

République Algérienne Démocratique et populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Centre universitaire 08 Mai 45 de Guelma
Institut de Mécanique

THESE

En vue de l'obtention du diplôme de
Magister en Mécanique

**MODELISATION DE LA FLAMME TURBULENTE
DANS UN MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE
ALIMENTE EN GAZ NATUREL**

Option : Construction Mécanique

Présentée par :

BOULAHROUZ SALIM

Soutenue le :

Devant le jury :

Président	: A. BOULFALFEL	Prof.	C. U. Guelma
Rapporteur	: F. HAROUADI	Docteur	C. U. Guelma
Examineurs	: Z. NEMOUCHI	M. C.	U. Constantine
	A. BOUNIF	M. C.	(U. S. T. O)
	A. HADDAD	M. C.	C. U. Guelma
	M. LAHMAR	Docteur	C. U. Guelma

REMERCIEMENTS

TH : 135

Ce travail a été effectué au sein du centre de calcul de l'institut de Mécanique du centre universitaire de Guelma.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements et ma profonde reconnaissance au rapporteur de cette thèse de Magister Dr F. HAROUADI, pour les conseils précieux qu'il m'a prodigués, pour sa disponibilité et sa patience tout au long de la réalisation de cette thèse, et surtout pour son soutien permanent et ses observations qui m'ont été très utiles.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude au professeur A. BOULFALFEL de bien vouloir accepter de présider le jury de cette thèse.

Je désire exprimer à monsieur Z. NEMOUCHI, ma profonde reconnaissance d'avoir bien voulu accepter d'examiner ce travail et de faire partie du jury.

Je tiens à exprimer mes remerciements et ma profonde reconnaissance à monsieur A. BOUNIF, de bien vouloir honorer par sa présence le jury de cette thèse, et d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Je remercie vivement monsieur A. HADDAD, pour les échanges réguliers que nous avons eus, pour ses remarques qui m'ont été très utiles, et pour bien vouloir accepter de faire partie du jury.

J'adresse mes vifs remerciements à monsieur M. LAHMAR, pour l'intérêt que porte à mon travail en acceptant d'être un de mes examinateurs.

NOMENCLATURE

1. NOTATIONS ROMAINES

C	Course du piston	[m]
Cp	Chaleur massique à pression constante	[J/kg.°K]
c	Constante de correction de la combustion	
D	Diamètre du cylindre	[m]
Dsa	Diamètre de la soupape d'admission	[m]
Dair	Débit d'air	[m ³]
Dgaz	Débit du gaz naturel	[m ³ /h]
Ei	Echelle intégrale de la turbulence	[m]
Ei0	Echelle intégrale à l'admission	[m]
Ec	Energie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
fb	Fraction des gaz brûlés	
fbc	Fraction des gaz brûlés corrigée	
Mfa	Masse des gaz à la fermeture de la soupape d'admission	[Kg]
Mair	Masse molaire de l'air	[Kg/mole]
Mgaz	Masse molaire du gaz	[Kg/mole]
Mm	Masse molaire du mélange	[Kg/mole]
MF	Masse des gaz frais	[Kg]
MB	Masse des gaz brûlés	[Kg]
Nc	Nombre de cycles par heure	
nc	Nombre de cylindres	
P	Pression instantanée dans le cylindre	[bars]
Padm	Pression à l'admission	[bars]
Pc	Pression corrigée	[bars]
R	Constante universelle des gaz parfaits (R = 8.314 J/mol.°K)	
Rich	Richesse du mélange	

R_{film}	Rayon de la flamme	[m]
T	Température locale des gaz	[°K]
T_F	Température des gaz frais	[°K]
T_B	Température des gaz brûlés	[°K]
t	Temps	[s]
t_{oc}	Temps de combustion	[s]
V	Volume totale des gaz dans le cylindre	[m ³]
V_F	Volume des gaz frais	[m ³]
V_B	Volume des gaz brûlés	[m ³]
V_{film}	Volume de la flamme	[m ³]
V_{ffilm}	Volume du front de flamme	[m ³]

2. NOTATIONS GRECQUES

ρ_{air}	Masse volumique de l'air	[Kg/m ³]
ρ_{gaz}	Masse volumique du gaz naturel	[Kg/m ³]
ρ_m	Masse volumique du mélange	[Kg/m ³]
ρ_F	Masse volumique des gaz frais	[Kg/m ³]
ρ_B	Masse volumique des gaz brûlés	[Kg/m ³]
θ	Angle vilebrequin	
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	[Kg/m.s]
μ_{gaz}	Viscosité dynamique du mélange gazeux	[Kg/m.s]
ν_{gaz}	Viscosité cinématique du mélange gazeux	[m ² /s]
λ	Coefficient de conductibilité thermique	[W/m.°K]

SOMMAIRE

	Page
Avant-propos	1
Introduction	2
Chapitre 1 Généralités sur les gaz naturels	6
1.1 Historique	6
1.2 Les combustibles gazeux	7
1.2 Les gaz naturels	7
1.3 Caractéristiques du gaz naturel	8
- Température d'inflammation	8
- Limites d'inflammabilité	9
- Pouvoir calorifique	9
- Indice de méthane	10
- Masse volumique	11
- Température théorique de combustion	12
1.4 Avantages du gaz naturel	13
1.5 Les moteurs à gaz naturel	16
1.5.1 Types de moteurs à gaz naturel	17
1.5.1.1 Moteur à essence transformé en moteur à gaz naturel	17
1.5.1.2 Moteur Diesel transformé en moteur à gaz naturel	18
1.5.1.3 Moteur Diesel mixte à gaz naturel	19
Chapitre 2 Notions de combustion	20
2.1 Généralités	20
2.2 Propagation de la combustion	20
2.2.1 Caractère de la détonation	21
2.2.2 Caractère de la déflagration	21
2.3 Classification des flammes	22
2.3.1 Régime de la combustion turbulente	22
2.3.2 Zone des flammes laminaires	22

2.3.3	Zone des flammes turbulentes	22
2.3.4	Zone des réactions distribuées	23
2.4	Flammes en phase gazeuse	24
Chapitre 3	Modélisation thermodynamique de la combustion	26
3.1	Généralités	26
3.2	Description du dispositif expérimentale	27
3.2.1	Système de mesure et d'acquisition des données	27
3.3	Données initiales du modèle à deux zones de combustion	28
3.4	Principe du modèle à deux zones	29
Chapitre 4	Analyse aérodynamique de la combustion	41
4.1	Généralités	41
4.2	Calcul des vitesses de la flamme	42
4.2.1	Calcul de la vitesse laminaire de propagation du front flamme	42
-	Equations générales d'un écoulement réactif compressible et plan	43
-	Equations des flammes planes isobares stationnaires	43
-	Calcul des propriétés de transport	45
4.2.2	Calcul de la vitesse turbulente de propagation de la flamme	57
4.2.2.1	Calcul de la masse enfermée dans le cylindre	
-	Calcul de la masse des gaz enfermée	57
-	Calcul de la masse des gaz recyclée	58
4.3	Calcul des propriétés géométriques de la flamme	58
4.3.1	Surface de la flamme	58
4.3.2	Rayon des gaz brûlés	59
4.3.3	Epaisseur du front de flamme	59
4.3.4	Rayon de la flamme	59
4.3.5	Volume de la flamme	59
4.4	Détermination des caractéristiques de la turbulence	66
4.4.1	Calcul de l'échelle intégrale	66
4.4.2	Calcul de l'intensité de la turbulence	66

