur. L'écart existant entre les deux types de simulation peut provenir entre autre de la différence au niveau du taux d'introduction à iso masse injectée. Cependant les écarts minimes entre les taux d'introduction ne permettent pas à eux seuls d'expliquer la différence entre les deux résultats de modélisation. Ces écarts proviennent plus généralement des différentes hypothèses faites pour réduire les équations de la turbulence dans une approche zéro dimensionnelle. Il peut être noté que leur allure très proche permet de valider qualitativement la valeur des paramètres choisis ainsi que la

bonne prise en compte des tendances phénoménologiques des grandeurs liée à la turbulence. Ceci permettra d’obtenir par la suite une bonne représentation du micro mélange à chaque instant dans la zone de réaction.

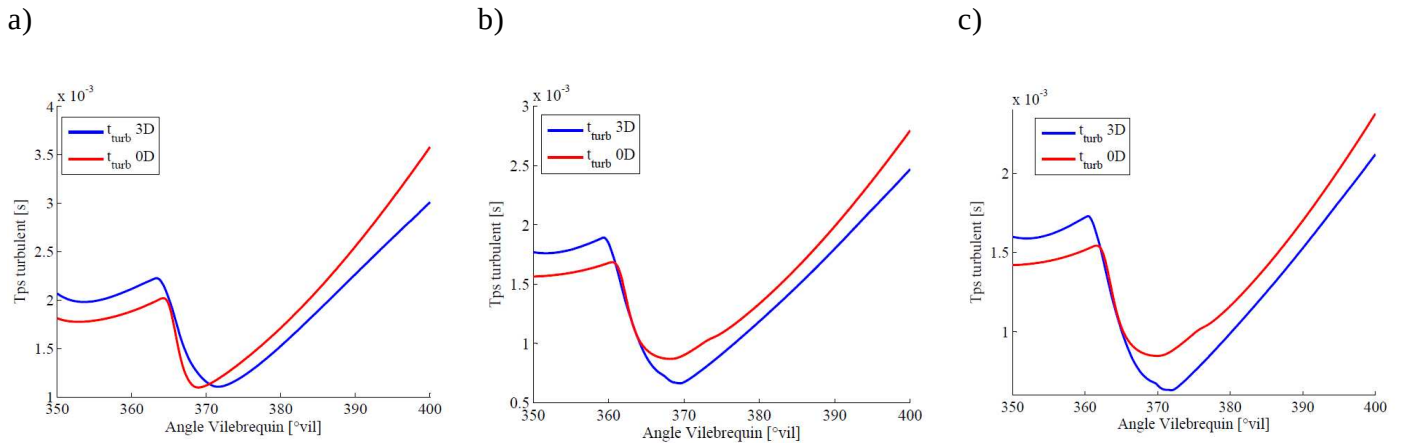


Figure 2-30 : Temps caractéristique turbulent issus de résultats de simulation 3D FIRE (bleu) et 0D (rouge) pour trois essais. Les résultats sont donnés pour trois essais du champ d’utilisation du moteur décrit dans l’Annexe 5 : a) Essai à 1250tr/min, 2bars de PME, b) Essai à 1500tr/min, 6bars de PME, c) Essai à 1750tr/min, 6bars de PME.

2.2.7 Modèle de Combustion de Prémélange Diesel

Afin de correctement modéliser le dégagement d’énergie de la combustion Diesel les deux phases caractéristiques de celle-ci doivent être modélisées (Figure 2-31).

La combustion de prémélange est par définition une combustion en masse d’une partie du carburant vaporisé et mélangé à l’air [119] (Figure 2-32). Cette combustion est totalement contrôlée par la chimie en opposition avec la combustion de diffusion qui est contrôlée par le micro-mélange entre l’air et le carburant vapeur disponible [120].

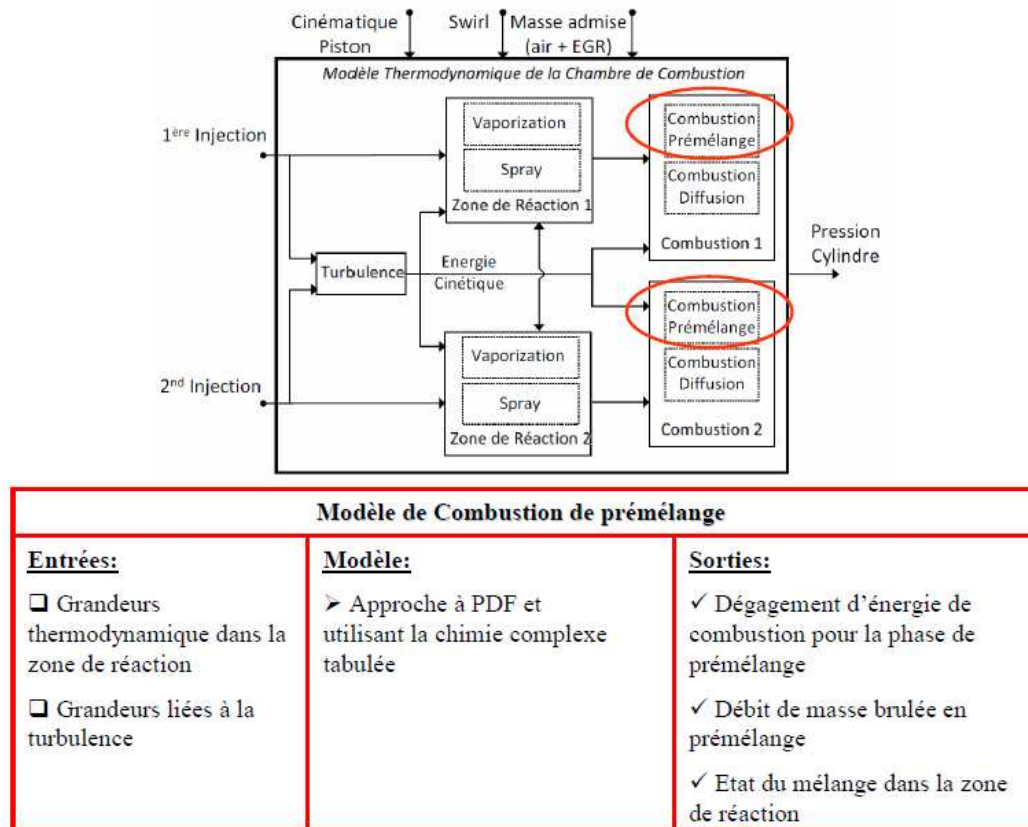


Figure 2-31 : Synoptique du modèle de combustion de prémélange dans le modèle complet de chambre de combustion

La combustion de prémélange, majoritaire pour les faibles charges et les combustions associées aux injections précoces, est de plus en plus utilisée comme stratégie de dépollution [121], principalement pour son potentiel à produire très peu de NO_x [124], [125], [126]. Pour cela l'utilisation de certains systèmes tels que les hautes pressions d'injection, les forts taux d'EGR, ou encore le phasage des différentes injections [122] se généralise afin de mieux contrôler la combustion en visant des prestations de bruit, d'émissions et de performance optimum.

Comme le montre la Figure 2-32, la localisation des différents sites d'auto inflammation est très difficile à déterminer. Leur localisation dans le volume de réaction est dépendante des conditions thermodynamiques locales. Ces conditions, principalement la richesse et la température locale, évoluent au cours du temps en fonction de nombreux mécanismes liés à l'injection du carburant, sa vaporisation et son micro-mélange avec les gaz entraînés.

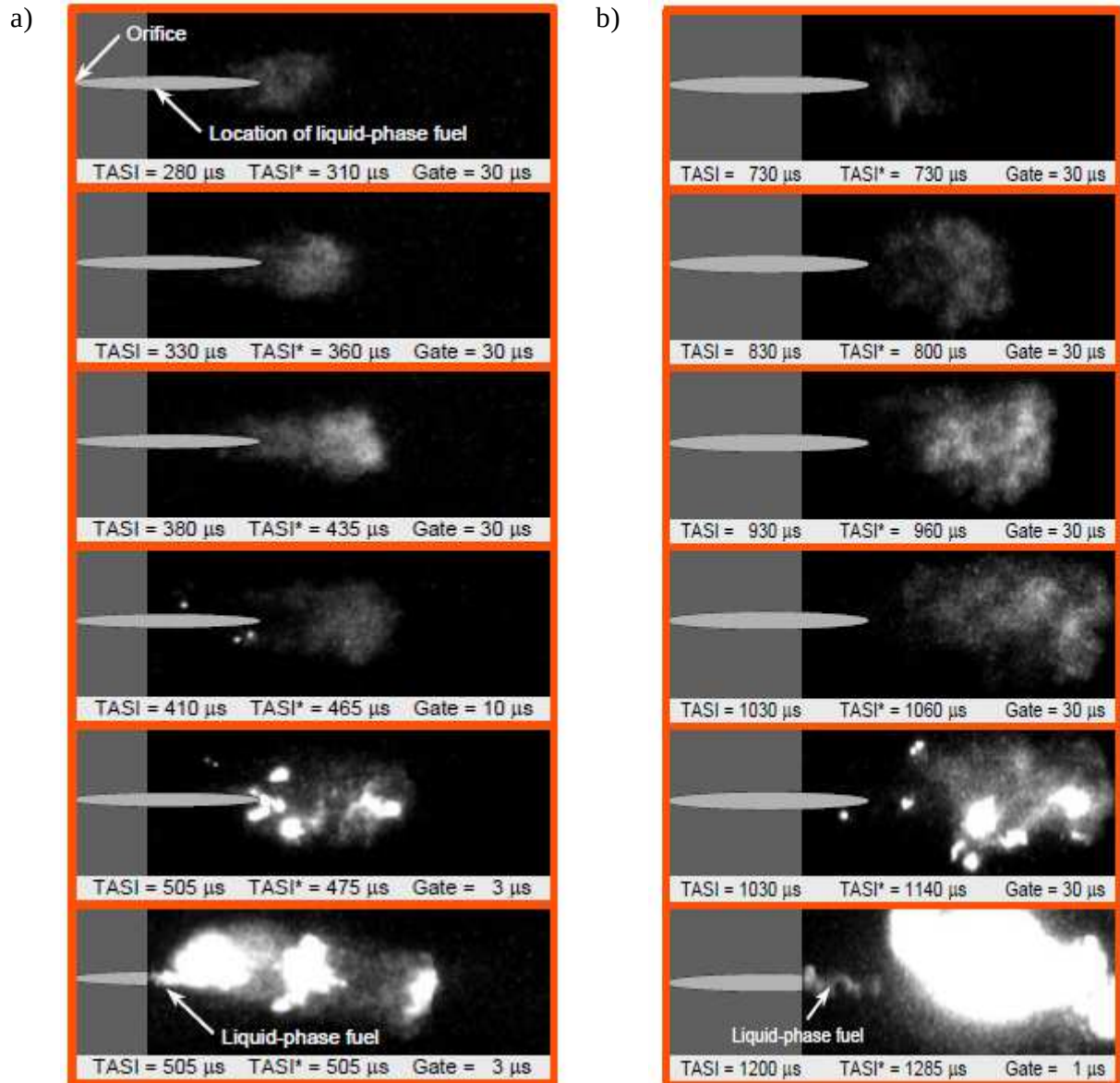


Figure 2-32 : Visualisation expérimentale durant l'auto inflammation et la combustion de prémélange réalisé par [119] pour deux conditions ambiantes : Densité 14,8 kg/m³ a) $T_a=1000K$ et b) $T_a=850K$. (TASI : Temps après le début de l'injection). La forme ovale grisée représente la partie liquide du Jet.

Cette phase est caractérisée par un dégagement d'énergie très violent. La principale différence entre une combustion homogène type HCCI et une combustion en prémélange partiel est l'existence d'une forte stratification en richesse dans la zone de réaction. La modélisation de cette stratification, caractéristique d'un spray Diesel, est donc très importante dans l'optique de reproduire correctement le dégagement d'énergie lié à la

combustion de prémélange. Le principe utilisé pour modéliser cette stratification sera détaillé dans le paragraphe suivant (2.2.7.1).

L'impact de la chimie sur cette phase rend très difficile la bonne prédiction de l'intensité de son dégagement d'énergie dans le cadre d'une modélisation 0D phénoménologique. La modélisation du délai d'auto inflammation et du temps caractéristique de combustion est généralement réalisée à l'aide d'une loi d'Arrhenius pour une réaction simple de combustion complète à une étape [60], [61]. Cette approche très peu couteuse en temps de calcul nécessite cependant de calibrer un nombre très important de paramètres (paragraphe 2.2.7.2.2.). C'est pour cette raison qu'une autre voie de modélisation est adoptée dans cette étude : la tabulation de la chimie complexe qui présente de nombreux avantages (paragraphe 2.2.7.2.3).

Afin de prendre en compte ces constatations physiques dans le modèle, le taux de réaction moyen dans la zone de réaction sera évalué à l'aide :

- De l'utilisation d'une fonction à densité de probabilité (PDF) appliquée à un scalaire passif : la fraction de mélange $Z_i \in [0,1]$, image de la richesse de la zone i décrit dans le paragraphe 2.2.7.1,
- D'un taux de réaction local du carburant déduit de la tabulation de la chimie complexe décrit dans le paragraphe 2.2.7.2.

Le taux de réaction moyen dans la zone sera obtenu à l'aide d'un produit de convolution entre la PDF, $\tilde{P}_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z_i)$, et le taux de réaction local du carburant, $\dot{\omega}_{carb,i}$:

$$\bar{\dot{\omega}}_{carb,i} = \int_0^1 \tilde{P}_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z_i) \cdot \dot{\omega}_{carb,i}(Z_i) \cdot dZ_i \quad \text{Eq. 2.79}$$

L'équation (Eq. 2.79) est établie en adoptant plusieurs hypothèses [72], [76] :

- La température, la pression et la fraction massique d'EGR sont considérées homogènes dans la zone,

- La variable de progrès c_i relative à l'avancement de la réaction est considérée homogène dans la zone durant toute la durée de la combustion :

$$c_i(Z_i) = \tilde{c}_i, \forall Z_i \in [0,1],$$

C'est à l'aide de ces hypothèses que la PDF jointe en richesse et avancement est réduite à une simple PDF en richesse. La seconde hypothèse, relative à l'avancement de la réaction, est largement discutée dans [72], il a été montré que l'auto inflammation n'est que très peu impactée.

A l'aide du taux de réaction moyen il est possible de définir le débit de carburant consommé par la combustion de prémélange :

$$\frac{dm_{carb,comb,pre,i}}{dt} = \bar{\omega}_{carb,i} \cdot m_{carb,v,pre,i} \quad \text{Eq. 2.80}$$

Avec,

- $m_{carb,comb,pre,i}$, le carburant brûlé par la combustion de prémélange dans la zone de réaction i

$m_{carb,v,pre,i}$, le carburant vapeur disponible pour la combustion de prémélange dans la zone i. Cette variable sera définie dans le paragraphe 2.2.9 relatif à la répartition de la masse de carburant vapeur entre les deux phases de la combustion.

2.2.7.1 Modélisation du Prémélange dans la Zone de Réaction : Approche à PDF Présumée

La zone de réaction dans laquelle les processus chimiques ont lieu est modélisée par le volume occupé par les sprays issus des différentes injections (paragraphe 2.2.4). Ces zones n'ont pas de localisation spatiale dans la chambre elles occupent cependant un certain volume et sont caractérisées par une certaine masse. Comme le montre la Figure 2-33, ces zones sont caractérisées par une forte stratification en richesse qui est caractéristique des jets Diesel.

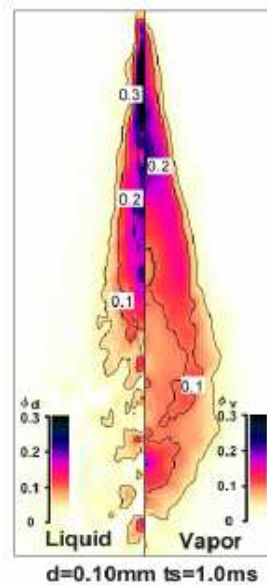


Figure 2-33 : Contour de richesse dans un spray Diesel 1ms après le début de l'injection d'après Nishida et al. [123]. A droite la fraction massique de carburant vapeur et à gauche la fraction massique de carburant liquide.

La modélisation 0D de ce phénomène spatial est un réel défi, une solution consiste à utiliser une approche statistique au travers de fonctions à densité de probabilité. Cette approche a été utilisée par de nombreux auteurs [50], [72], [76], [127], [128], afin de modéliser des phénomènes spatiaux dans une approche zéro dimensionnelle. Ce travail utilise donc une approche statistique qui consiste à présumer l'allure de la stratification en richesse dans la zone de réaction à l'aide d'une fonction à densité de probabilité. L'état du mélange non homogène entre le carburant vapeur et les gaz ambiants entraînés dans la zone est présumé à l'aide de l'allure d'une beta-fonction standardisée. Comme le montre la Figure 2-34, il est possible de distinguer trois formes caractéristiques de la beta-fonction qui peuvent être reliées à des états du mélange bien particulier.

Tout d'abord lorsque le processus de mélange débute, le carburant vapeur et les gaz entraînés sont totalement séparés dans la zone de réaction et la zone est caractérisée par deux états. La variance de la zone i sera donc égale à : $\widetilde{Z}^2_i = \infty$. Dans ce cas l'allure de la beta-fonction correspond à la Figure 2-34 a), pour laquelle la fonction se résume à deux Dirac pour les valeurs de $Z = 0$, correspondant à un oxydant pur, et $Z = 1$, correspondant à

du carburant pur.

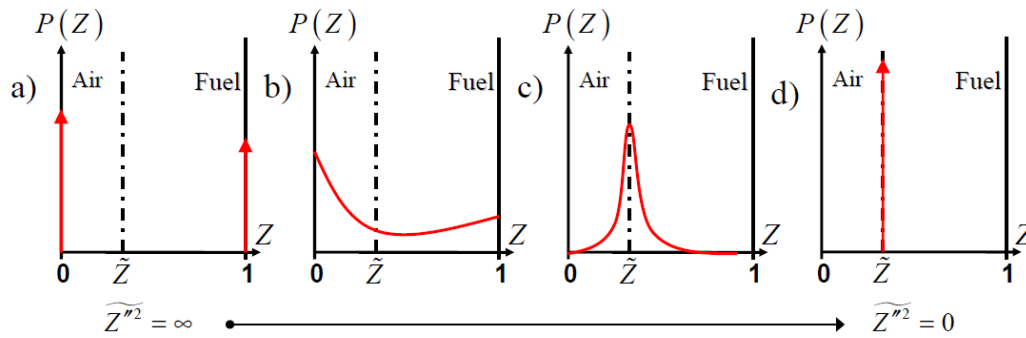


Figure 2-34 : Allure caractéristique d'une beta-fonction pour une valeur moyenne et quatre valeurs de la variance associée. a) Mélange gazeux hétérogène, b) et c) deux états intermédiaire de mélange gazeux, d) mélange gazeux totalement homogène.

Par la suite lorsqu'une distribution du rapport air/carburant existe au sein de la zone de réaction, l'allure de la beta-fonction sera une courbe continue dans l'intervalle $Z \in [0,1]$. Cet état est représenté sur les Figure 2-34 b) et c).

Pour finir, lorsque le carburant vapeur et les gaz entraînés sont parfaitement mélangés, la zone est considérée totalement homogène. La Figure 2-34 c) donne l'allure de la fonction dans le cas homogène, c'est-à-dire $\widetilde{Z}_i^2 = 0$. La fonction se résume en un Dirac autour de la valeur moyenne dans la zone i : $\widetilde{Z}_i$. La formulation mathématique de la beta-fonction est la suivante $\forall Z \in [0,1]$:

$$\tilde{P}_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) = \beta_{a,b}(Z) = \frac{\Gamma(a+b)}{\Gamma(a)\Gamma(b)} \cdot Z^{a-1} \cdot (1-Z)^{b-1} \quad \text{Eq. 2.81}$$

Avec,

$$a = \widetilde{Z}_i \cdot \left(\frac{\widetilde{Z}_i(1-\widetilde{Z}_i)}{\widetilde{Z}_i^2} - 1 \right) \text{ et } b = \frac{1}{\widetilde{Z}_i} - a, \text{ qui contiennent les deux paramètres permettant}$$

de définir la forme de la PDF, à savoir la valeur moyenne $\widetilde{Z}_i$ et la variance $\widetilde{Z}_i^2$ relative à la variable modélisée,

- $\Gamma(x) = \int_0^{+\infty} e^{-t} . t^{x-1} . dt$, une fonction mathématique appelée fonction Gamma.

Une fois l'allure de la stratification présumée, il est nécessaire de définir les deux grandeurs qui la caractérisent. Les développements qui suivent portent donc sur la définition de la valeur moyenne et de la variance de la fraction de mélange dans la zone de réaction. Afin de pouvoir utiliser l'outil statistique décrit préalablement, il est nécessaire de définir une grandeur adimensionnée pour modéliser le rapport air/carburant dans la zone de réaction. Le choix de cette variable s'est porté sur la fraction de mélange Z . C'est l'approximation de Burke-Schumann [152] qui a été utilisée pour obtenir une variable adimensionnée dans notre approche zéro-dimensionnelle. Cette variable est un scalaire conservé donc indépendante de la combustion. Elle sera l'image de la richesse en tout point de la zone de réaction. Dans ce cas il est possible d'écrire la valeur moyenne de la fraction de mélange dans la zone i de la façon suivante :

$$\widetilde{Z}_i = \frac{\gamma . Y_{carb,v,i} - Y_{O_2,i} + Y_{O_2,amb}}{\gamma . Y_{carb,v,0} + Y_{O_2,amb}} \quad \text{Eq. 2.82}$$

Avec,

- γ , le coefficient stœchiométrique relatif à l'équation de combustion associé aux espèces carburant et oxygène, le mélange est considéré à la stœchiométrie lorsque $\gamma . Y_{carb,v,i} = Y_{O_2,i}$,
- $Y_{carb,v,i}$, la fraction massique de carburant vapeur présent dans la zone i relative à la $i^{\text{ème}}$ injection,
- $Y_{O_2,i}$, la fraction massique d'oxygène présent dans la zone i , cette fraction massique se déduit de la composition des gaz entraînés dans la zone,
- $Y_{O_2,amb}$, la fraction massique d'oxygène présente dans la zone des gaz ambiants,
- $Y_{carb,v,0}$, la fraction massique de carburant vapeur présente dans le flux de carburant, ici choisie égale à 1.

La valeur de cette dernière variable pourra être discutée car il peut être montré que le carburant vapeur à l'état pur n'existe pas. A l'aide du travail de modélisation de l'évaporation du carburant (Annexe 4), il a été déduit qu'il existe une fraction massique de carburant vapeur à l'interface de la goutte $Y_{carb,gt}$. Cette valeur de fraction massique à l'interface, généralement déduite de la règle des 1/3 [107], est différente de 1. Dans notre cas cette dernière remarque a pour impact de restreindre le domaine de variation de $Z \in [0, Z_{sat}]$. L'effet de cette valeur Z_{sat} sur l'approche décrite ici a été étudié dans [76]. La non connaissance de la valeur de $Y_{carb,gt}$ à chaque instant rend difficile la prise en compte de cette considération dans le modèle proposé dans cette étude. De plus l'impact très modéré de cette grandeur sur les résultats du modèle développé dans cette étude permet de négliger la restriction du domaine de variation de Z .

Afin de connaître l'allure exacte de l'état du mélange dans la zone de réaction à chaque instant, une seconde variable est à définir : la variance de la fraction de mélange $\widetilde{Z_i''^2}$. Cette variable permet de quantifier les fluctuations autour de la valeur moyenne de Z . La définition probabilistique de celle-ci est la suivante :

$$\widetilde{Z_i''^2} = \int_0^1 \tilde{P}_{\widetilde{Z_i}, \widetilde{Z_i''^2}}(Z) \cdot (Z - \widetilde{Z_i})^2 \cdot dZ \quad \text{Eq. 2.83}$$

Partant de la dérivée de cette définition, Mauviot [72], [73], puis Dulbecco [74], [75], [76], ont obtenu une évolution de la variance au cours du temps. Cette évolution a été obtenue en identifiant plusieurs termes sources et en fermant l'équation à l'aide d'un terme de dissipation du premier ordre [152] qui utilise un modèle de relaxation linéaire. L'équation différentielle obtenue est la suivante :

$$\frac{d\widetilde{Z_i''^2}}{dt} = \underbrace{\frac{1}{m_{réact,i}} \left((1 - \widetilde{Z_i})^2 - \widetilde{Z_i''^2} \right) \dot{m}_{carb,v,i}}_I + \underbrace{\frac{1}{m_{réact,i}} \left(\widetilde{Z_i}^2 - \widetilde{Z_i''^2} \right) \dot{m}_{in,S_i}}_{II} - \underbrace{2C_{\Phi_i} \widetilde{Z_i''^2} \frac{\varepsilon}{k}}_{III} \quad \text{Eq. 2.84}$$

Avec,

- Le terme I : le terme source relatif à la vaporisation du carburant dans la zone de réaction. Ce débit de carburant vapeur va venir augmenter la variance ou l'écart type du mélange,
- Le terme II : le terme source relatif à l'entraînement de gaz dans la zone de réaction. Tout comme le premier terme, ce débit de gaz va avoir pour conséquence d'augmenter la variance du mélange,
- Le terme III : le terme de dissipation qui relie directement le micro-mélange à la turbulence au travers du temps caractéristique de turbulence définie dans l'équation (Eq. 2.78).

L'équation (Eq. 2.84) permet donc de relier une approche purement statistique à des phénomènes tels que l'injection, la vaporisation, l'entraînement d'air, ainsi qu'au micro-mélange dans la zone de réaction considérée. La démonstration de cette équation est disponible dans les études de [72] et [76], cependant la démonstration réalisée dans le paragraphe 2.2.10.3, relatif à la prise en compte de l'influence d'injections multiples, reprend la plupart des principes utilisés. Si les différents sous modèles relatifs à la vaporisation, à l'entraînement d'air et à la turbulence ont été identifiés, alors seul un paramètre reste à calibrer dans ce modèle de mélange : C_{ϕ_i} . La Figure 2-35 donne un exemple de l'évolution de l'allure de la PDF dans le cas d'un jet libre dans des conditions inertes avec une valeur moyenne de richesse qui varie autour de stœchiométrie. L'injection est réalisé proche PMH et les différents termes de l'équation (Eq. 2.84) sont calculés à l'aide des modèles décrits dans les sections précédentes, de plus pour cette figure $C_{\phi_i} = 0,3$.

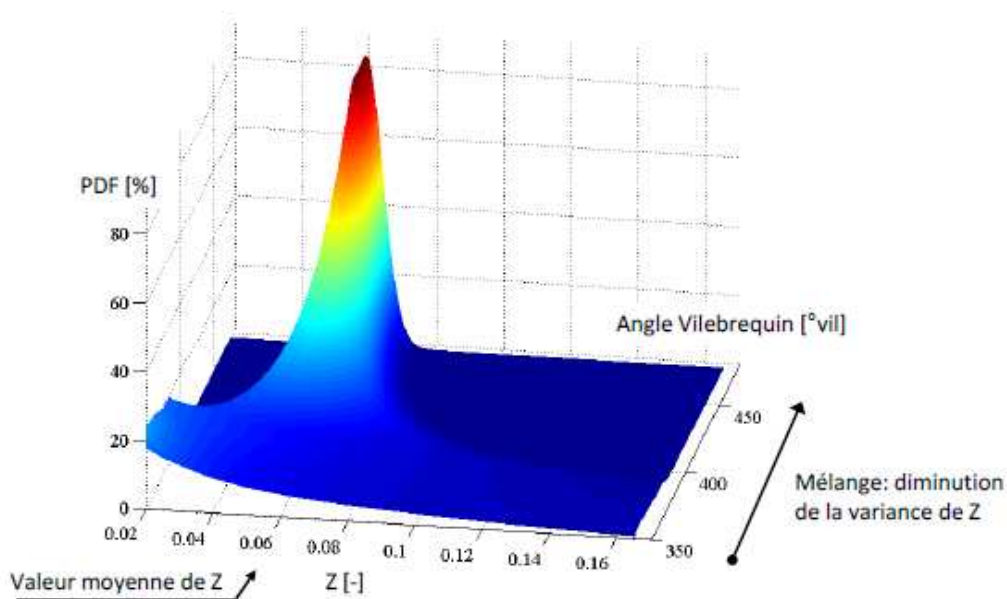


Figure 2-35 : Evolution de la distribution de la fraction de mélange dans la zone de réaction donnée par l'allure de la PDF dans le cas d'une mono injection proche PMH.

En dehors des cas extrêmes ($\widetilde{Z}_i^2 = \infty$ et $\widetilde{Z}_i^2 = 0$) qui physiquement n'ont aucun sens, la Figure 2-35 représente bien l'allure présumée de l'évolution de la distribution de la fraction de mélange dans la zone de réaction. L'évolution de la répartition de richesse dans la zone de réaction est très difficile à déterminer aussi bien expérimentalement que numériquement. C'est pourquoi il a été fait le choix de garder le paramètre C_{ϕ_i} comme paramètre de recalage du modèle. Ce paramètre sera identifié et calibré pour chaque type d'injection à l'aide des différents essais moteur à disposition.

L'approche décrite ci-dessus est valable dans les cas où une seule injection a lieu au cours du cycle. Dans les cas d'injections multiples, il y aura création de plusieurs zones de réaction et l'existence d'interactions entre celles-ci. Ces interactions vont avoir un effet non négligeable sur l'état du mélange à un instant donné. Afin de prendre en compte ces interactions plusieurs modèles ont été développés et vont être exposés dans le paragraphe 2.2.10.

La forme de la PDF et l'évolution de son allure ont été décrits dans ce paragraphe. Afin de

déterminer le taux de réaction moyen du carburant dans la phase de prémélange (Eq. 2.79), il reste à déterminer le délai d'auto inflammation local ainsi que le taux de réaction local du carburant. Pour cela plusieurs approches existent et vont être détaillées dans le paragraphe qui suit.

2.2.7.2 Modélisation de l'Auto inflammation et du taux de réaction du carburant

Dans les moteurs Diesel à injection directe, le délai d'auto inflammation caractérise le temps écoulé entre le début de l'injection et le début de la combustion. Ce temps caractéristique est la conséquence de deux types de phénomènes : la vaporisation du carburant caractérisée par un délai physique τ_{ph} et les différentes réactions d'initiation intervenant dans le mécanisme de cinétique chimique qui mènent à l'auto inflammation du carburant vapeur qui sont caractérisées par un délai chimique τ_{ch} :

$$\tau_{délai} = \tau_{ph} + \tau_{ch} \quad \text{Eq. 2.85}$$

Le délai physique a été étudié dans le paragraphe 2.2.5 relatif au modèle de vaporisation du carburant. Seul le délai chimique va être étudié dans cette section. Pour finir, l'approche classique des différents modèles d'auto inflammation en modélisation 0D consiste à comparer l'intégrale de l'inverse de ce délai à un seuil souvent pris égal à 1 afin de tenir compte des variations de température et de pression dans un cycle moteur :

$$\int_{t_{inj}}^{t_{comb}} \frac{1}{\tau_{délai}} . dt = 1 \quad \text{Eq. 2.86}$$

Dans un second temps, le taux de réaction du carburant, qui sera assimilé au taux d'avancement de la réaction de combustion entre le carburant et l'air, sera étudié. Ce taux de réaction peut être défini comme la vitesse à laquelle le carburant est consommé. Dans le cas d'une combustion de prémélange, cette vitesse est entièrement contrôlée par les mécanismes chimiques et l'état thermodynamique du mélange. Pour définir cette vitesse il existe deux approches :

- La chimie simple, qui consiste à déterminer un taux de réaction à partir d'une loi d'Arrhenius pour une réaction de combustion complète à une étape,
- La chimie complexe, qui prend en compte la majorité des réactions intermédiaires permettant de former les différents produits de combustion. Cette approche peut soit faire appel à un code de cinétique chimique permettant de déterminer les taux de réaction de chacune des espèces, soit faire appel à une méthode de tabulation afin de s'affranchir de la résolution des équations de transport pour chaque espèce. Cette dernière méthode s'avère efficace en modélisation 0D afin de conserver le compromis temps de calcul / précision.

C'est donc ces différentes approches qui vont être exposées par la suite, aussi bien pour le délai que pour le taux de réaction. Dans la suite de ce paragraphe tous les modèles et résultats liés à la chimie sont présentés dans le cas d'un réacteur homogène. Cette situation ne correspond pas au cas des combustions dans les moteurs. Cependant la forte ségrégation entre les réactifs est prise en compte au travers de la pondération par la PDF dans le calcul du taux de réaction moyen (Eq. 2.79). Cette technique de pondération peut être utilisée aussi bien pour les taux de réaction issus de loi d'Arrhenius dans le cas d'une chimie simple, que pour les taux de réaction issus de tabulation dans le cas d'une chimie complexe.

2.2.7.2.1 Modélisation du carburant

Le gazole commercial est un produit dont la composition est très complexe et qui est sujette à une très grande variabilité liée à la fois au procédé et au lieu de production [129]. En s'appuyant sur l'étude bibliographique réalisée dans [34], il est possible d'estimer une composition moyenne d'un gazole commercial :

- 20 à 50% de n-paraffines (ex : n-heptane C_7H_{16}) et iso-paraffines (ex : iso-octane C_8H_{18})
- 20 à 40% de composés naphténiques (ex : ethylcyclohexane C_8H_{16})
- 15 à 40% de composés aromatiques (ex : 1-méthyl-naphtalène $C_{11}H_{10}$)

Ce type de carburant est donc constitué de très nombreux composés qui possèdent chacun des propriétés chimiques propres, il paraît donc impossible de modéliser le comportement exact de ce carburant en prenant en compte tout les constituants. Ceci justifie l'utilisation d'un carburant dit de référence qui sera choisi pour sa capacité à modéliser le comportement du gazole. On comprend que pour la modélisation d'une combustion contrôlée entièrement par la chimie (cas prémélange total) seul les aspects de cinétique chimique sont à considérer alors que pour une combustion Diesel conventionnelle (flamme de diffusion) la problématique porte sur les propriétés physiques des différents carburants : mécanisme de vaporisation, développement du spray,...etc.

Comme le met en avant [34], les mécanismes chimiques et les propriétés du n-heptane (C_7H_{16}) ont largement été étudiées au fil des années. Ce composé possède en effet l'avantage d'avoir un nombre de cétane (CN=56) très proche de celui du gazole commercial (CN=53). Cette dernière grandeur est l'une des propriétés principale pour une bonne modélisation de l'auto inflammation. La limitation de l'usage de ce composé comme carburant « modèle » vient de sa nature et plus particulièrement de sa chaîne carbonée qui est bien plus courte que celles existantes au sein du gazole. Beaucoup de ses propriétés physiques (densité, volatilité,...) diffèrent, par conséquent le n-heptane est moins pertinent pour modéliser une combustion contrôlée par un mélange turbulent. Afin de contourner cette difficulté, l'outil développé dans cette étude restreint l'usage de ce carburant « modèle » au seul mécanisme de cinétique chimique et les phénomènes de vaporisation ou encore de comportement du jet sont calibrés indépendamment (se reporter aux paragraphes 2.2.3, 2.2.4 et 2.2.5.)

De nombreuses autres voies ont été explorées pour la modélisation du carburant Diesel, par exemple l'utilisation de :

- l'isooctane (C_8H_{18} , CN=12),
- mélanges binaires de n-heptane et d'isooctane appelé PRF (Primary Reference Fuels),
- mélange d'une n-paraffine avec un composé aromatique (n-heptane/toluène).

Ces différentes études ont eu pour objectif de se rapprocher au plus près des propriétés physiques et chimiques du gazole.

Le choix du n-heptane comme carburant de référence est justifié dans cette étude pour les raisons suivantes :

- a) L'utilisation du n-heptane dans cette étude intervient dans la modélisation de la combustion de prémélange Diesel. Ce type de combustion est largement influencé par la cinétique chimique, d'où l'intérêt d'avoir un carburant capable de modéliser correctement les phénomènes comme le délai d'auto-inflammation ou le taux de réaction.
- b) Les réactions d'oxydation du n-heptane ont été largement étudiées dans de précédents travaux, ce qui nous a permis de disposer de nombreux modèles de cinétique chimique validés au préalable avec plusieurs séries de résultats expérimentaux.

Nom :	Gazole	n-heptane
Formule :	$C_nH_{1.85n}$	C_7H_{16}
Indice de cétane :	53	56
PCI [kJ/kg] :	42928	44566
Rapport H/C :	1.85	2.29
ρ à 15°C [kg/m ³] :	833	690
Viscosité à 40°C [m ² /s] :	2.5	0.5
Point éclair [°C] :	63	-4

Table 2-3 : Comparaison des propriétés physico-chimique d'un gazole commercial avec le n-heptane [34]

La Table 2-3 issue de la thèse de Dronniou [34], présente les similitudes et les différences majeures entre le n-heptane et un gazole commercial. Ce tableau met en avant le fait que le n-heptane semble bien adapté pour simuler l'auto inflammation du gazole (indice de cétane proche de celui du gazole commercial). De plus les PCI sont assez proches ce qui va faciliter l'analyse énergétique de la combustion. Malgré cela, il faut noter que le n-heptane possède des propriétés physiques très éloignées d'un gazole commercial, surtout en ce qui concerne la densité, la viscosité et le rapport H/C.

2.2.7.2.2 Utilisation d'une loi d'Arrhenius pour une Réaction de combustion à une Etape

Nous allons dans ce paragraphe déterminer le taux de réaction ainsi que le délai d'auto inflammation dans le cas d'une réaction simple à une étape.

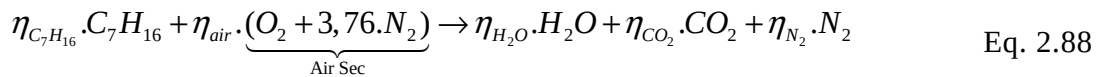
2.2.7.2.2.1 Ecriture du taux de réaction du n-heptane

Dans cette première partie l'approche la plus simple pour la modélisation de la chimie va être présentée. L'équation générale d'une réaction chimique à 1 étape entre deux réactifs s'écrit :



Avec, η_F , η_O et η_P respectivement les coefficients stœchiométriques des espèces F, O et P.

Dans le cas de la combustion d'une mole de n-heptane avec l'air on obtient :



Avec, $\eta_{C_7H_{16}} = 1$, $\eta_{air} = \eta_{O_2} = 11$, $\eta_{H_2O} = 8$, $\eta_{CO_2} = 7$ et $\eta_{N_2} = 11*3,76$.

La forme empirique du taux d'avancement d'une réaction à une étape peut s'écrire sous la forme :

$$q = K(T).[F]^{\eta_F}.[O]^{\eta_O} \quad \text{Eq. 2.89}$$

Avec,

- q , l'avancement de la réaction en $[mole.m^{-3}.s^{-1}]$,
- $K(T)$, la constante de vitesse.

Le taux d'avancement de la réaction du n-heptane à l'air (Eq. 2.88) peut donc s'écrire :

$$q = K(T).[C_7H_{16}]^{\eta_{C_7H_{16}}}.[O_2]^{\eta_{O_2}} \quad \text{Eq. 2.90}$$

La constante de réaction $K(T)$ est généralement modélisée à l'aide d'une loi d'Arrhenius

de la forme :

$$K(T) = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{R.T}\right) \quad \text{Eq. 2.91}$$

Avec,

- E_a , l'énergie d'activation de la réaction $[J.mole^{-1}]$,
- A , une constante pré-exponentielle $[m^{3/2}.mole^{-1/2}.s^{-1}]$,
- T , la température de la zone de réaction $[K]$
- $R = 8,314$, la constante universelle des gaz parfait $[J.mole^{-1}.K^{-1}]$.

La définition du taux de réaction pour une espèce k , $\dot{\omega}_k [g.s^{-1}]$, dans un réacteur homogène de volume V est la suivante :

$$\dot{\omega}_k = V \cdot \eta_k \cdot M_k \cdot q \quad \text{Eq. 2.92}$$

Avec, M_k la masse molaire de l'espèce k , η_k le coefficient stoechiométrique de l'espèce k .

A l'aide de l'écriture des concentrations sous la forme :

$$[k] = \frac{Y_k}{M_k} \cdot \rho \quad \text{Eq. 2.93}$$

Avec, ρ la masse volumique dans le réacteur homogène $[Kg.m^{-3}]$. L'écriture du taux de réaction du n-heptane dans l'air donnera :

$$\dot{\omega}_{C_7H_{16}} = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{R.T}\right) \cdot m \cdot Y_{C_7H_{16}} \cdot \left[\frac{Y_{O_2}}{M_{O_2}} \cdot \rho\right]^{\eta_{O_2}} \quad \text{Eq. 2.94}$$

Avec, m la masse totale contenue dans le réacteur.

La calibration de ce modèle de taux de réaction se fera au travers des deux paramètres du modèle de la constante de vitesse $K(T)$: la constante pré-exponentielle A et l'énergie

d'activation E_a .

2.2.7.2.2.2 Modèle empirique du délai d'auto inflammation

En partant d'un raisonnement similaire à celui réalisé précédemment, de nombreux auteurs [57], [60], [112], [130], [131], [132], [133] ont proposé des modèles de délai d'auto inflammation pour le Gazole. Ce temps caractéristique chimique est généralement exprimé, tout comme la constante de vitesse, à l'aide d'une loi d'Arrhenius de la forme :

$$\tau_{ch} = A_\tau \cdot P^{-a_\tau} \cdot \exp\left(\frac{E_{a,\tau}}{R.T}\right) \quad \text{Eq. 2.95}$$

Avec,

- P , la pression considérée homogène dans le réacteur,
- a_τ , un paramètre du modèle à identifier.

Cependant, la forme de cette loi diffère de celle présentée dans l'équation (Eq. 2.91), en effet un terme supplémentaire lié à la pression a été rajouté afin de modéliser l'impact de celle-ci sur les différentes réactions de dissociation ayant lieu durant ce délai. Certain auteurs [53], [82], [62] proposent de faire dépendre ce temps caractéristique de la qualité du mélange gazeux au travers de la variable richesse moyenne dans le réacteur homogène $\tilde{R}$:

$$\tau_{ch} = A_\tau \cdot P^{-a_\tau} \cdot \tilde{R}^{-b_\tau} \exp\left(\frac{E_{a,\tau}}{R.T}\right) \quad \text{Eq. 2.96}$$

Les deux équations (Eq. 2.94) et (Eq. 2.96) donnent respectivement la vitesse de consommation du carburant ainsi que le temps caractéristique chimique d'auto inflammation dans le cas d'un réacteur homogène. Ces deux équations nécessitent d'être recalées pour chaque type d'injection [53], ce qui dans le cas de stratégies à injections multiples peut induire un nombre important de paramètres à identifier. Malgré certains travaux [134] cette approche ne permet pas ou très difficilement de modéliser les phénomènes chimiques de type flamme froide ou NTC (Negative Temperature Coefficient) qui apparaissent lors de combustions très diluées, ou issues d'injection très précoce.

Comme l'a montré Mauviot [72], cette approche n'est pas en mesure de correctement prédire les températures de fin de combustion, ainsi que l'évolution du délai d'auto inflammation en fonction de la richesse du mélange. C'est principalement pour ces raisons que d'autres voies de modélisation de ces grandeurs ont été explorées.

2.2.7.2.3 *Utilisation de la Chimie Complexe Tabulée*

Afin de répondre aux problématiques soulevées ci-dessus, la modélisation de la cinétique chimique au travers de schéma détaillés a été explorée. Les mécanismes cinétiques détaillés des hydrocarbures complexes type n-heptane ou isooctane, contiennent généralement de très nombreuses espèces et réactions. Il est possible de citer :

- 550 espèces et 2050 réactions pour le schéma de Curran et al. [135], [136],
- 1062 espèces et 4495 réactions pour le schéma LCSR PRF-NO [136], [137] qui permet de prendre en compte l'impact des espèces relatives aux oxydes d'azote sur le déroulement de la combustion. De plus ce type de schéma modélise les mécanismes chimiques dans le cas d'un carburant PRF : mélange d'isooctane et de n-heptane,
- 561 espèces et 2539 réactions pour le LLNL heptane [135], [138] et 160 espèces et 1540 réactions pour le schéma cinétique réduit associé : LLNL heptane réduit [139]. Ces deux mécanismes portent exclusivement sur le n-heptane pur,
- 44 espèces et 112 réactions pour le schéma Stanford heptane [140], qui est un schéma fortement réduit pour le n-heptane.

L'utilisation directe d'un de ces différents mécanismes implique le calcul des concentrations de toutes les espèces prises en compte dans celui-ci. Un des objectifs de notre travail est de minimiser le nombre de variables d'état, il n'est donc pas pertinent d'utiliser cette approche. Cette problématique se retrouve dans le développement des codes de calcul 3D dans lesquels il est très difficile de calculer les concentrations de chaque espèce pour chaque nœud de maille. De nouvelles méthodes ont donc été étudiées en vue de tenir compte de la chimie détaillée avec de faibles coûts en termes de temps de calcul. Ces

méthodes consistent à créer une base de données de la chimie à partir de paramètres judicieusement choisis. Elles vont être maintenant brièvement exposées.

2.2.7.2.3.1 Introduction et Revue des Différentes Méthodes de Tabulation

Les premiers travaux sur le sujet sont proposés par Maas et Pope [141]. La méthode IDLM (Intrinsic Low Dimensional Manifold) est proposée en 1992, il s'agit d'une méthode mathématique basée sur une analyse des temps caractéristiques du système dynamique décrivant l'évolution d'un mélange réactif. Les auteurs ont mis en évidence l'existence de trajectoires « attractrices » dans les schémas cinétiques complexes aux voisinages des points d'équilibre. C'est-à-dire que quelque soit le point d'initialisation du système, la trajectoire adoptée par celui-ci pour atteindre le point d'équilibre va rejoindre une trajectoire dite « attractrice » qui est en partie commune à toutes les trajectoires. Mathématiquement cela s'exprime de la façon suivante : si n espèces sont prises en compte dans le mécanisme, la combustion est décrite par n équations. Un sous espace peut être déterminé en calculant les valeurs propres du système à n équations en prenant l'hypothèse que les temps chimiques plus petit qu'une valeur critique sont négligés. Le sous espace obtenu est appelé « manifold » et sa dimension correspond au nombre minimum d'espèces nécessaires à la description du système réactif. La composition du système chimique peut être alors tabulée en fonction des dimensions du sous espace. Cette méthode mise en œuvre pour des carburants complexes [143], est très peu coûteuse en temps de calcul [142], cependant elle ne permet pas de capter les phénomènes chimiques à basse température. En effet la cinétique dans ce type de régime est très particulière et nécessite, pour cette approche, un très grand nombre de dimensions pour être prise en compte.

Une seconde voie de modélisation a été explorée par Pope [142], la méthode ISAT (In Situ Adaptive Tabulation) qui consiste à construire dynamiquement la base de données au cours de la simulation. Cette méthode évite de recalculer la chimie si le calcul a déjà été effectué, si le point est absent de la table il est calculé puis stocké. Cette approche réduit considérablement les temps de calcul par rapport à l'utilisation directe des schémas cinétique, cependant elle implique de transporter toutes les espèces présentes dans le mécanisme ce qui pose le problème entre autre de la taille de la base de données en terme

de capacité de mémoire.

La méthode FPI (Flame Prolongation of IDLM) a été introduite pour pallier au manque de précision de la méthode IDLM dans les régimes de basse température.

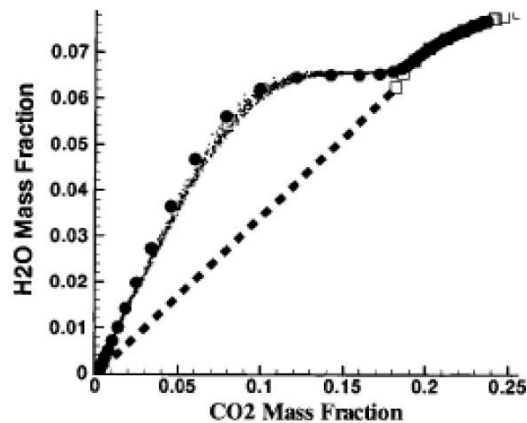


Figure 2-36 : Flamme de CO/H₂/air projetée dans l'espace (yH₂O, yCO₂) selon [144]. Points noir : résultats expérimentaux, carrés : trajectoire IDLM, disque noir : flammes mono dimensionnelles pré mélangées, et courbe en pointillés : interpolation linéaire.

La Figure 2-36 montre que l'extension la plus simple vers les basses températures de la méthode IDLM consiste à effectuer une interpolation linéaire, ce qui conduit à une prédiction largement erronée. La méthode FPI a donc été introduite par Gicquel et al. [144] et consiste à étendre la méthode IDLM par des flammes pré mélangées laminares. A l'heure actuelle cette méthode désigne la méthode de tabulation de la chimie détaillée, que ce soit des flammelettes (flammes de pré mélange ou de diffusion) des réacteurs homogène (auto inflammation). La tabulation FPI repose sur deux paramètres :

- La variable de progrès c , définie dans ce cas comme une combinaison de fractions massiques, elle décrit l'avancement des réactions chimiques,
- La fraction de mélange Z qui caractérise la composition du mélange réactif.

Un des intérêts de cette méthode est l'adaptation à tous les types d'écoulement réactifs et de problématiques. Elle a donc été étendue à des écoulements réactifs comme l'auto inflammation.

Pour ce type d'écoulement présentant une composante d'auto inflammation Colin et al. [145], [146], [147] ont développé une technique de tabulation appelée TKI (Tabulated Kinetics Ignition) qui s'inspire de la philosophie de la tabulation FPI mais dans laquelle seul l'avancement est tabulé. Cette technique est utilisée dans les codes de calcul relatifs au modèle 3D, ECFM-3Z [150]. Dans leurs travaux les auteurs ont proposé de simuler l'initiation de la combustion jusque dans les conditions froides. Par la suite c'est l'outil développé par Colin et al. [146] qui sera utilisé pour modéliser la chimie complexe dans cette étude.

2.2.7.2.3.2 Présentation de l'Outil Utilisé

Dans la présente étude aucune tabulation n'a été redéveloppée, la base de données renseignée par Colin et al. [146] dans leurs travaux a été utilisée. Il a fallu cependant valider cette tabulation et l'adapter à l'approche zéro dimensionnelle développée ici.

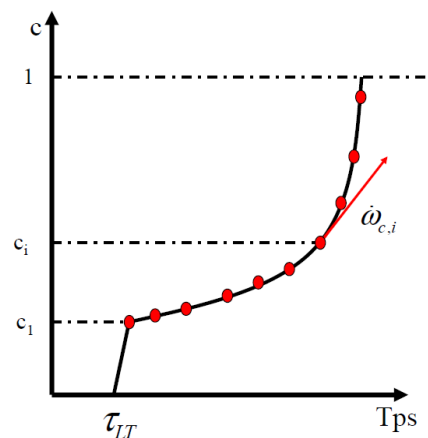


Figure 2-37 : Schéma de principe du modèle développé par Colin [146] pour la chimie complexe tabulée. Cette figure représente l'avancement « c » de la réaction en fonction du temps, avec la représentation d'une flamme froide caractérisée par un premier délai τ_{LT} et une quantité de carburant consommée par ce régime de combustion c_1 , ainsi qu'une flamme principale caractérisée par le taux de réaction $\dot{\omega}_{c,i}$.

La méthode utilisée ici est basée sur la tabulation de l'avancement de la réaction afin de capturer les dégagements d'énergie très précoces induits par les combustions froides.

Plusieurs bases de données ont donc été créées (Figure 2-37) :

- Une relative au temps d'apparition de la flamme froide : délai flamme froide τ_{LT} ,
- Une pour la quantité de carburant consommé par ce type de combustion c_1 ,
- Une pour le taux de réaction associé à la combustion principale, $\dot{\omega}_{c,i}$

La particularité des flammes froides est de générer des produits de combustion qui ne sont pas du gaz carbonique et de la vapeur d'eau, mais des produits d'oxydation incomplète. Les flammes froides se manifestent après une certaine période et sous certaines conditions thermodynamiques. En raison de la nature de leur produit d'oxydation, elles sont faiblement exothermiques. Les flammes froides se caractérisent aussi par une région appelée « Negative Temperature Coefficient » (NTC), où l'on observe une dépendance positive en température du délai d'auto-inflammation. Cette inversion du coefficient de température se produit dans un intervalle de température variable compris entre 600 K et 800K qui dépend de la nature du carburant, de la composition du mélange et de la pression. Cette valeur marque la transition entre les mécanismes d'oxydation à basse et à haute température [149].

La Figure 2-38 présente des résultats issus de simulation CHEMKIN [148] pour une combustion à « deux étapes » :

- la première étape est caractérisée par une légère élévation de température, correspondant à la production des produits partiels caractéristiques des flammes froides,
- la seconde étape se termine par une élévation brutale de température, caractéristique de la flamme principale, où sont formés les produits d'oxydation complète.

Dans les moteurs Diesel en conditions homogènes ou d'injections précoces, les mécanismes à basse température peuvent être significatifs et représenter une fraction d'énergie globale allant de 5 à 20%.

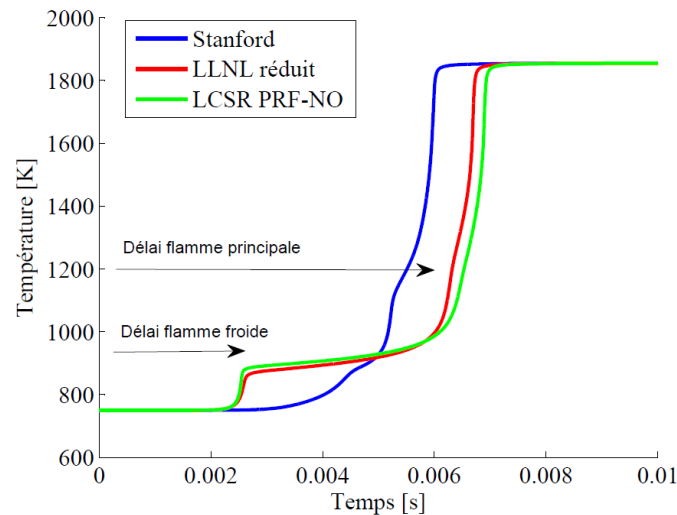


Figure 2-38 : Evolution de la température en fonction du temps pour un réacteur homogène adiabatique à volume constant et un mélange n-heptane/air à richesse 1 avec un taux d'EGR de 60% et une température initiale de 750K. Résultats donnés pour trois types de schéma cinétique de complexité différente à l'aide de SENKIN [151].

Sur la Figure 2-38, il peut d'ores et déjà être noté que selon le degré de complexité du schéma cinétique, le délai d'auto inflammation de la flamme froide est plus ou moins bien prédit.

Les différentes tables utilisées dans la présente étude (τ_{LT} , c_1 , $\dot{\omega}_{c,i}$) sont renseignées à l'aide de calculs de chimie complexe identiques à ceux présentés Figure 2-38 mais à l'aide du schéma développé par Curran et al. [135], [136]. Ce modèle a d'abord été validé par Colin [146] pour des configurations de réacteur homogène puis appliqué à des simulations 3D de combustion Diesel. Le choix de la discrétisation des différentes entrées des tables a été fait de façon à couvrir tout le champ d'utilisation rencontré dans les cas moteur :

- Pression: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 60 et 80 bars
- Température : de 600 à 1500 K par pas de 10 K
- Richesse : 0.3, 0.5, 0.7, 1, 1.5 et 3
- Fraction massique gaz brûlés : 0, 0.3, 0.6, 0.8 et 0.9

- Avancement pour la table de taux de réaction en flamme principale : 0,025, 0,05, 0,075, 0,1, 0,15, 0,2 et 0,3. Une fois la valeur de l'avancement c_i dans la zone de réaction i ayant atteint 0,3, on considère que la réaction s'est emballée et la vitesse $\dot{\omega}_c$ sera alors prise égale à une valeur constante à déterminer à l'aide de comparaison avec les résultats de simulation issus d'un schéma cinétique complexe.

Le délai d'auto inflammation en flamme froide τ_{LT} est tabulé, à l'aide des travaux précédemment effectués par Pires Da Cruz [145]. Ce délai, issu des calculs SENKIN, est déterminé au premier instant où la dérivée de la température par rapport au temps est maximum $(dT/dt)_{\max}$. Dans le modèle proposé par Colin et al. [146] le délai est obtenu à l'aide de l'intégration d'une fraction massique regroupant toutes les espèces repérées comme intermédiaires : Y_I . En se plaçant dans un écoulement homogène sans convection ni diffusion, le taux de variation de cette fraction massique est considéré proportionnel au traceur du carburant : $Y_{carb,T}$. De plus cette fraction massique est une fonction du temps caractéristique d'apparition de la flamme froide décrit précédemment :

$$\frac{d\tilde{\rho}Y_I}{dt} = \tilde{\rho} \cdot \tilde{Y}_{carb,T} \cdot F(\tau_{LT}) \quad \text{Eq. 2.97}$$

Avec la fonction,

$$F(\tau_{LT}) = \frac{\sqrt{B^2 \cdot \tau_{LT}^2 + 4 \cdot (1 - B \cdot \tau_{LT}) \cdot \frac{\tilde{Y}_I}{\tilde{Y}_{carb,T}}}}{\tau_{LT}} \quad \text{Eq. 2.98}$$

Et, B une constante représentant un temps caractéristique fixée à 1s [146]. Le traceur de carburant représente la quantité de carburant présente dans les mêmes conditions si les réactions chimiques n'avaient pas eu lieu. Cette variable $\tilde{Y}_{carb,T}$, peut donc être dans notre cas simplement prise égale à la fraction de mélange $\tilde{Z}$, qui est un scalaire passif indépendant de la combustion. Le seuil choisi pour définir l'atteinte du délai d'auto inflammation en flamme froide est défini par l'inégalité suivante : Si $\tilde{Y}_I \geq \tilde{Y}_{carb,T}$ alors le délai est atteint.

Une fois que ce délai est atteint une certaine quantité de carburant disponible est consommée en régime de combustion froide. Cette quantité a été tabulée au travers de la valeur c_1 de la variable d'avancement. La connaissance de cette valeur permet d'écrire pour le taux de réaction, si $\tilde{Y}_{carb} > (1-c_1).\tilde{Y}_{carb,T}$ alors :

$$\dot{\omega}_{c,i}|_{LT} = \frac{1}{\tau_{c,i}} \quad \text{Eq. 2.99}$$

Avec, $\dot{\omega}_{c,i}|_{LT}$ le taux de réaction en flamme froide dans la zone i , et $\tau_{c,i}$ un temps caractéristique de combustion ici choisi constant et égal à 10^{-5} s. En l'absence de flamme froide la variable c_1 sera donnée égale à 0, ce qui permet de modéliser le fait que les deux délais, flamme froide et flamme principale, sont confondus.

Le délai de flamme principale est connu à l'aide du taux de réaction $\dot{\omega}_c|_{HT}$. Ce taux de réaction dépend de la variable d'avancement dans la zone de réaction considérée : c_i . Ce taux de réaction est donc tabulé en fonction des valeurs de c_i listées préalablement et des valeurs initiales de température $T_{0,i}$, pression $P_{0,i}$, richesse $\hat{R}_i$, taux d'EGR $X_{EGR,i}$. Ces différentes grandeurs d'entrées des tables sont indépendantes de l'existence ou non de la combustion dans la zone [146]. L'équation définissant la température locale initiale du mélange dans la zone, $T_{0,i} = T_{0,i}(Z)$ est définie comme une fonction de la fraction de mélange locale Z :

$$T_{0,i}(Z) = \Xi^{-1} \left[h(T_{0,i}(Z)) \right] \quad \text{Eq. 2.100}$$

Avec,

- Ξ^{-1} , la fonction d'inversion des tables thermodynamique de JANAF [21],
- h , l'enthalpie spécifique du mélange donnée par :

$$h(T_{0,i}(Z)) = Z.h_{carb}(T_u) + (1-Z).h_{amb}(T_{amb}) \quad \text{Eq. 2.101}$$

Avec,

- $h_{carb}(T_u)$, l'enthalpie du carburant vapeur à la température des gaz imbrûlés,
- $h_{amb}(T_{amb})$, l'enthalpie du mélange constituant les gaz ambiant.

Cette dernière est donnée par la conservation de l'énergie pour la zone des gaz ambiant :

$$h_{amb}(T_{amb}) = (1 - Y_b) \cdot h_u(T_u) + Y_b \cdot h_b(T_b) \quad \text{Eq. 2.102}$$

Avec, $h_u(T_u)$ et $h_b(T_b)$, respectivement l'enthalpie spécifique des gaz frais et des gaz brûlés pour leurs températures respectives. Et Y_b la fraction massique de gaz brûlé dans la zone des gaz ambiant. Ces équations, (Eq. 2.100) à (Eq. 2.102), permettent de prendre en compte en plus de la stratification en richesse dans la zone, la stratification en température induite par la distribution de richesse.

La définition de la variable d'avancement de la réaction est un point clé de cette approche. La variable de progrès c_i , ou d'avancement dans la zone i , doit satisfaire les propriétés suivantes :

- Elle varie de 0 au début de la combustion à 1 lorsque l'état d'équilibre est atteint,
- Elle doit être représentative de toutes les réactions,

Dans l'étude [146], la variable de progrès représentante de la consommation du carburant dans les codes de calcul moteur est supposée équivalente à la variable de progrès basée sur la température dans les codes de calcul de chimie complexe. Cette hypothèse, valide pour les écoulements adiabatiques avec un nombre de Lewis égal à 1, est acceptable selon [146] dans le cas présent où la variation de température est directement liée à la variation de la quantité de carburant frais disponible. Cette variable est alors définie par :

$$\tilde{c}_i = 1 - \frac{\tilde{Y}_{carb}}{\tilde{Y}_{carb,T}} \quad \text{Eq. 2.103}$$

Donc lorsque le délai de flamme froide est atteint et lorsque $\tilde{Y}_{carb} < (1 - c_1) \cdot \tilde{Y}_{carb,T}$ le taux de réaction dans la zone i est fonction de l'avancement et donné par la table :

$$\dot{\omega}_{c,i}|_{HT} = \dot{\omega}_c(T_{0,i}, P_{0,i}, \tilde{R}_i, X_{RES}, \tilde{c}_i) \quad \text{Eq. 2.104}$$

Ce taux de réaction est obtenu à l'aide d'une interpolation linéaire dans la table suivant la relation suivante :

$$\dot{\omega}_c = \frac{c - c_p}{c_{p+1} - c_p} (\dot{\omega}_c[p+1] - \dot{\omega}_c[p]) + \dot{\omega}_c[p] \quad \text{Eq. 2.105}$$

Avec, $c_p \leq c < c_{p+1}$.

Le taux de réaction local du carburant (Eq. 2.79) est une combinaison du taux de réaction en flamme froide (Eq. 2.99) et du taux de réaction en flamme principale (Eq. 2.104) :

Si $c < c_1$, alors :

$$\dot{\omega}_{carb,i} = \dot{\omega}_{c,i}|_{LT} \quad \text{Eq. 2.106}$$

Si $c > c_1$, alors :

$$\dot{\omega}_{carb,i} = \dot{\omega}_{c,i}|_{HT} \quad \text{Eq. 2.107}$$

Ce modèle va maintenant être testé et comparé avec les résultats issus des schémas cinétiques détaillés présentés en introduction du paragraphe 2.2.7.2.3.

2.2.7.2.3.3 Validation des Tables d'Auto Inflammation

Afin de valider l'outil utilisé dans cette étude, les résultats fournis par la tabulation sont comparés aux résultats donnés par les schémas LCSR-PRF NO [137], LLNL n-heptane réduit [139] et Stanford [140] avec l'utilisation de n-heptane pur comme carburant modèle. Ces schémas sont décrits paragraphe 2.2.7.2.3 et ont des niveaux de complexité différents. Cela permettra de situer la précision donnée par la tabulation par rapport aux schémas détaillés. Afin de valider l'hypothèse réalisée sur la variable d'avancement, les résultats seront comparés en termes de variable de progrès basée sur la température pour les résultats issus des schémas et basée sur la fraction massique de carburant vapeur (Eq. 2.103) pour les résultats issus des tables. La variable de progrès issue de la température s'écrit :

$$c_T = \frac{T - T_{0,i}}{T_{eq} - T_{0,i}} \quad \text{Eq. 2.108}$$

Avec, T_{eq} la température à l'équilibre qui sera prise égale à la température en fin de combustion. Cette température est directement issue des résultats de simulations réalisées sous SENKIN. Afin de s'assurer de la capacité des tables à bien représenter tout les cas pouvant avoir lieu dans un moteur, une étude de l'impact de la température initiale, de l'impact de la richesse ainsi que de la dilution sur la variable d'avancement est réalisée. Les différents essais de simulation, réalisés à volume constant, sont répertoriés dans la Table 2-4:

Essais	Température initiale [K]	Richesse du mélange [-]	Taux d'EGR [%]
1	1100	1	0
2	1100	1	50
3	750	1	0
4	750	1	50
5	750	0,5	0
6	750	0,5	50
7	750	1,5	0
8	750	1,5	50

Table 2-4 : Récapitulatif des données d'entrées pour les essais de simulation réalisés en vue de la validation des tables d'auto inflammation. Les différents essais sont réalisés pour une pression initiale de $P_{0,i}=30\text{bars}$.

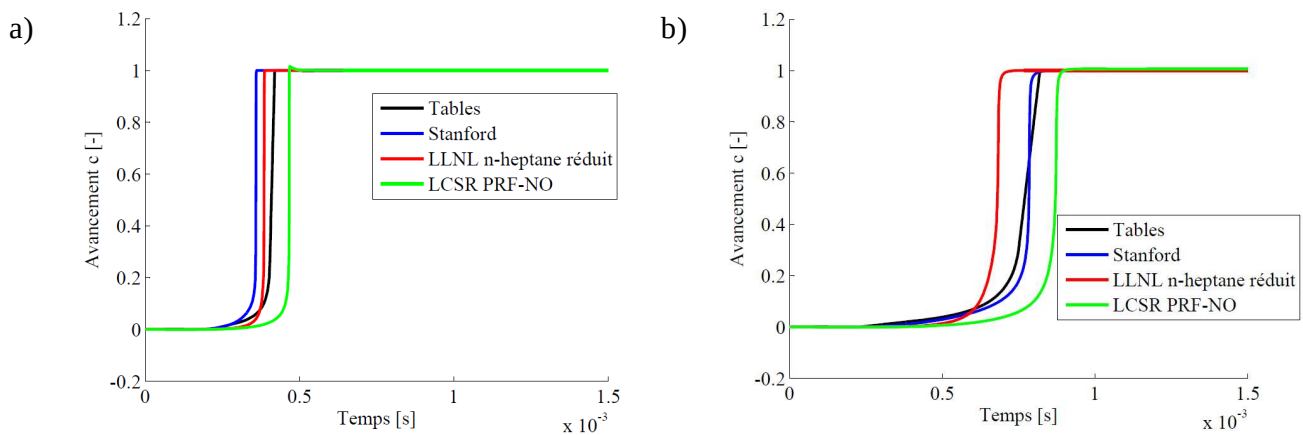


Figure 2-39 : Avancement de la réaction en fonction du temps donné par trois types de schéma cinétique et donné par les tables. a) Essai 1 : $T_{0,i}=1100\text{K}$, $R_i=1$ et 0% EGR. b) Essai 2 : $T_{0,i}=1100\text{K}$, $R_i=1$ et 50% EGR.

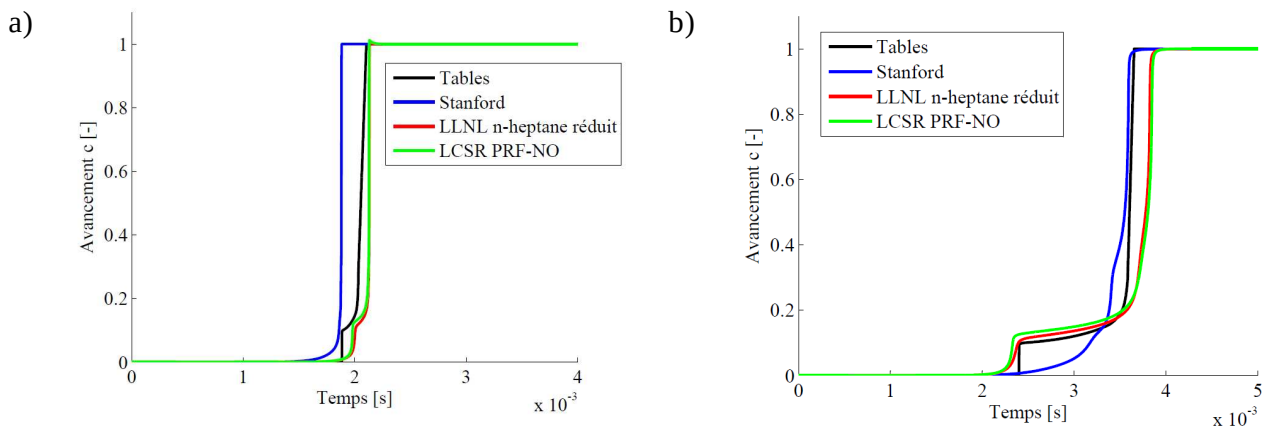


Figure 2-40 : Avancement de la réaction en fonction du temps donné par trois types de schéma cinétique et donné par les tables. a) Essai 3 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=1$ et 0% EGR. b) Essai 4 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=1$ et 50% EGR.

Les Figure 2-39 et Figure 2-40, permettent de constater que le modèle est parfaitement prédictif pour une variation de température initiale et pour une variation du taux d'EGR. L'EGR est modélisé dans ce cas par les produits issus d'une combustion complète à la richesse donnée en consigne.

Dans les conditions des essais 1 et 2 (Figure 2-39), un seul délai existe et est relativement bien modélisé par la chimie tabulée avec la description d'un avancement massique uniquement dépendant de la fraction massique de carburant. Il est possible de plus de noter que l'écart entre les différents schémas cinétiques est faible. Cette remarque permet de dire que dans cette configuration seule une bonne description des espèces majoritaires est nécessaire pour prédire le délai d'auto inflammation.

Dans le cas des essais 3 et 4 (Figure 2-40), il est possible d'identifier deux délais, un lié à la flamme froide et l'autre lié à la réaction principale. L'approche par tabulation permet de décrire ces deux délais avec une assez bonne précision. Dans ces cas de figure, et particulièrement pour le cas avec dilution (essai 4 : Figure 2-40.b)) les résultats donnés par le schéma LLNL n-heptane réduit et LCSR PRF-NO sont quasiment équivalents, aussi bien pour le délai en flamme froide que pour le taux de réaction en flamme principale. Cependant le schéma très réduit, Stanford, ne permet pas de prédire la flamme froide et sous estime, par conséquent, le délai de flamme principale.

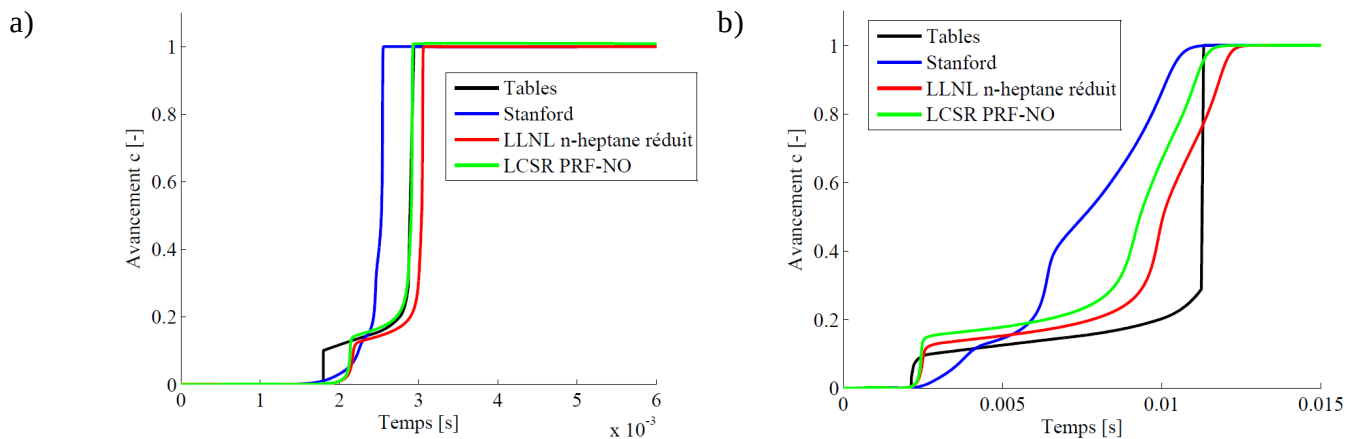


Figure 2-41 : Avancement de la réaction en fonction du temps donné par trois types de schéma cinétique et donné par les tables. a) Essai 5 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=0,5$ et 0% EGR. b) Essai 6 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=0,5$ et 50% EGR.

Les Figure 2-41 a) et b), donnent l'évolution de l'avancement en fonction du temps pour un cas faible température et faible richesse. Dans le cas sans dilution (essai 5 : Figure 2-41 a)), à l'inverse de l'avancement prédit par le modèle Stanford, la tabulation permet de bien prendre en compte l'existence d'une flamme froide. Cependant le délai de celle-ci est sous estimé par rapport aux résultats donnés par les deux schémas plus complexes. La même remarque peut être faite concernant l'essai 6 (Figure 2-41 b)), dans ce dernier cas l'allure du taux de réaction en flamme principale donné par les tables est différent de celui prédit par le schéma LLNL n-heptane réduit et LCSR PRF-NO. La raison de cet écart est illustrée sur la Figure 2-42 qui montre que la description de l'avancement à l'aide de l'espèce carburant seul touche ici ses limites. Comme le propose Vervisch [153] ou encore Galpin [154], il serait dans ce cas plus judicieux de définir un avancement massique comme une fonction des espèces CO et CO₂. Ce choix permettrait de mieux prédire le taux de réaction associé à la flamme principale.

Le suivi de ces espèces intermédiaires ne rentre pas dans le cadre de la présente étude qui vise à réduire au maximum le nombre de variables d'état du modèle en optimisant la prédictivité de celui-ci.

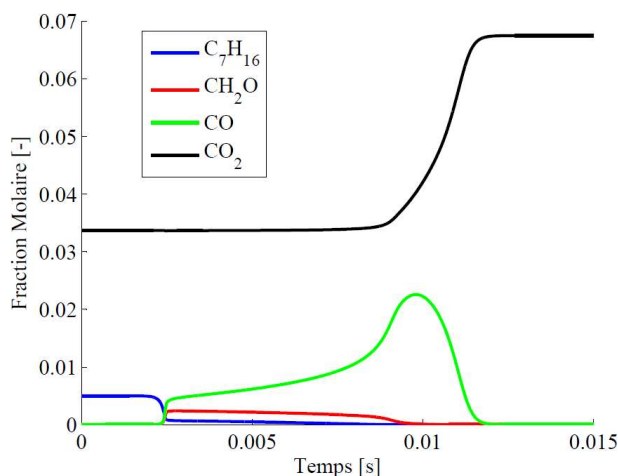


Figure 2-42 : Evolution des fractions molaires de certaines espèces donnée par le schéma LCSR PRF-NO dans la configuration de l'essai 6 (Table 2-4) : Température initiale de 750K, Richesse égale à 0,5 et taux d'EGR de 50%.

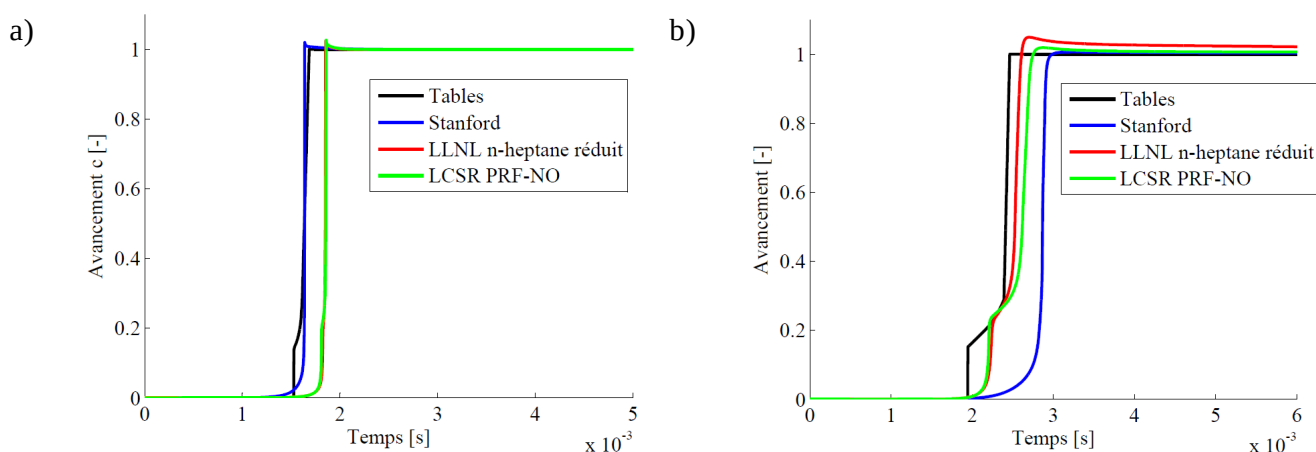


Figure 2-43 : Avancement de la réaction en fonction du temps donné par trois types de schéma cinétique et donné par les tables. a) Essai 7 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=1,5$ et 0% EGR. b) Essai 8 : $T_{0,i}=750K$, $R_i=1,5$ et 50% EGR.

Les Figure 2-43 a) et b), montrent que pour une richesse supérieure à la stœchiométrie les différents délais, aussi bien en flamme froide qu'en flamme principale, sont légèrement sous estimés. Le taux de réaction en flamme principale étant du même ordre de grandeur que le taux de réaction prédit par les schémas cinétiques complexes, la sous estimation du délai en flamme principale est principalement induit par la sous estimation du délai en

flamme froide. Les différents résultats présentés dans ce paragraphe justifient l'utilisation de cet outil dans le cadre de notre étude. Les niveaux de prédictivité obtenus pour les grandeurs chimiques tabulées, aussi bien pour une variation de richesse, que de température sont très satisfaisants.

2.2.8 Modèle de Combustion de Diffusion

Cette phase caractéristique est entièrement contrôlée par le micro mélange entre l'air et le carburant vapeur. Lors de cette phase la chimie est considérée instantanée. Dans cette étude le modèle de combustion de diffusion est basé sur l'approche développée par Barba et al. [61]. Ce modèle de combustion diffusive est basé sur la masse de carburant vapeur disponible dans la zone de réaction ainsi que sur une fréquence caractéristique de mélange entre l'air et le carburant. Cette fréquence caractéristique est une image du micro mélange et peut donc être écrite comme une fonction de la densité d'énergie cinétique associée au mouvement turbulent.

Le carburant vapeur disponible est obtenu par la différence entre le carburant issu de l'injection totalement vaporisé et le carburant qui a déjà été consommé par la combustion. La fréquence caractéristique de mélange dépend d'un rapport entre une vitesse de mélange et une longueur caractéristique. La vitesse de mélange est déterminée selon Barba [61] à l'aide de la densité d'énergie turbulente (Eq. 2.65) :

$$v_{mix} = \sqrt{C_v \bar{V}_p^2 + C_k \tilde{k}} \quad \text{Eq. 2.109}$$

Avec,

- $\bar{V}_p$, la vitesse moyenne du piston qui est une fonction du régime moteur,
- $\tilde{k}$, la densité d'énergie cinétique associée au mouvement turbulent dans la zone de réaction, obtenu à l'aide du modèle de turbulence décrit précédemment,
- C_v et C_k , respectivement deux paramètres à calibrer.

De nombreux auteurs ont travaillé sur l'écriture d'une fréquence de mélange à l'aide d'une vitesse de mélange et d'une longueur caractéristique [59], [60]. L'approche proposée par Barba et ses coauteurs a été adoptée dans ce travail. La longueur caractéristique est déterminée par :

$$l_{mix} = \sqrt[3]{\frac{\widetilde{\Phi}_{cyl} \cdot V_{cyl}}{n_T}} \quad \text{Eq. 2.110}$$

Avec,

- $\widetilde{\Phi}_{cyl}$, la richesse globale dans le cylindre,
- V_{cyl} , le volume du cylindre,
- n_T , le nombre de trous de l'injecteur.

De la même manière que pour la combustion de prémélange, le débit de carburant consommé par la combustion de diffusion dans la zone de réaction i, s'écrit :

$$\frac{dm_{carb,comb,dif,i}}{dt} = F_{mix,i} \cdot \frac{v_{mix}}{l_{mix}} \cdot m_{carb,v,dif,i} \quad \text{Eq. 2.111}$$

Avec,

- $m_{carb,comb,dif,i}$, le carburant brûlé par la combustion de diffusion dans la zone de réaction i
- $m_{carb,v,dif,i}$, le carburant vapeur disponible pour la combustion de diffusion dans la zone i. Cette variable sera définie dans le paragraphe 2.2.9 relatif à la répartition de la masse de carburant vapeur entre les deux phases de la combustion,
- $F_{mix,i}$, une fonction empirique modélisant un délai entre le début de la combustion de prémélange et la combustion de diffusion, cette fonction sera explicitée dans le paragraphe suivant (paragraphe 2.2.9).

Les deux paramètres du modèle C_v et C_k , relatifs à la vitesse de mélange, seront identifiés et

calibrés sur un nombre très limité de points moteur caractéristiques. Il sera montré dans le paragraphe 2.3, qu’une bonne prédiction du taux d’introduction du carburant liquide (modèle paragraphe 2.2.3) et de la densité d’énergie cinétique turbulente (modèle paragraphe 2.2.6) permettra une bonne prédiction du taux de dégagement de chaleur en combustion de diffusion.

2.2.9 Répartition du Carburant : Interactions entre les phases de combustion de prémélange et de diffusion

La répartition du carburant entre les différents modes de combustion est dans une approche empirique assez délicate. En effet les différents modèles 0D de la littérature [60], [61], couramment utilisés proposent de répartir le carburant vaporisé de la façon suivante :

- Tout le carburant vaporisé avant le délai d’auto inflammation est consommé par la combustion de prémélange,
- Tout le carburant vaporisé après le délai d’auto inflammation est consommé par la combustion de diffusion.

Dec [64] dans sa description de la combustion Diesel, a montré qu’une flamme de prémélange est établie tout au long de la durée de la combustion Diesel. La fraction de carburant consommée par celle-ci, une fois la flamme de diffusion établie, est très faible, ce qui permet de la négliger dans une approche zéro dimensionnelle.

Dans la présente étude, il n’existe pas de délai d’auto inflammation unique par zone de réaction, mais un délai propre à chaque valeur de fraction de mélange Z . Le critère définissant la répartition du carburant injecté entre les deux modes de combustion est donc intimement lié au point de fonctionnement du moteur, en raison notamment des deux approches adoptées pour la modélisation des deux phases de la combustion qui sont ici totalement découplées.

Le choix a été fait d’introduire un paramètre $C_{int} \in [0,1]$ qui permet de répartir le carburant vapeur entre la phase de combustion de prémélange et de diffusion. Ce paramètre

représente la fraction du carburant injecté qui est susceptible de brûler en phase de prémélange, il s'exprime de la façon suivante :

$$C_{\text{int}} = \frac{m_{\text{carb,comb,pre},i}}{m_{\text{carb},i}} \quad \text{Eq. 2.112}$$

Avec,

- $m_{\text{carb,comb,pre},i}$, le carburant vapeur consommé par la combustion de prémélange à chaque pas de temps dans la zone de réaction i ,
- $m_{\text{carb},i}$, le carburant total injecté dans la zone de réaction i

A chaque instant, C_{int} est calculé et comparé à une valeur fixée initialement $C_{\text{int,consigne}}$, qui correspond à un paramètre du modèle. Si à l'instant t , C_{int} est inférieur à $C_{\text{int,consigne}}$, alors le carburant vaporisé est disponible pour la flamme de prémélange. Si celui-ci est supérieur à la valeur fixée initialement alors le carburant vaporisé brûle en phase de diffusion.

Il sera montré que ce paramètre totalement empirique est dépendant de certaines grandeurs d'entrées du modèle telles que le taux d'EGR ou encore le régime moteur. Ce paramètre est un point dur de la calibration et de l'identification du modèle car il ne repose sur aucune considération phénoménologique. Il peut déjà être souligné que ce sous modèle sera une des voies d'amélioration à explorer. C'est en partie pour répondre à cette problématique qu'un modèle quasi dimensionnel sera développé par la suite (Chapitre 3).

Afin de tenir compte d'un délai entre le début de la combustion de prémélange et de diffusion, une fonction $F_{\text{mix},i}$ a été introduite dans le modèle proposé par Barba et al. [61]. Ce délai peut s'expliquer physiquement par le temps d'établissement de la flamme de diffusion, correspondant au temps nécessaire à celle-ci pour atteindre sa longueur d'accroche de flamme. Cette fonction s'écrit :

$$F_{\text{mix},i} = \left(\frac{m_{\text{carb,comb,pre},i}}{m_{\text{carb,v,pre},i}} \right)^n \quad \text{Eq. 2.113}$$

Avec,

- $m_{carb,comb,pre,i}$, la masse de carburant vapeur brûlé en phase de prémélange dans la zone de réaction i à l'instant t ,
- $m_{carb,v,pre,i}$, la masse de carburant vapeur totale disponible pour la combustion de prémélange dans la zone de réaction i ,
- n , un exposant qui sera choisis comme paramètre du modèle.

En conclusion la fonction décrite (Eq. 2.113) correspond à un pré-facteur de l'équation (Eq. 2.111) permettant de simuler un « amortissement » du dégagement d'énergie en combustion de diffusion tant que la combustion de prémélange n'est pas terminée.

2.2.10 Prise en Compte de l'impact de la Multi Injection

Dans les paragraphes qui suivent, les différents développements se focalisent sur la prise en compte de la multi injection dans le sous-modèle associé à la combustion de prémélange (paragraphe 2.2.7.1). L'impact des différents motifs d'injection sur le déroulement de la combustion de diffusion est pris en compte au travers de la répartition des différentes masses entre les zones de réaction.