4.5	Identification des régimes de la combustion	68
4.5.1	Diagramme de Borghi	69
4.6	Etude phénoménologique	71
Chapitre 5	Correction de la combustion des mélanges pauvres	83
5.1	Principe de la correction	83
	- Choix du nombre de Damköhler	83
	- Détermination de l'intensité de la turbulence	83
5.2	Correction de la pression	84
5.3	Correction de la fraction brûlée	90
5.4	Correction de la vitesse de combustion	90
Chapitre 6	Interprétation et validation des résultats	97
6.1	Interprétation des résultats	97
6.1.1	Vitesse de propagation de la flamme	97
6.1.2	Le mécanisme de croissance de la flamme	99
6.1.3	La turbulence dans la chambre de combustion	100
6.1.4	Les régimes de combustion	101
6.2	Validation des résultats	103
6.2.1	Initiation de la combustion	103
6.2.2	Croissance de la flamme	105
6.2.3	Régimes de la combustion	107
	Conclusion générale	109
	Bibliographie	111
	Résumé	

AVANT-PROPOS

Les récents progrès dans le domaine de la modélisation multidimensionnelle des chambres de combustion permettent l'insertion de sous modèles physiques réalistes, en particulier pour ce qui concerne la combustion. Pour choisir ou construire ces sous-modèles, il est nécessaire de connaître la structure des zones de combustion ainsi que les mécanismes de propagation des flammes dans les moteurs.

Cette étude apporte une contribution basée sur l'expérimentation, pour comprendre les phénomènes qui régissent le processus de combustion, dans les conditions de fonctionnement d'un moteur à allumage commandé et alimenté en gaz naturel.

C'est dans le cadre de ce plan que s'inscrivent les travaux présentés dans ce projet de magister.

INTRODUCTION GENERALE

Les deux dernières décennies furent témoins d'un développement sans précédent dans l'utilisation du gaz naturel comme carburant pour véhicules, surtout pour des raisons diverses liées au souci naissant d'économiser l'énergie, et la préoccupation croissante des risques de pollution qui accompagne toutes les activités industrielles.

Le choix du gaz naturel est justifié par le fait que sa combustion ne produit ni dioxyde de soufre, ni poussières, il permet en outre de réduire l'émission du gaz carbonique de 25% de moins en comparaison avec un moteur Diesel du même rendement thermique.

Des études théoriques et expérimentales ont montrés que l'utilisation des mélanges pauvres en gaz naturel, permette d'améliorer le niveau d'émission des polluants, d'augmenter le rendement thermique et de réduire les charges thermiques subit par les organes du moteur. On doit noter que le problème majeur de l'utilisation des mélanges pauvres comme carburants réside dans la détérioration de la stabilité de combustion, ainsi que l'émission des hydrocarbures imbrûlés.

L'objectif de ce travail est de contribuer à l'étude de modélisation de la combustion, a partir du signal de pression mesuré dans un moteur à allumage commandé alimenté en gaz naturel. Le but principal est d'identifier les raisons d'instabilité de la combustion des mélanges pauvres, et de proposer des solutions satisfaisantes à ces problèmes.

A ce dessein le modèle thermodynamique retenu est celui à deux zones de combustion, il calcul la fraction brûlée, la vitesse de combustion, et les variables thermodynamiques des gaz.

Basée sur les propriétés de la flamme, et celles de la turbulence, une analyse aérodynamique de la combustion permette d'identifier les différentes structures possibles de la flamme, au cours de l'évolution du processus de combustion.

La formulation inverse du problème concernant la correction de la combustion instable est établie, en fixant dans le diagramme de Borgie une structure de la flamme correspondant à un régime stable de la combustion, et en adoptant un nouveau

dimensionnement de la soupape d'admission. Cette méthode nous permettra de corriger la pression instantanée des gaz dans le cylindre, la fraction brûlée, et la vitesse de combustion.

Le plan de travail adopté à cette étude s'articulera sur les points suivants :

Un avant propos permettra, en effet, de fixer les principes généraux sur lesquels repose cette étude.

Le premier chapitre présente un exposé assez complet sur les gaz naturels, en commençant par un bref historique concernant les moteurs à gaz, puis une définition des caractéristiques principales concernant ces gaz, leurs avantages, et leur domaine d'utilisation.

Le deuxième chapitre présente une brève analyse du processus de combustion, il fait une description des régimes de combustion laminaire et turbulente, avec un rappel sur les flammes en phase gazeuse. Dans ce chapitre on discute un point important en combustion, celui de la propagation des flammes suivant les deux mécanismes différents : la déflagration et la détonation.

La modélisation thermodynamique de la combustion est présentée au chapitre trois, une première partie comporte une description du modèle à deux zones, son principe et ses équations générales, avec précision des simplifications qui lui sont apportées. Dans la deuxième partie on fait une représentation graphique des résultats du modèle, concernant spécialement la fraction brûlée et le taux de combustion.

Le chapitre quatre comporte une analyse aérodynamique de la combustion, Basée sur les résultats du modèle thermodynamique à deux zones, et celles du modèle aérodynamique de Damköhler. Sa première partie est réservée au calcul des vitesses laminaire et turbulente de la flamme, ainsi qu'au calcul des propriétés de transport des gaz durant la phase de combustion. Dans la deuxième partie on calcul l'intensité et les échelles caractéristiques du mouvement des gaz dans le cylindre. Enfin l'utilisation du diagramme de Borghi nous permet de déterminer la structure de la flamme correspondante aux conditions de fonctionnement du moteur.

Le chapitre cinq présente une méthode de correction de la combustion des mélanges pauvres. Basée sur un nouveau dimensionnement de la soupape d'admission, et un ajustage de l'arbre à came. cette méthode nous permet de corriger la pression des gaz dans le cylindre, la fraction brûlée, et le taux de combustion.

L'interprétation des graphes et la validation des résultats de l'analyse de combustion sont présentées au chapitre six.

Enfin une conclusion générale dans laquelle sont présentés les principaux résultats obtenus dans cette étude ainsi que les différentes perspectives possibles.



Chapitre
1



GENERALITES SUR LES GAZ NATURELS

1.1 HISTORIQUE

C'est à Lebon que l'on doit la première idée d'un moteur à explosion à gaz (à deux temps sans compression préalable), brevetée par son inventeur en 1801. La première réalisation industrielle de moteurs à gaz d'éclairage également à deux temps et sans compression préalable est due à Lenoir (1860). Lenoir a d'ailleurs breveté rapidement la substitution d'hydrocarbures liquides au gaz. C'est encore en vue de fonctionner au gaz d'éclairage qu'ont été réalisés les moteurs Otto et Langen à longue à longue détente (1870) et le moteur Otto (1876) fonctionnant suivant le cycle à 4 temps de Beau de Rochas (1862). Les moteurs à gaz prirent un développement considérable à la fin du siècle dernier, à partir du moment où l'on a songé à substituer au gaz d'éclairage le gaz de gazogène et enfin les gaz des hauts fourneaux dès que l'on sût dépoussiérer ces gaz.

Les moteur à gaz, qui avait supplanté dans les petites puissances entre 1890 et 1910 la machine à vapeur, a été à son tour supplanté par le moteur Diesel. Le brevet déposé par Rudolf Diesel en 1893 porte le titre « Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel à supplanter la machine à vapeur et autres machines à feu connus à ce jour ». A l'origine, Diesel prétendait pouvoir alimenter son moteur indifféremment avec un combustible liquide, solide ou gazeux. Mais, en 1901, un brevet américain fut délivré à Diesel pour un moteur à gaz à allumage par injection de carburant. Ce procédé préfigurant l'idée des moteurs mixtes consistait à aspirer un mélange d'air et de gaz, à le comprimer jusqu'à une température inférieure au point d'inflammation et à y injecter, en fin de compression, un carburant dont le point d'allumage était inférieur ou égal à la température du mélange. C'est toutefois le britannique R. Jones, de la National Gaz and Oil Engine Company qui en 1940 réalisa le premier dispositif. Il eut le mérite de montrer, qu'il était possible d'utiliser des mélanges en régime pauvre air-gaz naturel, dans les moteurs à forte compression. Les mélanges pauvres air-gaz ont un pouvoir antidétonant bien supérieur à celui des mélange air-gaz à la richesse usuellement utilisée dans les moteurs à gaz à allumage par étincelle dont le rapport de compression volumétrique à l'époque était au maximum de 9. Dès les premiers essais, il a été constaté qu'il était très avantageux d'introduire dans le mélange air-gaz un faible pourcentage de gaz-oil, ce qui améliorait la régularité de la combustion. Aux Etats-Unis l'injection du gaz, au

cours des premiers essais, s'effectuait même à haute pression. Mais finalement, le système adopté est celui qui consiste à faire la compression sur le mélange air-gaz; l'injection de gaz-oil s'effectue en fin de compression, la température atteinte dans la chambre doit être alors supérieure à la température d'auto-inflammation du gaz-oil.

1.2 LES COMBUSTIBLES

Un combustible industriel est un corps capable de se combiner avec l'oxygène de l'air en produisant une quantité de chaleur suffisante, à une température suffisamment élevée pour que son emploi soit intéressant sur le plan domestique, ou industriel. De plus pour être intéressant, il faut :

- qu'il soit abondant et d'accès facile pour être d'un prix abordable,
- que son allumage ne présente pas de difficultés,
- qu'une fois allumé, il continue à brûler sans apport extérieur de chaleur,
- que sa combustion ne présente pas de danger par la vivacité de la réaction,
- qu'il ne donne pas naissance à des produits de combustion nocifs ou corrosifs.

Les combustibles industriels sont constitués d'un mélange de corps plus au moins complexes dans lesquels dominent :

- Le Carbone
- L'Hydrogène

auxquels s'ajoutent en faibles quantités d'autres éléments :

- Soufre
- Azote
- Oxygène

Le carbone peut se trouver sous forme d'éléments :

- soit libre (charbons),
- soit combiné à l'hydrogène sous forme de carbure d'hydrogène,
- soit combiné à d'autres éléments sous forme d'oxyde de carbone, d'alcool.

Les carbures d'hydrogène, utilisés dans les moteurs thermiques prennent le nom de carburant.

selon leur origine on distingue les combustibles naturels et les combustibles artificiels, les premiers se trouvent dans la nature et sont employés tels quels. Les seconds sont produits à partir des premiers par des procédés physiques, chimiques, ou

appropriés. Selon leur état physique qui a une influence déterminante pour leur utilisation, ils se divisent en combustibles solides, liquides et gazeux

1.3 LES COMBUSTIBLES GAZEUX

Certains d'entre eux comme le gaz de cokerie et le gaz de hauts fourneaux sont utilisés depuis longtemps. Par contre les gaz naturels et les gaz de pétrole liquéfiés sont d'emploi beaucoup plus récent. Les combustibles gazeux rencontrés dans la pratique sont des mélanges de gaz combustibles ou non, ils ne contiennent jamais de carbone libre, celui ci est toujours combiné soit à l'oxygène pour former des hydrocarbures saturés ou non saturés.

Les combustibles gazeux sont composés des gaz suivants :

a) un ou plus généralement plusieurs corps gazeux combustibles :

1. Hydrogène
2. Oxyde de carbone (ou monoxyde de carbone)
3. Des Hydrocarbures saturés
4. Des Hydrocarbures non saturés

b) d'oxygène ou de gaz inertes généralement en faibles quantités.

1.4 LES GAZ NATURELS

1.4.1 Nature et origine des gaz naturels

Les gaz naturels proviennent des gisements naturels souterrains ou sous-marins et, après traitements éventuels, sont transportés sur de grandes distances jusqu'aux régions de distribution et aux points d'utilisation. Les parcours terrestres se font par des canalisations souvent de grand diamètre et sous pression élevée, les gazoducs. Les traversées maritimes sont assurées de préférence par des navires méthaniers qui transportent le gaz naturel liquéfié sous pression atmosphérique à une température voisine de -160°C .

L'exploitation du gaz naturel, à son origine, se développe à partir d'une seule source et le gaz distribué a des caractéristiques constantes et identiques en tout point. Désormais, les provenances sont diverses, en raison de l'interconnexion des réseaux de transport, une même région peut recevoir des gaz d'origines différentes, purs ou en

mélange, les proportions pouvant varier en fonction des conditions d'exploitation. Deux types de gaz naturels sont distribués :

- Ceux dits de type H dont le pouvoir calorifique supérieur est compris entre 10.7 et 12.8 kWh/m³.
- Ceux dits de type B dont le pouvoir calorifique supérieur est compris entre 9.5 et 10.5 kWh/m³.

En pratique, le seul gaz de type B est le gaz de Groningue. Il est progressivement remplacé par du gaz de type H. Tous les autres gisements connus, fournissent des gaz de type H, ce sont actuellement, pour ce qui concerne la France :

- Les gaz Algériens,
- Les gaz Norvégien de la mer du Nord,
- Le gaz d'U.R.S.S.
- Le gaz de Lacq

1.4.2 Composition des gaz naturels

Le gaz naturel est constitué en majeure partie de méthane, 97.4 % en volume pour le gaz de Lacq, 81.3 % pour le gaz de Groningue, 89.9 % en volume pour le gaz Fos-sur-Mer du Sahara, et 84.3 % en volume pour le gaz de Le Havre ajusté (voir tableau 1. et 2.). Le reste est formé d'hydrocarbures supérieurs, ainsi que de l'oxygène, de l'azote, et du gaz carbonique.

1.4.3 Caractéristiques des gaz naturels

- Température d'inflammation

L'inflammation, c'est-à-dire l'amorçage de la combustion vive, peut être obtenue:

- soit en portant la totalité du mélange à une température minimale appelée *température d'auto-inflammation* ou *température d'inflammation*,
- soit par un échauffement local du mélange gazeux par une source dite d'ignition, les principales sources d'ignition sont : l'étincelle, le contact avec une surface chaude, l'injection de gaz chaud. Les données concernant la température d'inflammation par une source d'ignition sont peu nombreuses, par contre l'on dispose d'un certain nombre de températures d'auto-inflammation.

- Limites d'inflammabilité

Un mélange gazeux ne peut s'enflammer que si la proportion de gaz combustible dans le mélange combustible-comburant est comprise entre deux limites d'inflammabilité : limite inférieure correspond à un mélange pauvre en combustible, la limite supérieure correspond à un mélange riche. En pratique, le comburant est l'oxygène et il est d'usage d'indiquer les limites d'inflammabilité d'un combustible dans l'air et dans l'oxygène; ces dernières sont plus écartées que les premières, car l'effet exercé par l'azote contenu dans l'air resserre ces limites (voir tableau 3.).

Le facteur le plus important influant sur les limites d'inflammabilité est la température du mélange air-gaz, l'augmentation de la température accroît la plage d'inflammabilité (voir tableau 1.).

Tableau 1. - Variation des limites d'inflammabilité en fonction de la température [1]

Température	Limite inférieure (% de volume)	Limite supérieure (% en volume)
0	5.2	13.4
100	4.7	13.7
200	4.2	14.7
300	3.7	15.9
400	3.1	17.3

- Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète sous pression atmosphérique normale (1.013 bar), d'un kg (pour les combustibles liquides ou solides) ou d'un m³ (pour les combustibles gazeux. Le combustible et le comburant étant à 0°C, les produits de combustion étant ramenés à 0°C. Il existe deux pouvoirs calorifiques, le pouvoir calorifique inférieur (Pci) et le supérieur (Pcs) suivant que l'eau formée par la combustion se trouve sous forme vapeur ou liquide. Dans les applications moteurs à combustion interne, les conditions de température sont qu'on utilise toujours le (Pci) (voir tableau 3.). Principalement composé de méthane, le pouvoir calorifique élevé du gaz naturel s'explique par le fait qu'aucune énergie n'est nécessaire pour rompre les liaisons entre les atomes de carbone, comme c'est généralement le cas pour les autres hydrocarbures.