2.2.10.1 Introduction à la Multi Injection et sa prise en compte dans le cadre d'une modélisation 0D

Les stratégies d'injection multiples ont été développées au milieu des années 90 dans le but d'améliorer les performances des différents moteurs Diesel en terme de consommation, d'émissions polluantes et de bruit. Contrairement aux différents systèmes de post traitement, les stratégies de multi injection ont, tout comme l'introduction de l'utilisation d'EGR, pour vocation de réduire les émissions à la source, c'est-à-dire d'améliorer les différents compromis rencontrés lors du déroulement d'une combustion Diesel. Le principe consiste à scinder l'injection de carburant en plusieurs événements distincts pour tirer partie des avantages des combustions de prémélange tout en gardant un contrôle direct sur

la combustion principale. Le fait qu'une partie du carburant soit injecté plus tôt dans le cycle permet de limiter les phénomènes comme le mouillage aux parois mais aussi, de par la création de radicaux libres qui sont des espèces chimiques très réactives issues de réactions intermédiaires, permet de limiter la phase de prémélange de la combustion associée à l'injection principale car ces radicaux libres « attaquent » le carburant vapeur issus de l'injection principale. L'existence d'une injection principale proche du point mort haut (PMH) permet la plupart du temps d'atteindre des niveaux de charge significativement plus importants que ceux obtenus avec une injection simple.

Historiquement l'injection multiple a d'abord été étudiée pour réduire les émissions de d'oxyde d'azote (avant l'arrivée des technologies avec EGR). Le premier principe de réduction des NO_x dans les moteurs Diesel était de retarder le timing d'injection qui avait pour conséquence directe une détérioration du rendement moteur. L'introduction de la multi-injection est venue pallier ce problème en améliorant significativement le compromis NO_x /consommation. Aujourd'hui avec la combinaison de forts taux d'EGR, la vocation première des stratégies de multi injection est la réduction des suies tout en gardant des niveaux de NO_x et de consommation faible. Les stratégies d'injection multiples adoptées pour les véhicules modernes comportent de deux à cinq injections par cycles :

- a) L'injection Pilote : généralement très précoce dans le cycle. Elle a pour objectif de réduire le bruit de combustion généralement très présent lors des démarrages à froid ou des faibles régimes et elle entraîne aussi une réduction des suies.
- b) La Pré-injection : injection généralement réalisée très proche de l'injection principale, dont l'intérêt est de contrôler la phase de combustion de prémélange associée à cette injection principale. Cette phase a en effet un impact stratégique sur les bruits de combustion et les formations de suies et de NO_x .
- c) L'injection Principale ou Main : comme son nom l'indique c'est lors de cette injection que la plus grande quantité de carburant est injectée (60 à 80% selon les stratégies). Le rôle de cette injection est de produire du couple/puissance en fonction de la demande du conducteur.

- d) L'After injection : généralement réalisée peu de temps après la fin de la Main, cette injection, et la combustion associée, ont un impact majeur sur la limitation de la formation des suies. En effet, la combustion associée à cette injection augmente la température dans le cylindre et ainsi favorise les réactions d'oxydation des suies. De plus, le surcroît d'énergie cinétique créé par cette injection favorise le mélange avec l'oxygène restant dans la chambre avec un effet bénéfique sur l'oxydation des suies.
- e) La Post-injection : ce type d'injection est apparu en même temps que les systèmes de post traitement complexes tels que les catalyseurs ou les filtres à particules (FAP). Cette injection a lieu très tardivement dans le cycle afin de ne pas brûler complètement dans le cylindre et donc d'obtenir des gaz très chauds à l'échappement et ainsi de provoquer les régénérations des FAP, un réchauffement rapide du catalyseur, et une augmentation du rendement du NO_x-trap. Cette injection peut être remplacée par un injecteur supplémentaire placé sur la ligne d'échappement, cette solution technique a été employée pour répondre au problème majeur des injections très tardives qui est une forte dilution du carburant dans l'huile induite par d'importants mouillages des parois du cylindre.

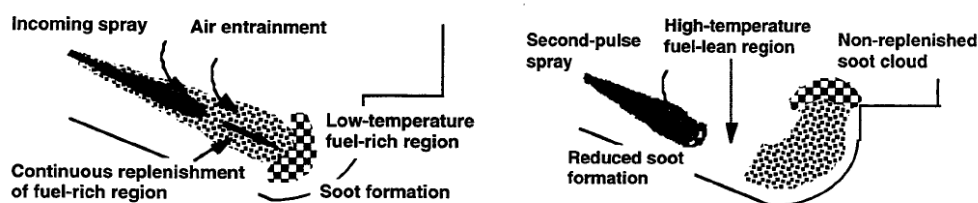


Figure 2-44 : Réduction des suies par utilisation de la Split-Injection [155]. La figure de droite met en avant le fait que la Split injection permettra une seconde injection dans une zone de gaz chaud et pauvre, ce qui favorisera l'auto inflammation.

En plus des stratégies classiques, de nombreuses études ont aussi porté sur le développement d'une stratégie un peu particulière : la Split injection. Cette approche consiste à scinder en deux l'injection principale. L'utilisation de la split injection présente comme avantage majeur de limiter le niveau de particules pour les calages injection les plus retardés. Pour ce type de stratégie dont le timing d'injection se trouve proche du PMH, le délai d'auto inflammation est trop faible pour permettre de s'approcher des conditions de

prémélange significatif. En effet, il a été montré [155] que les avantages de cette stratégie sont liés à une meilleure utilisation de l'air lors de la combustion (Figure 2-44).

Comme le montre la Figure 2-44, la zone de formation des suies est réduite car la seconde injection aura lieu dans des gaz chaud et à faible richesse. De plus, Chan et al. [156] ajoutent que l'utilisation de plusieurs injections permet d'augmenter le niveau de turbulence dans le chambre ce qui permet une meilleur utilisation des gaz frais et donc de favoriser l'oxydation des suies.

En modélisation 0D, l'interaction entre les différents sprays en multi injection peut se faire indirectement au travers du modèle thermodynamique et du modèle de turbulence. Chaque injection augmente le niveau de turbulence dans la chambre et donc impacte le mélange, la vaporisation et les combustions associées à chaque injection. Cette approche n'est valable que lorsque les interactions entre les sprays sont faibles ou inexistantes, c'est à dire lorsque les stratégies comportent peu d'injections et lorsque les délais entre ces différentes injections sont suffisamment longs.

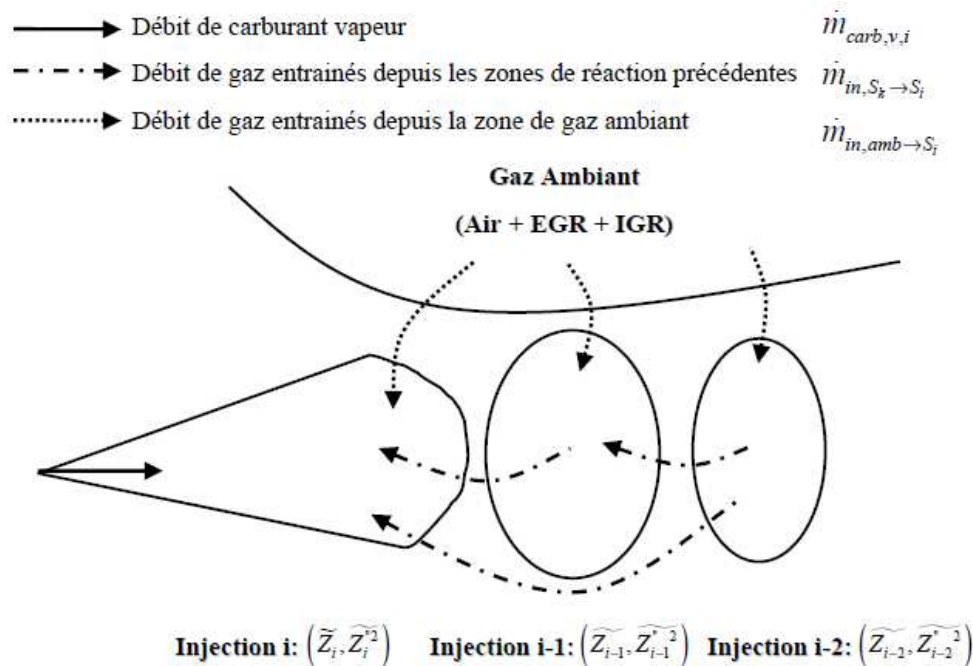


Figure 2-45 : Schéma synoptique de l'approche multi injection dans le modèle 0D proposé. Détail de la répartition des débits entre les zones.

Dans l'approche proposée la majorité des interactions qui peuvent intervenir entre les sprays sont prises en compte. Ces interactions interviennent au travers :

- De l'état du mélange dans les zones de réaction, à l'aide de l'estimation d'une nouvelle équation d'évolution de la variance $\widetilde{Z_i''^2}$,
- De l'entraînement des gaz, celui-ci proviendra non plus seulement des gaz ambiants mais aussi des zones de réaction liées aux injections précédentes. Les gaz entraînés provenant des sprays précédents possèdent un certain état de mélange et une certaine richesse globale ainsi qu'une composition qui est fonction des proportions des différentes espèces (frais/carburant/brûlés).

Le schéma de principe de cette approche est présenté Figure 2-45. Les différents sous modèles présentés préalablement permettent d'accéder à certaines grandeurs telles que :

- Le débit de carburant vaporisé dans la zone de réaction i : $\dot{m}_{carb,v,i}$ qui est donné par l'équation (Eq. 2.47),
- Le débit total de gaz entraînés dans la zone i : $\dot{m}_{in,S_i}$ donné par l'équation (Eq. 2.46).

Afin de connaître la valeur moyenne de la fraction de mélange dans la zone $\widetilde{Z_i}$, il est nécessaire de connaître la répartition de ce débit total entraîné depuis les différentes zones. Il est donc possible d'écrire :

$$\dot{m}_{in,S_i} = \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} + \sum_{n=i-1}^{i-N} \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} \quad \text{Eq. 2.114}$$

Avec,

- $\dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i}$, le débit entrant dans la zone i et provenant de la zone des gaz ambiant,
- $\dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i}$, le débit entrant dans la zone i et provenant de la zone $n \in [1, i-1]$,

Il est maintenant nécessaire de définir la valeur de ces débits en fonction du débit total entraîné dans la zone. Les différentes approches étudiées sont présentées dans le paragraphe

qui suit (2.2.10.2). Enfin, il est nécessaire de prendre en compte l'impact de ces nouveaux débits sur l'état du mélange dans la zone de réaction i , une nouvelle équation d'évolution de la variance $\widetilde{Z_i^2}$ sera donc établie dans le paragraphe 2.2.10.3.

2.2.10.2 Répartition des masses entraînées entre les différentes zones de réaction

La masse totale de mélange entraînée dans le spray est connue (Eq. 2.46), il reste à déterminer les proportions issues de chaque zone. Tout l'intérêt de ce modèle consiste à trouver la répartition des débits massiques entrant dans la zone i et donc l'influence respective de chaque type d'injection sur la suivante. Dans l'approche développée par Dulbecco [74], [75], [76] le spray considéré interagit seulement avec le spray qui le précède directement et non avec les gaz ambiants ou les autres sprays (Figure 2-5). Cette approche revient à dire que la totalité de la seconde injection s'effectue dans le volume du spray précédent. Cette approche a été adoptée sur la base d'observations issues de modélisation 3D.

Cependant, comme le montre la Figure 2-46, une fois l'injection terminée, la phase liquide du jet proche du nez de l'injecteur disparaît rapidement. Seule une petite partie de la phase gazeuse reste proche du nez de l'injecteur et donc les interactions ne seront pas totales entre deux jets issus du même trou. De plus, selon Siebers [66] ou encore Hiroyasu et Arai [84] l'angle de jet dépend des conditions ambiantes dans la chambre, ce qui nous amène à penser que l'angle de l'injection principale n'est pas forcément inférieur à l'angle issu de l'injection précédente (Figure 2-5). En effet comme le montre l'étude exposée en Annexe 3, plus la densité des gaz ambiants est importante (phase de compression) plus l'angle de jet est grand, donc dans le cas d'une injection Pilote ou Pré suivie d'une Main, l'hypothèse $\theta_{Main} < \theta_{Pilote}$ est fausse. Elle se vérifiera seulement pour les injections pendant la phase de détente c'est-à-dire dans le cas d'une Main suivie d'une After ou d'une Post injection. Pour finir, dans le cas des stratégies de multi-injection avec de forts taux de Swirl l'intérêt est en partie d'éviter au maximum les interactions avec des zones riches pour entraîner le plus possible de gaz frais et ainsi optimiser l'oxydation des suies. Ces différentes constatations

ont conduit à établir le modèle empirique représenté Figure 2-45 dans lequel tous les jets peuvent interagir entre eux et avec l'ambient selon un certain nombre de critères qui vont maintenant être explicités.

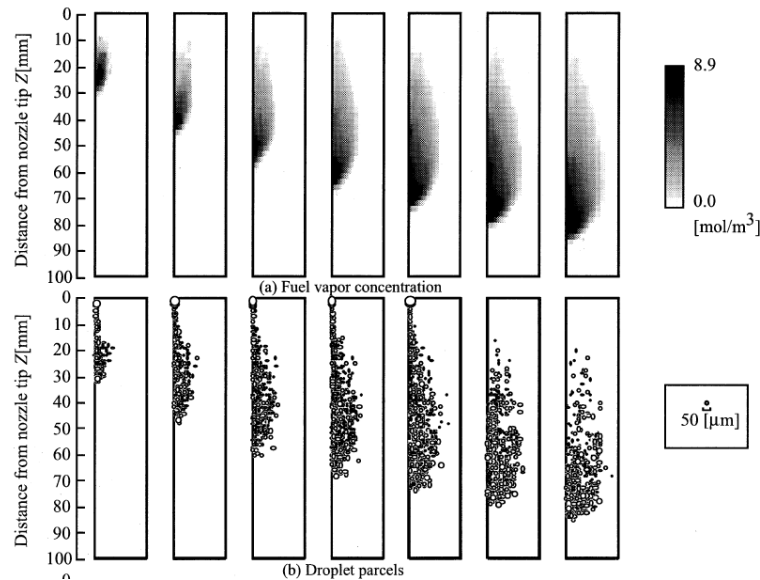


Figure 2-46 : Evolution temporelle de la distribution spatiale de concentration de fuel carburant vapeur (a) et des gouttes de carburant liquide (b). Résultats issus d'un code 3D : KIVA-II qui utilise le modèle de break-up TAB [157] pour une pression d'injection de 72MPa et une densité des gaz ambiant de 12,3kg/m³

Toute la difficulté en modélisation quasi dimensionnelle réside dans le fait que nous ne disposons d'aucune variable d'espace et donc d'aucun moyen pour repérer spatialement les différentes zones de réaction et les interactions possibles. Pour résoudre ce problème il existe plusieurs approches :

- Soit un raisonnement basé sur l'attribution d'un « poids » à chaque zone de réaction. Par exemple la masse de gaz présente dans chacune d'entre elles.
- Soit une approche purement géométrique très dégradée imposant de faire de nombreuses hypothèses.

Chacune de ces deux approches va avoir un champ de validité propre et les limites de chacune d'entre elles ainsi que leur pertinence vont être étudiées par la suite.

2.2.10.2.1 Approche Empirique

Cette approche est basée sur pondération appliquée à chaque zone en fonction d'une certaine grandeur physique. Dans le cas présent plutôt que de choisir le volume et les fractions volumiques associées, il a été fait le choix d'utiliser les fractions massiques.

La masse totale dans le cylindre avant l'injection i peut s'écrire :

$$m_{tot} = m_{amb} + \sum_{n=1}^{i-1} m_{réact,n} \quad \text{Eq. 2.115}$$

Avec,

- m_{amb} , la masse totale de gaz présente dans la zone des gaz ambiants,
- $\sum_{n=1}^{i-1} m_{réact,n}$, les masses de mélange dans les zones de réaction correspondant aux injections ayant déjà eu lieu.

En choisissant l'approche qui consiste à dire que la composition du mélange entraîné dans le spray i est dépendante des proportions massiques présentes dans les différentes zones au moment de l'injection, on peut expliciter les différents termes de l'équation (Eq. 2.114) en fonction de la masse totale entraînée dans la zone $\dot{m}_{in,S_i}$ (Eq. 2.46) :

$$\dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} = \frac{m_{amb}}{m_{tot}} \cdot \dot{m}_{in,S_i} \quad \text{Eq. 2.116}$$

$$\dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} = \frac{m_{réact,n}}{m_{tot}} \cdot \dot{m}_{in,S_i} \quad \text{Eq. 2.117}$$

Avec $n=1,2,...,i-1$ le nombre d'injection déjà réalisées.

A l'aide de l'équation de conservation de la masse totale et des différentes équations précédentes on peut écrire un système d'équations différentielles sur chaque zone nous donnant l'évolution des masses.

En raison du manque de données expérimentales ou numériques pour valider cette approche, nous avons adopté une démarche phénoménologique pour valider ce modèle en se plaçant dans deux cas de stratégie d'injection multiple. Les conditions moteur initiales

correspondant à un essai à 5 bars de PME et 2000tr/min ont été choisies, mais dans le cas présent sans combustion afin de correctement illustrer les phénomènes d'interaction entre les zones. Les deux essais sont les suivant :

- a) 4 injections : une pilote en début de cycle ($-40^{\circ}\text{vilo aPMH} / 2\text{mgc}$), suivit d'une Pré ($-20^{\circ}\text{vilo aPMH} / 2\text{mgc}$) proche de la Main ($-8^{\circ}\text{vilo aPMH} / 40\text{mgc}$), et enfin une After ($+40^{\circ}\text{vilo aPMH} / 5\text{mgc}$).
- b) 2 injections très proches type stratégie « Split » injection, c'est-à-dire une Main scindée en deux. Ici le choix s'est porté sur une stratégie 30/70% ($-15^{\circ}\text{vilo aPMH} / 12\text{mgc}$; $5^{\circ}\text{vilo aPMH} / 28\text{mgc}$), cependant d'autres configurations peuvent être envisagées [155] pour ce type de stratégie.

La Figure 2-47 a) donne les différents taux d'introduction issus du modèle d'injecteur décrit dans le paragraphe 2.2.3. La Figure 2-47 b) illustre l'évolution des masses de mélange dans les différentes zones de réaction et dans les gaz ambiants. Avec ce type d'approche on constate que l'injection « Pre » peut aussi bien interagir avec la « Pilote » qu'avec les gaz ambiants. On peut noter que lorsque l'injection principale débute la masse est répartie entre les trois zones : ambiant, Pilote et Pré. Cela implique une interaction de la Main avec ces trois zones et pas seulement avec la zone relative à l'injection Pré. Ce type d'interaction est plutôt réaliste, en effet si l'on considère que le timing de l'injection Pilote est suffisamment précoce pour que la zone associée entraîne une masse de gaz conséquente alors l'interaction avec la Main ne sera pas négligeable. Finalement on peut noter sur la Figure 2-47 c) que, dans le cas sans combustion, tout le carburant injecté se retrouve bien dans la dernière zone créée.

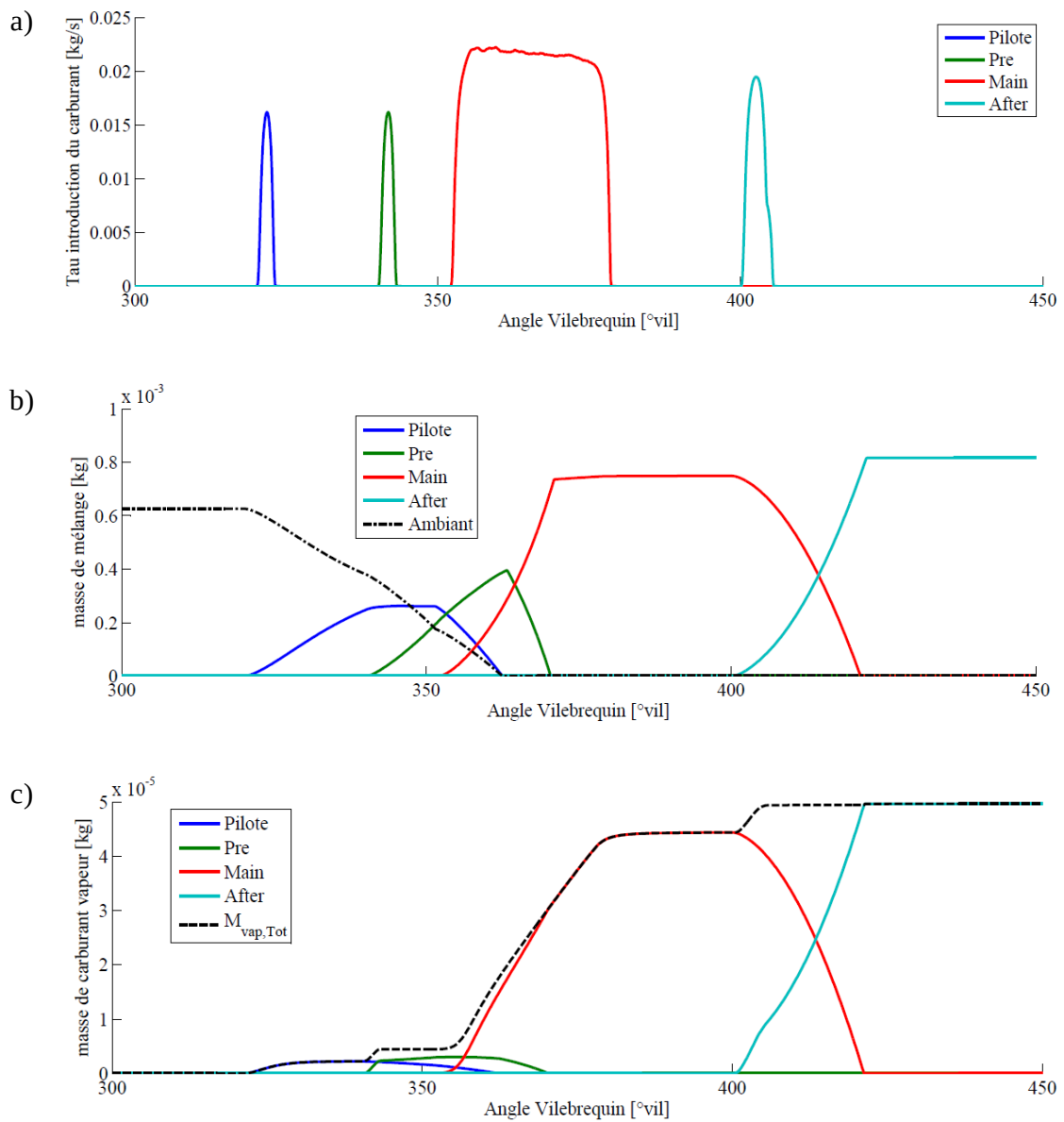


Figure 2-47 : Evolution des masses dans chaque zone de jet en fonction de l'angle vilebrequin dans le premier cas test : 4 injections. Résultats issus du modèle d'interaction entre les jets dépendants des fractions massiques des différentes zones. a) taux d'introduction du carburant, b) masse totale de mélange de gaz dans chaque zone, c) masse de carburant vapeur dans chaque zone.

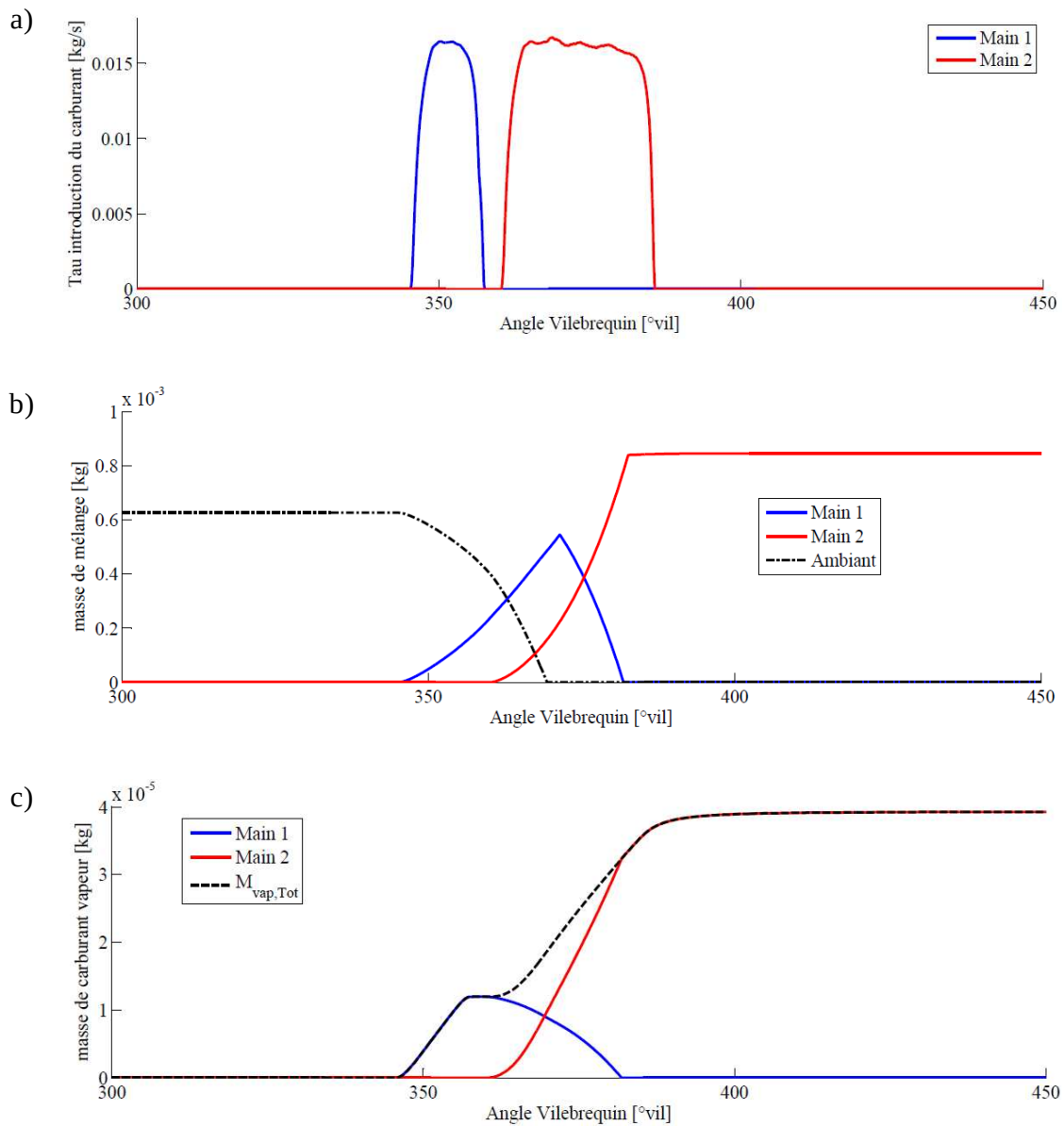


Figure 2-48 : Evolution des masses dans chaque zone de jet en fonction de l'angle vilebrequin dans le cas 2 : Main Splittée 30/70%. Résultats issus du modèle d'interaction entre les jets dépendants des fractions massiques des différentes zones. a) taux d'introduction du carburant, b) masse totale de mélange de gaz dans chaque zone, c) masse de carburant vapeur dans chaque zone.

La Figure 2-48 b) relative à la masse de gaz présente dans chaque zone, montre que la seconde injection vient interagir avec la zone issue de la première injection mais aussi avec la zone de gaz ambient. Il est possible de remarquer sur cette figure, une rupture de pente pour la courbe noire, relative à la masse des gaz ambiants, juste après le début de la

seconde injection. Cette remarque vient corrélérer les observations réalisées par Han et al. [155] (Figure 2-44) qui montre que l'intérêt principal de ce genre de stratégie consiste en une meilleure utilisation des gaz frais. En effet Han explique que le vortex créé par la première injection va chasser le carburant loin du centre du bol permettant ainsi une seconde injection de carburant dans une zone de gaz frais. Encore une fois l'approche avec répartition massique permet de décrire correctement les phénomènes physiques générés par ce type de stratégie.

La validité de cette approche totalement empirique est très liée à la bonne estimation de la masse totale entraînée dans les différentes zones de réaction. Par ailleurs, cette approche ne permet pas de retranscrire l'impact d'une grandeur préalablement citée : Le Swirl.

2.2.10.2.2 Approche Géométrique : Impact du Swirl

De nombreux travaux, aussi bien expérimentaux que numériques, ont permis de comprendre et de quantifier l'effet du Swirl sur les sprays [159], [162], sur la combustion de prémélange [160] et aussi sur les émissions [161]. Comme le montre la Figure 2-49, issue d'une étude réalisée par Reveille et al. [158], le Swirl a un effet non négligeable sur le mélange et la combustion. En effet, il existe un nombre de Swirl optimal qui permettra d'éviter le croisement des sprays et ainsi utiliser au maximum les gaz frais dans la chambre mais aussi qui n'empêchera pas le carburant injecté de « sortir » du bol (Figure 2-49) pour se mélanger avec le reste des gaz ambiant. Ce dernier effet est bien visible sur la Figure 2-49, entre deux niveaux de Swirl la différence de richesse dans le bol à 50°vil après le PMH (figures du bas) est générée par le mouvement de rotation des gaz dans la chambre. Lorsque ce mouvement de rotation est plus intense il empêche le carburant vapeur de se diluer dans la chambre et crée ainsi des zones beaucoup plus riche dans le bol.

Le paragraphe 2.2.6, relatif à la modélisation 0D de la turbulence, a permis l'établissement d'un modèle de vitesse de Swirl dans la chambre de combustion. A l'aide de celui-ci, l'évolution de la vitesse de Swirl au cours du cycle est connue. Il est donc intéressant d'utiliser cette grandeur préalablement calculée pour quantifier l'impact du Swirl sur l'interaction entre les zones de réaction dans le cas d'injections multiples.

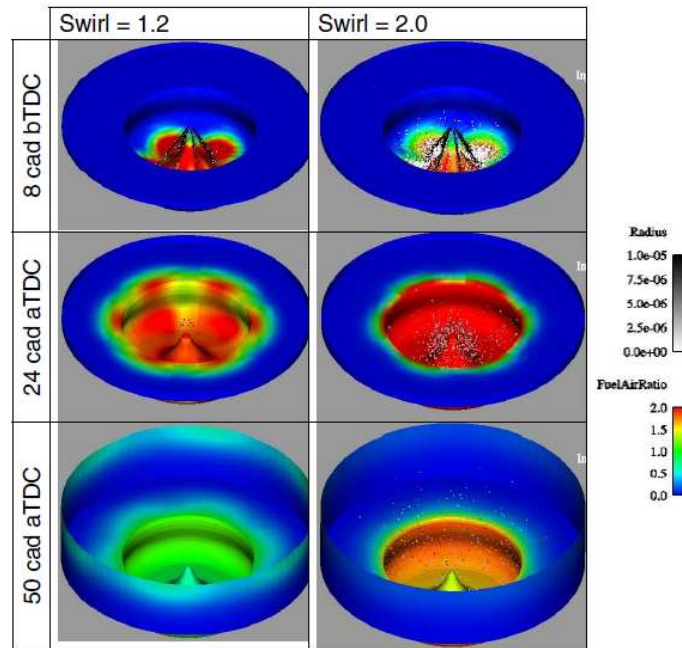


Figure 2-49 : Effet du Swirl sur la formation du mélange, la répartition du carburant hors du bol et la combustion pour un essai à 4000tr/min d'après [158]

Une approche géométrique a donc été étudiée, dans celle-ci la répartition des débits massique entraînés est réalisée à l'aide de la connaissance des fractions volumiques de croisement des jets. Le principe consiste à estimer un volume de croisement entre les différents sprays qui permettra de déterminer les proportions de mélange entraîné depuis une zone vers une autre. Cependant, étant donné le caractère adimensionnel de l'approche adoptée dans ce travail, il est nécessaire de poser quelques hypothèses :

- a) Le volume d'un spray est schématisé par un cône parfait, hypothèse déjà réalisée dans le modèle de jet (paragraphe 2.2.4). De plus ce cône est considéré solide et donc ne tient pas compte des déformations dues au mouvement aérodynamique présent dans la chambre ou à l'impact parois.
- b) Le trou d'injecteur est modélisé par un point,
- c) La queue du spray reste « attachée » au nez de l'injecteur même après la fin de l'injection,
- d) Le jet est considéré comme un jet libre (aucune interaction avec les parois),

- e) La déviation entraînée par le Swirl est dû à une vitesse de rotation qui en premier lieu sera considérée égale à la vitesse de rotation de l'air. Une démarche plus précise basée sur des travaux antérieurs pourra par la suite compléter cette approche par l'application d'un coefficient de dissipation.

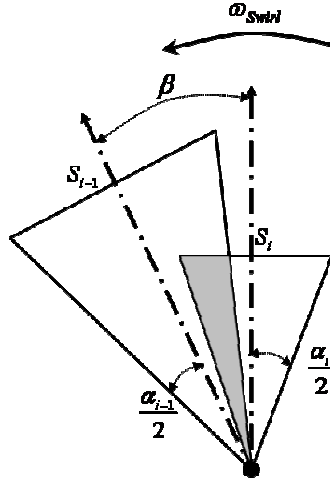


Figure 2-50 : Schéma de principe de l'approche géométrique d'interaction entre les sprays.

Sur la Figure 2-50, seulement deux sprays issus du même trou d'injecteur sont représentés. Ces deux sprays, qui ont une géométrie qui leur est propre (α_i, S_i), et sont soumis à une déviation β engendrée par la vitesse de rotation de l'air dans le cylindre (Swirl). Grâce à cette illustration il est déjà possible d'écrire une condition nécessaire au croisement : $\beta \leq \frac{\alpha_i}{2} + \frac{\alpha_{i-1}}{2}$. Le volume à déterminer est le volume grisé sur la Figure 2-50, il est donc aisé de comprendre que l'estimation du croisement, en terme de débit massique, entre les sprays i et i-1 proportionnel au rapport de ce volume de croisement avec le volume total du spray i. Le développement du calcul du volume de croisement est détaillé en Annexe 7 et donne :

$$V_{\text{croisement}} = \frac{1}{3} \cdot A \cdot S_i \quad \text{Eq. 2.118}$$

Avec, A l'aire du croisement entre deux disques égale à :

$$A = r_{i-1}^2 \cdot \arccos\left(\frac{d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2}{2 \cdot d \cdot r_{i-1}}\right) + r_i^2 \cdot \arccos\left(\frac{d^2 + r_i^2 - r_{i-1}^2}{2 \cdot d \cdot r_i}\right) - \frac{1}{2} \sqrt{4 \cdot d^2 \cdot r_{i-1}^2 - (d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2)^2}$$

Eq. 2.119

Avec,

- $r_i = S_i \tan(\alpha_i)$, S_i la pénétration du spray i donné par l'équation (Eq. 2.36) et α_i l'angle du spray i donné par l'équation (Eq. 2.31),
- $r_{i-1} = S_{i-1} \tan(\alpha_{i-1})$, α_{i-1} l'angle du spray $i-1$,
- $d = S_i \tan(\beta)$, β la déviation induite par le Swirl qui sera détaillée ultérieurement.

La généralisation dans le cas moteur c'est-à-dire avec un injecteur multi-trous implique de découper la chambre en n_T portions identiques, avec n_T le nombre de trous de l'injecteur. Donc l'angle occupé par chaque portion sera pris égal à $\frac{2\pi}{n_T}$. Il est donc nécessaire d'introduire une nouvelle condition sur le croisement, en effet le jet $i-1$ peut avoir suffisamment tourné pour venir interagir avec le volume de l'injection i , mais issue du trou adjacent (Figure 2-51).

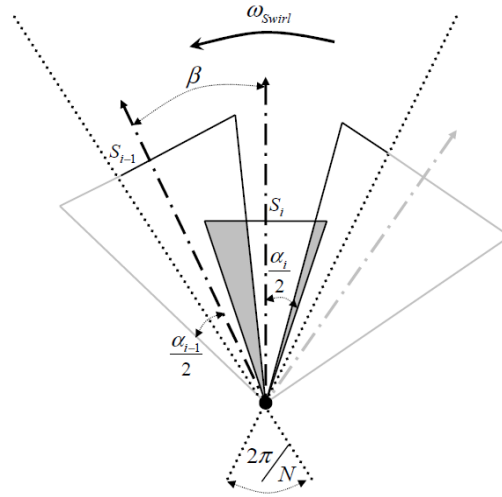


Figure 2-51 : Schéma de principe de l'approche géométrique dans le cas moteur.

Comme le montre la Figure 2-51 il peut donc exister un nouveau volume de croisement avec un jet issu de l'injection i-1 mais provenant du trou d'injecteur adjacent. Ce volume de croisement peut être déterminé de la même manière que précédemment :

$$V'_{\text{croisement}} = \frac{1}{3} \cdot A' \cdot S_i \quad \text{Eq. 2.120}$$

Avec,

$$A' = r_{i-1}^2 \cdot \arccos\left(\frac{d'^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2}{2 \cdot d' \cdot r_{i-1}}\right) + r_i^2 \cdot \arccos\left(\frac{d'^2 + r_i^2 - r_{i-1}^2}{2 \cdot d \cdot r_i}\right) - \frac{1}{2} \sqrt{4 \cdot d'^2 \cdot r_{i-1}^2 - (d'^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2)^2} \quad \text{Eq. 2.121}$$

Sachant que $d' = S_i \cdot \tan\left(\frac{2\pi}{n_T} - \beta\right)$. Cette dernière relation (Eq. 2.121) n'est valable que si et seulement si : $\beta + \frac{\alpha_{i-1}}{2} \geq \frac{2\pi}{n_T}$.

Finalement l'interaction entre les jets i et i-1 est donnée par la fraction volumique qui représente la proportion du spray i contenue dans i-1 :

$$f_{v,i \rightarrow i-1} = \frac{V_{\text{croisement}} + V'_{\text{croisement}}}{V_{S_i}} \quad \text{Eq. 2.122}$$

Avec V_{S_i} le volume total du spray i donné par l'équation (Eq. 2.37).

Le débit massique de la zone i-1 vers la zone i, ainsi que le débit de la zone des gaz ambiants vers la zone i, s'écrira simplement :

$$\dot{m}_{in,S_{i-1} \rightarrow S_i} = f_{v,i \rightarrow i-1} \cdot \dot{m}_{in,S_i} \quad \text{Eq. 2.123}$$

$$\dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} = (1 - f_{v,i \rightarrow i-1}) \cdot \dot{m}_{in,S_i} \quad \text{Eq. 2.124}$$

Avec, $\dot{m}_{in,S_i}$ le débit total entraîné dans la zone i donné par (Eq. 2.46).

Une première limitation du modèle apparaît ici. Avec cette description, la zone de réaction associée à l'injection i ne peut interagir qu'avec la zone issue de l'injection précédente et la zone des gaz ambiants. De plus le fait de raisonner sur les volumes implique l'ajout d'une

équation de conservation de la masse totale permettant de vérifier à chaque instant la conservation de la masse entre les différentes zones.

Afin de compléter ce modèle il est maintenant nécessaire de déterminer la valeur de la déviation β induite par le Swirl. Dans cette étude la vitesse de Swirl est connue et son évolution est donnée par un sous modèle inclu dans le modèle de turbulence (Figure 2-28). Dans ce modèle le nombre de Swirl est fonction de certaines données d'entrée de la simulation, d'un facteur de dissipation, ainsi que de la hauteur du piston. Le nombre de Swirl, n_{Swirl} est le rapport entre ω_{Swirl} et ω_{Nmot} , respectivement la vitesse de rotation de l'air dans la chambre induite par le Swirl et la vitesse de rotation moteur en $[rad/s]$. L'évolution de la déviation en fonction ce nombre s'écrit donc :

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega_{\beta} = C_{\beta,diss} \cdot \frac{d_{Cylindre}}{2} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot N_{mot} \cdot n_{Swirl} \quad \text{Eq. 2.125}$$

Avec,

- $d_{Cylindre}$, le diamètre de l'alésage,
- N_{mot} , le régime moteur en $[tr/min]$,
- $C_{\beta,diss}$, un paramètre de dissipation lié aux frottements visqueux à déterminer, en premiere approche il sera considéré égal à $C_{\beta,diss} = C_{diss}$ (Eq. 2.76)

Donc en intégrant l'équation (Eq. 2.125), la valeur de la déviation à chaque instant est connue. De même que pour le modèle précédent, aucune donnée expérimentale ou numérique n'est disponible. Une approche phénoménologique est donc un nouvelle fois adoptée pour valider le modèle. Pour cela, un essai moteur à 2250 tr/min avec une pression rail de 900 bars et une stratégie à deux injections : une Pre de 5mgc à -20°vil aPMH et une Main de 20mgc à -5°vil aPMH, a été choisie.

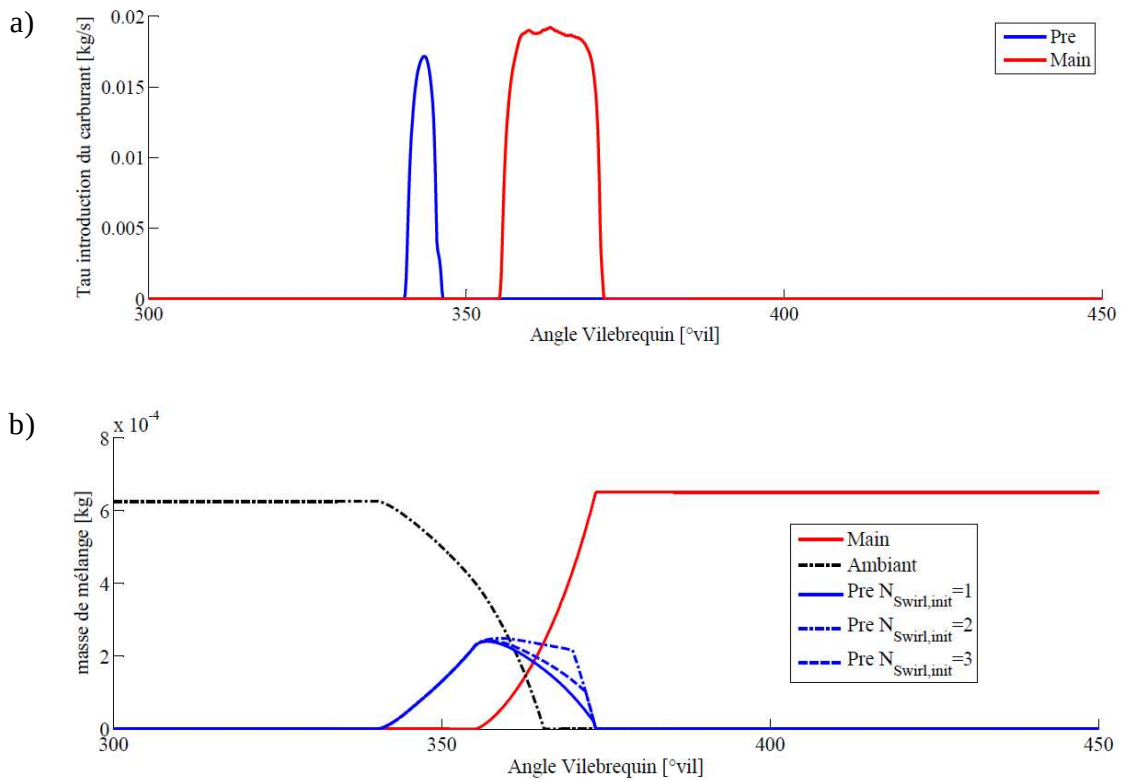


Figure 2-52 : Evolution des masses dans chaque zone de jet en fonction de l'angle vilebrequin dans le cas d'une stratégie à deux injections et pour trois valeurs de nombre de Swirl initiaux. a) taux d'introduction du carburant, b) masse totale de mélange de gaz dans chaque zone.

Comme le montre la Figure 2-52 b), la variation du nombre de Swirl initial fait varier les interactions entre les deux zones de réaction respectivement associées à la Pre injection et à l'injection principale. En outre, les plus faibles interactions ne sont pas obtenues avec le nombre de Swirl le plus important mais avec un nombre de Swirl égal à 2. On retrouve ce phénomène dans les travaux de McCracken et al. [159] qui mettent en avant l'existence d'un nombre de Swirl optimum en termes de richesse et d'émissions polluantes. L'aspect géométrique simplifié de cette approche, limite son utilisation à des motifs à 2 injections, par exemple dans les cas d'injection splitté. Pour ce type de stratégie l'entraînement des gaz frais plutôt que des gaz présents dans la zone de l'injection précédente ne sera effectif que si le nombre de Swirl est très important, or cette constatation n'est pas représentative du fonctionnement réel d'un moteur. L'avantage majeur de ce type de stratégie n'est donc pas pris en compte. De plus, la généralisation de l'approche à plus de deux sprays est très

difficile à mettre en oeuvre, surtout dans les zones de croisement entre plus de deux jets. Pour finir, les nombreuses hypothèses réalisées sur la géométrie du jet et sur la déviation induite par le Swirl impliquent une validité physique limitée pour ce type d'approche.

Cette approche permet de retranscrire qualitativement l'effet du Swirl contrairement à l'approche empirique préalablement développée. Une perspective possible pour une représentation plus réaliste de l'interaction entre différents sprays consisterait à déduire de cette approche un coefficient traduisant la prise en compte du Swirl qui serait appliqué à la répartition des débits massiques établie dans l'approche empirique.

2.2.10.3 Impact de la multi injection sur le mélange : Nouvelle équation pour la variance

Après avoir décrit l'impact de la multi injection sur les différentes masses entraînées dans les zones de réaction qui vont permettre, entre autre, de calculer une nouvelle valeur moyenne de la fraction de mélange (Eq. 2.82), il faut maintenant s'attarder sur l'impact de ces nouveaux débits et leur composition sur l'état du mélange dans la zone considérée. Il est nécessaire de développer une nouvelle équation d'évolution de la variance $\widetilde{Z_i'^2}$ qui représente l'impact de la multi injection sur l'état des mélanges gazeux dans les zones de réaction.

Le raisonnement est mené sur une zone de réaction associée à l'injection i . Les différents débits entrants, provenant des gaz ambiants et des zones de spray précédentes, sont connus à l'aide des modèles décrits précédemment (paragraphe 2.2.10.2). Lorsqu'une nouvelle injection débute ($i+1$), un débit sortant de cette zone existe. Du point de vue de la variance, tous ces nouveaux débits entrants et sortants de la zone vont interagir sur la valeur de cette variable et donc sur l'état du mélange.

Afin d'obtenir l'évolution temporelle du mélange, on dérive la définition probabiliste de la variance (Eq. 2.83) :

$$\frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} = \underbrace{\int_0^1 \frac{d(Z - \widetilde{Z}_i)^2}{dt} \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ}_a + \underbrace{\int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z)}{dt} \cdot dZ}_b \quad \text{Eq. 2.126}$$

Développons le terme (a):

$$\frac{d(Z - \widetilde{Z}_i)^2}{dt} = \frac{dZ^2}{dt} - 2 \cdot \frac{d(Z \cdot \widetilde{Z}_i)}{dt} + \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \quad \text{Eq. 2.127}$$

D'où,

$$\int_0^1 \frac{d(Z - \widetilde{Z}_i)^2}{dt} \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ = \int_0^1 \left(-2 \cdot Z \cdot \frac{d\widetilde{Z}_i}{dt} + \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \right) \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ \quad \text{Eq. 2.128}$$

Avec les propriétés des intégrales :

$$\int_0^1 \frac{d(Z - \widetilde{Z}_i)^2}{dt} \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ = -2 \frac{d\widetilde{Z}_i}{dt} \int_0^1 Z \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ + \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \int_0^1 P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ \quad \text{Eq. 2.129}$$

Et finalement avec la définition probabiliste de la valeur moyenne :

$$\int_0^1 \frac{d(Z - \widetilde{Z}_i)^2}{dt} \cdot P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z) \cdot dZ = -2 \cdot \widetilde{Z}_i \cdot \frac{d\widetilde{Z}_i}{dt} + \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} = 0 \quad \text{Eq. 2.130}$$

Ce premier terme n'influence donc pas la variance. Le second terme (b), traduit directement le lien entre l'évolution de la variance au cours du temps et l'évolution de la forme de la PDF.

Pour décrire l'évolution de cette fonction à densité de probabilité $\frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z)}{dt}$ il faut identifier les différents phénomènes physiques qui influencent l'état du mélange au cours du temps. A l'aide du schéma de principe de la prise en compte de la multi injection (Figure 2-45), 5 contributions peuvent être identifiées. Certaines d'entre elles vont augmenter la variance comme l'apport de carburant vapeur ou de gaz ambiant dans la zone, et d'autres vont soit la diminuer soit l'augmenter en fonction de l'état du mélange dans les zones de réaction qui interagissent avec la zone considérée. Par rapport à l'équation d'évolution de la variance dans le cas mono injection [72] (Eq. 2.84) d'autres termes vont donc avoir un impact prépondérant sur l'état du mélange. Tout d'abord les termes connus,

a) L'entraînement d'air depuis la zone des gaz ambiants.

Ce terme impacte la PDF en $Z = 0$ (air pur), c'est-à-dire une masse d'air pur $\delta m_{in,amb \rightarrow S_i}$ entre dans la zone pendant un temps δt . Ceci se traduit sur la forme de la PDF par la formation d'un Dirac $\Psi(Z)$ en $Z = 0$ dont le poids sera $\frac{\delta m_{in,amb \rightarrow S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}}$, avec $m_{réact,i}$ la masse totale contenue dans la zone i et $\delta m_{réact,i}$ la variation massique dans la zone de réaction associée à l'injection i qui prend en compte l'apport de masse de carburant, l'apport de masse issue de l'entraînement des gaz dans la zone et la perte de masse dû à une nouvelle injection qui viendra prélever du mélange dans la zone considérée. Il est possible alors d'écrire :

$$P_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t + \delta t) = \frac{\delta m_{in,amb \rightarrow S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \Psi(Z)|_{Z=0} + P_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t) \quad \text{Eq. 2.131}$$

A l'aide de la définition mathématique de la dérivée :

$$\frac{dP_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t)}{dt} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{P_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t + \delta t) - P_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t)}{\delta t} \quad \text{Eq. 2.132}$$

Donc,

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t)}{dt} &= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\frac{\delta m_{in,amb \rightarrow S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \Psi(Z)|_{Z=0}}{\delta t} \\ &= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Psi(Z)|_{Z=0}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \cdot \frac{\delta m_{in,amb \rightarrow S_i}}{\delta t} \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.133}$$

Finalement $\delta m_{réact,i}$ étant très petit devant $m_{réact,i}$ lorsque $\delta t \rightarrow 0$,

$$\frac{dP_{\tilde{Z}_i, \tilde{Z}_i^2}(Z = 0, t)}{dt} = \frac{1}{m_{réact,i}} \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} \Psi(Z)|_{Z=0} \quad \text{Eq. 2.134}$$

Donc la contribution de l'air entraîné dans la zone i depuis la zone des gaz ambiants s'écrit :

$$\begin{aligned} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=0} \cdot dZ \\ = \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=0} \cdot dZ \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.135}$$

En appliquant l'intégrale d'un Dirac, on a alors en $Z=0$:

$$\int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=0} \cdot dZ = (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \Big|_{Z=0} = \widetilde{Z}_i^2 \quad \text{Eq. 2.136}$$

A l'aide des équations (Eq. 2.126) et (Eq. 2.136) il est possible d'écrire le terme relatif à l'air entrainé depuis la zone des gaz ambiant dans la zone i :

$$\left. \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \right|_{Z=0} = \frac{\widetilde{Z}_i^2}{m_{réact,i}} \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i} \quad \text{Eq. 2.137}$$

b) Le débit de carburant vaporisé issu de l'injection i.

Ce terme impacte la PDF en $Z=1$ (carburant pur), c'est-à-dire qu'une masse de carburant vapeur $\delta m_{carb,v,S_i}$ pénètre dans la zone i pendant δt et vient former un Dirac en $Z=1$ dont le

poids sera $\frac{\delta m_{carb,v,S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}}$,

$$P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z=1, t + \delta t) = \frac{\delta m_{carb,v,S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=1} - P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z=1, t) \quad \text{Eq. 2.138}$$

De la même manière que précédemment, on peut écrire :

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z=1, t)}{dt} &= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\frac{\delta m_{carb,v,S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \Psi(Z) \Big|_{Z=1}}{\delta t} \\ &= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Psi(Z) \Big|_{Z=1}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \frac{\delta m_{carb,v,S_i}}{\delta t} \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.139}$$

D'où,

$$\begin{aligned} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{carb,v,,S_i} \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=1} dZ \\ = \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{carb,v,,S_i} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=1} dZ \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.140}$$

A partir des propriétés des intégrales et des Dirac, le terme relatif au carburant vaporisé dans la zone de réaction i s'écrit :

$$\left. \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \right|_{Z=1} = \frac{(1 - \widetilde{Z}_i)^2}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{carb,v,,S_i} \quad \text{Eq. 2.141}$$

c) L'influence des débits entrainés provenant des zones de réaction associées aux injections précédentes.

Les mélanges de gaz entrainés ont une certaine composition qui dépend de l'historique de la zone de réaction depuis laquelle ils proviennent. En effet ces mélanges gazeux sont composés de gaz ambiants, de carburant vapeur mais peuvent être aussi composés de gaz brûlés selon l'avancement de la réaction dans la zone considérée. Tout comme dans la zone i, cette composition est décrite par la valeur moyenne de la fraction de mélange. On comprend dès lors que ce terme impacte la PDF en $Z = \widetilde{Z}_n$ avec $\widetilde{Z}_n$ la valeur moyenne dans la zone n et n le numéro de l'injection ayant eu lieu avant l'injection i. Il y a donc une masse de mélange $\delta m_{in,S_n \rightarrow S_i}$ qui pénètre dans la zone i à chaque instant δt et qui vient

former un Dirac en $Z = \widetilde{Z}_n$ dont le poids sera $\frac{\delta m_{in,S_n \rightarrow S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}}$,

$$P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z = \widetilde{Z}_n, t + \delta t) = \frac{\delta m_{in,S_n \rightarrow S_i}}{m_{réact,i} + \delta m_{réact,i}} \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_n} + P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z = \widetilde{Z}_n, t) \quad \text{Eq. 2.142}$$

D'où,

$$\frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2} (Z = \widetilde{Z}_n, t)}{dt} = \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_n} \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} \quad \text{Eq. 2.143}$$

Avec $\dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i}$ le débit de mélange provenant de la zone n vers la zone i et donné par le

modèle de répartition décrit précédemment (paragraphe 2.2.10.2.1). Soit,

$$\int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_n} \cdot dZ = \sum_{n=1}^{i+1} (\widetilde{Z}_n - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} \quad \text{Eq. 2.144}$$

Finalement le terme relatif aux gaz entrainés depuis toutes les zones de réactions issues des injections précédentes (i-1, i-2, ..., 1) s'écrira :

$$\left. \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \right|_{Z=\widetilde{Z}_n} = \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \sum_{n=1}^{i-1} (\widetilde{Z}_n - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i} \quad \text{Eq. 2.145}$$

d) Contribution des débits de mélange gazeux sortant de la zone.

Dans le cas où de nouvelles injections ont lieu, et selon les interactions avec les nouvelles zones formées, des débits de mélange sortent de la zone considérée pour être entrainés dans les nouvelles zones créées. La zone « perd » donc du mélange dans un certain état à l'instant t, qui est caractérisé par la valeur moyenne de la zone : $\widetilde{Z}_i$ à cet instant. Le débit « sortant » total vient donc impacter la PDF en $Z = \widetilde{Z}_i$ et de la même manière que précédemment il est possible d'écrire :

$$\frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = \widetilde{Z}_i, t)}{dt} = \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_i} \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \left| \dot{m}_{out,S_i \rightarrow S_{n'}} \right| \quad \text{Eq. 2.146}$$

Avec $\dot{m}_{out,S_i \rightarrow S_{n'}}$ le débit total de mélange sortant de la zone i vers la zone n' et $n' \in [i+1, N]$, avec N le nombre total d'injections réalisées. Le terme complet s'écrit :

$$\begin{aligned} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \sum_{n'=i+1}^N \left| \dot{m}_{out,S_i \rightarrow S_{n'}} \right| \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_i} \cdot dZ \\ = \frac{1}{m_{réact,i}} \cdot \sum_{n'=i+1}^N \left| \dot{m}_{out,S_i \rightarrow S_{n'}} \right| \cdot \underbrace{\int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \Psi(Z) \Big|_{Z=\widetilde{Z}_i} \cdot dZ}_{=0} \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.147}$$

En conclusion, ayant supposé que la masse de mélange prélevée de la zone i est prélevée à la valeur moyenne $\widetilde{Z}_i$, la contribution de ce terme est donc nulle sur la forme de la PDF.

Par définition la fonction à densité de probabilité doit vérifier :

$$\int_0^1 P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z, t) . dZ = 1 \quad \text{Eq. 2.148}$$

La probabilité d'avoir dans la zone i la composition $Z = Z^*$, avec $Z^* \notin [\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_n, 0, 1]$, est obtenue en retranchant, à l'instant $t + \delta t$, le poids des termes sources précédemment décrits à $P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t)$:

$$P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t + \delta t) = \left(1 - \frac{\delta m_{in, amb \rightarrow S_i} + \delta m_{carb, v, S_i} + \delta m_{in, S_n \rightarrow S_i} - |\delta \dot{m}_{out, S_i \rightarrow S_{n'}}|}{m_{réact, i} + \delta m_{réact, i}} \right) . P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t) \quad \text{Eq. 2.149}$$

Donc le calcul de la dérivée donne avec l'équation (Eq. 2.149),

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t)}{dt} &= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t + \delta t) - P_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t)}{\delta t} \\ &= -\frac{1}{m_{réact, i}} \cdot \left(\dot{m}_{in, amb \rightarrow S_i} + \dot{m}_{carb, v, S_i} + \sum_{k=1}^{i-1} \dot{m}_{in, S_n \rightarrow S_i} - \sum_{n=i+1}^N |\dot{m}_{out, S_i \rightarrow S_{n'}}| \right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.150}$$

Donc la contribution des fractions de mélanges complémentaire Z^* sur la distribution peut être calculée de la façon suivante,

$$\begin{aligned} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \frac{dP_{\widetilde{Z}_i, \widetilde{Z}_i^2}(Z = Z^*, t)}{dt} . dZ &= \\ -\frac{1}{m_{réact, i}} \int_0^1 (Z - \widetilde{Z}_i)^2 \cdot \left[\dot{m}_{in, amb \rightarrow S_i} + \dot{m}_{carb, v, S_i} + \sum_{k=1}^{i-1} \dot{m}_{in, S_n \rightarrow S_i} - \sum_{n=i+1}^N |\dot{m}_{out, S_i \rightarrow S_{n'}}| \right] . dZ \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.151}$$

Avec les équations (Eq. 2.151), (Eq. 2.83) on peut écrire :

$$\left. \frac{d\widetilde{Z}_i^2}{dt} \right|_{Z=Z^*} = -\frac{\widetilde{Z}_i^2}{m_{réact, i}} \left[\dot{m}_{in, amb \rightarrow S_i} + \dot{m}_{carb, v, S_i} + \sum_{k=1}^{i-1} \dot{m}_{in, S_n \rightarrow S_i} - \sum_{n=i+1}^N |\dot{m}_{out, S_i \rightarrow S_{n'}}| \right] \quad \text{Eq. 2.152}$$

e) Contribution de la turbulence : le micro-mélange

La turbulence contribue à rendre le mélange plus homogène, donc son impact sur l'équation d'évolution de la variance va se faire au travers d'un terme de dissipation. Comme le

propose [152] et qui a été repris par [72], on choisit de modéliser ce terme à l'aide d'un terme empirique de fermeture du premier ordre, ce qui permet d'écrire :

$$\left. \frac{d\widetilde{Z_i''^2}}{dt} \right|_{diss} = -2.C_{\Phi_i}.\widetilde{Z_i''^2}.\frac{\varepsilon}{k} \quad \text{Eq. 2.153}$$

Avec, ε le taux de dissipation donné par l'équation (Eq. 2.77), k la densité d'énergie cinétique associée au mouvement fluctuant dans la zone de réaction donnée par l'équation (Eq. 2.65) et C_{Φ_i} un paramètre du modèle. Finalement en remplaçant dans l'équation (Eq. 2.126) les expressions provenant des équations (Eq. 2.137), (Eq. 2.141), (Eq. 2.145), (Eq. 2.152) et (Eq. 2.153), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{d\widetilde{Z_i''^2}}{dt} = & \underbrace{\frac{1}{m_{réact,i}} \left(\widetilde{Z_i}^2 - \widetilde{Z_i''^2} \right) \dot{m}_{in,amb \rightarrow S_i}}_I + \underbrace{\frac{1}{m_{réact,i}} \left((1 - \widetilde{Z_i})^2 - \widetilde{Z_i''^2} \right) \frac{dm_{carb,v,S_i}}{dt}}_{II} \\ & + \underbrace{\frac{1}{m_{réact,i}} \sum_{k=1}^{i-1} \left((\widetilde{Z_k} - \widetilde{Z_i})^2 - \widetilde{Z_i''^2} \right) \dot{m}_{in,S_n \rightarrow S_i}}_{III} + \underbrace{\frac{\widetilde{Z_i''^2}}{m_{réact,i}} \sum_{n=i+1}^N \left| \dot{m}_{out,S_i \rightarrow S_n} \right|}_{IV} - \underbrace{2C_{\Phi_i} \widetilde{Z_i''^2} \frac{\varepsilon}{k}}_V \end{aligned} \quad \text{Eq. 2.154}$$

Les cinq contributions qui impactent l'évolution de la variance au cours du temps et donc l'état du mélange dans la zone de réaction sont :

- Le terme I : Qui traduit l'influence de l'entrainement de gaz depuis la zone des gaz ambiants : Air + EGR + IGR,
- Le terme II : Qui traduit l'influence du carburant vaporisé issu de l'injection considérée,
- Le terme III : Qui traduit l'influence des mélanges gazeux entrainés depuis les zones de jet précédentes,
- Le terme IV : Qui traduit l'influence de la « perte » de mélange gazeux dans un certain état,
- Le terme V : Qui est le terme de dissipation qui lie directement le micro-mélange à la turbulence.

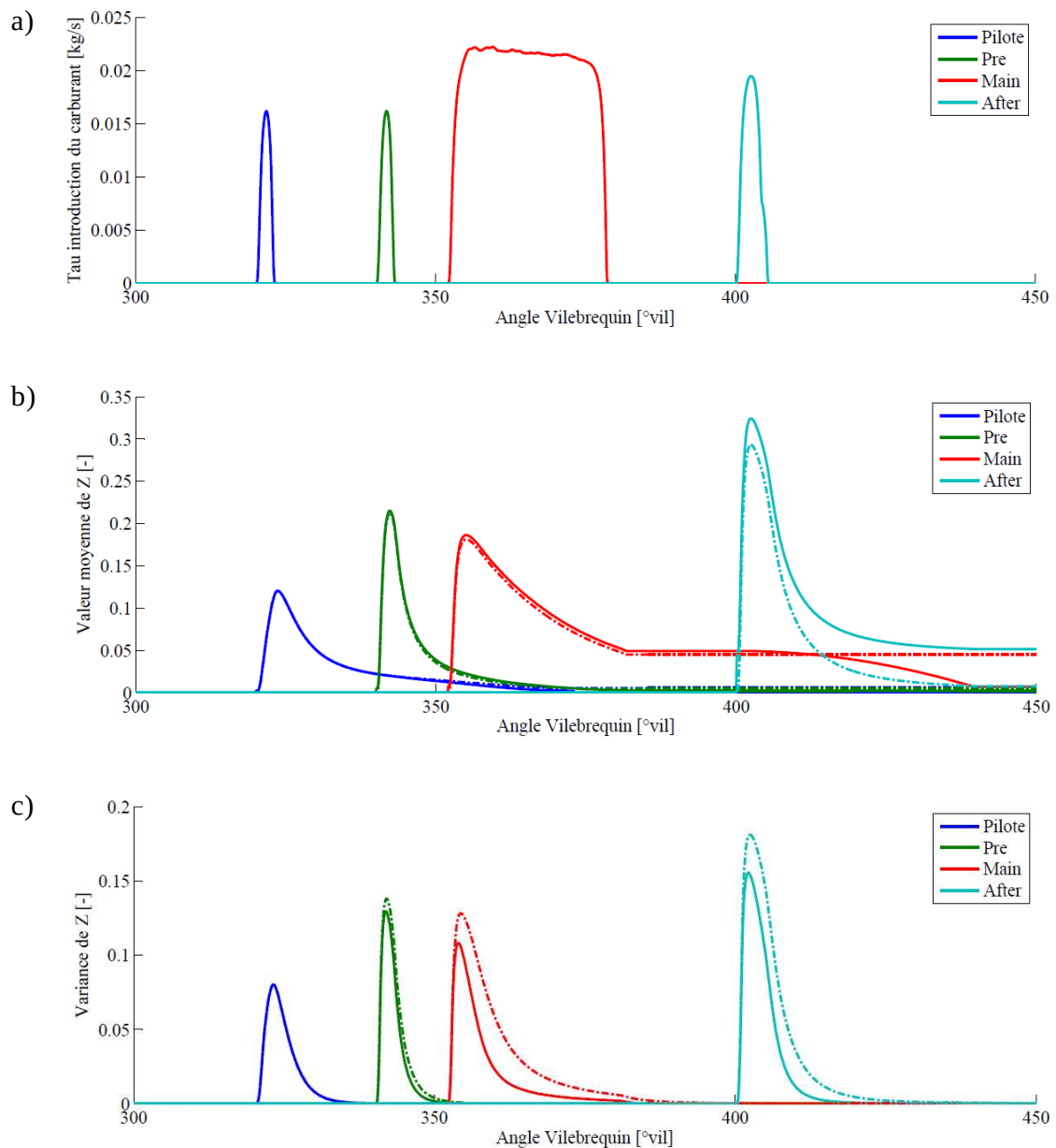


Figure 2-53 : Evolution des grandeurs relatives à l'état du mélange dans chaque zone de jet pour le cas 1 : 4 injections. En traits pleins : Résultats issus du modèle d'interaction entre les jets dépendant des fractions massiques des différentes zones (Approche Empirique paragraphe 2.2.10.2.1). Traits pointillés : Résultats du modèle sans interaction entre les zones. a) taux d'introduction du carburant, b) valeur moyenne de la fraction de mélange dans chaque zone pour le cas avec et sans interactions, c) variance de la fraction de mélange dans chaque zone pour le cas avec et sans interactions.

Afin de tester l'influence des nouveaux termes et de valider phénoménologiquement cette nouvelle équation, nous allons nous placer dans les conditions de l'essai numéro 1 décrits dans le paragraphe 2.2.10.2.1, pour lequel a été utilisé une stratégie à 4 injections.

Dans le cas présenté les valeurs du paramètre C_{ϕ_i} (Eq. 2.154) relatives à chaque injection sont choisies égales à 0,3. Cependant, dans le cas d'essais moteur réels, ce paramètre sera défini comme un paramètre de calibration du modèle, sa valeur pourra donc varier d'un type d'injection à un autre.

La Figure 2-53 b), relative aux valeurs moyennes montre que, mis à part pour la zone de réaction liée à l'After, les interactions entre les zones ne modifient pas significativement les valeurs moyennes de Z . Cette constatation est également illustrée sur la Figure 2-54, sur laquelle sont reportées les évolutions de la richesse globale dans chaque zone de réaction. Il peut être remarqué qu'au bout d'un certain moment la richesse atteint une valeur constante dans les zones de réaction. Cette valeur correspond au cas où tout les gaz présent dans la chambre sont entrainés dans la zone considérée et la richesse obtenue est l'image de la richesse moyenne dans le cylindre à l'instant considéré.

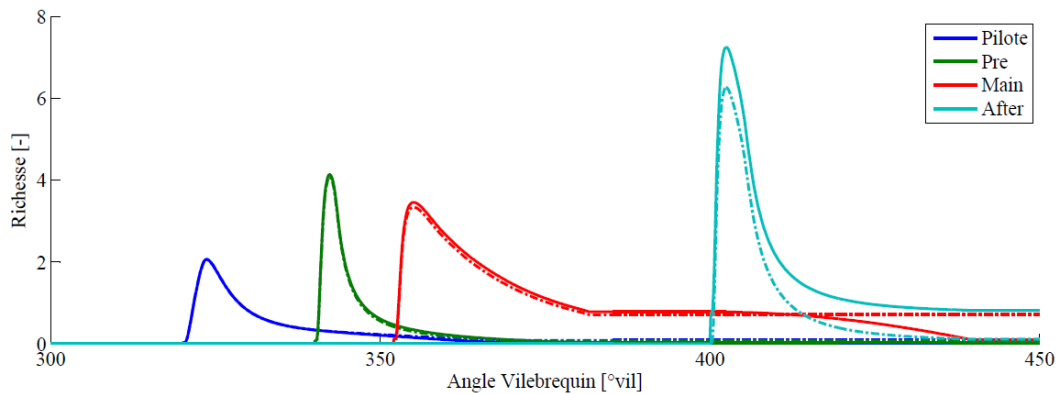


Figure 2-54 : Evolution de la richesse au cours du temps dans les différentes zones de réaction pour le cas 1. En traits pleins : Résultats issus du modèle d'interaction entre les jets dépendants des fractions massiques des différentes zones (Approche Empirique paragraphe 2.2.10.2.1). Traits pointillés : Résultats du modèle sans interaction entre les zones.

La richesse est obtenue à l'aide de :

$$\tilde{\Phi}_i = \frac{\tilde{Z}_i}{1 - \tilde{Z}_i} \cdot \frac{1 - Z_{st,i}}{Z_{st,i}} \quad \text{Eq. 2.155}$$

Avec, $Z_{st,i}$ la fraction de mélange stœchiométrique définit par $Z_{st,i} = \left[1 + \gamma \cdot \frac{Y_{carb,v,0}}{Y_{O_2,amb}} \right]^{-1}$.

La remarque précédente s'explique par le fait que les injections Pilote et Pre sont de très petites injections (2mgc), ce qui ne modifie donc que très peu la richesse dans la zone de réaction associée à la Main. Cependant, dans le cas d'un calcul prenant en compte la combustion il est intéressant de noter que l'impact des interactions aura pour effet l'entraînement des produits de combustion issus des zones de réaction précédentes. Cela va donc impacter le délai d'auto inflammation. Concernant l'évolution générale de la richesse dans chaque zone (Figure 2-54), il est intéressant de noter que très rapidement après le début de l'injection la richesse moyenne augmente fortement puis suite à l'entraînement de gaz, diminue pour atteindre une richesse qui correspond à la richesse globale dans le cylindre

La Figure 2-53 c), montre que le fait d'entraîner des gaz frais dans un certain état de mélange depuis les autres zones diminue clairement la valeur de la variance à chaque instant. Ceci traduit le fait que l'entraînement de mélange gazeux prémélangé vient favoriser le mélange dans la zone considérée. Ce phénomène est bien visible pour la variance de la zone de réaction associée à l'injection principale (courbes rouges). Cette approche traduit donc bien l'intérêt de la multi injection qui consiste à préparer le mélange pour l'injection principale et ainsi réduire le délai d'auto inflammation et donc la phase de combustion de prémélange.

Les différentes équations du modèle 0D proposé dans cette étude ont donc maintenant été explicitées. Les paragraphes qui suivent portent sur l'identification des différents paramètres du modèle et leur calibration. Il sera ensuite proposé des résultats obtenus par le modèle appliqué à un moteur Diesel récents sur toute sa plage de fonctionnement.

2.3 Calibration et Validation du Modèle Proposé

La construction du modèle a été explicitée dans les paragraphes précédents et récapitulée sur la Figure 2-55. Chaque sous modèle a été calibré dans la mesure du possible sur des résultats expérimentaux ou des résultats issus de calculs tridimensionnels. Tous les résultats présentés précédemment et dans ce chapitre sont obtenus sur la base d'un moteur Renault décrit dans l'Annexe 5.

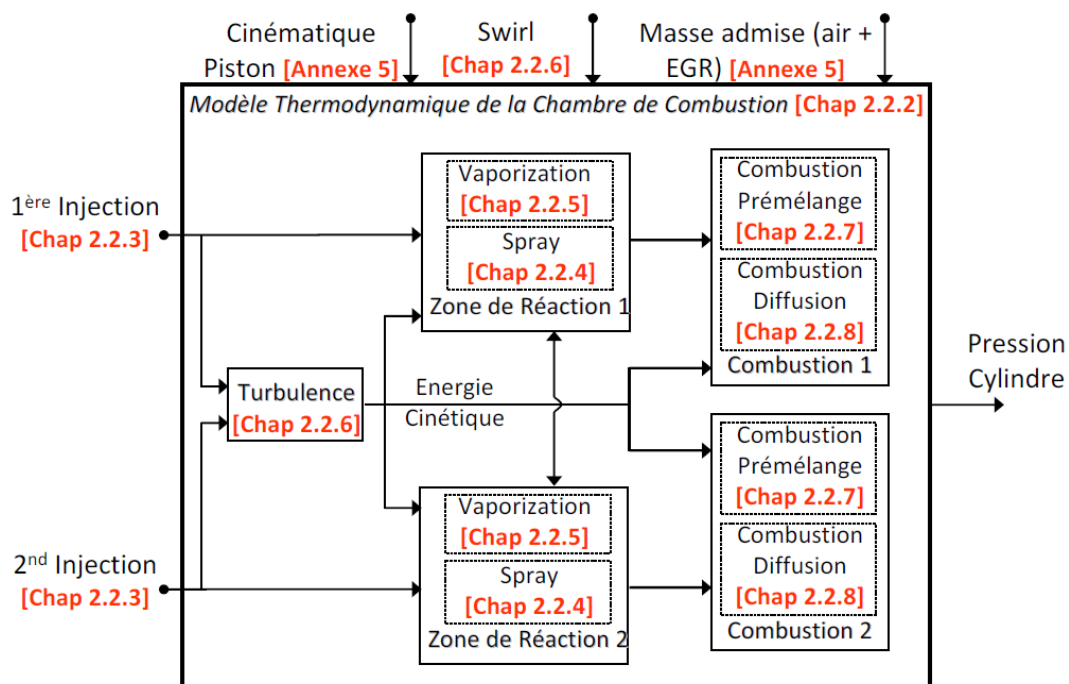


Figure 2-55 : Schéma synoptique du modèle développé dans le cas d'une stratégie à deux injections. Chaque zone de réaction est décrite à l'aide du sous modèle de Spray ainsi qu'à l'aide du modèle de vaporisation. Les sorties des sous modèles de zone de réaction ainsi que de turbulence sont les entrées du modèle de combustion. Le modèle de combustion inclut deux sous modèles permettant de décrire les deux phases de la combustion Diesel conventionnelle. La multi injection est prise en compte au travers du modèle de turbulence ainsi qu'au travers des interactions entre les zones de réaction.

Une grande base de données expérimentales est disponible pour ce type de moteur, ce qui va permettre dans la présente étude de mettre en avant les points forts ainsi que les lacunes

potentielles du modèle développé. La base de données disponible pour la calibration et la validation va d'abord être décrite avec la justification du choix des différents essais d'apprentissages. La méthodologie de calibration du modèle de chambre de combustion sur les essais moteur va être développée. Une étude de l'influence de la discrétisation en richesse dans la zone de réaction sera faite, les résultats sur toute la plage de fonctionnement moteur seront exposés et commentés. Pour finir une étude de sensibilité du modèle à la variation de certains paramètres moteurs utilisés pour la mise au point sera effectuée.

2.3.1 Choix des données d'apprentissages et méthodologie de calibration

Tous les essais présentés dans la phase de construction du modèle et dans ce chapitre sont issus d'essais réalisés sur un moteur 1,5 L Renault décrit dans l'Annexe 5. Trois types d'essais sont disponibles :

- Une cartographie du moteur dans le plan régime / charge regroupant 143 essais, sachant que pour ce type d'essais une optimisation en terme d'émissions polluantes et de performance a été effectuée,
- Une cartographie « jumelle » de celle citée ci-dessus dans la zone dite de « dépollution » (55 essais faible régime / faible charge). La particularité de cette cartographie est de reproduire les 55 essais identiques à la première mais sans EGR,

Des essais avec variation d'une donnée d'entrée. Ces différents essais de variation vont permettre de tester la prédictivité du modèle, ils seront décrits dans le paragraphe 2.3.4.

2.3.1.1 Choix des données d'apprentissage

Dans cette partie seule les cartographies dans le plan régime charge du moteur seront utilisées. C'est généralement le type de données disponibles pour un moteur en particulier. Ces essais vont d'abord être décrits, ensuite une phase de sélection d'un certain nombre d'entre eux sera faite en vue de la calibration du modèle, pour finir la méthodologie de

calibration sera décrite.

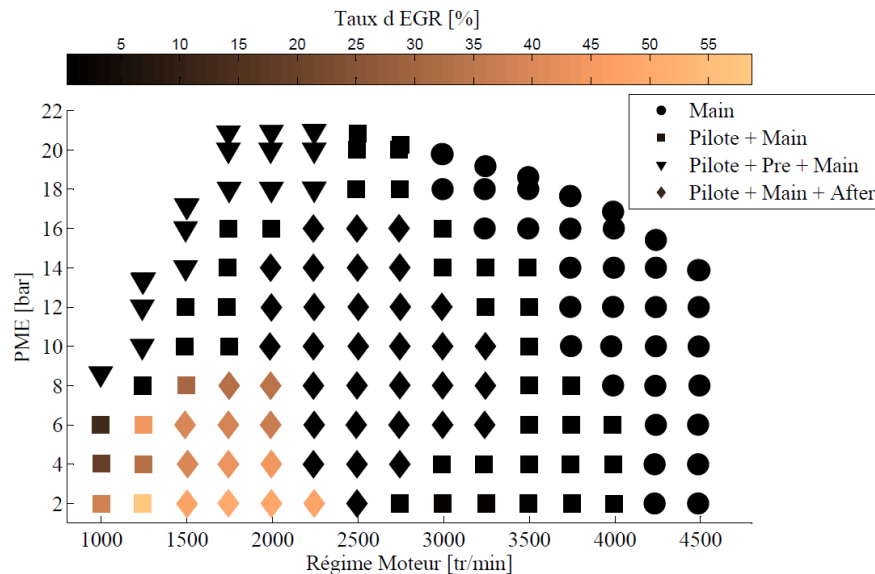


Figure 2-56 : Cartographie en Régime / Charge du moteur avec stratégie d'injection et taux d'EGR associés aux 143 essais.

La Figure 2-56 présente les essais disponibles dans le plan régime / charge avec les différents taux d'EGR associés, ainsi que la stratégie de multi injection. Il est possible de noter que les différentes stratégies de mise au point en fonction de la prestation requise sont bien visibles sur cette figure.

- La courbe de pleine charge est représentée par les points les plus hauts en charge (PME) à un régime donné. La stratégie consiste à ne pas utiliser l'EGR et à utiliser de une à trois injections. Dans cette zone le but principal est de fournir de la puissance, donc la majorité du carburant est injecté lors de l'injection principale. Le rôle des injections Pilote et Pre est, dans cette configuration, de réduire le bruit de combustion pour des faibles régimes.
- La zone dite de dépollution est bien visible car elle est caractérisée par l'ajout d'EGR afin de principalement maîtriser les émissions de NO_x . Dans cette zone et dans la zone moyenne charge, un motif d'injection un peu particulier est utilisé, ce

motif est caractérisé par une injection Pilote, une Main et une After. Cette dernière injection est utilisée pour réduire les émissions de particules.

Pour finir, il faut noter que tous les leviers utilisés pour la mise au point ne sont pas représentés sur cette figure (Figure 2-56). Ne sont pas représentés ici l'impact de la masse injectée, du phasage injection, ou encore de la pression rail. En plus de ces 143 essais caractérisant le moteur, nous disposons de 55 essais caractéristiques de la zone dépollution mais reproduits sans EGR (Figure 2-57). L'intérêt de ce type d'essais va être dans le cas d'un simulateur complet de valider le remplissage avec et sans EGR. Pour notre étude, ce type d'essais va permettre de quantifier et d'analyser l'impact de l'EGR sur la combustion.

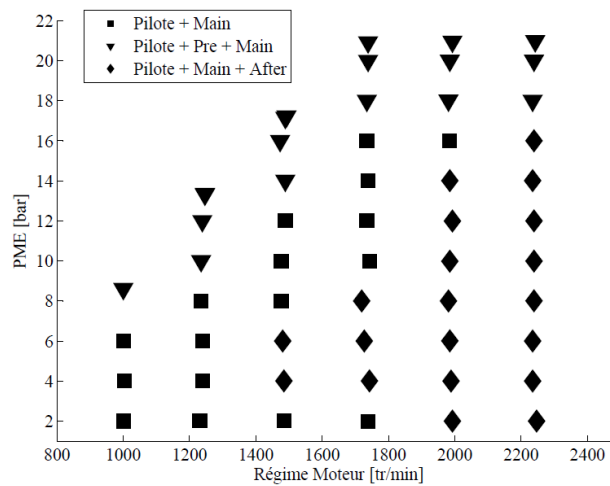


Figure 2-57 : Cartographie en Régime / Charge du moteur avec stratégie d'injection associées aux 55 essais caractéristiques de la zone « dépollution » (faible charge et faible régime).

La Figure 2-58 a) donne la trace de pression pour un essai à 1200 tr/min et 2 bars de PME, dans le cas avec et sans EGR issus des deux cartographies présentées Figure 2-56 et Figure 2-57. Les traces de pression cylindre sont obtenues à l'aide d'une moyenne sur 100 tirs, et sont des moyennes effectuées sur les quatre cylindres. L'impact de la dispersion entre les cylindres et le choix de la pression de référence sont décrits dans l'Annexe 5. L'essai est réalisé à iso pression collecteur et comme le montre la Figure 2-58 a) les pressions ne se superposent pas lors de la phase de compression avant la première injection. Ceci traduit le fait que l'EGR modifie le remplissage au travers de la variation de masse volumique des gaz admis ainsi que la capacité thermique du mélange. La masse volumique est en effet

impactée par l'augmentation de température et le changement de composition des gaz. La Figure 2-58 b) donne le dégagement d'énergie apparent pour le cas avec et sans EGR. Le calcul et la validité du dégagement d'énergie apparent sont discutés dans l'Annexe 5. L'ajout d'EGR retarde l'auto inflammation du mélange, ceci est bien visible pour la combustion associée à l'injection Pilote. A noter que pour un faible régime et une très faible charge la majorité du carburant est consommée en phase prémélangée.

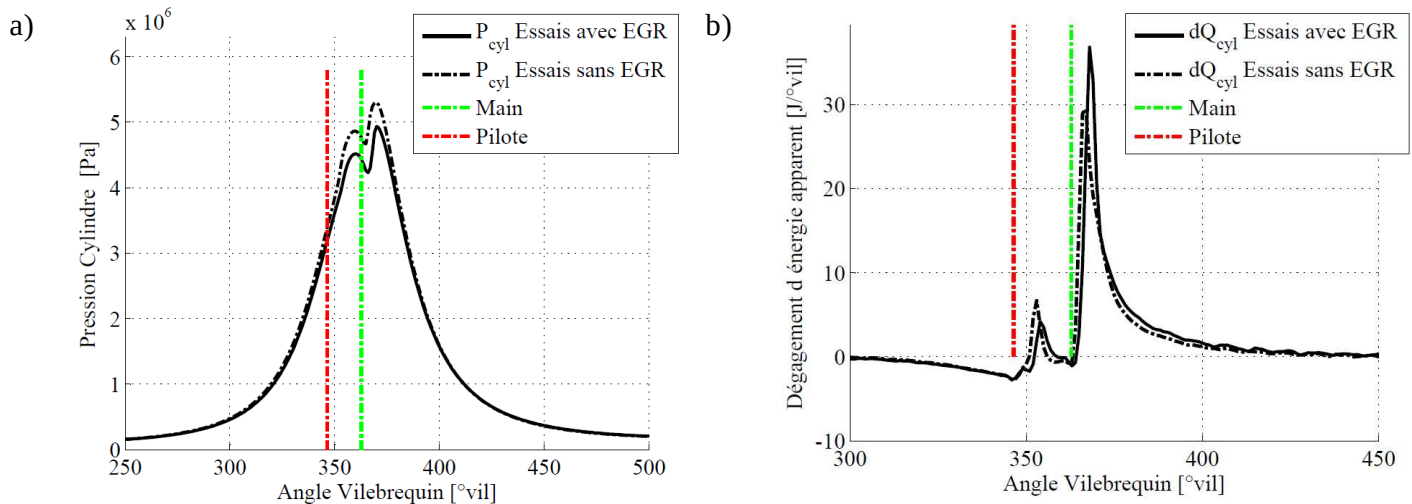


Figure 2-58 : a) Pression cylindre et b) dégagement d'énergie apparent en fonction de l'angle vilebrequin pour un essai à 1200 tr/min, 2 bars de PME, une injection Pilote de 1.2 mgc à -14°vil aPMH et une injection Main de 6 mgc à +3°vil aPMH. La courbe noire pleine correspond à l'essai avec 59% d'EGR et la courbe noire en pointillé correspond à l'essai sans EGR.

Cette phase d'identification et de calibration du modèle de combustion est effectuée dans la configuration soupapes fermées. Ceci implique de connaître avec précision toutes les grandeurs initiales qui serviront à la simulation. Outre les différentes grandeurs données par les consignes du contrôle moteur, telles que la pression dans le rail, le phasage des différentes injections ou la quantité de carburant injectée, les grandeurs principales à déterminer avant chaque début de simulation sont :

- La pression cylindre initiale,
- La composition et la masse des gaz présents dans la chambre à la fermeture des soupapes.

La pression cylindre initiale est obtenue en recalant la pression cylindre moyenne sur les pressions d'admission et d'échappement (Figure 2-59). L'hypothèse réalisée ici consiste à considérer les pressions à l'admission et dans le cylindre égales au moment de la fermeture soupape. Cette hypothèse est ensuite vérifiée à l'aide de la pression d'échappement lors de la fermeture de la soupape d'échappement.