- Indice de méthane

Par analogie avec l'indice d'octane des combustibles liquides, l'indice de méthane classe les combustibles gazeux suivant leur résistance au cliquetis. Le laboratoire autrichien AVL a proposé un indice de méthane établi sur un moteur (CFR / RDH) à partir de la teneur de ce gaz dans un mélange avec de l'hydrogène. L'indice de référence 0 correspond à de l'hydrogène pur, propice au cliquetis, et l'indice 100 pour le méthane pur [1].

L'indice d'octane de méthane est de 130 et celui de l'hydrogène est de 60. Le méthane étant le carburant ayant le plus haut indice d'octane, la transformation pour faire fonctionner les moteurs avec ce gaz permet toujours une augmentation du rapport volumétrique des moteurs à essence. Les moteurs diesels, quant à eux nécessitent souvent une diminution du rapport volumétrique, lors de leur transformation en moteurs à allumage commandé fonctionnant au gaz naturel.

Tableau 2. - Composition des gaz naturels (% en volume) [1]

Nature des constituants	Lacq	Groningue	Gaz du Sahara (Fos-sur-Mer)	Gaz du Sahara (Le Havre)
Méthane CH ₄	97.4	81.3	89.9	84.3
Ethane C ₂ H ₆	2.2	2.9	5.7	8.1
Propane C ₃ H ₈	0.07	0.4	0.4	2.5
Butane C ₄ H ₁₀	0.03	0.2	0.1	0.8
Oxygène O ₂	-	-	-	0.7
Azote N ₂	0.3	14.3	3.9	3.5
Gaz carbonique CO ₂	-	0.9	-	-

- Masse volumique

La masse volumique du méthane est faible par rapport aux autres combustibles, ce qui représente une contrainte pour son utilisation dans les moyens de transport, en raison du grand volume de stockage nécessaire. En effet, à température ambiante, le méthane est très au-dessus de sa température critique. La liquéfaction du méthane n'est possible qu'à très basse température, contrairement au butane et au propane qui sont liquéfiés à température ambiante sous une pression modérée. Deux solutions se présentent donc pour stocker le gaz naturel :

- un réservoir thermiquement isolé pour le stockage en phase liquide à une température de (-160°C) sous une pression de l'ordre de 2 bars, on parle alors de gaz naturel liquéfié (GNL). Le mode de distribution du gaz, la fragilité et le poids du récipient, et enfin le coût, rendent cette solution difficilement réalisable sur les véhicules de transport.
- un réservoir métallique à haute pression (200 bars) contenant du gaz naturel comprimé (GNC).

- Température théorique de combustion

La température théorique de combustion, est par définition, la température maximale susceptible d'être obtenue avec un combustible. cette température peut être calculée pour les mélanges préalables d'air ou d'oxygène avec un combustible donné. Le principe sur lequel repose le calcul est le premier principe de la thermodynamique, appliqué à la réaction de combustion à pression constante. La combustion s'effectue toujours avec des pertes de chaleur; cette température théorique n'est jamais atteinte, elle est seulement accessible par le calcul (voir tableau 3.).

Tableau 1.3 - Caractéristiques techniques de combustion des gaz naturel [10]

Grandeur	Symbole	Unité	Gaz de Lacq	Gaz de Groningue	Gaz de Fos-sur-Mer	Gaz de Le havre
Pouvoir calorifique inférieur	Pci	Mj/kg	49.6	39.7	10.1	11
Pouvoir comburivore	Pc	m ³ /g	9.76	8.46	9.71	10
Pouvoir fumigène humide	Ph	(m ³ f)/ (m ³ g)	10.7 7	9.49	10.73	11
Produits de combustion :						
N ₂		% vol		72.2	71.65	72
CO ₂		% vol	71.8	9.5	9.6	9.7
H ₂ O		% vol	9.5	18.3	18.55	18
Teneur en CO ₂ des produits secs	Io	% vol	18.7 11.7	11.6	11.7	12
Densité par rapport à l'air	δ		0.57	0.64	0.60	0.6
Masse volumique	ρ	kg/m ³	0.73	0.825	0.775	0.8
Vitesse laminaire de déflagration	Ul	m/s	0.35	0.28	0.35	0.3
Température d'inflammation	Ti	°C	650	660	650	650
Température de combustion	Tc	°C	1920	1900	1920	----
Limites d'inflammabilité :						
inférieure	Li	% de gaz	5.0	7.6	5.0	6.0
supérieure	Ls	dans le mélange	14.0	14.9	14.0	13

1.3.4 Avantages des gaz naturels

Aucune source d'énergie n'est propre, les énergies fossiles (pétrole, charbon) accroissent l'effet de serre en rejetant du carbone dans l'atmosphère lors de leur combustion, sans parler de rejet de suies. Vue ses atouts, le gaz naturel se présente comme une énergie propre [7] :

- sa combustion ne produit ni dioxyde de soufre SO_2 , ni poussières,
- il réduit les émissions de gaz carbonique CO_2 de 45% par rapport au charbon, de 30% par rapport au pétrole, et dans un moteur alimenté en gaz naturel, l'émission de CO_2 est de 25% de moins par rapport à un moteur diesel du même rendement thermique,
- il émet beaucoup moins d'oxydes d'azote NO_x ,
- sa combustion produit beaucoup moins de déchets et de sous produits.

En plus de sa propreté le gaz naturel est un excellent carburant économique, et les utilisateurs ont noté une diminution très sensible des frais d'entretien des véhicules roulant avec ce gaz.

Grâce aux turbines à cycle combiné, classiquement la détente due à la combustion du gaz naturel fait tourner une turbine, celle-ci entraîne un alternateur, qui produit de l'électricité. dans les turbines à cycle combiné les gaz chauds issus de cette combustion sont réutilisés pour produire de la vapeur, qui, à son tour, entraîne une seconde turbine, d'où le rendement est accru, donc le gaz peut produire de l'électricité avec une grande efficacité : plus de 50% de son énergie thermique est convertie en énergie électrique (contre 40% pour les meilleures centrales à charbon)

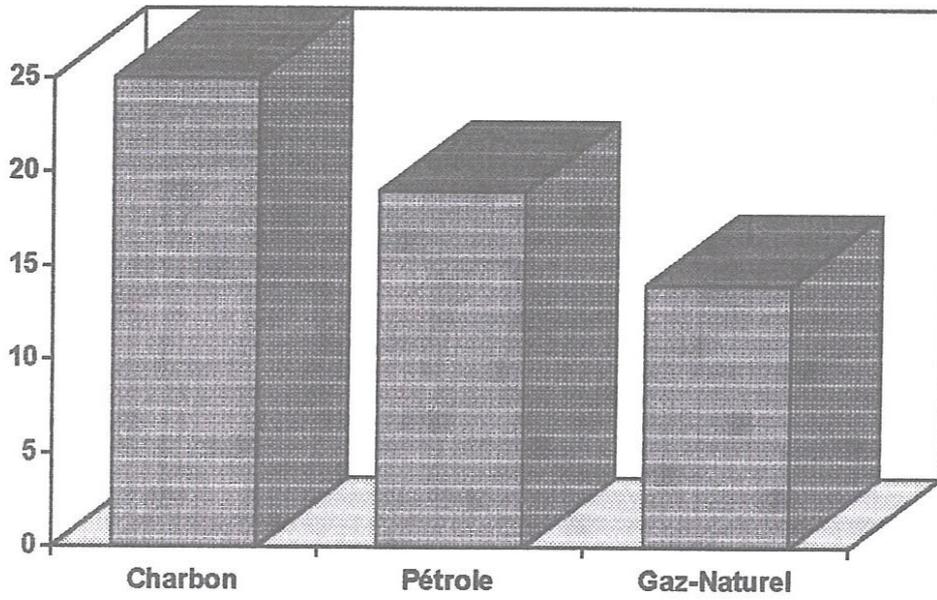


Figure 1.1 Taux de carbone (% de volume)

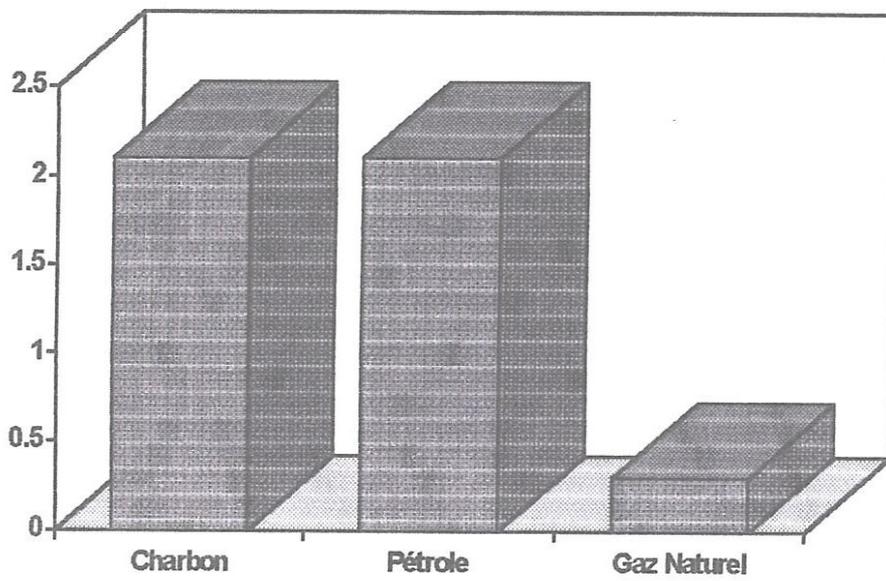


Figure 1.2 Taux de SO2 (% en volume)

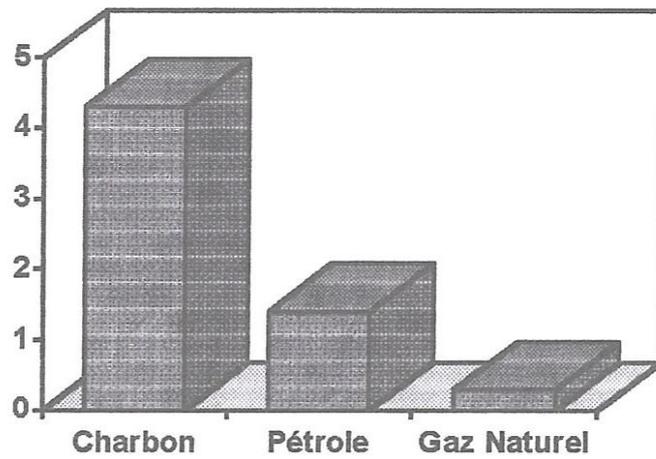


Figure 1.3 Taux de Nox (% en volume)

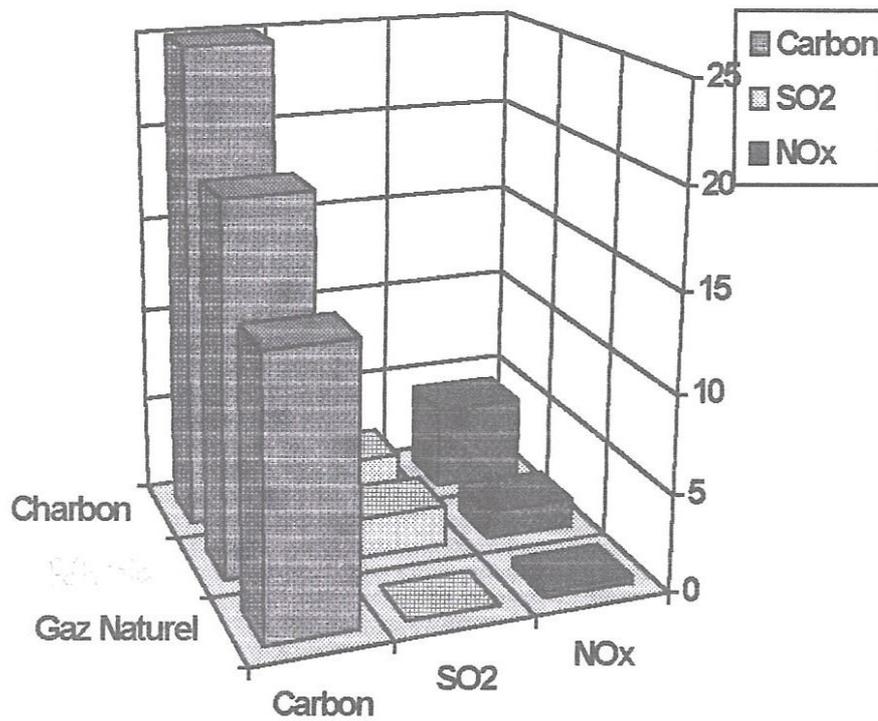


Figure 1.4 Taux de Carbon, SO2, Nox (% en volume)

1.4 LES MOTEURS A GAZ NATURELS

Le principe de fonctionnement d'un moteur à gaz, que le carburant soit du gaz naturel, du butane ou du propane, est identique à celui d'un moteur à essence. Le système n'en diffère que par l'alimentation. Dans un moteur à gaz, le carburant est introduit à l'état gazeux dans le mélangeur-carburateur au lieu de l'état liquide pour l'essence. Ceci constitue un grand avantage pour la carburation, l'homogénéité du mélange air-gaz étant bien meilleure que celle du mélange air-essence.

Le mélange carburé air-gaz est dosé au moyen d'un mélangeur du type venturi qui remplace le carburateur lorsque le moteur est destiné à fonctionner uniquement au gaz. Toutefois, sur véhicule les constructeurs prévoient des systèmes combinant à la fois mélangeur et carburateur et permettant l'utilisation au choix du gaz ou de l'essence.

Les paramètres dont dépend fortement le fonctionnement des moteurs à gaz sont :

- La Richesse

La richesse du mélange carburé d'un moteur est un des paramètres essentielles. La pression moyenne effective est maximale aux environs de la richesse : $R_i = 1.10$. Le rendement effectif est maximale pour une richesse de 0.9. Dans le cas des moteurs à gaz à allumage commandé, les constructeurs cherchent généralement à se régler en régime légèrement pauvre. La pression moyenne effective est diminuée mais le rendement effectif, lui, sera augmenté.

en pratique, pour bénéficier des avantages du gaz naturel en vue d'avoir une combustion avec le minimum de polluants à l'échappement, il est recommandé de faire un réglage de la carburation du mélange air-gaz naturel. Mais il faut tenir compte de la régularité de la combustion si le réglage est fait aux régimes extrêmement pauvres.