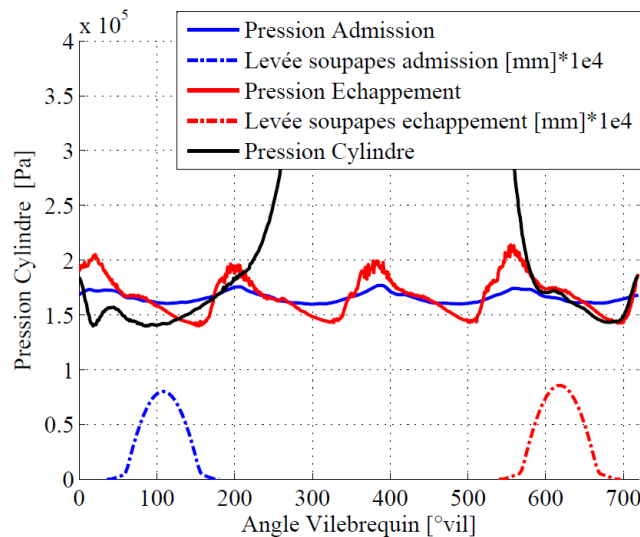


Figure 2-59 : Pression cylindre (noir), admission (bleu) et échappement (rouge) en fonction de l'angle vilebrequin, pour un essai à 2250 tr/min, 12 bars de PME sans EGR. Les courbes en pointillé sont les lois de levée soupapes relatives à l'admission et l'échappement.

Une autre grandeur nécessaire à la simulation est la masse de gaz présente dans le cylindre à l'instant de la fermeture des soupapes d'admission. Cette valeur est généralement déduite de la connaissance du débit d'air à l'admission et d'une hypothèse réalisée sur la quantité de gaz résiduels présents dans le cylindre. La validité des mesures utilisées pour obtenir cette grandeur et l'utilisation de celle-ci sont discutées dans l'Annexe 5. La composition des gaz présents est déduite des mesures de richesse à l'échappement, du taux d'EGR et d'une hypothèse réalisée sur le taux d'IGR qui consiste à fixer sa valeur à 4% pour tous les essais. Une fois la masse totale dans le cylindre, la composition du mélange gazeux et la pression initiale connues, le calcul d'autres grandeurs, telles que la température initiale, sont possibles à l'aide de l'équation d'état des gaz parfait.

Toutes les données d'entrées de la simulation sont maintenant connues pour chacun des

essais disponibles. Le choix est fait maintenant de sélectionner un certain nombre d'essais caractéristiques en vue de calibrer les différents paramètres du modèle. Afin de justifier le choix des essais retenus pour la calibration nous allons lister les paramètres du modèle. Pour un type d'injection particulier il faudra calibrer :

- Le paramètre relatif au modèle d'évaporation : C_{vap_i} (Eq. 2.48), ce paramètre a été identifié sur des résultats de calcul 3D en comparant la masse de carburant vapeur obtenue à chaque instant dans le cas 3D et 0D. ce paramètre est ensuite considéré fixe pour chaque type d'injection,
- Les paramètres relatifs à la turbulence : C_D (Eq. 2.66), C_p (Eq. 2.59) et C_{diss} (Eq. 2.76), tout comme le paramètre lié à l'évaporation ces paramètres sont identifiés sur des simulations numériques 3D. Dans ce cas, leurs valeurs sont obtenues en comparant les taux de dissipation ainsi qu'un temps caractéristique de la turbulence entre les différentes simulations 3D / 0D. Ces paramètres sont considérés constants pour tous les cas moteur,
- Le paramètre relatif au modèle de spray : C_{Theta} (Eq. 2.31), ce paramètre portant sur la valeur de l'angle de spray a été identifié sur des résultats provenant de la base de données expérimentales ECN [93] pour un injecteur de géométrie proche de l'injecteur utilisé. La valeur de celui-ci a été fixée à 0,4613 dans notre cas,
- Le paramètre relatif au modèle de combustion de prémélange : C_{Φ_i} (Eq. 2.154), ce paramètre relatif à l'état du mélange dans la zone de réaction va être à identifier pour chaque type d'injection sur les essais moteur,
- Les paramètres relatifs au modèle de combustion de diffusion : C_{V_i} (Eq. 2.109), C_{k_i} (Eq. 2.109), ces paramètres seront à identifier pour chaque type d'injection sur les essais moteur réels,

- Les paramètres liés à la répartition du carburant entre les deux types de combustion : $C_{int,consigne,i}$ (Eq. 2.112) et n (Eq. 2.113), ces deux paramètres seront aussi à identifier sur les essais moteurs pour chaque type d'injections.

De plus certaines hypothèses peuvent être d'ores et déjà adoptées :

- La totalité du carburant brule en phase de prémélange pour les injections Pilote, ce qui exclut de calibrer les paramètres relatifs à la combustion de diffusion pour les injections de ce type. De plus le paramètre lié à la répartition du carburant entre les combustions est pris égal à $C_{int,Pilote} = 1$.
- La totalité du carburant brule en phase de diffusion pour les injections After, ce qui dans notre cas implique un délai chimique d'auto inflammation instantané et un paramètre lié à la combustion de prémélange à ne pas identifier. Cette hypothèse vient s'ajouter à celle réalisée dans le modèle d'évaporation afin de calibrer le paramètre $C_{vap,After}$ (Eq. 2.48). Le paramètre de répartition de la masse de carburant vapeur est donc choisit égal à $C_{int,After} = 0$.

		Type d'injection			
		Pilote	Pre	Main	After
Modèles	Vaporisation	$C_{vap,Pilote} = 2.10^{11}$	$C_{vap,Pre} = 2.10^{11}$	$C_{vap,Main} = 5.10^{11}$	$C_{vap,After} = 1.10^{10}$
	Spray	$c = 0,4613$	$c = 0,4613$	$c = 0,4613$	$c = 0,4613$
	Turbulence	$C_D = 1,98$	$C_D = 1,98$	$C_D = 1,98$	$C_D = 1,98$
		$C_p = 0,14$	$C_p = 0,14$	$C_p = 0,14$	$C_p = 0,14$
		$C_{diss} = 7,5.10^{-7}$	$C_{diss} = 7,5.10^{-7}$	$C_{diss} = 7,5.10^{-7}$	$C_{diss} = 7,5.10^{-7}$
	Combustion Prémélange	$C_{\Phi,Pilote}$	$C_{\Phi,Pre}$	$C_{\Phi,Main}$	/
	Combustion Diffusion	/	$C_{V,Pre}$	$C_{V,Main}$	$C_{V,After}$
		/	$C_{k,Pre}$	$C_{k,Main}$	$C_{k,After}$
	Répartition du carburant	$C_{int,Pilote} = 1$	$C_{int,Pre}$	$C_{int,Main}$	$C_{int,After} = 0$
		/	n_{Pre}	n_{Main}	$n_{After} = 0$

Table 2-5 : Paramètres liés au modèle de combustion proposé dans cette étude. Les paramètres et leurs valeurs sont listés en fonction du type d'injection.

Il est possible de noter (Table 2-5) que pour l'injection Pilote un seul paramètre sera à calibrer : $C_{\Phi, \text{Pilote}}$ (Eq. 2.154). La calibration de la combustion associée à l'injection Pre ainsi qu'à l'injection Main nécessitera plus d'essais, en effet pour chacune de ces combustions il faudra identifier 5 paramètres. Pour finir la combustion After est quant à elle identifiable à l'aide d'un nombre très réduit d'essais, seul les paramètres liés à la combustion de diffusion seront à calibrer.

A l'aide de ces différentes remarques, un certain nombre d'essais vont être sélectionnés pour la calibration :

- a) L'injection pilote apparait dans trois types de configuration :
 - soit suivie directement par une seule injection principale (Main),
 - soit suivie d'une Pre puis d'une Main,
 - soit suivie d'une Main puis d'une After.

Afin d'identifier le plus fidèlement possible le paramètre lié à cette injection il a été fait le choix de prendre un essai dans chacune de ces configurations. Les essais à 10 bars de PME et 1250, 1750 et 2250 tr/min ont été choisis (Figure 2-60 : carrés noirs). Afin de prendre en compte l'impact de l'EGR, les essais à 4 bars 1250 et 1750 tr/min ont été retenus (Figure 2-60: carrés noirs). Pour finir et afin d'être prédictif dans le cas charge partielle, un point a été pris à 10 bars 3500 tr/min (Figure 2-60: carré noir). Pour chacun des points dans la zone faible charge / faible régime les points « jumeaux » sans EGR ont aussi été sélectionnés. Ce qui au total représente 11 points : 6 points de la cartographie complète (Figure 2-56) et 5 points de la cartographie « jumelle » sans EGR (Figure 2-57).

- b) Pour l'injection Pre, le point déjà utilisé pour l'injection Pilote à 10 bars et 1250 tr/min va être réutilisé ainsi que deux autres points. Ces essais ont été pris sur la courbe de pleine charge afin de correctement représenter le dégagement d'énergie dans cette configuration. Les points à 20 bars 1750 tr/min ainsi que 21 bars à 2250 tr/min ont été retenus. Avec les points correspondants sans EGR cela représente

donc six essais pour la calibration de la combustion associée à l'injection Pre (Figure 2-60 : triangles noirs).

- c) Afin de calibrer les paramètres associés à la combustion de l'injection principale les différents essais précédemment sélectionnés sont réutilisés. En plus de ceux-ci deux points en mono injection sur la courbe de pleine charge ont été retenus : les essais à 19 bars et 3500 tr/min et 14 bars 4500 tr/min (Figure 2-60 : ronds noirs). Avec les essais sans EGR, nous disposerons donc de 17 essais pour calibrer la combustion associée à l'injection principale.
- d) Pour finir, parmi les essais déjà sélectionnés, un essai à 10 bars et 2250 tr/min présente une configuration à trois injections avec une Pilote, une Main et une After. Cet essai et son « jumeau » sans EGR seront utilisés pour calibrer les paramètres du modèle de combustion associé à l'injection After.

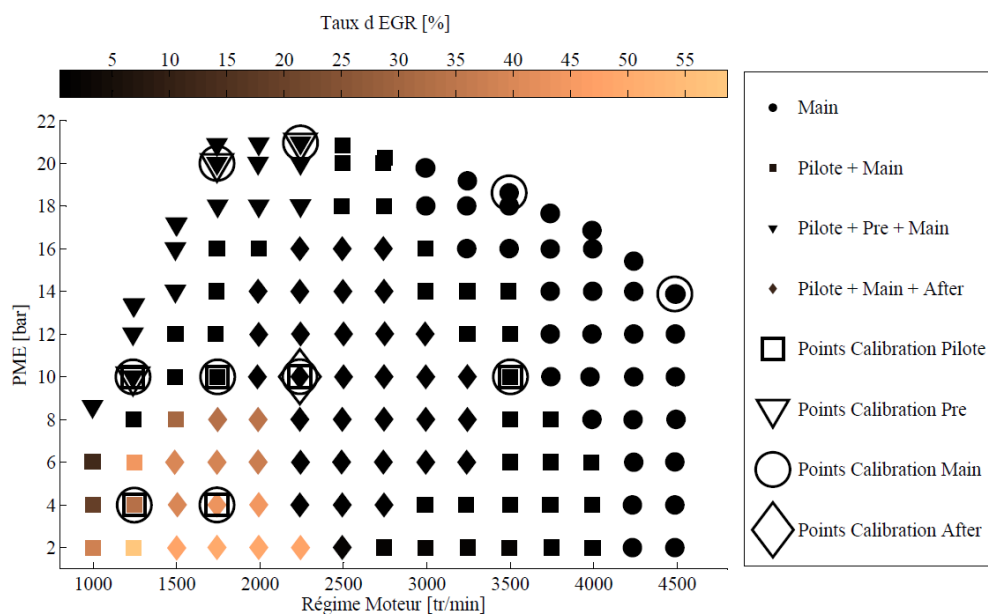


Figure 2-60 : Cartographie en Régime / Charge du moteur avec stratégie d'injection et taux d'EGR associés aux 143 essais. Les différents points utilisés pour l'identification et la calibration du modèle de combustion sont représentés.

Au total 17 essais ont donc été sélectionnés, l'utilisation de ceux-ci pour la calibration et la procédure associée vont maintenant être détaillées. Une fois les essais sélectionnés et les

données expérimentales validées et corrigées (cf. Annexe 5), les conditions initiales sont connues. La procédure de calibration va maintenant être décrite.

2.3.1.2 Identification des pertes aux parois

Les pressions cylindre expérimentales et simulées avant la première injection doivent se superposer. Pour cela plusieurs leviers existent, la différence de pression peut être induite par :

- Une mauvaise calibration du modèle de pertes aux parois,
- Une mauvaise estimation du remplissage, principalement au travers de l'hypothèse réalisée sur les IGR (gaz résiduels) dont la proportion est fixée à 4% pour tout le champ moteur (Annexe 5),
- Un taux de compression réel qui peut varier par rapport au taux de compression mesuré à froid. En effet, à chaud il peut exister une dilatation qui impliquera une petite modification du taux de compression.

Dans ce travail nous avons choisi de garder le taux d'IGR à 4%, ainsi que le taux de compression mesuré, les paramètres du modèle de pertes thermique sont aussi gardés constants, seule la température des parois sera modifiée. La température impacte très fortement la prédiction du délai d'auto inflammation, cette première phase de calibration est donc très importante afin d'obtenir des niveaux de température très proches de la réalité au moment de l'injection.

La Figure 2-61 donne un exemple de calibration de la température des parois globale dans le cas d'un essai utilisé pour la calibration de la combustion associée à l'injection Pilote et à la Main. Cette procédure est répétée pour les 17 essais sélectionnés. Afin d'obtenir une loi d'évolution de la température en fonction de certaines grandeurs d'entrée du modèle, la corrélation suivante a été établie :

$$T_{\text{parois}} = (0,8996.T_{\text{huile}} - 0,2712) + (0,1282.N_{\text{mot}} - 1,5671e^{-5}.N_{\text{mot}}^2) \quad \text{Eq. 2.156}$$

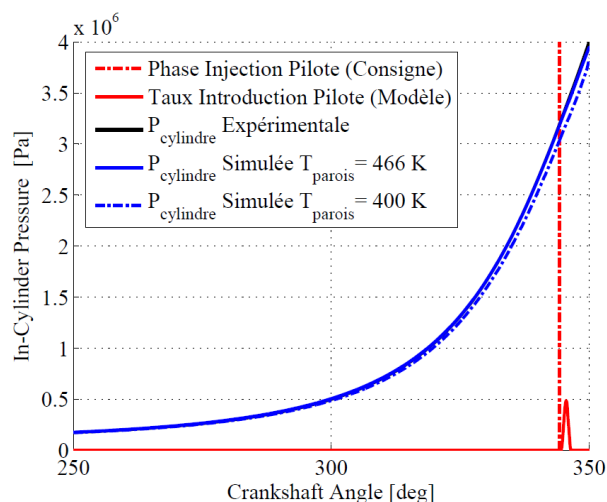


Figure 2-61 : Pressions cylindre expérimentales et simulées en phase de compression avant la première injection (Pilote) pour un essai à 4 bar et 1250 tr/min.

Cette corrélation permet d’obtenir moins de 5% d’erreur sur tous les points d’apprentissage. Pour des cas extrêmes, avec par exemple un régime de 800 tr/min et une température d’huile de 300 K la valeur de la température des parois sera d’environ 360K et pour un régime de 5000 tr/min avec une température d’huile de 450K, la température des parois sera proche de 600 K. La validité de cette corrélation sera vérifiée dans le paragraphe 2.3.2 pour toute la plage de fonctionnement du moteur.

2.3.1.3 Identification de la combustion associée à l’injection Pilote

Une fois la phase de compression calibrée et validée, la première phase de calibration du modèle de combustion débute par l’identification de la combustion associée à l’injection Pilote. L’approche adoptée dans notre étude est la suivante :

- a) Une première calibration est effectuée sur chaque point sélectionné préalablement. Lors de cette phase de calibration le but est de faire correspondre au mieux les deux courbes de dégagement d’énergie apparent dont le calcul est développé en Annexe 5. Une fois cette première étape réalisée une valeur du paramètre $C_{\Phi, Pilote}$ est obtenue pour chaque essai calibré.

b) La seconde étape débute en déterminant une valeur moyenne de $C_{\Phi, \text{Pilote}}$ à l'aide des valeurs obtenues précédemment. Cette valeur servira d'initialisation à une fonction d'optimisation, pour laquelle nous utilisons un algorithme génétique disponible dans la librairie Matlab [163]. Dans cette seconde étape la fonction d'erreur à minimiser est la différence entre les deux courbes de pression cylindre, l'algorithme va déterminer l'unique valeur du paramètre permettant de minimiser le critère d'erreur. On obtient une valeur de $C_{\Phi, \text{Pilote}}$ valable pour tous les essais d'apprentissage. Cette valeur sera gardée constante pour toute la plage de fonctionnement du moteur. Les Figure 2-62 donnent les résultats obtenus pour une valeur de $C_{\Phi, \text{Pilote}} = 0,381$ pour deux essais d'apprentissage.

Les différentes Figure 2-62 a), b), c) et d) donnent les résultats obtenus pour deux essais après la phase de calibration pour l'injection Pilote. A noter que pour ces figures seules la calibration de l'injection Pilote a été réalisée, la calibration de la combustion associée à l'injection principale apparaissant sur ces figures n'a pas encore été effectuée. On peut évidemment noter qu'en conservant une valeur unique pour le paramètre $C_{\Phi, \text{Pilote}}$, les résultats du modèle sont quelque peu dégradés. Ceci est bien visible sur l'essai à 4bars et 1250 tr/min, où le dégagement d'énergie (Figure 2-62 b)) est surestimé. Ceci se traduit aussi sur la Figure 2-62 a) par une très légère sur estimation de la pression cylindre. Il peut être noté que le délai d'auto inflammation est cependant très bien prédit, aussi bien pour l'essai à 4 bars que pour l'essai à 10 bars. Pour finir, il faut noter sur les Figure 2-62 a) et c) que les niveaux de pression cylindre au moment de l'injection suivante sont très bien reproduits ce qui favorisera une bonne prédiction du délai d'auto inflammation pour la combustion liée à l'injection qui va suivre.

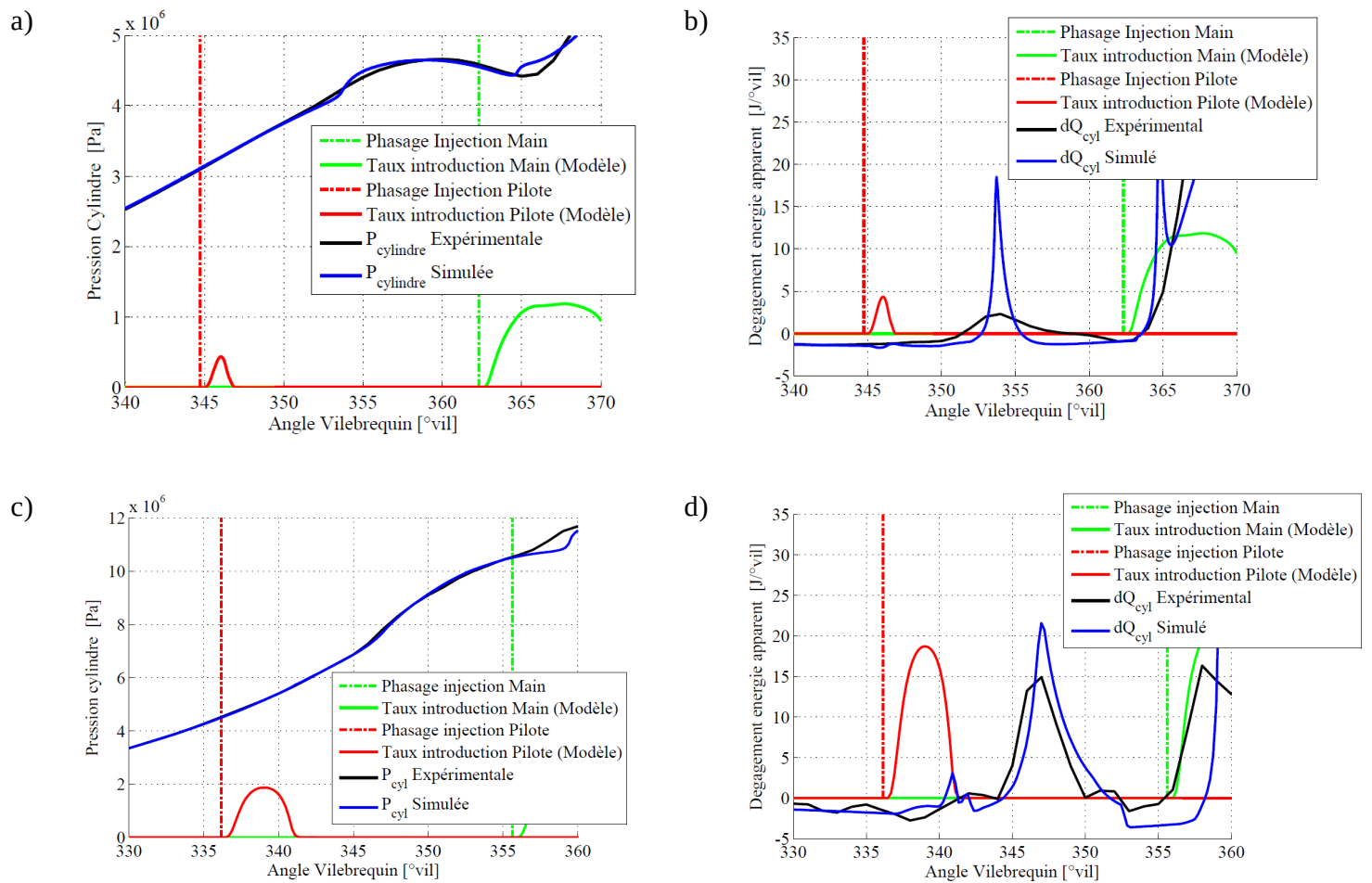


Figure 2-62 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 4 bars et 1250 tr/min avec 33% d'EGR et une masse injectée en Pilote de 1,3mgc à -15°vil aPMH. c) et d) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 10 bars et 3500 tr/min sans EGR et une masse injectée en Pilote de 1,83mgc à -24°vil aPMH.

2.3.1.4 Identification de la combustion associée à l'injection Pre

Une fois la combustion associée à l'injection Pilote calibrée, la combustion associée à l'injection Pre est étudiée. Le paramètre lié à l'injection Pilote est maintenant gardé constant. La démarche suivie est la suivante pour chaque essai d'apprentissage :

- a) Le paramètre lié à la combustion de prémélange de l'injection Pre $C_{\Phi,Pre}$, est calibré pour faire correspondre le début de la combustion simulée avec la mesure, et afin d'être plus précis, la comparaison est réalisée sur les courbes de dégagement d'énergie.
- b) Ensuite l'intensité de la combustion est déterminée à l'aide du paramètre $C_{int,Pre}$ qui donne la répartition du carburant entre la combustion de prémélange et de diffusion. La calibration de ce paramètre montre que, pour les trois points d'apprentissage, sa valeur est supérieure à 0.7 ce qui implique que plus de 70% du carburant injecté brûle en phase prémélangée. Ceci permet d'en déduire que l'impact des autres paramètres, liés à la combustion de diffusion, est faible sur le dégagement d'énergie total. Ces derniers sont donc choisis constants et égaux à : $C_{V,Pre} = 0,21$, $C_{k,Pre} = 0,21$ et $n_{Pre} = 0$.
- c) Une fois la valeur des paramètres précédents optimisés pour chaque essai d'apprentissage, nous réutilisons la fonction d'optimisation précédemment décrite simultanément sur les paramètres $C_{\Phi,Pre}$ et $C_{int,Pre}$ afin de déterminer une valeur constante de ceux-ci pour les trois essais. Les Figure 2-63 donnent les résultats pour deux essais d'apprentissage avec une valeur de $C_{\Phi,Pre} = 0,421$ et de $C_{int,Pre} = 0,827$.

Les différentes Figure 2-63 a), b), c) et d) donnent les résultats obtenus pour deux essais après la phase de calibration de l'injection Pre. Il faut tout d'abord noter que le dégagement d'énergie associé à l'injection Pilote est dans les deux cas bien modélisé (Figure 2-63 b) et d)). De plus le délai d'auto inflammation pour l'injection Pre est relativement bien reproduit. Il faut remarquer que pour les essais à forte charge avec trois injections dont une Pre, le phasage injection est légèrement en retard par rapport au début de la combustion (Figure 2-63 d) : courbe cyan et courbe noire), dans ce cas précis le délai ne pourra donc pas être simulé au degré vilebrequin près. Comme pour la combustion de l'injection Pilote le dégagement d'énergie est légèrement surestimé, cependant il faut noter que la valeur de pression cylindre au moment de l'injection principale est bien reproduite (Figure 2-63 a) et c)).

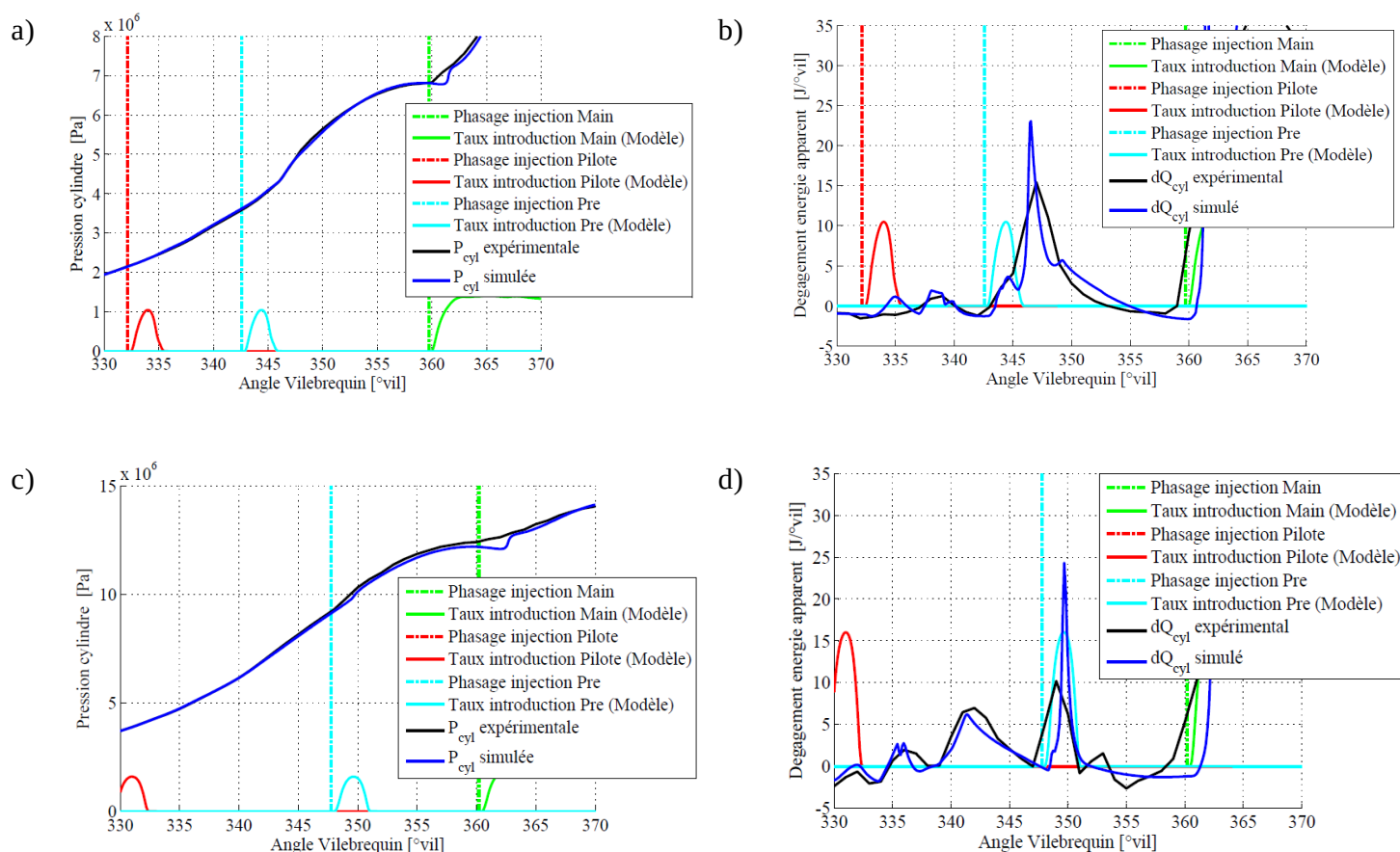


Figure 2-63 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparent expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 10 bars et 1250 tr/min sans EGR et une masse injectée en Pilote de 2,2mgc à -28°vil aPMH et une masse injectée en Pre de 1mgc à -17°vil aPMH. c) et d) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparent expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 21 bars et 2250 tr/min sans EGR et une masse injectée en Pilote de 2,5mgc à -31°vil aPMH et une masse injectée en Pre de 1,5mgc à -12°vil aPMH .

2.3.1.5 Identification de la combustion associée à l'injection Main

Lorsque ces deux premières phases de calibration sont terminées, l'identification des paramètres liés à l'injection principale peut commencer. Tout comme pour la calibration de l'injection Pre la procédure débute par l'identification du paramètre lié à la combustion de prémélange $C_{\phi, Main}$. L'approche consiste à trouver une valeur de ce paramètre permettant de

reproduire correctement l'initiation de la combustion avec un bon phasage du délai d'auto inflammation ainsi qu'une bonne reproduction de l'allure du dégagement d'énergie en prémélange. Le paramètre $C_{int,Main}$ a été optimisé pour les 17 essais d'apprentissage et une première remarque peut être effectuée concernant la plage de variation de ce paramètre. Celui-ci varie de 0,1 pour l'essai à 10 bars 3500 tr/min avec une injection Pilote, jusqu'à plus de 0,9 pour l'essai à 4 bars et 1750 tr/min comportant trois injections. En d'autres termes la proportion de carburant brûlant en phase de prémélange varie de 10 à 90% selon le point de fonctionnement.

Afin de remplacer ce paramètre par une loi physique, nous avons essayé d'utiliser l'expression du délai d'auto inflammation lié à la valeur de la richesse moyenne dans la zone de réaction et de fixer la masse de carburant vapeur pour la phase de prémélange lorsque ce délai est atteint. Cependant dans tous les cas le dégagement d'énergie en prémélange est largement surestimé avec cette méthodologie. Le choix a donc été fait de déterminer une fonction de variation du paramètre $C_{int,Main}$ pour un maximum de variables généralement utilisées dans la mise au point et susceptibles d'impacter la combustion de prémélange. La loi proposée est une loi de forme polynomiale d'ordre deux :

$$C_{int,Main} = P_2(N_{mot}, m_{inj}, \varphi_{inj}, T_{EGR}) \quad \text{Eq. 2.157}$$

Avec,

- P_2 , la fonction polynomiale à identifier,
- N_{mot} , le régime moteur en tr/min,
- m_{inj} , la masse injectée pour le type d'injection considérée en mg/coup,
- φ_{inj} , le phasage de l'injection en °vil aPMH,
- T_{EGR} , le taux d'EGR pour l'essai considéré.

La fonction polynomiale P_2 , comportant 12 constantes, est calibrée sur les valeurs

optimisées du paramètre $C_{int,Main}$.

Les résultats obtenus sont satisfaisants pour les essais d'apprentissage avec une erreur moyenne inférieure à 8%. On peut cependant noter que cette démarche s'éloigne de l'approche globale adoptée dans ce travail qui tend à s'appuyer sur la description des phénomènes afin d'augmenter la prédictivité d'une approche zéro dimensionnelle.

C'est, entre autre, à travers ce constat qu'un second développement de modèle a été initié (Chapitre 3). Concernant le modèle 0D, la loi de variation du paramètre $C_{int,Main}$ (Eq. 2.157) a été gardée telle quelle pour tout la plage de fonctionnement moteur, celle-ci sera discutée dans les paragraphes suivants.

En référence à la Table 2-5 il reste donc à optimiser les paramètres liés à la combustion de diffusion, $C_{V,Main}$, $C_{k,Main}$ et n_{Main} . Les deux premiers vont permettre de reproduire l'intensité du pic de dégagement d'énergie en phase de diffusion. Le troisième va permettre de moduler l'écart entre les deux phases et permettra donc de bien reproduire le début de la combustion de diffusion. Une valeur pour chacun de ces paramètres a été déterminée pour tous les essais d'apprentissage. Une fois que les valeurs des paramètres $C_{\phi,Main}$, $C_{V,Main}$, $C_{k,Main}$, n_{Main} et la fonction d'évolution du paramètre $C_{int,Main}$ sont déterminées, l'approche consiste à calculer une valeur moyenne des quatre premiers paramètres afin d'initialiser la fonction d'optimisation. Cette fonction va minimiser tous les écarts entre les traces de pressions cylindre expérimentales et simulées en essayant de déterminer une valeur constante de chaque paramètre.

Pour les 17 essais d'apprentissage les valeurs obtenues pour les différents paramètres liés à la combustion de l'injection principale sont : $C_{\phi,Main} = 0,452$, $C_{V,Main} = 2,51$, $C_{k,Main} = 3,12$, $n_{Main} = 0,302$. Les Figure 2-64 donnent les résultats obtenus pour deux essais parmi les 17 essais d'apprentissage.

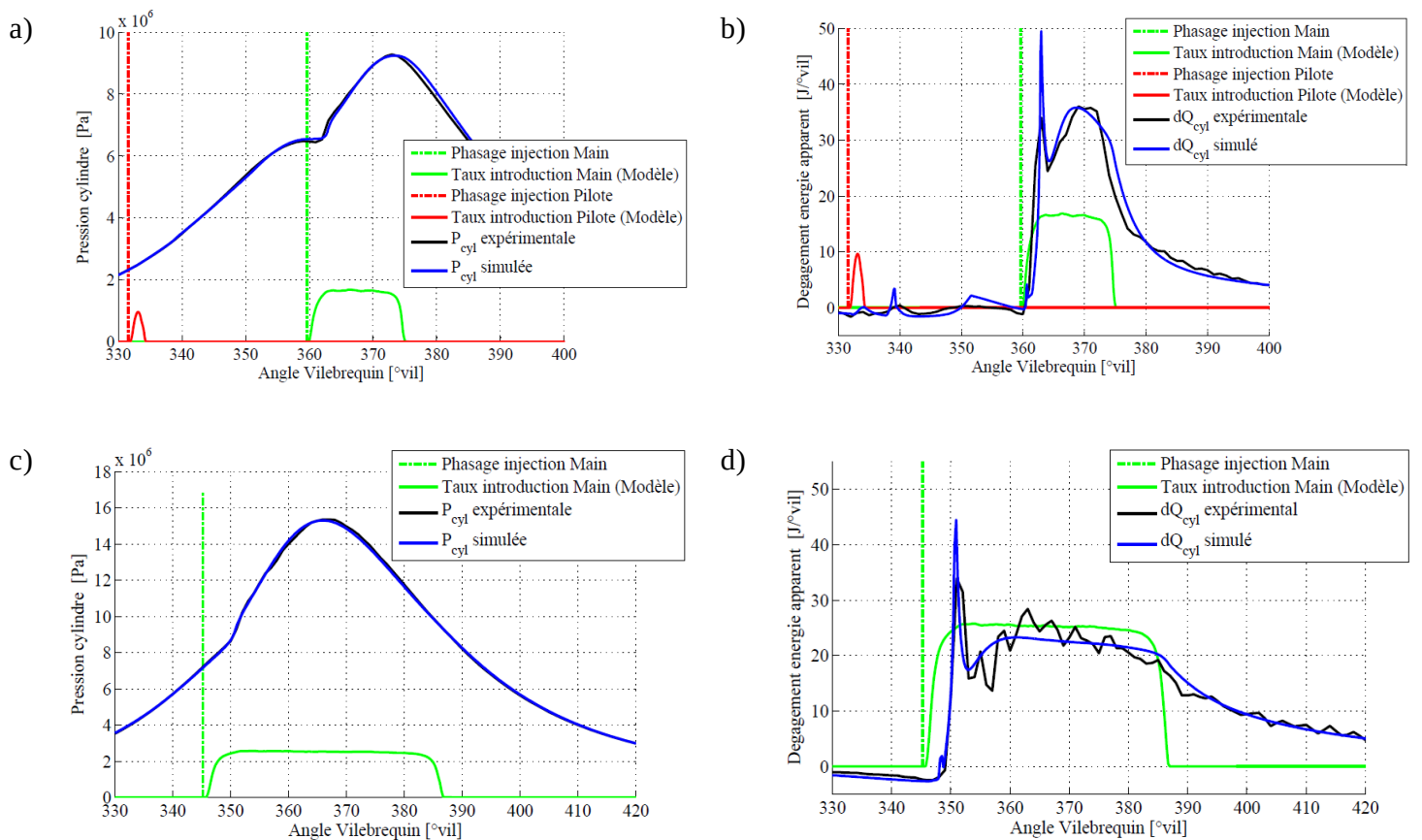


Figure 2-64 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 10 bars et 1750 tr/min sans EGR et une masse injectée en Pilote de 1,45mgc à -28°vil aPMH et une masse injectée en Main de 21mgc à -0,5°vil aPMH. c) et d) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 14 bars et 4450 tr/min sans EGR une masse injectée en Main de 36mgc à -15°vil aPMH .

Les différentes Figure 2-64 a), b), c) et d) donnent les résultats obtenus pour deux essais après la phase de calibration de l'injection Principale. Il faut tout d'abord noter que le dégagement d'énergie associé à l'injection Pilote pour le premier essai est bien reproduit (Figure 2-64 b)), ceci permet de bien prédire le délai d'auto inflammation pour l'injection Main (Figure 2-64 a) et b)). Pour les deux essais le dégagement d'énergie en phase de diffusion est correctement reproduit, (Figure 2-64 b) et d)), ceci s'explique par deux améliorations apportées à l'approche proposée par Barba [61] qui est réutilisée ici :

- Une modélisation très fine du taux d'introduction qui permet de connaître précisément la quantité de carburant injecté à chaque instant ainsi que la vitesse au nez de l'injecteur qui est source de production d'énergie cinétique turbulente.
- La seconde amélioration porte sur les grandeurs de la turbulence qui sont reproduites le plus fidèlement possible afin de modéliser le micro-mélange qui contrôle la combustion diffusive.

Il est aussi possible de noter sur les Figure 2-64 b) et d) que le pic associé à la combustion de prémélange est légèrement surestimé. Ceci n'impacte pas de façon visible la pression cylindre (Figure 2-64 a) et c)), mais ce point constitue l'un des principaux axes d'amélioration du modèle.

2.3.1.6 Identification de la combustion associée à l'injection After

Pour finir avec cette phase de calibration, il reste à identifier les paramètres pour la combustion associée à l'injection After. Ces paramètres sont au nombre de deux (Table 2-5) et sont liés à la combustion de diffusion. Ils ont été calibrés sur les deux essais d'apprentissage retenus pour cette injection qui correspondent aux mêmes points de fonctionnement mais l'un avec EGR et l'autre sans. La valeur obtenue pour chacun des paramètres est : $C_{V,Main} = 7,07$, $C_{k,Main} = 9,45$. Ces valeurs seront conservées pour toute la plage de fonctionnement du moteur. Les Figure 2-65 donnent les résultats obtenus sur le point d'apprentissage de la cartographie présenté Figure 2-57.

Les Figure 2-65 donnent les résultats obtenus pour un essai à 10 bars de PME et 2250 tr/min sans EGR avec trois injections, une Pilote de 1,45mgc à -32°vil aPMH, une Main de 17,6mgc à -0,5°vil aPMH et une After de 1,7mgc à +18°vil aPMH. Pour cet essai il est possible de remarquer que le dégagement d'énergie associé à la combustion de l'injection Pilote est surestimé (Figure 2-65 b)) tout comme pour l'essai présenté Figure 2-62 a) et b). Ceci peut avoir plusieurs causes :

- Soit la quantité de carburant injecté pour la Pilote n'est pas conforme à la consigne ce qui expliquerait le très faible dégagement d'énergie expérimental,

- Soit le fait de garder le paramètre $C_{\Phi, \text{Pilote}}$ constant pour toute la plage de fonctionnement du moteur ne permet pas de correctement reproduire le dégagement d'énergie,
- Soit la surestimation du taux de réaction en prémélange provient d'une mauvaise estimation d'une des grandeurs d'entrées des tables de cinétique chimique.

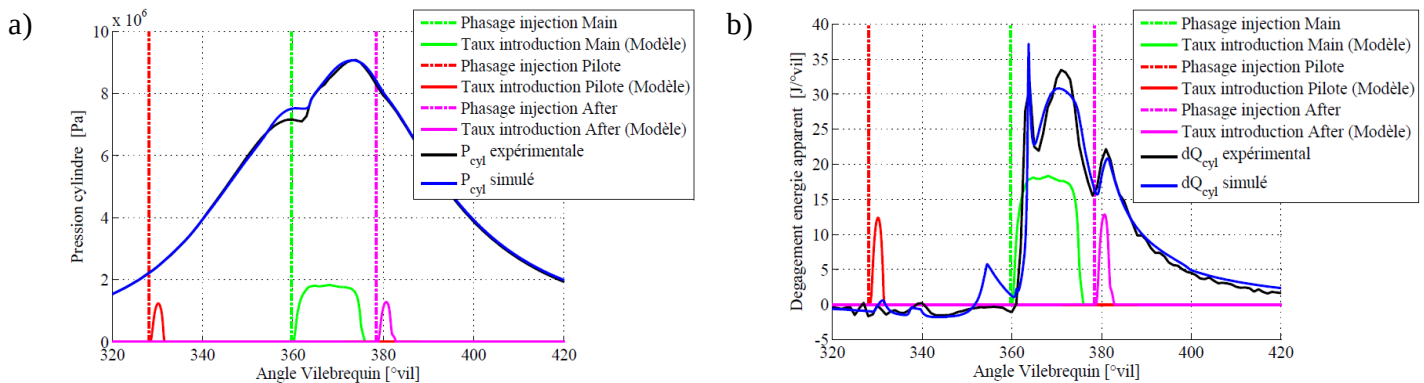


Figure 2-65 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai à 10 bars et 2250 tr/min sans EGR et une masse injectée en Pilote de 1,45mgc à -32°vil aPMH, une masse injectée en Main de 17,6mgc à -0,5°vil aPMH et une masse injectée en After de 1,7mgc à +18°vil aPMH.

En étudiant chacune des trois voies les deux premières ont pu être invalidées. En effet, il s'est avéré que pour aucun des quatre cylindres la combustion de la Pilote n'a lieu. Le non respect de la consigne par les quatre injecteurs simultanément sur un point de fonctionnement paraît peu probable. La consigne d'injection sera donc respectée dans le modèle. Sur ce point de fonctionnement en particulier la valeur de $C_{\Phi, \text{Pilote}}$ pourrait être optimisée afin de correctement modéliser le dégagement d'énergie. Cependant cette valeur est très éloignée de la valeur constante choisie précédemment. Il s'agit maintenant d'étudier une possible mauvaise estimation de l'une des valeurs d'entrée de la chimie tabulée. Si l'une de ces valeurs est mal estimée alors l'état thermodynamique de la zone de réaction sera mal reproduit. Plusieurs hypothèses peuvent être avancées :

- Le phasage de cette injection pilote proche PMH, induit une injection dans le bol et donc des effets de mélange induits par la géométrie qui ne sont pas pris en compte

dans le modèle présenté ici. La mauvaise estimation de l'entraînement d'air entraîne une mauvaise estimation de la température dans la zone de réaction et donc une mauvaise estimation des grandeurs de la chimie.

- En plus des effets de mélange, certains effets liés à l'interaction entre la couche limite thermique proche parois et le jet peuvent expliquer une mauvaise estimation de la température dans la zone de réaction,

Le fait de produire des gaz brûlés dans la zone de réaction associée à la Pilote entraîne la création d'EGR interne. Ces EGR sont par la suite entraînés dans la zone de réaction associée à l'injection principale à l'aide de l'extension du modèle à la multi injection. Cet EGR interne va avoir pour effet de retarder le délai d'auto inflammation de la combustion principale malgré la surestimation des conditions thermodynamiques dans la chambre au moment de l'injection Main (Figure 2-65 a) et b)). Pour conclure sur le dégagement d'énergie lié à l'injection After, l'allure de celui-ci reproduit très bien le dégagement d'énergie mesuré (Figure 2-65 b)).

Le modèle est maintenant considéré calibré pour le moteur utilisé dans cette étude. Les résultats sur toute la plage de fonctionnement moteur vont donc maintenant être présentés et commentés.

2.3.2 Résultats sur toute la plage de fonctionnement moteur

Les résultats exposés dans ce paragraphe portent sur les essais présentés dans la cartographie en régime / charge donnée Figure 2-56. Dans ce paragraphe les résultats seront présentés sous forme de courbes de corrélation entre la valeur mesurée et la valeur simulée. Les variables présentées sur les Figure 2-66 sont des grandeurs représentatives du déroulement de la combustion, celles-ci sont :

- $P_{\max}$: La pression de combustion maximum, cette grandeur en bar représente la valeur maximum de la pression lorsqu'une injection a été détectée,

- $\alpha_{P_{\max}}$: L'angle vilebrequin auquel cette pression maximum est obtenue, cette grandeur en °vil aPMH permet de vérifier que la pression cylindre simulée est en phase avec la pression cylindre relevée expérimentalement,
- PMi_{HP} : La pression moyenne indiquée pour la boucle haute pression, cette grandeur en bar permet de vérifier de façon globale la bonne concordance entre les deux traces de pression cylindre,
- CAx : Cette grandeur en °vil aPMH donne l'angle vilebrequin auquel x% (fraction massique) du carburant a été consommé. Elle permet de vérifier la bonne concordance entre l'évolution de la fraction de gaz brûlés mesurée et simulée, elle est donc aussi représentative du dégagement d'énergie de combustion.

Pour cette dernière grandeur, seules les valeurs de $CA5$, $CA10$ et $CA50$ seront présentées. En effet, la première permet de vérifier la bonne concordance des délais d'auto inflammation dans le cas d'une mono injection ainsi que la consommation ou non du carburant injecté dans le cas de petites injections précoces. Le second est une grandeur représentative de la modélisation de la phase de prémélange associée à l'injection principale. Le troisième permet d'observer le déroulement global de la combustion.

Les résultats obtenus pour toute la plage de fonctionnement moteur sont donnés sur les Figure 2-66. Sur les différentes Figure 2-66 a), à f), les droites de tolérance sont données par Renault sur chaque paramètre de la combustion et correspondent aux tolérances généralement admises pour les outils de mise au point. La tolérance pour la $P_{\max}$ est de ± 4 bars, pour l' $\alpha_{P_{\max}}$ de $\pm 2^\circ$ vil, pour la PMi_{HP} de ± 1 bars et pour les CAx de $\pm 2^\circ$ vil. Comme le montrent ces différentes figures, le modèle développé dans cette étude permet de reproduire les mesures expérimentales avec une précision généralement supérieure à 90% pour seulement 17 essais d'apprentissage utilisés pour calibrer le modèle.

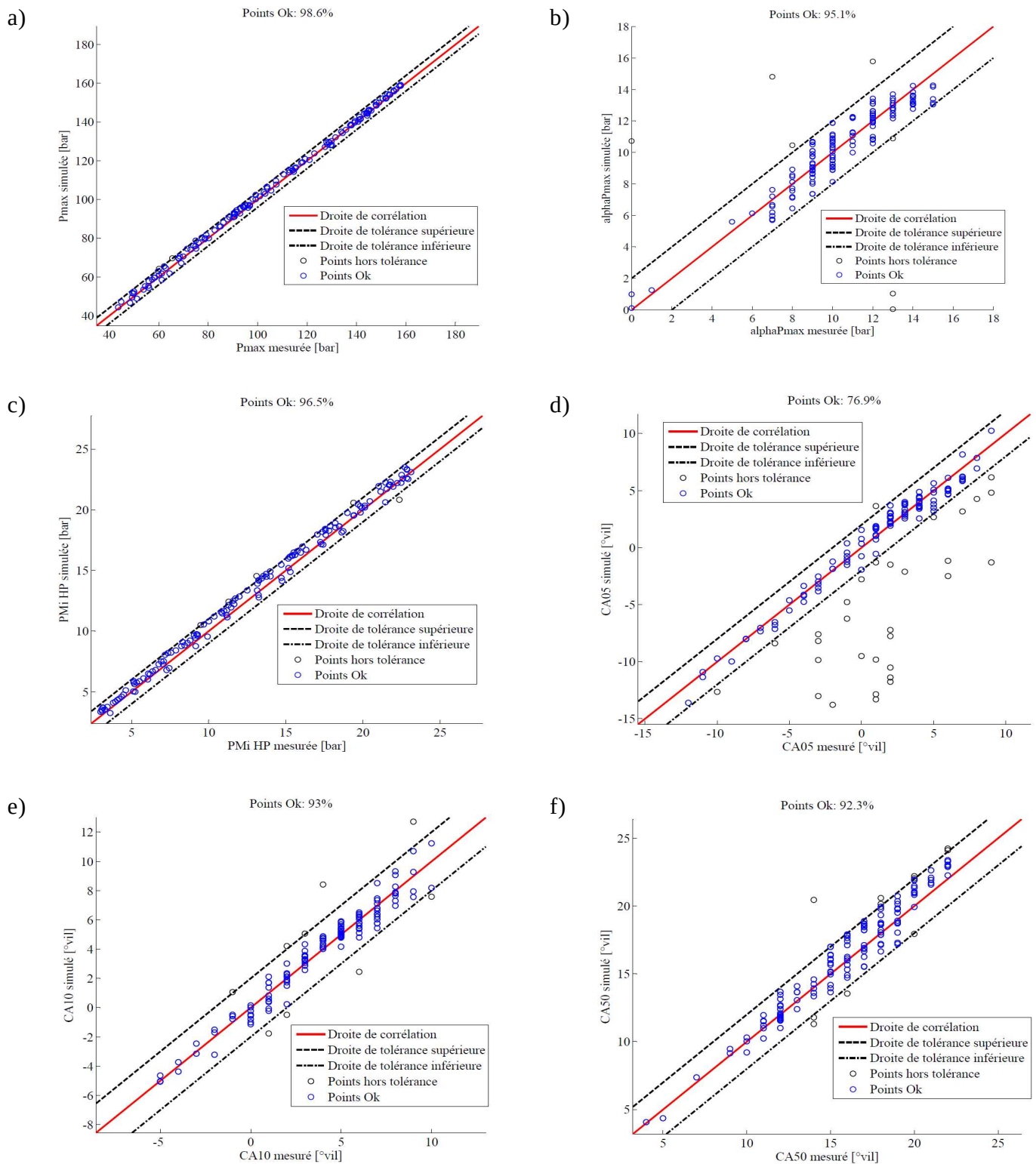


Figure 2-66 : les droites de corrélation pour a) la pression maximum, b) l'angle vilebrequin auquel la pression maximum est atteinte, c) la Pmi HP, d), e) et f) respectivement les CA05, CA10, CA50, représentant l'angle vilebrequin auquel 5%, 10% et 50% du carburant a été consommé.

Les résultats les plus précis sont obtenus sur la pression maximum, le modèle donne 98,6% des essais dans les zones de tolérance. Les résultats les moins concordants sont obtenus sur la prédiction du CA05 (Figure 2-66 d)), en effet pour ce paramètre de combustion moins de 77% des essais sont correctement reproduits. Cette observation s'explique par le fait que comme le montrent les Figure 2-62 b) et Figure 2-65 b), le dégagement d'énergie en combustion Pilote est surestimé donc la consommation du carburant est bien trop rapide, ce qui explique le fait que la majorité des points hors zone de corrélation sur la Figure 2-66 d) soit sous la droite de tolérance inférieure.

Le modèle de combustion de prémélange s'avère être le plus coûteux en terme de temps de calcul, principalement dû à la détermination à chaque pas de temps de la forme de la PDF de Z. Le temps de calcul peut être légèrement amélioré en diminuant la discrétisation de la fraction de mélange Z mais au prix d'une perte de prédictivité du modèle. L'étude de l'impact de cette discrétisation est réalisée dans le paragraphe suivant sur un point moteur de référence.

2.3.3 Etude Paramétrique : impact de la discrétisation en richesse dans la zone de réaction

Le but de ce paragraphe est de quantifier l'impact de la discrétisation en richesse dans la zone de réaction. L'essai de référence choisi est l'essai en mono injection à 2 bars et 1500 tr/min sans EGR avec une masse injectée en Main de 6mgc à 0°vil aPMH, présenté Figure 2-67 a) et b). Cet essai n'appartient pas aux essais classiques de caractérisation du moteur présentés sur les cartographies Figure 2-56 et Figure 2-57. Il provient des essais de balayage qui seront décrits dans le paragraphe suivant (2.3.4). Un essai en mono injection a été choisi afin de ne pas être impacté par les combustions associées à des injections précédentes. De plus dans cette configuration la majorité du carburant est consommée en phase de prémélange, il sera donc plus aisé de découpler l'impact de la discrétisation et des autres phénomènes et de quantifier son impact sur le dégagement d'énergie.

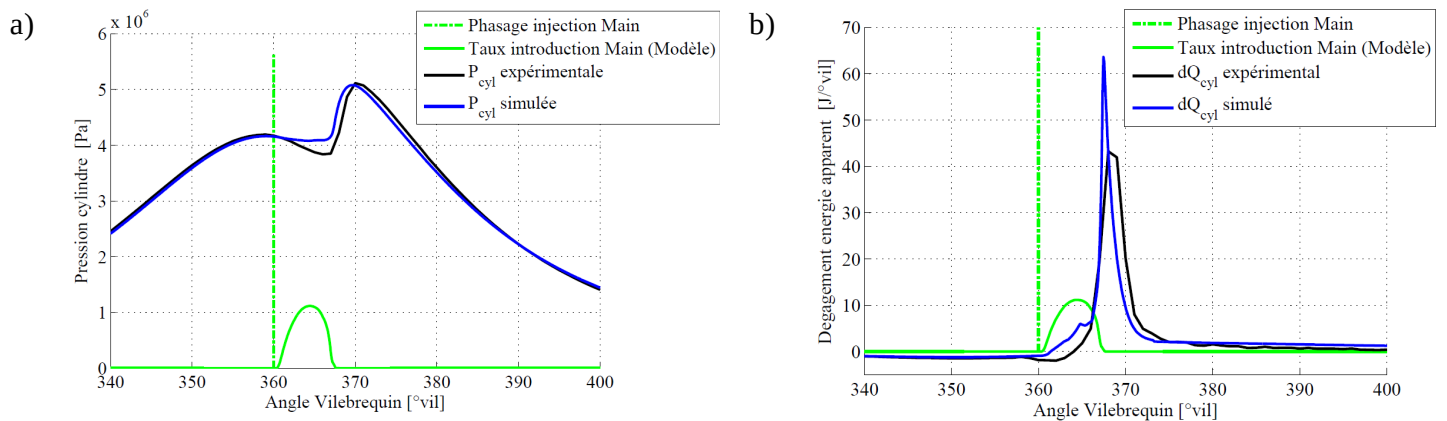


Figure 2-67 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour un essai en mono injection à 2 bars de PME et 1500 tr/min sans EGR et une masse injectée Main de 6mgc à 0°vil aPMH.

Les résultats présentés sur les Figure 2-67 a) et b) sont obtenus avec la calibration présentée dans le paragraphe 2.3.1. Il est possible de noter que pour le jeu de paramètres précédent, le dégagement d'énergie est bien reproduit. Cependant il est possible de remarquer que la hauteur du pic de combustion en phase prémélangée est surestimée. Cette surestimation est principalement due à la mauvaise évaluation de la quantité de carburant vapeur destinée à cette phase. Cette dernière est donnée par le paramètre $C_{int,Main}$.

Les résultats présentés Figure 2-68 sont issus de simulation pour plusieurs niveaux de discrétisation en richesse dans la zone de réaction. Trois types de discrétisation ont été étudiés :

- I) La richesse a été discrétisée de la même manière que pour la tabulation de la chimie complexe (paragraphe 2.2.7.2.3). Cette discrétisation en termes de fraction de mélange donne six valeurs pour Z : 0,0195 0,032 0,0443 0,0621 0,0904 et 0,1657.
- II) Dans ce second cas le choix est fait de garder les deux valeurs extrêmes utilisées pour la tabulation et de discrétiser la richesse par pas de 0,001 entre ces bornes. Dans ce cas nous disposerons donc de 146 valeurs de Z .

- III) La richesse est discrétisé entre 0 et l'infini par pas de 0,001 ce qui revient à discrétiser la fraction de mélange entre 0 et 1 et donc obtenir 1000 valeurs de Z .

Dans les cas I et II lorsque les valeurs maximum et minimum de la variable Z sont différentes de 1 et 0, l'intégration de la PDF est réalisée entre ces nouvelles bornes afin de toujours vérifier la propriété fondamentale :

$$\int_{Z_{\min}}^{Z_{\max}} P_{\widetilde{Z_i, Z_i^2}}(Z).dZ = 1 \quad \text{Eq. 2.158}$$

Les Figure 2-68 donnent les résultats obtenus pour les trois types de discrétisation adoptées de la fraction de mélange dans la zone de réaction. Les résultats pour les cas III et II sont proches, aussi bien pour le délai d'auto inflammation que pour le taux de réaction en flamme principale. La discrétisation de richesse entre 0 et l'infini ne paraît donc pas nécessaire. Les richesses tabulées maximum et minimum paraissent correctement représenter le domaine d'inflammabilité. Ce domaine pour le n-heptane est d'après [164] : 0,58 pour la limite inférieure et 3,7 pour la limite supérieure. Les délais d'auto inflammation sont donc bien captés pour une discrétisation entre les bornes de la tabulation (cas II). L'utilisation des valeurs de richesses utilisées pour la construction de la table (cas I) ne permet pas de capter toutes les valeurs de richesse potentiellement présente dans le volume de réaction. Ceci se traduit par une sous estimation du délai d'auto inflammation et une sous estimation du taux de réaction en phase de prémélange en raison de la forte non linéarité de ces grandeurs en fonction de la richesse. Tous les résultats présentés précédemment et par la suite sont obtenus pour une discrétisation de la richesse décrite dans le cas II.

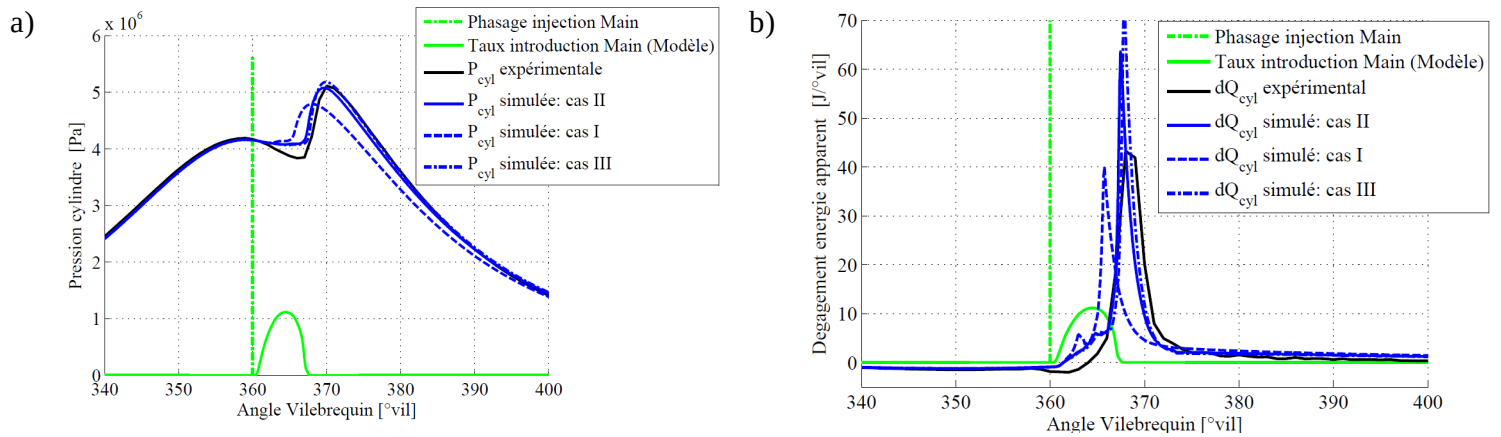


Figure 2-68 : a) et b) respectivement les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés en fonction de l'angle vilebrequin pour un essai en mono injection à 2 bars de PME et 1500 tr/min sans EGR et une masse injectée Main de 6mgc à 0°vil aPMH. Les simulations ont été réalisées pour trois types de discrétisation de richesse.

2.3.4 Variations paramétriques des données d'entrées

Ce paragraphe va permettre de tester la capacité du modèle à reproduire correctement l'impact de la variation d'une des données d'entrée généralement utilisées pour la mise au point des moteurs Diesel modernes. Les essais à dispositions sont représentés dans les Table 2-6, Table 2-7 et Table 2-8. Trois types de variation paramétrique sont à notre disposition :

- a) Variation du phasage de l'injection principale dans une stratégie de mono injection pour un essai à 4 bars de PME et 2500 tr/min.

Essais	1	2	3	4	5	6	7
Phase Injection Main [°vil aPMH]	-0,15	4	2	0	-2	-4	-6
Masse Injectée Main [mgc]	11,2	12,7	11,6	11,4	11,3	10,9	10,97

Table 2-6 : Variations paramétrique du phasage de l'injection principale pour un essai à 2500 tr.min, 4 bars de PME, avec une pression rail de 660 bars et un taux d'EGR de 1%.

- b) Variation du phasage de l'injection Pilote, de l'injection Pre ainsi que de la Main pour la même masse injectée et la même répartition entre les injections. Ce balayage a été réalisé pour un essai à 6 bars de PME et 2500 tr/min.

Essais	1	2	3	4	5	6	7
Phase Injection Pilote [° vil aPMH]	-18	-20	-22	-24	-26	-28	-30
Masse Injectée Pilote [mgc]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
Phase Injection Pre [° vil aPMH]	-5,7	-7,7	-9,7	-11,7	-13,7	-15,7	-17,7
Masse Injectée Pre [mgc]	2	2	2	2	2	2	2
Phase Injection Main [° vil aPMH]	6	4	2	0	-2	-4	-6
Masse Injectée Main [mgc]	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5

Table 2-7 : Variations paramétrique du phasage de l'injection Pilote, Pre et Main pour un essai à 2500 tr/min, 6 bars de PME, avec une pression rail de 800 bars et un taux d'EGR de 0%.

- c) Variation de la masse injectée en Main ainsi qu'en Pilote pour une masse injectée totale constante et un phasage de la Main et de la Pilote constants. Ce balayage a été réalisé pour un essai à 6 bars de PME et 2500 tr/min.

Essais	1	2	3	4	5	6
Phase Injection Pilote [° vil aPMH]	/	-28,9	-29	-29,2	-29,4	-29,6
Masse Injectée Pilote [mgc]	0	1	1,5	2	2,5	3
Phase Injection Main [° vil aPMH]	-0,5	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Masse Injectée Main [mgc]	11,4	10,4	9,9	9,4	8,9	8,4

Table 2-8 : Variations paramétrique de répartition de la masse injectée entre une injection Pilote et une injection Principale avec une masse totale et un phasage respectif constant. Le balayage est réalisé pour un essai à 6 bars de PME à 2500 tr/min et une pression rail de 750 bars et un taux d'EGR de 1,2%.

Comme le montrent les Table 2-6, Table 2-7 et Table 2-8, les différents essais de balayage sont éloignés des essais classiques utilisés pour l'apprentissage. Pour chaque configuration un essai est choisi pour calibrer précisément le modèle dans le but de pouvoir discuter sur

la capacité du modèle à retranscrire l'impact de variations paramétriques.

Pour chacune des trois variations paramétriques les résultats sont présentés sous forme de courbes de corrélation sur les grandeurs de la combustion définis préalablement. Les résultats obtenus pour l'essai d'apprentissage sont aussi présentés.

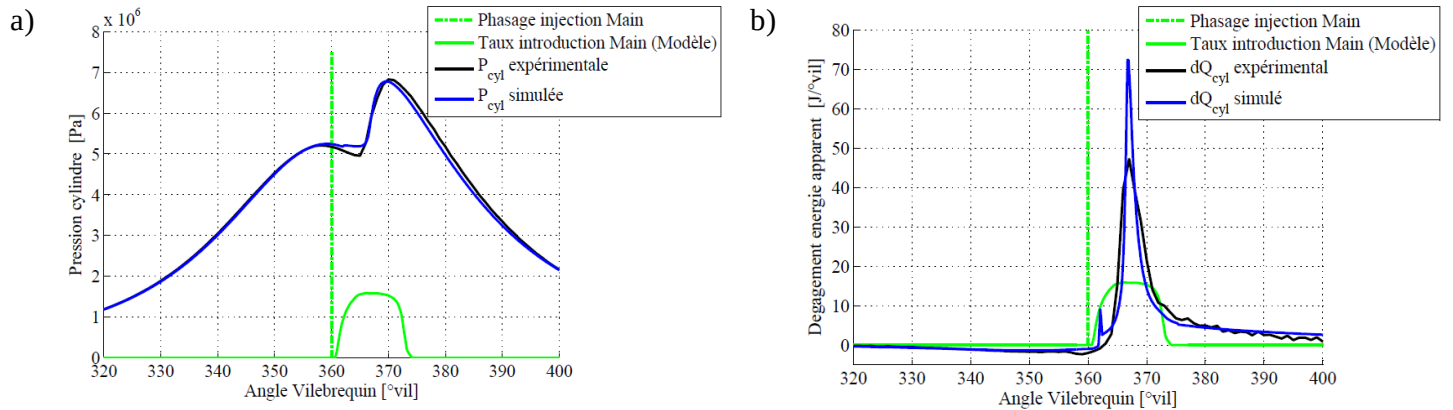


Figure 2-69 : a) Pression cylindre et b) dégagement d'énergie apparent pour l'Essai 1 de la Table 2-6. Essai à 2500 tr/min, 4 bars de PME, avec une mono injection de 11mgc à -0,15°vil aPMH.

Les Figure 2-69 donnent les résultats obtenus après calibration des différents paramètres associés à la combustion de l'injection Main. L'essai simulé est un essai à 4bars de PME et 2500 tr/min avec 11 mgc injecté à -0,15°vil aPMH. Il peut être noté que pour ce type de configuration la majorité du carburant brûle en phase de prémélange. Le modèle permet de correctement reproduire le dégagement d'énergie apparent ainsi que la pression cylindre. Le délai est globalement bien prédit malgré la légère sous estimation de celui-ci particulièrement en flamme froide (Figure 2-69 b) : 1^{er} pic à 363°vil). En effet on constate qu'expérimentalement le phénomène de flamme froide n'existe pas dans cette configuration, la quantité de carburant consommé par la flamme froide c_1 donnée par la tabulation (Eq. 2.99) est donc sur estimée.

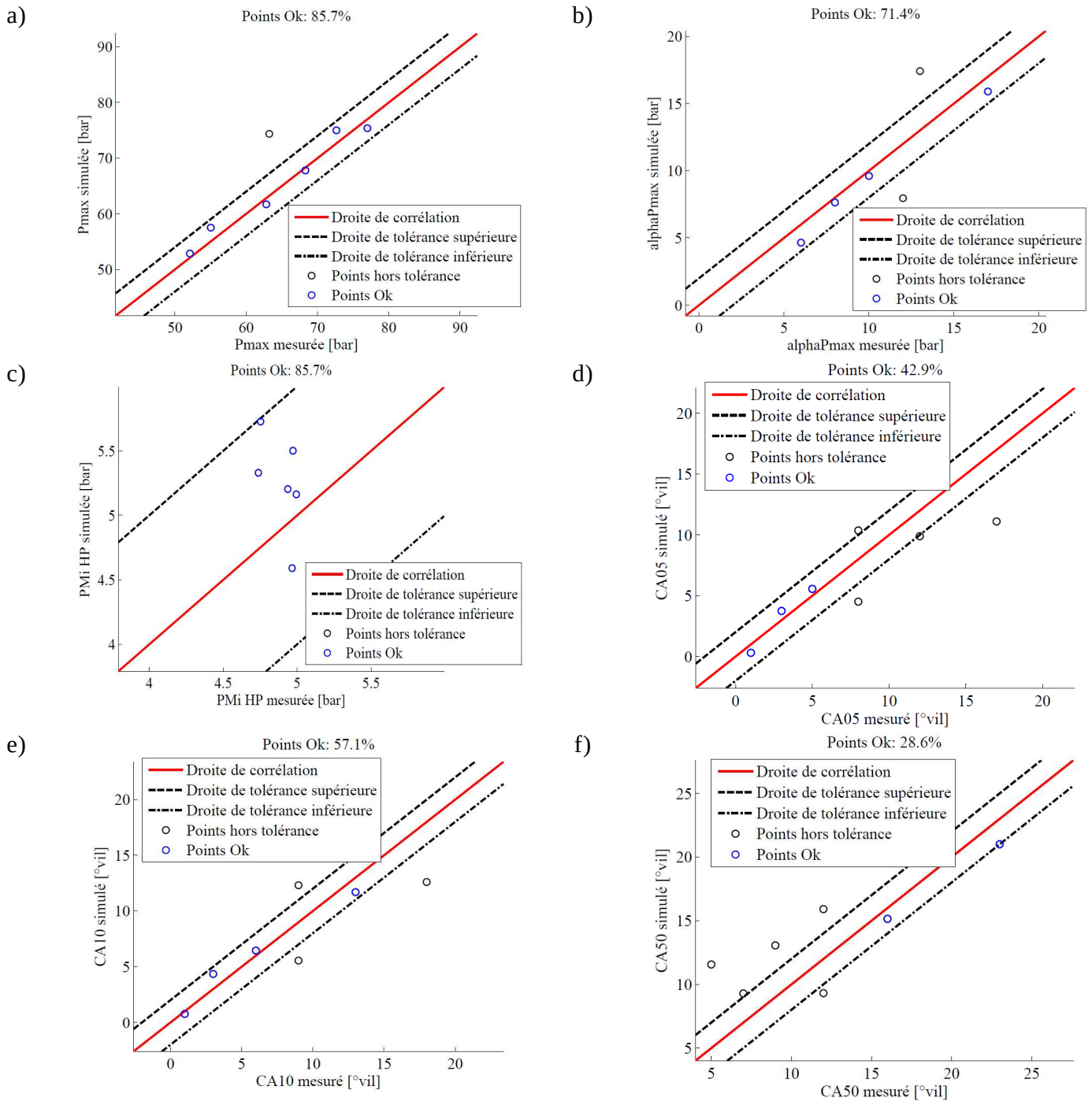


Figure 2-70 : Les droites de corrélation pour a) la pression maximum, b) l'angle vilebrequin auquel la pression maximum est atteinte, c) la Pmi de la boucle haute pression, d), e) et f) respectivement les CA05, CA10, CA50, représentant l'angle vilebrequin auquel 5%, 10% et 50% du carburant a été consommé. Résultats relatifs à la variation paramétrique du phasage de l'injection principale (Table 2-6) pour un essai à 2500 tr/min, 4 bars de PME, avec une pression rail de 660 bars et un taux d'EGR de 1%.

Au vue des courbes de corrélation (Figure 2-70) le modèle semble permettre de reproduire assez fidèlement le déroulement de la combustion pour une variation du phasage de l'injection principale. Cependant au regard des résultats donnés pour les différent CA_x (Figure 2-70 d), e) et f)) le dégagement d'énergie simulée ne semble pas bien en phase avec le dégagement d'énergie relevé sur le banc moteur. Comme le montrent les Figure 2-70 d) et e), les CA_{05} et CA_{10} hors tolérance sont généralement en dessous de la courbe de corrélation. Le délai d'auto inflammation est donc sous estimé et le taux de réaction du carburant sur estimé. Ces cas correspondent à un phasage de l'injection principale après le PMH dans la phase de détente. Il apparaît que dans cette configuration la prédiction du délai d'auto inflammation est très difficile. En effet, dans cette phase de détente la température qui est une des grandeurs les plus influentes de la tabulation, diminue. Dans ce cas, l'historique de cette grandeur est donc mal pris en compte dans la tabulation.

Par ailleurs, des effets liés à la géométrie peuvent expliquer la valeur relativement importante du délai d'auto inflammation constaté expérimentalement. En effet, pour des phasages d'injection après le PMH, la probabilité de ne pas injecter dans le bol devient grande, avec un impact important sur le mélange et donc sur la composition locale des gaz frais. Ces effets géométriques ne sont pas pris en compte par le modèle qui s'avère ainsi peu prédictif pour ce type de point de fonctionnement du moteur.

En conclusion pour des essais en combustion majoritairement prémélangée le modèle permet de retranscrire l'effet de la variation du phasage de l'injection sauf dans les cas critiques, qui sont les phasages après le PMH pour une injection principale seule.

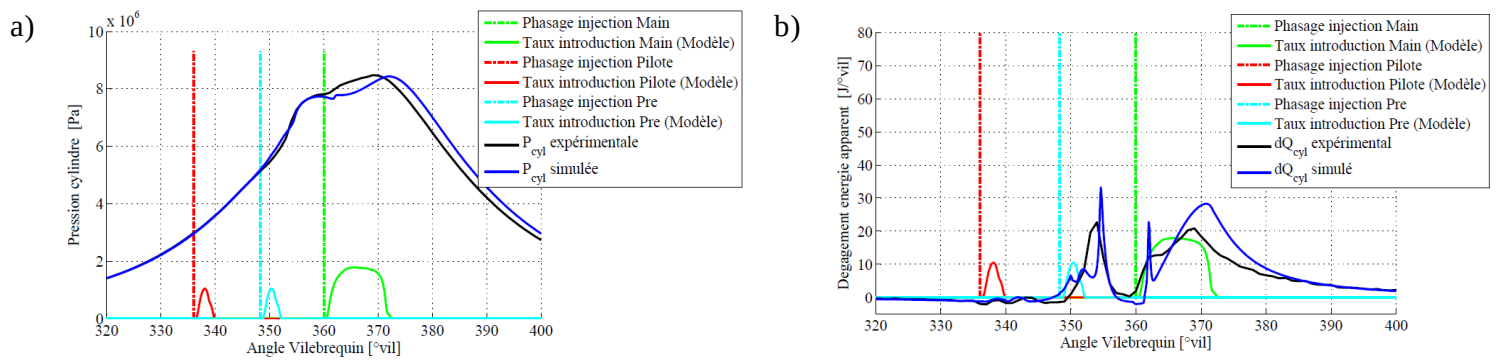


Figure 2-71 : a) Pression cylindre et b) dégagement d'énergie apparent pour l'Essai 4 de la Table 2-7. Essai à 2500 tr/min, 6 bars de PME, avec une injection Pilote de 1,85mgc à -24°vil aPMH, une injection Pre de 2mgc à -11,7°vil aPMH et une injection principale de 11,5mgc à 0°vil aPMH.

Les Figure 2-71 donnent les résultats obtenus après calibration des différents paramètres associés à la combustion de l'injection Pilote, Pre et Main. L'essai simulé est un essai à 6bars de PME et 2500 tr/min avec une injection Pilote de 1,85mgc à -24°vil aPMH, une injection Pre de 2mgc à -11,7°vil aPMH et une injection principale de 11,5mgc à 0°vil aPMH. Il peut être noté que pour ce type de configuration la majorité du carburant injecté en Pilote et en Pré brûle en phase de prémélange après la seconde injection alors que la combustion associée à l'injection principale brûle majoritairement en phase de diffusion. Cette dernière remarque met en avant l'intérêt de la multi injection dans les stratégies de mise au point. En effet l'essai 4 de la Table 2-6 est dans une configuration très voisine mais avec une seule injection, et pour ce cas la majorité du carburant brûle en phase de prémélange. L'utilisation de deux injections précoces permet donc, entre autre, de réduire la phase de prémélange et donc le bruit de combustion. Concernant la qualité des essais à disposition, il peut être noté que dans cette configuration le dégagement d'énergie expérimental (Figure 2-71 b)) lié à la combustion principale débute quelques dixièmes de degrés vilebrequin avant la consigne d'injection (droite verte). Plusieurs pistes ont été explorées pour expliquer cette incohérence et la problématique se pose sur la mise au point des injecteurs qui est réalisée par les fournisseurs d'injecteur. Cette dernière remarque explique l'impossibilité pour le modèle à correctement prédire le délai d'auto inflammation ainsi que les deux phases de la combustion principale.

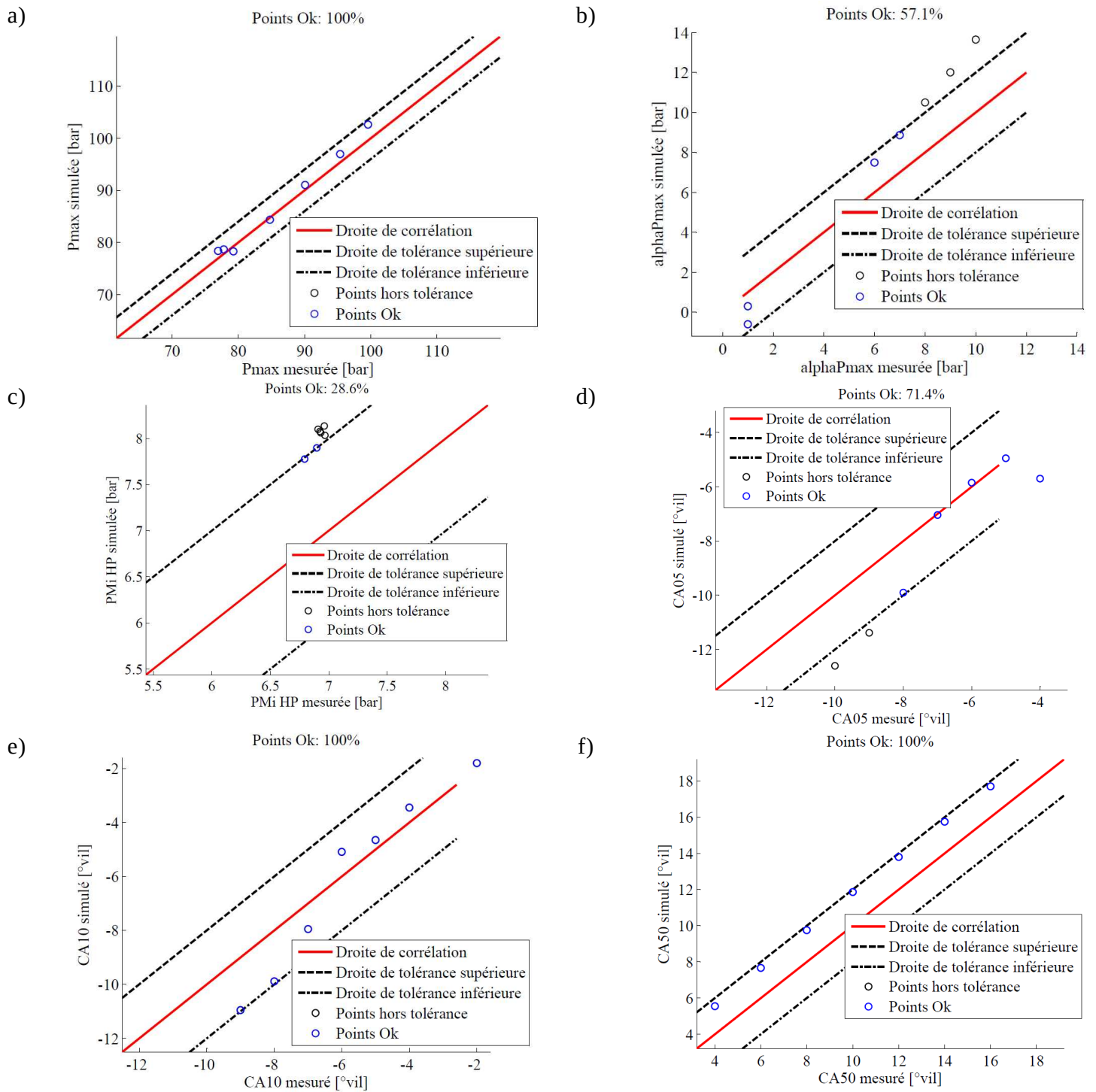


Figure 2-72 : Les droites de corrélation pour a) la pression maximum, b) l'angle vilebrequin auquel la pression maximum est atteinte, c) la Pmi de la boucle haute pression, d), e) et f) respectivement les CA05, CA10, CA50, représentant l'angle vilebrequin auquel 5%, 10% et 50% du carburant a été consommé. Résultats relatifs à la variation paramétrique du phasage de l'injection Pilote, Pre et Main (Table 2-7) pour un essai à 2500 tr.min, 6 bars de PME, avec une pression rail de 800 bars et un taux d'EGR de 0%.

Les résultats obtenus pour les sept essais de balayage (Figure 2-72) sont majoritairement en bon accord pour toutes les grandeurs de la combustion. Cela permet de dire que globalement le modèle retranscrit très bien l'impact de la variation de phasage des injections Pilote et Pre. La problématique relevée dans les résultats précédents pour un phasage de l'injection principale dans la détente n'a plus lieu d'être ici. En effet, même pour les essais 5, 6 et 7 (Table 2-7) les délais d'auto inflammation sont bien prédits par le modèle (Figure 2-72 d) et e)). Cela s'explique simplement par le fait que le délai associé à l'injection principale est très court dans cette configuration à trois injections et donc l'effet de la détente sur la combustion n'est pas prépondérant.

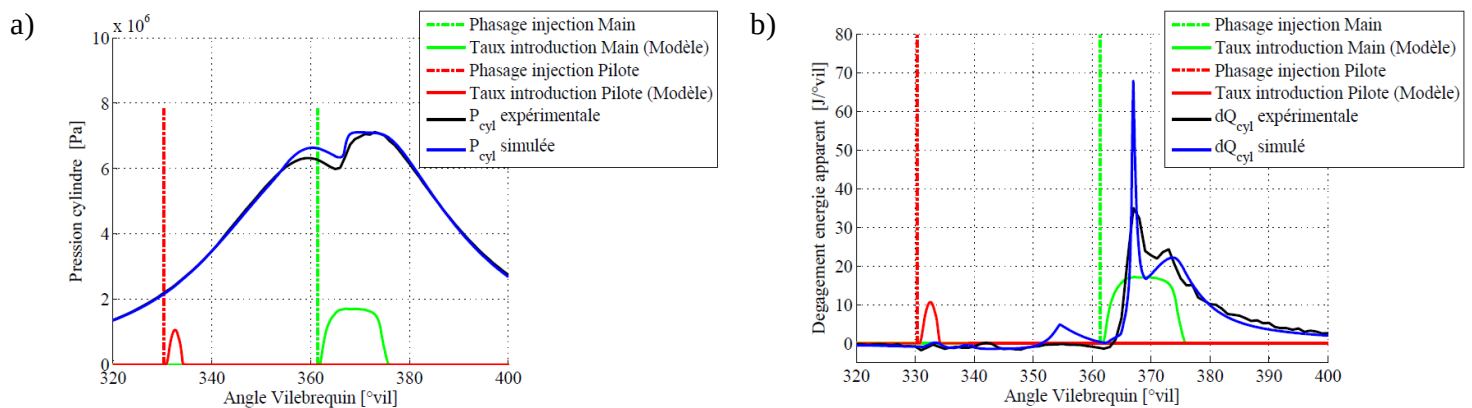


Figure 2-73 : a) Pression cylindre et b) dégagement d'énergie apparent pour l'Essai 4 de la Table 2-8. Essai à 2500 tr/min, 6 bars de PME, avec une injection Pilote de 2mgc à $-29,2^\circ\text{vil}$ aPMH et une injection principale de 9,4mgc à $+1,4^\circ\text{vil}$ aPMH.

Les Figure 2-73 donnent les résultats obtenus après calibration des différents paramètres associés à la combustion de l'injection Pilote et Main. L'essai simulé est un essai à 6bars de PME et 2500 tr/min avec une injection Pilote de 2mgc à $-29,2^\circ\text{vil}$ aPMH et une injection principale de 9,4mgc à $1,4^\circ\text{vil}$ aPMH. Il peut être noté que dans cette configuration la courbe expérimentale du dégagement d'énergie apparent indique que la combustion de la masse injectée en Pilote n'a pas lieu. On retombe sur la problématique soulevée pour l'essai d'apprentissage exposé Figure 2-65. Le délai est sous estimé par le modèle, la calibration du paramètre relatif à l'injection Pilote est faite de manière à minimiser le dégagement d'énergie associé à la combustion liée à cette injection. Malgré la légère sur estimation des conditions thermodynamique générées par la combustion de la Pilote, le délai en flamme

principale est correctement reproduit. Une légère surestimation du pic de prémélange pour l'injection principale est visible sur la Figure 2-73. Ceci est principalement dû au fait que la loi de variation du paramètre $C_{int,Main}$ donné par l'Eq. 2.157 est conservée.

Les différentes courbes de corrélation (Figure 2-74) montrent que le modèle reproduit très bien l'effet d'une variation de la répartition de la masse entre les injections. La problématique de la répartition entre les phases de la combustion est bien visible ici. Comme le montrent les Figure 2-74 b) et d) relatives respectivement à l'angle vilebrequin auquel la pression maximum est atteinte et au CA_{05} , le caractère précoce de l'obtention de la pression maximale peut s'expliquer par une sur estimation du dégagement d'énergie en phase prémélangée.