- Le rapport volumétrique de compression

Du point de vue rendement, le rapport volumétrique de compression est un paramètre très important. Son augmentation entraîne celle du rendement et de la pression moyenne. Supposons un le rapport de compression initial de 8/1 auquel correspond un rendement thermique théorique de 0.464 , en passant au taux de compression de 10/1, le rendement thermique passe à 0.499 [6]. Si le moteur est

destiné à fonctionner uniquement au gaz naturel, le rapport volumétrique de compression peut être augmenté, mais le gaz naturel a en effet un indice d'octane naturellement élevé (125-130) au lieu de 98 pour le supercarburant, il est connu en effet que le taux de compression est limité par les anomalies de combustion susceptibles de se rencontrer dans les moteurs à combustion. Soulignons que la richesse $R_i = 0.65$ du mélange air-gaz naturel est, compte tenu de l'injection du combustible pilote, la richesse correspondant à la puissance maximale dans les moteurs diesel-gaz.

- L'avance à l'allumage

L'optimisation de l'avance à l'allumage accroît la pression maximale dans le cylindre et le rapproche du point mort haut, cette optimisation aura pour effet une légère diminution de la consommation spécifique et de la température d'échappement.

1.4.2 Types de moteurs à gaz naturel

Il existe trois familles de moteurs à combustion internes fonctionnant au gaz naturel. Selon l'origine des moteurs de base utilisés (diesel ou essence) et selon le type de modifications apportées à ces moteurs.

1.4.2.1 Moteur à essence transformé en moteur à gaz naturel

La conversion au gaz naturel d'un moteur à essence se fait aisément. Le conduit de gaz reliant des bouteilles sous pression (200 bar environ) dans le cas du gaz naturel comprimé (GNC), est relié à un détendeur (à 2 ou 3 étages) muni d'un filtre, qui amène le gaz au carburateur mélangeur à la pression de fonctionnement (soit un mbar à faible régime). Le rôle de détendeur, analogue à la cuve à niveau constant des carburateurs à essence, est de fournir au carburateur-mélangeur du gaz à pression constante aussi voisine que possible de la pression atmosphérique.

Suivant le type de moteur :

- moteur ne fonctionnant qu'au gaz naturel, ou moteur de véhicule fonctionnant, un carburateur à gaz qui fonctionne sur le principe du mélangeur venturi et qui n'admet que du gaz doit être utilisé.

- dans le cas d'un usage mixte, la carburateur à essence est généralement conservé et on lui adjoint un mélangeur.

Le schéma de l'équipement d'un véhicule utilisant l'essence ou le GNC est représenté sur la figure 5. Les équipement utilisés généralement permettent l'utilisation des deux carburants l'essence ou gaz le naturel ; la sélection du carburant s'effectue par une simple manoeuvre au tableau de bord.

La conversion des moteurs à essence, se fait aussi vers le gaz naturel léquifié GNL. Le système de carburation est identique à celui qui est utilisé pour le cas d'un moteur à GNC, mais le gaz naturel léquifié doit être stocké sous forme cryogénique à -162°C à une pression de quelques bar (1 à 6), le gaz carburant est introduit à l'état gazeux dans le carburateur-mélangeur.

Le système à GNL n'a plus besoin de détendeur à haute pression puisque le liquide est soutiré à une pression de quelques bar, mais seulement d'un système de régulation est d'un vaporisateur constitué d'un serpentín, l'air ambiant fournit les calories nécessaires à la vaporisation du GNL

1.4.2.2 Moteur diesel transformé en moteur à allumage commandé à gaz naturel

les moteurs diesel transformés et alimentés en gaz naturel sont destinés principalement aux véhicules de transport urbain ou aux installations fixes. La conversion nécessite plusieurs modifications du moteur de base. Ces modifications portent sur les éléments suivants :

- installation d'un mélangeur du gaz à la place du système d'injection,
- diminution du rapport volumétrique.
- mise en place des bougies d'allumage sur la culasses.
- équipement d'un système d'allumage et sa régulation.

Les paramètres qui influencent le rendement thermique et la température des gaz d'échappement sont [1] :

- le rapport volumétrique,
- La richesse du mélange air-gaz,
- L'avance à l'allumage.

Ces paramètres dépendent eux-mêmes, de la forme de la chambre de combustion et de calage de l'arbre à came un rapport volumétrique de 15 à été adopté lors de la conversion d'un moteur diesel, accompagné d'une chute négligeable du rendement, la température des gaz d'échappement dépasse de 60°C environ celle d'un diesel classique fonctionnant au couple maxi.

Les différentes modifications font évoluer sensiblement le comportement thermodynamique du moteur, et il est nécessaire de trouver une solution technique cohérente. Le rapport volumétrique est généralement réduit en utilisant des pistons modifiés laissant un espace mort plus important, et une géométrie de la chambre de combustion de type « allumage commandé ». Le système de dosage et de mélange du gaz avec l'air est en général réalisé à partir de carburateurs adaptés au gaz naturel, l'allumage du mélange gazeux est réalisé par des bougies à électrodes souvent implantées à la place du porte injecteur.

1.4.2.3 Moteurs diesel mixtes à gaz naturel

Le fonctionnement d'un moteur diesel mixte à gaz naturel est basé principalement sur l'idée de « la flamme pilote » introduite pour la première fois par D.Jäfer (1937), cette idée consiste à aspirer un mélange d'air et de gaz, à le comprimer jusqu'à une température inférieure au point d'inflammation et à y injecter en fin de compression un carburant, dont l'inflammation est inférieure ou égale à la température du mélange air-gaz naturel. L'instant d'injection de ce carburant est choisie de manière à ce que le point d'allumage correspond à l'instant optimum d'inflammation du mélange gazeux.

Il est clair que la température dans la chambre de combustion doit être supérieure à la température d'inflammation du combustible de l'injection pilote (rapport volumétrique de compression suffisant). Il est encore essentiel que la température de la partie carburée (air-gaz) non encore brûlée soit inférieure à la température d'inflammation du mélange pour éviter la combustion résiduelle en masse ou détonation. En fait cette température peut s'élever au-delà de 1000°C, température dépassant la température d'inflammation spontanée de l'ordre de 600°C pour un mélange air- gaz naturel.



Chapitre
2



NOTIONS DE COMBUSTION

2.1 NOTIONS GENERALES

En pratique, le terme de combustion s'applique à l'ensemble des réactions chimiques qui se produisent au cours de l'oxydation complète ou partielle du carbone et de l'hydrogène des combustibles usuels. Rigoureusement le terme de combustion s'applique à tous les phénomènes qui accompagnent une oxydation.

L'oxydation, au sens général, est toute réaction intervenant entre des atomes ou des molécules donateurs d'électrons et des atomes ou des molécules accepteurs d'électrons ; c'est donc un transfert d'électrons. Les corps qui cèdent leurs électrons sont appelés combustibles, les corps qui acceptent les électrons sont appelés comburants.

La combustion peut être, soit lente, soit vive. Les combustions lentes peuvent s'effectuer quelle que soit la composition du mélange combustible-comburant, tandis que les combustions vives, donnant naissance à une flamme, ne peuvent s'observer que si, d'une part, les proportions respectives de combustible et de comburant sont comprises entre les limites que l'on appelle limites d'inflammabilité, et que d'autre part, au moins en un point du système réactionnel, les conditions d'amorçage des combustions vives sont réalisées [7].

2.2 PROPAGATION DE LA COMBUSTION

Lorsque l'inflammation d'un mélange gazeux combustible est amorcée par une source d'ignition comme l'étincelle électrique, la flamme se propage avec une vitesse qui dépend de la composition du mélange, de sa température, de sa pression, de son état d'agitation, et par fois de la forme et des dimensions de l'enceinte. La propagation peut s'effectuer suivant deux mécanismes différents : la déflagration et la détonation

2.2.1 Caractères de la détonation

La transmission de la chaleur s'effectue par l'intermédiaire d'une onde de choc qui provoque une brusque compression adiabatique des couches gazeuses entraînant l'auto-inflammation du mélange. Au niveau du front d'onde, la pression et la température

varient de façon discontinue. le front de flamme coïncide avec le front de l'onde de pression.