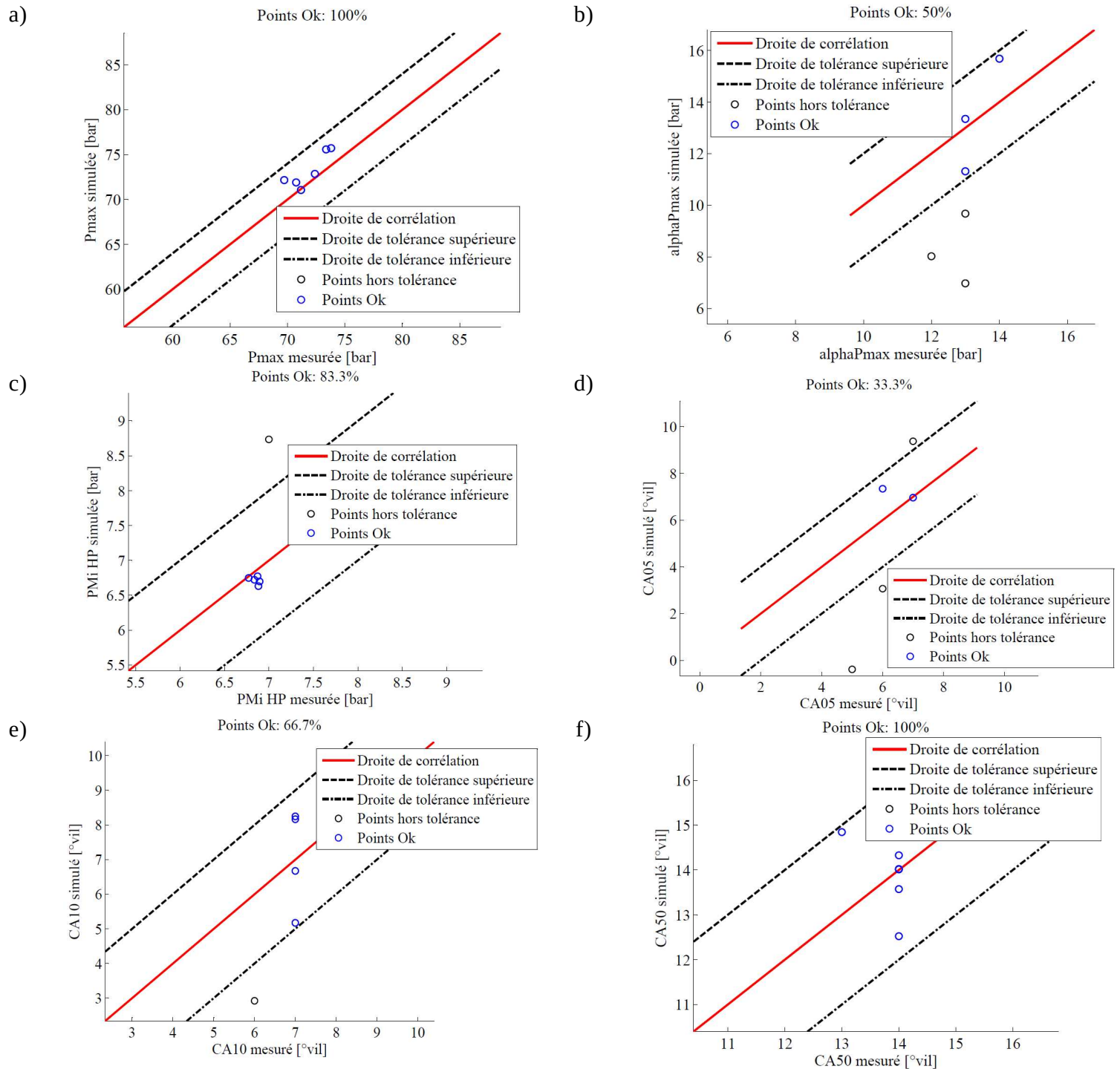


Figure 2-74 : Les droites de corrélation pour a) la pression maximum, b) l'angle vilebrequin auquel la pression maximum est atteinte, c) la Pmi de la boucle haute pression, d), e) et f) respectivement les CA05, CA10, CA50, représentant l'angle vilebrequin auquel 5%, 10% et 50% du carburant a été consommé. Résultats relatifs à la variation paramétrique de la répartition de masse injectée entre Pilote et Main (Table 2-8) pour un essai à 2500 tr/min, 6 bars de PME, avec une pression rail de 800 bars et un taux d'EGR de 0%.

2.4 Conclusion et Perspectives

Le modèle proposé dans cette étude permet de tenir compte de la vaporisation, de l'injection, de la turbulence ainsi que de l'impact de la chimie sur le dégagement d'énergie. Le niveau de détail de celui-ci lui confère un temps de calcul raisonnable avec un niveau de prédictivité relativement bon. Les principales avancées présentées dans cette partie relative à la modélisation 0D, concernent :

- Le sous modèle de combustion de prémélange qui permet de tenir compte finement de l'impact de la température, de la dilution ainsi que des inhomogénéités de richesse sur le dégagement d'énergie.
- La prise en compte de l'effet de la multi injection sur la combustion au travers d'un modèle de répartition de masse entre les zones de réaction.
- La prise en compte de la multi injection sur l'évolution de la distribution de richesse dans les zones de réaction.

Le modèle permet de correctement reproduire les grandeurs liées à la combustion pour toute la plage de fonctionnement d'un moteur avec un nombre très réduit d'essais utilisés pour l'identification et la calibration. De plus le nombre restreint de paramètres à recalculer permet une adaptabilité aisée de celui-ci dans le cas d'une utilisation pour un moteur différent.

La sous estimation du délai d'auto inflammation est une remarque qui au long du chapitre relatif à la calibration et aux résultats (paragraphe 2.3) revient régulièrement. Cette problématique de sous estimation du délai et de surestimation du taux de réaction va être abordée dans le chapitre Chapitre 3. Ce chapitre portera sur le développement d'un modèle quasi dimensionnel de combustion Diesel. L'initiation de ce développement a été en partie motivée par la problématique de la modélisation des conditions thermodynamiques dans la zone de réaction, et en particulier une modélisation plus fine de la température, ceci afin de mieux prédire les délais d'auto inflammation par une meilleure estimation des entrées de la tabulation.

Une meilleure estimation de l'entraînement d'air, principalement pour les conditions transitoires type SOI (Start Of Injection) ou EOI (End Of Injection) dans les zones de réaction sera étudiée dans le chapitre suivant. Ceci permettra une modélisation plus fine de l'évolution des conditions thermodynamiques.

Le sous modèle de répartition de la masse de carburant vapeur entre les phases de combustion de prémélange et de diffusion est le modèle le plus éloigné de la phénoménologie. Ce modèle mathématique génère un certain nombre d'erreurs, principalement une surestimation du dégagement d'énergie en phase prémélangée. Cette problématique de répartition de masse pour toute une plage de fonctionnement moteur est critique. En effet, en fonction des consignes du contrôle moteur il est possible de rencontrer dans des configurations où la quasi-intégralité du carburant brûle soit en prémélange soit en diffusion. Cette large plage de variation implique de déterminer un critère plus physique permettant de correctement modéliser le phénomène. Le développement d'un modèle beaucoup plus détaillé dans le chapitre suivant permettra de donner des pistes concernant cette problématique.

Les temps de calcul pour la simulation d'un demi cycle moteur (compression + détente) est de l'ordre de 60 fois le temps réel sous Matlab/Simulink. Le temps de calcul nécessaire aux 143 essais de la cartographie présentée Figure 2-56 est donc d'environ 16 min. Ce temps de calcul très raisonnable permet donc d'envisager d'utiliser ce modèle dans des algorithmes d'optimisation permettant de pré-positionner les paramètres de mise au point en fonction des prestations requises. Sans modèle de formation de polluant cet outil ne peut être utilisé que pour des prestations de puissance, consommation et bruit de combustion.

Chapitre 3

La Modélisation Quasi Dimensionnelle de la Combustion Diesel

Ce chapitre décrit les travaux effectués dans le cadre de la modélisation monodimensionnelle de la combustion Diesel conventionnelle.

3.1 Introduction

L'étude présentée dans ce chapitre porte sur la modélisation quasi dimensionnelle de la combustion Diesel. Ce type de modélisation s'appuie sur une description détaillée du spray Diesel dans les conditions moteur. L'approche mono dimensionnelle exposée ici va principalement permettre une discrétisation fine de la zone de réaction définie dans le chapitre précédent. Les phénomènes transitoires représentatifs du début (SOI : Start Of Injection) et de la fin de l'injection (EOI : End Of Injection) seront modélisés et permettront de caractériser l'impact de la non-stationnarité sur l'entraînement d'air et donc sur l'évolution des conditions thermodynamiques dans la zone de réaction.

Dans le développement du modèle proposé la première séquence sera dédiée à l'établissement des équations de conservation dans la zone de réaction. Ces équations seront d'abord détaillées pour les cas inertes puis pour les cas réactifs qui caractérisent l'injection directe dans les moteurs Diesel. Une seconde partie portera sur l'écriture d'un taux de réaction affecté à chaque zone discrétisant le volume de réaction. Dans cette partie l'outil de tabulation de la chimie présenté préalablement sera réutilisé et couplé à une approche Eddy Break-Up afin de prendre en compte l'impact du micro mélange sur le dégagement d'énergie de combustion. Enfin une troisième partie décrira les équations permettant le couplage entre le modèle de Jet et le calcul du taux de réaction.

Ce chapitre se terminera par une application du modèle proposé dans le cas moteur. Pour cela il sera proposé un modèle empirique d'impact jet/paroi pour les cas où le carburant est dans les conditions vapeur ou liquide. Les premiers résultats du modèle complet de

chambre de combustion seront exposés. Pour finir, un travail de perspectives sur les potentialités de cette approche sera présenté.

3.2 Etude et Analyse de l'existant

A la suite du développement du modèle zéro dimensionnel certaines problématiques ont été soulevées. Pour y répondre une étude de modèle de niveau « supérieur » a été entreprise. Celle-ci a été guidée par un certain nombre de questions :

- Comment prendre en compte de façon pertinente les interactions entre les différentes phases de la combustion Diesel ?
- Quelles améliorations peuvent être envisagées pour une meilleure prise en compte des conditions thermodynamiques dans les zones de réaction ?

Les réponses à ces différentes questions permettront de faire évoluer le modèle proposé dans le Chapitre 2. Elles pourront de plus permettre de l'étendre vers des combustions non conventionnelles de type PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) ou HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition).

Dans le premier paragraphe, plusieurs modèles quasi dimensionnels de la littérature, pour décrire la combustion Diesel conventionnelle mais aussi la combustion HCCI, vont être exposés.

3.2.1 Modèle de combustion n-zones

L'approche n-zone décrite ici repose sur un principe simple : contrairement aux modèles multizones décrits précédemment (paragraphe 2.1.1.3) où le nombre de zones est défini à l'avance, dans les modèles n-zones le nombre de zones est déterminé à l'aide des paramètres de la simulation. Ce type de modèle, à la limite des modèles dimensionnels, est intéressant dans sa capacité à représenter finement l'impact de la géométrie sur les grandeurs locales. La discrétisation est généralement réalisée sur le volume occupé par le

spray. Ce type de modèle permet donc d'accéder à une bonne modélisation des phénomènes de stratification en température et en richesse dans le jet.

Le modèle de combustion proposé par Hiroyasu et al. [165], [131] est certainement le modèle n-zones le plus cité. Celui-ci s'appuie sur les travaux réalisés par Hiroyasu [82], [84] concernant les jets Diesel et est dégradé directement de la modélisation 3D CFD.

Le modèle proposé suppose que le taux d'introduction du carburant est discrétisé en plusieurs « paquets » qui n'interagissent pas entre eux et qui possèdent chacun leurs propres propriétés. Cette approche s'appuie donc sur une description lagrangienne du spray, où chaque paquet représente une zone du jet dont la localisation évolue tout au long de la simulation. Ces différentes zones ont une géométrie ainsi que des propriétés thermodynamiques qui évoluent au cours du temps.

Les mécanismes décrits dans chaque « paquet » sont une représentation la plus fidèle possible des phénomènes physiques. Le processus est le suivant :

- Chaque « paquet » injecté va d'abord entrainer des gaz environnants, ce qui va permettre la vaporisation du carburant liquide. Le modèle d'entraînement des gaz repose sur une approche empirique qui est basée sur la conservation de la quantité de mouvement. A l'aide de certaines hypothèses, les auteurs estiment le nombre de gouttes présentes dans chaque paquet et utilisent un modèle de vaporisation basé sur une loi en d^2 .
- Lorsque du carburant vapeur et de l'oxygène cohabitent dans un même paquet et que les conditions thermodynamiques sont propices, alors l'auto inflammation du paquet a lieu. Ce calcul d'auto inflammation est réalisé à l'aide d'une simple loi d'Arrhenius, décrite dans le paragraphe 2.2.7.2.2.2.

La plus grosse hypothèse réalisée par Hiroyasu [165], [131] porte sur le déroulement de la combustion. Selon lui celle-ci se déroule à la stœchiométrie. On peut alors distinguer deux cas en fonction de la richesse dans le paquet qui vont contrôler les deux phases de la combustion Diesel.

- Dans le premier cas la richesse est inférieure à 1, c'est donc la quantité de carburant disponible qui limite la combustion, on aura alors une combustion rapide de cette masse en fonction d'un taux de réaction calculé. On est alors en présence d'une combustion de type prémélange Diesel.
- Dans un second cas la richesse est supérieure à 1, c'est donc la quantité d'air qui limite la combustion, on aura donc une consommation du carburant au fur et à mesure que l'on entraîne des gaz ambiants dans le paquet. On est alors en présence d'une combustion de type diffusion Diesel.

Pour chaque paquet on aura donc un système d'équations différentielles d'écrivant les différents états qui aura l'allure suivante :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} m_{carb,v} \\ m_{a,s} \\ m_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_1(m_{carb,l}, m_u, m_b, k, T, V) \\ K_2(m_u, m_b, m_{carb,l}, T, V) \\ K_3(m_u, m_b, m_{carb,l}, k, T, V) \end{pmatrix} \quad \text{Eq. 3.1}$$

Avec,

- $m_{carb,v}$, $m_{carb,l}$ la masse de carburant vapeur et la masse de carburant liquide injecté à l'instant t ,
- T , la température,
- V , le volume,
- k , la densité d'énergie cinétique turbulente,
- u, b , l'indice pour les gaz environnant (en dehors du volume de spray), et pour les gaz brûlés,
- $carb$ et a , les indices pour les masses de carburant et d'air entraînées dans chacune des zones du spray,

- $K_{j \in [1,3]}$, les différentes fonctions qui sont soit des fonctions empiriques soit des fonctions directement dérivées des équations de transport simplifiées.

On obtient donc n systèmes d'équations différentielles à résoudre à chaque pas de temps, ce qui explique la lourdeur en termes de temps CPU de ce type de modèle. De plus l'hypothèse de combustion stœchiométrique dans chaque paquet, paraît très discutable dans les cas de stratégies de combustion de prémélange et totalement faux pour des combustions homogènes type HCCI. De nombreuses autres approches ont été développées sur la base de ce modèle visant à pallier ces limitations. Ces différents modèles sont présentés dans les analyses bibliographiques réalisées par Maiboom [62] et Jaine [57].

Ce type de modèle est généralement utilisé pour des pré-études de conception et d'estimation d'émissions polluantes [166], [167], [168]. En effet sa description Lagrangienne va permettre de prendre en compte l'impact de la géométrie de la chambre de combustion ainsi que l'impact du Swirl sur le Jet (Figure 3-1). D'autres approches similaires [54] ont été développées en s'appuyant sur la même démarche afin de pallier certaines limitations comme la description réductrice de la combustion dans les paquets.

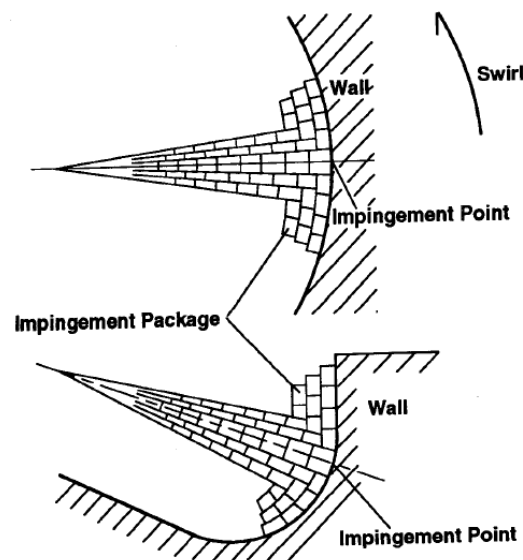


Figure 3-1 : Prise en compte de l'impact parois et du Swirl sur la géométrie du Jet Diesel d'après Hiroyasu et al. [131].

Malgré la très bonne description géométrique et particulièrement dans le cas moteur de ce type de modèle, cette approche n'a pas été retenue dans notre étude pour plusieurs raisons :

- Les différentes équations empiriques décrivant l'évolution des paquets nécessitent la calibration d'un nombre important de paramètres. Cet aspect n'est pas cohérent avec la démarche entreprise pour le développement de ce second modèle dont la ligne directrice est de représenter les phénomènes le plus fidèlement possible avec le moins de paramètres à identifier.
- La non-prise en compte de la multi injection. En effet chaque « paquet » n'interagit pas avec ses voisins et donc de la même façon les différentes injections n'interagiront d'aucune manière entre elles.

Ce modèle servira cependant de base dans la réflexion de la prise en compte de l'impact parois dans le cas de l'introduction du modèle quasi dimensionnel dans un moteur.

D'autres approches reposant sur une démarche proche du modèle multi zone RK-Model [69], [70] décrit dans le chapitre précédent, ont été explorées. Ces modèles se basent sur une discrétisation du Jet en zones caractérisées par leur richesse moyenne. Le modèle QDMZ modèle proposé par Sahin et Durgun dans [169] est basé sur des équations empiriques pour décrire les grandeurs macroscopiques du Jet et sur un certain nombre de critères permettant de décrire des zones à une certaine richesse et contenant une certaine masse de gaz. Le même type d'approche a été utilisé dans [174] afin de correctement reproduire l'impact de la géométrie des bols sur le dégagement d'énergie en combustion de diffusion.

Généralement la méthodologie adoptée pour tous ces modèles n-zones avec une approche Lagrangienne découle de la simplification de modèles 3D [170], [171], [172] et [173]. Notre démarche va au contraire reposer sur la complexification du modèle précédemment développé autour des problématiques soulevées par celui-ci.

Afin de compléter cette étude bibliographique, le paragraphe suivant va présenter les modèles de combustion multi zones spécialement dédiés à la combustion homogène (HCCI). En effet il sera intéressant d'étendre l'approche développée dans cette étude à des

combustions particulières, notamment en prenant en compte des combustions de type homogènes.

3.2.2 Modèle de combustion HCCI

La combustion homogène est caractérisée par une combustion en masse uniquement contrôlée par la cinétique chimique du mélange gazeux. Ce type de combustion est généralement décrit comme une combustion à mi-chemin entre une combustion de type allumage commandé et une combustion de type Diesel. En effet comme dans le cas de la combustion essence le carburant et l'air sont d'abord mélangés dans le cylindre avant l'auto inflammation si bien qu'il ne peut exister de flamme de diffusion caractéristique de la combustion Diesel. Le fait d'être en présence d'une auto inflammation spontanée et quasi simultanée dans l'ensemble du cylindre implique qu'il n'existe pas de propagation de front de flamme comme dans le cas d'une combustion à allumage commandé.

L'intérêt de ce type de combustion est contenu dans sa définition, en effet le caractère homogène de celle-ci implique que les zones localement riches sont quasi inexistantes ce qui permet de réduire de façon drastique les émissions de suies. Pour les mêmes raisons les zones à hautes températures induites par des richesses élevées sont considérablement réduites ce qui impactera favorablement la formation des NO_x . Ce type de combustion permet d'accéder à des compromis NO_x -Suies beaucoup plus intéressants que la combustion Diesel conventionnelle.

Plusieurs stratégies sont utilisées pour accéder à des régimes de combustion homogène :

- a) Les stratégies avec injection indirecte utilisées par exemple dans les travaux de Ryan et Gray [176], [177]. De la même manière que pour la combustion à allumage commandé, dans ce cas un mélange homogène de carburant vapeur et d'air est admis dans le cylindre.
- b) Les stratégies à injection mixte. Afin de pallier les limitations induites par le premier type de stratégie, principalement le contrôle de la combustion, ici une combi-

raison d'injection directe et indirecte a été proposée. Ce type de stratégie se retrouve dans le concept HCCIDC (Homogeneous Charge Compression Ignition Diesel Combustion) décrit dans [178], [179] et [180]. Dans ce cas 90% du carburant est injecté dans le conduit d'admission et le reste est injecté directement dans le cylindre afin de contrôler l'Auto inflammation du carburant.

- c) Les stratégies à injection directe précoce. C'est cette stratégie qui est aujourd'hui la plus largement étudiée et utilisée pour la combustion homogène pure. En effet elle a comme atout principal de ne nécessiter aucune ou très peu de modification de la définition technique d'un moteur Diesel conventionnel. Cela permet donc une utilisation combinée du moteur en régime conventionnel et aussi HCCI. Généralement la combustion homogène est réduite à une utilisation en faible charge alors que pour les fortes charges la combustion conventionnelle reprend la main. Ce type de stratégie a été employée pour les concepts PREDIC (PRE-mixed lean Diesel Combustion) développé au New-ACE Institute [181], [182], PCI (Premixed Compression Ignition) de Mitsubishi [183], [184] et NADI (Narrow Angle Direct Injection) de l'IFP [185], [186] et [187] (Figure 3-2).

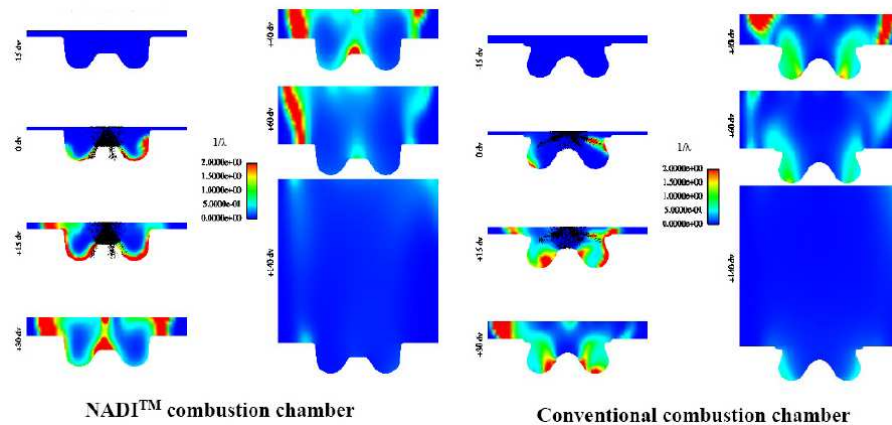


Figure 3-2 : Comparaison de résultats de simulation 3D pour une chambre de combustion NADI (figures à gauche) et conventionnelle (figures à droite). Cette figure met en évidence la différence du nombre de zones riches et leur localisation dans la chambre pour un essai pleine charge à 4000tr/min.

- d) Les stratégies à injection multiples. Le principe consiste à scinder l'injection de carburant en plusieurs événements distincts, afin de tirer partiellement parti des mécanismes de combustion homogène. Dans ce type de stratégie le passage de la combustion homogène à la combustion conventionnelle se fera simplement en modulant les phasages et quantités injectées par injection. A noter que la combustion HCCI est aussi caractérisée par de très forts taux d'EGR qui seront eux aussi modulés dans les cas de combustion Diesel conventionnelle.

La plupart des modèles de combustion HCCI de la littérature s'appuient sur des codes de calcul développés pour la chimie complexe tel que SENKIN [151]. Notre intérêt va se porter sur des modèles multi zones qui permettent, entre autre, de modéliser la stratification en température dans le cylindre. En effet, Dronniou, dans ses travaux expérimentaux et numériques sur la combustion HCCI [34], a mis en évidence l'intérêt de la simulation multi zones afin de mieux prédire l'auto inflammation dans le cas d'une combustion totalement homogène. Les modèles HCCI [188], [189], [190], [191], et [34] sont généralement des modèles décrivant des zones à volumes variables ayant une certaine masse et certaines conditions thermodynamiques initiales. Les équations de cinétique chimique sont résolues dans ces différentes zones. La combinaison de toutes ces zones permet ensuite de retrouver des grandeurs moyennes dans le cylindre. Ce type de modèle permet de très bien prédire le déroulement de la combustion homogène ainsi que l'apparition ou non de phénomènes de type flamme froide. Cependant étant donné qu'aucun modèle de Jet ni même de mélange entre les zones n'est inclut, ces modèles ne permettent pas de prédire des combustions dans le cadre d'une stratégie de combustion à injection directe. Dans ce cas la masse dans chaque zone doit être présumée ainsi que la stratification en température initiale.

Tous ces modèles adoptent une approche Eulérienne dans laquelle le nombre de zones n'est pas dépendant des conditions de simulation mais défini initialement à l'aide de considérations géométriques ou thermodynamiques.

Une approche Eulérienne avec description de débits massiques entre les zones, permettant ainsi de modéliser un mélange, est utilisée dans les travaux de Felsch et Peters [175]. Ces derniers utilisent un modèle physique couplant un code de calcul de chimie complexe [192] dans une description multi zone avec l'utilisation d'un code CFD [193], [194] afin de

représenter la dynamique des fluides (Figure 3-3).

Cette approche propose une écriture des équations utilisées dans le modèle multi zones prenant en compte un échange de masse entre les zones. Il existe d'autres approches qui proposent de coupler des codes de calcul 1D de dynamique des fluides avec un code de chimie complexe DARS-ESM [195].

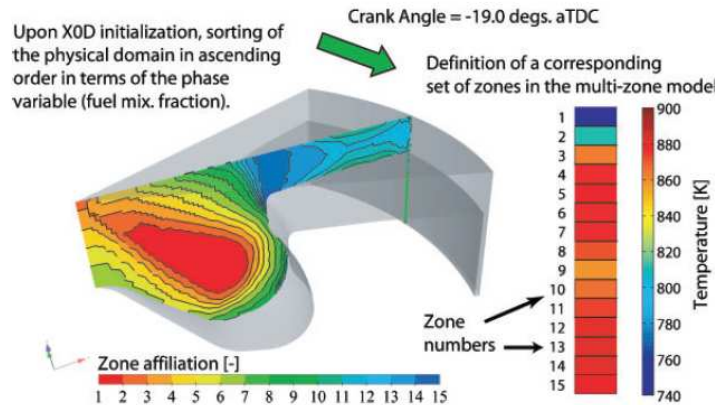


Figure 3-3 : Illustration de l'approche développée par Peters et al. [175] afin de prendre en compte les effets de la chimie complexe pour des combustions type PCCI dans des codes de calculs complexes type CFD.

Bien que ce type d'outils de simulation ne réponde pas au cahier des charges de cette étude, les différentes approches qu'ils intègrent vont être explorées afin d'étendre le modèle développé vers des combustions type HCCI ou PCCI.

3.2.3 Conclusion

Toutes ces approches vont nous permettre de poser les bases du modèle quasi dimensionnel qui va maintenant être décrit.

Malgré une très bonne description des grandeurs thermodynamiques locales par une approche Lagrangienne, ce type de modèle ne sera pas retenu. La cause principale provient du nombre de paramètres relatifs aux équations empiriques qu'il est nécessaire d'identifier et de calibrer. Dans notre cas une description la plus détaillée possible des équations

régissant le spray sera préférée.

Ne voulant pas être limité par le nombre de zones, l'approche avec résolution des équations de cinétique complexe n'a pas été retenue. Tout comme pour le modèle 0D décrit dans le chapitre précédent nous allons utiliser l'outil de tabulation de la chimie.

Nous commencerons par décrire les équations utilisées pour modéliser le spray Diesel dans des conditions inertes. L'écriture des taux de réaction chimique et turbulent sera ensuite abordée. Enfin nous présenterons l'intégration de ce modèle de Jet brûlant dans un modèle de chambre de combustion complet.

3.3 Description du modèle proposé

Ce chapitre se divise en cinq séquences. La première va permettre d'introduire le modèle développé dans le contexte des modèles quasi-dimensionnels appliqués aux moteurs Diesel. La seconde séquence présente l'approche mono dimensionnelle retenue pour modéliser les jets Diesel. La troisième porte sur la description des différents taux de réaction. La quatrième présente les hypothèses et les équations permettant l'introduction du modèle dans une chambre de combustion Diesel. Pour finir, la cinquième séquence présente des résultats du modèle obtenus pour un moteur 1,5L Renault déjà utilisé dans le chapitre précédent et décrit en Annexe 5.

3.3.1 Introduction et présentation générale

Le modèle proposé ici doit permettre de répondre aux problématiques soulevées par le modèle zéro dimensionnel développé dans la première partie de cette étude. Celui-ci doit aussi permettre de répondre à une perspective d'évolution du modèle vers des combustions homogènes de type HCCI. Comme présenté en introduction, les questions techniques soulevées par les concepts de combustion modernes (HCCI / PCCI) sont le contrôle du début de la combustion (SOC : Start Of Combustion) et les dégagements d'énergie très violents qui entraînent des gradients de pressions cylindre très importants. C'est

principalement en raison de ces limitations que l'utilisation de la combustion HCCI se réduit aux zones faiblement chargées de la plage d'utilisation du moteur. Le défi du contrôle de cette combustion, ainsi que du passage entre celle-ci et le mode conventionnel, soulève de nombreuses problématiques au niveau de la modélisation. En effet, la prédictivité des modèles 0D doit être étendue au type de combustion homogène. En plus des phénomènes chimiques, ces modèles devront correctement simuler le processus de mélange entre l'air et le carburant vapeur, afin de correctement définir les stratégies de mise au point du moteur. La grande flexibilité en terme de stratégies d'injection des moteurs modernes implique donc une prise en compte de ces développements technologiques dans les modèles moteurs.

En première approche, avant d'obtenir un modèle 0D complètement adapté à tous les types de combustion, il a été fait le choix de travailler sur un niveau de modèle supérieur. La modélisation 1D ou quasi dimensionnelle a été choisie pour sa capacité à retranscrire les phénomènes transitoires très présents pour les stratégies d'injection multiples. En effet les petites injections très précoces ont des dynamiques différentes des longues injections proches PMH. Pour ces petites injections précoces l'auto-inflammation du carburant survient généralement après l'EOI (End Of Injection), et la description quasi-stationnaire caractéristique des modèles 0D de spray (paragraphe 2.2.4), n'est pas pertinente. En effet, Sanghoom et al.[196] ont observé et décrit « la vague entraînement ». Ce phénomène survenant après l'EOI explique la récession très rapide de la longueur liquide, ainsi que l'augmentation du taux de mélange de façon drastique juste après l'EOI. Ces observations permettent aussi d'expliquer les mélanges très pauvres à proximité de l'injecteur, qui peuvent provoquer une combustion incomplète.

Dans la présente étude, un modèle Eulérien mono dimensionnel de jet a été utilisé. Celui-ci s'appuie sur les travaux effectués par Pastor et al. [197]. Ce modèle, basé sur la théorie des jets de gaz contrôlés par le mélange air/carburant, a été choisi plutôt qu'un modèle plus simple tel que celui proposé par Musculus [77]. Ce dernier repose sur la même théorie mais utilise de nombreuses hypothèses simplificatrices. La principale d'entre elles concerne la variation de densité dans les différentes sections des volumes de contrôle. Musculus [77] considère que l'effet de la variation de densité dans une section donnée du jet est peu

significative, sauf pour les zones proches du nez de l'injecteur. Cette hypothèse, qui simplifie grandement les équations à résoudre, conduit à une approximation importante, particulièrement dans les conditions de vaporisation et par la suite de combustion.

La Figure 3-4 présente un schéma de principe du modèle qui va être décrit dans cette étude. La chambre de combustion est découpée en un certain nombre de « quartiers » fonction du nombre de trous de l'injecteur considéré. Par la suite toutes les grandeurs extensives devront être multipliées par le nombre de « quartiers » afin d'étendre les résultats à l'ensemble de la chambre de combustion. Cette partie de chambre de combustion est ensuite discrétisée en $n+1$ zones. Seront donc considérées n zones de réaction (bleu) dont les dimensions seront données par le modèle de Spray. Ces zones ont une géométrie fixée à chaque pas de temps et ont comme propriété d'échanger de la masse et de l'énergie entre elles. A noter que d'un pas de temps à un autre la géométrie des zones de réaction peut évoluer. Cette dernière remarque prendra tout son sens lorsque nous présenterons l'intégration du modèle de Jet brulant dans un modèle thermodynamique de chambre de combustion. Le modèle thermodynamique utilisé est un modèle $n+1$ zones dont les principales équations sont décrites dans l'Annexe 1. Pour ce modèle thermodynamique les pertes thermiques s'appliquent uniquement à la zone relative aux gaz ambiants (Figure 3-4 : Magenta).

Comme le montre la Figure 3-4 il existe une zone correspondant aux gaz ambiants qui comprend en plus de l'air admis, l'EGR et l'IGR. Il peut être remarqué que cette zone va se vider avec l'entraînement des gaz dans les zones de réaction mais va aussi se remplir avec des gaz « recirculés » après l'impact parois. Ces derniers sont issus de la zone n (Figure 3-4) qui correspond à la zone proche parois. Le choix de « recirculer » les gaz sera explicité dans le paragraphe relatif aux régimes d'impact parois (paragraphe 3.3.5). En première approche la combustion s'effectue uniquement dans les zones de réaction, relatives au jet Diesel.

Le modèle d'injecteur utilisé est celui décrit dans le paragraphe 2.2.3.1.2 relatif à la réduction d'un modèle physique d'injecteur. En effet, ce type de modélisation permettra de reproduire fidèlement l'allure du taux d'introduction du carburant liquide et donc l'impact des phases transitoires relatives au début (SOI) et à la fin (EOI) de l'injection.

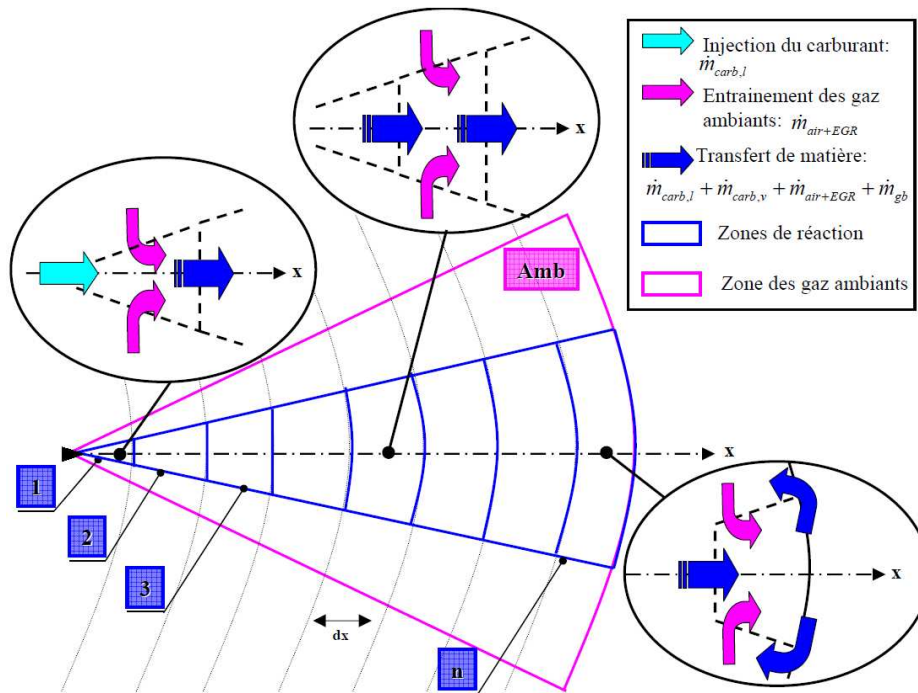


Figure 3-4 : Schéma de principe du modèle quasi dimensionnel développé dans cette étude. Dans l'approche proposée la chambre est découpée en « quartiers » en fonction du nombre de trous de l'injecteur considéré. Ce quartier de chambre de combustion est ensuite discrétisé comme présenté sur cette figure. Les dynamiques des zones de réaction 1, i et n sont explicitées sur la figure.

Les équations régissant les modèles utilisés vont maintenant être détaillées.

3.3.2 Modélisation du jet Diesel : approche mono dimensionnelle

La description du modèle de spray a été divisée en quatre sections. Tout d'abord une description de l'approche monodimensionnelle va être faite avec l'établissement des principales hypothèses ainsi que la géométrie du spray. Deuxièmement, les équations de conservation régissant la dynamique du jet vont être explicitées avec la procédure de résolution du système d'équations. Ensuite les relations portant sur les équations d'état permettant de prendre en compte la vaporisation vont être exposées. Pour finir, le modèle de Jet Diesel sera validé sur des essais provenant de la base de données ECN [93].

3.3.2.1 Description de l'approche

Comme décrit dans le paragraphe 3.2, il existe deux familles de modèle mono dimensionnel ou quasi dimensionnel dont l'intérêt principal est de capter la dynamique des sprays Diesel dans le cas d'injections réelles. En modélisation 1D, l'approche Lagrangienne se caractérise par une réduction de l'approche classiquement utilisée en modélisation CFD. L'approche Eulérienne qui va être décrite dans cette étude principalement basée sur l'analyse du volume de contrôle proposé initialement par Naber et Siebers [66] dans le cas d'injections stationnaires. Dans les développements exposés par la suite, le domaine est discrétisé dans le sens axial (Axe du jet : Figure 3-4) et une vitesse d'injection non constante est appliquée au nez de l'injecteur.

3.3.2.1.1 Géométrie des zones de réaction

Les zones de réactions (Figure 3-4 : bleu) sont définies à l'aide des grandeurs géométriques du jet et de la discrétisation choisie. Les hypothèses faites pour décrire les grandeurs caractéristiques du spray sont les mêmes que celles adoptées dans l'approche zéro dimensionnelle (paragraphe 2.2.4). Le volume occupé par une zone de réaction est considéré conique (cône tronqué) et celui-ci est défini par un demi angle $\theta/2$ ainsi que par la discrétisation axiale Δx (Figure 3-5). Dans le cas de la modélisation mono dimensionnelle les zones sont définies dès le début de la simulation, la longueur maximum du cône n'est donc donnée que par la taille du domaine de calcul (Figure 3-4). La pénétration S , est donnée par l'abscisse de la dernière zone de réaction dans laquelle la fraction massique de carburant n'est pas nulle.

La définition de l'angle (ou demi-angle) θ , permettant de décrire la géométrie des zones de contrôle, est basée sur l'approche empirique déjà exposée dans le paragraphe 2.2.4.1. Cependant, afin de correctement prédire des grandeurs telles que la pénétration liquide maximum ou la longueur d'accroche de flamme, l'approche précédemment décrite est développée.

Le modèle DITurbBC (Downstream Inflow Turbulent Bondary Condition) [198] de l'IFP, qui est basé sur une approche Eulérienne permettant de décrire les phénomènes ayant lieu

proche du nez de l'injecteur, a été utilisé. L'un des phénomènes décrits porte sur la phase liquide qui atteint une certaine longueur, dite de Break-up, à laquelle l'atomisation a lieu. Ce phénomène a inspiré le modèle d'angle de spray proposé par Hiroyasu [84] et décrit en Annexe 3. Les résultats du modèle proposé dans [198] sont utilisés pour l'initialisation de calculs LES utilisant une approche Lagrangienne. La Figure 3-6 illustre l'approche utilisée ici avec les différents angles et longueurs caractéristiques.

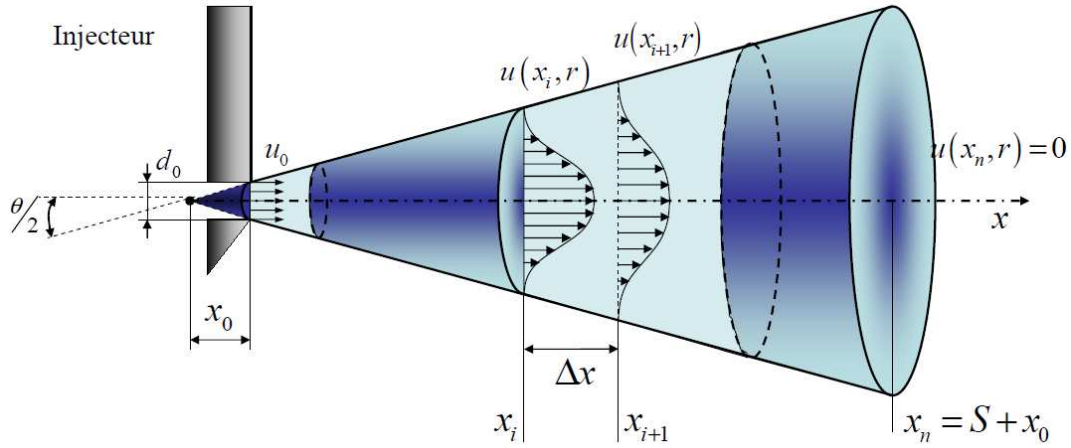


Figure 3-5 : Principe de base de l'approche mono dimensionnelle Eulérienne choisie dans cette étude pour représenter le spray Diesel. Les différentes grandeurs géométriques sont représentées ainsi que certaines hypothèses réalisées sur les champs de vitesse $u(x_i, r)$ dans les volumes de contrôle.

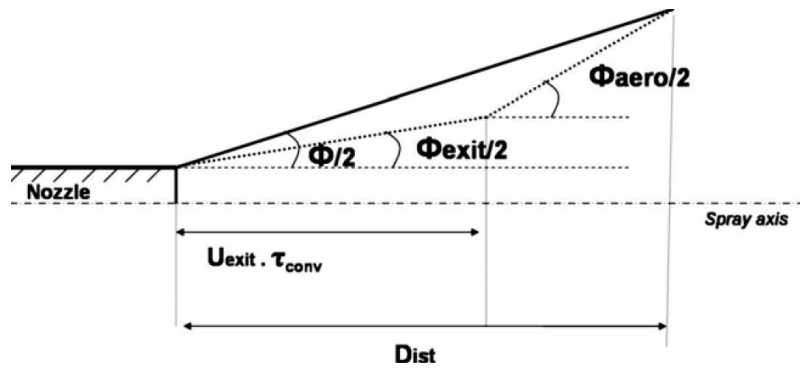


Figure 3-6 : Détermination de l'angle de Jet à une certaine distance « Dist » du nez de l'injecteur d'après l'approche développée dans [198]. Sur cette figure empruntée de l'étude décrite dans [198], Φ correspond à un angle.

Cette approche permet de déterminer deux angles caractéristiques :

- L'angle θ_{exit} dépendant de la géométrie et des conditions dans le nez de l'injecteur,
- L'angle $\theta_{aéro}$ qui est l'angle obtenu à une certaine distance après le nez de l'injecteur, celui-ci dépend principalement des conditions ambiantes. Cet angle est pris égal à l'angle défini par Siebers en 1999 [79] (Eq. 2.31) et déjà présenté dans le paragraphe 2.2.4.1 :

$$\tan\left(\frac{\theta_{aéro}}{2}\right) = C_{Theta} \cdot \left[\left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}} \right)^{0,19} - 0,0043 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5} \right] \quad \text{Eq. 3.2}$$

Avec,

- $\rho_{carb,l}$, la masse volumique du carburant liquide considéré en $[kg/m^3]$ dans l'injecteur,
- ρ_{amb} , la masse volumique du mélange gazeux présent dans la zone des gaz ambiants.
- C_{Theta} , une constante qui est pour Siebers liée à la géométrie de l'injecteur modélisé et qui selon lui peut varier de 0,255 à 0,276.

Nous avons choisi de définir l'angle aéro à l'aide de cette équation empirique (Eq. 2.31) car celle-ci a déjà été étudiée et validée dans le chapitre précédent. De plus d'après la description de Siebers [79], la distance à laquelle l'angle est mesuré expérimentalement correspond à un angle uniquement influencé par l'aérodynamique. L'angle $\theta_{aéro}$ étant déterminé, il s'agit maintenant de déterminer la distance $L_{aéro} = U_{exit} \cdot \tau_{conv}$ ainsi que l'angle θ_{exit} .

L'angle de sortie injecteur θ_{exit} , est supposé lié à la turbulence et au phénomène de cavitation dans le conduit de la buse d'injecteur. Le modèle d'atomisation proposé dans [198] est inspiré par le modèle « Primary Break Up » de Nishimura et al [199]. La première atomisation du jet liquide directement après la sortie de l'injecteur produit des gouttelettes

ayant une composante radiale de la vitesse dépendant de l'énergie cinétique turbulente et de l'énergie cinétique liée à la cavitation. C'est la combinaison des composantes axiale et radiale de la vitesse de sortie qui donne l'angle θ_{exit} .

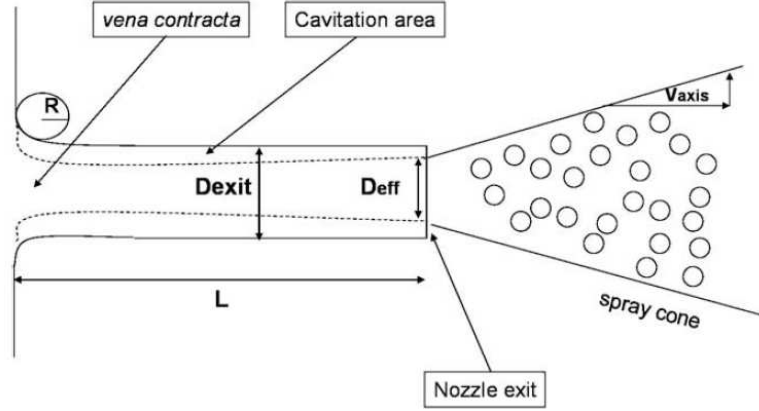


Figure 3-7 : Grandeurs caractéristiques d'un trou d'injecteur d'après [198].

Afin de déterminer cet angle il est nécessaire de quantifier l'énergie cinétique turbulente à l'intérieur de la buse. Celle-ci est donnée par la formule empirique de Huh et al. [200]:

$$k_{flow} = \frac{U_{exit}^2}{8.L/D_{exit}} \cdot \left(\frac{1}{C_d^2} - K_{inlet} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3.3}$$

Avec,

- U_{exit} la vitesse au nez de l'injecteur, celle-ci a déjà été caractérisée dans le paragraphe 2.2.3.2 ($U_{exit} = v_0$),
- L , la longueur caractéristique du trou de l'injecteur (Figure 3-7),
- D_{exit} , le diamètre géométrique du trou de l'injecteur (Figure 3-7),
- C_d , le coefficient de débit de l'injecteur considéré,

- K_{inlet} , le coefficient de perte relatif a la restriction entre le volume du sac et le trou de l'injecteur. Ce coefficient est tabulé par Benedict dans [201] et son évolution est représentée sur la Figure 3-8 en fonction du rapport caractéristique $\frac{r}{d} = \frac{R}{D_{exit}}$.

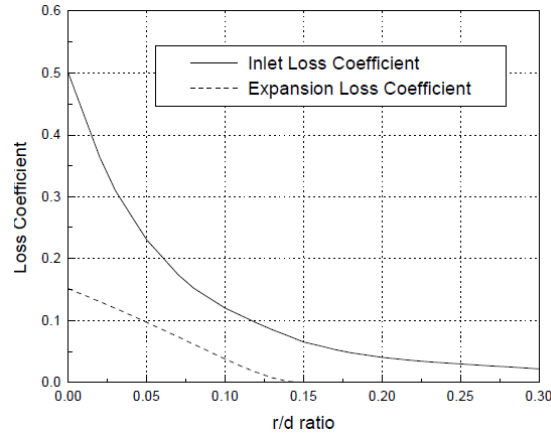


Figure 3-8 : Evolution du coefficient de perte à l'entrée du trou d'injecteur en fonction du rapport r/d d'après [201].

L'énergie cinétique turbulente dans le trou de la buse est générée par les hautes vitesses et l'équation Eq. 3.3 est obtenue en utilisant un bilan énergétique sur la masse totale et sur la quantité de mouvement. La principale hypothèse porte sur la quasi-stationnarité de l'injection. On considérera ici que cette formule est valable pour tous les types d'injection.

L'énergie de cavitation est définie comme l'énergie créée par le décrochage de bulles ou de poches de cavitation à l'intérieur du trou de l'injecteur. Ce phénomène augmente l'énergie cinétique turbulente du liquide dans la buse. Lorsqu'une poche de cavitation de volume V_p se détache de la paroi, l'énergie fournie au fluide environnant à la pression statique p_{stat} peut être évaluée par :

$$E_{cav} \approx \int_0^{V_p} p_{stat} . dV \quad \text{Eq. 3.4}$$

A l'aide de l'hypothèse d'une pression homogène dans le liquide présent dans la buse et supposée proche de la pression dans la chambre, on obtient :

$$E_{cav} \approx \int_0^{V_p} P_{cyl} \cdot dV = V_p \cdot P_{cyl} \quad \text{Eq. 3.5}$$

Pour une colonne fluide de masse m_t , de densité $\rho_t \approx \rho_{carb,l}$, et de volume total V_t avec n_p poche de cavitation, l'énergie cinétique induite par cette même cavitation est :

$$k_{cav} = \frac{1}{m_t} \cdot \sum_{k=0}^{n_p} V_{p,k} \cdot P_{cyl} = \frac{P_{cyl}}{m_t} \cdot \sum_{k=0}^{n_p} V_{p,k} = \frac{P_{cyl}}{\rho_{carb,l} \cdot V_t} \cdot \sum_{k=0}^{n_p} V_{p,k} = \frac{P_{cyl}}{\rho_{carb,l}} \cdot \frac{V_g}{V_t} \quad \text{Eq. 3.6}$$

Avec, $\frac{V_g}{V_t}$ la fraction volumique de gaz qui peut être simplement déterminée en connaissant les différentes sections (Figure 3-7) :

$$\frac{V_g}{V_t} \approx \frac{S_{exit} - S_{eff}}{S_{exit}} \quad \text{Eq. 3.7}$$

Avec, $S_{exit} = S_0$ l'aire géométrique et S_{eff} l'aire efficace de sortie de la buse telles que :

$$S_{eff} = C_a \cdot S_0 \quad \text{Eq. 3.8}$$

Avec, C_a le coefficient de contraction de l'injecteur.

Finalement, à l'aide des équations Eq. 3.7 et Eq. 3.6 il est possible d'écrire simplement :

$$k_{cav} = \frac{P_{cyl}}{\rho_{carb,l}} \cdot (1 - C_a) \quad \text{Eq. 3.9}$$

Un des avantages de cette méthode est qu'elle ne nécessite ni le calcul de la taille des poches ou bulles de cavitation, ni l'évaluation du nombre de celles-ci. Ces grandeurs sont en effet très difficiles à évaluer.

L'énergie cinétique totale dans le trou de l'injecteur est déterminée par la somme de l'énergie cinétique turbulente k_{flow} (Eq. 3.3) avec l'énergie cinétique fournie par la cavitation k_{cav} (Eq. 3.9) :

$$k_{tot} = k_{flow} + k_{cav} \quad \text{Eq. 3.10}$$

Il est possible de relier cette énergie cinétique à une intensité turbulente u' . Cette vitesse est

supposée être égale à la vitesse radiale U_{rad} d'une gouttelette à la sortie du trou de l'injecteur. La turbulence est supposée isotrope, de sorte que :

$$U_{rad} = u' = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k_{tot}} \quad \text{Eq. 3.11}$$

L'angle de sortie de l'injecteur (Figure 3-7) se détermine donc facilement à l'aide de :

$$\tan\left(\frac{\theta_{exit}}{2}\right) = \frac{U_{rad}}{U_{exit}} \quad \text{Eq. 3.12}$$

Les Figure 3-9 présentent deux résultats obtenus à l'aide de l'approche précédemment décrite. La Figure 3-9 a) donne la valeur des différents angles θ_{exit} et $\theta_{aéro}$ dans le cas d'une injection Main de 30mgc à -10°vil aPMH pour une pression rail de 1600bars. Sont aussi tracées sur cette figure l'évolution de la densité des gaz ambiants qui va impacter la valeur de $\theta_{aéro}$, ainsi que la vitesse au nez de l'injecteur. De la même manière la Figure 3-9 b) donne les valeurs des différents angles mais dans le cas d'une injection Pilote de 3mgc à -30°vil aPMH pour une pression rail de 500bars.

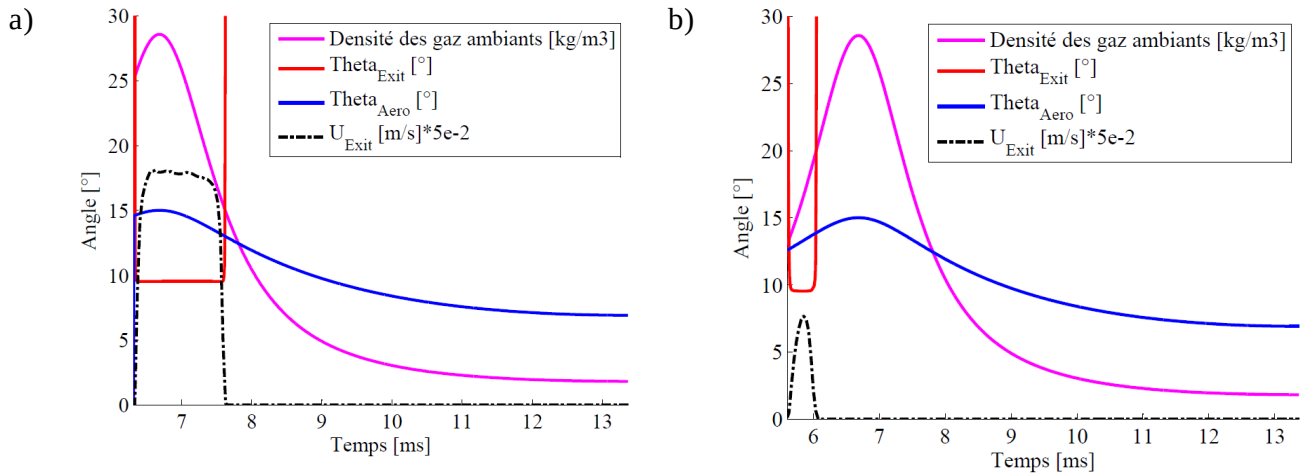


Figure 3-9 : Différents angles de spray en fonction du temps pour un cas moteur réel avec une pression collecteur de 2,2 bars, et un régime de 4500tr/min. Rouge : θ_{exit} , Bleu : $\theta_{aéro}$, Magenta :

Evolution de la densité des gaz ambiant dans la chambre, Noir Pointillé : Vitesse au nez de l'injecteur. a) Résultats pour un injection type Main de 30mgc à -10°vil aPMH et une pression rail de 1600bars, b) Résultats pour une injection type Pilote de 3mgc à -30°vil aPMH et une pression rail de 500bars.

Comme le montrent les différentes Figure 3-9 a) et b), dans chacun des cas l'angle à la sortie de l'injecteur θ_{exit} est inférieur à l'angle dit « aéro » $\theta_{aéro}$. Cette dernière remarque prendra tout son sens lorsque le modèle de spray sera détaillé dans les conditions de vaporisation. En effet il pourra être remarqué que la géométrie des différents volumes de contrôle impactera la quantité d'air entraîné et donc la quantité de carburant vapeur. Ce modèle d'angle permettra la validation du modèle sur des grandeurs telles que la pénétration liquide maximum ou encore la longueur d'accroche de flamme.

Nous allons maintenant déterminer la valeur de l'angle pour chaque volume de contrôle ou zone de réaction. Pour cela il faut déterminer la distance jusqu'à laquelle l'angle θ_{exit} s'applique : $L_{aéro} = U_{exit} \cdot \tau_{conv}$ (Figure 3-6). Afin d'estimer si le mouvement aérodynamique est suffisamment intense pour affecter la forme du jet et ainsi modifier son angle, un temps caractéristique lié à l'aérodynamique : $\tau_{aéro}$ est comparé à un temps caractéristique de transport convectif : τ_{conv} . Ce dernier est pris égal à :

$$\tau_{conv} = \frac{x}{U_{exit}} \quad \text{Eq. 3.13}$$

Avec, x l'abscisse dans l'axe du spray.

D'après [202] le temps caractéristique aérodynamique peut être relié au rapport des densités entre le carburant liquide et l'air ambiant, ainsi qu'à la géométrie du trou de l'injecteur et la vitesse d'éjection du liquide :

$$\tau_{aéro} = C_{aéro} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}}} \cdot \frac{R_{exit}}{U_{exit}} \quad \text{Eq. 3.14}$$

Avec,

- $C_{aéro}$, une constante empirique fixée par [202] à 1,73. Cependant dans la présente étude ce paramètre sera gardé comme paramètre à identifier et à calibrer. Celui-ci sera identifié sur les valeurs de pénétration liquide et de longueur d'accroche de flamme lorsque les résultats expérimentaux seront disponibles.

- $R_{exit} = \frac{D_{exit}}{2}$, le rayon géométrique du trou de l'injecteur.

La longueur $L_{aéro}$ à laquelle l'angle $\theta_{aéro}$ s'applique est donc simplement déterminée lorsque : $\tau_{conv} = \tau_{aéro}$.

Le principe est le suivant :

Si $\tau_{conv} < \tau_{aéro}$, alors les effets aérodynamiques ne sont pas suffisamment intense pour modifier le jet et l'angle de spray à l'abscisse x peut être évalué à l'aide de : $\theta = \theta_{exit}$

Si $\tau_{conv} \geq \tau_{aéro}$, alors l'angle de spray est déterminé à l'aide d'une loi géométrique (Figure 3-6) :

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{\tau_{aéro}}{\tau_{conv}} \tan\left(\frac{\theta_{exit}}{2}\right) + \left(1 - \frac{\tau_{aéro}}{\tau_{conv}}\right) \tan\left(\frac{\theta_{aéro}}{2}\right) \quad \text{Eq. 3.15}$$

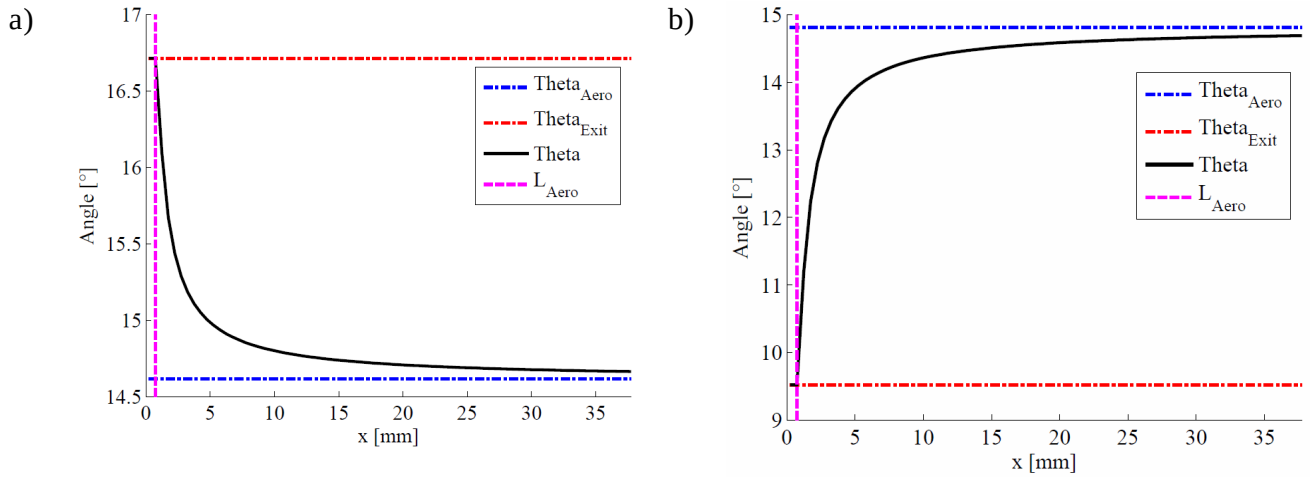


Figure 3-10 : Valeur de l'angle en fonction de l'abscisse dans le spray pour le cas d'une injection Main de 30mgc à -10°vil aPMH et une pression rail de 1600bars (Figure 3-9 a)). a) Valeur de l'angle 15µs après le début de l'injection (aSOI) et $U_{exit} = 9,2\text{m/s}$; b) Valeur de l'angle 93,5µs aSOI et $U_{exit} = 320\text{m/s}$.

Les Figure 3-10 a) et b) présentent la valeur de l'angle en fonction de l'abscisse du spray à deux instants différents. Pour ces figures la discrétisation spatiale utilisée est $\Delta x = 0,5\text{mm}$,

ce qui donne un total de 76 volumes de contrôle (Figure 3-4). Pour cette injection la longueur $L_{aéro}$ est égale à environ 1,5mm.

La Figure 3-10 a) donne la valeur de l'angle en fonction de l'abscisse 15 μ s après le début de l'injection. A cet instant la valeur de la vitesse au nez de l'injecteur est encore très faible donc la valeur de θ proche du nez de l'injecteur, c'est-à-dire là où les premières gouttes de carburant seront présentes, est élevée. La valeur de l'angle diminue avec l'abscisse mais cela n'a pas réellement d'importance car le carburant n'est pas présent dans les volumes de contrôle ou l'angle est plus faible. Il faudra donc retenir que pour ce premier cas (Figure 3-10 a)) l'angle est supérieur à l'angle $\theta_{aéro}$ donné par la loi empirique de Siebers (Eq. 2.31).

La Figure 3-10 b) donne la valeur de l'angle en fonction de l'abscisse au moment où la vitesse maximum au nez de l'injecteur est atteinte. A cet instant la valeur de l'angle au nez de l'injecteur est beaucoup plus faible que la valeur de l'angle « aéro ». L'angle va donc augmenter avec l'abscisse. A noter de plus qu'aux deux instants (Figure 3-10 a) et b)) la valeur de l'angle « aéro » (bleu) n'a quasiment pas varié. Ceci s'explique par une très faible variation de la densité des gaz ambiants pendant ce laps de temps. Pour cette seconde figure l'angle du spray se retrouve donc dans la même configuration que présenté Figure 3-6.

Ces différentes remarques corroborent le fait que le modèle permet de capter les phénomènes transitoires. Dans sa description d'un angle de jet Diesel, Lefebvre [94] explique que l'angle est maximum en début d'injection puis diminue vers une valeur asymptotique correspondant au régime stationnaire.

L'approche empirique de la géométrie des différents volumes de contrôle vient d'être décrite. Afin de résoudre les différentes équations de conservation relatives à la masse, la quantité de mouvement et l'énergie dans ces volumes de contrôles, les principales hypothèses vont maintenant être exposées.

3.3.2.1.2 Principales hypothèses

Le modèle décrit dans cette étude est basé sur les hypothèses de développement d'un Jet contrôlé par le mélange. Afin d'utiliser l'approche de Siebers [66] qui porte sur l'analyse

des volumes de contrôle définie préalablement et de l'adapter à des cas transitoire, comme le proposent Pastor et al. [197], d'autres hypothèses doivent être établies. Certaines d'entre elles sont fondées sur des observations expérimentales de jets de liquide ou de gaz [203], [204], [205] et [206]. Ces différentes hypothèses sont discutées en détail dans les différents travaux de Pastor et al. [197] ainsi que dans ceux de Musculus [77].

Pour chaque volume de contrôle et à chaque pas de temps les hypothèses suivantes sont utilisées :

- a) L'analyse du spray se fait au travers de la théorie des jets de gaz. Avec l'évolution des technologies moteur, et particulièrement les hautes pressions d'injection ou encore les très petits diamètres des buses, les résultats expérimentaux ont confirmé l'hypothèse selon laquelle la dynamique des jets Diesel est contrôlée par le taux de mélange entre l'air et le carburant [207]. Cette hypothèse est certainement l'une des plus importantes réalisées dans cette étude. Celle-ci va nous permettre de décrire le Jet comme un problème monophasique même dans le cas de conditions non vaporisées.
- b) Les effets de compressibilité sont négligés. Cela permet de poser l'hypothèse de pression uniforme entre toutes les zones de réaction.
- c) Les forces visqueuses turbulente et moléculaire appliquées sur le volume de contrôle sont négligées. De la même manière le mélange axial induit par la diffusion moléculaire et turbulente est négligé.
- d) L'écoulement turbulent est supposé entièrement développé, cela signifie que le profil radial auto-similaire pour chaque variable conservée peut-être défini, c'est-à-dire que le rapport entre la variable conservée et sa valeur sur l'axe ne dépend pas de la coordonnée axiale. Cette hypothèse permet de présumer à chaque pas de temps les profils radiaux des variables conservées. Dans cette étude, le profil des variables conservées est présumé à l'aide de la distribution radiale décrite par Abramovich [208]. Celle-ci a été choisie plutôt qu'un profil Gaussien comme proposé dans [197] pour sa validité dans les cas de jets de gaz mais aussi de jets diphasiques. Cette hy-

pothèse permet donc de relier les variables conservées à la valeur sur l'axe du spray de chacune d'entre elles :

$$\frac{u(x, r)}{u_c(x)} = \left(\frac{Y_{carb}(x, r)}{Y_{carb,c}(x)} \right)^{1/Sc} = \left(\frac{h(x, r) - h_{amb,\infty}}{h_c(x) - h_{amb,\infty}} \right)^{1/Pr} = (1 - \xi^\alpha)^2 \quad \text{Eq. 3.16}$$

Avec,

- c l'indice pour les valeurs sur l'axe des variables conservées,
 - u , Y_{carb} et h , les variables conservées, qui sont la vitesse, la fraction massique de carburant et l'enthalpie,
 - Sc et Pr les nombres caractéristiques turbulents de Schmidt et de Prandtl,
 - ξ le rapport entre la coordonnée radiale r et le rayon du volume de réaction R donné par $R = x \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)$,
 - α , un paramètre ajustable de la distribution. Ce paramètre permet d'obtenir une distribution uniforme pour la première zone de réaction après le trou de l'injecteur, puis au fur et à mesure que le profil s'établit la distribution se modifie en une fonction Gaussienne. La Figure 3-5 donne un exemple de ce profil pour la vitesse dans les zones de réactions. Le calcul de la valeur de ce paramètre est détaillé dans [77].
- e) L'écoulement est supposé localement homogène. Cette hypothèse sera utilisée pour définir un équilibre local aussi bien pour les conditions thermodynamiques que pour la vitesse. Cela permet entre autre d'écrire la densité locale du mélange de la manière suivante :

$$\rho(x, r) = \frac{1}{\sum_k \frac{Y_k(x, r)}{\rho_k(x, r)}} \quad \text{Eq. 3.17}$$

Avec,

- $\rho_k(x, r)$, la densité locale pour une espèce k à la température locale $T(x, r)$ et à la pression $P = P_{amb, \infty}$
- $Y_k(x, r)$, la fraction massique locale de l'espèce k.

Ces différentes hypothèses vont maintenant permettre d'établir les équations de conservation. Elles vont aussi permettre d'établir la procédure de résolution de celles-ci.

3.3.2.2 Etablissement des équations de conservation

En utilisant les hypothèses précédentes il est maintenant possible d'écrire les équations monodimensionnelles de conservation pour la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Celles-ci peuvent s'écrire sous la forme :

$$\frac{d}{dt} \left(\int \rho(x, r, t) Y_{carb}(x, r, t) dV \right) = \dot{m}_{carb}(x, t) - \dot{m}_{carb}(x+1, t) \quad \text{Eq. 3.18}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\int \rho(x, r, t) u(x, r, t) dV \right) = \dot{M}(x, t) - \dot{M}(x+1, t) \quad \text{Eq. 3.19}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\int \rho(x, r, t) \Delta h(x, r, t) dV \right) = \dot{H}(x, t) - \dot{H}(x+1, t) \quad \text{Eq. 3.20}$$

Avec, $\Delta h(x, r, t) = h(x, r, t) - h_{a, \infty}$ la différence entre l'enthalpie du mélange dans la zone de réaction et l'enthalpie des gaz ambiants.

Dans les équations Eq. 3.18, Eq. 3.19 et Eq. 3.20 les termes de droite représentent les flux aux travers des sections « d'entrée » et de « sortie » du volume de contrôle considéré. Les termes de gauche représentent l'évolution temporelle des variables conservées dans chaque volume (termes d'accumulation).

Afin de résoudre ce système d'équations différentielles ordinaires pour chaque volume, un schéma de résolution implicite a été choisi. Si l'on considère que l'indice j représente la variable temporelle et i la variable spatiale selon l'axe du jet, alors les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie peuvent se mettre sous la forme discrétisée :

$$\frac{1}{\Delta t} (m_{carb,i}^{j+1} - m_{carb,i}^j) = \dot{m}_{carb,i}^{j+1} - \dot{m}_{carb,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.21}$$

$$\frac{1}{\Delta t} (M_i^{j+1} - M_i^j) = \dot{M}_i^{j+1} - \dot{M}_{i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.22}$$

$$\frac{1}{\Delta t} (H_i^{j+1} - H_i^j) = \dot{H}_i^{j+1} - \dot{H}_{i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.23}$$

Avec,

- $m_{carb,i}^j = \int \rho^j(x_i, r) Y_{carb}^j(x_i, r) dV$, la masse de carburant dans le volume de contrôle à l'abscisse i et à l'instant j ,
- $M_i^j = \int \rho^j(x_i, r) u^j(x_i, r) dV$, la quantité de mouvement du mélange dans le volume de contrôle à l'abscisse i et à l'instant j ,
- $H_i^j = \int \rho^j(x_i, r) \Delta h^j(x_i, r) dV$, l'enthalpie du mélange dans le volume de contrôle à l'abscisse i et à l'instant j .
- Δt , le pas de temps.

Afin de résoudre le système d'équations défini par les équations Eq. 3.21 à Eq. 3.23 une procédure inspirée des travaux réalisés par Pastor et al. [197] a été adoptée. Cette méthodologie permet à la différence de celle proposée par Musculus [77], de prendre en compte l'impact de la variation de la densité locale sur les variables conservées. Pour Pastor la relation entre la densité locale et les autres inconnues du système est faite de façon explicite, alors que pour Musculus la densité est considérée constante dans les différentes sections. La densité sera ici exprimée en fonction des conditions thermodynamiques et de la composition locale (Eq. 3.17).

L'idée principale de la procédure de résolution des équations est d'obtenir un système dont les inconnues sont les valeurs des variables sur l'axe. Lorsque celles-ci sont résolues, les valeurs des variables conservées en tout point du spray sont obtenues à partir de la relation donnée dans l'hypothèse d) concernant le profil présumé des variables conservées (Eq. 3.16). La démonstration de l'obtention du système d'équation à résoudre va maintenant être

décrite. Celle-ci reprend en partie les travaux exposés dans [197] avec un profil présumé des variables conservées de type Abramovich [208].

Afin de reformuler les équations Eq. 3.21, Eq. 3.22 et Eq. 3.23, les flux au travers des sections « d'entrée » et de « sortie » ainsi que les intégrales volumiques vont être exprimés en fonction des variables sur l'axe. Il est alors possible d'écrire que pour chaque variable conservée notée $q = u$ ou Y_{carb} ou h , le flux $\dot{Q}$ correspondant s'écrit :

$$\dot{Q}_i^j = \int [\rho^j(x_i, r) \cdot u^j(x_i, r) \cdot q^j(x_i, r)] dS_i \quad \text{Eq. 3.24}$$

A l'aide de l'équation (Eq. 3.16), il est possible d'écrire :

$$\dot{Q}_i^j = \int [\rho^j(x_i, r) \cdot u_c^j(x_i) \cdot q_c^j(x_i) \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2(1+G)}] dS_i \quad \text{Eq. 3.25}$$

Avec, G un paramètre pris égal à $G=1$ si $q=u$, à $G=Sc$ si $q=Y_{carb}$, à $G=Pr$ si $q=h-h_{amb,\infty}$. De plus il est possible d'exprimer $dS_i = 2\pi \cdot R_i^2 \cdot \xi \cdot d\xi$ d'où :

$$\dot{Q}_i^j = \int [\rho^j(x_i, r) \cdot u_c^j(x_i) \cdot q_c^j(x_i) \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2(1+G)}] 2\pi \cdot R_i^2 \cdot \xi \cdot d\xi \quad \text{Eq. 3.26}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_i^j = 2\pi \cdot R_i^2 \cdot u_c^j(x_i) \cdot q_c^j(x_i) \int [\rho^j(x_i, r) \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2(1+G)}] \cdot \xi \cdot d\xi \quad \text{Eq. 3.27}$$

Nous allons maintenant introduire la fonction F_{XG} , celle-ci va contenir l'influence de la densité locale ainsi que de la géométrie du volume de contrôle :

$$F_{XG,i}^j = \int [\rho^j(x, \xi_i) \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2(X+G)}] \cdot \xi \cdot d\xi \quad \text{Eq. 3.28}$$

La fonction F_{XG} peut être interprétée comme une densité moyenne pondérée sur la section i du volume de contrôle.

Finalement le flux peut donc être écrit de la manière suivante :

$$\dot{Q}_i^j = 2 \cdot S_i \cdot u_{c,i}^j \cdot q_{c,i}^j \cdot F_{1G,i}^j \quad \text{Eq. 3.29}$$

Avec, $S_i = \pi \cdot R_i^2$ une section latérale du volume de contrôle considéré.

De la même façon, il est possible de relier les intégrales volumiques des équations Eq. 3.18, Eq. 3.19 et Eq. 3.20, aux valeurs sur l'axe des variables conservées :

$$\int \rho^j(x, r) q^j(x, r) dV = \frac{\Delta x}{2} \left[\int \rho_i^j(r) q_i^j(r) dS_i + \int \rho_{i+1}^j(r) q_{i+1}^j(r) dS_{i+1} \right] \quad \text{Eq. 3.30}$$

Et,

$$\int \rho_i^j(r) \cdot q_i^j(r) \cdot dS_i = \int_0^1 \rho_i^j(r) \cdot q_{c,i}^j \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2G} \cdot 2\pi R_i^2 \cdot \xi d\xi \quad \text{Eq. 3.31}$$

$$\Leftrightarrow \int \rho_i^j(r) \cdot q_i^j(r) \cdot dS_i = 2 \cdot S_i \cdot q_{c,i}^j \cdot F_{0G,i}^j \quad \text{Eq. 3.32}$$

Avec la définition de F_{xG} (Eq. 3.28),

$$F_{0G,i}^j = \int \left[\rho^j(x_i, \xi) \cdot (1 - \xi^\alpha)^{2G} \right] \cdot \xi \cdot d\xi \quad \text{Eq. 3.33}$$

Donc l'intégrale volumique peut être écrite de la manière suivante :

$$\int \rho^j(x, r) q^j(x, r) dV = \frac{\Delta x}{2} \left[2 \cdot S_i \cdot q_{c,i}^j \cdot F_{0G,i}^j + 2 \cdot S_{i+1} \cdot q_{c,i+1}^j \cdot F_{0G,i+1}^j \right] \quad \text{Eq. 3.34}$$

Avec, S_i la section « d'entrée » et S_{i+1} la section de « sortie » du volume de contrôle considéré.

A l'aide de l'équation Eq. 3.34 ainsi que de l'équation Eq. 3.29, il est possible d'écrire l'équation de conservation de la variable q sous la forme :

$$A_q \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot q_{c,i+1}^{j+1}) + B_q \cdot (q_{c,i+1}^{j+1}) + C_q = 0 \quad \text{Eq. 3.35}$$

Les termes A_q , B_q et C_q sont des grandeurs connues. Soit l'équation de conservation relative à la variable q :

$$\frac{1}{\Delta t} (Q_i^{j+1} - Q_i^j) = \dot{Q}_i^{j+1} - \dot{Q}_{i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.36}$$

$$\Leftrightarrow \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{\Delta x}{2} \left[\underbrace{2 \cdot S_i \cdot (q_{c,i}^{j+1}) \cdot F_{0G,i}^{j+1}}_{\text{Connu}} + 2 \cdot S_{i+1} \cdot (q_{c,i+1}^{j+1}) \cdot F_{0G,i+1}^{j+1} \right] - \underbrace{Q_i^j}_{\text{Connu}} \right) = \underbrace{\dot{Q}_i^{j+1}}_{\text{Connu}} - 2 \cdot S_{i+1} \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot q_{c,i+1}^{j+1}) \cdot F_{1G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.37}$$

D'où,

$$A_q = 2.\Delta t.S_{i+1}.F_{1G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.38}$$

$$B_q = \Delta x.S_{i+1}.F_{1G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.39}$$

$$C_q = \Delta x.S_i.(q_{c,i}^{j+1}).F_{0G,i}^{j+1} - Q_i^j - \Delta t.\dot{Q}_i^{j+1} \quad \text{Eq. 3.40}$$

Il apparait dans les équations Eq. 3.38 et Eq. 3.39 les termes $F_{1G,i+1}^{j+1}$ et $F_{0G,i+1}^{j+1}$ qui dépendent de la densité à l'instant $j+1$ et dans la section $i+1$, qui elle-même dépend de la composition et de la température dans la même section et au même instant. La résolution du système d'équation va donc nécessiter un processus itératif qui sera décrit par la suite.

A chaque pas de temps le calcul débute par la résolution des équations dans la première zone, directement après le nez de l'injecteur. La vitesse entrant dans cette zone est simplement donnée par le modèle d'injecteur. Une fois les variables conservées connues pour la zone 1, le calcul de la zone 2 débute avec comme valeurs d'initialisation les valeurs obtenues par résolution de la zone 1. Ce processus est répété tout le long du spray jusqu'à ce que la vitesse $u_{c,i+1}^{j+1}$ soit pratiquement nulle.

3.3.2.3 Prise en compte de la vaporisation et résolution du système

Le modèle développé dans cette étude doit être capable de prédire le comportement du jet Diesel pour toutes les conditions thermodynamiques, c'est-à-dire aussi bien dans des conditions de vaporisation ou non. Ce paragraphe présente la méthode itérative utilisée afin de déterminer les variables conservées dans les différents volumes de contrôle. Pour cela la composition locale du mélange doit être déterminée afin d'obtenir les valeurs des intégrales sur les sections (Eq. 3.28). Les fonctions $F_{1G,i+1}^{j+1}$ et $F_{0G,i+1}^{j+1}$ sont dépendantes de la densité locale du mélange $\rho_{i+1}^{j+1}(r)$. Cette dernière est fonction de la composition locale du mélange $Y_{k,i+1}^{j+1}(r)$, et de la densité de chaque espèce le composant $\rho_{k,i+1}^{j+1}(r)$ (Eq. 3.17).

La composition locale du mélange est obtenue à l'aide de l'hypothèse d'un processus de

mélange parfait adiabatique, c'est-à-dire :

$$\sum_k Y_{k,i+1}^{j+1}(r) = 1 \quad \text{Eq. 3.41}$$

Dans le cas présent cette composition est ramenée à deux « espèces », le carburant vapeur ou liquide, et les gaz ambiants composés d'air ainsi que d'EGR.

$$Y_{carb,i+1}^{j+1}(r) + Y_{amb,i+1}^{j+1}(r) = 1 \quad \text{Eq. 3.42}$$

La composition locale étant connue pour toutes les valeurs de la fraction massique locale de carburant, la température locale est alors facilement obtenue à l'aide de la résolution du système d'équation déduit de l'hypothèse d) (Eq. 3.16) et de la loi de Gibbs-Dalton :

$$\frac{Y_{carb,i+1}^{j+1}(r)}{Y_{carb,c,i+1}^{j+1}} = \left(\frac{h_{i+1}^{j+1}(r) - h_{amb,\infty}}{h_{c,i+1}^{j+1} - h_{amb,\infty}} \right)^{Le} \quad \text{Eq. 3.43}$$

$$h_{i+1}^{j+1}(r) = \sum_k Y_{k,i+1}^{j+1}(r) \cdot h_k(T_{i+1}^{j+1}(r)) \quad \text{Eq. 3.44}$$

Avec,

- h_k , l'enthalpie du composé pur à la température locale $T_{i+1}^{j+1}(r)$,
- Le , le nombre de Lewis turbulent considéré ici égal à 1, cette dernière hypothèse est généralement admise pour les flammes turbulentes non-prémélangées.

Dans le cas où les conditions thermodynamiques entraînent une évaporation du carburant liquide injecté, c'est l'enthalpie d'un mélange liquide plus vapeur d'espèces condensables et non-condensables qui est conservée. Ici le carburant est considéré comme une espèce condensable dans l'équation Eq. 3.44 alors que les gaz ambiants sont considérés non condensables. Les enthalpies « partielles » du carburant h_{carb} et des gaz ambiants h_{amb} dans le volume de contrôle considéré vont maintenant être explicitées.

L'enthalpie du carburant peut être exprimée de la façon suivante :

$$h_{carb}(T) = (1 - Y_{carb}|_{vap}) \cdot h_{carb,liq}(T) + Y_{carb}|_{vap} \cdot h_{carb,vap}(T) \quad \text{Eq. 3.45}$$

Avec,

- $h_{carb,liq}(T)$, l'enthalpie du carburant liquide donné sous forme de polynôme par les tables de JANAF [21],
- $h_{carb,vap}(T)$, l'enthalpie du carburant vapeur donné par :

$$h_{carb,vap}(T) = \int_{T_{ref}}^T C_{p_{carb,vap}}(T).dT + \frac{Y_{carb}|_{vap}}{Y_{carb}} \cdot \Delta h_{vap}(T) \quad \text{Eq. 3.46}$$

Avec, $C_{p_{carb,vap}}(T)$ la capacité calorifique à pression constante donnée sous forme de polynôme par [21], $\Delta h_{vap}(T)$ la chaleur latente de vaporisation donnée par Yaws [209] :

$$\Delta h_{vap}(T) = L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^n \quad \text{Eq. 3.47}$$

Avec par exemple, $L = 49,73$, $T_c = 540,26$ [K] et $n = 0,386$ pour le n-heptane.

- $Y_{carb}|_{vap}$, la proportion de carburant vapeur donnée par une hypothèse d'équilibre local entre le composé sous forme vapeur et liquide et les lois de Raoult et Dalton. Il est donc possible d'écrire : Si $P_{sat,carb} > P_{amb}$, alors $Y_{carb}|_{vap} = Y_{carb}$, sinon :

$$Y_{carb}|_{vap} = \frac{M_{carb} \cdot P_{sat,carb}}{M_{carb} \cdot P_{sat,carb} + M_{amb} \cdot (P_{amb} - P_{sat,carb})} \quad \text{Eq. 3.48}$$

Avec, M_{carb} la masse molaire du carburant considéré, M_{amb} la masse molaire du mélange de gaz ambiants, $P_{sat,carb}$ la pression de saturation du carburant donnée par la loi d'Antoine [210] :

$$P_{sat,carb}(T) = 10^{\left(a - \frac{b}{T+c-273,15}\right)} \quad \text{Eq. 3.49}$$

Avec, a, b et c des constante à calibrer en fonction du type de carburant, les valeurs pour le n-heptane ou d'autres carburants purs sont données dans [210].

Finalement avec les différentes équations (Eq. 3.34) à (Eq. 3.49) la température locale est connue ainsi que la proportion locale de carburant vapeur. C'est avec cette température que la densité des différents composés sera calculée. Une fois celles-ci déterminées la densité

locale du mélange est obtenue à l'aide de l'équation Eq. 3.17.

Il peut être remarqué de plus qu'à l'aide de l'équation Eq. 3.43 le système d'équation relatif aux variables sur l'axe se résume maintenant à deux équations :

$$A_u \cdot (u_{c,i+1}^{j+1})^2 + B_u \cdot (u_{c,i+1}^{j+1}) + C_u = 0 \quad \text{Eq. 3.50}$$

$$A_Y \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot Y_{carb,c,i+1}^{j+1}) + B_Y \cdot (Y_{carb,c,i+1}^{j+1}) + C_Y = 0 \quad \text{Eq. 3.51}$$

La conservation de l'énergie est alors déterminée implicitement par la résolution de ces deux équations et de l'équation Eq. 3.43.

Le processus itératif utilisé pour déterminer les différentes valeurs sur l'axe des variables conservées est décrit sur la Figure 3-11. Le choix a été fait d'utiliser un algorithme basé sur la méthode du gradient afin de déterminer les valeurs de ΔY et Δu (Figure 3-11). Sur cette figure le système à vérifier est composé des deux équations Eq. 3.50 et Eq. 3.51. Les équations d'état sont les différentes équations décrites dans ce paragraphe en plus de l'équation des gaz parfaits.

Dans le cas où les conditions ambiantes (température et pression) sont loin des conditions de vaporisation le carburant peut être considéré complètement liquide. Dans le cas où les conditions ambiantes sont proches des conditions critiques pour le carburant considéré alors celui-ci peut être considéré instantanément vaporisé et ne sera présent que sous forme vapeur dans le jet. Pour ces deux cas et les cas intermédiaires la procédure présentée ici s'applique et permet de connaître toutes les conditions locales dans les différents volumes de contrôle à chaque instant.

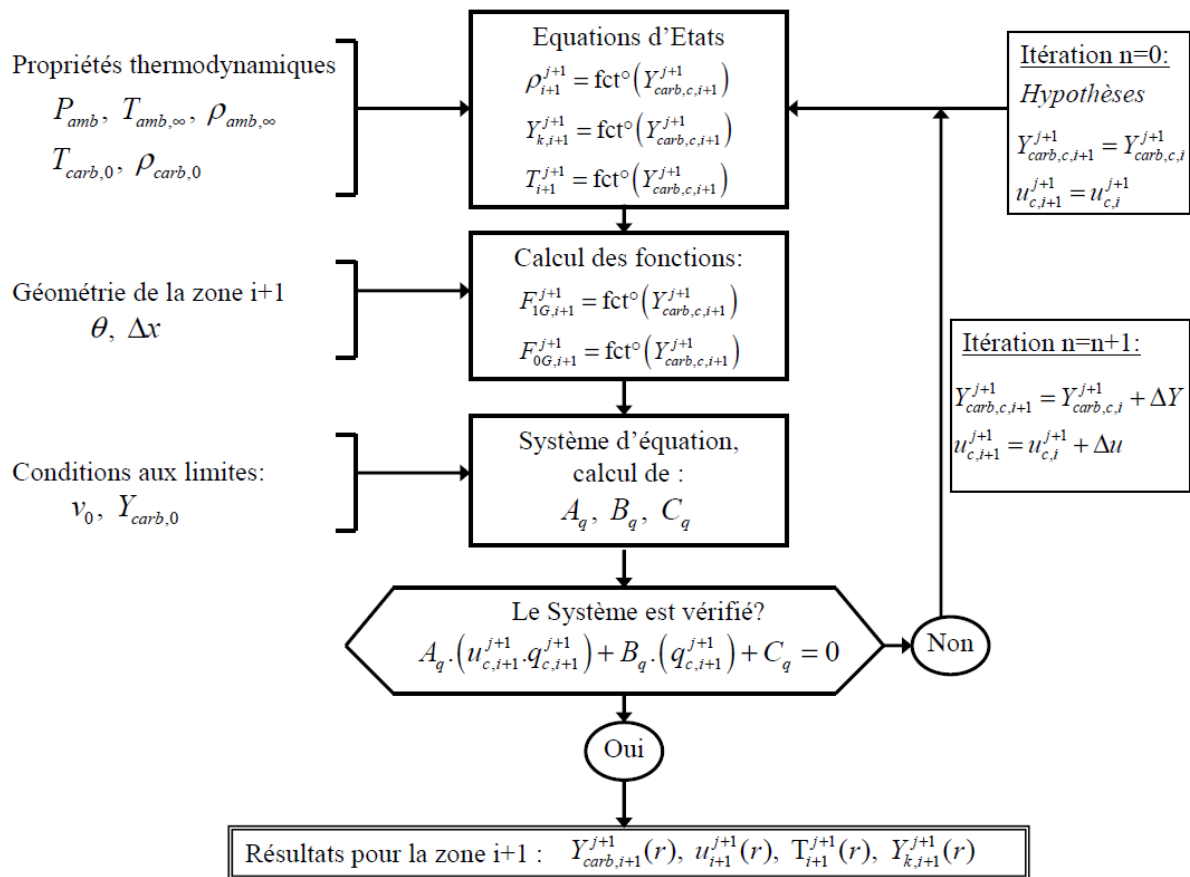


Figure 3-11 : Processus de résolution des équations de conservations pour la zone i+1

3.3.2.4 Validation du modèle de jet proposé

Le modèle de jet décrit dans les paragraphes précédents va être maintenant confronté à des résultats expérimentaux issus de la base de données ECN [93] : Table 3-1.

Essais	xO ₂ [%]	T _{amb} [K]	rho _{amb} [kg/m ³]	d _{Trou} [mm]	T _{fuel} [K]	P _{amb} [bar]	v _o [m/s]	Type Carburant
1	0	967	15,3	0,1e-3	373	43,3	Stationnaire	NPHT
2	0	877	23,14	0,09e-3	363	60,1	Variable	nC12

Table 3-1 : Essais issus de [93] pour deux types de carburant : NPHT=n-heptane et nC12=n-Dodécane.

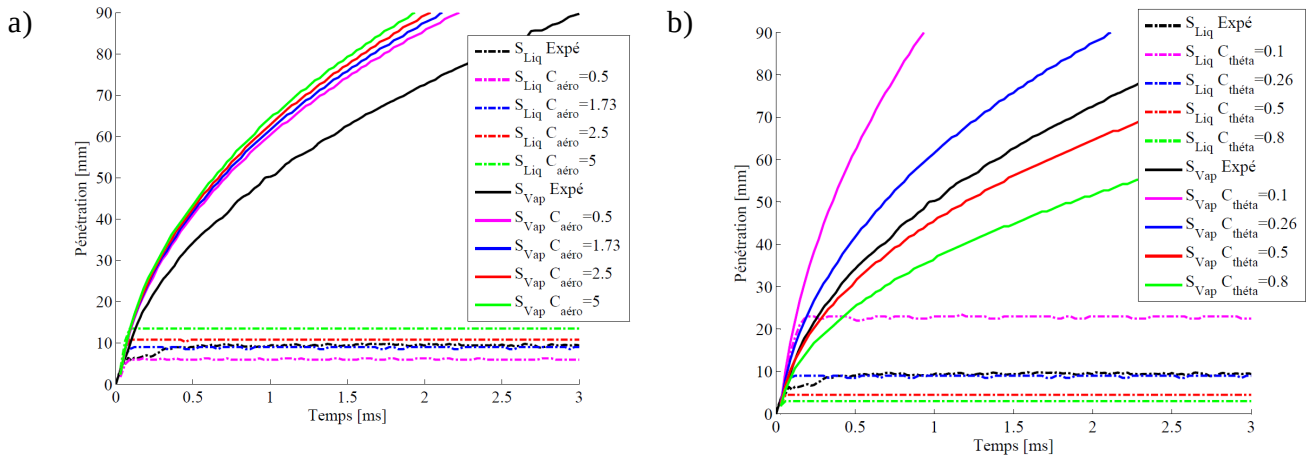


Figure 3-12 : Pénétration liquide et vapeur en fonction du temps pour l'essai 1 (Table 3-1). a) Impact du paramètre $C_{aéro}$ (Eq. 3.14), b) Impact du paramètre C_{theta} (Eq. 2.31)

La Figure 3-12 a) présente des résultats de simulation obtenus pour une variation du paramètre $C_{aéro}$ (Eq. 3.14), pour cette figure le paramètre C_{theta} a été fixé à 0,26. Le paramètre $C_{aéro}$ impacte la géométrie des volumes de contrôle proches du nez de l'injecteur. La multiplication de ce paramètre par 10 va impacter la longueur liquide de façon significative. La variation de la longueur liquide peut atteindre jusqu'à 80%. Cette variation n'est pas aussi prononcée pour la pénétration vapeur maximum, celle-ci ne varie que d'environ 1%. Ce paramètre permettra de calibrer le modèle afin d'obtenir une longueur liquide maximum identique à la mesure.

La Figure 3-12 b) présente des résultats de simulation obtenus pour une variation du paramètre C_{theta} (Eq. 2.31), pour cette figure le paramètre $C_{aéro}$ a été fixé à 1,73. Comme le montre cette figure ce paramètre impacte très largement la pénétration vapeur maximum et la longueur liquide. Cette étude paramétrique va permettre de définir une méthode de calibration du modèle de jet 1D.

La méthode d'identification et de calibration sera la suivante lorsque les données expérimentales sont disponibles :

- Le paramètre C_{θ} est identifié sur la pénétration vapeur maximum. Lorsque pour une valeur de celui-ci la pénétration vapeur simulée concorde avec la pénétration vapeur expérimentale, ce paramètre est fixé.
- Le paramètre $C_{aéro}$ est alors identifié sur la longueur liquide maximum. Lorsque pour une valeur de celui-ci la longueur liquide simulée concorde avec la longueur liquide expérimentale, ce paramètre est fixé.

Ces deux étapes sont répétées de façon itérative afin d'obtenir une valeur pour chaque paramètre permettant de prédire la longueur liquide ainsi que la pénétration liquide maximum pour toutes les vitesses d'injection et conditions ambiantes.

La Figure 3-13 présente les résultats obtenus après calibration du modèle pour une valeur de $C_{\theta} = 0,38$ et une valeur de $C_{aéro} = 2,1$.

La Figure 3-13 présente les résultats obtenus dans le cas de l'essai n°1 de la Table 3-1. Cette figure montre que le modèle permet de représenter fidèlement l'évolution de la pénétration vapeur maximum ainsi que de la longueur liquide maximum dans le cas stationnaire.

Le modèle a donc été calibré sur un essai relatif à du n-heptane et dans des conditions stationnaires. Les deux paramètres $C_{aéro}$ et C_{θ} , relatifs à la géométrie des volumes de contrôle, vont maintenant être considérés constants pour toutes les conditions ambiantes et conditions d'injection, ainsi que pour tout type de carburant.

Afin de valider l'hypothèse réalisée ci-dessus le modèle va être testé pour un autre type de carburant et pour des conditions d'injection différentes. Pour cela les différentes lois thermodynamiques empiriques (Eq. 3.46, Eq. 3.47 et Eq. 3.49) vont être déduites de corrélations données par [209] et [210]. Les corrélations utilisées ici sont celles correspondant au n-Dodécane $C_{12}H_{26}$.

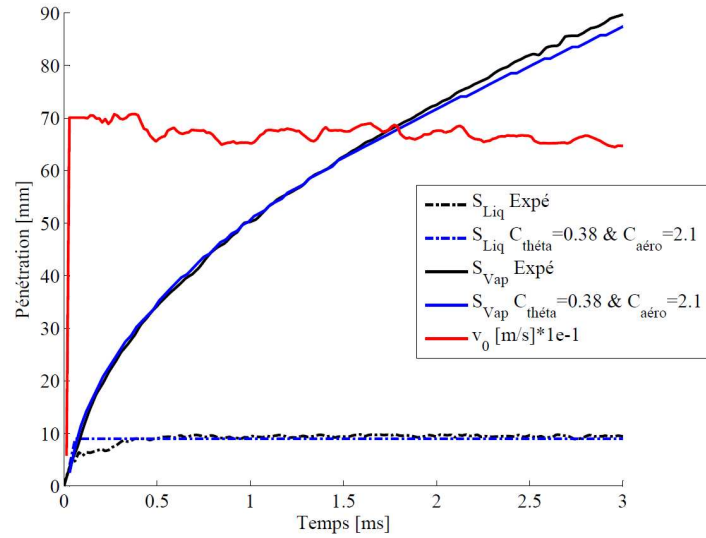


Figure 3-13 : Pénétration en fonction du temps pour l’essai n°1 (Table 3-1). Noir : résultats expérimentaux, Bleu : résultats simulé, Rouge : Vitesse au nez de l’injecteur.

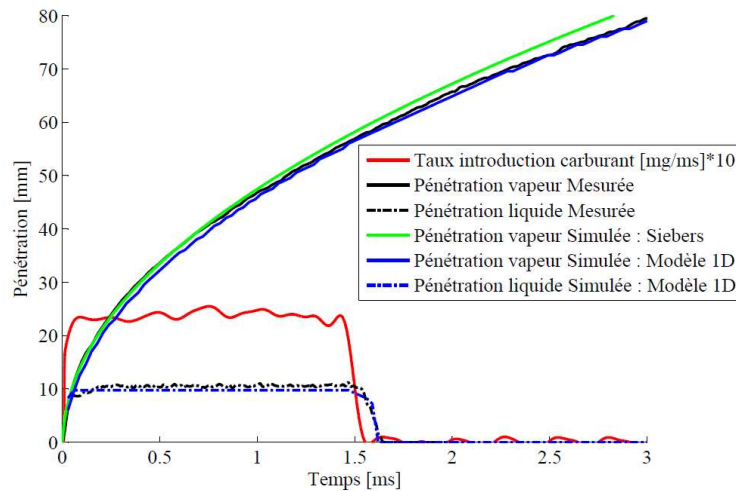


Figure 3-14 : Pénétration en fonction du temps pour l’essai n°2 (Table 3-1). Noir : résultats expérimentaux, Bleu : résultats simulés avec le modèle 1D, Vert : résultat simulé avec le modèle de Siebers, Rouge : Taux d’introduction du carburant.

La Figure 3-14 donne les résultats de simulation pour l’essai n°2 présenté dans la Table 3-1. La courbe verte représente la pénétration vapeur maximum d’après le modèle empirique de Siebers présenté dans le paragraphe 2.2.4.2. Ce modèle est déduit de la simplification des équations de conservation dans le cas stationnaire. La valeur du

paramètre C_{Theta} (Modèle 0D : Eq. 2.31) a été fixée à 0,22 afin de coller au mieux à la courbe expérimentale. La simplicité de ce modèle explique la divergence obtenue une fois l'injection terminée (courbe rouge). Il peut être remarqué que lorsque la vitesse au nez de l'injecteur devient nulle, la pénétration vapeur maximum diminue légèrement en comparaison avec un cas d'injection stationnaire. Le modèle quasi dimensionnel présenté ici permet bien de capter cette diminution de la pénétration vapeur. Cette approche prendra donc tout son sens dans la prédiction de la dynamique de très petites injections dans les stratégies à injections multiples.

Ce modèle permet de prédire de façon très intéressante la pénétration liquide maximum. Avec le jeu de paramètres identifié sur l'essai n°1 de la Table 3-1 relatif à une injection de n-heptane, le modèle prédit relativement bien l'ordre de grandeur de la pénétration liquide pour une injection de n-Dodécane. Pour cette simulation seuls les paramètres des lois empiriques relatives aux grandeurs thermodynamiques ont été modifiés. Il peut être noté que la pénétration liquide est légèrement sous estimée, cependant la récession rapide de celle-ci quelques microsecondes après la fin de l'injection est très bien prise en compte. Comme l'ont montré Musculus [77] et Pickett [104] cette récession s'explique par la bonne représentation du phénomène de « vague d'entraînement d'air » dans une approche mono dimensionnelle. Ce phénomène est caractérisé par une forte augmentation du débit d'air entraîné dans les zones proches du nez de l'injecteur lorsque le débit hydraulique devient nul. Ce phénomène entraîne une augmentation du taux de vaporisation dans ces zones et donc la disparition très rapide de la phase liquide.

Cependant, il faut ajouter qu'une phase de calibration des paramètres liés à la géométrie des volumes de contrôle, lorsque les données expérimentales sont disponibles, devra éventuellement être envisagée dans le cas d'une modélisation de spray Diesel dont les caractéristiques physiques du carburant sont très différentes du n-heptane.

3.3.2.5 Conclusion

Ce premier paragraphe relatif à la modélisation d'un spray Diesel dans le cadre d'une approche monodimensionnelle permet de mettre en avant les atouts importants de ce type

d'approche pour modéliser finement les principales grandeurs. Les phénomènes transitoires, principalement rencontrés dans le cas de petites injections, sont bien représentés. La prédictivité de cette approche permet de simuler la dynamique du spray pour différentes conditions d'injection et différentes conditions ambiantes.

Lorsque les paramètres des lois empiriques pour les grandeurs thermodynamiques relatives à chaque type de carburant sont bien renseignés, seuls deux paramètres du modèle sont à identifier. Ceux-ci sont principalement dépendants de la géométrie de l'injecteur et non de la nature du carburant (paragraphe 2.2.4.1).

L'unique limitation de cette approche est, dans le cas particulier de notre étude, les temps de calcul. Le temps CPU est principalement dépendant de la discrétisation spatiale qui sera adaptée en fonction du type de phénomènes à reproduire.

Le modèle de jet dans les conditions inertes a été présenté dans cette première partie. Afin d'être intégré à un modèle de chambre de combustion moteur, celui-ci doit être étudié et étendu à des conditions réactionnelles. Pour cela un taux de réaction doit être modélisé dans chaque volume de contrôle ou zone de réaction.

3.3.3 Modélisation du taux de réaction local

Le modèle de spray Diesel précédemment décrit pour des conditions inertes va maintenant être élargi aux cas avec combustion. La combustion va impacter le jet au travers d'un changement de composition mais aussi par la modification des conditions thermodynamiques au sein de celui-ci.

La combustion d'un spray Diesel a été décrite dans les chapitres précédents et va être réexposée succinctement ici.

Le carburant liquide est injecté dans des gaz ambiants chauds, celui-ci va se pulvériser très rapidement après le nez de l'injecteur. Les petites gouttelettes ainsi formées s'évaporent au fur et à mesure qu'elles pénètrent dans la chambre de combustion. Le carburant vapeur ainsi obtenu se mélange aux gaz ambiants entraînés par le mouvement aérodynamique créé

par la pénétration de ces gouttelettes. Cette première phase caractérise le délai physique, modélisé dans le cas présent par un équilibre entre le carburant liquide et vapeur (paragraphe 3.3.2.3). Dès l'apparition de carburant vapeur des réactions chimiques produisent des espèces intermédiaires appelées précurseurs. Lorsque le carburant et les gaz ambiants se trouvent dans des conditions propices en richesse et température alors les réactions chimiques s'emballent et l'auto-inflammation du mélange se produit. Le mélange de carburant vapeur et de gaz ambiants disponible est alors consommé en masse. Ce processus est principalement contrôlé par une vitesse de réaction chimique, ce type de flamme est appelée flamme de prémélange. Ce phénomène se produit quelque part dans le spray, sa localisation est généralement aléatoire et peut être contrôlable. Juste après l'auto-inflammation débute une seconde phase, la combustion contrôlée par le micro-mélange dite combustion de diffusion. Pour ce type de combustion la vitesse de la chimie est considérée infiniment rapide ce qui implique que le carburant vapeur et les gaz ambiants ne vont réagir que lorsque ceux-ci seront dans des conditions de mélange appropriées. Cette combustion est donc limitée par une vitesse de mélange entre les gaz ambiants et le carburant vapeur.

La distinction entre la combustion de prémélange et de diffusion est l'un des points d'amélioration du modèle 0D précédemment décrit (Chapitre 2). Afin de répondre à cette problématique l'approche proposée ici permet une compétition implicite entre les deux modes de combustion. Deux taux de réaction liés à des processus physico-chimiques différents seront donc calculés : un taux de réaction contrôlé par la chimie, faisant appel à la tabulation de la cinétique chimique présenté dans le chapitre précédent, et un taux de réaction contrôlé par le mélange turbulent. Ce dernier utilise une approche de type modèle Eddy Break-Up introduit par Magnussen et Hjertager [211]. Celle-ci généralement couplée à des PDF (PDF-EBU) [212], [213], [214] a ici été simplifiée afin d'être utilisée dans le modèle de spray précédemment décrit.

3.3.3.1 Taux de réaction chimique

Dans les différents travaux étudiés [212], [213], [214], l'auto inflammation ainsi que le taux de réaction lié à la chimie sont généralement modélisés à l'aide de lois d'Arrhenius (paragraphe 2.2.7.2.2). Celles-ci peuvent être déduites de schémas à une étape ou de

schémas cinétiques simplifiés type « Shell ignition model » proposé par Schapertons et Lee [215] ou Hamosfakidis et Reitz [216]. Pour simuler l'auto inflammation et l'emballement de la réaction nous utiliserons ici l'outil de tabulation des mécanismes chimiques déjà présenté et utilise dans l'approche 0D. Cet outil qui permet de reproduire les résultats de chimie complexe, a été développé par Colin et al. [146] en vue d'une intégration dans des codes de calcul 3D. Cette tabulation basée sur la méthode TKI ne nécessite pas de « suivre » toutes les espèces repérées comme « majoritaires », celles-ci sont reconstruites à l'aide de la variable d'avancement c et de l'état local du mélange Z . En vue d'obtenir un code de calcul dont les temps CPU sont raisonnables, cette dernière remarque aura un intérêt tout particulier.

3.3.3.1.1 Utilisation de l'outil de tabulation de la chimie complexe dans une approche 1D

Afin de réutiliser la tabulation, certaines équations décrites dans le paragraphe 2.2.7.2.3, relatif à l'utilisation des tables en 0D, vont maintenant être explicitées dans le cas d'une approche monodimensionnelle.

Comme présenté précédemment, dans le modèle proposé par Colin et al. [146], le délai d'auto inflammation est obtenu à l'aide de l'intégration d'une fraction massique regroupant toutes les espèces repérées comme intermédiaires Y_I . L'hypothèse est alors faite qu'en se plaçant dans un écoulement homogène sans convection ni diffusion, le taux de variation de cette fraction massique est considéré proportionnel au traceur du carburant : $\dot{\omega}_I = fct^o(Y_{carb,T})$. De plus cette fraction massique est une fonction du temps caractéristique d'apparition de la flamme froide τ_{LT} , donné par la tabulation :

$$\dot{\omega}_I(x, r, t) = \rho(x, r, t) \cdot Y_{carb,T}(x, r, t) \cdot F(\tau_{LT}) \quad \text{Eq. 3.52}$$

Avec la fonction,

$$F(\tau_{LT}) = \frac{\sqrt{B^2 \cdot \tau_{LT}(x, r, t)^2 + 4 \cdot (1 - B \cdot \tau_{LT}(x, r, t)) \cdot \frac{Y_I(x, r, t)}{Y_{carb,T}(x, r, t)}}}{\tau_{LT}(x, r, t)} \quad \text{Eq. 3.53}$$

Et, B une constante représentant un temps caractéristique fixée à 1s [146]. Le traceur de carburant représente la quantité de carburant qui serait présente dans les mêmes conditions si les réactions chimiques n'avaient pas eu lieu. Cette variable sera explicitée par la suite dans le cas de l'introduction de ce modèle de combustion dans une description monodimensionnelle d'un spray Diesel.

Le seuil choisi pour définir l'atteinte du délai d'auto inflammation en flamme froide est défini par l'inégalité suivante : Si $Y_I(x, r, t) \geq Y_{carb, T}(x, r, t)$ alors localement le délai est atteint.

Une fois que ce délai est atteint une certaine quantité de carburant disponible est consommée en régime de combustion froide. Cette quantité a été tabulée au travers de la valeur c_1 de la variable d'avancement. La connaissance de cette valeur permet d'écrire : si $Y_{carb}(x, r, t) > (1 - c_1(x, r, t)) \cdot Y_{carb, T}(x, r, t)$ alors :

$$\dot{\omega}_c(x, r, t) \Big|_{LT} = \frac{1}{\tau_c} \quad \text{Eq. 3.54}$$

Avec, $\dot{\omega}_c(x, r, t) \Big|_{LT}$ le taux de réaction local en flamme froide, et τ_c un temps caractéristique de combustion ici choisi constant et égal à 10^{-5} s. En l'absence de flamme froide la variable c_1 sera donnée égale à 0, ce qui permet de modéliser le fait que les deux délais, flamme froide et flamme principale, sont confondus.

Comme décrit dans le paragraphe relatif à l'utilisation de la tabulation en 0D, l'écriture de la variable de progrès caractéristique de la consommation du carburant est :

$$c(x, r, t) = 1 - \frac{Y_{carb}(x, r, t)}{Y_{carb, T}(x, r, t)} \quad \text{Eq. 3.55}$$

D'après [146] cette écriture est valide pour les écoulements adiabatiques avec un nombre de Lewis égal à 1.

Lorsque le délai de flamme froide est atteint et lorsque $Y_{carb}(x, r, t) < (1 - c_1(x, r, t)) \cdot Y_{carb, T}(x, r, t)$ le taux de réaction local est fonction de

l'avancement et est donné par la table :

$$\dot{\omega}_c(x, r, t)|_{HT} = \dot{\omega}_c(T_0, P_0, \Phi, X_{RES}, c) \quad \text{Eq. 3.56}$$

Avec, T_0, P_0, Φ, X_{RES} et c , la température, la pression, la richesse, la fraction molaire de gaz résiduels et l'avancement local. Les grandeurs de pression et température sont celles obtenues dans le cas sans combustion.

Le taux de réaction local est donc une combinaison du taux de réaction en flamme froide et du taux de réaction en flamme principale :

Si $c(x, r, t) < c_1(x, r, t)$, alors :

$$\dot{\omega}_{carb}(x, r, t) = \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{LT} \quad \text{Eq. 3.57}$$

Si $c(x, r, t) > c_1(x, r, t)$, alors :

$$\dot{\omega}_{carb}(x, r, t) = \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{HT} \quad \text{Eq. 3.58}$$

Ce modèle a été testé pour des cas de réacteur homogène dans le paragraphe 2.2.7.2.3.3, la problématique maintenant va être l'écriture des équations de transport liées à la variable c et à la fraction massique des espèces intermédiaires Y_i .

3.3.3.1.2 Avancement et espèces intermédiaires : Equations de transport

Afin d'utiliser le modèle précédemment décrit dans une approche mono dimensionnelle, le calcul de deux nouvelles grandeurs dans chaque volume de contrôle va être nécessaire. L'introduction du modèle d'auto inflammation dans un modèle monodimensionnel de spray Diesel va nécessiter de connaître à chaque instant et pour chaque abscisse les valeurs des variables relatives à la tabulation. Ces variables sont au nombre de deux :

- Les espèces intermédiaires $Y_i(x, r, t)$, permettant de caractériser l'auto inflammation aussi bien en flamme froide qu'en flamme principale
- L'avancement $c(x, r, t)$ (Eq. 3.55), permettant de décrire l'état d'avancement de la réaction à un instant donné,

De la même manière que pour les équations de conservation décrites dans le paragraphe 3.3.2.2, les équations de transport des deux variables citées ci-dessus sont soumises aux mêmes hypothèses (paragraphe 3.3.2.1.2). Ces hypothèses permettent l'écriture des équations de transport sous la forme suivante :

$$\frac{d}{dt} \left(\int \rho(x, r, t) Y_I(x, r, t) dV \right) = \dot{m}_I(x, t) - \dot{m}_I(x+1, t) + \widetilde{\dot{\omega}}_I \quad \text{Eq. 3.59}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\int \rho(x, r, t) c(x, r, t) dV \right) = \dot{C}(x, t) - \dot{C}(x+1, t) + \widetilde{\dot{\omega}}_c \quad \text{Eq. 3.60}$$

Avec,

- $\dot{C}$, le flux relatif à la variable d'avancement au travers d'une section du volume de contrôle considéré,
- $\widetilde{\dot{\omega}}_c$, le taux de production moyen lié à l'avancement dans le volume de contrôle, celui-ci est obtenu à l'aide de :

$$\widetilde{\dot{\omega}}_c = \int \rho(x, r, t) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t) \cdot dV \quad \text{Eq. 3.61}$$

- $\dot{m}_I$, le flux relatif aux espèces intermédiaires au travers d'une section du volume de contrôle considéré,
- $\widetilde{\dot{\omega}}_I$, le taux de production moyen des espèces intermédiaires dans le volume de contrôle, celui-ci est obtenu à l'aide de :

$$\widetilde{\dot{\omega}}_I = \int \rho(x, r, t) \cdot \dot{\omega}_I(x, r, t) \cdot dV \quad \text{Eq. 3.62}$$

La procédure de résolution développée dans le paragraphe 3.3.2.2 ne va pas pouvoir être reproduite ici. En effet celle-ci est basée sur le fait que les profils radiaux des variables conservées sont présumés (hypothèse d) Eq. 3.16). Le profil de la variable d'avancement ainsi que de la fraction massique des espèces intermédiaires ne peut être relié directement aux profils présumé des variables conservées. Une dépendance existe entre les grandeurs locales telles que la température ou l'état du mélange, mais celle-ci est fortement non linéaire, ce qui ne nous permet pas de présumer du profil radial de la variable d'avancement et de la fraction massique des espèces intermédiaires. Cependant les valeurs locales des

taux de réaction $\dot{\omega}_l(x, r, t)$ et $\dot{\omega}_c(x, r, t)$ tiennent compte des profils des variables conservées au travers de la tabulation.

Le profil de la variable d'avancement et des espèces intermédiaires n'étant pas présumé, seules les valeurs moyennes de ces variables seront transportées. Et afin de définir une procédure de résolution pour les équations de transport (Eq. 3.59) et (Eq. 3.60), nous allons supposer que localement la masse volumique n'est pas impactée par le profil des variables $c(x, r, t)$ et $Y_l(x, r, t)$. Ces dernières hypothèses permettent de sortir des différentes intégrales les valeurs moyennes des variables transportées.

Afin d'appliquer une procédure de résolution identique à celle déjà utilisée, les différents termes des équations Eq. 3.59 et Eq. 3.60 vont être développés. Un schéma implicite en temps a été utilisé :

$$\frac{1}{\Delta t} (C_i^{j+1} - C_i^j) = \dot{C}_i^{j+1} - \dot{C}_{i+1}^{j+1} + \widetilde{\dot{\omega}_{c,i}^{j+1}} \quad \text{Eq. 3.63}$$

$$\frac{1}{\Delta t} (m_{l,i}^{j+1} - m_{l,i}^j) = \dot{m}_{l,i}^{j+1} - \dot{m}_{l,i+1}^{j+1} + \widetilde{\dot{\omega}_{l,i}^{j+1}} \quad \text{Eq. 3.64}$$

Les intégrales volumiques peuvent s'écrire sous la forme :

$$\int \rho(x, r, t).q(x, r, t).dV = \frac{\Delta x}{2} \left[\int \rho_i^j(r).q_i^j(r).dS_i + \int \rho_{i+1}^j(r).q_{i+1}^j(r).dS_{i+1} \right] \quad \text{Eq. 3.65}$$

Avec, $q = c$ ou Y_l , et avec les hypothèses précédentes: $q_i^j(r) = \widetilde{q}_i^j$ d'où :

$$\int \rho_i^j(r).q_i^j(r).dS_i = \int_0^1 \rho_i^j(r).\widetilde{q}_i^j.2.\pi.R_i^2.\xi d\xi \quad \text{Eq. 3.66}$$

$$\Leftrightarrow \int \rho_i^j(r).q_i^j(r).dS_i = 2.S_i.\widetilde{q}_i^j.\underbrace{\int_0^1 \rho_i^j(\xi).\xi d\xi}_{=F_{-GG,i}^j} \quad \text{Eq. 3.67}$$

Donc,

$$\int \rho(x, r, t).q(x, r, t).dV = \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2.S_i.\widetilde{q}_i^j.F_{-GG,i}^j + 2.S_{i+1}.\widetilde{q}_{i+1}^j.F_{-GG,i+1}^j \right] \quad \text{Eq. 3.68}$$

De la même manière l'écriture des flux au travers des sections « d'entrée » et de « sortie »

des volumes de contrôle s'écrit :

$$\dot{Q}_i^j = \int [\rho_i^j(r) \cdot u_i^j(r) \cdot q_i^j(r)] dS_i \quad \text{Eq. 3.69}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_i^j = 2\pi \cdot R_i^2 \cdot u_{c,i}^j \cdot \widetilde{q}_i^j \cdot \underbrace{\int_0^1 \rho_i^j(\xi) \cdot (1-\xi^\alpha)^2 \cdot \xi \cdot d\xi}_{=F_{(1-G)G,i}^j} \quad \text{Eq. 3.70}$$

D'où :

$$\dot{Q}_i^j = 2\pi \cdot R_i^2 \cdot u_{c,i}^j \cdot \widetilde{q}_i^j \cdot F_{(1-G)G,i}^j \quad \text{Eq. 3.71}$$

Les équations de transport peuvent donc être mises sous forme d'un système d'équation à résoudre :

$$A_c \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot \widetilde{c}_{i+1}^{j+1}) + B_c \cdot (\widetilde{c}_{i+1}^{j+1}) + C_c = \widetilde{\dot{\omega}}_{c,i}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.72}$$

$$A_{Y_I} \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot \widetilde{Y}_{I,i+1}^{j+1}) + B_{Y_I} \cdot (\widetilde{Y}_{I,i+1}^{j+1}) + C_{Y_I} = \widetilde{\dot{\omega}}_{I,i}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.73}$$

Avec,

$$A_q = 2 \cdot \Delta t \cdot S_{i+1} \cdot F_{(1-G)G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.74}$$

$$B_q = \Delta x \cdot S_{i+1} \cdot F_{-GG,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.75}$$

$$C_q = \Delta x \cdot S_i \cdot \widetilde{q}_i^{j+1} \cdot F_{-GG,i}^{j+1} - Q_i^j - \Delta t \cdot \dot{Q}_i^{j+1} \quad \text{Eq. 3.76}$$

La résolution des équations Eq. 3.72 et Eq. 3.73 permet de connaître l'état d'avancement de la réaction dans le volume de contrôle. La procédure de résolution de ces équations est similaire à celle utilisée pour le modèle de jet. Cette procédure sera explicitée dans le paragraphe relatif au couplage du modèle de Jet avec le modèle de combustion (paragraphe 3.3.4).

3.3.3.2 Introduction d'un Taux de réaction lié au micro mélange : Approche Eddy Break Up

L'approche décrite ci-dessus permet la prise en compte fine des effets de la chimie sur le

taux de production lié à la variable d'avancement de la réaction $\dot{\omega}_c(x, r, t)$. Ce taux de production dépend, au travers de la tabulation, de la température locale mais aussi de l'état du mélange. Cet état de mélange est pris en compte au travers de la valeur de la richesse locale $\Phi(x, r, t)$. La valeur de ce taux de production est donc implicitement liée aux conditions locales dans le spray. L'impact du macro-mélange est donc pris en compte au travers de l'état du mélange à l'abscisse x et au rayon r . Cependant le profil de la variable conservée $Y_{carb}(x, r, t)$ est présumé, de plus le processus de mélange entre les gaz ambiants et le carburant est supposé instantané et parfait. L'impact d'un temps caractéristique de mélange ne sera donc pas correctement reproduit dans l'état actuel du modèle de combustion. Le taux de production du carburant sera limité seulement par un effet de macro mélange caractérisé par la quantité de gaz ambiants, donc d'oxydant, entraîné dans le volume de réaction à l'instant t . Afin de prendre en compte un effet lié au micro mélange sur le dégagement d'énergie de combustion nous allons introduire un modèle permettant de relier un temps caractéristique turbulent au taux de consommation du carburant $\dot{\omega}_c(x, r, t)$. Pour cela, une approche basée sur le modèle Eddy Break-Up (EBU) [211] a été employée.

L'idée générale de l'approche basée sur le modèle EBU-Arrhenius est d'écrire un taux de consommation du combustible comme une compétition entre deux phénomènes,

- Le premier lié à la chimie $\dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Chim}$,
- Le second lié au micro-mélange $\dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Mel}$.

Plutôt que d'utiliser l'approche classique qui consiste à déduire d'une loi d'Arrhenius le taux de réaction lié à la chimie, nous le déduisons ici de calculs faisant appel à la tabulation de la chimie complexe (Eq. 3.57 & Eq. 3.58).

Le taux de consommation lié au micro mélange est gouverné par l'intensité du mélange turbulent, entre les tourbillons de combustible et d'oxygène, en d'autre termes par le temps caractéristique de la turbulence. Par ailleurs, le modèle EBU suppose que le taux de

réaction est piloté par la concentration de l'espèce minoritaire localement présente. Le taux de réaction produit par le micro mélange s'écrit alors sous la forme [211] :

$$\dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Mel} = B_{Mel} \cdot \rho(x, r, t) \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \min\left(Y_{carb, vap}(x, r, t), \frac{Y_{O_2}(x, r, t)}{\gamma}\right) \quad \text{Eq. 3.77}$$

Avec,

- B_{Mel} , un paramètre du modèle qui a été choisi comme paramètre à identifier,
- $Y_{carb, vap}(x, r, t)$, la fraction massique locale de carburant vapeur,
- $Y_{O_2}(x, r, t)$, la fraction massique locale d'oxygène, cette dernière est déduite de la connaissance de la composition locale ainsi que de la composition des gaz ambiants,
- γ , rapport stœchiométrique de la masse d'oxygène sur la masse de carburant vapeur,
- ε , le taux de dissipation turbulent,
- k , la densité d'énergie cinétique turbulente,

Le rapport des deux dernières grandeurs représente le temps caractéristique associé au micro mélange :

$$\tau_{turb} = \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 3.78}$$

Ce dernier a été explicité dans le paragraphe 2.2.6 pour une approche 0D. Cette approche a ici été conservée pour modéliser ce temps caractéristique. Il peut cependant être remarqué qu'une approche quasi-dimensionnelle serait plus appropriée dans ce cas. Cette dernière remarque permet d'identifier d'ores et déjà un point d'amélioration du modèle.

Une fois le taux de production associé au micro mélange déterminé, le taux de production global doit maintenant être explicité. Le couplage entre un modèle contrôlé par la chimie et un modèle contrôlé par le micro-mélange requiert une transition continue qui est généralement très difficile à exprimer. Typiquement cette transition s'appuie sur un

raisonnement lié au nombre de Damkohler Da , qui est le rapport entre les échelles de temps caractéristiques de mélange et de chimie. Pires da Cruz et Poinso [213] proposent d'écrire le taux de réaction comme une combinaison des deux phénomènes :

$$\dot{\omega}_c(x, r, t) = (1 - f(c)) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Chim} + f(c) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Mel} \quad \text{Eq. 3.79}$$

Avec, $f(c)$ une fonction qui dans [213] peut avoir plusieurs formes (Table 3-2).

Cas	1	2	3	4	5
$f(c)$	c	$c + 7(1-c) \exp\left(\frac{2}{c}\right)$	$\frac{1}{2} \cdot \left(1 + \sin\left(\frac{-\pi}{2} + \pi \cdot c\right)\right)$	$\frac{1}{2} \cdot (1 + \text{erf}(-2 + 4 \cdot c))$	c^3

Table 3-2 : fonctions utilisées dans le modèle PDFA-CHI proposé par Pires da Cruz et Poinso [213]

La signification de cette fonction $f(c)$ quelque soit le cas choisi est la suivante : cette écriture du taux de réaction global caractérise le fait qu'avec l'avancement de la réaction le temps caractéristique de la chimie diminue et par conséquent la combustion devient progressivement contrôlée par le mélange turbulent.

Dans ce travail, nous avons adopté la première fonction de la Table 3-2, cette fonction a aussi été utilisée par d'Errico et al. [217] et reprise par de nombreux autres auteurs.

Finalement, le taux de réaction local s'écrit sous la forme :

$$\dot{\omega}_c(x, r, t) = (1 - c(x, r, t)) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Chim} + c(x, r, t) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Mel} \quad \text{Eq. 3.80}$$

Et, à l'aide de l'hypothèse réalisée sur le transport de la valeur moyenne il est possible d'écrire :

$$\widetilde{\dot{\omega}_c} = \int \rho(x, r, t) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t) \cdot dV \quad \text{Eq. 3.81}$$

$$\Leftrightarrow \widetilde{\dot{\omega}_c} = \int \rho(x, r, t) \cdot \left[(1 - c(x, r, t)) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Chim} + c(x, r, t) \cdot \dot{\omega}_c(x, r, t)|_{Mel} \right] \cdot dV \quad \text{Eq. 3.82}$$

$$\Leftrightarrow \widetilde{\dot{\omega}_c} = (1 - \widetilde{c}) \cdot \widetilde{\dot{\omega}_c|_{Chim}} + \widetilde{c} \cdot \widetilde{\dot{\omega}_c|_{Mel}} \quad \text{Eq. 3.83}$$

Cette dernière équation permet d'obtenir le taux de réaction moyen dans le volume de contrôle afin de résoudre l'équation Eq. 3.72.

Le modèle de combustion est donc maintenant complètement décrit. Afin d'obtenir un

modèle de combustion Diesel celui-ci va être couplé au modèle de jet Diesel décrit dans le paragraphe 3.3.2.

3.3.4 Couplage du modèle de Jet et du modèle de Combustion

Le couplage entre le modèle de spray Diesel et le modèle de combustion va s'appuyer sur une étude réalisée par Desantes et Pastor [218]. Celle-ci est issue des travaux réalisés sur la modélisation monodimensionnelle du spray Diesel qui ont fortement inspiré le développement du modèle de jet présenté dans cette étude.

Le couplage du modèle de Jet et du modèle de combustion va nécessiter de poser plusieurs hypothèses et d'effectuer quelques modifications du modèle de Jet.

- Les effets de poussée ne sont pas à prendre en compte dans le cas de la combustion d'un spray Diesel. En effet les estimations du nombre de Froude selon la définition donnée dans [219] pour les conditions dans un moteur Diesel conventionnel indiquent que ce nombre est de l'ordre de $9 \cdot 10^5$. Cela signifie simplement que les équations de conservation formulées dans le paragraphe 3.3.2 restent valides.
- La relation présentée dans l'équation Eq. 3.43 reste valable dans les conditions de réaction. Le mélange est donc toujours supposé adiabatique et en conséquence les transferts de chaleur par radiation sont négligés.
- Les différents profils présumés des variables conservées restent valides même dans le cas avec combustion.

Cette dernière hypothèse ne s'applique pas à la fraction massique de carburant qui ne sera pas conservée dans le cas réactif. Le paragraphe suivant va détailler l'approche utilisée afin de réécrire l'équation de conservation de la masse.

3.3.4.1 Introduction de la fraction de mélange locale

Une des principales modifications à effectuer sur le modèle de jet vient du fait que dans le

cas réactif la fraction massique de carburant n'est pas conservée. Cependant une approche tout à fait identique en termes de résolution d'équation peut être envisagée en remplaçant la variable $Y_{carb}(x, r, t)$ par une variable adimensionnée indépendante de la combustion. La fraction de mélange $z(x, r, t)$ déjà utilisée dans le chapitre précédent va être introduite afin de modéliser l'état du mélange en tout point du jet dans les conditions de combustion. En remplaçant $Y_{carb}(x, r, t)$ par $z(x, r, t)$ dans les différentes équations il devient possible de résoudre les équations de conservation aussi bien dans les cas inertes que dans les cas avec combustion.

Ce scalaire passif va de plus être utilisé dans le modèle de combustion, particulièrement pour déterminer le taux de production lié à la chimie. En effet, dans les équations Eq. 3.52, Eq. 3.53 et Eq. 3.55 le traceur de carburant apparaît. Cette variable est représentative de la fraction de carburant qui serait présente dans un cas sans combustion, celle-ci peut donc être prise égale à la fraction de mélange :

$$Y_{carb,T}(x, r, t) = z(x, r, t) \quad \text{Eq. 3.84}$$

Pour finir la composition locale est dérivée de la fraction de mélange à l'aide de l'approximation de Burke-Schumann [220] :

$$z = \frac{\gamma \cdot Y_{carb,v} - Y_{O_2} + Y_{O_2,amb}}{\gamma \cdot Y_{carb,v,0} + Y_{O_2,amb}} \quad \text{Eq. 3.85}$$

Avec,

- $Y_{carb,v}$, la fraction massique locale de carburant vapeur,
- Y_{O_2} , la fraction massique locale d'oxygène,
- $Y_{O_2,amb}$, la fraction massique d'oxygène présente dans la zone des gaz ambiants,
- $Y_{carb,v,0}$, la fraction massique de carburant vapeur présente dans le flux de carburant, ici choisie égale à 1.

La richesse utilisée comme entrée de la tabulation est déduite simplement de l'équation Eq.

3.85 :

$$\Phi = \frac{z}{1-z} \cdot \frac{1-z_{st}}{z_{st}} \quad \text{Eq. 3.86}$$

Avec, z_{st} la fraction de mélange stœchiométrique définit par $z_{st} = \left[1 + \gamma \cdot \frac{Y_{carb,v,0}}{Y_{O_2,amb}} \right]^{-1}$.

L'utilisation de l'approximation de Burke-Schumann se justifie ici car, une fois l'auto inflammation atteinte, la vitesse caractéristique de combustion sera considérée toujours supérieure à la vitesse de propagation des espèces. Cela peut se vérifier en comparant les variables $\widetilde{\dot{\omega}}_c$ et $\widetilde{u}$.

L'équation Eq. 3.51 peut donc être réécrite et donne :

$$A_z \cdot (u_{c,i+1}^{j+1} \cdot z_{c,i+1}^{j+1}) + B_z \cdot (z_{c,i+1}^{j+1}) + C_z = 0 \quad \text{Eq. 3.87}$$

Avec,

$$A_z = 2 \cdot \Delta t \cdot S_{i+1} \cdot F_{1G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.88}$$

$$B_z = \Delta x \cdot S_{i+1} \cdot F_{1G,i+1}^{j+1} \quad \text{Eq. 3.89}$$

$$C_z = \Delta x \cdot S_i \cdot z_{c,i}^{j+1} \cdot F_{0G,i}^{j+1} - Z_i^j - \Delta t \cdot \dot{Z}_i^{j+1} \quad \text{Eq. 3.90}$$

Et,

$$Z_i^j = \frac{\Delta x}{2} \left[2 \cdot S_i \cdot z_{c,i}^j \cdot F_{0G,i}^j + 2 \cdot S_{i+1} \cdot z_{c,i+1}^j \cdot F_{0G,i+1}^j \right] \quad \text{Eq. 3.91}$$

$$\dot{Z}_i^j = 2 \cdot S_i \cdot u_{c,i}^j \cdot z_{c,i}^j \cdot F_{1G,i}^j \quad \text{Eq. 3.92}$$

C'est donc à l'aide de la valeur de la fraction de mélange locale ainsi que de l'avancement et de l'hypothèse d'un mélange parfait et adiabatique qu'un système de trois équations permet de déterminer à chaque instant la composition locale :

$$Y_{amb}(x, r, t) + Y_{carb}(x, r, t) + Y_b(x, r, t) = 1 \quad \text{Eq. 3.93}$$

Le système est donc composé des équations Eq. 3.55, Eq. 3.85 et Eq. 3.93. Celui-ci

permettra de déterminer :

- la fraction massique locale de carburant Y_{carb} sous forme liquide et vapeur,
- la fraction massique locale de gaz ambiant Y_{amb} dont la composition est a priori fixée,
- la fraction massique locale de gaz brûlés Y_b composés, d'oxygène, de dioxyde de carbone, d'eau et d'azote. Les proportions de ces différentes espèces sont fonction de la richesse à laquelle la combustion a lieu.

3.3.4.2 Prise en compte de l'effet de la combustion sur la géométrie du jet

Le changement de composition dû à la combustion dans les volumes de contrôle va impliquer une variation de la température. Lors de la combustion, la température des gaz augmente et a pour effet de diminuer brutalement la densité locale des gaz dans le cas d'une géométrie de volume de contrôle fixée. Cette diminution brutale de densité va entraîner, à un pas de temps donné, une non-conservation de la masse entre le cas inerte et le cas avec combustion. Cette différence de densité et donc de masse entre les cas inerte et réactif implique que la pénétration du jet dans les deux cas sera totalement différente ce qui n'est pas du tout vérifié expérimentalement [83]. Une hypothèse a été réalisée sur la géométrie des volumes de contrôles. Ces géométries sont déterminées dans le cas inerte à l'aide des équations développées dans le paragraphe 3.3.2.1.1, et ont la possibilité d'évoluer si une combustion a lieu.

Afin de toujours vérifier, $m_{tot,inerte} = m_{tot,combu}$ dans un volume de contrôle donné, la géométrie du volume de contrôle doit, à un pas de temps donné, toujours vérifier :

$$\frac{V_{combu}}{V_{inert}} = \frac{\int_0^1 \rho_{inert}(x, r, t) \cdot 2\pi \cdot \xi \cdot d\xi}{\int_0^1 \rho_{combu}(x, r, t) \cdot 2\pi \cdot \xi \cdot d\xi} \quad \text{Eq. 3.94}$$

Avec, V_{inert} et V_{combu} respectivement le volume de contrôle dans le cas inerte et dans le cas réactif.

La nouvelle valeur de l'angle permettant de décrire le volume de contrôle est alors donnée par :

$$\tan\left(\frac{\theta_{combu}}{2}\right) = \tan\left(\frac{\theta_{inert}}{2}\right) \cdot \frac{\int_0^1 \rho_{inert}(x, r, t) \cdot \xi \cdot d\xi}{\int_0^1 \rho_{combu}(x, r, t) \cdot \xi \cdot d\xi} \quad \text{Eq. 3.95}$$

Ces dernières équations sont vérifiées si et seulement si l'expansion radiale du jet est considérée instantanée et si l'expansion axiale est négligée. Cette dernière remarque se vérifie à l'aide des travaux réalisés par Pickett [83] déjà présentés Figure 2-14 dans le chapitre relatif à la modélisation 0D d'un spray. Cette figure met en avant le fait que dans les cas avec et sans combustion la pénétration maximum est sensiblement identique.

La méthode de résolution relative au modèle de jet brûlant va maintenant être exposée.

3.3.4.3 Méthode de résolution du modèle

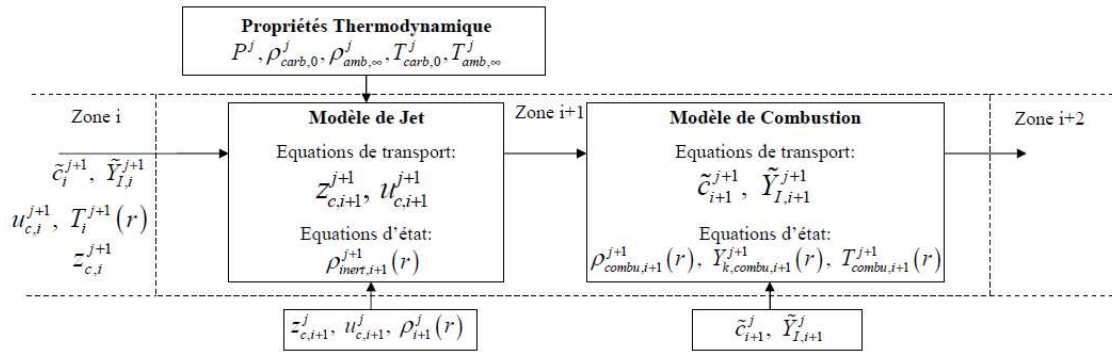


Figure 3-15 : Procédure de résolution à 2 étapes du modèle de jet brûlant

Le couplage du modèle de combustion et de spray va nécessiter une résolution en deux étapes (Figure 3-15). Ce choix a été fait afin de renseigner les entrées de la tabulation de la chimie, car l'outil utilisé nécessite de connaître à chaque instant les conditions thermodynamiques locales dans le cas sans combustion. Les différentes équations de conservation vont donc être résolues afin d'obtenir la valeur des variables conservées sur l'axe : $u_{c,i+1}^{j+1}$ et $z_{c,i+1}^{j+1}$. Une fois celles-ci connues, elles vont être utilisées dans la résolution des équations de transport Eq. 3.72 et Eq. 3.73 relatives au modèle de combustion. Cette

méthode aura pour impact de ne pas prendre en compte l'effet de la combustion sur la dynamique du jet.

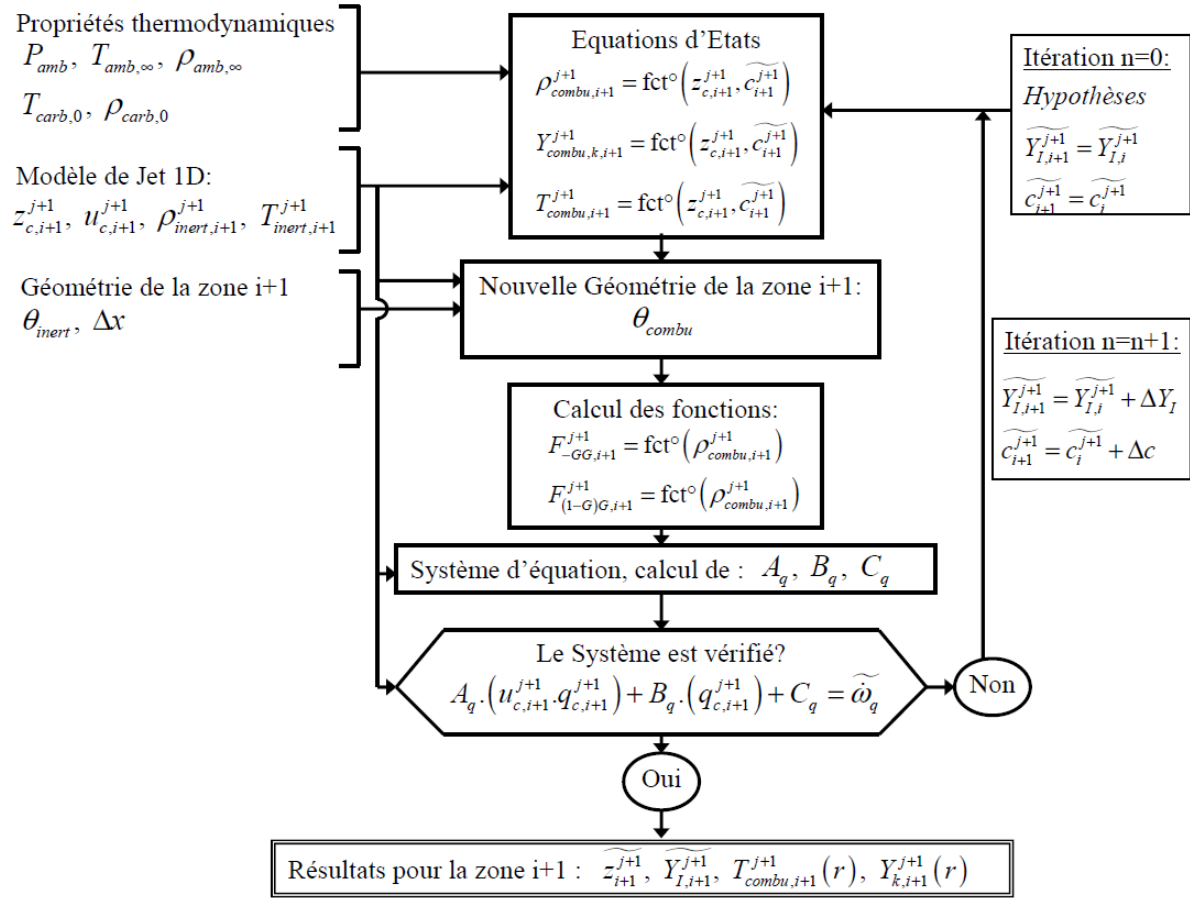


Figure 3-16 : Procédure de résolution des équations de transport liées au modèle de combustion pour la zone i+1

La méthode de résolution des équations de conservation (modèle de Jet) reste identique à la méthode décrite sur la Figure 3-11, à ceci près que la fraction massique de carburant $Y_{carb,c,i+1}^{j+1}$ est remplacée par la fraction de mélange $z_{c,i+1}^{j+1}$.

La Figure 3-16 décrit la méthode de résolution utilisée afin d'accéder aux grandeurs locales dans le cas d'un jet brûlant. A un pas de temps et pour un volume de contrôle donnés, une fois le modèle de jet résolu à l'aide du processus décrit Figure 3-11, les équations de transport sont résolues de manière itérative.

Cette méthode à deux étapes (Figure 3-15) permet de garantir un temps de calcul raisonnable du modèle de jet dans les conditions réactives. Le pas de temps utilisé pour la résolution des équations est un pas de temps variable défini de façon très simple :

$$\Delta t = \min \left(\frac{dx}{v_{\max}}, \frac{1}{\dot{\omega}_{c,\max}}, \Delta t_{\max} \right) \quad \text{Eq. 3.96}$$

Avec,

- $\Delta t_{\max}$, un pas de temps constant choisit arbitrairement permettant le calcul des équations de thermodynamique dans la zone des gaz ambiants dans le cas où l'injection n'a pas débutée,
- $v_{\max}$, la vitesse maximum dans le spray exprimée de la façon suivante :

$$v_{\max} = \max \left(v_0, u_{c,i}^j \Big|_{i=1:N} \right) \quad \text{Eq. 3.97}$$

Avec, v_0 la vitesse au nez de l'injecteur et $u_{c,i}^j \Big|_{i=1:N}$ la vitesse sur l'axe dans les volumes de contrôle.

- $\dot{\omega}_{c,\max}$, la vitesse de réaction maximum liée à l'avancement, celle-ci est déterminée simplement en se plaçant dans les conditions de richesse et température critiques lorsque qu'un site d'auto inflammation est détecté dans le spray.

L'introduction de ce pas de temps variable très simple, malgré une résolution implicite en temps, a été faite pour faciliter la résolution des équations de transport et ainsi minimiser le nombre d'itérations nécessaires.

3.3.4.4 Premiers résultats : Cas d'une enceinte à volume constant

Le modèle a été validé sur des essais disponibles dans la base ECN [93]. Les résultats de simulation sont comparés avec des mesures expérimentales (Table 3-3) de délai d'auto inflammation (Ign. Dly.) ainsi que de longueur d'accroche de flamme (Long. Accro. Flam.). La bonne représentation de ce type de grandeurs donnera un aperçu sur la capacité du

modèle à correctement se comporter dans des cas de combustion au sein d'un moteur.

Essais	xO ₂ [%]	T _{amb} [K]	rho _{amb} [kg/m ³]	d _{Trou} [mm]	T _{fuel} [K]	P _{amb} [bar]	Long. Accro. Flam. [mm]	Ign. Dly. [ms]
1	21	1237	15,6	0,1e-3	373	54,8	7,7	0,26
2	21	1148	15,5	0,1e-3	373	50,6	10	0,27
3	21	1058	15,4	0,1e-3	373	46,4	13	0,38
4	21	967	15,3	0,1e-3	373	42,1	17	0,53
5	21	921	15,3	0,1e-3	373	40	20,3	0,61
6	21	876	15,2	0,1e-3	373	37,9	25,5	0,79
7	21	830	15,2	0,1e-3	373	35,8	30,1	1,03
8	21	783	15,1	0,1e-3	373	33,7	46,2	1,65
9	21	737	15,1	0,1e-3	373	31,6	67	2,46

Table 3-3 : Essais expérimentaux tirés de la base de données ECN [93] pour du n-heptane.

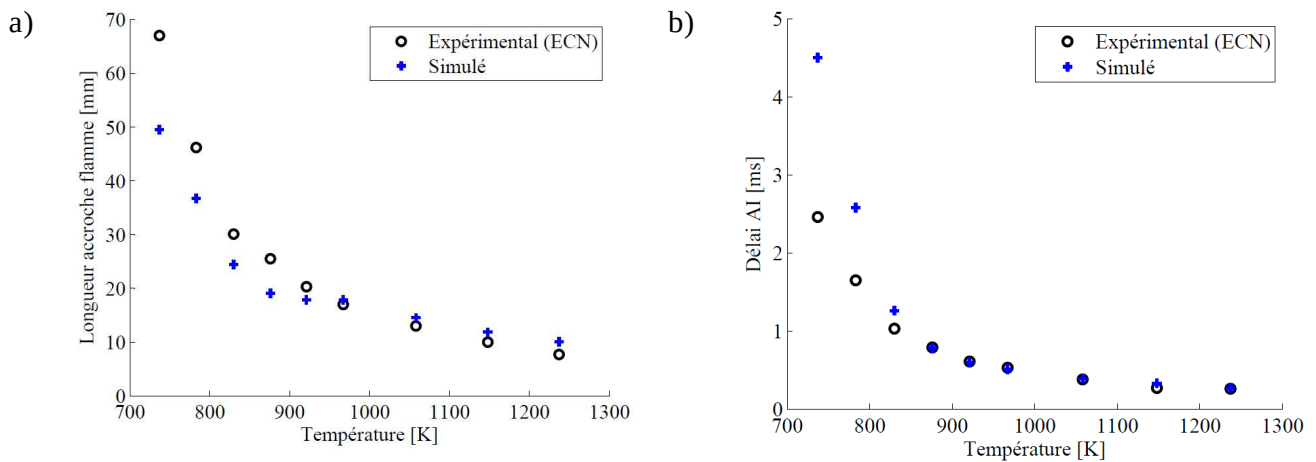


Figure 3-17 : Résultats de simulation pour des essais issus de la base de données ECN [93] pour du n-heptane dans plusieurs conditions exposées Table 3-3. a) Longueur d'accroche de flamme en fonction de la température initiale pour les neuf essais de la Table 3-3. b) Délai d'auto inflammation en fonction de la température initiale pour les neuf essais de la Table 3-3.

Comme le montre la Figure 3-17 a) et b), le modèle de jet brûlant permet de bien reproduire les grandeurs caractéristiques d'un spray dans les conditions de combustion. Dans les cas de température et de pressions élevées le modèle permet de très bien prédire le délai d'auto inflammation ainsi que la longueur d'accroche de flamme. Lorsque les conditions ambiantes se dégradent un écart entre la mesure et la simulation apparaît. Une surestimation du délai d'auto inflammation et une sous-estimation de la longueur d'accroche de flamme

sont clairement visibles sur la Figure 3-17. Cette dernière constatation aura un impact important lors de la validation du modèle moteur pour des essais avec des injections Pilotes précoces. Cependant, les résultats présentés ici sont très satisfaisants car obtenus uniquement à l'aide d'un jeu de paramètres constant lié à la géométrie des volumes de contrôle. Le jeu de paramètre utilisé est celui décrit dans le paragraphe 3.3.2.4, obtenu après calibration du modèle sur des essais dans les conditions inertes et pour du n-heptane : $C_{\text{Theta}} = 0,38$ et $C_{\text{aéro}} = 2,1$.

Un ajustement du paramètre B_{Mel} (Eq. 3.77) qui traduit l'impact du micro mélange sur le dégagement d'énergie, devra certainement être envisagé afin de corriger les écarts existants sur la longueur d'accroche de flamme. Pour les résultats présentés Figure 3-17, la valeur de ce paramètre est prise égale à $B_{\text{Mel}} = 6,15$, cette valeur est tirée directement de la littérature [214]. La sous estimation de la longueur d'accroche de flamme peut provenir d'une sous estimation de la vitesse de micro-mélange dans les zones de réaction.

Les Figure 3-18 présentent qualitativement l'allure d'un spray Diesel dans des conditions de combustion. Comme le montre la Figure 3-18 c) le modèle monodimensionnel permet de repérer localement les zones de température élevée. Les ordres de grandeur ne sont globalement pas respectés pour la température maximum ainsi que la longueur d'accroche de flamme. Ceci s'explique principalement par la non-connaissance des conditions exactes de simulation permettant d'obtenir les résultats présentés Figure 3-18 b).

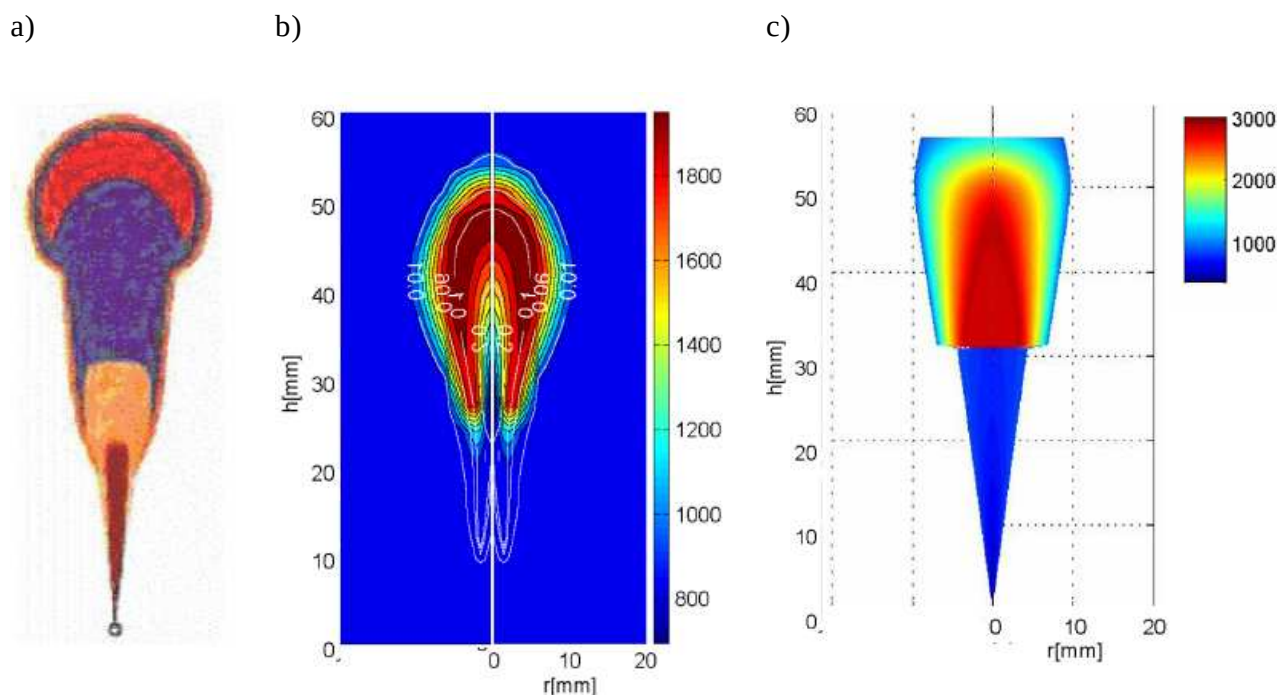


Figure 3-18 : Visualisation de la répartition de température dans un spray Diesel dans les conditions de combustion. a) Modèle de Dec et al. [64] du déroulement d'une combustion Diesel du point de vue du spray, b) résultat de simulation 3D à 1,5ms aSOI (After Start Of Injection) issu de l'étude de [250] dans le cas d'un spray injecté dans une enceinte à 850K, c) résultat issu du modèle de spray brûlant 1D à 1,5ms aSOI dans des conditions voisines de celles utilisées pour les résultats 3D (Fig. b))

3.3.4.5 Conclusion

Dans cette séquence l'extension du modèle de spray Diesel à des conditions de réaction a été présentée. Ce modèle permet de correctement prédire des grandeurs caractéristiques du spray telle que le délai d'auto inflammation ainsi que la longueur d'accroche de flamme. Qualitativement le déroulement de la combustion semble aussi être bien représenté.

Une nouvelle phase de validation de ce modèle de jet brûlant serait nécessaire afin de conclure sur sa capacité à correctement reproduire le comportement d'un spray Diesel pour tout type de condition. La validation du modèle pour différentes conditions ambiantes avec prise en compte de l'EGR, différentes conditions d'injection, ainsi que différents carburants

n'a pas été réalisée ici en raison de l'absence de données expérimentales complètes à disposition.

Dans les paragraphes qui suivent le modèle va être intégré à un modèle de chambre de combustion. Le principe général de la première version du modèle va être présentée ainsi que de nombreuses perspectives d'évolution de celui-ci en vue de mieux prendre en compte l'impact de la géométrie sur le déroulement de la combustion.

3.3.5 Introduction du modèle dans une chambre de combustion Diesel

Ce paragraphe va décrire les grands principes utilisés afin d'utiliser le modèle de jet brûlant dans le cadre d'une simulation moteur. La Figure 3-4 donne un premier aperçu de la structure générale du modèle.

Avec cette approche aucune extension du modèle pour les cas de stratégie d'injections multiples n'est nécessaire car l'approche Eulérienne permet de prendre en compte la multi injection de façon implicite. Celle-ci est simplement traduite dans le modèle par une évolution des conditions au nez de l'injecteur et une évolution des dimensions des zones de réaction. En effet quelque soit la vitesse au nez de l'injecteur, l'état des différentes grandeurs est connu à chaque pas de temps pour tous les volumes de contrôle. L'unique limitation de cette approche est la non prise en compte de l'aérodynamique sur la géométrie du jet.

3.3.5.1 Prise en compte du volume variable et de la limitation de la zone de calcul : recirculation des gaz

La chambre de combustion est découpée en quartiers qui eux-mêmes sont découpés en $n+1$ zones. La dynamique des n zones de réaction est donnée par le modèle de spray et de combustion décrit dans les paragraphes précédents. Nous allons maintenant détailler les hypothèses réalisées concernant la dernière zone de réaction (proche parois) ainsi que la zone des gaz ambiants

Le modèle thermodynamique utilisé est un modèle n+1 zones explicité dans l'Annexe 1. L'évolution de la température moyenne dans les zones de réaction est directement donnée par le modèle de jet brûlant, et l'évolution de la température dans la zone des gaz ambiants (Figure 3-4) est donnée par :

$$dT_{amb} = \frac{1}{m_{amb} \cdot c_{v,amb}} \cdot (-P \cdot dV_{amb} + dQ_{th,amb} + (\sum h_j \cdot dm_j)_{amb} - u_{amb} \cdot dm_{amb} - m_{amb} \cdot (\sum Y_k \cdot u_k)_{amb})$$

Eq. 3.98

Avec, le terme $m_{amb} \cdot (\sum Y_k \cdot u_k)_{amb}$ qui traduit l'évolution de la composition des gaz ambiant dû à la recirculation des gaz provenant de la dernière zone du jet.

Dans le cas présent les échanges thermiques aux parois s'effectuent uniquement sur la zone de gaz ambiant. De la même manière, le travail du piston ne s'applique que sur le système « gaz ambiants » tout en supposant la pression uniforme entre toutes les zones.

La pénétration maximum du jet est supposée limitée par les parois du cylindre uniquement. Le nombre de zones de réaction est donné par la distance maximum, prise égale la moitié de l'alésage, et la discrétisation spatiale. Cette dernière remarque implique que la géométrie du bol n'est pas prise en compte dans cette première approche.

Les différentes zones de réaction (corps du jet) échangent de la masse et de l'énergie uniquement avec les zones voisines. Les seules interactions avec la zone des gaz ambiants pour les n-1 zones de réaction (hors dernière zone proche parois), s'effectuent par l'entraînement de gaz. Seul le débit de gaz depuis la zone de réaction n vers les gaz ambiants existe. Les gaz provenant de ce débit se diluent instantanément dans le mélange gazeux de la zone ambiante. Ce mélange parfait et instantané implique qu'une partie de ces gaz est ré-entraînée au pas de temps suivant dans les zones de réaction. Aucune réaction chimique ne s'effectue dans la zone des gaz ambiants et le carburant est considéré uniquement sous forme vapeur.

Dans le cas d'une injection très précoce les différentes espèces gazeuses auraient donc le temps d'être « brassées » dans la chambre de combustion. Cela permettra de modéliser une pseudo-répartition aussi bien massique que thermique dans la chambre de combustion.

Cette description pourra donc en théorie permettre d'étendre le modèle à des cas de combustions dites pseudo HCCI. En considérant la zone des gaz ambiants comme une zone réactive.

Cette recirculation des gaz est une approche très empirique d'un phénomène beaucoup plus complexe et très dépendant de la géométrie, en particulier celle du bol. La modélisation fine d'une transition entre une combustion totalement homogène (HCCI) et une combustion Diesel conventionnelle devra tenir compte précisément de ces effets de géométrie. Aucune comparaison n'a été réalisée entre l'expérience et les résultats numériques pour une stratégie d'injection réalisée en vue d'obtenir une combustion homogène. Le modèle sera validé par la suite sur des résultats moteurs réels dans une configuration de combustion conventionnelle.

3.3.5.2 Proposition d'un modèle empirique d'impact parois

L'impact d'un spray Diesel avec une paroi se caractérise par deux phénomènes :

- L'impact vapeur / parois
- L'impact liquide / parois

Concernant le premier phénomène, dans le présent modèle, l'impact du flux de gaz sur la paroi se traduit uniquement par un débit de gaz sortant de la dernière zone de réaction vers la zone de gaz ambiants. Dans la première séquence nous allons uniquement proposer des voies d'amélioration en vue d'une meilleure prise en compte de ce phénomène et permettre ainsi de quantifier l'impact de telle ou telle géométrie de bol.

Le second phénomène va être modélisé en dégradant une approche utilisée en modélisation tridimensionnelle. Le modèle obtenu va être implémenté dans le modèle moteur global afin d'estimer si il y a ou non mouillage aux parois pour tel ou tel type d'injection.

3.3.5.2.1 *Modèle empirique d'interaction d'un flux de gaz avec une paroi*

L'impact du spray vapeur avec la paroi va avoir des effets importants sur le déroulement de

la combustion, et particulièrement au travers de la modification de l'entraînement d'air [81]. La prise en compte d'une modification de l'entraînement d'air dans le cadre de l'approche présentée ici va être difficile. A la différence d'une approche Lagrangienne où le calcul d'entraînement d'air est réalisé au travers d'un modèle empirique, celui-ci est ici directement déduit des équations de conservation. L'entraînement d'air ne peut donc pas être directement modifié à l'aide de l'ajout d'un paramètre permettant de capter l'influence des parois. L'unique levier à notre disposition se trouve être la définition géométrique des volumes de contrôle.

Dans ce paragraphe seule la description de l'approche choisie va être faite, sans validation expérimentale. L'approche empirique décrite ici repose sur une constatation faite par Bruneaux [80] concernant les volumes de jet libre et les volumes de jet ayant impactés une paroi. Sur la Figure 3-19 a) Bruneau a proposé de décrire l'évolution de zones caractéristiques afin de comparer les différentes dynamiques des jets avec et sans interaction parois :

- La zone A : « zone libre stationnaire », correspondant à la zone centrale du jet qui ne sera en aucun cas influencée par la paroi,
- La zone S : « zone confinée stationnaire », correspondant à la zone centrale du jet qui va être influencée par la dynamique de celui-ci après impact paroi,
- La zone M : « zone moyenne le long de la paroi », correspondant à la partie du jet qui va se propager le long du mur,
- La zone B : « nez du jet », c'est la zone correspondant au bout du spray incluant le vortex.

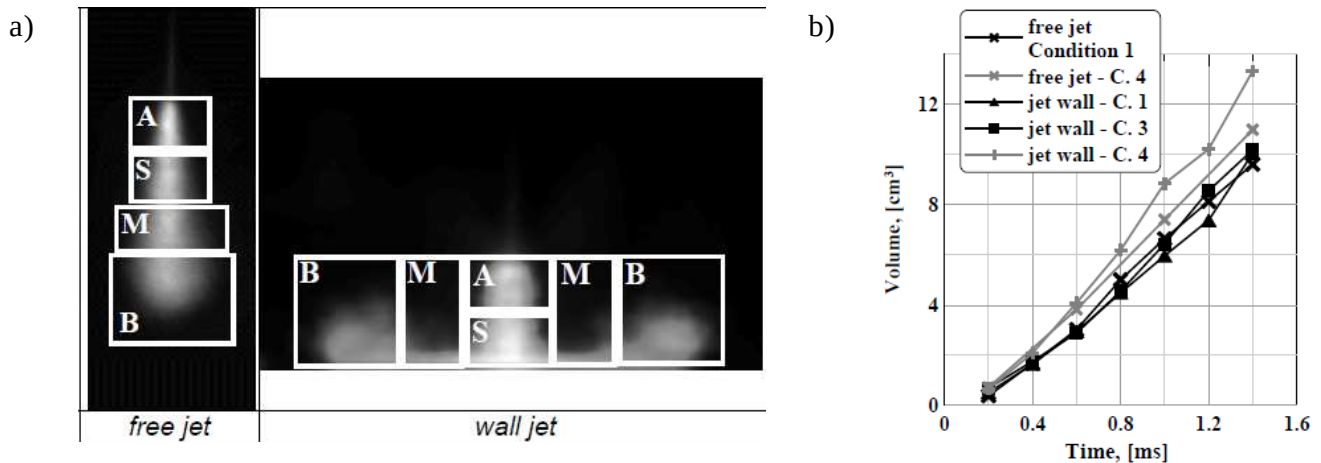


Figure 3-19 : a) Définition des zones caractéristiques du jet Diesel permettant l'analyse de la dynamique du spray dans le cas jet libre et jet impactant une paroi d'après Bruneau [80]. b) Evolution du volume du jet pour plusieurs conditions d'injection, pour un jet libre et un jet ayant impacté une paroi, d'après les résultats obtenus par [80].

Comme le montre la Figure 3-19 b) les volumes de jet libre ou ayant impacté une paroi sont sensiblement équivalents. A l'aide de son analyse des zones caractéristiques décrites ci-dessus, Bruneaux [80] a pu conclure que :

- L'impact paroi a une influence significative sur l'entraînement d'air local par rapport à un Jet libre. Le macro-mélange sera plus faible dans la partie centrale du jet avant l'impact (zone S), puis il sera fortement intensifié dans la zone B en grande partie par la création du vortex au nez du jet,
- A une pression d'injection de 150MPa Bruneau [80] montre que ces deux effets se compensent,
- A une pression d'injection de 200MPa l'auteur indique que le taux d'entraînement est augmenté de façon significative, en grande partie dû à l'intensification du vortex dans la zone B.

Aujourd'hui les pressions d'injection sont rarement supérieures à 1600 bars, il semble donc intéressant d'utiliser les hypothèses suivantes qui découlent directement des constatations expérimentales réalisées dans [80] (Figure 3-20 a)) :

- a) Les volumes de spray entre le cas jet libre et jet ayant impacté une paroi sont choisis strictement égaux,
- b) La dynamique macroscopique du spray, pénétration vapeur maximum, entrainement d'air total, ...etc. ne seront pas influencés par l'impact paroi.

Dans l'approche qui est proposée ici, l'entrainement d'air global dans le spray ne sera pas impacté car le volume total de celui-ci ne sera pas modifié, cependant la modification de la géométrie des volumes de contrôle proches parois va impacter le macro-mélange dans ces volumes.

Comme le montre la Figure 3-20 b), il va être nécessaire de déterminer deux nouvelles grandeurs afin de décrire la géométrie du spray après impact paroi. Ces deux grandeurs sont :

- Les nouveaux rayons $R_{i,paroi}$ pour les zones concernées par l'impact parois,
- La hauteur h_{paroi} , qui permettra de déterminer le nombre de zone concernées par l'impact parois.

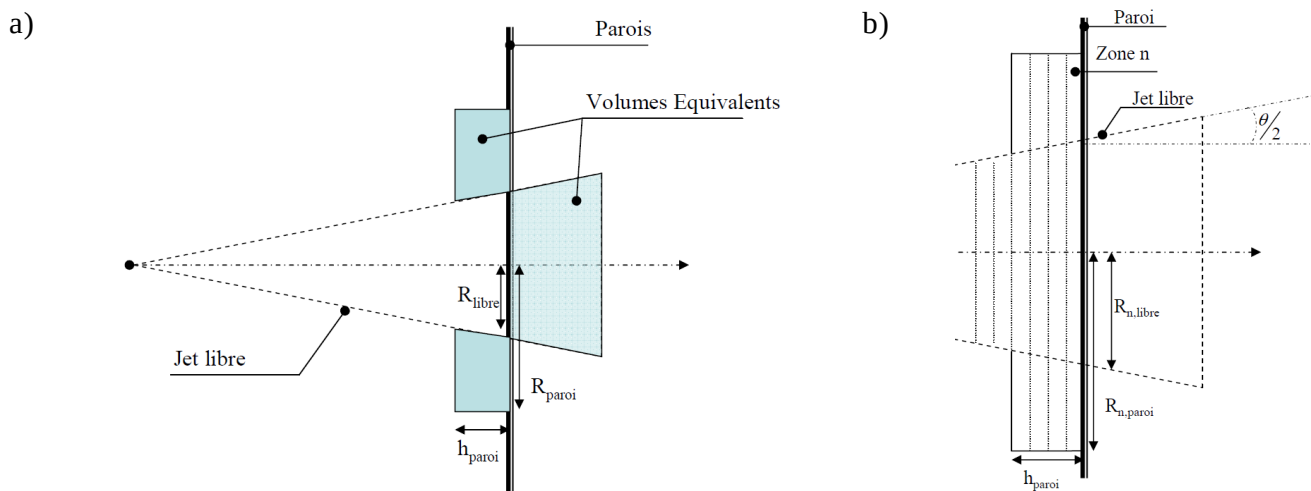


Figure 3-20 : a) Schéma de principe de la prise en compte de l'impact parois sur la géométrie du spray. b) Détail de l'approche pour les zones proches paroi et en particulier la dernière zone « n ».

Cette dernière grandeur va être calculée en supposant que le rebond du jet contre la paroi

est modélisé à l'aide d'un rebond solide sans aucune perte d'énergie cinétique dû à l'impact. L'angle d'incidence avant l'impact d'une goutte particule solide contre la paroi est donc conservé après rebond. Connaissant la vitesse moyenne dans la dernière zone « n » ainsi que l'angle d'incidence donné par la géométrie de cette dernière zone dans le cas jet libre, la hauteur h_{paroi} peut être calculée à chaque pas de temps. Une fois cette hauteur déterminée pour un pas de temps donné, en utilisant la discrétisation spatiale Δx imposée en début de simulation, le nombre de zones impactées par « l'effet paroi » est simplement donné par :

$$NbZone \approx \frac{h_{parois}}{\Delta x} \quad \text{Eq. 3.99}$$

Une fois le nombre de zones impactées par « l'effet paroi » connu, le nouveau rayon de celles-ci est déterminé de sorte que les volumes entre le jet libre et le jet impactant la paroi soient égaux.

A un instant t , lorsque la nouvelle géométrie du spray est déterminée, il reste à redistribuer la masse qui aurait dû passer de la zone n à la zone $n+1$. Encore une fois l'approche la plus simple a été retenue, pour cela la masse est répartie équitablement entre chaque zone impactée par « l'effet paroi ». D'autres modes de répartition peuvent être envisagés : la plus grande partie de la masse peut en effet « rester » dans les zones proches parois puis plus la zone est éloignée de la paroi, moins la masse réattribuée est importante.

Aucune validation expérimentale de cette approche n'est disponible, c'est principalement pour cette raison qu'elle n'a pas été retenue dans cette étude pour le modèle moteur complet. Celle-ci peut cependant être validée qualitativement en comparant des visualisations réalisées dans [80] dans le cas d'un jet impactant une paroi verticale.

La Figure 3-21 représente la méthode expérimentale utilisée par Bruneaux [80] pour la visualisation d'un spray ayant impacté une paroi verticale.

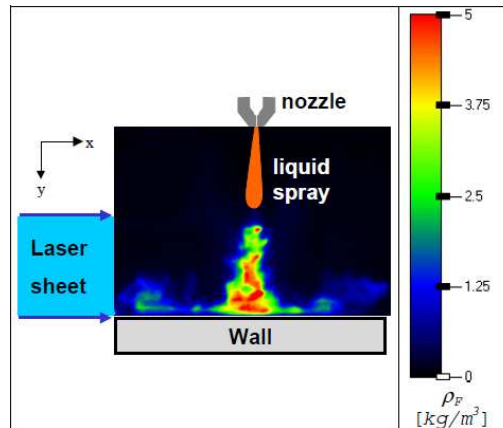


Figure 3-21 : Schéma de principe de visualisation par LIEF utilisée dans [80].

La Figure 3-22 montre que qualitativement le modèle empirique décrit ici permet une première prise en compte de « l'effet paroi » sur la dynamique du Jet. Cependant il peut être noté que la hauteur du « rebond » semble sensiblement sur estimée. De plus le modèle ne permet pas de reproduire l'impact du vortex en bout de jet au milieu duquel il est possible de voir une zone relativement riche. La zone S (décrite Figure 3-19) est facilement repérable par sa richesse élevée et est ici bien représentée.

Cette approche devra dans l'avenir être explorée et surtout validée par des mesures expérimentales afin d'identifier les ordres de grandeur des variables géométriques : h_{paroi} et $R_{i,paroi}$. Une fois celles-ci validées, il pourra être intéressant de faire varier la géométrie du mur afin de vérifier que le modèle permet de prendre en compte son impact sur les grandeurs du jet. Enfin, lorsque ces développements possibles auront été validés, l'intégration de ce modèle dans le modèle moteur complet pourra être envisagée.

L'évolution de ce modèle pourra de plus s'appuyer sur des travaux expérimentaux visant à caractériser la dynamique d'un spray Diesel proche d'une paroi [223], [224], [225], [226], [227] et [228]. A l'aide de ces différents travaux il serait intéressant d'affiner l'approche développée dans cette étude afin de représenter de façon plus précise l'impact de la paroi sur des grandeurs locales comme l'entraînement d'air.

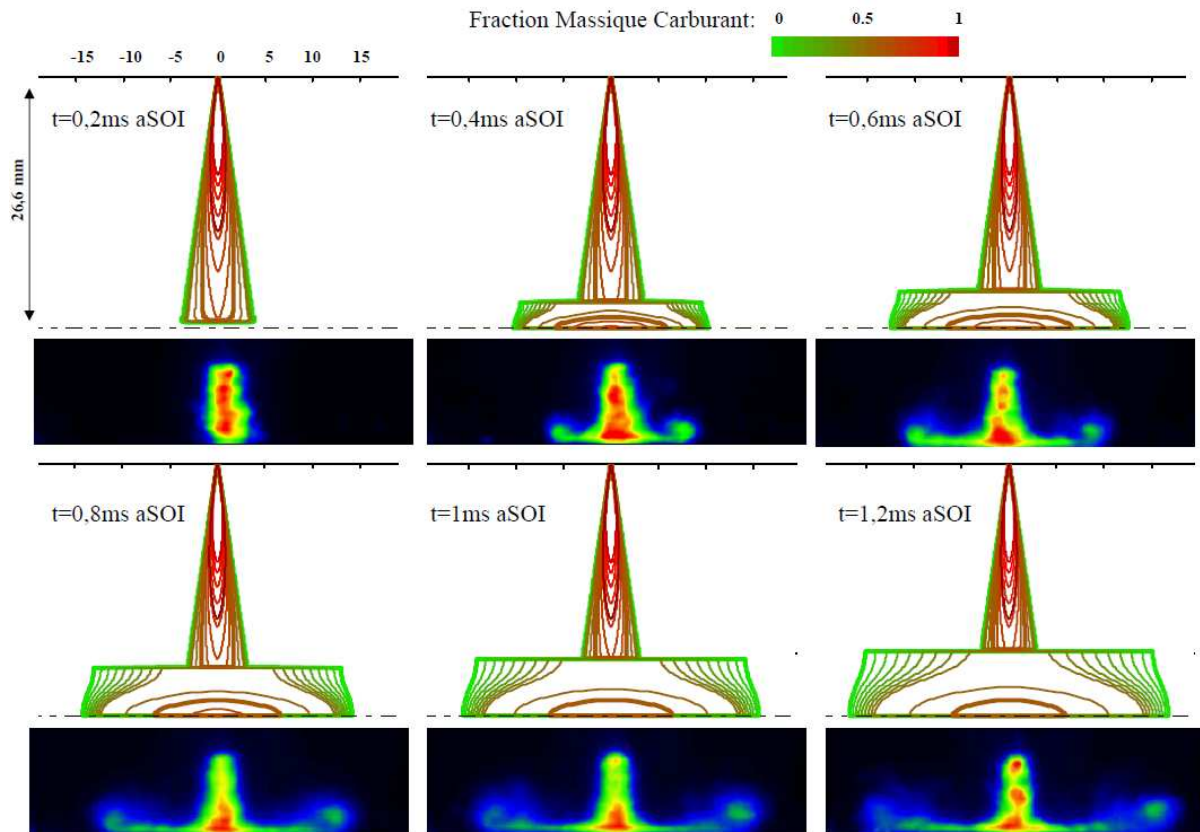


Figure 3-22 : Comparaison qualitative de la répartition de fraction massique de carburant entre les résultats de visualisation effectués dans [80] décrits Figure 3-21, pour un essai à 1500bars de pression d'injection, une température ambiante de $T=800K$, une densité de $\rho=25kg/m^3$, et une distance injecteur / paroi de $d_w=26.6mm$. Les dimensions des images de LIEF sont de $56*13mm$

3.3.5.2.2 Modèle empirique d'impact de goutte de liquide avec une paroi

Une première approche de la description de l'impact d'un flux de gaz contre une paroi a été décrite dans le paragraphe précédent. Cependant selon le type d'injection et surtout selon son phasage dans le cycle moteur, un régime d'impact caractérisé par l'impact de gouttes de carburant liquide contre une paroi peut exister.

De nombreux travaux expérimentaux ont été réalisés concernant l'étude d'un spray liquide impactant une paroi [229], [230], [231] et [232], ou plus particulièrement l'étude d'une goutte impactant une paroi [233] et [234]. Ces différents travaux ont servi entre autre à étudier les différents régimes d'impact d'une goutte qui rentre en collision avec une paroi verticale. Naber et Reitz proposent en 1988 deux premières études numériques, [235] et

[236], qui serviront de base à la plupart des modèles d'impact liquide parois implantés dans les codes de calcul tridimensionnels. Comme le montre la Figure 3-23, il existe sept régimes d'impact pour une goutte isolée impactant une paroi sèche. Ces régimes sont fonction de deux grandeurs caractéristiques qui sont :

- La température de la paroi impactée T_{parois} ,
- Le nombre de Weber donné par la relation suivante :

$$We = \rho_{\text{carb},l} \cdot d_{\text{goutte}} \cdot \frac{u_{\text{goutte}}^2}{\sigma_{\text{carb}}} \quad \text{Eq. 3.100}$$

Avec,

- $\rho_{\text{carb},l}, \sigma_{\text{carb}}$ la masse volumique et la tension de surface du carburant liquide considéré,
- $d_{\text{goutte}}, u_{\text{goutte}}$ le diamètre et la vitesse de la goutte juste avant l'impact paroi.