La vitesse de propagation est constante et très grande, elle est comprise généralement entre 1 et 4 km/s. Elle ne dépend que de la composition du mélange gazeux ainsi que de sa température et de sa pression initiales, et elle est indépendante de la forme et des dimensions de l'enceinte dans laquelle se propage la détonation. C'est donc une caractéristique du gaz.

La pression régnant au front de l'onde est de l'ordre de 20 à 40 bar lorsque la gaz est initialement aux conditions normales. Le régime de la détonation peut s'établir avec tous les gaz combustibles lorsque le comburant est l'oxygène, mais lorsque le comburant est l'air, le régime ne peut s'établir, d'une part, qu'avec certains combustibles et, d'autre part, que si la composition du mélange est comprise entre certaines limites qui sont plus étroites que les limites d'inflammabilité (pour les mélanges hydrogène-air par exemple, les limites d'inflammabilité sont 4% et 75% tandis que les limites de la détonation sont 18% et 59%).

2. 2. 2 Caractères de la déflagration

Alors que le régime de la détonation est bien défini pour un mélange gazeux donné, la propagation de la déflagration peut revêtir des aspects très variés. La vitesse de la propagation dépend non seulement des caractéristiques du mélange gazeux, mais également de la forme et des dimensions de l'enceinte dans laquelle s'effectue la propagation.

Dans la théorie purement thermique proposée qualitativement par Le Chatelier, mise en équations ultérieurement par Jouguet, puis par Ribaud, et développée par Véron, on admet que la transmission de l'inflammation résulte de la transmission de la chaleur par conductibilité, rayonnement et convection de la tranche en ignition à la tranche voisine. Dans la théorie des réactions en chaînes, on admet que dans la tranche en ignition se trouvent des centres actifs qui propagent les chaînes de la combustion. Ces centres actifs, soumis à l'agitation moléculaire, diffusent dans toutes les directions et en particulier vers la tranche voisine non encore enflammée dans laquelle ils peuvent amorcer les réactions de combustion si leur concentration est suffisante.

Ces deux phénomènes, diffusion de centres actifs et transmission de la chaleur, se superposent et jouent simultanément. Ils obéissent sensiblement aux mêmes lois, de sorte que l'une ou l'autre de ces conceptions conduit aux mêmes conséquences. Cependant, dans bien des cas, la diffusion des centres actifs est plus rapide que la transmission de la chaleur, de sorte que c'est elle qui doit jouer le rôle essentiel.

2.3 CLASSIFICATION DES FLAMMES

2.3.1 Régimes de la combustion turbulente

Dans le diagramme initialement introduit par Barrere (1974), Borgie a pu répertorier les différents régimes de la combustion turbulente les flammes prémélangées, en fonction de deux nombres sans dimensions (figure 2.1) comparant respectivement les échelles de longueur et de vitesse du champ turbulent et de la flamme laminaire.

D'après le diagramme de Borgie, on peut distinguer les zones réactives turbulentes suivantes, dont les différentes structures de la flamme trouvent une justification dans l'étude de Barrere :

2.3.2 Zone des flammes laminaires

Cette zone se caractérise par la condition concernant les deux nombres sans dimensions ; $Ret < 1$ et $Da > 1$ où Ret est le nombre de Reynolds turbulent, Da est le nombre de Damköhler qui représente le rapport entre le temps caractéristique du phénomène physique du processus à celui caractéristique de la réaction .

2.3.3 Zone des flammes turbulentes

Elle est caractérisée par la condition $Ret \gg Da > 1$. A l'intérieur de cette zone, on peut distinguer les différents régimes des flammes turbulentes :

a- Régime des flammelettes

Ce régime est limité par les lignes $Ret = 1$ et par $t_c = t_K$ où t_c est un temps chimique global caractéristique de la flamme laminaire, et t_K est l'échelle temporelle de Kolmogorov, à l'intérieur de ces deux limites on peut distinguer deux sous régimes :

. Les flammes plissées

Lorsque l'épaisseur de la flamme laminaire δ_L « épaisseur de Zeldovitch » reste petite devant l'échelle spatiale de Kolmogorov, qui est l'échelle des plus petites structures turbulentes. Ce régime est limité par le rapport $(\sqrt{K}/U_L) < 1$, où K est l'énergie cinétique turbulente, et U_L la vitesse de propagation de la flamme laminaire.

. Les flammes corruguées

Lorsque les structures turbulentes ont l'énergie cinétique suffisante pour corruguer (déchirer) le front de flamme instantané, le rapport (\sqrt{K}/U_L) devient supérieur à l'unité.

b- régime des flammes épaissies

Ce régime est limité par la droite $t_c = t_K$ (critère de Klimov-Williams) et par $t_c - t_i$ où t_i est temps intégral de la turbulence (dit temps de retournement des gros tourbillons). Les contraintes dues aux petites structures turbulentes, donnent lieu à des étirements du front de flamme. Dans des conditions extrêmes, des extinctions ou non de réallumage locaux peuvent se produire.

2. 3. 4 Zone des flammes distribuées

Dans ce régime, les réactions chimiques deviennent tellement distribuées dans la zone de réaction qu'aucune apparition de front de flamme ne peut exister. il se caractérise par l'encadrement $Ret \gg 1 > Da$.

2.4 FLAMMES EN PHASE GAZEUSE

Ces flammes sont classées en quatre familles caractérisées par le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et par la façon dont se rencontre les deux phases réactives. Dans chaque régime d'écoulement, on deux types de flammes qui, se distinguent par la façon dont le combustible et le comburant abordent la zone de combustion :

- Les réactants sont préalablement mélangés, un écoulement unique aborde la zone de combustion, les flammes obtenues dites prémélangées (un exemple type de ces flammes est fourni par le bec Bunsen). La flamme de prémélange peut se propagée soit à la vitesse subsonique « déflagration », soit à la vitesse supersonique « détonation ».
- Les réactants sont originalement séparés; un jet de combustible pénètre par exemple dans un écoulement d'air, la zone de combustion qui s'établit constituant une frontière entre les deux écoulements. Une flamme de diffusion est alors réalisée.

Décrivons brièvement comment se présente un front de flamme qui se propage dans un écoulement gazeux, on distingue, de part et d'autre de la flamme deux régions où les variables sont à peu près constantes comme le montre la figure :

- ◇ La région des gaz frais, où la température est basse et la concentration massique est élevée.
- ◇ La région des gaz chauds et brûlés, où la température est élevée est presque constante, et il ne reste plus de réactants.
- ◇ La flamme (le front de flamme) est donc une zone mince de transition entre ces deux régions, cette région est divisée elle-même en deux parties :
 - la première partie dite zone de préchauffage.
 - la deuxième partie dite de réaction (ou de combustion).

Cette étude sommaire met en évidence le caractère « multi-échelles » des phénomènes de propagation de la flamme. L'épaisseur de la zone de réaction est très inférieure à celle de propagation de la flamme, elle est très inférieure du domaine dans lequel s'effectue la combustion 0 .