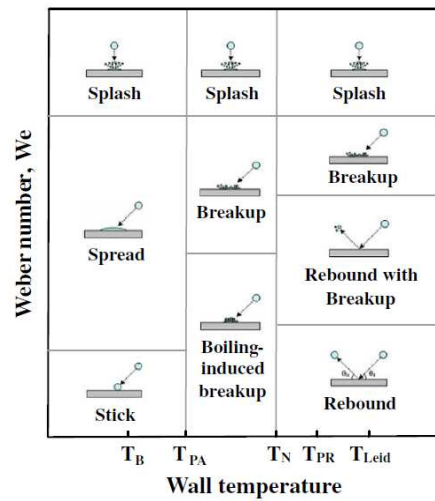


Figure 3-23 : Classification des Régimes d'impact, rencontrés dans le cas d'une goutte isolée impactant une paroi verticale sèche, en fonction du nombre de Weber et de la température paroi d'après l'étude réalisée par [237] et inspirée des travaux de [238]. T_B et T_{Leid} représentent la température d'ébullition et la température de Leidenfrost du carburant considéré. TPA , T_N , et TPR sont des températures de référence liées au modèle proposé dans [237].

La complexité de la description de l'impact liquide paroi vient principalement du nombre important de régimes existants. En première approche il est possible de distinguer l'impact d'une goutte sur une paroi sèche ou humide. L'impact d'une goutte avec une paroi humide implique des phénomènes non décrits sur la Figure 3-23, tels que l'expulsion d'une partie du liquide lors du choc avec le film recouvrant la paroi. Le modèle d'impact liquide / paroi proposé ici consiste simplement à estimer si dans certaines configurations d'injection une partie du carburant liquide atteint la paroi et dans ce cas à estimer un pourcentage de la masse de carburant potentiellement captée par la paroi.

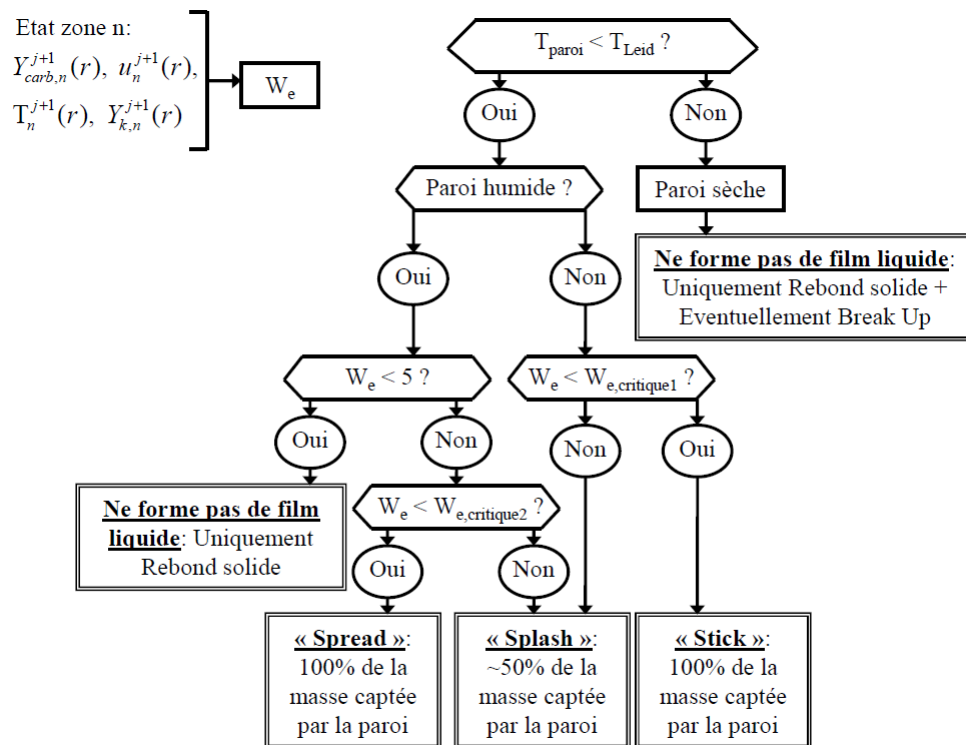


Figure 3-24 : Principe de résolution du modèle phénoménologique d'impact liquide paroi.

Pour cela une large étude bibliographique a été entreprise afin d'étudier les différentes approches disponibles. La plupart des modèles existants sont destinés à l'intégration dans des code de calcul 3D [238], [239], [240], [241], [242], [243] et [244], seuls de rares modèles existent [245] permettant une description monodimensionnelle, mais uniquement dans le cadre d'une approche Lagrangienne. Cette étude bibliographique a permis de définir un schéma de résolution propre à la dernière zone de réaction (proche paroi) permettant

d'estimer l'impact liquide/paroi. Ce schéma est résumé Figure 3-24.

Ce modèle est issu d'une simplification des différentes approches étudiées et en particulier de celle développée par Chen et al. [245]. La quantité de liquide qui sera capturée par la paroi est donnée en fonction du régime d'impact de la goutte. Les nombres critiques de Weber notés $W_{e,critique}$ sont donnés par les corrélations empiriques suivantes [245] :

$$W_{e,critique1} = 2630.La^{-0,18} \quad \text{Eq. 3.101}$$

$$W_{e,critique2} = 1320.La^{-0,18} \quad \text{Eq. 3.102}$$

Avec, La le nombre de Laplace relatif à la goutte de carburant liquide, donné par :

$$La = \frac{\rho_{carb,l} \cdot \sigma_{carb} \cdot d_{goutte}}{\mu_{carb}^2} \quad \text{Eq. 3.103}$$

Et μ_{carb} la viscosité dynamique du carburant liquide à la température considérée.

Il reste enfin à déterminer la température de Leidenfrost, celle-ci est évaluée de la façon suivante [249], pour un impact perpendiculaire à la paroi :

$$T_{Leid,\perp} = T_{sat} + 135,6.We^{0,09} \quad \text{Eq. 3.104}$$

Et pour un impact oblique :

$$T_{Leid} = T_{sat} + (T_{Leid,\perp} - T_{sat}) \cdot (0,028.\theta - 1,88.10^{-4}.\theta^2) \quad \text{Eq. 3.105}$$

Avec,

- T_{sat} , la température de vapeur saturante de la goutte,
- θ , l'angle d'incidence en [°] donné par la géométrie de la dernière zone (Figure 3-20).

La connaissance de ces différentes grandeurs permet de savoir à chaque instant le régime d'impact d'une goutte. Il existera un certain nombre de gouttes dans la zone considérée et celles-ci vont satisfaire tel ou tel régime d'impact, en fonction du profil de vitesse dans la

zone. Afin de déterminer ce nombre de gouttes une procédure très simple a été employée.

Une fois la valeur des grandeurs conservées connue dans la zone n, la présence ou non de liquide est connue. Si une partie du carburant est sous forme liquide, alors la procédure suivante va s'appliquer :

- a) La température moyenne de la zone permettra d'obtenir la masse volumique moyenne du carburant liquide $\rho_{carb,l}$ ainsi que la tension de surface σ_{carb} du carburant considéré dans cette zone.
- b) Le diamètre de goutte d_{goutte} est pris égal au diamètre moyen des gouttes dans la zone. Ce diamètre moyen sera déduit du SMD (Sauter Mean Diameter). Dans notre cas, le SMD est déterminé à l'aide de la corrélation empirique donné par Hiroyasu dans [246]. La masse totale de carburant étant connue dans la zone n une estimation du nombre de gouttes est alors possible. Lorsque ce nombre de gouttes est déterminé, le diamètre moyen d'une goutte dans la zone s'écrit simplement :

$$d_{goutte} = \left(\frac{6.m_{carb,l}}{\pi.NbGoutte.\rho_{carb,l}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 3.106}$$

- c) Le profil de vitesse axiale est présumé dans le volume de contrôle (hypothèse d) Eq. 3.16). Ce profil de vitesse est supposé s'appliquer aux gouttes présentes dans la zone. A l'aide de cette hypothèse, de l'équation Eq. 3.100, ainsi que des points a) et b) précédents, il sera possible de déterminer un profil du nombre de Weber lors de l'impact parois.
- d) Le profil du nombre de Weber dans la zone proche paroi déterminé précédemment, associé à la méthode de résolution décrite sur la Figure 3-23 permet de déterminer une proportion de la masse de carburant liquide qui sera captée par la paroi.

Ce modèle d'impact paroi couplé au modèle de jet Diesel nécessiterait d'être validé expérimentalement afin de déterminer ses limites et sa capacité à prédire le mouillage paroi dans le cas d'un moteur Diesel.

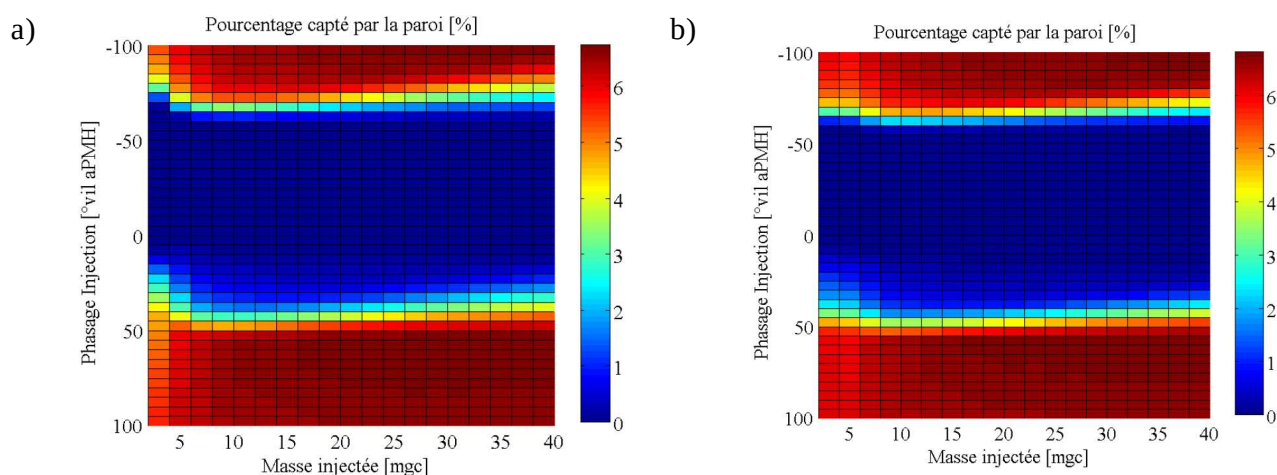


Figure 3-25 : Proportion [%] du carburant injecté qui pourrait potentiellement être capté par la paroi en fonction du phasage de l'injection et de la masse injectée pour un essai à 2250 tr/min, une pression d'admission de 1,66bar, une masse admise de 600 mg, a) Essai avec une pression rail de 850bar, b) Essai avec une pression rail de 1500 bar.

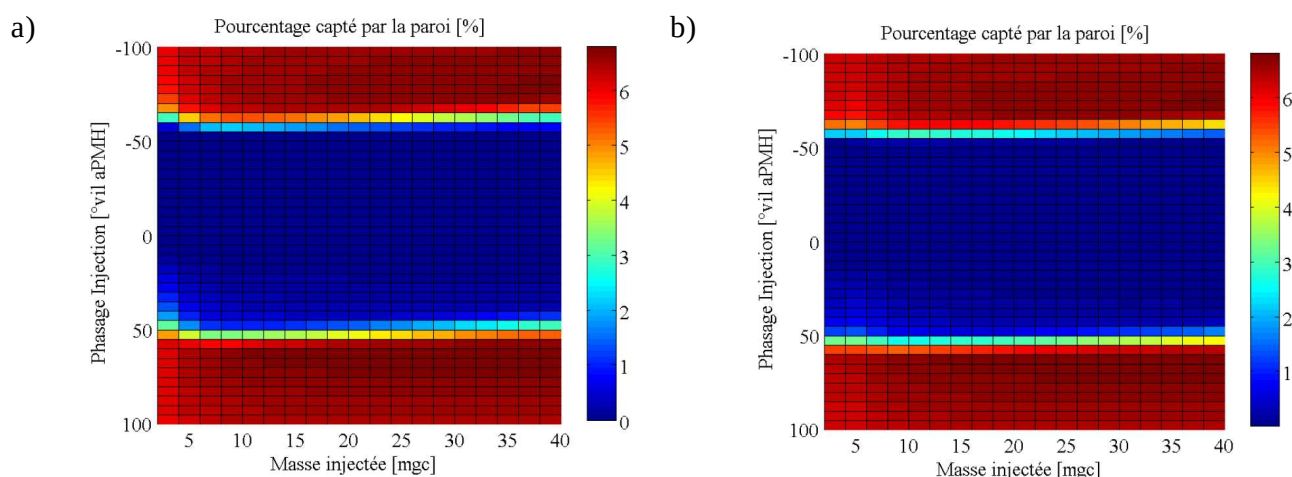


Figure 3-26 : Proportion [%] du carburant injecté qui pourrait potentiellement être capté par la paroi en fonction du phasage de l'injection et de la masse injectée pour un essai à 1000 tr/min une pression d'admission de 1,03bar, une masse admise de 350 mg, a) Pression rail de 850bar, b) Pression rail de 1500 bar.

Les Figure 3-25 a) et b), et Figure 3-26 a) et b), donnent un exemple de résultats obtenus avec le modèle de mouillage aux parois. Les calculs sont effectués sur une base de moteur réel décrit en Annexe 5. L'injecteur utilisé est un injecteur six trous avec un angle de nappe

de 120°. La principale problématique des stratégies de multi injection est de déterminer la probabilité d'injecter une partie du carburant en dehors du bol et des parois du piston. Le modèle donne ici uniquement la masse potentiellement captée par les parois du cylindre. Les résultats en termes de valeur absolue ne peuvent être pris comme référence car le modèle n'a pas été calibré sur des résultats d'essais expérimentaux. Cependant à l'aide de ce modèle il va être possible de définir des zones à ne pas explorer pour la mise au point des stratégies de multi injection.

En plus d'aider à la mise au point des stratégies de multi injection, l'intérêt de l'intégration de ce modèle dans un modèle moteur va être la possibilité de prédire des phénomènes tels que la dilution du carburant dans l'huile ou encore l'émission de polluants tels que les HC ou CO. Afin d'obtenir un niveau de détail permettant la prédiction de ces phénomènes, la dynamique du film liquide doit être étudiée en s'inspirant par exemple des travaux de Han et al. [247]. La prise en compte d'autres travaux [248] permettrait de plus d'étendre le modèle vers des cas de démarrage à froid.

3.3.5.3 Conclusion

Ce paragraphe a permis de décrire les grands principes utilisés afin d'introduire le modèle de Jet brûlant dans une chambre de combustion Diesel.

Le modèle permet :

- de prendre en compte l'impact de la variation du volume de chambre de combustion sur les grandeurs thermodynamiques du Jet,
- de modéliser une pseudo-recirculation des gaz suite à un impact parois,
- d'estimer si il y a ou non dépôt de carburant liquide sur les parois.

Pour résumer les axes d'amélioration déjà évoqués dans les paragraphes précédents, le modèle devra intégrer :

- la prise en compte de la géométrie de la chambre sur le jet en modélisant plus fidèlement l'interaction entre une paroi et un flux de gaz,
- l'introduction d'un modèle permettant de prédire si telle ou telle stratégie d'injection est raisonnable ou critique pour un fonctionnement normal du moteur, en estimant la dilution et les émissions de HC et CO produites par le mouillage paroi.

Des résultats de ce premier niveau de modélisation vont maintenant être présentés.

3.4 Résultats cas moteur

Dans cette partie deux types de résultats seront présentés. Dans un premier temps les résultats de visualisation directe d'un spray dans un monocylindre à accès optique seront exposés et comparés à des résultats obtenus par simulation. Dans une seconde séquence le modèle de chambre de combustion complet sera utilisé afin de prédire des traces de pression cylindre. Les essais utilisés sont les essais exposés Annexe 5 (par ailleurs déjà utilisés dans le cadre de la modélisation 0D : paragraphe 2.3).

3.4.1.1 Validation du modèle de jet pour une injection dans un volume variable

Les résultats expérimentaux présentés dans ce paragraphe sont obtenus sur un moteur monocylindre de cylindre 5.10^{-4} m^3 et avec un taux de compression mesuré de 15,2. L'alésage, la course, ainsi que la longueur de bielle sont respectivement de 85, 88 et 145mm. Le montage expérimental est décrit sur la Figure 3-27. L'entraînement du moteur est réalisé à l'aide d'un moteur électrique avec un régime constant pris égal à 1200 tr/min. L'arbre est équipé d'un encodeur optique dont la précision est de 0,1 °vil. Les pressions cylindre sont enregistrées à l'aide d'un transducteur AVL refroidi par eau, celui-ci est relié à un amplificateur dont la résolution est de 0,1 °vil. Cette sonde a été calibrée avant la campagne d'essais avec un outil haute pression Keller. La linéarité de la sonde ($< \pm 0,6\%$) a été vérifiée à partir d'une pression maximale de 10MPa, qui est une pression bien supérieure à celle obtenue dans le moteur. La température de l'huile ainsi que celle du

circuit de refroidissement a été réglée à 65°C. La pression d'admission est elle aussi réglée. Afin de pouvoir visualiser la pénétration liquide, le moteur est placé dans des conditions inertes, pour cela seul de l'azote pur est admis dans le cylindre. L'injecteur utilisé est un injecteur Piézoélectrique trois trous qui a été caractérisé préalablement sur un banc d'injection (Annexe 2). L'injecteur est relié à un système Common-rail lui-même relié à une pompe haute pression. Le carburant choisi est du n-heptane pur, principalement en raison de ses lois thermodynamiques bien connues et parce que le modèle a déjà été validé pour ce type de carburant (paragraphe 3.3.2.4). L'accès optique est fait au travers d'un bol en quartz ainsi que par une partie de la paroi de la chambre elle aussi en quartz. Les visualisations de pénétration liquide ont été effectuées à l'aide de la diffusion de Mie. La prise de vue a été réalisée par une caméra haute vitesse (40000 images/s) avec une résolution de 256*128 pixels².

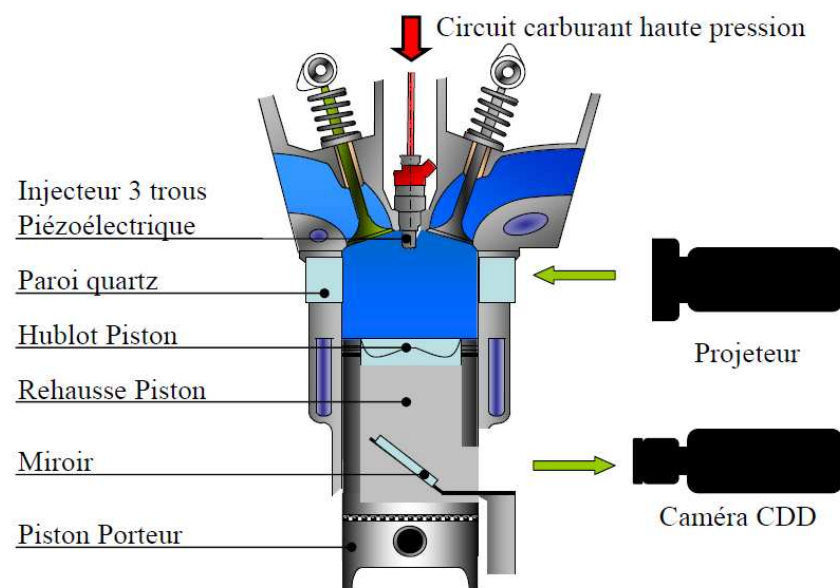


Figure 3-27 : Dispositif expérimental de visualisation d'un spray Diesel dans les conditions moteur inertes.

Les différentes mesures exposées par la suite sont des résultats obtenus après une moyenne sur 100 cycles consécutifs.

Dans le cadre d'une injection directe dans un moteur Diesel, le phasage injection est le principal levier permettant d'obtenir des conditions thermodynamiques très différentes

(Figure 3-28). La longueur liquide sera donc fortement impactée par l'instant de l'injection dans le cycle. Le défi principal dans le cadre d'une stratégie à injection directe est de combiner les avantages de la combustion pour des phasages loin du PMH (notamment par le biais des stratégies à injections multiples, décrites dans le paragraphe 2.2.10) tout en évitant les phénomènes de mouillage parois par le carburant liquide. En effet ce phénomène a un impact très négatif sur les émissions polluantes ainsi que sur la dilution du carburant dans l'huile [221], [222].

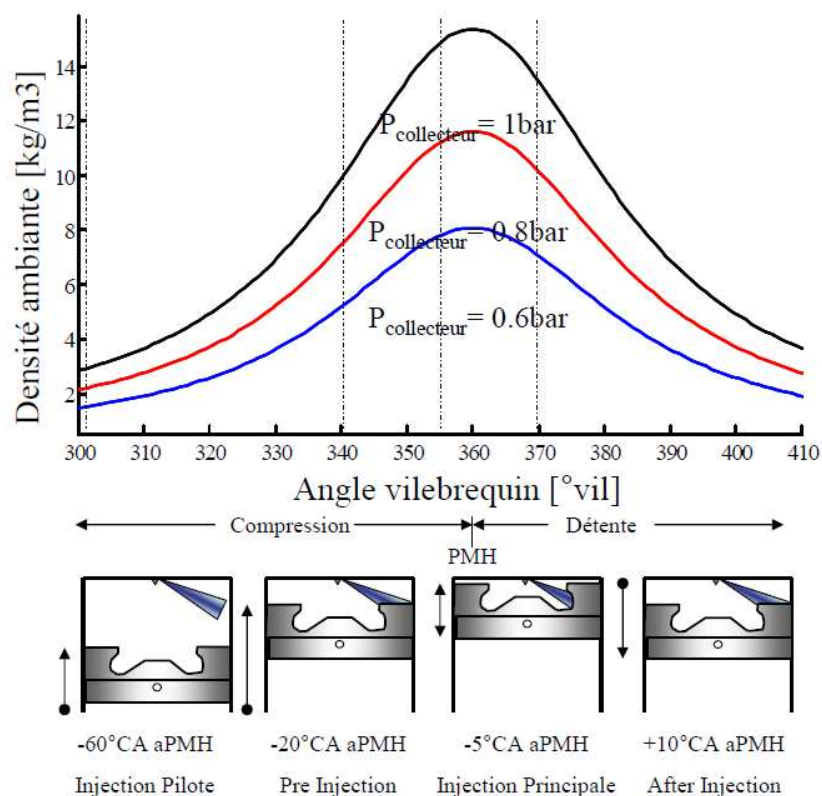


Figure 3-28 : Variation de la densité dans le moteur monocylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour trois pressions d'admission et quatre phasages d'injection. Cette figure décrit la position initiale du piston pour les quatre types d'injection.

Le but de ce paragraphe est de valider le modèle dans le cas où l'injection n'est pas stationnaire et où les conditions dans la chambre de combustion varient. Pour cela les résultats pour trois types de phasage injection seront étudiés :

- a) Cas d'une injection Pre ou Pilote : L'injection débutera à -20°vil aPMH, dans ce cas

la densité ainsi que la température augmenteront tout au long de l'injection,

- b) Cas d'une injection Principale ou Main : L'injection débutera à -5°vil aPMH , dans ce cas la densité ainsi que la température seront sensiblement constantes tout au long de l'injection,
- c) Cas d'une After injection : L'injection débutera à $+10^\circ\text{vil aPMH}$, dans ce cas la densité ainsi que la température diminueront tout au long de l'injection,

Pour ces trois types d'injections l'évolution de la longueur liquide sera donc totalement différente. La matrice d'essais comprend de plus une variation de la pression d'injection de 600 à 1500 bars, ainsi qu'une variation de la pression d'admission de 0,6 à 1 bar. Toutes les mesures sont effectuées à iso masse injectée (15mgc de n-heptane). Les paramètres du modèle de Jet, $C_{aéro}$ et C_{Theta} , prennent les valeurs qui ont été déterminées dans le paragraphe 3.3.2.4.

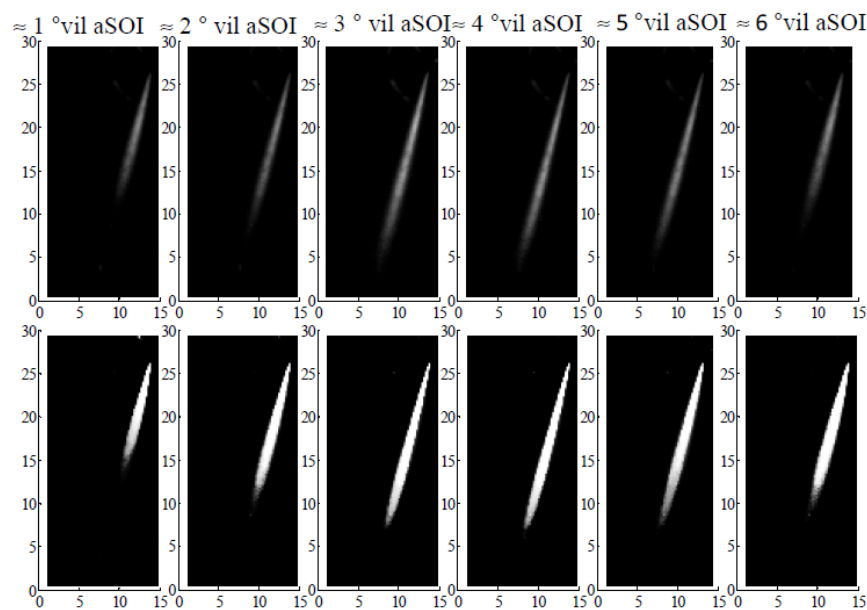


Figure 3-29 : En haut : Exemple de visualisation par diffusion de Mie pour une injection à -5°vil aPMH à 1200 bars de pression rail et 0,6 bar de pression collecteur. (aSOI : après début d'injection), En bas : Images binarisées correspondant aux résultats obtenus par diffusion de Mie.

La Figure 3-29 donne un exemple de résultat obtenu avec la caméra haute vitesse pour un

trou de l'injecteur. La température ambiante dans ce cas est proche de 770K et la densité avoisine 8 kg/m³. Les images en haut sont les images moyennes obtenues par diffusion de Mie et les images en bas sont les images traitées qui correspondent à la partie liquide du jet.

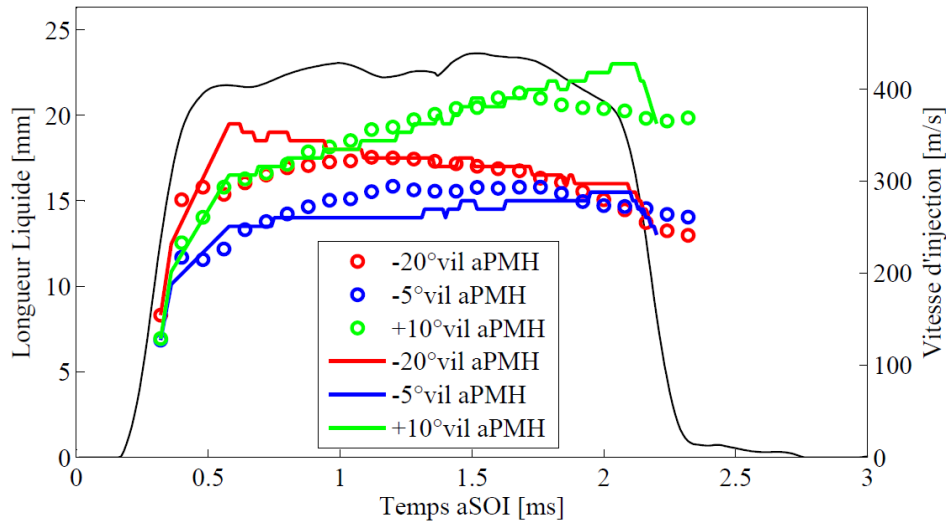


Figure 3-30 : Longueur liquide simulée et expérimentale en fonction du temps après le début de l'injection (aSOI) pour trois types de phasage : Rouge = -20°vil aPMH, Bleu = -5°vil aPMH et Vert = +10°vil aPMH, dans le cas d'une pression d'admission de 0,6bar et une pression rail de 900 bars.

La courbe noire représente la vitesse au nez de l'injecteur, les ronds représentent les valeurs mesurées expérimentalement et les traits pleins représentent les valeurs simulées.

La Figure 3-30 donne la pénétration liquide simulée et mesurée pour les trois types d'injections décrites préalablement. Pour chacun de ces cas les conditions ambiantes initiales sont différentes et leur évolution ne sera pas identique.

- Dans le cas d'une injection Pilote (Rouge : -20°vil aPMH), la densité ainsi que la température sont de plus en plus élevées se qui signifie que la longueur liquide doit augmenter rapidement jusqu'à établissement puis diminuer tout au long de l'injection [104].
- Dans le cas d'une injection principale (Bleu : -5°vil aPMH), l'évolution des conditions ambiantes est faible mais celles-ci sont très élevées au moment de l'injection. Dans ces conditions la longueur liquide doit être la plus faible et très peu varier.

- Dans le cas d'une injection After (Vert : +10°vil aPMH), les conditions ambiantes sont élevées mais celles-ci se dégradent ce qui implique une augmentation de la longueur liquide tout au long de l'injection.

Ces différentes constatations se vérifient sur la Figure 3-30 pour les valeurs mesurées de longueur liquide. Comme le montre cette figure le modèle donne des valeurs de pénétration liquide en accord avec les mesures et les évolutions sont également bien respectées. Dans le cas d'une injection Pilote (rouge) la longueur liquide est maximum très peu de temps après le début de l'injection, cette longueur liquide est quelque peu surestimée par le modèle mais celui-ci est par la suite en accord avec les données expérimentales. Dans le cas de l'injection principale (bleu) la longueur liquide maximum est obtenue 1,5 ms après le début de l'injection et est relativement constante, le modèle permet de correctement retranscrire cette évolution. Pour l'After injection, la longueur liquide maximale est obtenue juste avant la fin de l'injection aussi bien pour les résultats mesurés que simulés.

Les Figure 3-31 a), b) et c) donnent l'évolution de la pénétration liquide en fonction du temps pour les trois types d'injections et pour trois valeurs de la pression d'admission. La variation de pression d'admission permet d'obtenir des conditions ambiantes initiales différentes et donc des pénétrations liquides maximum différentes. Comme le montrent ces différentes figures le modèle permet bien de reproduire l'évolution de la longueur liquide au cours du temps. La valeur absolue de la pénétration liquide maximum n'est pas toujours correctement reproduite, cependant le modèle permet de donner un ordre de grandeur réaliste de celle-ci pour un jeu de paramètre fixé. Les différentes dynamiques sont quant à elles très bien reproduites. Tous ces résultats sont obtenus pour le jeu de paramètres décrit dans le paragraphe 3.3.2.4. Une meilleure prédiction des grandeurs absolues pourra être obtenue à l'aide de la calibration d'un nouveau jeu de paramètre, en particulier C_{Theta} (Eq. 2.31) qui varie en fonction de la géométrie de l'injecteur.

Le modèle de Jet dans des conditions moteur inerte a donc été en partie validé au travers de la pénétration liquide maximum. Afin de comparer les résultats de simulation du modèle complet aux données relevées sur banc moteur, les différents modèles empiriques pour les grandeurs thermodynamiques vont être exprimées soit pour le carburant Diesel lorsque ceux-ci sont disponibles, soit pour un carburant proche du Diesel commercial : le n-

Dodécane.

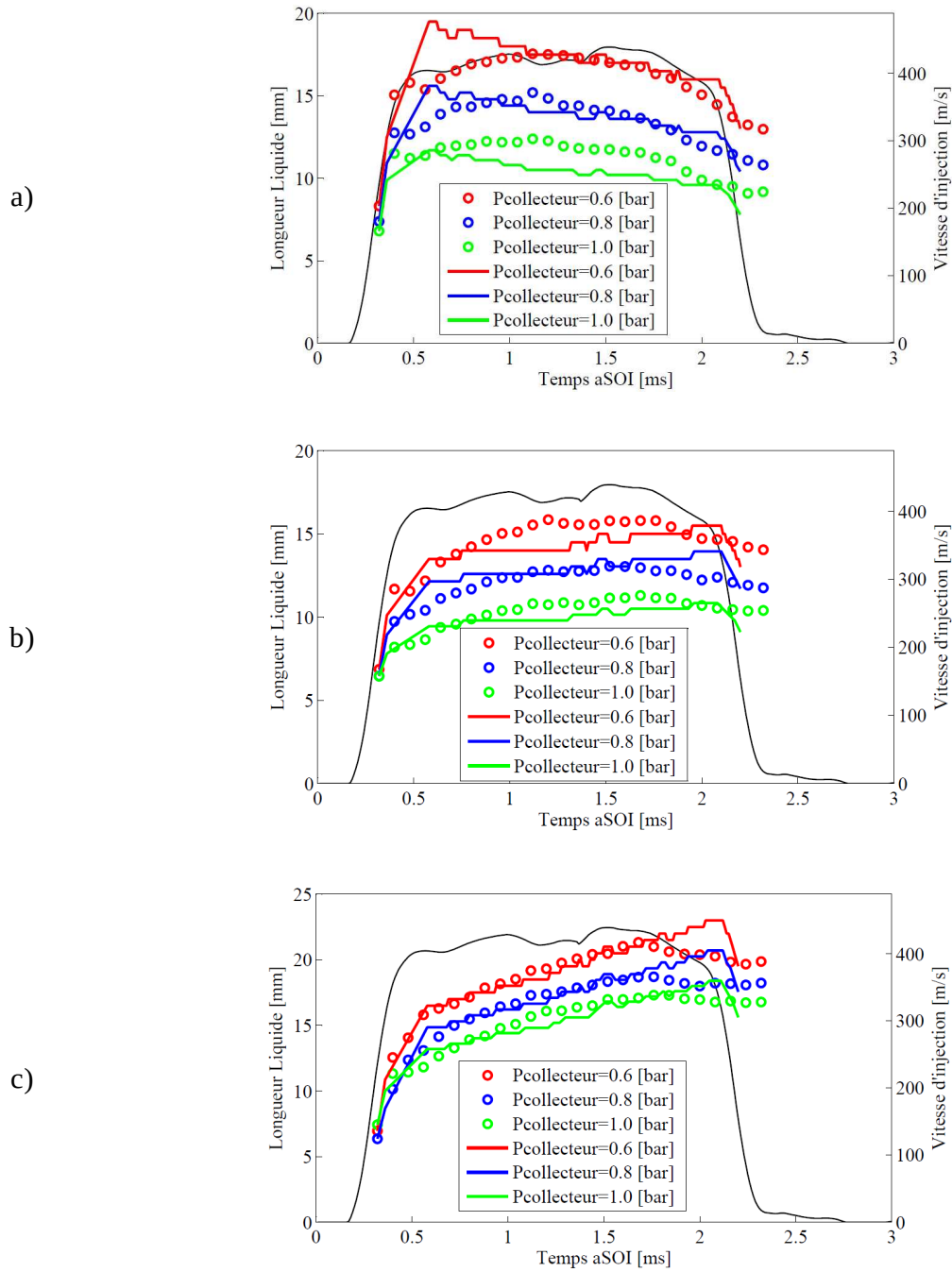


Figure 3-31 : Evolution de la longueur liquide en fonction du temps après le début de l'injection (aSOI) pour trois valeurs de pression d'admissions. a) injection Pilote (-20°vil aPMH), b) Injection principale (-5°vil aPMH), c) injection After (+10°vil aPMH). La vitesse simulée au nez de l'injecteur est reproduite (courbe noire) pour le cas d'une injection à 900 bars, les ronds

représentent les valeurs mesurées expérimentalement et les traits pleins représentent les valeurs simulées

3.4.1.2 Résultats du modèle quasi-dimensionnel complet

Ce paragraphe va permettre de donner un premier aperçu des résultats du modèle complet dans le cas moteur. La première séquence s'attardera sur une étude de l'impact des entrées de la simulation qui sont principalement les différentes discrétisations ainsi que les paramètres à identifier. La seconde séquence présentera des résultats pour deux essais moteurs déjà utilisés dans le chapitre 2.3 relatif à la calibration et la validation du modèle 0D.

3.4.1.2.1 Etude paramétrique

Afin de quantifier l'impact des discrétisations spatiales qui sont à définir avant chaque simulation, nous avons réalisé une variation paramétrique de la discrétisation axiale ainsi que radiale. L'essai moteur utilisé pour cette variation paramétrique est un essai à 10 bars de PME, 4450 tr/min, sans EGR et une masse injectée en Main de 25 mg/c à -13°vil aPMH. Cette étude paramétrique a été réalisée aussi pour minimiser le nombre de zones nécessaires à l'obtention de résultats indépendants des discrétisations radiale et axiale. Et ceci dans un souci de minimisation des temps de calcul. Il faut remarquer que pour tous les résultats présentés précédemment les différentes discrétisation étaient de : 200 zones radiales et $dx = 5e^{-4} [m]$.

Comme le montre la Figure 3-32 a) la discrétisation radiale va largement impacter les résultats du modèle de spray ainsi que le déroulement de la combustion. A partir d'une certaine valeur de la discrétisation les résultats tendent vers le même ordre de grandeur (courbes noire et verte). De plus il peut être remarqué que la discrétisation radiale n'impacte pas le délai d'auto inflammation, mis à part pour les cas extrêmes (courbe bleue). Nous choisirons donc dans la suite de cette étude de discrétiser radialement le spray avec un peigne de 120 valeurs pour chaque profil de variable conservée ou transportée.

La Figure 3-32 b) donne les résultats de la variation de discrétisation axiale. Une tendance

asymptotique des résultats est rapidement obtenue pour une valeur de discrétisation axiale inférieure à 1cm (courbe verte $dx=1e-2$ [m]). Il peut de plus être remarqué que la discrétisation axiale n'impacte pas de façon significative le délai d'auto inflammation. Afin d'obtenir un nombre de zones conséquent, dans un souci de qualité des résultats, dans le domaine considéré (moitié de l'alésage du moteur), une discrétisation de 1mm a été choisie pour le reste de l'étude (courbe rouge).

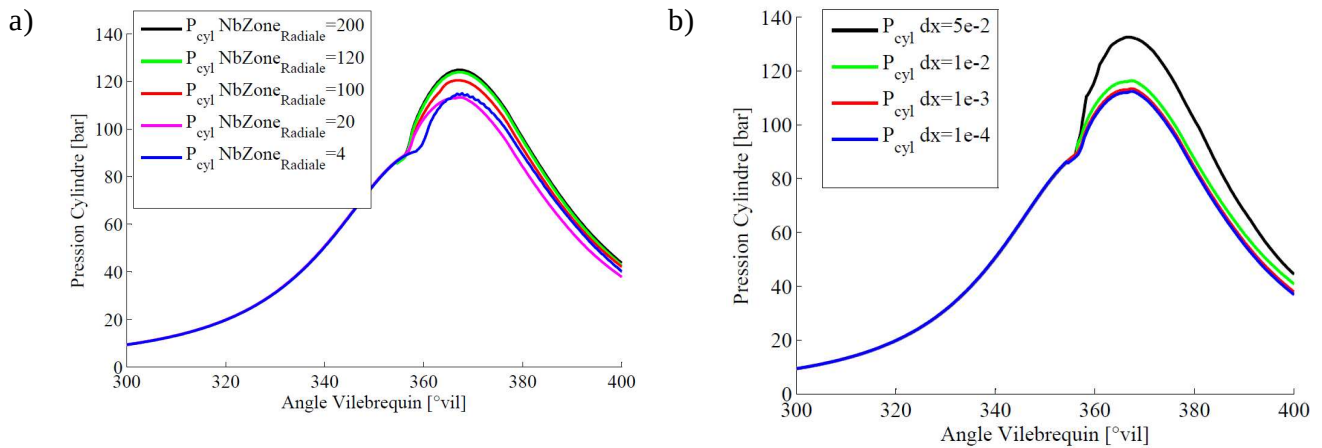


Figure 3-32 : a) les pressions cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents valeur de la discrétisation radiale dr b) les pressions cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes valeurs de la discrétisation axiale dx. L'essai utilisé est un essai à 10 bars de PME et 4450 tr/min, sans EGR, une masse injectée en Main de 25mgc à -13°vil aPMH.

La Figure 3-32 a) et b), montre que la géométrie des zones de contrôle va avoir un impact significatif sur les résultats de combustion. Cette étude a permis d'optimiser les différentes discrétisations et ainsi diminuer les temps de calcul.

La Figure 3-33 a) et b) donne les résultats obtenus après variation des principaux paramètres de calibration du modèle.

La Figure 3-33 a) montre que le paramètre lié à la géométrie du jet permettant d'obtenir la valeur de l'angle aéro (Eq. 2.31), impacte fortement le déroulement de la combustion. Plus la valeur de C_{Theta} est élevée, plus l'angle est grand et donc plus les volumes des zones de réaction sont importants. Cette dernière constatation se traduit par une augmentation de la quantité de gaz entraînée dans chaque zone de réaction. La probabilité que les conditions

thermodynamiques soient favorables à la combustion sera donc augmentée et le dégagement d'énergie sera plus intense. Ce paramètre est donc un des paramètres principaux permettant l'identification et la calibration du modèle de chambre de combustion. Les bornes de ce paramètre seront simplement définies afin de rester dans des valeurs d'angles de jet réalistes.

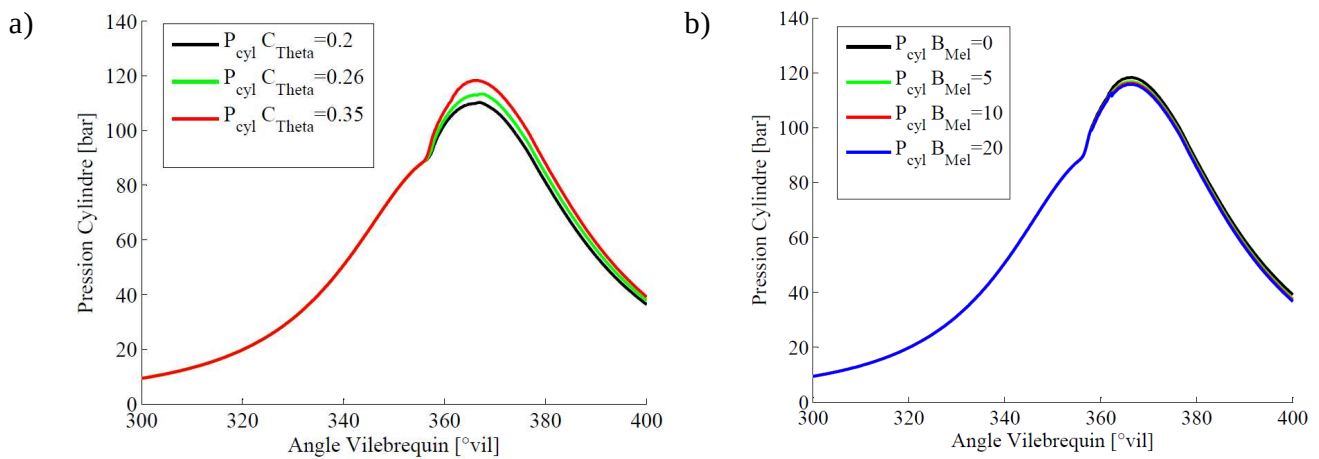


Figure 3-33 : a) les pressions cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents valeur du paramètre lié à la géométrie du jet C_{Theta} . b) les pressions cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents valeur du paramètre lié au dégagement d'énergie induit par le micro mélange B_{Mel} . L'essai utilisé est un essai à 10 bars et 4450 tr/min sans EGR une masse injectée en Main de 25mgc à -13°vil aPMH.

La Figure 3-33 b) montre que le paramètre lié au taux de réaction produit par le micro mélange (Eq. 3.77) impacte peu la combustion. Ce paramètre devrait pourtant être l'un des paramètres les plus influents du modèle de combustion. Le fait que celui-ci impacte très peu la combustion montre que l'une des grandeurs dans les volumes de réaction est mal décrite. Notre réflexion se porte naturellement sur le temps caractéristique de micro mélange et donc sur la densité d'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation associé (Eq. 3.78). Ce temps caractéristique est déterminé pour le volume de spray total et non pour chaque volume de contrôle. Il ne permet donc pas de quantifier correctement le micro mélange pour chaque zone de réaction. Un travail sur cette grandeur sera donc nécessaire en vue de l'amélioration du modèle de combustion 1D présenté dans ce chapitre. Une écriture mono dimensionnelle pour les grandeurs de la turbulence s'avère donc

nécessaire en vue de décrire correctement le phénomène de micro mélange dans chaque volume de contrôle.

Aucun des paramètres étudiés ici n'impacte le délai d'auto inflammation, celui-ci sera entièrement dépendant des résultats donnés par la tabulation. Au vu de la Figure 3-17 b) les délais d'auto inflammation devraient être correctement prédits pour toute la plage de fonctionnement moteur. Cette dernière remarque est vérifiée si les corrélations empiriques pour les grandeurs thermodynamiques liées au carburant Diesel sont connues et valides sur toute la plage de température et de pression rencontrées dans un moteur. Une discussion sera effectuée sur les résultats d'auto inflammation pour deux cas moteurs présentés dans la séquence suivante.

Ce paragraphe a permis de définir les différentes discrétisations utilisées par la suite. Il a aussi permis d'observer l'impact des paramètres du modèle qui seront à calibrer en vue d'une étude sur toute la plage de fonctionnement d'un moteur.

3.4.1.2 Premiers résultats dans le cas d'essais moteur réels

Pour les différents résultats présentés par la suite aucun travail de calibration n'a été entrepris. Les résultats sont donnés pour les valeurs suivantes des paramètres : $C_{Theta} = 0,38$, $C_{aéro} = 2,1$, $B_{Mel} = 6,15$ et pour des discrétisations définies dans la séquence précédente. Les résultats présentés seront comparés aux résultats obtenus expérimentalement sur le moteur réel ainsi qu'aux résultats obtenus à l'aide du modèle 0D décrit dans le chapitre Chapitre 2. Le modèle 0D a été identifié et calibré, les discussions ne porteront donc pas sur la capacité du modèle 1D à fidèlement reproduire les résultats expérimentaux mais sur son aptitude à capter les différents phénomènes.

La Figure 3-34 présente les résultats obtenus pour l'essai déjà utilisé dans le paragraphe précédent. La Figure 3-34 a) montre que sans phase de calibration le modèle n'est pas apte à reproduire exactement la trace de pression cylindre. Le principal écart vient de la sur estimation du délai d'auto inflammation. Cette dernière remarque est clairement visible sur la Figure 3-34 b), relative au dégagement d'énergie apparent. Cet écart peut être dû à :

- Une mauvaise interprétation des tables de cinétique chimique,

- Une erreur dans les données expérimentales utilisées pour l'initialisation de la simulation.

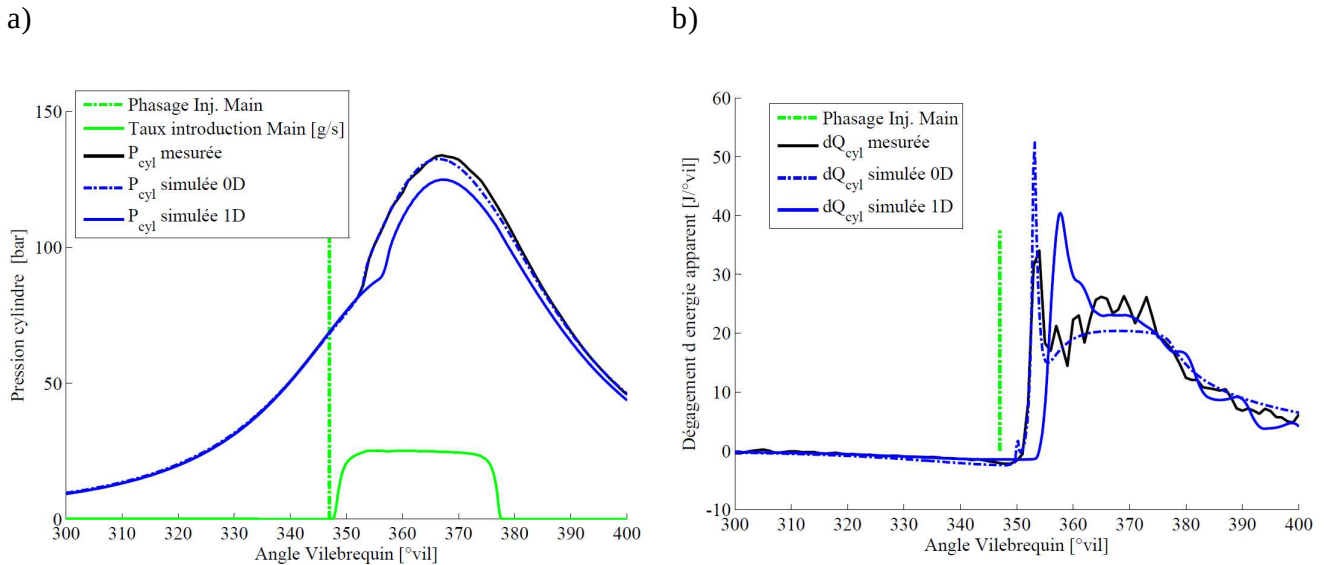


Figure 3-34 : a) et b) les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés pour les modèle 0D et 1D en fonction de l'angle vilebrequin pour un essai à 10 bars et 4450 tr/min, sans EGR, une masse injectée en Main de 25mgc à -13°vil aPMH.

Etant donné les résultats obtenus par le modèle dans le cas d'une pompe à volume constant (Figure 3-17 b)) et à l'aide des résultats donnés par la tabulation en comparaison avec les schémas cinétiques complexes (chapitre 2.2.7.2.3.3), la première voie d'explication pour cet écart semble fautive. Le modèle semble capable de très bien reproduire les délais d'auto inflammation dans les cas où la température et la pression sont élevées, ce qui est le cas ici. Nous avons relevé dans le chapitre 2.3 que pour certains essais, particulièrement les essais avec un régime élevé, les phasages injection ne correspondaient pas aux traces de dégagement d'énergie associés. Pour ce type d'essais la combustion débute avant la consigne d'injection. Ceci pourrait donc expliquer les écarts sur le délai d'auto inflammation qui sont dus à un décalage sur la consigne d'injection.

Sur les résultats du modèle 1D présentés Figure 3-34 b), il est possible de clairement distinguer les différentes phases de la combustion. Une fois le délai d'auto inflammation atteint, la première phase de la combustion présente un dégagement d'énergie violent et

bref (courbe bleu : premier pic). Quasi simultanément la phase de diffusion débute. Si le délai d'auto inflammation était correctement simulé, il est possible de présumer que les proportions entre prémélange et diffusion seraient bien respectées. La surestimation du pic de prémélange pour le résultat de simulation 1D s'explique par la surestimation du délai d'auto inflammation : plus le délai sera faible moins la phase de prémélange sera intense. Une fois le modèle calibré sur un certain nombre d'essais, celui-ci devrait permettre de quantifier la proportion de carburant consommé par chaque phase de la combustion.

La Figure 3-35 présente des résultats du modèle 1D obtenus pour un essai utilisé dans le cadre de la calibration du modèle 0D. Cet essai est intéressant car une stratégie à trois injections est utilisée. Ici elle sert clairement à réduire la phase de prémélange associée à la combustion de l'injection principale. C'est un essai à 10 bars de PME avec un régime de 1250 tr/min, sans EGR, une masse injectée en Pilote de 2,2mgc à -28°vil aPMH, une masse injectée en Pre de 1mgc à -17°vil aPMH et une masse injectée en Main de 20mgc à 0°vil aPMH. Sur la Figure 3-35 les résultats expérimentaux ainsi que ceux issus du modèle 0D sont présentés en plus des résultats de simulation 1D.

Au regard des Figure 3-35 b) et Figure 3-36 b), il peut d'ores et déjà être affirmé que le délai d'auto inflammation pour l'injection principale ne pourra être correctement modélisé. En effet, même si celui-ci se trouve être très faible, la combustion associée à l'injection Main (courbe noire) débute quelques millisecondes avant la consigne d'injection (courbes vertes pointillées). La consigne d'injection, qui est une donnée d'entrée de la simulation, semble donc erronée. C'est cette problématique qui a déjà été présumée pour l'essai précédent.

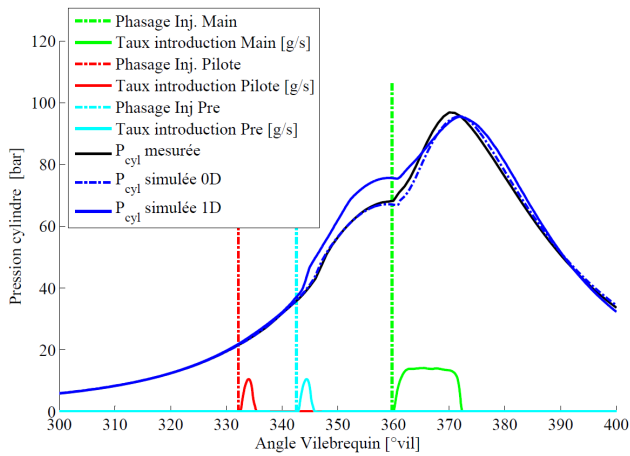
Les résultats du modèle 0D montrent que celui-ci surestime la phase de prémélange permettant ainsi de corriger en partie l'erreur induite par la mauvaise consigne d'injection. Il est intéressant de noter que si cette erreur est vérifiée et répétée pour tous les essais, le modèle 0D permet de l'absorber suite à la phase d'apprentissage. Dans le modèle 1D le délai d'auto inflammation et la phase de prémélange ne nécessitent aucune phase de calibration (paragraphe 3.4.1.2.1). Cela explique qu'il ne sera pas capable de prendre en compte cette erreur mais permettra de la révéler en fonction de la confiance accordée aux résultats de simulation.

La Figure 3-35 et Figure 3-36 a) montrent que le modèle 1D sous estime le délai d'auto inflammation pour l'injection Pre. Cette seconde injection (courbe cyan pointillée) entraîne un emballement de la réaction alors que celle-ci débutait tout juste (Figure 3-36 a) : petit pic juste avant la consigne d'injection). Nous recensons ci-dessous quelques voies d'explication possibles à ce phénomène :

- Le modèle n'a pas été calibré, ce qui peut expliquer les écarts entre la simulation et les résultats expérimentaux,
- Comme souligné dans le paragraphe 3.3.4.4, le modèle a tendance à sous estimer les délais d'auto inflammation dans le cas de conditions thermodynamiques dégradées (Figure 3-17),
- La définition Eulérienne du modèle implique que les stratégies d'injections multiples seront prises en compte de façon totalement implicite avec l'application d'un débit variable au nez de l'injecteur. Cette propriété du modèle peut être, dans certains cas, problématique car avec cette définition toutes les injections vont totalement interagir entre elles. Il n'y aura pas comme dans le modèle 0D de répartition de débit entre les différents volumes de réaction. Dans le cas présent l'injection $i+1$ interagit uniquement avec l'injection i et les gaz ambiants. Si cette interaction est surestimée, cela peut expliquer l'emballement de la réaction suite à l'apport rapide de carburant dans les zones, suite à une nouvelle injection.

Au regard de la Figure 3-35 b) et plus particulièrement la Figure 3-36 b), l'allure du dégagement d'énergie pour la combustion principale semble pouvoir être bien reproduite. La courbe noire (résultats expérimentaux) montre que la phase de prémélange est très faible et quasiment confondue avec la phase de diffusion. Celle-ci est cependant reproduite quasiment à l'identique dans le cas de la modélisation 1D. On s'aperçoit sur cette figure que le dégagement d'énergie en prémélange est largement surestimé par le modèle 0D. Il faut noter aussi que les délais d'auto inflammation pour les deux modèles sont identiques. Dans le cas de la modélisation 1D, pour la phase de diffusion une amélioration et une calibration du modèle de taux de réaction lié au micro mélange s'avère nécessaire.

a)



b)

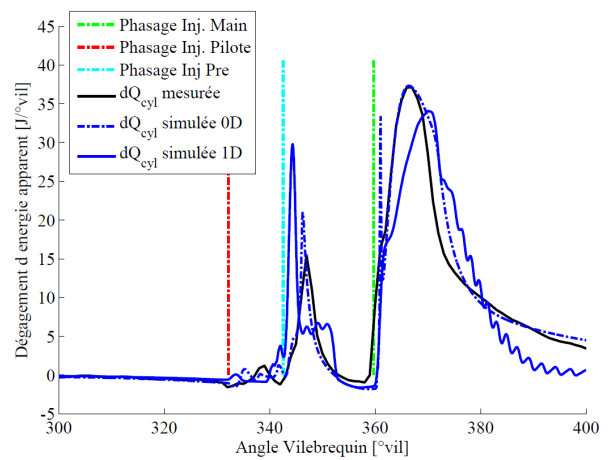
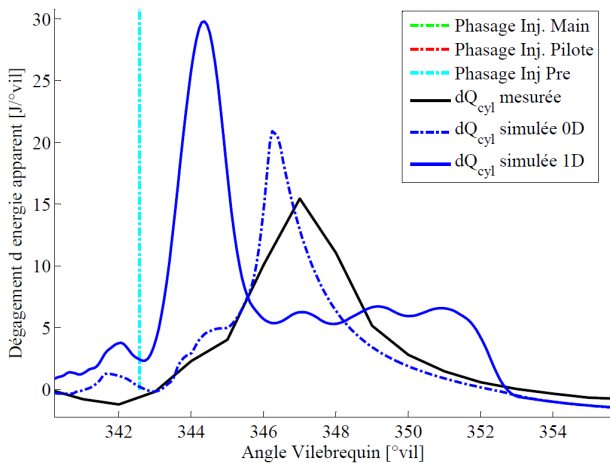


Figure 3-35 : a) et b) les pressions cylindre et les dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés pour les modèles 0D et 1D en fonction de l'angle vilebrequin pour un essai à 10 bars de PME et 1250 tr/min, sans EGR, une masse injectée en Pilote de 2,2mgc à -28°vil aPMH, une masse injectée en Pre de 1mgc à -17°vil aPMH et une masse injectée en Main de 20mgc à 0°vil aPMH.

a)



b)

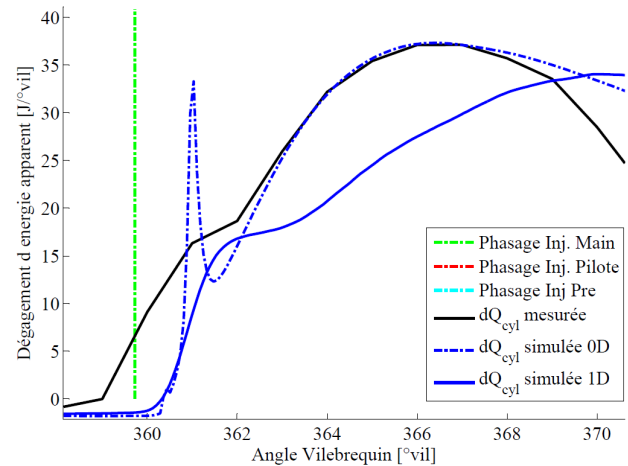


Figure 3-36 : Dégagements d'énergie apparents expérimentaux et simulés pour les modèles 0D et 1D en fonction de l'angle vilebrequin pour l'essai représenté sur la Figure 3-35. a) les dégagements d'énergie apparents juste après la consigne d'injection Pre, et b) les dégagements d'énergie apparents juste après la consigne d'injection principale.

En conclusion, l'approche 1D décrite ici va nécessiter une phase de calibration pour correctement reproduire le déroulement de la combustion pour toute la plage de fonctionnement moteur.

Nous allons maintenant conclure sur ce modèle et ouvrir des voies d'amélioration.

3.5 Conclusion et perspectives

Une nouvelle approche a été décrite dans ce chapitre. Le niveau de description des phénomènes physiques pris en compte par le modèle proposé ici est bien supérieur à celui décrit lors du chapitre précédent. Cela se traduit par un nombre très faible de paramètres à identifier et calibrer pour obtenir une représentation exacte des phénomènes régissant le déroulement de la combustion Diesel.

Ce modèle permet une prédiction des grandeurs du jet, telles que la longueur d'accroche de flamme ou encore la pénétration liquide, de façon très intéressante et à l'aide uniquement d'un essai de calibration. Lorsque le modèle de jet et principalement les paramètres liés à la géométrie de celui-ci, ont été identifiés et calibrés, le modèle de jet brûlant permet de très bien reproduire les délais d'auto inflammation.

Malgré les premiers résultats très encourageants obtenus sur des essais moteurs réels, ce modèle va nécessiter d'être enrichi. Les principales voies d'amélioration repérées dans cette étude sont :

- Une meilleure description des grandeurs locales liées à la turbulence et en particulier la description plus fine d'un temps caractéristique de micro mélange dans les zones de réactions. Cette évolution du modèle permettra de modéliser la phase de diffusion de façon beaucoup plus précise. Elle permettrait aussi une amélioration des résultats en terme de longueur d'accroche de flamme.
- Une amélioration de la prise en compte de la multi injection, par une prise en compte de la déformation des zones de réaction induite par l'aérodynamique.

- Une amélioration de la prise en compte de l'influence de la géométrie et en particulier de la géométrie du bol. Cette évolution pourrait rapidement être effectuée en validant et en intégrant le modèle empirique exposé paragraphe 3.3.5.2.

Lorsque ces évolutions du modèle auront été effectuées alors une extension du modèle vers des combustions particulières telles que les combustions HCCI pourra être envisagée. Celle-ci pourra être effectuée très simplement en permettant à la zone correspondant aux gaz ambiants de devenir une zone réactive.

Chapitre 4

Conclusion Générale

Le présent travail de recherche a été guidé par un objectif d'amélioration de la prédictivité des modèles 0D/1D de la combustion Diesel conventionnelle en gardant comme contrainte des temps de calcul raisonnables. La prédictivité est l'axe majeur d'amélioration des modèles en vue d'une utilisation dans les processus de mise au point des moteur à combustion interne.

Dans cette étude deux typologies de modèle ont été étudiées et développées :

- Un modèle 0D orienté simulation système qui tend à décrire par une approche physique l'ensemble des phénomènes intervenants lors de la combustion Diesel, lui conférant ainsi un niveau de prédictivité conséquent.
- Un modèle 1D ou quasi-dimensionnel permettant une description fine des phénomènes liés aux jets Diesel brûlants dans des conditions moteur.

Chacun de ces modèles a un intérêt et une utilisation qui lui est propre :

- Le modèle 0D a pour but d'être intégré à un simulateur de groupe motopropulseur complet.
- Le modèle 1D a été développé afin de répondre à des problématiques soulevées par le modèle 0D, mais aussi afin d'anticiper les besoins futurs en modélisation. Une des utilisations futures de ce modèle pourrait être la caractérisation des phénomènes physiques prépondérants lors de la transition entre les combustions conventionnelles et les combustions particulières telles que les combustions HCCI ou PCCI.

Une synthèse rapide de chacun de ces modèles est effectuée ci après en s'attardant sur les perspectives d'évolution de chacun d'entre eux.

Un nouveau modèle de combustion 0D :

Le modèle proposé dans cette étude permet de tenir compte des phénomènes physiques tels que la vaporisation, l'injection, la turbulence ainsi que de l'impact de la chimie sur les dégagements d'énergie. Le niveau de détail de celui-ci lui confère un temps de calcul raisonnable avec un niveau de prédictivité relativement bon. Les principales avancées concernent :

Le sous modèle de combustion de prémélange qui permet de tenir compte finement de l'impact de la température, de la dilution ainsi que de la richesse sur le dégagement d'énergie,

La prise en compte de l'effet de la multi injection sur la combustion au travers d'un modèle de répartition de masse entre les zones de réaction. De plus, l'interaction entre les zones de réaction peut tenir compte de phénomènes aérodynamiques tels que le Swirl,

La prise en compte de la multi injection sur l'évolution de la distribution de richesse dans les zones de réaction qui permet de reproduire qualitativement les avantages majeurs de ce type de stratégie sur la combustion.

Ce modèle permet de correctement reproduire les grandeurs liées à la combustion pour toute la plage de fonctionnement d'un moteur avec un nombre très réduit d'essais utilisés pour l'identification et la calibration des paramètres. De plus, le nombre restreint de paramètres à recaler permet une prise en main aisée de celui-ci dans le cas d'une utilisation pour un moteur différent.

Cette description zéro dimensionnelle de la combustion Diesel atteint laisse cependant entrevoir certaines limitations :

- a) La mauvaise estimation de certaines grandeurs liées aux phénomènes chimiques,

Cette problématique apparaît dans le chapitre relatif à la calibration et aux résultats (paragraphe 2.3). Celle-ci porte sur la sous-estimation du délai d'auto inflammation et sur la surestimation du taux de réaction. Ce point a en partie été résolu dans le chapitre relatif à la modélisation quasi dimensionnelle d'un jet brûlant. Dans ce chapitre (Chapitre 3) nous avons montré qu'une description plus fine des conditions thermodynamiques dans la zone

de réaction permettait une très bonne prédiction des délais d'auto inflammation. De plus, l'approche n-zones a permis une discrétisation de la variable d'avancement dans le volume total du jet à la différence de l'approche 0D qui considère une valeur de cette variable homogène dans toute la zone occupée par le spray.

Ces deux dernières remarques ainsi que le travail de validation des tables dans le cas d'un réacteur homogène permettent d'avancer deux axes d'amélioration du modèle en vue d'une meilleure prédiction du délai d'auto inflammation et du taux de réaction :

- Modéliser une distribution en température à l'aide d'une approche par PDF. Dans l'état actuel du modèle celle-ci n'est prise en compte qu'au travers de la distribution en richesse.
- Ne pas considérer une variable d'avancement homogène dans la zone de réaction et modéliser une stratification de celle-ci en lien avec les distributions en richesse et en température.

b) La mauvaise estimation des grandeurs locales dans le jet,

Afin de répondre à cette seconde problématique, une seconde voie d'amélioration de ce modèle 0D peut venir d'un travail de réduction du modèle de combustion quasi-dimensionnel développé dans le chapitre 3. Cette démarche de réduction permettra :

- Une meilleure estimation des grandeurs caractéristiques du jet, principalement pour les conditions transitoires type SOI (Start Of Injection) ou EOI (End Of Injection).
- Une estimation plus fine de la dynamique du phénomène d'entraînement de gaz dans la zone de réaction et en particulier la caractérisation de la « vague d'entraînement » dans une approche 0D.

c) Le sous modèle de répartition des masses entre les phases de la combustion,

Le problème soulevé par le sous modèle de répartition de la masse de carburant vapeur entre les phases de combustion de prémélange et de diffusion est un axe d'amélioration de l'approche 0D. Ce modèle est le modèle le plus éloigné de la phénoménologie. C'est un

modèle mathématique qui induit généralement un certain nombre d'erreurs principalement une surestimation du dégagement d'énergie en phase prémélangée. Toujours en s'inspirant des travaux réalisés sur la modélisation quasi-dimensionnelle un axe majeur d'amélioration peut être suggéré :

- Le développement d'une approche s'inspirant de l'écriture d'un taux de réaction local lié à la chimie et un taux de réaction local lié au micro mélange avec une transition continue entre les deux modes (paragraphe 3.2.3) pourra être envisagé en 0D. Ce modèle découlant d'une réduction d'une approche EBU-Arrhenius permettrait de supprimer le sous modèle de diffusion décrit par Barba [61] utilisé dans la description 0D. Il permettrait de plus de réduire le nombre de paramètres à identifier et à calibrer.

Une approche quasi-dimensionnelle innovante :

La présente étude a permis la description d'un nouveau modèle de combustion Diesel 1D ou quasi-dimensionnel. Cette approche permet de donner des résultats très intéressants dans le cas d'un jet brûlant dans une enceinte à volume constant. Ce modèle permet une prédiction des grandeurs du jet telles que la longueur d'accroche de flamme ou encore la pénétration liquide de façon très pertinente pour une large gamme de conditions ambiantes et à l'aide uniquement d'un essai utilisé pour l'identification et la calibration des paramètres. En effet, lorsque le modèle de jet et principalement les paramètres liés à la géométrie de celui-ci, ont été identifiés et calibrés, le modèle de jet brûlant permet de très bien reproduire les délais d'auto inflammation. Les principales avancées de cette approche sont :

La prise en compte des phénomènes transitoires sur les grandeurs caractéristiques du spray et donc leur impact sur le déroulement de la combustion,

Une première description des interactions spray / paroi, avec en particulier un sous modèle permettant d'estimer le mouillage parois pour tout type d'injection et pour toutes les conditions ambiantes,

Une description fine des phénomènes physiques au travers de la résolution des équations de conservation qui permet d'augmenter considérablement la prédictivité du modèle et donc de

réduire de façon drastique le nombre de paramètres à identifier,

L'utilisation d'une approche originale pour le calcul du taux de réaction du carburant. Ce dernier est une combinaison d'un taux de réaction lié à la chimie, déduit d'une approche utilisant la tabulation des schémas cinétiques complexes, avec un taux de réaction lié au micro mélange, déduit d'une approche de type EBU.

Ce modèle va cependant nécessiter un certain nombre de développements avant de pouvoir obtenir les mêmes niveaux de prédictivité pour son utilisation dans le cas d'une combustion dans une chambre de combustion Diesel. Les différents axes d'amélioration sont :

- Un travail portant sur la modélisation des grandeurs de la turbulence dans une approche monodimensionnelle devra être envisagé. Ceci afin de mieux décrire le taux de réaction local lié au micro mélange,
- Une introduction des mécanismes réactionnels dans la zone de gaz ambiants en vue d'étendre le modèle complet aux combustions homogènes. Les réactions devront pouvoir avoir lieu aussi dans la zone des gaz ambiants, jusqu'à présent considérée neutre,
- Une meilleure description de l'impact vapeur/parois devra être envisagée en s'inspirant du modèle empirique proposé dans le paragraphe 3.2.5.2.1. Ceci dans le but de prendre en compte la géométrie de la chambre et plus particulièrement du bol sur le déroulement de la combustion,
- Une proposition de prise en compte de l'aérodynamique interne, principalement le mouvement de Swirl, sur la géométrie des volumes de contrôle. Ceci permettra de mieux décrire le déroulement de la combustion dans le cas de stratégie à injection multiples,
- Un travail numérique permettant de réduire les temps de calcul devra être envisagé. Ce travail permettra une utilisation de ce modèle dans des algorithmes d'optimisation en vue de calibrer automatiquement les paramètres du modèle sur des essais réels.

Lorsque toutes ces évolutions auront été étudiées et implémentées, le modèle complet ouvrira de nouvelles perspectives, car :

- ⇒ Le nombre très restreint de paramètres à identifier et à calibrer lui confère un intérêt particulier dans le cadre d'études moteur dans les projets amont lors desquels le nombre d'essais est très réduit. Après identification et calibration sur un nombre très faible d'essais, ce modèle devrait être capable de venir compléter les bases de données nécessaires à la calibration et validation des modèles 0D,
- ⇒ Ce modèle devrait permettre de modéliser une transition entre les combustions conventionnelles et HCCI. Une phase de réduction de ce modèle, en se concentrant sur les phénomènes prépondérants, permettra d'obtenir un modèle réduit. Ce nouveau modèle 0D pourra alors être utilisé pour le développement de stratégies de contrôle innovantes en vue d'une utilisation des combustions homogènes.

A terme, avec l'augmentation des puissances de calcul, ce modèle 1D pourra être utilisé sans phase de réduction dans un simulateur complet. Cela permettra d'obtenir un outil de pré-mise au point des moteurs Diesel très en amont dans les processus de développement. Cette dernière remarque est cependant soumise à l'évolution des modèles phénoménologiques d'émissions polluantes qui sont à l'heure actuelle très insuffisants en termes de prédictivité.

Bibliographie

- [1] Glassman. Combustion, 3rd édition. Academic Press Inc., 1996.
- [2] J. B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Inc., 1998.
- [3] A. Boiarcuic. Développement de la technique "Incandescence Induite par Laser" pour caractériser les particules de suies dans un moteur Diesel. Thèse de doctorat, Université d'Orléans (France), 2006.
- [4] T. Feng. Numerical Modelling of Soot and NOx Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry. Thèse de doctorat, Chalmers University of Technology (Suède), 2003.
- [5] F. Douce. Etude de la formation des particules de suie à partir des constituants représentatifs du gazole. Thèse de doctorat, Université d'Orléans (France), 2001.
- [6] European Environment Agency (2008) Annual European Community LRATP Convention emission inventory report 1990-2006. EEA Technical report n°7/2008.
- [7] Emissions de l'air en France- métropole – Substances relatives à l'acidification, l'eutrophisation et à la pollution photochimique – mai 2007. Centre Interprofessionnelle Technique d'Etude de la Pollution Atmosphérique – www.citepa.org, 2007.
- [8] CITEPA Inventaire des émissions de polluants atmosphériques en France - Format SECTEN. Rapport national d'inventaire, www.citepa.org, 2010.
- [9] S. Carballes, Les véhicules particuliers en France. Publication ADEME www.ademe.fr, 2010.
- [10] M. Guillou, C. Bradley Fuel consumption testing to verify the effect of tire rolling resistance on fuel economy SAE paper 2010-01-0763.
- [11] S. Pagerit, P. Sharer, A. Rousseau Fuel economy sensitivity to vehicle mass for advanced vehicle powertrains SAE paper 2006-01-0665.
- [12] Renault SAS website Annual reports 2000-2009 [http ://www.renault.com](http://www.renault.com), Finance publications section.

- [13] R. Diesel, "Die Entstehung des Dieselmotors", J.Springer, 1913.
- [14] J. D. Anderson. McGraw-Hill Inc. Computational Fluid Dynamics, The basics with applications, 1995.
- [15] T. Poinso et D. Veynante. Theoretical and Numerical Combustion, 2nd Edition. Edwards, 2005.
- [16] N. Peters. Turbulent Combustion. Cambridge University Press, 2000.
- [17] N. Peters. Laminar Diffusion Flamelet Models in Non-Premixed Turbulent Combustion. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 10, pp. 319-339, 1984.
- [18] O.Nelles, A.Fink and R.Isemann, « Local Linear Model Trees (Lolimot) toolbox for nonlinear system identification. » 12th IFAC Symposium on System Identification (SYSID), Santa Barbara (USA), 2000.
- [19] G.Deyfus, J.M.Martinez, M.Samuelides, M.B.Gordon, F.Badran, S.Thiria and L.Hérault, « Reseaux de Neurones », Eyrolles, 2002.
- [20] R.Kee, F.Rupley and J.Miller, Chemkin II : A fortran Program For Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics With Sensibility Analysis. Sandia National Laboratories Report SAND87-8248, 1988
- [21] JANAF Thermo chemical Tables, 2nd edition, NSRDS-NB537, U.S. National Bureau of Standards, June 1971
- [22] P. Giansetti. Contrôle Moteur à Allumage Commandé. Estimation Prédiction de la Masse et de la Composition du Mélange Enfermé Dans le Cylindre. PhD thesis, Université d'Orléans, France, 2005
- [23] L.Eriksson. Sprak Advance Modeling and Control. PhD thesis, Linköping University, Sweden, 1999
- [24] C. Caillol. Influence de la Composition du Gaz Naturel Carburant sur la Combustion Turbulente en Limite Pauvre dans les Moteurs à Allumage Commandé. PhD thesis, Université de Provence, France, 2003.
- [25] Hwa Chan, J. Zhu, Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard, in press, Int. J. Therm.Sci.(2001)40,94–103.
- [26] C.R.Ferguson, Internal Combustion Engines, Wiley, New York, 1986.

- [27] S. Richard, S. Bougrine, G. Font, F.-A. Lafossas and F. Le Berr. On the Reduction of a 3D CFD Combustion Model to Build a Physical 0D Model for Simulating Heat Release, Knock and Pollutants in SI Engines, *Oil & Gas Science and Technology*, in press, Vol. 64 (2009), No. 3, pp. 223-242.
- [28] M.Rivas, P.Higelin, C.Caillol and V. Talon, Validation and Application of a New 0D Flame/Wall Interaction Sub Model for SI Engines, *JSAE* 20119150, SAE 2011-01-1893.
- [29] S. Verhelst and C.G.W. Sheppard, "Multi Zone Thermodynamics Modelling of Spark-ignition engine combustion- An overview, *Energy Conversion and Management*, inpress, 2009.
- [30] G.G De Soete. "Overall Reaction Rates of NO and N2 Formation from Fuel Nitrogen"- Pittsburgh : [s.n.], 1974. - Vol. *Proceedings 15th (Intl.) Symp. on. Combustion*, The Combustion Institute, pp. 1093-1102.
- [31] M. Lapuerta, J.J. Hernandez and O. Armas, "Kinetic Modelling of Gaseous Emissions in a Diesel Engine" SAE Paper 2000-01-2939.
- [32] S.H.Mansouri and Y.Bakhshan, Studies of Nox, CO, soot formation and oxydation from a direct injection stratified-charge engine, In press, *Proc. Inst. Mech. Engrs., Part D, Journal of Automobile Engineering*, Vol 215, pp 95-104, 2001
- [33] M.V. Kuhlmann Raggi and J.R Sodré, "Model for Kinetic Formation of CO Emissions in Internal Combustion Engines" SAE Paper 2003-01-3138.
- [34] N. Dronniou. « Etude théorique et expérimentale des stratégies de combustion homogène. Application aux moteurs Diesel pour véhicules industriels. » Thèse de l'Université d'Orléans (2008).
- [35] J.B.Heywood, J.M.Higgins, P.A.Watts, R.J.Tabaczynski, "Development and use of a cycle simulation to predict SI engine efficiency and NOx emissions". SAE Paper 790291, 1979.
- [36] F. ALIZON. « Transferts de chaleur convectifs dans la chambre de combustion des moteurs à combustion interne. Influence de l'aérodynamique interne ». Thèse de l'Université de Paris VI (2005)
- [37] J.D. Annand, «Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engine » *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol 177, 1:Jo 36 (1963)

- [38] G. Woschni "A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine" SAE paper no 670931, 1967.
- [39] K. Sihling, G. Woschni "Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of a high speed diesel engine" SAE paper No 790833, 1979.
- [40] K. Huber, G. Woschni, K. Zeilinger « Investigations on heat transfer in internal combustion engines under low load and Motoring conditions » SAE Paper No 905018, 1990.
- [41] S.B. Han, T.J Chung, T.J. Kwon, S. Lee « Empirical formula for instantaneous heat transfer coefficient in S.I. engine » SAE Paper No 972995, 1997.
- [42] Günter F. Hohenberg « Advanced approaches for heat transfer calculations » SAE paper No 790825, 1979.
- [43] P.A.Watts and J.B.Heywood, « Simulation Studies of the effects of turbocharging and reduced heat transfer on spark ignition engine operation » SAE Paper 800289, 1980.
- [44] B.T. SHAW. Modelling and Control of Automotive Coldstart Hydrocarbons Emissions. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA, 1992.
- [45] P.Brejaud, P.Higelin, A. Charlet, G.Colin, Y.Chamaillard, « Convective Heat Transfer in a Pneumatic Hybrid Engine », Heat and Mass Transfert, 2010.
- [46] G.C. Mavropoulos, C. D. Rakopoulos and D. T. Hountalas, « Experimental Investigation of Instantaneous Cyclic Heat Transfer in the Combustion Chamber and Exhaust Manifold of a DI Diesel Engine under Transient Operating Conditions », SAE Technical Paper 2009-01-1122, 2009.
- [47] G. C. Mavropoulos, C. D. Rakopoulos and D. T. Hountalas, « Experimental Assessment of Instantaneous Heat Transfer in the Combustion Chamber and Exhaust Manifold Walls of Air-Cooled Direct Injection Diesel Engine » SAE Technical Paper 2008-01-1326, 2008.

- [48] J.A. Gatowski, E.N.Chun, F.E.Ekchian, J.B.Heywood, « heat release analysis of engine pressure data, SAE Paper 841359, 1984.
- [49] R.M. Siewert, “A Phenomenological Engine Model for Direct Injection of Liquid Fuels, Spray Penetration, Vaporization, Ignition Delay, and Combustion”, SAE Technical Paper 2007-01-0673, 2007.
- [50] K.Inagaki, M.Ueda, J.Mizuta, K.Nakakita and S.Nakayama: “Universal Diesel Engine Simulator (UniDES): 1st Report: Phenomenological Multi-Zone PDF Model for Predicting the Transient Behavior of Diesel Engine Combustion”, SAE Technical Paper 2008-01-0843, 2008.
- [51] M.Tunér , M.Pasternak and F.Mauss and H.Bensler “A PDF-Based Model for Full Cycle Simulation of Direct Injected Engines”, SAE Technical Paper 2008-01-1606, 2008.
- [52] P A Lakshminarayananl, Y V Aghav, A D Dani and P S Mehta, “Accurate prediction of the rate of heat release in a modern direct injection diesel engine” Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part D: J Automobile Engineering, pp663-675, 2002.
- [53] I. Arsie, F. Di Genova, C. Pianese, M. Sorrentino, G. Rizzo, A. Caraceni, P. Cioffi and G. Flauti: “Development and Identification of Phenomenological Models for Combustion and Emissions of Common-Rail Multi-Jet Diesel Engines”, SAE Technical Paper 2004-01-1877, 2004.
- [54] F. Payri, J. Benajes and F. V. Tinaut: “A phenomenological combustion model for direct injection, compression ignition Engines”, Appl. Math. Modelling, Vol. 12, June, pp 293-304, 1988.
- [55] Vibe. B. and Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, BERLIN, 1970,
- [56] N. Miyamoto, T. Chikahisa, T. Murayama et R. Sawyer. Description and analysis of Diesel engine rate of combustion and performance using Vibe’s functions. SAE technical paper 850107, 1985.
- [57] T. Jaine. Simulation zéro dimensionnelle de la combustion dans un moteur Diesel injection directe. Thèse de l’Université d’Orléans (2004).

- [58] A.Boula, Y.Genninasca, A. Charlet and P.Higelin. Ecutest – A real-time engine simulator for ECU development and testing. SAE Technical Paper 2001-01-1911, 2001
- [59] F. Chmela, M. Engelmayer, G. Pirker et A. Wimmer. Prediction of Turbulence Controlled Combustion in Diesel Engines. THIESEL 2004 Conference - Valencia (Spain), 2004.,
- [60] G. Pirker, F. Chmela et A. Wimmer. ROHR Simulation for DI Diesel Engines Based on Sequential Combustion Mechanisms. SAE technical paper 2006-01-0654, 2006.
- [61] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos et M. Bargende. A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common-Rail Injection. SAE technical paper 2000-01-2933, 2000.
- [62] A. Maiboom. « Etude expérimentale et modélisation phénoménologique de l'influence des caractéristiques thermodynamiques et de la composition des gaz d'admission sur la combustion et les émissions d'un moteur Diesel automobile. » Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes (France), 2007.
- [63] A. Maiboom, X. Tauzia, J. F. Hétet et M. Cormerais. A 5-zones phenomenological combustion model for DI Diesel Engine for a wide range of operating conditions. Conférence FISITA 2006, Yokohama (Japon), 2006
- [64] J.E. Dec. A conceptual Model of D.I. Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE paper no.970873, pp.1319-1348, 1997.
- [65] P.F.Flynn, R.P.Durett, G.L.Hunter, A.O.Loye, O.C.Akinyemi, J.E.Dec and C.K.Westbrook. Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Empirical Validation. SAE Technical paper 1999-01-0509, 1999
- [66] D. L. Siebers et J. L. Naber. Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays. SAE technical paper 960034, 1996.
- [67] D. L. Siebers. Liquid-phase fuel penetration in diesel sprays. SAE technical paper 980809, 1998.

- [68] D. L. Siebers et B. S. Higgins. Flame Lift-off on Direct-Injection Diesel Sprays under Quiscent conditions. SAE technical paper 2001-01-0530, 2001.
- [69] A.S. Kuleshov. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range. technical paper 2005-01-2119, 2005.
- [70] A.S. Kuleshov. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. Technical paper 2006-01-1385, 2006.
- [71] RK Model : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php>
- [72] G. Mauviot. « Développement d'une modélisation phénoménologique de chambres de combustion de moteurs à piston par réduction de modèle physique 3D dans la perspective d'une intégration dans un outil de simulation système » Thèse de doctorat, Université Paris VI (France), 2007.
- [73] G. Mauviot, A. Albrecht et T. Poinot. A New 0D Approach for Diesel Combustion Modeling Coupling Probability Density Function with Complex Chemistry. SAE technical paper 2006-01-3332, 2006.
- [74] A. Dulbecco, F.A. Lafossas et T. Poinot. A 0D Phenomenological Approach to Model Diesel HCCI Combustion with Multi-Injection Strategies Using Probability Density Functions and Detailed Tabulated Chemistry. SAE technical paper 2009-01-0678, 2009.,
- [75] Dulbecco A., Lafossas F.A., Mauviot G. and Poinot T.J, “ A New 0D Diesel HCCI Combustion Model Derived from a 3D CFD Approach with Detailed Tabulated Chemistry”, Oil & Gas Science and Technology, in press, 2009.,
- [76] Dulbecco A., “Modeling of Diesel HCCI Combustion and Its Impact on pollutant Emissions”, PhD Thesis, MEGeP, (English), 2009
- [77] Mark P. B. Musculus, K. Kattke. Entraînement Waves in Diesel Jets. SAE technical paper 2009-01-1355, 2009.
- [78] Ming Jia, Deyang Hou and Jianzhao Li, Maozhao Xie and Hong Liu, “Micro-Variable Circular Orifice Fuel Injector for HCCI-Conventional

- Engine Combustion – Part I Numerical Simulation of Cavitation”, SAE Technical Paper 2007-01-0249, 2007.
- [79] D.L.Siebers, “Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization”. SAE Technical Paper 1999-01-0528, 1999
- [80] G.Bruneaux, “Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exiplex Fluorescence. Part II: Wall Impinging Versus Free Jet”, SAE Technical Paper 2005-01-2097, 2005.
- [81] L.M.Pickett and J.J.Lopez, “Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation”, SAE Technical Paper 2005-01-0921, 2005.
- [82] H.Hiroyazu, “Spray breakup mechanism from the hole-type nozzle and its applications”. (10, P511-527), 2000.
- [83] L.M.Pickett, S.Kook and T.C.Williams, “Visualization of Diesel Spray Penetration, Cool-Flame, Ignition, High-Temperature Combustion, and Soot Formation Using High-Speed Imaging”, SAE Technical Paper 2009-01-0658, 2009.
- [84] H.Hiroyasu and M.Arai, “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines” SAE Technical Paper 900475, 1990.
- [85] N.Hay and P.L.Jones, “Comparaison of the Various Correlations for Spray Penetration”, SAE Technical Paper 720776, 1972.
- [86] R.D.Reitz, and F.B.Bracco, “On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions”, SAE International, SAE paper 790494, 1979.
- [87] F.Ruiz, and N.Chigier, “Parametric Experiments on Liquid Jet Atomization Spray Angle”, Atomization and Sprays 1, pp 23-45, 1991.
- [88] Dent, J. C. “Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration”, SAE paper 710571, 1971.
- [89] Arregle, J. M.; Pastor, J. V. & Ruiz, S. “The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics”, SAE paper 1999-01-0200, 1999.

- [90] Beale, J. C. & Reitz, R. D. "Modeling Spray Atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model", *Atomization and Sprays* 9, 623-650, 1999.
- [91] Schihl, P.; Bryzik, W. & Altreya, A. Analysis of Current Spray Penetration Models and Proposal of a Phenomenological Cone Penetration Model, SAE paper 960773, 1996.
- [92] F.Dos Santos, L.Le Moyne, "Spray Atomization Models in Engine Applications, from Correlations to Direct Numerical Simulations" *Oil & Gas Science and Technology*, in press, 2011.,
- [93] Engine Combustion Network and Sandia National Laboratories online database, <http://www.sandia.gov/ecn/index.php>, 2010.
- [94] H. A. Lefebvre, *Atomization and Sprays. Combustion: An International Series*, C. A. I.(Ed.), Taylor & Francis, 1989.
- [95] Y. Wakuri, M. Fujii, T. Amitani, & R. Tsuneya, . "Studies of the Penetration of a Fuel Spray in a Diesel Engine", *Bull. J.S.M.E.* 3(9) : pp 123-130, 1960.
- [96] S. S. Sazhin, G. Feng, & M. R Heikal, "A model for fuel spray penetration", *Fuel* 80 : pp 2171-2180, 2001.
- [97] V. Levich, 1962. *Physicochemical Hydrodynamics*. Prentice-Hall Inc. pp 639-650.
- [98] G.E. Cossali, G. Brunello, and A. Coghe, "LDV characterization of air entrainment in transient diesel sprays", *SAE Technical Papers Series*, (910178), 1991
- [99] G.E. Cossali, A. Coghe, and G. Brunello, "Effect of spray-wall interaction on air entrainment in a transient Diesel spray", *SAE Technical Papers Series*, (930920), 1993
- [100] G.E. Cossali, A. Coghe, and G. Brunello, "Effect of gas density and temperature on air entrainment in a transient Diesel spray", *SAE Technical Papers Series*, (960863), 1996
- [101] F.V. Tinaut, F. Payri, J. Benajes, "A phenomenological combustion model for directinjection, compression-ignition engines", *Appl. Math. Modelling*, 1988, Vol. 12, June.

- [102] Y. Wakuri, M. Fujii, T. Amitani, & R. Tsuneya, "Studies of the Penetration of a Fuel Spray in a Diesel Engine", Bull. J.S.M.E. 3(9) : pp 123-130, 1960.
- [103] F.P. Ricou, D.B. Spalding, "Measurements of Entrainment by Axisymmetrical Turbulent jets", J. Fluid Mech., 11, 21, 1961.
- [104] L.M.Pickett, S.Kook, T.C.Williams, "Transient Liquid Penetration of Early-Injection Diesel Sprays". SAE Technical Paper, 2009-01-0839, 2009.
- [105] Jaine T. and Higelin P. Moteur à allumage par compression, Techniques de l'ingénieur : Modélisation du cycle moteur BM 2 516 (French).
- [106] Albrecht A., Corde G., Knop V., Boie H., Castagne M. (2005), "1D simulation of turbocharged gasoline direct injection engine for transient strategy optimization", SAE Technical Paper No. 2005-01-0693
- [107] Sparrow, E. M. and Gregg, J. L., "Trans ASME", 80, 879-886 (1958)
- [108] Sazhin, "Modelling of heating, evaporation and ignition of fuel droplets: combined analytical, symptotic and numerical analysis", Journal of Physics: Conference Series 22 (2005) 174–193.
- [109] D.B. Spalding "The combustion of liquid fuels". Fourth Symposium (International) on Combustion, Baltimore, p. 847-864, 1953.
- [110] G. Faeth "Current Status of Droplet and Liquid Combustion", Prog. Energy Combust. Sci., 3: 191-224, 1977.
- [111] G.A.E. Godsave, "Studies of the combustion of drops in a fuel spray: the burning of single drops of fuel", in: Fourth international Symposium on combustion, Williams and Wilkins, Baltimore, p. 818, 1953.
- [112] P. Higelin. Huiles végétales - Biocombustible Diesel. Incidence des aspects thermiques liés aux types de moteur sur la combustion. Thèse de doctorat, Université d'Orléans (France), 1992.
- [113] S. Tonini, M. Gavaises, A. Theodorakakos, "The role of droplet fragmentation in high-pressure evaporating diesel sprays", International Journal of Thermal Sciences 48, 2009.

- [114] F.V. Tinaut, F. Payri, J. Benajes, “A phenomenological combustion model for directinjection, compression-ignition engines“, Appl. Math. Modelling, Vol. 12, June 1988.
- [115] S.S Sazhin, V. Levashov, A.P. Kryukov, “Evaporation of diesel fuel droplets: kinetic versus hydrodynamic models“, International Journal of Heat and Mass Transfer 47, 2541–2549, 2004.
- [116] S.Candel, « Mécanique des fluides », cours, DUNOD Paris, 1995.
- [117] F. Bozza and A. Gimelli, “Steady-state and Transient Operation Simulation of a Downsized Turbocharged SI Engine“, SAE Technical Paper 2007-01-0381, 2007.
- [118] F. Bozza, “3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurence in a Turbocharged SI Engine“, SAE Technical Paper 2007-24-0029, 2007.
- [119] B. Higgins, D. Siebers and A. Aradi, “Diesel-Spray Ignition and Premixed-Burn Behavior“, SAE Technical Paper, 2000-01-0940, 2000.
- [120] A. Haupai, “Combustion dans les moteurs Diesel“, Technique de l’ingénieur, traité Génie mécanique, B2 700
- [121] M. Lejeune, D. Lortet, J. Benajes, and J.M. Riesco, “Potential of Premixed Combustion With Flash Late Injection On a Heavy-Duty Diesel Engine“, SAE Technical Paper 2004-01-1906, 2004.
- [122] A.E Catania, S. Ambrosio, R. Finesso and E. Spessa, “Effects of Rail Pressure, Pilot Scheduling and EGR Rate on Combustion and Emissions in Conventional and PCCI Diesel Engines” SAE Technical Paper 2010-01-1109, 2010.
- [123] K. Nishida, W. Zhang and T. Manabe, “Effects of Micro-Hole and Ultra-High Injection Pressure on Mixture Properties of D.I Diesel Spray“, JSAE 20077100, 2007-01-1890, 2007.
- [124] K. Akihama, Y. Takatori, M. Inagaki, T. Sasaki and A.M. Dean , “Mechanism of the smokeless Rich Diesel Combustion by reducing temperature” SAE Technical Paper, 2001-01-0655, 2001.
- [125] D.L. Siebers and L.M Pickett, “Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing controlled DI Diesel Combustion“. SAE Technical Paper 2004-01-1299, 2004

- [126] S. Kimura, A. Osamu, Y. Kitahara and E. Aiyoshizawa, "Ultra-clean Combustion Technology Combining a Low Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards". SAE Technical Paper, 2001-01-0200, 2001
- [127] M. Yuner, M. Pasternak, F. Mauss, and H. Bensler, "A PDF-Based Model for Full Cycle Simulation of Direct Injected Engines" SAE Technical Paper 2008-01-1606, 2008.
- [128] F. Mauss, M. Pasternak and H. Bensler, "Diesel Engine Cycle Simulation with a Reduced Set of Modeling Parameters Based on Detailed Kinetics" SAE Technical Paper 2009-01-0676, 2009.
- [129] J. T. Farrell, N. P. Cernansky, F. L. Dryer, C. K. Law, D. G. Friend, C. A. Hergart, R. M. McDavid, A. K. Patel, C. J. Mueller et H. Pitsch. "Development of an Experimental Database and Kinetic Models for Surrogate Diesel Fuels". SAE technical paper 2007-01-0201, 2007.
- [130] D.N. Assanis, Z.S. Filipi, S.B. Fiveland, M. Syrimis, "A predictiveignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine", Proceedings of the 1999 Fall Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Vol 33-2, pp 1-10, 1999.
- [131] H. Hiroyasu, T. Kadota and M. Arai, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and pollutant Emissions", bulletin of JSME, Vol 26, no214, 1983.
- [132] P. Shihl, J. Tasdemir, E. Schwarz and W. Bryzik, "Development of a Zero-dimensional Model for Application to Small Bore Diesl Engines", SAE Tachnical Paper, 2002-01-0073, pp 1-9, 2002.
- [133] C.D. Rakopoulos, D.C. Ralopoulos, E.G. Giakoumis and D.C. Kyritsis, "Validation and Sensitivity analysis of two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction", Energy Conversion and Management, Vol 45, pp. 1471-1495, 2004.
- [134] J.B. Millet, "Modélisation Réduite de la Combustion Homogène Diesel: Developement d'un modèle Zero Dimensionnel De combustion HCCI sans Cinétique Chimique ». Thèse de doctorat, Université Paris VI (France), 2006.

- [135] H.J. Curran, P. Gaffuri and C.K Westbrook., "A comprehensive modeling study of n-heptane oxidation" *Combustion and Flame*, Vol. 114, pp149-177, 1998.
- [136] H. J Curran, Pitz, C. K. Westbrook, C. V. Callahan and F. L. Dryer. Oxidation of Automotive Primary Reference Fuels at Elevated Pressures. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 27, pp. 379-387, 1998,
- [137] P. Dagaut, O. Mathieu, A. Nicolle et G. Dayma. Experimental and detailed kinetic modeling study of the mutual sensitization of the oxidation of nitric oxide, ethane and ethylene. *Combustion Science and Technology*, Vol. 177, pp. 1767-1791, 2005
- [138] H. J Curran, Gaffuri P., Pitz W.J., and Westbrook C.K., "A comprehensive modeling study of isooctane oxidation" *Combustion and Flame*, Vol. 129, pp 253-280, 2002.
- [139] H. Seiser, H. Pitsch, K. Seshadri, W.J.Pitz, H.J.Curran, "Extinction and Autoignition of n-heptane in Conterflow Configuration". *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 28, pp2029-2037, 2000.
- [140] S.Liu, Hewson J.C., Chen J.H., Pitsch H., "Effect of Strain Rate on High-Pressure Nonpremixed n-heptane Autoignition in Conterflow", *Combustion and Flame*, Vol.137, pp 320-339, 2004.
- [141] Maas U., Pope S.B., "Simplifying chemical kinetics; intrinsic low-dimensional manifolds in composition space" *Combustion and flame*, Vol. 88, pp . 239-264, 1992.
- [142] Pope S.B., "Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in situ adaptative tabulation" *Combustion Theory and Modelling*, Vol. 1, pp41-63, 1997.
- [143] Nafe J., Maas U., "Hierarchical generation of IDLM of higher hydrocarbons", *Combustion and Flame*, Vol. 135, pp17-26, 2003.
- [144] Giquel O., Darabiha N. and Thevenin D., "Laminar premixed hydrogen/air counterflow flame simulation using flame prolongation of IDLM with differential diffusion" In *proceeding of the combustion institute*, Vol. 28, pp. 1901-1908, 2000.

- [145] Pires Da Cruz A., "Three-dimensional modeling of self-ignition in HCCI and conventional Diesel engines", *Combust. Sci. and Tech.*, 176 pp 867-887, 2004.
- [146] Colin O., Pires Da Cruz A. and Jay S., "Detailed chemistry based auto-ignition model including low temperature phenomena applied to 3D engine calculations", *Proceedings of the Combustion Institute*, 30(2):2649-2656, 2005.
- [147] Subramanian G., Pires Da Cruz A., Colin O. and Vervisch L., "Modeling Engine Turbulent Auto-Ignition Using Tabulated Detailed Chemistry", *SAE Technical Paper 2007-01-0150*, 2007.
- [148] Kee R.J., Rupley F.M. and Miller J.A., "Chemkin-II: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas-phase Chemical Kinetics", Report No. SAND89- 8009.UC401, Sandia National Laboratories, 1989..
- [149] G. DE SOETE, *Publications de L'IFP, Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse*, 1976.
- [150] Colin O. and Benkenida A., "The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion", *Oil & Gas Science and Technology*, 59, 6, 593-609, 2004.
- [151] Lutz A., Kee R.J. and Miller J.A., "Senkin: A Fortran Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics with Sensitivity Analysis", Report No. SAND87-8248.UC-4, Sandia National Laboratories, 1987.
- [152] Poinot T. and Veynante D., "theoretical and numerical Combustion", R.T. Edwards, 2001.
- [153] Fiorina B., Gicquel O., Vervish L., Carpentier S. and Darabiha, « Approximating the chemical structure of partially remixed and diffusion counterflow flames using FPI flamelet tabulation ». *Combustion and Flame*, 140(3):147 160, 2005.
- [154] Galpin J., « Modélisation LES de la combustion avec une prise en compte des effets de cinétique détaillée et en perspective d'application moteur » Thèse de doctorat, INSA Rouen (France), 2007.

- [155] Han Z., Uludogan A., Hampson G.J., and Reitz R.D., “Mechanism of Soot and Nox Emission Reduction Using Multiple-injection in Diesel Engine”, SAE Technical Paper 960633, 1996.
- [156] Chan M., Das S., and Reitz R.D., “Modeling Multiple Injection and EGR Effects on Diesel Engine Emissions” SAE Technical Paper 972864, 1997.
- [157] Yeom J.K, Ashida K., Senda J., Fujimoto H., and Dan T., “Analysis of diesel spray structure by using a hybrid model of TAB breakup model and vortex method” SAE Technical Paper 2010-01-1240
- [158] Reveille B., Kleemann A., Knop V. And Habchi C., “Potential of Narrow Angle Direct Injection Diesel Engines for Clean Combustion: 3D CFD Analysis”, SAE Technical Paper 2006-01-1365, 2006.
- [159] McCracken M.E. and Abraham J., “Swirl-Spray Interactions in Diesel Engine”, SAE Technical Paper 2001-01-0996, 2001.
- [160] Mehta P.S. and Tamma B., “Effect of Swirl and Fuel Injection Characteristics on Premixed Phase of Diesel Combustion”, SAE Technical Paper 980534, 1998.
- [161] Rakopoulos C.D. and Hountalas D.T., “Development of a New 3D Multi-Zone Combustion Model for Indirect Injection Diesel Engines with a Swirl Type Prechamber”, SAE Technical Paper 2000-01-0587, 2000.
- [162] Long Y., Sawa H.G., Hiroyasu H., “The Simulation of the Distribution of Temperature and Mass of Liquid and Vapor Fuels, and the Wall Impinging Spray Pattern in a Diesel Combustion Chamber”, SAE Technical Paper 2000-01-1887, 2000.
- [163] Matlab : The MathWorks, Inc. Copyright 1984-2011, www.mathworks.com
- [164] Guibet J.C., “Carburant et moteurs”, Technologie-Energie-Environnement Tome 1, Editions Technip.
- [165] K. Nishida et H.Hiroyasu. Simplified three-dimensional modeling of mixture formation and combustion in a DI Diesel engine. SAE technical paper 890269, 1989.
- [166] Yongsheng Long, H. Gakuma Sawa and H. Hiroyasu, “The Simulation of the Distribution of Temperature and Mass of Liquid and Vapor Fuels, and

- the Wall Impinging Spray Pattern in a Diesel Combustion Chamber”, SAE Technical Paper 2000-01-1887, 2000.
- [167] Takuo Yoshizaki, Keiichiro Yuzaki, Hiroyuki Hiroyasu, Hideo Yamashita, and Kazufumi Kaneda, “Model Verification of the Evaporating Diesel Spray Distribution in the Combustion Chamber of a D.I. Diesel Engine”, SAE Technical Paper 962054, 1996.
- [168] Hountalas D.T., Lamaris V.T., Pariotis E.G., Ofner H., “Parametric Study Based on a Phenomenological Model to Investigate the Effect of Post Fuel Injection on HDDI Diesel Engine Performance and Emissions-Model Validation Using Experimental Data” SAE Technical Paper 2008-01-0641, 2008.
- [169] Sahim Z., Durgun O., “Multi zone combustion modeling for the prediction of Diesel engine cycles and engine performance parameters”, Applied Thermal Engineering Vol.28, pp2245-2256, 2008.
- [170] Shahed S.M., Flynn P.F., Lyn W.T., “A Model for the formation of emissions in a direct-injection diesel engine”, in: J.N. Mattavi, C.A. Amann (Eds.), Combustion Modeling in reciprocating Engines, Plenum Press, New York, 1980, pp 345-368.
- [171] C.D. Rakopoulos, K.A. Antonopoulos, D.C. Rakopoulos, D.T. Hountalas, “Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends”, Energy Conversion and Management Vol.49, pp.625–643, 2008.
- [172] Chen-Pang Chou, Cheng Wang, Karthik Puduppakkam and Ellen Meeks “Accurate Reduction of Combustion Chemistry Mechanisms Using a Multi-Zone Model”, SAE Technical Paper 2008-01-0844, 2008.
- [173] Chen, C., Amlee, D.R, Johns, R.J.R. and Zeng, Y., “Detailed Modeling of Liquid Fuel Sprays in One-Dimensional Gas Flow Simulation”. SAE Technical Paper 2004-01-3000, 2004.
- [174] Lakshminarayanan P.A., Aghav Y.V., Dani A.D. and Mehta P.S., “Accurate Prediction of the rate of Heat Release in a Modern Direct Injection Diesel Engine”. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 216 Part D: J. Automobile Engineering pp.663-675, 2002.

- [175] C Felsch¹, K Hoffmann, A Vanegas, P Drews, H Barths, D Abel, and N Peters, "Combustion model reduction for diesel engine control design", *International Journal Engine Research*. Vol. 10, pp. 359-387, 2009.
- [176] T. W. Ryan III et T. J. Callahan. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel. SAE technical paper 961160, 1996.
- [177] A. Gray et T.W. Ryan III. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel. SAE technical paper 971676, 1997.
- [178] H. Suzuki, N. Koike, H. Ishii et M. Odaka. Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1 : Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method. SAE technical paper 970313, 1997.
- [179] H. Ishii, N. Koike, H. Suzuki et M. Odaka. Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2 : Analysis of Combustion Phenomena and NO_x Formation by Numerical Simulation with Experiment. SAE technical paper 970315, 1997.
- [180] H. Suzuki, N. Koike et M. Odaka. Combustion control method of homogeneous charge diesel engines. SAE technical paper 980509, 1998.
- [181] Y. Takeda, N. Keiichi et N. Keiichi. Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection. SAE technical paper 961163, 1996
- [182] H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume et K. Tsujimura. Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion. SAE technical paper 1999-01-0183, 1999.
- [183] Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji and Y. Takeda. Trial of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression-Ignited Combustion. SAE technical paper 1999-01-0185, 1999.
- [184] K. Okude, K. Mori, S. Shiino et T. Moriya. Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engine. SAE technical paper 2004-01-1907, 2004.
- [185] B. Walter, L. Monteiro, M. Miche et B. Gatellier. Improvement of Exhaust and Noise Emissions of the NADITM Concept Using Pre-Mixed

- Type Combustion with Multiple Stages Injection. SIA International Congress "The Diesel Engine : Today and Tomorrow", Lyon, 2004.
- [186] B. Gatellier, A. Ranini et M. Castagn e. New Developments of the NADITM Concept to Improve Operating Range, Exhaust Emissions and Noise. Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP, Vol. 61, no 1, pp. 7-23, 2006.
- [187] T. Colliou, R. Tilagone et B. Martin. Adapting the NADITM Concept to Heavy Duty Engines. Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP, Vol. 61, no 1, pp. 73-84, 2006.
- [188] W. L. Easley, A. Agarwal et G. A. Lavoie. Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry. SAE technical paper 2001-01-1029, 2001.
- [189] R. Ogink et V. Golovitchev. Gasoline HCCI Modeling : An Engine Cycle Simulation Code with a Multi-zone Combustion Model. SAE technical paper 2002-01-1745, 2002.
- [190] H. Xu, M. Liu, S. Gharahbaghi, S. Richardson, M. Wyszynski et T. Megaritis. Modelling of HCCI Engines : Comparison of Single-zone, Multi-zone and Test Data. SAE technical paper 2005-01-2123, 2005.
- [191] M. Sj oberg, J. E. Dec et N. P. Cernansky. Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments. SAE technical paper 2005-01-0113, 2005.
- [192] Hegart C.A., Barths H., and Siewert R.M., "Modeling approaches for partially premixed compression ignition combustion" SAE Technical paper 2005-01-0218, 2005.
- [193] Khalighi B., El Thary S.H., Haworth D.C. and Huebler M.S., "Computation and measurement of flow and combustion in a four-valve engine with intake variations" SAE technical paper 950287, 1995.
- [194] Ewald J., Freikamp F., Paczko G., Weber J., Haworth D.C. and Peters N., GMTEC: GMTEC developer's manual, Technical report, Advanced Combustion GmbH, 2003.

- [195] Pasternak M., Mauss F. and Bensler H., "Diesel Engine Cycle Simulation with a Reduced Set of Modeling Parameters Based on detailed Kinetics", SAE technical paper 2009-01-0676, 2009.
- [196] Sanghoom, K., Pickett L.M., and Musculus M.P.B., "Influence of Diesel Injection Parameters on End-of-Injection Liquid Length Recession" SAE Technical Paper 2009-01-1356.
- [197] Pastor, J.V., Lopez, J.J, Garcia, J.M and Pastor J.M, "A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays", Fuel 87 (2008), 2871-2885.
- [198] Lionel Martinez, Adlène Benkenida, Bénédicte Cuenot, "A model for the injection boundary conditions in the context of 3D simulation of Diesel Spray: Methodology and validation", Fuel Vol. 89, pp.219–228, 2010.
- [199] Nishimura A, Assanis DN. A model for primary diesel fuel atomization based on cavitation bubble collapse energy in ICLASS2000 (Pasadena, CA), 2000.
- [200] Huh KY, Gosman AD. A phenomenological model for diesel spray. Atomization international conference on multiphase flows'91, 1991.
- [201] Benedict R.P., Fundamentals of Pipe Flow, Wiley, new York, 1980.
- [202] O'Rourke PJ, Amsden AA. The tab method for numerical calculation of spray droplet breakup. SAE 872089, 1987
- [203] Bruneaux G., "Liquid and vapour spray structure in high-pressure common rail diesel injection". Atomization Spray 2001, 11:533-56.
- [204] Higgins, B.S., Muller, C.J., Siebers D.L., "Measurements of fuel effects on liquid-phase penetration in DI sprays" SAE Technical Paper 1999-01-0519, 1999.
- [205] Desantes, J.M., Pastor, J.V., Payri, R., Pastor, J.M., "Experimental characterization of internal nozzle flow and diesel spray behaviour Part II: Evaporative conditions" Atomization Spray 2005, 15:521-43.
- [206] Kim, T., Ghandhi, J.B., Characterization of evaporating diesel sprays using exciplex laser-induced fluorescence measurements" Atomization Spray 2003, 13:535-9

- [207] Smallwood, G.J., Gülder, Ö.L., “View on the structure of transient diesel sprays” *Atomization Spray* 2007, 10:355-86.
- [208] Abramovich, G.N., “Chapter 5: Jet of an Incompressible Fluid in a Coflowing External Stream”, *The Theory of Turbulent Jets*, The MIT Press, Cambridge, MA, 1963.
- [209] Yaws, C.L., “Chemical Properties” – Handbook. McGraw-Hill, 1999.
- [210] “WebBook de Chimie NIST”, <http://webbook.nist.gov/chemistry/>
- [211] B.F. Magnussen, B.H. Hjertager, “On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion”, in: *The 16th International Symposium on Combustion*, Pittsburgh, 1976.
- [212] I. Dhuchakallaya, A.P. Watkins, “Auto-ignition of diesel spray using the PDF-Eddy Break-Up model”, *Applied Mathematical Modelling* 34 (2010) 1732–1745.
- [213] A. Pires da Cruz, T.A. Baritaud, T.J. Poinso, Self-ignition and combustion modeling of initially nonpremixed turbulent systems, *Combustion and Flame* 124 (2001) 65–81.
- [214] Dhuchakallaya I., Watkins A.P., “Self-ignition of Diesel Spray Combustion”, *Heat and mass transfer* (2009), 45:1627-1635.
- [215] H. Schapertons, W. Lee, Multidimensional Modelling of Knocking Combustion in S.I. Engines, SAE Technical Paper Series No. 850502, 1985.
- [216] V. Hamosfakidis, R.D. Reitz, Optmization of a hydrocarbon fuel ignition model for two single component surrogates of diesel fuel, *Combustion and Flame* 132 (2003) 433–450.
- [217] G. D’Errico, D. Ettorre, T. Lucchini, Comparison of Combustion and Pollutant Emission Models for DI Diesel Engines, SAE Technical Paper Series No.07NAPLES-90, 2007.
- [218] Desantes J.M., Pastor J.V., Garcia-Olivier J.M., Pastor J.M., “A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays”, *Combustion and Flame* 156 (2009), 234-249.
- [219] Blake T.R., McDonald M., *Combustion and Flame* Vol.101, pp.175-184, 1995.

- [220] Burke S.P., Schumann T.E., Ind. Eng. Chem., Vol.20, pp.998-1004, 1928.
- [221] Hardy, W.L. and Reitz, R.D., “ A Study of the Effect of High EGR, High Equivalence Ratio, and Mixing Time on Emissions Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine for PCCI Combustion”, SAE Technical Paper 2006-01-0026, 2006.
- [222] Siewer, R.M., “Spray Angle and Rail Pressure Study for low NO_x Diesel Combustion”, SAE Technical Paper 2007-01-0122, 2007.
- [223] J. Egermann, A. Göttler and A. Leipertz, “Application of Spontaneous Raman Scattering for Studying the Diesel Mixture Formation Process Under Near-Wall Conditions”, SAE Technical Paper 2001-01-3496, 2001.
- [224] Ali Mohammadi, Yoshiyuki Kidoguchi and Kei Miwa, “Effect of Injection Parameters and Wall-Impingement on Atomization and Gas Entrainment Processes in Diesel Spray” SAE Technical Paper 2002-01-0497, 2002.
- [225] Jiro Senda, Yoji Fukami, Yasuhiko Tanabe and Hajime Fujimoto, “Vizualization of Evaporative Diesel Spray Impinging Upon Wall Surface by Exciplex Fluorescence Method” SAE Technical Paper 920578, 1992.
- [226] Gianni Brunello, Gianpietro E. Cossali and Aldo Coghe “Effect of Spray-Wall Interaction on Air Entrainment in a Transient Diesel Spray” SAE Technical Paper 930920, 1993.
- [227] Hajime Fujimoto, Gi-Soo Hyun, Mitsuhide Nogami, Katsutoshi Hirakawa, Takatsugu Asai, and Jiro Senda, “Characteristics of Free and Impinging Gas Jets by Means of Image Processing” SAE Technical Paper 970045, 1997.
- [228] Eiji Tomita, Yoshisuke Hamamoto, Hiroyuki Tsutsumi, Shiro Takasaki, Toru Watanabe and Sadami Yoshiyama, “Visualization of Amient Air Motion and Entrainment into a Trnsient Gas Jet Impinging on a Flat Wall”, SAE Technical Paper 952513, 1995.
- [229] Takumi Ebara, Kenji Amagai, and Masataka Arai, “Movement and Structure of Diesel Spray Impinging on an Inclined Wall” SAE Technical Paper 970046, 1997.
- [230] Noureddine Guerrassi and Jean Claude Champoussin, “Experimental Study and Modeling of Diesel Spray/Wall Impingement”, SAE Technical Paper 960864, 1996.

- [231] Miguel R. Panão and António L. N. Moreira, “Visualization and Analysis of Spray Impingement Under Cross-Flow Conditions” SAE Technical Paper 2002-01-2664, 2002.
- [232] L. Andreassi, S. Ubertini, L. Allocca, “Experimental and numerical analysis of high pressure diesel spray-wall interaction”, *International Journal of Multiphase Flow*, vol.33, pp.742-765, 2007.
- [233] A.L.N. Moreira, A.S. Moita, M.R. Panao, “Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: Ho much of single droplet impact research is useful?” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol.36, pp. 554-580, 2010.
- [234] CHR. Mundo, M. Sommerfeld and C. Tropea, “Droplet-Wall Collisions: Expérimental Studies of the Deformation and Breakup Process”, *International Journal of Multiphase Flow*, vol.21, pp.151-173, 1995.
- [235] J.D. Naber and R.D. Reitz, “Modeling Engine Spray/Wall Impingement”, SAE Technical paper 880107, 1988.
- [236] J.D. Naber, B. Enright and P. Farrell, “Fuel Impingement in a Direct Injection Diesel Engine”, SAE Technical paper 881316, 1988.
- [237] Young-Sam Shim, Gyung-Min Choi, and Duck-Jool Kim, “Numerical and experimental study on effect of wall geometry on wall impingement process of hollow-cone fuel spray under various ambient conditions”, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 35, pp. 885–895, 2009.
- [238] Bai, C., Gosman, D., “Development of methodology for spray impingement simulation”. SAE Paper, 950283, 1995.
- [239] Seong Hyuk Lee, Hong Sun Ryou, “Development of a new spray/wall interaction model” *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 26, pp. 1209–1234, 2000.
- [240] Hajime Fujimoto, Seiji Iwashita, Jiro, Senda and Masaaki Kobayashi, “Modeling of Diesel Spray Impingement on a Flat Wall”, SAE Technical Paper 941894, 1994.
- [241] Chengxin Bai and A. D. Gosman, “Development of Methodology for Spray Impingement Simulation” SAE Technical Paper 950283, 1995.

- [242] K. Park and A. P. Watkins, "Comparison of wall spray impaction models with experimental data on drop velocities and sizes" *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, pp.424-438, 1996.
- [243] M. Gavaises, A. Theodorakakos, and G. Bergeles, "Modeling wall impaction of diesel sprays" *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.17, pp.130-138, 1996.
- [244] Rolf D. Reitz, Zhengbai Liu and Tomio Obokata, "Modeling Drop Drag Effects on Fuel Spray Impingement in Direct Injection Diesel Engines" *SAE Technical Paper 970879*, 1997.
- [245] Changyou Chen, Duane R. Amlee, Richard J. R. Johns and Yangbing Zeng, "Detailed Modeling of Liquid Fuel Sprays in One-Dimensional Gas Flow Simulation", *SAE Technical Paper 2004-01-3000*, 2004.
- [246] H.Hiroyasu, M.Arai, et al., "Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray", *SAE paper No.890464*, 1989.
- [247] Z. Han, and Z. Xu, "Wall Film Dynamics Modeling For Impinging Sprays in Engines", *SAE Technical Paper 2004-01-099*, 2004.
- [248] A.M. Lippert, D.W. Stanton, R.D. Reitz, C.J. Rutland and W.L.H. Hallett, "Investigating the Effect of Spray Targeting and Impingement on Diesel Engine Cold Start", *SAE Technical Paper 2000-01-0269*, 2000.
- [249] J.G Leidfrost, "On the Fixation of Water in Diverse Fire", *Internal Journal of Heat and Mass transfer*, Vol.9, pp.1153-1166, 1966.
- [250] Y.M. Wright, G. De Paola, K. Boulouchos, E. Mastorakos, "Simulations of spray autoignition and flame establishment with two-dimensional CMC", *Combustion and Flame*, Vol. 143, pp.402–419, 2005.

Annexe 1. Modèle thermodynamique de chambre de combustion

Cette annexe expose le point de vue thermodynamique du système gaz présent dans la chambre de combustion pour différents niveaux de complexité. Le niveau de complexité est principalement lié à la discrétisation de la chambre en différents sous systèmes thermodynamiques ouverts qui sont caractérisées par leur masse, leur composition, leur température ou encore leur volume. La première hypothèse va porter sur l'uniformité de la pression dans la chambre. Dans le cas d'une approche multi zones, cette hypothèse introduit une première contrainte algébrique dans notre système en imposant une pression égale entre toutes les zones. Les différents systèmes d'équations thermodynamiques à résoudre seront présentés dans le paragraphe qui suit. Le modèle le plus simple, une zone, utilise l'hypothèse d'un mélange parfait et instantané de gaz parfait, la chambre est donc considérée homogène à chaque instant. Le modèle multi zones va lui discrétiser la chambre en un nombre de zone prédéterminé et les grandeurs moyennes dans la chambre seront déduites des différentes valeurs de température, volume, masse et composition dans chaque zone.

Ces différents modèles thermodynamiques incluent des sous modèles afin de décrire les phénomènes physiques liés à la combustion Diesel. Le phénomène induit par la combustion se traduit au niveau thermodynamique de plusieurs façons. Selon le modèle thermodynamique choisit la combustion se traduira :

- soit par une évolution de la fraction de gaz brûlé,
- soit par un débit massique entre les gaz frais et les gaz brûlés,
- soit par une évolution de la composition dans la zone dans laquelle la combustion a lieu.

Modélisation Thermodynamique de la Chambre de combustion

Les sous paragraphes suivants vont décrire les équations utilisées dans les différents cas en fonction du choix de la discrétisation du système gaz dans la chambre de combustion. De plus, les différentes équations proposées seront écrites pour un système ouvert.

Modèle thermodynamique 1 zone

Pour cette première approche le système considéré est la masse de gaz présente dans le volume cylindre à chaque instant. Cette approche suppose que le système gaz est homogène ce qui conduit donc à une température et une pression des gaz uniformes.

Afin d'identifier les différents termes sources intervenant dans l'analyse thermodynamique de la chambre de combustion, un bilan énergétique pour le système gaz doit être fait. Comme le résume la Figure 4-1, le mélange de gaz dans le cylindre échange avec le milieu extérieur au travers des transferts thermique aux parois δQ_{parois} , du travail qu'exerce le piston sur le système δW , et la variation d'enthalpie induite par les différents mécanismes de transfert de masse tel que l'injection de carburant liquide : $(h_{\text{carb},l} \cdot dm_{\text{carb},l})_{\text{inj}}$, les fuites aux segments ou Blow-by : $(\sum h_i \cdot dm_i)_{\text{fuites}}$, et les transferts de masse aux soupapes. Ces derniers prennent en compte les différents phénomènes de balayage ou de back-flow : $(\sum h_j \cdot dm_j)_{\text{adm}}$ et $(\sum h_j \cdot dm_j)_{\text{ech}}$. Ces quatre derniers termes seront regroupés dans un terme générique $(\sum h_j \cdot dm_j)$.

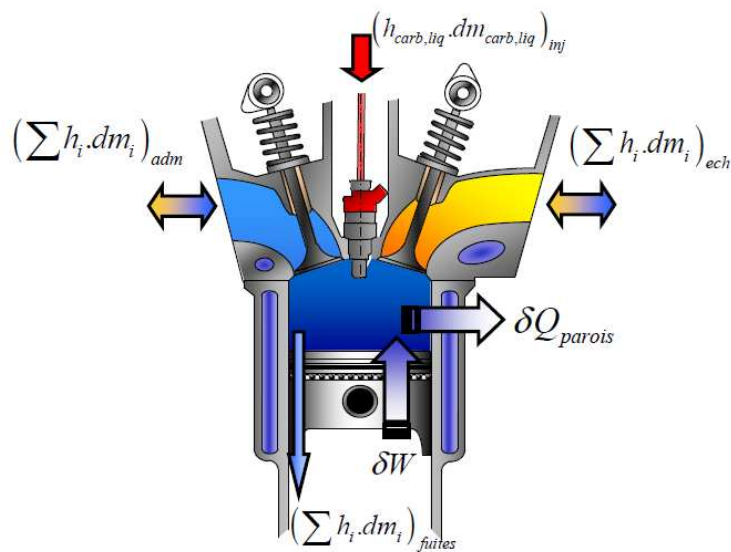


Figure 4-1 : Bilan énergétique pour le système « mélange de gaz » dans le cylindre.

En négligeant l'énergie potentielle et l'énergie cinétique, le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce système permet donc d'écrire :

$$dU = \delta W + \delta Q_p + \sum h_j \cdot dm_j \quad \text{Eq. 4.1}$$

Avec dU la variation d'énergie interne. Chacun des quatre termes de l'équation (Eq. 4.1) va maintenant être décrit.

L'énergie interne d'un mélange de gaz peut être calculée à partir des énergies internes de chaque espèce constituant le mélange :

$$U = \sum m_k \cdot u_k = m \sum Y_k \cdot u_k \quad \text{Eq. 4.2}$$

Avec m_k , Y_k et u_k respectivement la masse, la fraction massique et l'énergie interne par unité de masse de l'espèce k .

A l'aide de la première loi de Joule et sachant que l'énergie interne massique et la capacité calorifique à volume constant peuvent être estimées à partir des formules :

$$u = \sum Y_k \cdot u_k \quad \text{Et} \quad c_v = \sum Y_k \cdot c_{v,k} \quad \text{Eq. 4.3}$$

La variation d'énergie interne peut s'écrire :

$$dU = u.dm + m \sum dY_k . u_k + m.c_v.dT \quad \text{Eq. 4.4}$$

Avec,

- $m.c_v.dT$, le terme correspondant à la variation d'énergie induit par l'évolution de température,
- $u.dm$, le terme représentant la variation d'énergie due à l'ajout ou au retrait de masse dans la zone,
- $m \sum dY_k . u_k$, le terme lié à la variation d'énergie induite par l'évolution de la composition du mélange. Cette évolution de composition peut être la conséquence de l'injection de carburant liquide puis sa transformation en carburant vapeur, mais elle est surtout la conséquence de la combustion qui va venir transformer l'état du mélange considéré.

Les différentes grandeurs thermodynamiques liées aux espèces, énergie interne spécifique u_k , l'enthalpie spécifique h_k , ainsi que la capacité calorifique à volume constant $c_{v,k}$, sont déduites des modèles polynomiaux en température disponible dans la librairie CHEMKIN II [20] et issue des tables de JANAF [21].

Le travail fournit par le piston au système gaz s'exprime :

$$\delta W = -PdV \quad \text{Eq. 4.5}$$

Avec,

- P , la pression dans la zone donc la pression cylindre avec l'hypothèse de pression uniforme,
- dV , la variation de volume de la zone, dans le cas d'un modèle une zone la variation du volume est donnée par le modèle de cinématique piston qui est un modèle algébrique fonction des grandeurs géométrique de la chambre de combustion.

Les pertes thermiques aux parois sont la somme des pertes thermiques induites par les phénomènes de convection et de rayonnement :

$$\delta Q_p = \delta Q_{p,convectif} + \delta Q_{p,rayonnement} \equiv dQ_p \quad \text{Eq. 4.6}$$

Les différents modèles empiriques de flux thermiques aux parois seront décrits par la suite.

Finalement en réarrangeant ces différents termes il est donc possible d'exprimer la variation de température du système au cours du temps :

$$dT = \frac{1}{m.c_v} \left(-PdV + dQ_p + \sum h_j.dm_j - u.dm - m \sum dY_k.u_k \right) \quad \text{Eq. 4.7}$$

Les différents débits massiques étant issus de différents sous modèles, débit aux soupapes, débit de fuites et taux d'introduction du carburant (paragraphe 2.2.3), ils sont considérés connus. Il est donc aisé de connaître la masse totale et la composition du système gaz.

De plus il est communément admis que le mélange est un mélange parfait de gaz parfait qui satisfait donc l'équation d'état :

$$P.V = m.r.T \quad \text{Eq. 4.8}$$

Avec,

- m , la masse totale dans la zone,
- r , la constante des gaz parfait du mélange.

Avec les équations (Eq. 4.7) et (Eq 4.8) ainsi que l'équation algébrique de variation du volume, il est possible de décrire l'évolution de toutes les grandeurs thermodynamique du système considéré.

Etant donné la nature de la combustion Diesel conventionnelle, qui est caractérisé par une forte hétérogénéité dans la chambre de combustion, ce type d'approche n'est pas bien adapté à des modèles de combustion prédictifs. Cependant celle ci est souvent utilisée en analyse de combustion, aussi bien pour les cas moteur à allumage commandé que pour les cas des moteurs à allumage par compression. Elle permet, à l'aide d'une trace de pression cylindre mesurée, d'extraire des grandeurs généralement non mesurables telles que l'évolution de la composition des gaz dans la chambre au cours du temps. Ce calcul est effectué à l'aide d'un processus itératif qui prend en compte les espèces chimiques

présentes dans le cylindre à partir de la quantité d'air frais admis, du taux d'EGR et de l'estimation de la quantité de gaz résiduels [22]. Dans ce processus itératif l'utilisation de sous modèles tels que les modèles de transfert thermique aux parois sont nécessaires. On retrouve aussi ce type de modèle thermodynamique dans des applications de contrôle moteur [23], du fait de sa simplicité et de son nombre réduit de variable d'état.

Modèle Thermodynamique 2 zones

Le concept d'un modèle thermodynamique deux zones se retrouve généralement dans l'étude de la combustion des moteurs à allumage commandé [24], [25], dans ces deux études l'approche est basée sur des travaux antérieurs développés par Ferguson [26] et Heywood [2]. Dans ce cas, le système gaz préalablement présenté sera divisé en deux sous systèmes. Dans le cas des moteurs à allumage commandé il est communément admis de séparer les gaz frais (air + carburant vapeur) des gaz brûlés qui sont issus de la combustion ou provenant d'éventuel gaz recyclés (EGR) ou résiduel (IGR). La connaissance de certaines grandeurs liées à ces deux espèces, gaz frais et gaz brûlés, va être utile pour les modèles de combustion dit prédictifs [27], [28]. Verhelst et Sheppard [29] décrivent très bien le système d'équation utilisé pour la modélisation de la combustion dans les moteurs à allumage commandé soupapes fermées. Cette approche est aussi utilisée en combustion Diesel principalement pour l'accès aux grandeurs thermodynamiques des gaz brûlés. Dans l'optique de post-traiter les résultats de combustion avec des sous modèles de formation de polluants, il est intéressant de connaître l'évolution de grandeur telle que la température des gaz brûlés. Cette approche est utilisée principalement dans le cas de la modélisation des espèces tel que les NOx [30], [31] ou encore les CO thermiques [32], [33]. Pour ce type de polluants les modèles dits phénoménologiques sont dérivés de schéma cinétique complexe. L'impact d'une grandeur telle que la température sera donc primordiale pour une bonne estimation des émissions. A noter que l'introduction d'un gradient de température dans la zone des gaz brûlés peut être envisagée pour une meilleure prédiction des polluants [24].

La formulation mathématique détaillée du modèle thermodynamique deux zones, applicable aussi bien pour les modèles d'analyse que pour les modèles prédictifs, est constitué d'un

système de 7 équations algébriques et différentielles. On retrouvera pour chaque zone une équation de conservation de l'énergie ainsi qu'une équation d'état, mais aussi une équation de conservation de la masse et du volume total. Si le choix est fait de résonner sur les gaz frais et les gaz brûlés, dans le cas d'une combustion à allumage commandé cette distinction entre les deux zones est marquée par une frontière réelle représentée par le front de flamme, alors que dans le cas de la combustion Diesel la frontière va être totalement fictive. C'est pour cette raison que par la suite les zones seront numérotées de 1 à 2 permettant généraliser l'approche.

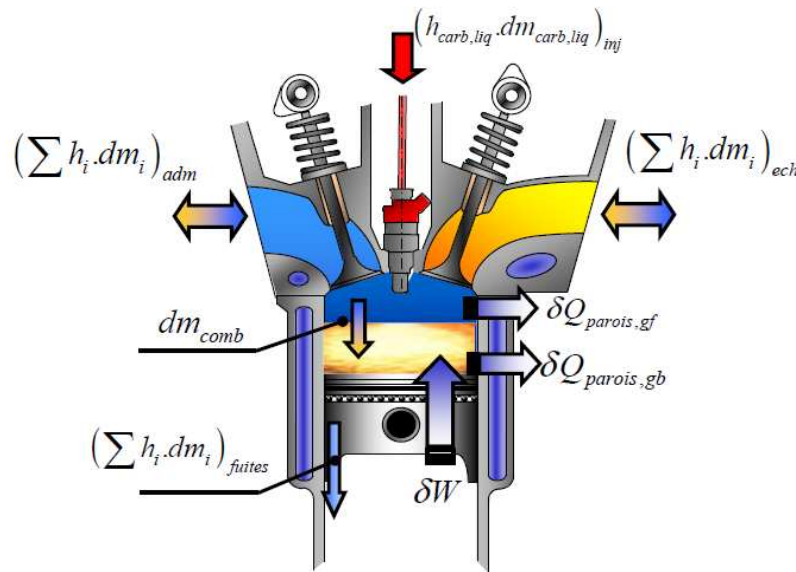


Figure 4-2 : Illustration du modèle thermodynamique deux zones avec l'approche gaz frais / gaz brûlés : illustration de la frontière réelle entre gaz frais (bleu) et gaz brûlés (jaune).

De la même façon que pour l'équation (Eq. 4.7), il est possible d'écrire la variation de température d'une zone au cours du temps à l'aide du premier principe de la thermodynamique :

$$\begin{cases} dT_1 = \frac{1}{m.c_{v,1}} \left(-PdV_1 + dQ_{p,1} + \left(\sum h_j . dm_j \right)_1 - u_1 . dm_1 - m_1 \left(\sum dY_k . u_k \right)_1 \right) \\ dT_2 = \frac{1}{m.c_{v,2}} \left(-PdV_2 + dQ_{p,2} + \left(\sum h_j . dm_j \right)_2 - u_2 . dm_2 - m_2 \left(\sum dY_k . u_k \right)_2 \right) \end{cases} \quad \text{Eq. 4.9}$$

Pour un modèle dans lequel les zones ne sont pas définies par leur composition mais plutôt

par une grandeur intensive telle que leur température initiale, par exemple dans le cas d'un modèle avec prise en compte d'une couche limite thermique proche parois, la combustion impactera la température au travers du terme $(\sum dY_k \cdot u_k)$.

Ce dernier terme est à expliciter dans le cas gaz frais / gaz brûlés. En effet la variation de composition peut être considérée nulle dans la zone des gaz brûlés car l'hypothèse est souvent faite que la combustion se déroule à une richesse donnée. Cette richesse fixée initialement (fermeture soupapes) et qui ne varie pas dans le temps, implique que les produits de combustion sont connus par avance et leur proportion ne varie pas. Dans le cas d'une injection directe l'hypothèse est faite que l'introduction du carburant se déroule uniquement dans la zone des gaz frais. Cela implique une modification de la température de la zone par un changement de composition de celle-ci en plus de l'ajout de masse. Comme le montre la Figure 4-2, dans le cas d'un modèle gaz frais / gaz brûlés un nouveau débit va apparaître : le débit de masse entre les zones induit par la combustion. Ce débit interviendra dans les termes $(\sum h_j \cdot dm_j)$ et $(u \cdot dm)$ de chaque équation de variation de température.

Les équations d'état sur les différentes zones, sachant que la pression est uniforme dans la chambre, donnent :

$$\begin{cases} P \cdot V_1 = m_1 \cdot r_1 \cdot T_1 \\ P \cdot V_2 = m_2 \cdot r_2 \cdot T_2 \end{cases} \quad \text{Eq. 4.10}$$

Avec,

- m_1 et m_2 ,, la masse totale dans la zone 1 et la zone 2,
- r_1 et r_2 ,, la constante du mélange de gaz parfait présent dans la zone 1 et 2,

De plus les trois équations suivantes sont obtenues en considérant la conservation de la masse et du volume :

$$V = V_1 + V_2 \quad \text{Eq. 4.11}$$

$$dm_1 = dm_{adm,1} - dm_{ech,1} - dm_{fuites,1} (\pm dm_{comb} + dm_{carb,l})_1 \quad \text{Eq. 4.12}$$

$$dm_2 = dm_{adm,2} - dm_{ech,2} - dm_{fuites,2} (\pm dm_{comb} + dm_{carb,l})_2 \quad \text{Eq. 4.13}$$

Les termes $(\pm dm_{comb} + dm_{carb,l})_{j \in [1,2]}$ dans les équations (Eq. 4.12) et (Eq. 4.13) sont à expliciter en fonction du choix fait pour la définition des zones. Le système à 7 équations est donc obtenu à l'aide des équations (Eq. 4.9) à (Eq. 4.13).

Il reste maintenant à déterminer à l'aide des grandeurs thermodynamiques de chaque zone les grandeurs moyennes dans la chambre, et en particulier la température moyenne dans la chambre de combustion. De part l'hypothèse de pression uniforme et à l'aide de la conservation de la masse, la pression ainsi que la masse totale dans la chambre sont connus à chaque instant. La température moyenne se déduit donc de l'équation d'état des gaz parfait appliquée à la chambre :

$$T = \frac{P.V}{m.R} \quad \text{Eq. 4.14}$$

Afin d'éviter de recalculer la composition globale dans la chambre à chaque instant Dronniou [34] a, dans son étude de la modélisation de la combustion homogène, écrit la température moyenne en fonction des différentes températures dans les zones et de leurs fractions volumiques respectives,

$$T = \frac{1}{\frac{f_{v1}}{T_1} + \frac{f_{v2}}{T_2}} \quad \text{Eq. 4.15}$$

Avec, f_{v1} et f_{v2} , la fraction volumique de la zone 1 et de la zone 2.

Modèle Thermodynamique Multizones

L'approche multi zones n'est rien d'autre qu'une généralisation du modèle deux zones. L'idée sous jacente au développement de ce type de modèle est généralement de venir palier à un manque de description géométrique des modèles 0D de combustion Diesel. Dans l'approche deux zones, gaz frais / gaz brûlés, l'hypothèse est faite que la température dans les gaz brûlés est homogène dû à un mélange parfait et instantané des produits issus de la

combustion. Afin de reproduire un gradient de température il peut être envisagé de discrétiser la zone des gaz brûlés. Afin de mieux prédire la formation des oxydes d'azote, Heywood [35] a par exemple discrétisé la zone des gaz brûlés en deux sous zones, une zone adiabatique et une zone type « couche limite » proche parois. Dans le cas de la modélisation de la combustion Diesel, ce type de modèle a été utilisé par Dronniou [34] pour modéliser une stratification de température dans la chambre de combustion. Dans son cas la composition et la température initiales des zones sont des données d'entrées du modèle. Il peut cependant être imaginé, et c'est ce qui sera présenté dans le chapitre 3.3 et en particulier dans le paragraphe 3.3.2, d'estimer des débits entre des zones permettant de modéliser en plus de la stratification en température, la forte hétérogénéité en richesse caractéristique de la combustion Diesel conventionnelle.

L'écriture de la conservation de l'énergie donne dans le cas N zones :

$$dT_n = \frac{1}{m.c_{v,n}} \left(-PdV_n + dQ_{p,n} + \left(\sum h_j . dm_j \right)_n - u_n . dm_n - m_n \left(\sum dY_k . u_k \right)_n \right) \quad \text{Eq. 4.16}$$

Avec, $n \in [1, N]$, l'indice relatif à la zone considérée.

De plus l'écriture de l'équation d'état sur chaque zone ainsi que la conservation de la masse et du volume totale donne :

$$P.V_n = m_n . r_n . T_n \quad \text{Eq. 4.17}$$

$$V = \sum_{n=1}^N V_n \quad \text{Eq. 4.18}$$

$$dm_n = dm_{adm,n} - dm_{ech,n} - dm_{fuites,n} \pm dm_{n \rightarrow n+1} \pm dm_{n-1 \rightarrow n} \quad \text{Eq. 4.19}$$

Avec, $dm_{n \rightarrow n+1}$ et $dm_{n-1 \rightarrow n}$, représentant respectivement les débits de masse entre la zone n et les zones voisines.

Le système d'équation algébrique et différentielle constitué des équations (Eq. 4.16) à (Eq. 4.19) permet de décrire l'état thermodynamique de chaque zones à chaque instant.

Une des voies pour déterminer la température moyenne dans la chambre est d'utiliser

l'équation d'état des gaz parfait. Mais afin d'éviter un calcul de composition global dans la chambre permettant de calculer la constante des gaz parfait du mélange, il a été choisi d'estimer la température globale à l'aide des grandeurs déjà calculés :

$$T = \frac{1}{\sum_{n=1}^N \frac{f_{vn}}{T_n}} \quad \text{Eq. 4.20}$$

Avec, f_{vn} , la fraction volumique de la zone n.

Ce modèle thermodynamique multi zones sera éprouvé dans le chapitre Chapitre 3

Modèle de Pertes

Dans un moteur à combustion interne les pertes désignent généralement les échanges thermiques pariétaux et les différents échanges de matières indésirables telles que les fuites au travers des segments. Dans un moteur automobile classique l'énergie perdue par transfert thermique peut représenter de 20 à 30% de l'énergie chimique contenu dans le carburant. Ces pertes ont bien entendu une influence prépondérante sur le rendement propre du moteur mais aussi sur les émissions polluantes.

Pertes Thermiques aux Parois

Dans une chambre de combustion Diesel les températures peuvent atteindre localement 2500 K. Il est donc, pour la bonne tenue mécanique des matériaux, nécessaire de disposer d'un système de refroidissement. Le terme pertes thermique désigne donc le flux de chaleur échangé entre les parois et le système thermodynamique considéré. Cependant ce flux n'est pas forcément négatif du point de vue du système gaz. En effet lors de la phase d'admission, la température des gaz présent dans le collecteur est généralement inférieure à celle des parois de la chambre de combustion. Le flux thermique sera donc positif et les parois vont réchauffer le mélange gazeux admis. Il est à noter que pour un moteur quatre temps cette phase est très minoritaire car c'est lors des phases de compression, détente,

pendant lesquels s'effectue la combustion, et la phase d'échappement que les flux thermiques sont les plus importants.

Les transferts thermiques au sein d'une chambre de combustion peuvent être de deux types : convectif ou radiatif. Ceci est d'autant plus vrai dans les moteurs Diesel, en effet le rayonnement des particules à haute température est à l'origine de transfert radiatif approximativement cinq fois plus important que le rayonnement des gaz brûlés [2]. Ce phénomène de transfert thermique par rayonnement peut représenter jusqu'à un quart des transferts thermiques aux parois. Les modèles thermodynamiques d'échange aux parois sont la conséquence d'un principe de proportionnalité entre le flux de chaleur et l'écart de température qui en est la cause. Le plus simple des modèles a un caractère global. Ce type de modèle très empirique permet le plus souvent, par l'établissement de corrélations, de quantifier les transferts de chaleur intégrés sur toute la surface de la chambre et sur toute la durée du cycle. Cependant suite à une étude dimensionnelle, il est possible de proposer des modèles dit semi-empiriques [36].

Malgré la remarque précédente sur l'importance des transferts radiatifs dans les moteurs à allumage par compression, les modèles phénoménologiques d'échange aux parois sont souvent de la forme :

$$\delta Q_{\text{parois}} = -h.A.(T - T_{\text{parois}}) \quad \text{Eq. 4.21}$$

Avec,

- T et T_{parois} , la température du système gaz considéré et la température moyenne de la paroi en contact avec le système,
- A , la surface d'échange,
- h , le coefficient d'échange qui varie au cours du cycle et qui regroupe généralement les transferts radiatifs et convectifs.

Les différentes corrélations existantes [37], [38], [39], [40], [41] et [42], pour le coefficient de transfert, sont basées sur l'étude d'un cas d'écoulement dans une conduite. Dans ce cas

le nombre de Nüsselt s'écrit à l'aide des nombres adimensionnel de Reynolds et Prandtl :

$$Nu = \alpha \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad \text{Eq. 4.22}$$

A partir de cette équation (Eq. 4.22), l'enjeu est de définir les nombres α , n et m mais aussi les différentes grandeurs qui servent à définir les nombres adimensionnels, tel que la vitesse et la température. Les corrélations et les valeurs des coefficients vont varier d'un facteur deux selon les différents auteurs (Figure 4-3). Ce qui explique le caractère non universel des différentes corrélations proposées.

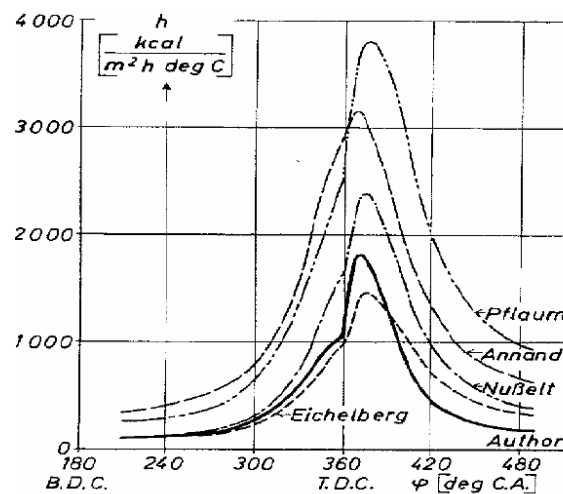


Figure 4-3 : Comparaison des valeurs des coefficients d'échange selon les auteurs [38].

Suite à cette constatation il a été fait le choix d'étudier et d'utiliser dans la présente étude, la corrélation la plus répandue et validée, l'approche de Woschni [40] pour les moteur Diesel.

Dans ces travaux les auteurs proposent :

$$h = C_{\text{woschni}} \cdot B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \left[C_1 \bar{V}_p + C_2 \frac{C_u T_r}{P_r V_r} (P - P_0) \right]^{0.8} \quad \text{Eq. 4.23}$$

Avec,

- $\bar{V}_p = \frac{2 \cdot N_{\text{mot}} \cdot S}{60}$, la vitesse moyenne du piston en [m/s] calculée à l'aide de la course S et le régime N_{mot} ,

- P , la pression cylindre en [kilo – pound / cm^2],
- T , la température du système gaz considéré en [K],
- C_u et B , respectivement la cylindrée unitaire et l'alésage du moteur,
- T_r , P_r et V_r , respectivement la température, la pression et le volume dans un état de référence, souvent choisit comme l'état à l'instant de fermeture des soupapes d'admission,
- C_{woschni} , C_1 et C_2 , les constantes d'ajustement du modèle.

Les valeurs de ces constantes sont répertoriées dans la Table 4-1 pour chaque phase d'un moteur 4 temps. Ces valeurs sont valables pour les unités données par Woschni dans son modèle. Il est donc nécessaire de les recalculer pour des unités SI.

Phase	C_{woschni}	C_1	C_2
Admission / Echappement	110	6,18	0
Compression	110	2,28	0
Combustion / Détente	110	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Table 4-1 : Valeurs des coefficients pour la corrélation de Woschni

Une fois la corrélation pour le coefficient d'échange choisit et calibrée, un autre facteur prépondérant dans les échanges thermiques va être à expliciter : la température parois. Cette température est généralement considérée moyenne dans la chambre et constante au cours du cycle. On lui attribue généralement une valeur aux alentours de 450K. Cependant cette vision simpliste peut être étoffée de deux manières :

- a) Soit en caractérisant une température des divers éléments constituant la chambre de combustion ce qui a été proposé Watts et Heywood [43],

Piston	Culasse	Chemise	Soupape Echappement	Soupape Admission
480	434	423	704	502

Table 4-2 : Température, en [K], de surface des différents éléments de la chambre de combustion d'après l'étude de [43]

Les valeurs données dans la Table 4-2, sont obtenues par Watts et Heywood à l'aide de

simulation dans un moteur à allumage commandé à deux soupapes, mais il peut être intéressant de s'en inspirer pour en déduire une valeur de température parois pour chaque élément d'une chambre de combustion Diesel à injection directe et à quatre soupapes. Une voie pour obtenir la température moyenne des éléments peut être l'utilisation des résultats de simulation 3D liée à la thermique cylindre réalisée lors des phases de conception du moteur.

- b) Soit en déterminant une corrélation de cette température en fonction des données d'entrées comme la température d'eau, d'huile, ou le régime moteur :

$$T_{\text{parois}} = T_{\text{eau}} + (0,01575 - 0,0013.T_{\text{eau}}).N + 4,6.PME \quad \text{Eq. 4.24}$$

La corrélation présentée dans l'équation (Eq. 4.24) extraite de l'étude réalisée par [44], permet d'obtenir la valeur de la température parois moyenne de la chambre de combustion en fonction de données d'entrées de la simulation. Il pourrait cependant être intéressant de venir enrichir cette corrélation avec d'autres grandeurs plus représentatives telles que la température d'huile ou la masse de gaz admise. A noter que la PME n'est pas une donnée d'entrée pour les modèles dit prédictifs mais plutôt un résultat obtenu à l'aide de la simulation. Cette corrélation sera donc valable uniquement pour des modèles d'analyse de combustion.

Le modèle de Woschni a été développé en 1967 sur une base expérimentale de moteur Diesel de poids lourd, avec une cylindrée unitaire très importante. Des améliorations de ce modèle ont été proposées [45] afin de tenir compte de la réduction de la cylindrée des moteurs récents et de l'impact de l'aérodynamique interne sur les flux thermiques. Malgré ces avancées et malgré les différents travaux expérimentaux visant à caractériser les flux thermique dans les moteur Diesel récents [46], [47], les modèles de pertes aux parois reste peut prédictifs. Ils nécessitent donc soit une base expérimentale très fournie qui permet de présumer les valeurs des coefficients et des températures parois en fonction du type de moteur modélisé, soit un recalage systématique des coefficients. L'approche utilisée pour identifier et calibrer les coefficients de pertes parois est décrite dans le paragraphe 2.3, cette approche sera utilisée aussi bien pour le modèle prédictif 0D que pour le modèle 1D.

Pertes Induites par les fuites de matière : Modèle de Blow-by

Les fuites au travers des segments sont rarement prises en compte dans la modélisation 0D. En effet dans le cas des moteurs de série celles-ci sont très faibles et impactent peu la combustion. Cependant ces fuites vont être beaucoup plus importantes dans le cas d'outils de recherche tels que des mono cylindre à accès optique dans lesquels l'étanchéité n'est pas toujours extrêmement bien assurée. Elles auront de plus, un effet prépondérant sur les émissions d'hydrocarbures imbrûlés ainsi que sur la dilution du carburant dans l'huile.

L'idée générale d'un modèle de fuites est bien expliquée par Gatowski et al. [48] qui a développé un modèle permettant de connaître les débits entre les différents petits interstices, formés par les volumes entre les segments, le carter et la chambre de combustion en fonction des pressions régnant dans les différents volumes considérés. De plus il est à noter que selon Heywood [2] le volume des interstices peut représenter entre 1 à 3,5% du volume mort de la chambre de combustion.

La principale difficulté du modèle développé par Gatowski et al. [48] est de déterminer les sections de passage des restrictions qui évoluent en fonction des conditions de fonctionnement du moteur.

Les équations du modèle de fuite ne seront pas utilisées dans cette étude donc pas explicitées par la suite. Il faut cependant garder en tête que pour une prédiction de la dilution ou des émissions d'hydrocarbure imbrûlé, il sera nécessaire de modéliser ce débit au travers des segments.

Annexe 2. Méthode Expérimentale de caractérisation d'un Injecteur

Le travail de caractérisation d'un injecteur a été réalisé dans le cadre d'une étude sur la visualisation d'un spray dans les conditions moteur. Certains résultats de cette étude sont utilisés dans le chapitre Chapitre 3, relatif à la modélisation quasi dimensionnelle d'un jet Diesel. Pour cette étude réalisée sur un mono cylindre à accès optique nous disposons d'un injecteur Bosch Cri2.2 solénoïde équipé d'une buse à trois trous. Les Figure 4-4 a) et b) décrivent l'injecteur utilisé et son principe de fonctionnement.

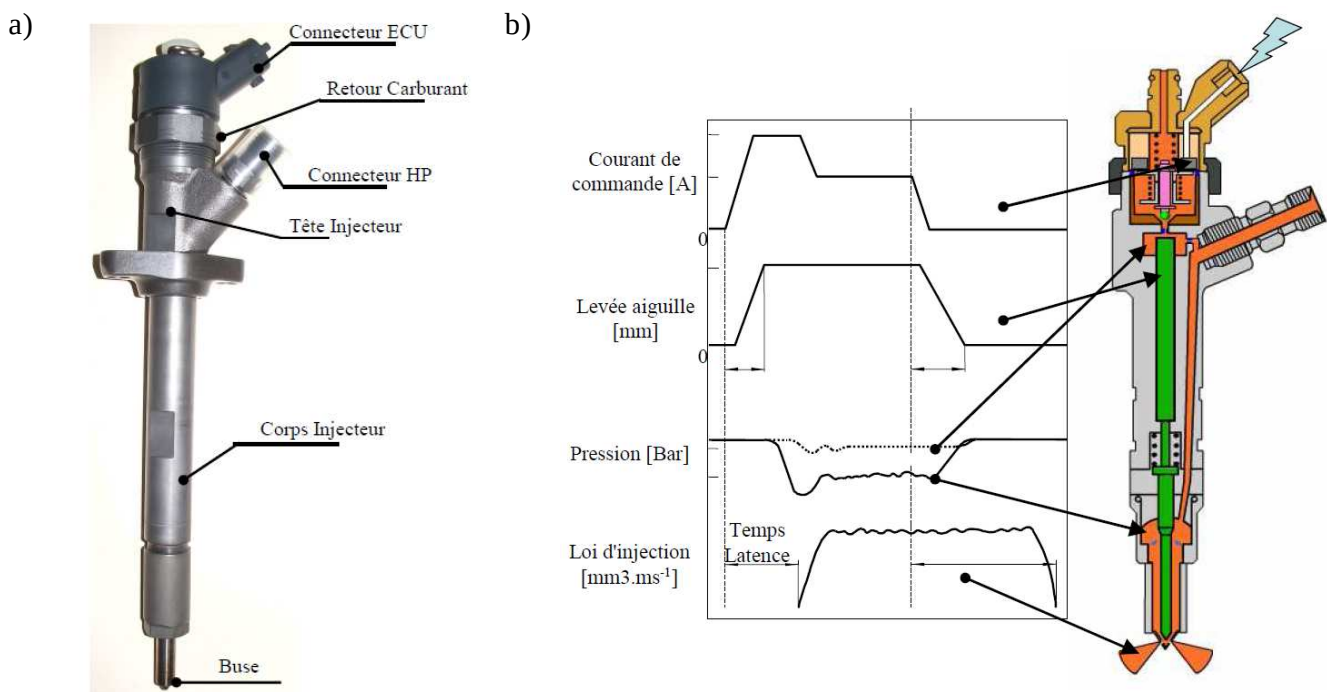


Figure 4-4 : a) Description d'un injecteur solénoïde Bosch Cri2.2 équipé d'une buse à 3 trous. b) Principe de fonctionnement d'un injecteur solénoïde, avec la représentation de la consigne ECU (courant de commande [A]) qui induit une levée de l'aiguille et donc une modification de la pression dans les différents volumes du corps de l'injecteur.

La caractérisation de l'injecteur se fait à l'aide d'une mesure de débit à la sortie de la buse en fonction du courant de consigne et de la pression dans le rail. Il existe différents moyens de mesure du débit instantané, cependant dans notre cas le banc de mesure du taux

d'introduction est un « Injection Analyser » IAV GmbH. Celui-ci est décrit sur les Figure 4-5 a) et b).

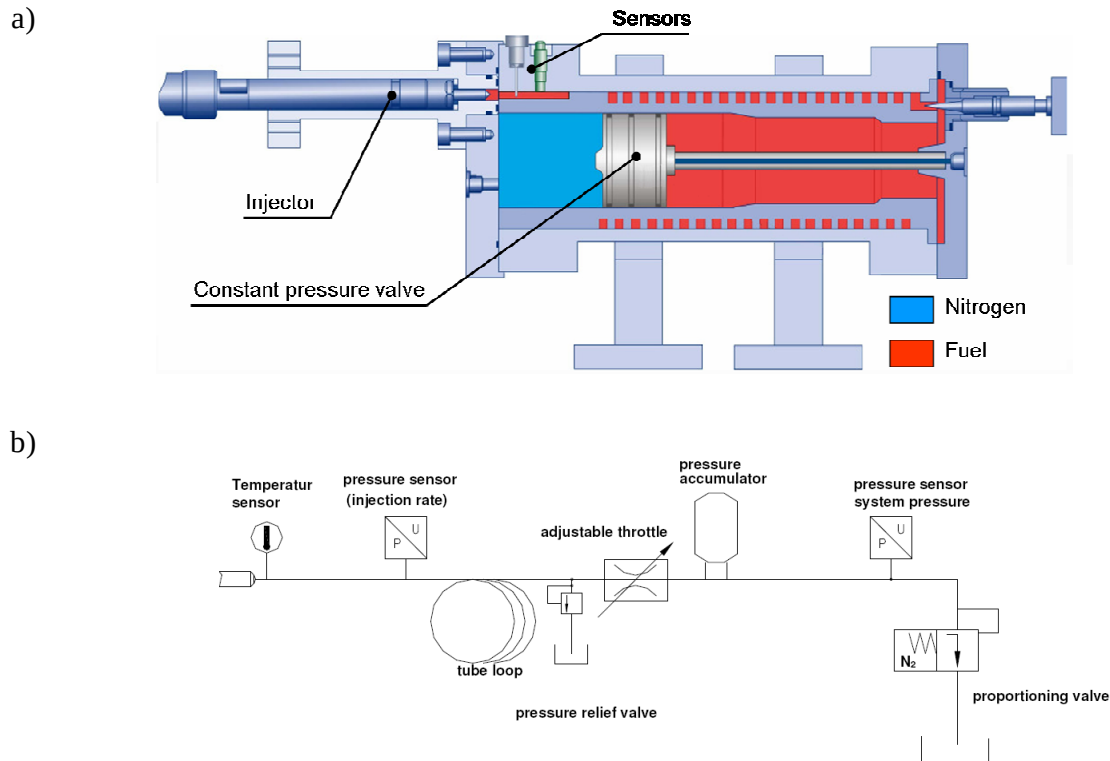


Figure 4-5 : a) Description du banc d'injection « Injection Analyser » utilisé pour la caractérisation de l'injecteur solénoïde dans cette étude. b) Schéma de principe hydraulique du banc décrit sur la figure a)

La mesure du taux d'introduction est ici basée sur le principe du « tube loop indicator » (Figure 4-5). Le principe est le suivant :

- On procède à une injection dans un milieu qui est identique au fluide injecté, en l'occurrence du carburant liquide,
- L'injection induit une augmentation de pression dynamique dans le tube de mesure, et celle-ci est proportionnelle au taux d'introduction du liquide considéré,
- Cette augmentation de pression dynamique est détectée par un capteur piézoélectrique et permet d'accéder au profil du taux d'introduction du carburant.

La mesure de température réalisée à l'aide d'un thermocouple installé proche du nez de l'injecteur permet de remonter à la masse volumique du liquide injecté. Afin de se rapprocher au plus près des conditions moteur réelles une contre pression est appliquée au fluide présent dans le tube. Celle-ci est réalisée l'aide d'un piston sur lequel de l'azote applique une force permettant d'obtenir une pression dans le volume occupé par le liquide. Une valve permet de maintenir cette pression constante. Ce système permet de faire la contre pression de 5 jusqu'à 180 bar.

La mesure de pression dynamique est convertie par le système de la façon suivante :

$$\dot{m} = \frac{A}{c_f} p(t) \quad \text{Eq. 4.25}$$

Avec,

- A la section du tube,
- c_f la vitesse du son dans le fluide considéré,
- $p(t)$ la mesure de pression dynamique.

Annexe 3. Etude et Analyse des Modèles Empiriques de Spray Existants

Hiroyasu et Arai [84] proposent un article de synthèse reprenant les quatre principaux paramètres utilisés pour décrire un spray. Ces paramètres sont résumés sur la Figure 2-18 :

- la longueur de Break-up qui correspond à la longueur maximum du noyau liquide,
- la pénétration du nez du spray qui est égale à la longueur de pénétration maximum du jet dans les conditions de vaporisation ou non,
- le SMD qui est le diamètre moyen des gouttes,
- l'angle de spray.

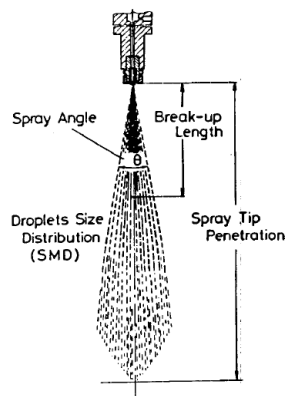


Figure 4-6 : Paramètres principaux dans la description d'un spray Diesel d'après [84]

Malgré de nombreux travaux sur les sprays Diesel résumés dans l'article proposé par Hay et Jones en 1972 [85], l'étude réalisée par Hiroyasu et Arai [84] est l'une des premières réellement intéressantes pour des cas d'application moteur. Dans ce travail, les auteurs étudient les jets à des niveaux de densité allant jusqu'à 33kg.m^{-3} et des diamètres de trou réduits jusqu'à $100\mu\text{m}$. De nombreux autres auteurs [86], [87], [88] ont aussi étudiés la problématique des jets dans les conditions moteurs, les corrélations proposées ont ensuite été au fur et à mesure enrichies, [89], [90], [91], permettant de prendre en compte le plus

grand nombre de phénomènes physiques impactant les quatre grandeurs caractéristiques du spray.

Les travaux expérimentaux réalisés par Siebers et ces coauteurs depuis 1996, leurs ont permis d'obtenir un grand nombre de données et d'étudier l'impact de nombreuses grandeurs physiques sur le développement du jet. C'est en 1996 que Naber et Siebers [66] commence à caractériser l'effet de la température et de la densité sur le jet. Comme la majorité des études, leurs travaux se basent sur des résultats expérimentaux réalisés dans une chambre à volume constant qui permet de couvrir une plage de température allant de 400 à 1400K et des conditions de densité de 4 à 100kg.m⁻³. A l'aide de ces données expérimentales les auteurs ont déduit une corrélation empirique pour la pénétration maximum. Par la suite Siebers développera d'autres corrélations, principalement pour l'angle [79] ainsi que pour la pénétration liquide maximum [67].

Il serait intéressant de comparer les résultats des corrélations proposées avec ceux obtenus par les différents autres auteurs. Très récemment, Le Moyne et Dos Santos [92] ont proposé d'étudier les différentes corrélations de la littérature pour les quatre grandeurs caractéristiques du jet. Dans leur étude, ils ont réutilisé les valeurs des paramètres pour les corrélations données par les auteurs et comparé les résultats de celles-ci avec des données expérimentales issus de la base de données ECN (Engine Combustion Network) [93].

La suite de ce paragraphe ne s'attarde que sur deux grandeurs du jet, l'angle et la pénétration maximum. En effet avec ces deux grandeurs et l'hypothèse d'un cône parfait, il sera possible de définir le volume de réaction. Ces sous paragraphe vont largement s'inspirer des travaux de synthèse réalisés par Le Moyne dans [92] afin de comparer les différentes corrélations. C'est suite à cette étude bibliographique que les modèles présentés dans le paragraphe 2.2.4 ont été retenus afin de répondre au cahier des charges du modèle développé.

Modèles Empirique d'angle de Spray

Dans cette section quatre modèles d'angle de spray ont été présélectionnés et vont être

exposé :

- le modèle de Ruiz et Chigier [87] qui s'inspire fortement du modèle développé quelques années auparavant par Reitz et Bracco [86],
- le modèle d'Hiroyasu et Arai [84],
- le modèle d'Arregle [89],
- et enfin le modèle de Siebers [79].

D'après ces différents auteurs, l'angle du jet dépend principalement des caractéristiques géométriques de l'injecteur telles que sa longueur de trou l_0 ou son diamètre de trou d_0 , des propriétés du carburant et des conditions ambiantes dans lesquelles l'injection est réalisée. Les différents modèles présentés par la suite donnent l'angle ou le demi-angle dans des conditions stationnaires. En effet comme l'a décrit Lefebvre [94] l'angle d'un spray croît rapidement en début d'injection, atteint un maximum, puis décroît pour atteindre une valeur asymptotique. C'est cette valeur constante qui sera modélisée.

Ruiz et Chigier [87] propose une amélioration de la corrélation décrite par Reitz et Bracco [86] :

$$\tan(\theta) = \frac{4\pi}{A} \cdot \left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{Re_{carb,l}}{We_{carb,l}} \right)^{-0,25} \cdot f(\gamma) \quad \text{Eq. 4.26}$$

Avec,

- θ , l'angle du jet,
- ρ_{amb} et $\rho_{carb,l}$, la densité des gaz ambiant et la densité du carburant liquide,
- A , une constante dépendante des grandeurs géométriques de l'injecteur $A = 3 + 0,28 \cdot \left(\frac{l_0}{d_0} \right)$,

- $Re_{carb,l}$ et $We_{carb,l}$, le nombre de Reynolds et le nombre de Weber qui sont les nombres caractéristiques relatifs au carburant liquide au nez de l'injecteur,
- $f(\gamma)$, une fonction permettant de prendre en compte les propriétés physiques du carburant.

Dans ce modèle un certain nombre de grandeurs géométriques et physique sont prise en compte. Une bonne estimation de ces grandeurs va donc être primordiale pour obtenir un niveau de prédictivité intéressant.

Hiroyasu et Arai proposent [84]:

$$2\theta = 83,5 \cdot \left(\frac{l_0}{d_0}\right)^{-0,22} \cdot \left(\frac{d_0}{d_{sac}}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}}\right)^{0,26} \quad \text{Eq. 4.27}$$

Avec, d_{sac} , le diamètre du sac de l'injecteur.

Dans ce modèle on retrouve le rapport des densités et le rapport des grandeurs géométriques caractéristiques de l'injecteur. Un rapport supplémentaire apparait et celui-ci qui nécessite de connaître le diamètre du sac. En dernier lieu, il peut être noté que ce modèle ne tiens pas compte des nombres caractéristiques liés au carburant liquide. L'impact de la nature du carburant, principalement la viscosité, ne sera donc pas modélisée.

Arregle et al. [89] proposent :

$$\tan(\theta) = d_0^{0,508} \cdot P_{inj}^{0,00943} \cdot \rho_{amb}^{0,335} \quad \text{Eq. 4.28}$$

Avec, P_{inj} , la pression d'injection.

Cette corrélation, largement moins détaillée que les autres, prend en compte l'influence de la pression d'injection. Il est cependant largement admis que la pression d'injection n'influence pas la valeur de l'angle, de plus cela est visible par la valeur très faible de l'exposant associé à cette grandeur (Eq. 4.28).

Et enfin Siebers [79] proposent en 1999 :

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = C_{\theta} \left[\left(\frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb,l}} \right)^{0,19} - 0,0043 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5} \right] \quad \text{Eq. 4.29}$$

Avec, C_{θ} une constante qui est pour Siebers liée à la géométrie de l'injecteur modélisé qui selon lui peut varier de 0,255 à 0,276.

Dans cette dernière corrélation, seul le rapport des densités est pris en compte et donc pour Siebers, pour un injecteur donné, l'angle du jet dépend exclusivement de l'état des conditions ambiantes. Pour la suite il sera choisis de prendre $C_{\theta} = 0,26$, et de garder cette valeur constante pour chaque type d'injecteur afin de pouvoir comparer la prédictivité de cette corrélation avec les autres.

Les conditions dans lesquelles ont été obtenues les données expérimentales sont décrites dans [93]. Ces expériences ont été réalisées avec le carburant de recherche DF2 décrit par Siebers dans [79] dont la densité à 450K est de $\rho_{carb,l} = 699 \text{ kg.m}^{-3}$. Et pour trois différentes géométries de buse d'injecteur récapitulées dans [92].

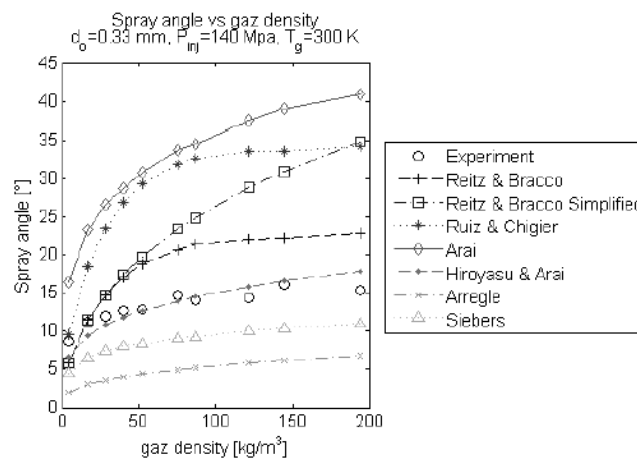


Figure 4-7 : Demi-angle de jet en fonction de la densité des gaz ambiant pour un diamètre de trou d'injecteur de 330µm d'après [92].

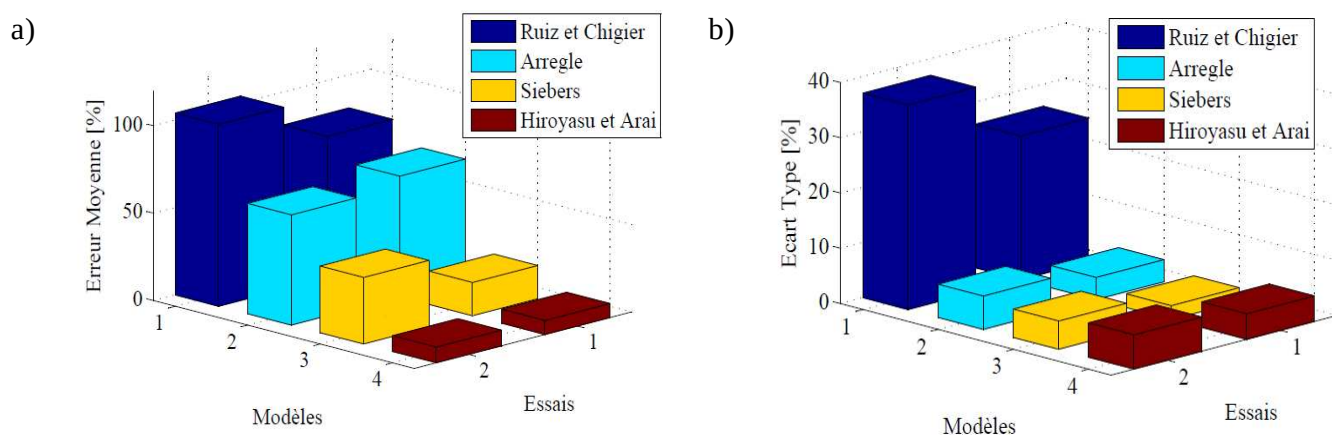


Figure 4-8 : a) Erreur moyenne et b) Ecart type moyen sur le demi-angle de spray pour les quatre modèles présentés et pour une variation de la densité des gaz ambiant de 8 à 80 kg/m³ pour deux diamètres de trou d'injecteur, Essais 1 : d=241 μm et Essais 2 : d=330 μm.

Comme le montrent les données expérimentales sur la Figure 4-7, l'angle de jet augmente avec la densité des gaz ambiants. Tous les modèles cités ci-dessus représentent bien cette tendance. Il apparaît cependant que les évolutions ne sont pas les mêmes et que certains donnent des valeurs d'angle qui sont proches de l'expérience sans recalage. Il serait donc intéressant de comparer l'erreur moyenne et l'écart type moyen donnée par les différents modèles décrits ci-dessus. L'étude réalisée par Le Moyne a donc été reproduite pour les quatre modèles décrits préalablement et pour deux types d'injecteurs.

Les Figure 4-8 a) et b), permettent de montrer que la plupart des modèles sans recalage estiment mal la valeur de l'angle. Le modèle le plus prédictif semble être le modèle proposé par Hiroyasu et al. [84]. Cependant au regard de la Figure 4-8 b), le modèle de Siebers permet de très bien prédire l'évolution de l'angle en fonction de la densité des gaz ambiant, en effet l'écart type est inférieur à 5% sur les deux essais. La tendance à bien représenter l'évolution de l'angle par rapport à la densité va être primordiale en vue d'une utilisation du modèle dans un simulateur prédictif de chambre de combustion.

Modèle Empirique de Pénétration Vapeur

Les modèles de pénétration vapeur peuvent être classés selon plusieurs théories :

- la théorie basée sur la pulvérisation et l'éclatement du jet développé par Hiroyasu et al. [84],
- l'approche qui utilise la théorie du moment décrite par entre autre Wakuri et al. [95] et utilisée par Siebers [66],
- l'utilisation de la physique diphasique par Sazhim et al.[96], qui ne sera pas exposé dans cette étude.

La Figure 4-9 montre un exemple de résultats obtenu dans [92]. A l'aide de ces conclusions et suite à une étude bibliographique, quatre modèles ont été retenus et vont par la suite être étudiés et analysés.

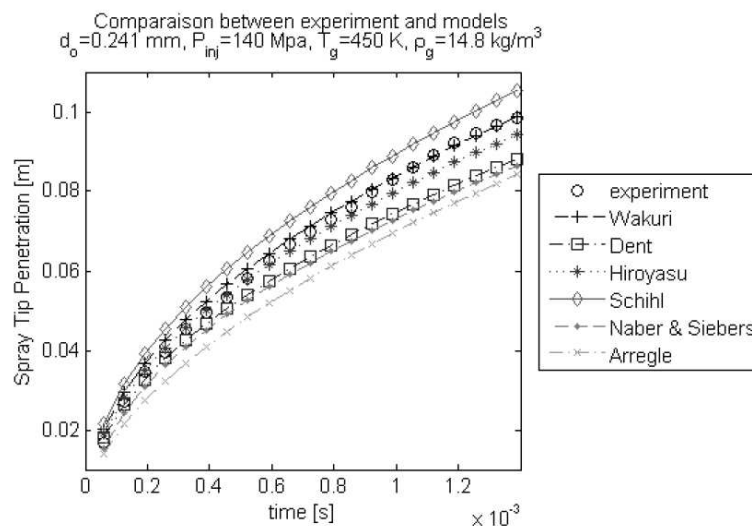


Figure 4-9 : Exemple de résultats pour les modèles 0D de pénétration vapeur en fonction du temps pour un injecteur particulier et pour une densité donnée d'après [92].

- Hiroyasu et Arai proposent en même temps que leur corrélation sur l'angle du jet, un modèle empirique permettant de décrire la pénétration du carburant au cours du temps. Ce modèle est dérivé de la « théorie des deux zones » développée par Levich en 1962 [97]. Hiroyasu propose deux équations, une avant le Break-up et une seconde après :

$$S = 0,39 \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot t \quad \text{si } 0 < t < t_b \quad \text{Eq. 4.30}$$

$$S = 2,95 \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot (d_0 \cdot t)^{0,5} \quad \text{si } t > t_b \quad \text{Eq. 4.31}$$

Avec,

- S , la pénétration maximum du jet en fonction du temps,
- t , le temps écoulé depuis le début de l'injection,
- t_b , le temps au quel le Break-up à lieu, ce temps est évalué à l'aide de l'équation $t_b = 28.65 \frac{\rho_{carb,l} \cdot d_o}{(\rho_{amb} \cdot \Delta P)^{0,5}}$,
- ΔP , la différence de pression entre la pression régnant dans la chambre à l'instant t et la pression d'injection.

Wakuri et al. [95] proposent en 1960 l'une des premières équations empiriques pour l'évolution de la longueur de pénétration du jet au cours du temps. Afin de proposer cette corrélation les auteurs utilisent la théorie de la conservation de la quantité de mouvement avec l'hypothèse selon laquelle la vitesse relative entre les gouttes de carburant et l'air entraîné peut être négligée.

$$S = 1.189 \cdot C_a^{0,25} \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho_{amb}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_0 \cdot t}{\tan(\theta/2)} \right)^{0,5} \quad \text{Eq. 4.32}$$

Avec, C_a le coefficient de contraction décrit dans le paragraphe 2.2.3,

Arregle et al. [89] proposent, de la même manière que pour l'angle de jet, une corrélation pour la pénétration maximum du nez du jet. Tout comme pour le modèle d'angle (Eq. 4.28) la corrélation proposée est très simple :

$$S = d_0^{0,307} \cdot P_{inj}^{0,262} \cdot \rho_{amb}^{-0,406} \cdot t^{0,568} \quad \text{Eq. 4.33}$$

A noter que dans la corrélation proposée par Arregle (Eq. 4.33), la pénétration est, comme pour les modèles décrits précédemment, toujours une fonction de la racine carré du temps.

La grande base de données expérimentale de Siebers lui a permis d'exprimer une pénétration adimensionnée en fonction de termes de substitution [66] :

$$\tilde{S} = \left[\left(\frac{1}{\tilde{t}} \right)^n + \left(\frac{1}{\tilde{t}^{\frac{1}{2}}} \right)^n \right]^{\frac{1}{n}} \quad \text{Eq. 4.34}$$

Avec,

- $\tilde{S} = \frac{S}{x^+}$, la pénétration adimensionnée,
- $\tilde{t} = \frac{t}{t^+}$, le temps adimensionné,
- n , une constante du modèle qui est pris égale à 2,2 pour le cas de jet vapeur.

Les différentes grandeurs sont adimensionnées à l'aide d'une échelle temporelle t^+ et d'une longueur caractéristique x^+ :

$$x^+ = \frac{d_0 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{Eq. 4.35}$$

$$t^+ = \frac{d_0 \left(\frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0,5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot U_{inj}} \quad \text{Eq. 4.36}$$

Avec,

- a , une constante prise égale à 0,66,
- U_{inj} , la vitesse au nez de l'injecteur.

En première approche et de la même manière que dans le paragraphe précédent, les quatre modèles présentés préalablement vont être testés pour deux types d'injecteur et pour des variations de conditions ambiantes. En effet comme le montre la Figure 4-10, les conditions ambiantes impactent la pénétration du jet dès le début de l'introduction du carburant.

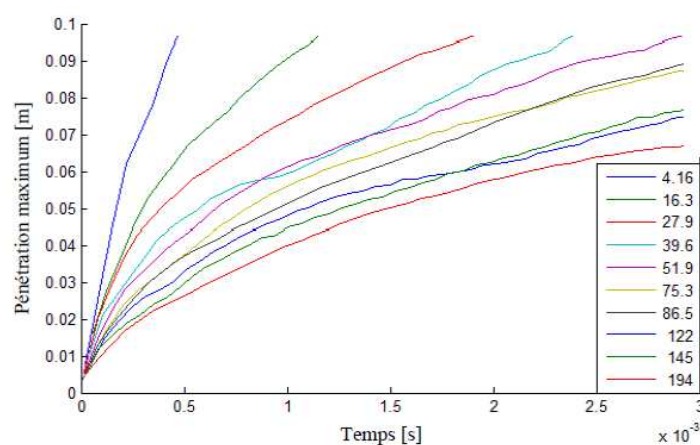


Figure 4-10 : Evolution de la pénétration en fonction du temps et de la densité des gaz ambiant, résultats issus de [93]

La Figure 4-11 donne un exemple de résultats obtenus avec le modèle de Siebers (Eq. 2.32). Ces résultats sont obtenus pour des conditions inertes, pour quatre valeurs de densité des gaz ambiants, pour une pression d'injection de 1400 bars, et pour un injecteur dont les trous sont de diamètre 241 μ m. Il est possible de noter qu'un coefficient pris constant et égal à $C_{Theta} = 0,26$ (Eq. 2.31) permet au modèle de prédire correctement l'évolution de la pénétration en fonction du temps pour des conditions stationnaires.

L'erreur moyenne et l'écart type moyen présentés sur les Figure 4-12, ont été obtenus en moyennant leurs valeurs au cours du temps. En dehors du modèle proposé par Arregle, l'erreur moyenne, obtenue sans recalage, ne dépasse pas 25% pour tous les modèles. Il est à

noter de plus que pour les modèles de Wakuri et Siebers, l'angle du jet rentre en compte dans l'estimation de la pénétration. Une bonne estimation de celui-ci permettra de meilleurs résultats sur la pénétration. Dans le cas présent les valeurs des angles sont données par les modèles et non par les données expérimentales. De même que pour l'erreur moyenne, l'écart type moyen des modèles varie peu et permet d'affirmer que ces modèles représentent bien l'évolution de la pénétration en fonction des conditions ambiantes.

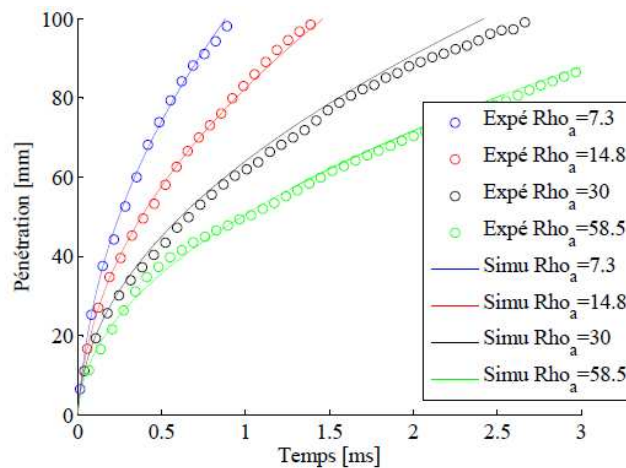


Figure 4-11 : Exemple de résultats donné par le modèle de Siebers (Eq. 2.32) pour des essais issus de la base de données ECN [93]

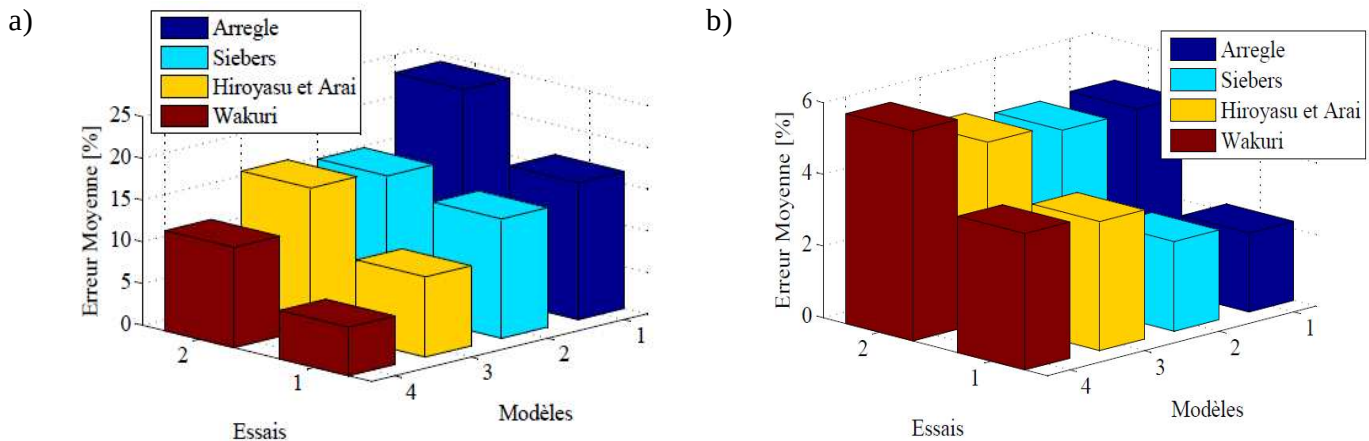


Figure 4-12 : a) Erreur moyenne et b) Ecart type moyen sur la pénétration maximum du jet pour les quatre modèles présentés et pour deux diamètres de trou d'injecteur, Essais 1 : $d=241\mu m$ et Essais 2 : $d=330\mu m$.

Il est intéressant de regarder l'influence de la pression d'injection sur la pénétration. Au regard des résultats présentés sur la Figure 4-13, la pression d'injection modifie la pénétration du jet au cours du temps. L'augmentation de pression va augmenter la vitesse initiale de la goutte de carburant au nez de l'injecteur et donc augmenter sa pénétration. Tous les modèles exposés ci-dessus prennent en compte cette augmentation, soit avec un exposant positif sur la différence de pression, soit au travers du calcul de la vitesse initiale du carburant U_{inj} .

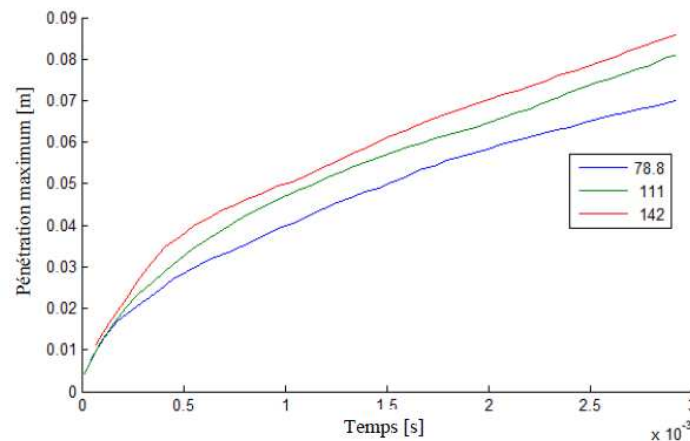


Figure 4-13 : Pénétration en fonction du temps à iso densité pour trois pressions d'injection : 78,8, 110, et 140 MPa, pour un injecteur dont le diamètre vaut 241 μ m [93].

Conclusion

Dans cette étude, la modélisation de l'angle de jet sera effectuée à l'aide du modèle proposé par Siebers [79]. En effet comme il a été exposé au cours du paragraphe relatif à l'angle du spray, le modèle de Siebers est l'un des plus prédictifs (Figure 4-8 a). En première approche le choix aurait pu se porter sur le modèle d'Hiroyasu [84], en particulier pour sa capacité à correctement simuler la valeur exacte de l'angle sans recalage (Figure 4-8 b). Pour Siebers, la géométrie de l'injecteur est incluse dans le paramètre de recalage du modèle, il sera donc obligatoire de recalibrer le modèle pour chaque type d'injecteur soit à l'aide d'une caractérisation expérimentale de l'injecteur, soit à l'aide de données disponibles provenant d'injecteur ayant une géométrie voisine. Malgré la description de

Lefebvre [94] sur l'évolution de l'angle au cours du temps, il sera fait comme hypothèse que l'angle est constant dès le début de l'injection. Cette hypothèse, certes discutable pour les très petites durées d'injection généralement rencontrées pour des injections pilote, est communément admise. Il n'existe de plus aucun modèle 0D d'évolution de l'angle au cours du temps.

Les niveaux de prédictivité des modèles de pénétration étant équivalents (Figure 4-12 b), il sera choisi d'utiliser le modèle de Siebers et Naber [66]. Ce choix se justifie pour deux raisons majeures. Premièrement l'écriture de la pénétration se fait à l'aide, entre autre, de la valeur de l'angle de jet, donc dans un souci de cohérence l'approche développée par Siebers paraît la plus adéquate. Deuxièmement le modèle choisit à l'avantage d'être continu, en opposition avec celui développé par Hiroyasu et Arai [84] qui donne deux types de pénétration en fonction du temps. En vue d'une adaptation du modèle au cas moteur (paragraphe 2.2.4.3) cette dernière propriété est primordiale.

Annexe 4. Etude et Analyse des Modèles Empiriques de Vaporisation du Carburant Liquide

Le débit de carburant vapeur dans des conditions moteur est très difficile à évaluer expérimentalement. Les études expérimentales portant sur l'évaporation des gouttelettes utilisent de nombreuses hypothèses et sont très dépendantes de la technique de mesure. De plus l'application de la dynamique d'une goutte étudiée dans une enceinte, où elle sera généralement considérée sphérique et ne subissant aucune interaction avec d'autres gouttes, à un cas moteur réel va être soumise à de très fortes hypothèses. Cette dernière remarque justifie généralement l'introduction de paramètres permettant de prendre en compte la déformation de la goutte et l'augmentation des flux de convection autour de celle-ci.

Dans la suite de ce paragraphe, il sera présenté les deux voies de modélisation de la vaporisation du carburant liquide introduit dans la chambre.

Modèle d'évaporation Global

Cette première approche très simple consiste à déterminer le débit de carburant vapeur en fonction du débit de carburant liquide :

$$\dot{m}_{carb,v} = \int_{t_{inj}}^t \frac{1}{\tau_{vap}} \cdot \dot{m}_{carb,l} dt \quad \text{Eq. 4.37}$$

Avec,

- $\dot{m}_{carb,v}$ et $\dot{m}_{carb,l}$, respectivement le débit de carburant vapeur et le débit de carburant liquide,
- τ_{vap} , le temps caractéristique de vaporisation du carburant qui sera déterminé à l'aide de corrélations empiriques décrites dans la suite de ce paragraphe,

- t_{inj} , l'instant auquel débute l'injection.

Par la suite trois approches différentes pour le calcul du temps caractéristique d'évaporation vont être exposées.

L'approche développée par Chmela et al. [59].

Cette approche utilisée par Chmela [59] et décrite dans [105] est issue d'une corrélation empirique :

$$\tau_{vap} = C_{vap} \cdot \frac{d_0}{k} \cdot T_{a,\infty}^{-3,3} \quad \text{Eq. 4.38}$$

Avec,

- C_{vap} , le paramètre de calibration du modèle,
- k , la densité d'énergie cinétique turbulente qui sera déterminée à l'aide du modèle proposé dans le paragraphe 2.2.6,
- $T_{a,\infty}$, la température de l'air ambiant prise très loin du carburant, dans notre cas cette température sera prise égale à la température des gaz dans la zone des gaz ambiants.

Cette première description du temps caractéristique de vaporisation à l'avantage d'être très simple et de ne se servir que de grandeurs déjà calculées.

L'approche développée par Dulbecco et al. [74], [75]

Il est possible de déterminer ce temps caractéristique à l'aide d'une approche plus phénoménologique que présenté précédemment. En effet Dulbecco [74], [75], propose de déterminer un temps caractéristique d'évaporation à l'aide de l'approche développée par Albrecht [106] en 2005. Dans cette approche le temps caractéristique d'évaporation est évalué à l'aide de la connaissance de la pénétration liquide maximum. Cela revient à dire

que τ_{vap} représente le temps nécessaire pour totalement évaporer une goutte dont le temps de vie correspond à une pénétration prise égale à la pénétration liquide maximum. Ce modèle proposé par Dulbecco [74], [75], repose sur la corrélation empirique développée par Siebers [79] concernant la pénétration liquide du jet.

$$\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tilde{L}}{2} + \frac{\tilde{L}}{4} \cdot \sqrt{1+16\tilde{L}^2} + \frac{1}{16} \cdot \ln(4\tilde{L} + \sqrt{1+16\tilde{L}^2}) \quad \text{Eq. 4.39}$$

Avec,

- $\tilde{\tau}_{vap}$, le temps caractéristique d'évaporation adimensionné $\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tau_{vap}}{t^+}$
- $\tilde{L}$, la pénétration liquide adimensionnée $\tilde{L} = \frac{L}{x^+}$.

Les termes t^+ et x^+ sont les termes décrits dans les équations (Eq. 2.33) et (Eq. 2.34) relatives au modèle de pénétration de Siebers.

De plus dans cette expression la longueur liquide maximale est évaluée à l'aide du modèle suivant :

$$L = \left(C_L \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{B} + 1 \right)^2 - 1} \right) \cdot x^+ \quad \text{Eq. 4.40}$$

Avec,

- C_L , une constante à déterminer à l'aide de mesure expérimentale,
- B , le nombre caractéristique vérifiant l'égalité entre le nombre caractéristique de transfert de masse et de transfert d'énergie $B = B_Y = B_T$.

La difficulté de cette approche va être de déterminer les nombres B_T et B_Y qui caractérisent la couche limite thermique et massique présente autour de la goutte :

$$B_Y = \frac{Y_{carb,gt} - Y_{carb,\infty}}{1 - Y_{carb,gt}} \quad \text{Eq. 4.41}$$

$$B_T = \frac{\overline{C}_p (T_\infty - T_{gt})}{h_{carb,v}} \quad \text{Eq. 4.42}$$

Avec,

- $Y_{carb,\infty}$, la fraction massique de carburant à l'infini, généralement prise égale à la fraction massique de carburant vapeur présent dans les gaz ambiants,
- $Y_{carb,gt}$, la fraction massique de carburant vapeur à l'interface de la goutte est généralement déterminée à l'aide de la règle des « 1/3 » et d'après [107]:

$$Y_{carb,gt} = \left[1 + \left(\frac{p_\infty}{p_{carb,gt}} - 1 \right) \frac{M_{amb}}{M_{carb}} \right]^{-1} \quad \text{Eq. 4.43}$$

Dans cette équation, M_{amb} et M_{carb} représentent la masse molaire des gaz ambiant et la masse molaire du carburant, p_∞ représente la pression partielle à l'infini donc généralement prise égale à la pression dans la chambre, et $p_{carb,gt}$ la pression partielle du carburant vapeur à l'interface de la goutte souvent prise égale à la pression de vapeur saturante du carburant $p_{carb,sat}$. Cette dernière est évaluée soit à l'aide de l'équation classique de Clausius-Clapeyron soit évaluée à l'aide de la corrélation plus récentes établie par Sazhin et al. [108]:

$$p_{carb,gt} = \exp \left[a_1 - \frac{a_2}{T_{gt} - 43} \right] \quad \text{Eq. 4.44}$$

Dans l'équation (Eq. 4.44), $p_{carb,gt}$ est donnée en $[kPa]$, T_{gt} représente la température de surface de la goutte, et les paramètres a_1 et a_2 sont pris égaux respectivement à 15,5274 et 5383,59 pour le carburant Diesel.

- T_∞ , la température des gaz à l'infini, généralement prise égale à la température des gaz ambiants,
- T_{gt} , la température de surface de la goutte que l'on retrouve dans l'équation (Eq. 4.44) et dont le calcul sera développé par la suite,

- $h_{carb,v}$, l'enthalpie de vaporisation du carburant considéré, estimé à l'aide de la relation de Watson établie en 1931 :

$$h_{carb,v} = h_{carb,v}(T_{carb,eb}) \cdot \left[\frac{T_{carb,c} - T_{gt}}{T_{carb,c} - T_{carb,eb}} \right]^{0,38} \quad \text{Eq. 4.45}$$

Dans l'équation (Eq. 4.45), $T_{carb,eb}$ et $T_{carb,c}$ sont respectivement la température d'ébullition et la température critique du carburant considéré.

- $\bar{C}_p$ la chaleur spécifique de référence déterminée à l'aide de :

$$\bar{C}_p = \bar{Y}_f \cdot C_{p,carb}(\bar{T}) + (1 - \bar{Y}_{carb}) \cdot C_{p,amb}(\bar{T}) \quad \text{Eq. 4.46}$$

$$\bar{T} = T_{gt} + A_r (T_\infty - T_{gt}) \quad \text{Eq. 4.47}$$

$$\bar{Y}_{carb} = Y_{carb,gt} + A_r (Y_{carb,\infty} - Y_{carb,gt}) \quad \text{Eq. 4.48}$$

Le coefficient A_r est pris égal à 1/3.

Pour conclure sur cette approche utilisée par Dulbecco [76], il peut être souligné la nécessité de valider le modèle de pénétration liquide maximum, qui est largement dépendant de la base de données expérimentale à disposition.

Modèle basé sur la loi du « d² »

Cette seconde approche nettement plus détaillée, est basée sur une loi introduite par Spalding [109] qui consiste à relier le débit de carburant vaporisé à la diminution du diamètre des gouttes constituant le jet : la théorie du « d² ». Cette approche est initialement basée sur la théorie quasi-stationnaire. Elle repose sur plusieurs hypothèses présentées et discutées dans la littérature [109], [111], [112]. Les principales hypothèses de cette théorie sont :

- a) Les effets de la convection naturelle et forcée (convection radiale) sont négligés, cela conduit à une symétrie sphérique pour la goutte, permettant une analyse unidimensionnelle du système. Le transfert de chaleur ne s'effectue que par conduction (le rayonnement est négligé),

- b) La goutte est constituée d'un corps pur,
- c) Les phénomènes sont quasi-stationnaires dans la phase liquide. Ainsi, la phase de préchauffage de la goutte est négligée,
- d) Les processus sont considérés comme spatialement isobares du fait des faibles nombres de Mach relatifs à la vitesse radial du fluide,
- e) La diffusivité thermique et la diffusivité massique du gaz sont identiques, autrement dit, le nombre de Lewis, Le (rapport du nombre de Schmidt au nombre de Prandtl) est pris égal à 1,
- f) La phase gazeuse est quasi-stationnaire : l'écoulement s'adapte aux conditions limites locales et aux dimensions de la goutte. Les propriétés de transport de la phase gazeuse sont constantes. Cela conduit à évaluer les propriétés à une température et une fraction massique de références notées $\bar{T}$ et $\bar{Y}_{carb}$. Les meilleurs résultats sont obtenus généralement en utilisant la règle du « tiers » [107] (Equations Eq. 4.46 à Eq. 4.48),
- g) Le taux de transport de la phase gazeuse est inférieur au taux de changement de phase liquide-vapeur, de sorte qu'il existe un équilibre thermodynamique entre le liquide et la vapeur à la température de la surface de la goutte à chaque instant,
- h) On néglige les effets d'inertie de la phase gazeuse,
- i) Les gaz ambiants ont une solubilité négligeable dans la phase liquide, seul le combustible diffuse à partir de la surface de la goutte,
- j) Les phénomènes d'oxydation et de décomposition dans la phase gazeuse sont négligés,
- k) Les effets Soret (diffusion massique provenant d'un gradient de température) et Dufour (flux de chaleur produit par un gradient de concentration) sont négligés.

A l'aide des équations de conservation de la masse et de l'énergie, il est possible de relier

le transfert de masse quittant la goutte au diamètre de celle-ci à l'aide de :

$$\dot{m}_{carb,v} = 4.\pi.\rho_{carb,v}.D.r_{gt}.\ln(1+B_Y) \quad \text{Eq. 4.49}$$

Avec,

- D , le coefficient de diffusion binaire $[m^2.s^{-1}]$
- r_{gt} , le rayon de la goutte considéré sphérique.

Les hypothèses exposées préalablement et le fait que le profil de température dans la phase gazeuse proche de la goutte soit considéré uniforme permet d'écrire :

$$\dot{m}_{carb,v} = 4.\pi.\rho_{carb,v}.r_{gt}^2 \cdot \frac{dr_{gt}}{dt} \quad \text{Eq. 4.50}$$

On obtient en intégrant l'équation (Eq. 4.50), une expression donnant la régression du carré du diamètre de la goutte dite « loi en d^2 » :

$$d_{gt}^2 = d_{gt,0}^2 - K.t \quad \text{Eq. 4.51}$$

Avec,

- d_{gt} , le diamètre de la goutte considérée sphérique,
- $d_{gt,0}$, le diamètre initial de la goutte généralement pris égale au diamètre moyen de Sauter (SMD),
- K , la constante d'évaporation à déterminer.

Remarque : Le temps caractéristique d'évaporation peut être déterminé à l'aide de l'équation (Eq. 4.51). En effet l'approche développée par Faeth [110], pour estimer un temps caractéristique, part du principe que lorsque le diamètre de goutte est nulle alors $t = \tau_{vap}$ et avec l'équation (Eq. 4.51) on en déduit :

$$\tau_{vap} = \frac{d_{gt,0}^2}{K} \quad \text{Eq. 4.52}$$

De nombreux auteurs ont proposé des corrélations pour la constante d'évaporation [110],

[109], d'autre se sont basés sur le développement de la théorie écrite ci-dessus pour en déduire de manière différente le débit de carburant évaporé [108], [111], [110], [113], [115]. On retrouve cependant de fortes similitudes entre tous ces modèles et leur qualité est fortement dépendante de la validité des différentes corrélations proposées pour les grandeurs thermodynamiques.

Conclusion

Pour l'utilisation de la « loi du d^2 » afin connaître le débit massique de carburant vapeur, il faut calculer :

- la chaleur massique du mélange gazeux
- la conductivité thermique du mélange gazeux
- le coefficient de diffusion binaire
- la masse volumique du combustible gazeux et liquide
- les nombres de transfert thermique et massique

La connaissance de la température de surface de la goutte est une étape primordiale dans le calcul des propriétés de transport. Dans les conditions quasi-stationnaires, l'égalité des nombres de transfert thermique et de masse permet de déterminer la température de surface de la goutte par une méthode itérative en supposant qu'à l'étape initiale, la température de la surface de la goutte est égale à la température d'ébullition du combustible. A chaque itération la température obtenue à l'étape précédente (en partant de la température d'ébullition) est diminuée jusqu'à ce que le régime stationnaire soit atteint, c'est-à-dire :

$$B = B_y = B_T \quad \text{Eq. 4.53}$$

Dans ces conditions, il est possible d'obtenir une température d'équilibre de la surface de la goutte telle que :

$$T_{gt} = T_{\infty} - \left(\frac{Y_{carb,gt} - Y_{carb,\infty}}{1 - Y_{carb,gt}} \right) \cdot \frac{h_{carb,v}}{\overline{C}_p} \quad \text{Eq. 4.54}$$

Avec,

- $Y_{carb,gt}$, la fraction massique de carburant à la surface de la goutte donnée par l'équation (Eq. 4.43)

Cette méthode dite du « d^2 » n'a pas été utilisée dans la présente étude pour des raisons évidentes de temps de calcul trop long. De plus le nombre très important d'hypothèses réalisées, et principalement la quasi-stationnarité du problème nous éloigne grandement des cas réels rencontrés dans les moteurs. Il est possible de citer la non prise en compte des transferts convectifs qui dans le cas d'un spray réel sont non négligeables, les effets de la pression sur les grandeurs thermo-physiques, et pour finir cette théorie de quasi stationnarité ne reste valide que lorsque les conditions critiques (température / pression) ne sont pas atteintes. Le choix sera donc fait de s'intéresser aux modèles globaux décrits dans le premier paragraphe.

Seule l'approche de Chmela [59] a été retenue dans cette étude dans un souci de performance en termes de temps de calcul pour le modèle complet (Eq. 4.38). En effet l'utilisation du modèle développé par Dulbecco [76] nécessiterait d'utiliser un autre modèle empirique permettant d'accéder à la longueur liquide maximum et donc une multiplication des modèles et des paramètres à identifier.

Annexe 5. Moteur Diesel 1,5 L Renault

Les différents essais physiques présentés dans cette étude proviennent d'un moteur Diesel 1,5L de la gamme Renault. Dans cette annexe celui-ci sera présenté ainsi qu'un travail de vérification des données expérimentales mis à disposition.

Présentation du moteur et Cinématique Piston

Le moteur utilisé dans cette étude est un moteur quatre cylindre 1,5L et qui répond aux normes Euro V (Figure 4-14).



Figure 4-14 : Moteur 1,5L Renault utilisé dans cette étude.

Ce moteur dispose de plusieurs technologies lui permettant de satisfaire aux critères fixés par la norme Euro V. Celles-ci sont très intéressantes pour notre étude car elles vont permettre d'éprouver le modèle et permettre d'en définir les limites.

Ce moteur est équipé :

- D'injecteur à buse micro-sac 6 trous Piézo-électrique. Ce type d'injecteur permet d'obtenir jusqu'à quatre injections par cycle de façon très précise,

- D'un nouveau système d'injection Common Rail de 1650 bars, permettant ainsi d'effectuer tout type d'injection,
- D'un système d'EGR refroidi, qui permettra une réduction caractéristique des émissions de NO_x . Dans notre cas la possibilité d'atteindre des taux d'EGR très élevé est intéressante principalement pour quantifier la capacité du modèle à prendre en compte ce facteur sur la combustion,
- D'un nouveau turbo à géométrie variable à ailettes profilées, permettant des taux de remplissage très élevés.

Ce moteur dispose de nombreuses autres technologies qui lui confèrent un intérêt particulier pour notre étude qui porte sur le développement d'un modèle 0D capable de prendre en compte l'impact de toutes ces technologies.

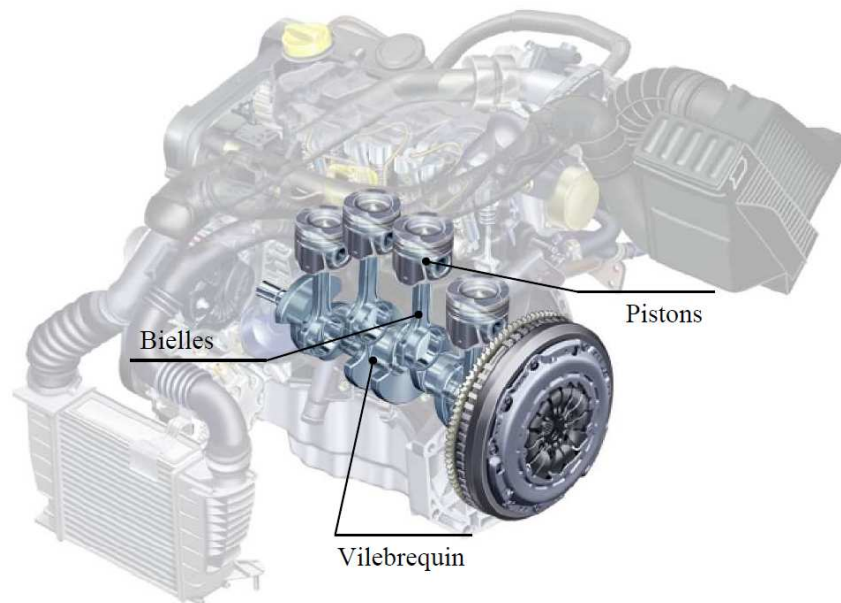


Figure 4-15 : Différentes parties de l'attelage mobile du moteur présenté Figure 4-14

Par la suite les différentes grandeurs géométriques liées à la chambre de combustion ainsi qu'aux parties mobiles (Figure 4-15) nécessaires à l'établissement des équations de cinématique piston vont être données.

Alésage : B [mm]	Course : S [mm]	Rayon maneton : $R = S/2$ [mm]	Longueur de Bielle : L [mm]	Rapport de compression : R_c [-]
76	80,5	40,25	133,75	15,68

Table 4-3 : Grandeurs géométrique du moteur 1,5L utilisé dans cette étude.

La Table 4-3 donne les valeurs utiles à l'établissement des équations de cinématique piston. Cette cinématique correspond à la cinématique d'un système bielle-manivelle dont les principales équations permette d'écrire la loi d'évolution du volume cylindre :

$$V(\theta) = V_m + \frac{C_u}{2} \cdot \left(1 + \lambda - \cos(\theta) - \sqrt{\lambda^2 - \sin(\theta)^2} \right) \quad \text{Eq. 4.55}$$

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{C_u}{2} \cdot \sin(\theta) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin(\theta)^2}} \right) \quad \text{Eq. 4.56}$$

Avec,

- λ , Le ratio entre la longueur de Bielle et le rayon du maneton,
- C_u , la cylindrée unitaire du moteur définie par :

$$C_u = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot S \quad \text{Eq. 4.57}$$

- V_m , le volume mort. Ce volume correspond au volume dans un cylindre lorsque le piston est au point mort haut (PMH). Ce volume comprend le volume de la chambre de combustion ainsi que les autres volumes morts du moteur tel que le retrait des soupapes, le volume de chasse, ...etc. Ce volume est déterminé à l'aide de :

$$V_m = \frac{C_u}{R_c - 1} \quad \text{Eq. 4.58}$$

Pour finir l'évolution du volume cylindre en fonction du temps est obtenue simplement à l'aide de la vitesse de rotation du moteur ω_{mot} :

$$\frac{dV(\theta)}{dt} = \omega_{mot} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} \quad \text{Eq. 4.59}$$

Analyse de données issues des essais moteurs

Format des données

Les différentes données moteur disponibles sont données pour trois types d'essais, qui sont soit :

- 143 essais caractérisant toute la plage de fonctionnement normale du moteur. Ceux-ci sont présentés dans le chapitre 2.3.1 sous forme de cartographie en régime / charge. Dans ce cas chaque essai est représentatif d'un point de fonctionnement moteur dans des conditions particulières. Donc pour chaque essais la stratégie de mise au point sera différente et donc les niveaux d'EGR, de pression rail, de phasage injection, de stratégie d'injection multiple, de masse injectée,...etc. seront différents.
- 55 essais correspondants aux essais de la zone dite de « dépollution » (faible régime / faible charge / taux d'EGR élevés), seront reproduit à l'identique mais sans EGR,
- Des essais de variation d'une donnée d'entrée pour plusieurs régimes et plusieurs charges. Ces essais sont des essais de balayage pur pour lesquels les compromis consommation / performance / émissions ne sont pas respectés. Ceux-ci vont être très utiles pour la validation du modèle dans des zones généralement peu explorées en simulation.

Pour chaque essai nous disposons des quatre pressions cylindres ainsi que les pressions admission et échappement relative au cylindre n°4 (Figure 4-16). La dispersion de remplissage et de combustion entre les cylindres n'est pas négligeable. En effet l'impact de cette dispersion sur les résultats en pression maximum implique des écarts assez importants. Pour l'essai présenté Figure 4-16 cet écart est d'environ 3,5 bars. Cependant dans notre cas il a été choisis d'utiliser une pression moyennée sur ces quatre valeurs afin de recalibrer et de valider le modèle. Ce choix est discutable car très contraignant au vue des tolérances données par Renault (Exemple : $P_{\max} = \pm 4 \text{ bars}$).

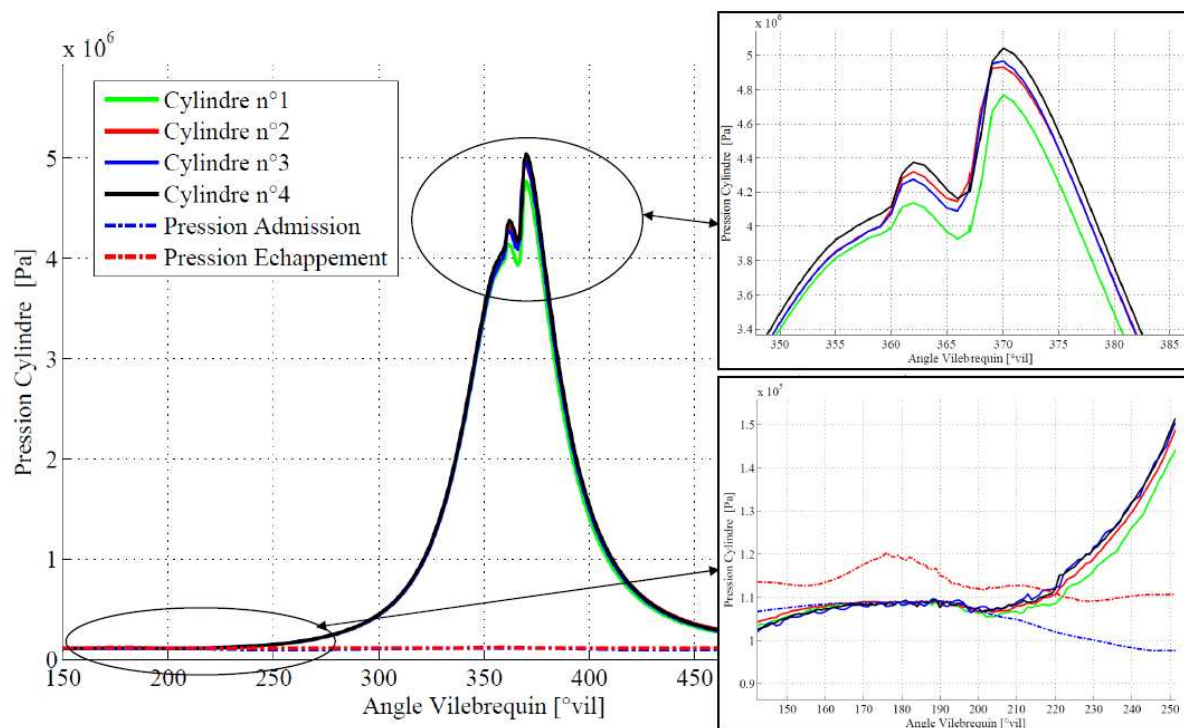


Figure 4-16 : Données disponible pour un essai à 1000 tr/min, 2bars de PME, 38% d'EGR, une pression rail de 300 bars et une stratégie à deux injection, une Pilote de 1,15mgc à -4,4°vil aPMH, une Main de 6mgc à 3,1°vil aPMH. Les pressions admission et échappement sont recalées à l'aide des valeurs moyennes de chacune d'entre elles, les pressions cylindre sont recalées sur la pression admission.

La procédure de recalage des différentes pressions cylindre est explicité dans le paragraphe 2.3.1 relatif à la calibration du modèle. Comme le montre la Figure 4-16 les différentes pressions cylindre sont recalées sur la pression admission au moment de la fermeture

soupape admission et vérifiées à l'aide de la pression échappement lors de la fermeture de la soupape associée.

Analyse des données moteurs

Afin de s'assurer de la qualité des essais qui serviront de référence pour la phase de calibration des modèles les différents résultats de mesure à notre disposition vont être analysés. Une grandeur significative de la qualité des essais va être le rendement volumétrique. En effet, ce paramètre permet de qualifier le remplissage du moteur et cela permettra de définir un niveau de confiance sur les valeurs de débit d'air admis. Le rendement volumétrique est défini par la relation :

$$\eta_{vol} = \frac{m_{tot}}{\frac{P_{col}}{r_{mel} \cdot T_{col}} \cdot C_u} \quad \text{Eq. 4.60}$$

Avec,

- T_{col} et P_{col} , la température en [K] et la pression en [Pa] des gaz présents dans le collecteur d'admission,
- r_{mel} , la constante du mélange de gaz présent dans le collecteur d'admission celle-ci est déduite à l'aide de la masse molaire du mélange qui est connue à l'aide de la connaissance du taux d'EGR τ_{egr}
- m_{tot} , la masse totale de gaz admise dans le cylindre. Cette valeur est déduite de la valeur du débit d'air Qm_{air} , du taux d'EGR τ_{egr} , et du taux d'IGR τ_{igr} . Le calcul de celle-ci est exposé dans le paragraphe suivant.

Les Figure 4-17 donne la valeur du rendement volumétrique pour les 143 essais caractéristique de la plage de fonctionnement du moteur. De plus il a été rajouté sur ces figures la valeur de η_{vol} pour les 55 essais « jumeaux » correspondant à la zone dépollution mais sans EGR (Ronds noirs). Il est possible de remarquer que les essais avec EGR donnent

des résultats très surprenant et très différent des résultats de leurs essais « jumeaux » sans EGR (Figure 4-17 a) et b) : Ronds rouges vs Ronds noirs).

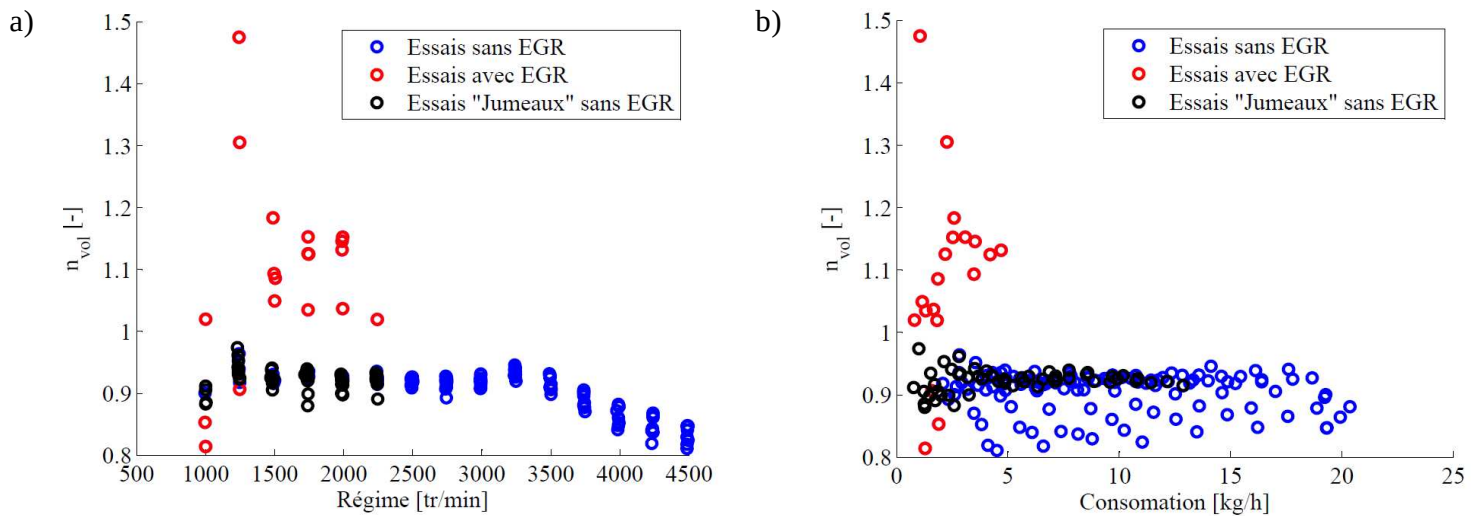


Figure 4-17 : a) Rendement volumétrique en fonction du régime moteur. Rond : Les 143 essais caractéristiques du fonctionnement moteur avec et sans EGR. Points : Les 55 essais « jumeaux » sans EGR de la zone dépollution. b) Rendement volumétrique en fonction de la consommation. Rond : Les 143 essais caractéristiques du fonctionnement moteur avec et sans EGR. Points : Les 55 essais « jumeaux » sans EGR de la zone dépollution.

La mauvaise estimation du rendement volumétrique peut provenir de la mauvaise estimation de la masse totale admise. Celle-ci est déduite du débit d'air qui est reconstruit à partir de la mesure de débit carburant. Il est donc possible que la balance de consommation soit mise en défaut pour ce type d'essais faiblement chargés. La Figure 4-17 b) montre que la consommation n'est pas plus faible pour les points avec EGR de la zone dépollution (Ronds rouge) que pour les points « jumeaux » (Ronds noirs). Ceci indique que la consommation n'est pas en défaut et donc que le débit d'air admis est correctement estimé.

Les impacts de la température collecteur et pression collecteur sur le calcul du rendement volumétrique sont exposés sur les Figure 4-18 a) et b). Dans chaque cas les températures et pressions collecteur ont été recalculées afin d'obtenir un rendement volumétrique des points avec EGR identique à celui obtenu pour les points « jumeaux » sans EGR (Ronds noirs).

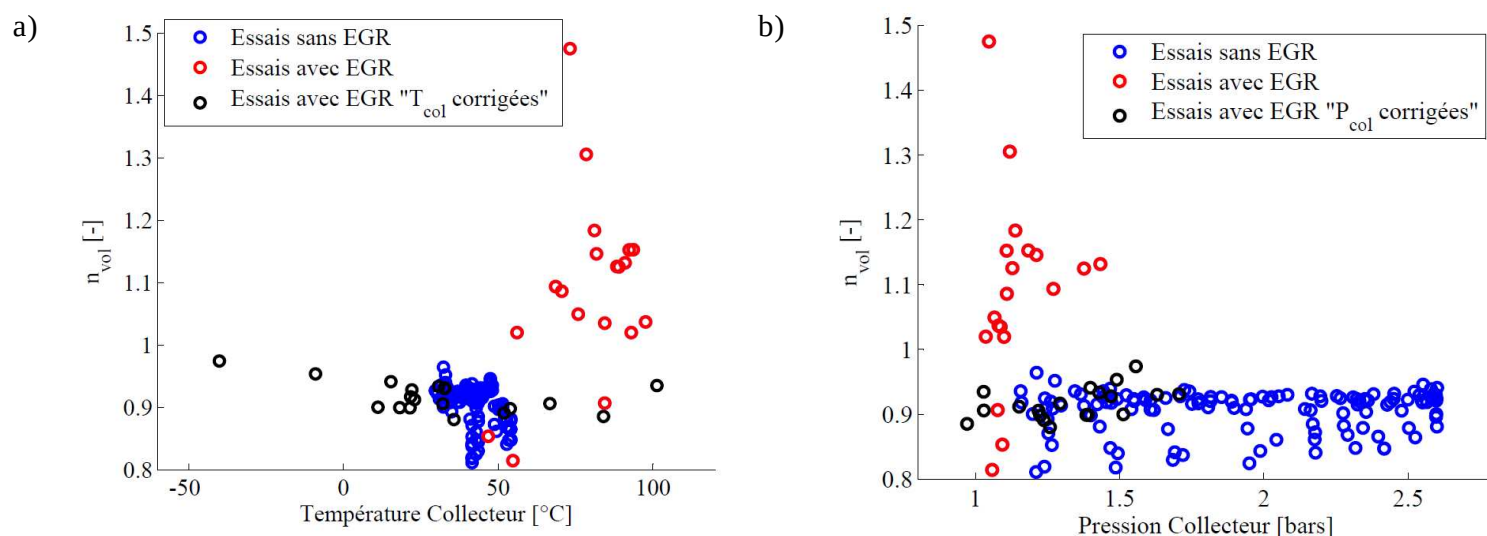


Figure 4-18 : a) Rendement volumétrique en fonction de la température collecteur pour les 143 essais caractéristiques du fonctionnement moteur avec et sans EGR. Bleu : Essais sans EGR, Rouge : Essais avec EGR, Noir : Essais avec EGR corrigé en température collecteur afin d'obtenir une valeur de rendement volumétrique correcte. b) Rendement volumétrique en fonction de la pression collecteur pour les 143 essais caractéristiques du fonctionnement moteur avec et sans EGR. Bleu : Essais sans EGR, Rouge : Essais avec EGR, Noir : Essais avec EGR corrigé en pression collecteur afin d'obtenir une valeur de rendement volumétrique correcte.

Sur la Figure 4-18 a) il est possible de remarquer que la température dans le collecteur d'admission est plus élevée lorsqu'on est en présence d'EGR (Ronds rouge), il est donc possible de diminuer cette valeur et de voir son impact sur le rendement volumétrique. Les ronds noirs sur la Figure 4-18 a) montrent la température qu'il faudrait pour obtenir un rendement volumétrique identique à celui obtenu pour les essais « jumeaux ». Ces températures « corrigées » sont bien inférieures à des températures admissibles pour un essai à chaud dans les conditions standards. On voit donc que l'ordre de grandeur ne correspond pas. Ceci est remarquable aussi pour les pressions dans le collecteur qui devraient être modifiées dans le pire des cas de 0,5 bar par rapport à celle mesurée (Figure 4-18 b)). Ces différentes constatations nous poussent à estimer que les relevés de pression et de température dans le collecteur d'admission sont supposés exacts à l'erreur de mesure près. D'après l'équation Eq. 4.60, seule une erreur de mesure du taux d'EGR qui impacterait la valeur de r_{mel} ainsi que de m_{tot} pourrait expliquer les écarts de rendement volumétrique.

entre les essais avec et sans EGR.

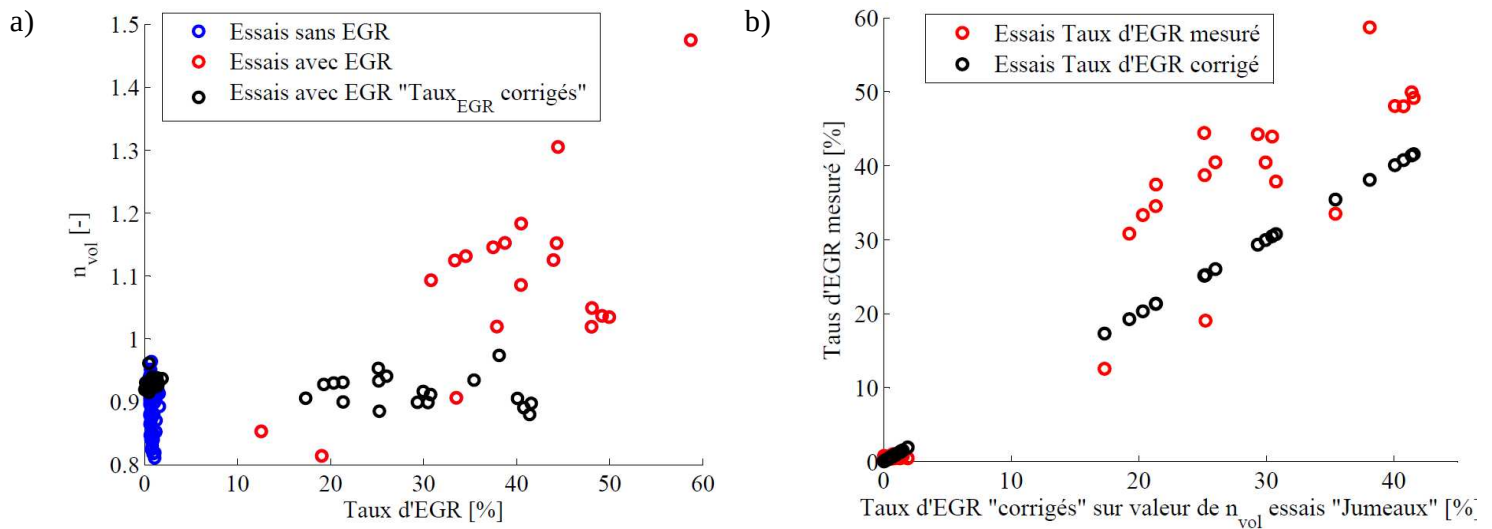


Figure 4-19 : a) Rendement volumétrique en fonction du taux d'EGR pour les 143 essais caractéristiques du fonctionnement moteur avec et sans EGR. Bleu : Essais sans EGR, Rouge : Essais avec EGR, Noir : Essais avec EGR corrigé en taux d'EGR afin d'obtenir une valeur de rendement volumétrique correcte. b) Taux d'EGR mesuré en fonction du taux d'EGR corrigé afin d'obtenir un rendement volumétrique égal au rendement volumétrique des essais « jumeaux » sans EGR.

Il a été fait le choix de prendre le rendement volumétrique des essais « jumeaux » comme valeur à atteindre pour les essais avec EGR de la zone dépollution. Pour obtenir ce nouveau rendement volumétrique une correction du taux d'EGR pour les essais avec EGR a été effectuée. Pour cela il suffit d'utiliser la définition du rendement volumétrique (Eq. 4.60) et de l'inverser afin d'obtenir une valeur de taux d'EGR donnant la bonne masse m_{tot} et la bonne constante du mélange gazeux r_{mel} . La Figure 4-19 a) donne la valeur du rendement volumétrique corrigée avec la nouvelle valeur de taux d'EGR (Ronds noirs). La Figure 4-19 b) donne la valeur du nouveau taux d'EGR (Ronds noirs) ainsi que la valeur du taux d'EGR mesuré (Ronds rouge) en fonction du taux d'EGR corrigé pour les 55 essais de la zone dépollution. Il peut être remarqué que globalement le taux d'EGR mesuré est supérieur au taux d'EGR reconstruit. Avec ce nouveau taux d'EGR, la Figure 4-19 a) montre que le rendement volumétrique, image du remplissage, à maintenant des valeurs du même ordre de grandeur que les essais sans EGR. Les essais « jumeaux » sans EGR ne sont pas toujours

disponibles, la valeur du taux d'EGR ne peut donc pas être toujours corrigée sur la valeur du rendement volumétrique « correcte ». Pour y remédier il est possible de faire en sorte d'atteindre un rendement volumétrique moyen que l'on fixe autour de 0,85. Dans ce cas le taux d'EGR sera recalculé à l'aide des mesures de température, pression collecteur d'admission afin d'obtenir une valeur de rendement volumétrique correcte.

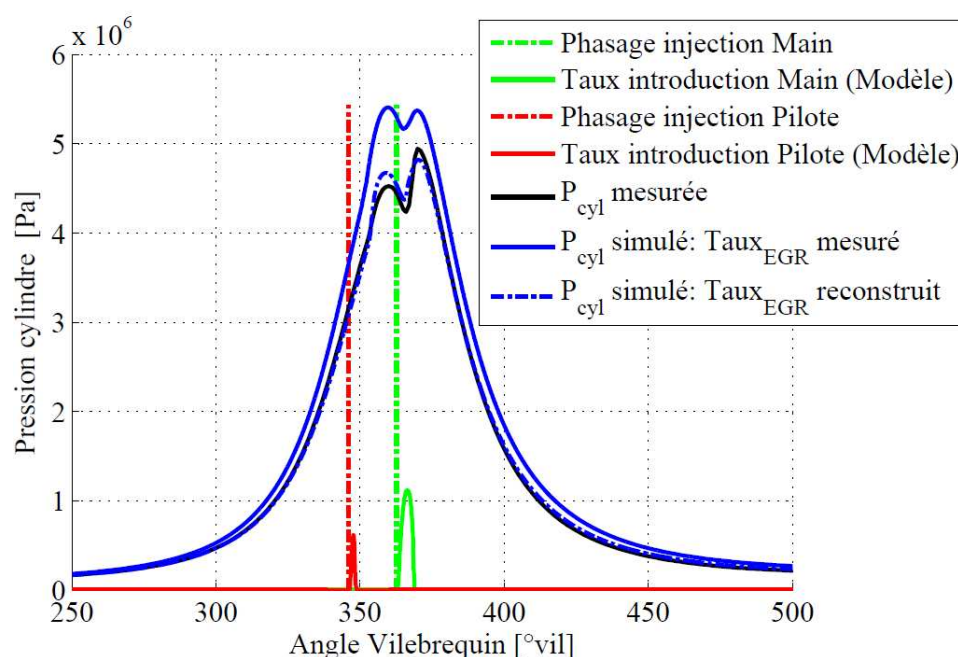


Figure 4-20 : Pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour des résultats de simulation avec le taux d'EGR mesuré de 59% (courbe bleu pleine) et avec le taux d'EGR reconstruit de 38% (courbe bleu pointillé). La température parois utilisée dans le modèle thermodynamique à été fixée égale à $T_{\text{parois}} = 450\text{K}$ dans les deux cas. Résultats donnés pour un essai à 2 bars de PME, 1250 tr/min, avec deux injections une Pilote de 1,15mgc à -14°vil aPMH et une injection Main de 6,1mgc à $2,7^\circ\text{vil}$ aPMH.

Dans notre cas et pour la présente étude les valeurs de taux d'EGR « reconstruites » sont choisies pour les simulations des points avec EGR. La Figure 4-20 donne un exemple de résultat de simulation avec l'EGR mesuré (Bleu plein) et l'EGR reconstruit (Bleu pointillé). Dans les deux cas la température parois simulée à été fixée à 450K, et dans le cas avec l'EGR reconstruit il peut être remarqué que la phase de compression est très bien représentée.

Lorsque le rendement volumétrique est vérifié et corrigé, la confiance en la majorité des grandeurs initiales nécessaires à la simulation va être bonne. Une correction sera cependant effectuée sur la masse totale de carburant injectée. Nous disposons d'une mesure de débit carburant pour chaque essai et la comparaison entre la consigne d'injection et la masse totale injectée permet d'estimer une erreur liée à l'injecteur. Une fois cette erreur quantifiée elle est équitablement répartie entre les injections afin d'obtenir la bonne masse injectée en simulation. Pour finir le calcul de la masse totale enfermée dans le cylindre va maintenant être exposé.

Estimation de la masse totale de gaz initiale

A la fermeture des soupapes d'admission le mélange gazeux présent dans la chambre de combustion est composé de gaz frais et de gaz brûlés. Ces deux espèces proviennent soit de la masse d'air admise soit de l'EGR admis, soit de l'IGR (EGR interne). Les différentes masses de gaz frais et gaz brûlés provenant des trois sources citées précédemment s'exprime en fonction du taux d'EGR, du taux d'IGR ainsi que de la richesse mesurée à l'échappement. En considérant la mesure de richesse exacte, une bonne estimation du taux d'EGR ainsi que du taux d'IGR sera donc primordiale pour l'estimation de la masse totale initiale. Comme exposé dans le paragraphe précédent une erreur sur le taux d'EGR entraînera une très mauvaise estimation de la masse totale nécessaire à l'initialisation de la simulation.

Les masses de gaz brûlés et de gaz frais dans l'EGR seront données par :

$$m_{EGR,gb} = m_{air} \cdot \left(\frac{\tau_{EGR}}{1 - \tau_{EGR}} \right) \cdot \frac{1,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}}{1 + 0,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}} \quad \text{Eq. 4.61}$$

$$m_{EGR,gf} = m_{air} \cdot \left(\frac{\tau_{EGR}}{1 - \tau_{EGR}} \right) \cdot \frac{1 - \tilde{R}_{mes}}{1 + 0,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}} \quad \text{Eq. 4.62}$$

Avec,

- τ_{EGR} , le taux d'EGR en [%],

- m_{air} , la masse d'air admise [g],
- $\tilde{R}_{mes}$, la richesse moyenne de l'essai mesurée à l'échappement [-].

De la même manière les masses de gaz brûlés et de gaz frais dans l'IGR seront données par :

$$m_{IGR,gb} = m_{air} \cdot \left(\frac{1}{1 - \tau_{EGR}} \right) \cdot \left(\frac{\tau_{IGR}}{1 - \tau_{IGR}} \right) \cdot \frac{1,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}}{1 + 0,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}} \quad \text{Eq. 4.63}$$

$$m_{IGR,gf} = m_{air} \cdot \left(\frac{1}{1 - \tau_{EGR}} \right) \cdot \left(\frac{\tau_{IGR}}{1 - \tau_{IGR}} \right) \cdot \frac{1 - \tilde{R}_{mes}}{1 + 0,0688 \cdot \tilde{R}_{mes}} \quad \text{Eq. 4.64}$$

La masse de gaz frais totale est donc prise égale à :

$$m_{gf} = m_{air} + m_{EGR,gf} + m_{IGR,gf} \quad \text{Eq. 4.65}$$

De la même manière, la masse de gaz brûlés totale est égale à :

$$m_{gb} = m_{EGR,gb} + m_{IGR,gb} \quad \text{Eq. 4.66}$$

Et donc la masse totale enfermée dans la chambre de combustion à la fermeture soupapes est égale à :

$$m_{tot} = m_{gf} + m_{gb} \quad \text{Eq. 4.67}$$

Au vue de ces différentes équations ont se rend compte que la bonne estimation du taux d'IGR est nécessaire à l'obtention d'une masse totale enfermée correcte. Seulement cette grandeur n'est pas mesurée et est dépendante de nombreux phénomènes comme le back-flow ou encore le balayage. Le back-flow est un phénomène qui induit un débit négatif aux soupapes, c'est-à-dire que les gaz contenus dans la chambre remontent dans la tubulure d'admission au moment de l'ouverture des soupapes. Le balayage consiste à chasser le maximum de gaz brûlé de la chambre à l'aide d'un croisement de soupape. Dans ce cas il est possible de retrouver des gaz provenant du collecteur d'admission dans les tubulures d'échappement. Dans notre cas le modèle n'inclus pas les transvasements aux soupapes et les calculs sont réalisés soupapes fermée, donc le taux d'IGR est considéré connu. D'après les travaux de [22] il peut être montré qu'une valeur constante de 4% pour tous les essais permet de correctement prendre en compte l'IGR dans le cas d'un moteur Diesel.

Estimation du dégagement d'énergie apparent ainsi que des grandeurs thermodynamiques initiales

A l'aide des paragraphes précédent nous avons obtenus une bonne estimation de :

- La pression cylindre qui est prise, dans notre cas, égale à la pression moyennée sur les quatre cylindres,
- La masse totale enfermée dans le cylindre au moment de la fermeture des soupapes d'admissions,
- La composition qui est estimée à l'aide du taux d'EGR, du taux d'IGR ainsi que de la richesse.

Avec ces différentes grandeurs il est donc possible de calculer la température moyenne initiale. Cette température moyenne est obtenue simplement à l'aide de l'équation d'état des gaz parfaits :

$$T_{cyl,init} = \frac{P_{cyl,init} \cdot V_{cyl,RFA}}{m_{tot} \cdot r_{mel}} \quad \text{Eq. 4.68}$$

La validité de cette formule s'arrête une fois qu'une injection détectée. En effet l'injection ainsi que la combustion qui suivra vont impacter la composition du mélange et donc la valeur de la constante des gaz parfait du mélange.

Dans la présente étude un modèle deux zones gaz frais / gaz brûlés est utilisé et dans ce cas l'hypothèse est faite que la température initiale de chacune des zones est égale à la température cylindre initiale.

Les différents résultats de simulation présentés dans le chapitre 2.3 sont comparés :

- soit en pression cylindre, dans ce cas la pression cylindre simulée est directement comparée avec la pression cylindre mesurée,
- soit en dégagement d'énergie apparent. Celui-ci est utilisé dans notre cas pour identifier et calibrer les sous modèles de combustion (prémélange/diffusion).

Cette dernière grandeur est à expliciter. En effet dans l'optique d'être cohérent le calcul du

dégagement d'énergie apparent est réalisé uniquement à l'aide de la pression cylindre et de sa dérivé aussi bien dans le cas expérimental et numérique (Eq. 4.69). De plus afin de comparer deux grandeurs équivalentes les mêmes hypothèses ont été faites pour le calcul de chacune d'entre elles.

$$dQ_{cyl} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P_{cyl} \cdot dV_{cyl} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V_{cyl} \cdot dP_{cyl} \quad \text{Eq. 4.69}$$

Avec,

- γ , le rapport de la chaleur spécifique à pression constante sur la chaleur spécifique à volume constant du mélange de gaz considéré.
- P_{cyl} et dP_{cyl} , la pression cylindre et sa dérivé par rapport à l'angle vilebrequin.
- V_{cyl} et dV_{cyl} , le volume cylindre et sa dérivé par rapport à l'angle vilebrequin donnés par les équations Eq. 4.55 et Eq. 4.56.

L'hypothèse qui est faite pour ce calcul porte sur la valeur de γ , en effet dans la présente étude il a été choisit de garder la valeur de γ constante et égale à 1,4 tout au long du cycle. Nous avons retenus cette hypothèse car l'évolution de cette grandeur dans le cas expérimental n'est pas connue. Elle nécessiterait de connaître l'évolution de la composition dans la chambre ainsi que de la température. L'hypothèse $\gamma=1,4$ aussi bien pour le calcul du dégagement d'énergie apparent simulé, qu'expérimental permet de les comparer.

Résultats de Calcul 3D : FIRE

La modélisation multi dimensionnelle va servir de support dans cette étude. En effet certain sous modèles ne peuvent être identifiés et calibrés uniquement à l'aide de traces de pression cylindre expérimentale. L'utilisation des résultats fournis par les calculs 3D vont permettre de vérifier les bons ordres de grandeur des temps caractéristiques de vaporisation et de micro-mélange, donnés respectivement par les sous modèles de vaporisation et de turbulence. Etant donné que la modélisation 3D permet de résoudre les équations de

transport dans chaque cellule, on obtient une représentation plus fidèle de la réalité que ce que l'on peut obtenir à l'aide d'équations empirique non calibrées. Les calculs sont effectués sur le moteur 1,5L Diesel Renault car la base de données des essais est de très bonne qualité et l'on a accès aux différentes descriptions géométrique du cylindre. Pour cette étude l'on dispose des plans du piston et de la culasse (Figure 4-21) car il est nécessaire de connaître la géométrie de la chambre de combustion.

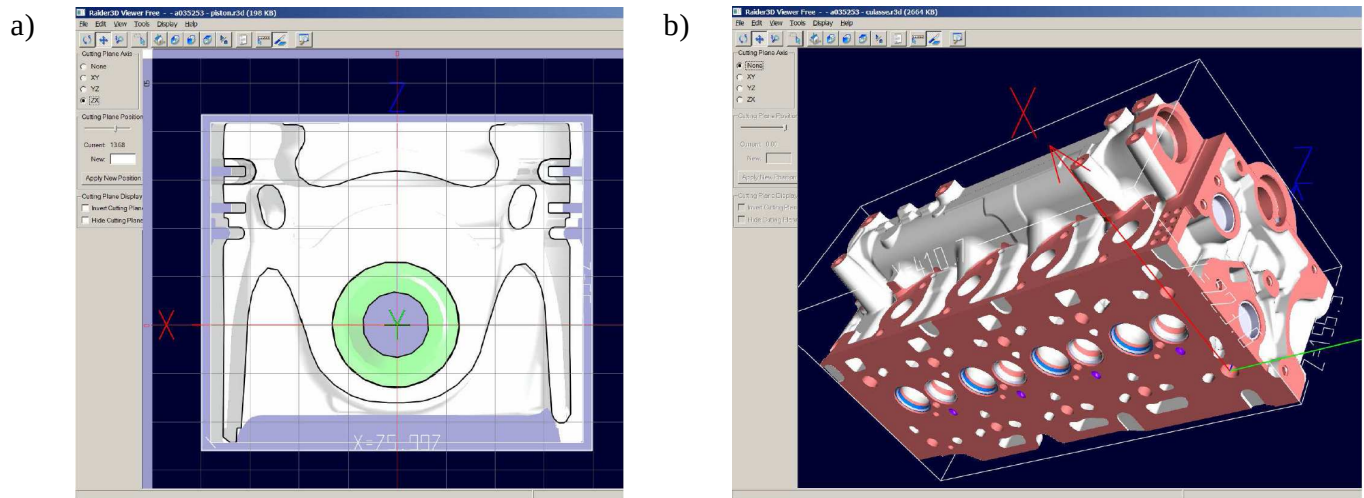


Figure 4-21 : Géométrie du Piston a) et de la culasse b) nécessaire au calcul 3D sous FIRE.

A l'aide de ces données, on remarque que la culasse est plate, c'est une bonne chose car en réalisant le maillage sous ESEDiesel, on impose d'avoir une surface plane au dessus du piston. Toutefois on introduit un volume supplémentaire pour obtenir le bon rapport volumétrique car, bien que l'on tienne compte de la hauteur de la zone de Squish, les crevasses des soupapes et des segments ne sont pas modélisées. Ce volume ne doit pas être trop important car il est situé à la périphérie du piston donc il s'agit d'une zone où le mélange ne brûlera pas. Les points de fonctionnement simulés sont répertoriés dans la Table 4-4 .

Régime [tr/min]	PME [bars]	EGR [%]	Stratégie d'injection	Richesse globale
1250	2	38,1	Pilote + Main	0,4705
1500	6	26	Pilote + Main + After	0,7191
1500	16	1,4	Pilote + Main	0,8439
1750	6	25,17	Pilote + Main + After	0,7961

Table 4-4 : Essais caractéristiques du moteur Diesel 1,5L Renault utilisés pour les calculs 3D FIRE.

La pertinence des résultats 3D va être estimée à l'aide de la comparaison des pressions cylindres mesurées et simulées. En effet cette première phase de validation nous permettra d'avoir une confiance relative pour la valeur de grandeurs simulées par les sous modèles.

Comme le montrent les différentes Figure 4-22 la valeur de la pression cylindre donnée par la simulation 3D sous FIRE est relativement correcte si l'on considère qu'aucune phase d'identification ni de calibration n'a été effectuée. Seule des données géométriques ont été renseignées. De plus les écarts de pression cylindre peuvent provenir de la modélisation du taux d'introduction du carburant, en effet dans le cas de la simulation 3D les taux d'introduction sont simulés à l'aide d'un modèle mathématique qui donne une forme trapézoïdale.

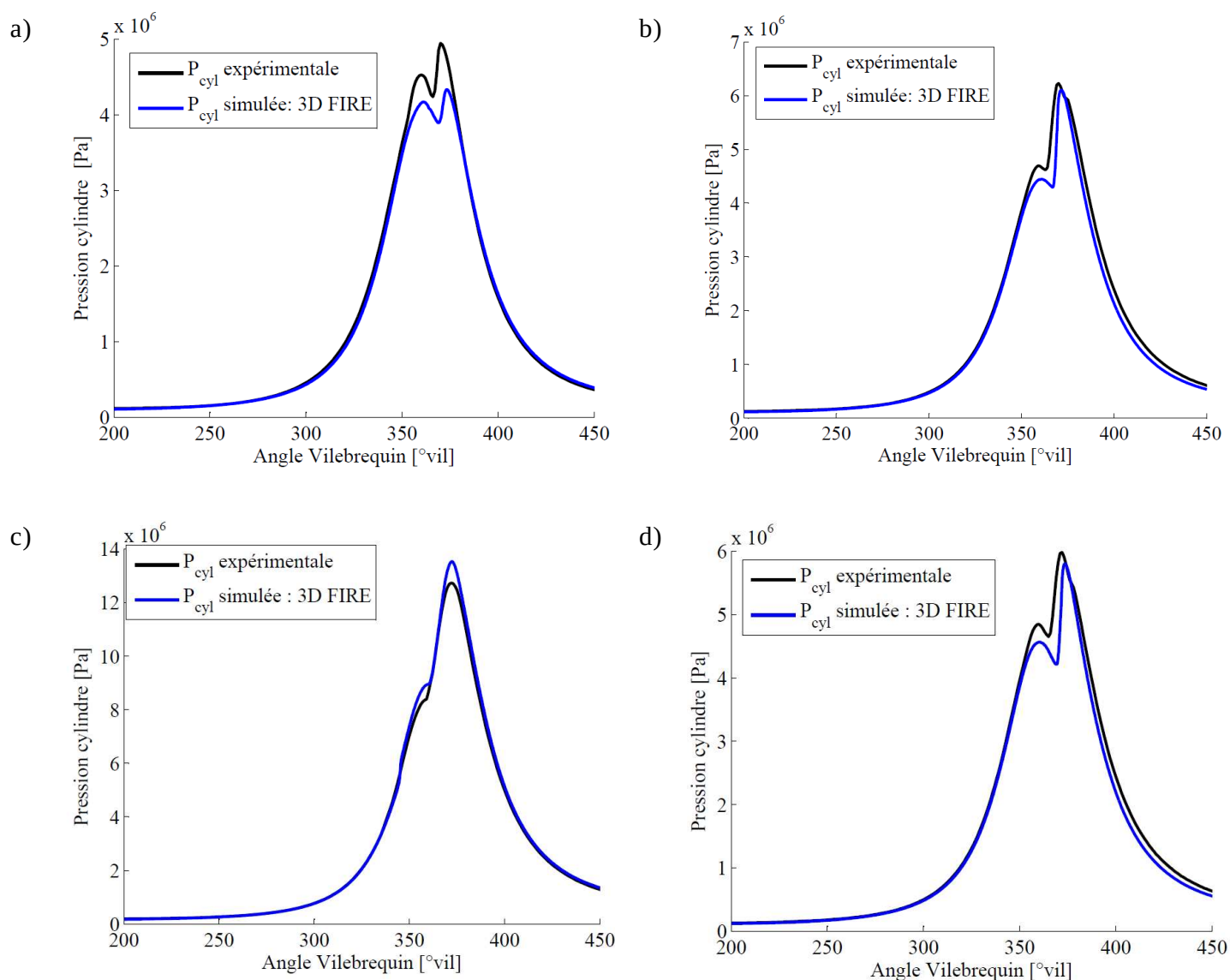


Figure 4-22 : Pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour les résultats de simulation 3D FIRE (bleu) et mesurée (noirs). a) Essai à 1250tr/min et 2bars de PME, b) Essai à 1500tr/min et 6bars de PME, c) Essai à 150tr/min et 2bars de PME, d) Essai à 1250tr/min et 2bars de PME

Annexe 6. Introduction à la modélisation 0D de la turbulence

La turbulence est un régime d'écoulement local et aléatoire, pourtant il est absolument nécessaire de connaître les caractéristiques de ce phénomène pour espérer avoir un modèle de combustion prédictif. Ce phénomène étant dépendant de variables spatiales le problème de la modélisation en 0D va être de trouver des équations générales de continuités permettant de s'affranchir de ces variables spatiales.

Afin de définir correctement un temps caractéristique de mélange décrit dans le paragraphe 2.2.6, les équations qui suivent s'appuient sur le travail réalisé par Mauviot [72]. Ce dernier propose de définir un filtre spatial associé à la modélisation 0D. Soit u un champ de vitesse, le filtre $\langle \rangle_{V_{scale}}$ sera défini par :

$$\langle u \rangle_{V_{filtre}} = \frac{1}{V_{filtre}} \cdot \int_{V_{filtre}} u \cdot dV \quad \text{Eq. 4.70}$$

Avec, V_{filtre} le volume caractéristique qui détermine l'échelle ou la taille du filtre considéré.

On peut donc définir u' un mouvement fluctuant tel que :

$$u = \langle u \rangle_{V_{filtre}} + u' \quad \text{Eq. 4.71}$$

En élevant au carré l'équation (Eq. 4.71) et en utilisant le filtre défini par (Eq. 4.70), il est possible d'écrire :

$$\frac{\langle u^2 \rangle_{V_{filtre}}}{2} = \frac{\langle u \rangle_{V_{filtre}}^2}{2} + \frac{\langle u'^2 \rangle_{V_{filtre}}}{2} \quad \text{Eq. 4.72}$$

Avec,

- $\frac{\langle u^2 \rangle_{V_{filtre}}}{2}$, la densité d'énergie cinétique totale,
- $\frac{\langle u \rangle_{V_{filtre}}^2}{2}$, la densité d'énergie cinétique associée au mouvement moyen,
- $\frac{\langle u'^2 \rangle_{V_{filtre}}}{2}$, la densité d'énergie cinétique associée au mouvement fluctuant.

Il suffit maintenant de choisir une échelle de filtre liée aux grandeurs de la turbulence, telle que l'échelle de Kolmogorov ou l'échelle intégrale, dans un volume de contrôle dans lequel seront résolues les différentes équations. Dans ce volume de contrôle et en appliquant le filtre lié à la turbulence V_{turb} il est possible de noter la densité d'énergie cinétique turbulente k :

$$k = \frac{\langle u'^2 \rangle_{V_{turb}}}{2} \quad \text{Eq. 4.73}$$

Il sera généralement associé à cette densité d'énergie un taux de dissipation noté τ_{turb} , ainsi qu'un temps caractéristique τ_{turb} tel que :

$$\tau_{turb} = \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 4.74}$$

De la même manière il est possible de définir la densité d'énergie cinétique associée au mouvement moyen dans le volume de contrôle K par:

$$K = \frac{\langle u \rangle_{V_{filtre}}^2}{2} \quad \text{Eq. 4.75}$$

Le paragraphe 2.2.6 de cette étude est dédié à la mise en place des équations dans les différents volumes de contrôle. Dans le cas d'une modélisation 0D l'échelle associée au filtre sera une échelle macroscopique liée au volume de contrôle qui sera choisit égal soit aux volumes des sprays, soit au volume occupé par les gaz ambiants.

Annexe 7. Calcul du volume de croisement entre deux sprays impactés par le Swirl

Cette annexe permet de développer les équations utilisées dans le paragraphe 2.2.10.2.2 relatif à l'approche géométrique pour la prise en compte de l'impact de la multi injection. L'idée de cette approche est de déterminer un volume de croisement entre deux cônes solides soumis à une vitesse de rotation induite par le Swirl.

Dans ce cas, il a été fait le choix d'assimiler le volume de croisement entre deux cônes de géométrie différente à un cône de base non cylindrique comme le montre la Figure 4-23 a) ci-dessous :

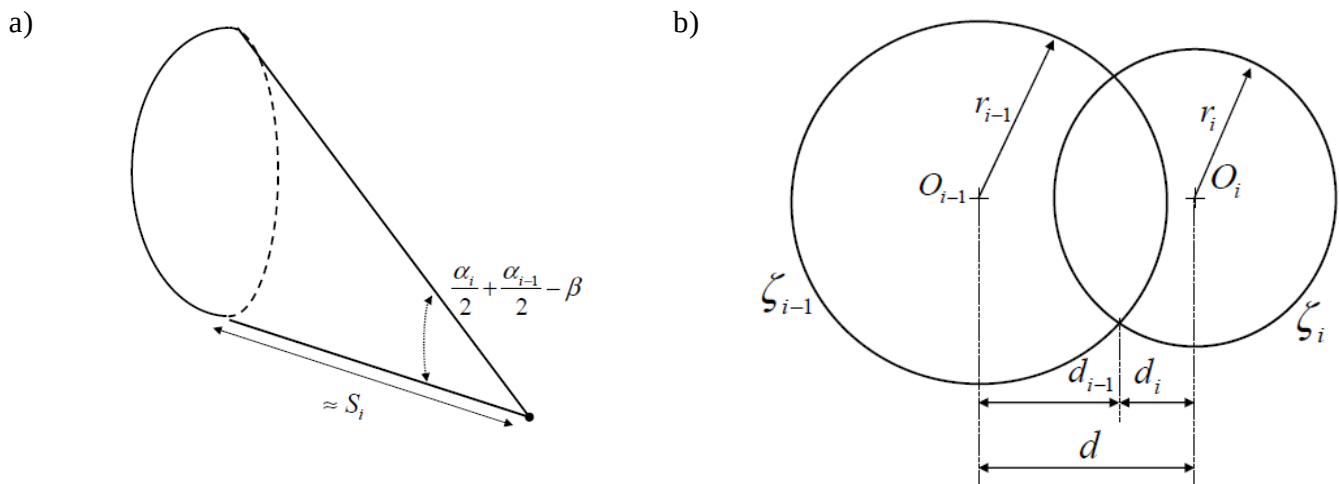


Figure 4-23 : a) Volume de croisement entre deux cônes de dimension différentes, b) Surface de croisement entre deux disques de rayon différents.

Cette hypothèse revient à ne pas calculer un petit volume au niveau de la base. Ce petit volume correspond au fait qu'en réalité le volume de croisement n'est pas un cône. A noter que plus la déviation est grande c'est-à-dire plus le volume de croisement est petit, plus cette hypothèse est fautive. Cependant dans le cas où la déviation est nulle le volume de croisement est bien un cône car l'on se retrouve dans le cas de jets superposés. Pour connaître le volume de croisement nous allons devoir estimer la valeur de l'aire de la base du cône. Pour estimer cette aire on pose la nouvelle hypothèse : cette base est définie par

l'aire de croisement entre deux disques tel que décrit sur la Figure 4-23 b).

Donc soit deux cercles ζ_{i-1} et ζ_i de rayon r_{i-1} et r_i centrés respectivement en $O_{i-1}(0,0)$ et $O_i(d,0)$, leur équation respective écrite dans un repère centré en $O_{i-1}(0,0)$ sera :

$$\zeta_{i-1} : x^2 + y^2 = r_{i-1}^2 \quad \text{Eq. 4.76}$$

$$\zeta_i : (x-d)^2 + y^2 = r_i^2 \quad \text{Eq. 4.77}$$

Avec (Eq. 4.76) et (Eq. 4.77) on obtient :

$$(x-d)^2 + (r_{i-1} - x)^2 = r_i^2 \quad \text{Eq. 4.78}$$

D'ou,

$$x = \frac{d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2}{2d} \quad \text{Eq. 4.79}$$

Donc avec (Eq. 4.76) on en déduit la valeur de :

$$y^2 = r_{i-1}^2 - x^2 = \frac{4d^2 r_{i-1}^2 - (d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2)^2}{4d^2} \quad \text{Eq. 4.80}$$

On peut donc en déduire la distance entre les deux points d'intersection des deux cercles :

$$2y = \frac{1}{d} \sqrt{4d^2 r_{i-1}^2 - (d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2)^2} \quad \text{Eq. 4.81}$$

Pour déterminer l'aire de chaque moitié asymétrique de l'intersection, on utilise la formule pour le segment circulaire de rayon R' et de hauteur pour la partie triangulaire d' (Figure 4-24).

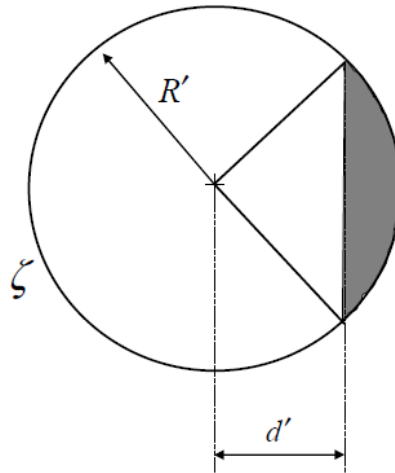


Figure 4-24 : Segment circulaire de rayon R' et de hauteur d'

$$A(R', d') = R'^2 \arccos\left(\frac{d'}{R'}\right) - d' \sqrt{R'^2 - d'^2} \quad \text{Eq. 4.82}$$

Donc dans notre cas on aura :

$$\zeta_{i-1} : \begin{cases} R' = r_{i-1} \\ d' = d_{i-1} = \frac{d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2}{2d} \end{cases} \quad \text{Eq. 4.83}$$

$$\zeta_i : \begin{cases} R' = r_i \\ d' = d_i = \frac{d^2 + r_i^2 - r_{i-1}^2}{2d} \end{cases} \quad \text{Eq. 4.84}$$

Alors l'aire du croisement entre les deux disques sera la somme des deux portions calculées avec la formule précédente (Eq. 4.82) :

$$A = A_{i-1}(r_{i-1}, d_{i-1}) + A_i(r_i, d_i) \quad \text{Eq. 4.85}$$

$$A = r_{i-1}^2 \arccos\left(\frac{d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2}{2dr_{i-1}}\right) + r_i^2 \arccos\left(\frac{d^2 + r_i^2 - r_{i-1}^2}{2dr_i}\right) - \frac{1}{2} \sqrt{4d^2 r_{i-1}^2 - (d^2 - r_i^2 + r_{i-1}^2)^2} \quad \text{Eq. 4.86}$$

Avec :

$$\blacksquare \quad r_i = S_i \tan(\alpha_i),$$

- $r_{i-1} = S_i \tan(\alpha_{i-1}),$
- $d = S_i \tan(\beta)$

Le volume de croisement s'écrit alors :

$$V_{\text{croisement}} = \frac{1}{3} AS_i \quad \text{Eq. 4.87}$$

C'est cette dernière formule (Eq. 4.87) ainsi que l'équation (Eq. 4.86) qui sera utilisés dans le paragraphe 2.2.10.2.2.

Nicolas BORDET

Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel : du Mode Conventionnel au Mode Homogène

Résumé :

Cette thèse porte sur la modélisation 0D/1D de la combustion Diesel dans les moteurs récents. L'objectif est d'augmenter la précision des modèles tout en limitant les temps de calcul associés afin d'utiliser la simulation comme un outil dédié à la mise au point.

Dans une première partie, le développement d'un modèle 0D orienté simulation système est présenté. La prise en compte de l'ensemble des phénomènes physico-chimiques se déroulant dans la chambre de combustion confère au modèle un niveau de prédictivité conséquent. Un nouveau modèle de combustion de prémélange est proposé, permettant une modélisation détaillée des combustions fortement diluées et des combustions relatives aux injections précoces. Une approche innovante permettant de quantifier les interactions entre les jets pour la multi injection est également proposée. Après calibration sur un nombre restreint d'essais moteur, les résultats du modèle global sont comparés à des mesures expérimentales pour toute la plage de fonctionnement du moteur.

La seconde partie de ce travail porte sur la modélisation 1D de la combustion Diesel. Un modèle de jet Diesel est d'abord développé et validé sur des mesures expérimentales. Ce modèle est ensuite étendu à des conditions réactionnelles à l'aide d'un couplage avec un modèle de combustion. Ce dernier s'appuie sur une tabulation des mécanismes de cinétique chimique, ainsi que sur une approche Eddy Break-Up permettant de modéliser le taux de réaction lié au micro mélange. Ce modèle est ensuite intégré à un modèle de chambre de combustion et une première validation du modèle sur des essais moteur réels est entreprise.

Mots clés : Moteur Diesel, Combustion, Modélisation 0D/1D, Fonction à densité de probabilité.

0D/1D Modeling of Diesel Combustion: from Conventional to Homogeneous Combustion

Abstract:

The present thesis focuses on the 0D/1D Diesel combustion modeling of recent engines. The goal is to improve models accuracy while minimizing computation times in order to use simulation as a tool for engine pre-mapping.

In the first part, a 0D model designed as a system simulation-oriented tool is proposed. The main contribution of this study is the modeling of the premixed part of the Diesel combustion. This model allows a detailed modeling of highly diluted combustion and combustion related to early injections. A new approach to quantify interactions between each spray in the case of multi injection strategies is also proposed. After calibration using a very small number of engine tests, results for the global combustion chamber model are compared with experimental measurements for the overall engine operating conditions.

The second part of this work deals with the 1D Diesel combustion modeling. A Diesel spray model is at first developed and validated on experimental measurements. This model is then extended to reaction conditions using the coupling with a combustion model. The combustion model makes use of tabulated local reaction rates of fuel and is based on the Eddy Break-Up approach to describe the reaction rate related to the turbulent mixing process. The next step is the integration of the burning spray model into a Diesel engine combustion chamber model. A first validation using experimental results for a recent Diesel engine is done.

Keywords : Diesel Engine, Combustion, 0D/1D Modeling, Probability density function.



**Laboratoire PRISME – Université
d'Orléans
8, rue Leonard de Vinci
45072 Orléans Cedex 2
FRANCE**