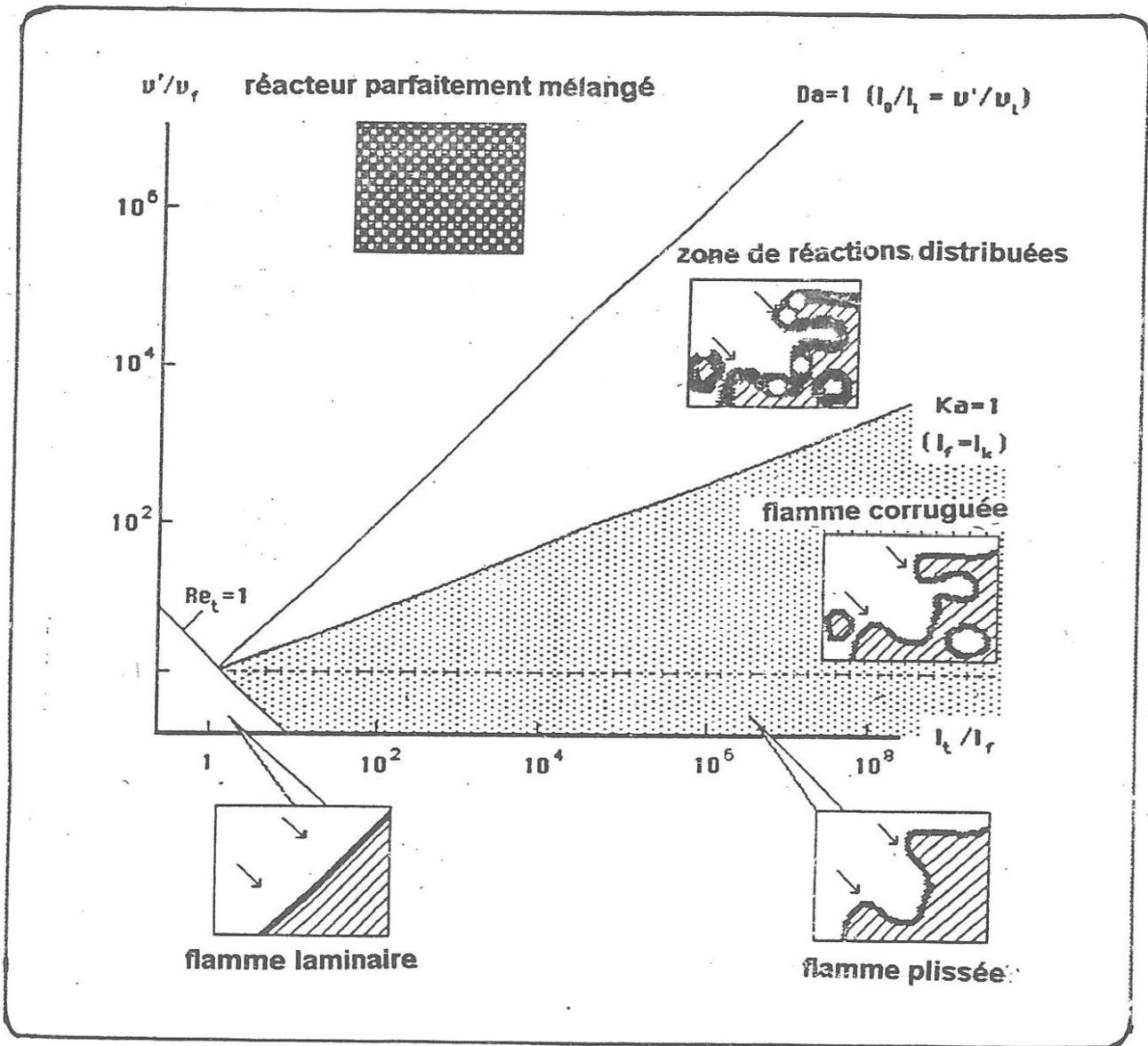


Figure 2.1 Diagramme de Borghi



Chapitre
3



**MODELISATION THERMODYNAMIQUE
DE LA COMBUSTION**

3.1 GENERALITES

L'analyse thermodynamique des processus moteur connue un très large succès, les premières essais utilisaient des cycles idéaux à pression ou à volume constant, comme approximations des processus réels du moteur. Avec le développement des ordinateurs à haute capacité, l'étude des processus moteur à devenue plus sophistiquée et plus précise.

Toutes les simulations et les analyses des processus moteur (des plus simples aux plus complexes) nécessitent un recours aux modèles thermodynamiques, dans le but de déterminer la composition et les propriétés des gaz à l'intérieur du moteur [2].

Ces modèles utilisés pour prédire les propriétés thermodynamiques des gaz frais et brûlés, peuvent être groupés en cinq catégories listées dans (la table 3.1), la première catégorie assimile les gaz dans le cylindre à une seule masse gazeuse, dont la chaleur massique est constante, les modèles qui figurent sous cette catégorie sont dits les modèles thermodynamiques à une zone. Si les gaz contenus dans le cylindre sont assimilés à deux masses gazeuses distinctes, dont les chaleurs massiques peuvent être constantes ou variables (dépendent de la température), ces modèles sont dits modèles à deux zones, ce type de modèles couvrent les autres catégories de la table 1.

GAZ FRAIS	GAZ BRULES
1. Une seule masse gazeuse (chaleur spécifique constante)	
2. Gaz parfait (chaleur spécifique constante)	2. Gaz parfait (chaleur spécifique constante)
3. Mélange homogène (Cp variable)	3. Mélange homogène (Cp variable)
4. Mélange homogène (Cp variable)	4. propriétés thermodynamiques approximées
5. Mélange homogène (Cp variable)	5. Mélange de gaz parfaits réactifs

Table 3.1 Les différentes catégories des modèles thermodynamiques

3.1 DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le moteur objet de notre recherche, est dérivé du moteur RVI à 6 cylindres, de type MIPS 620 045. Sa cylindrée unitaire est de 1.64 l. Il s'agit d'un moteur Diesel suralimenté et refroidi d'origine, transformé en moteur à allumage commandé. La version utilisée est équipée d'un système d'allumage électronique et d'un système de carburation.

Des modifications des culasses et des pistons ont été réalisées, afin de ramener le taux de compression à 12.5. Des essais menés pour régler ce moteur, ont permis de définir un optimum de fonctionnement pour un réglage d'avance à l'allumage de 16° à 20°, pour des régimes 1200 à 2000 RPM correspondant respectivement à des puissances maximales de 135 à 185 kW.

Les caractéristiques du moteur sont :

Alésage : 120 mm

Course : 145 mm

Rapport bielle-manivelle : 3.97

Volume mort : 0.1426 dm³

Retard fermeture des soupapes d'admission : 36° Vilebrequin

Avance ouverture des soupapes d'échappement : 45° Vilebrequin.

La figure 3.1 présente un schéma général du dispositif expérimental, et la figure 3.2 montre le schéma de la chambre et l'emplacement de la bougie.

3.1.1 Système de mesures et d'acquisition de données

Le moteur est placé sur un banc d'essais permettant une mise en charge aisée. il est possible de contrôler, et mesurer en permanence les différents paramètres macroscopiques de marche de la machine : couple ou charge, régime de rotation, richesse du mélange, avance à l'allumage.

Le système de mesure comporte trois types de relevées :

- Mesures lentes (couple, régime, températures, pressions, débits...)
- Mesures rapides (pression cylindre tous les 0.2 degrés vilebrequin)
- Analyse des gaz d'échappement en continu (Nox, No, Hc, Co₂, Co, O₂...)

La campagne d'essais ayant servi à l'étude présentée a été menée en contrôlant principalement les paramètres suivants :

- Régime de 1200 ou 2000 tr/mn,
- Couple de 300, 600 ou 900 N.m,
- Richesse de 0.62 à 0.72.

3.2 DONNEES INITIALES DU MODELE

Les données initiales du modèle thermodynamique à deux zones de combustion sont les suivants :

- . Pression instantanée mesurée dans la chambre de combustion
- . Volume instantané de la chambre de combustion
- . Masse totale des gaz enfermés à la fermeture des soupapes d'admission
- . Chaleur reçue par les gaz, obtenue par le modèle à une zone.

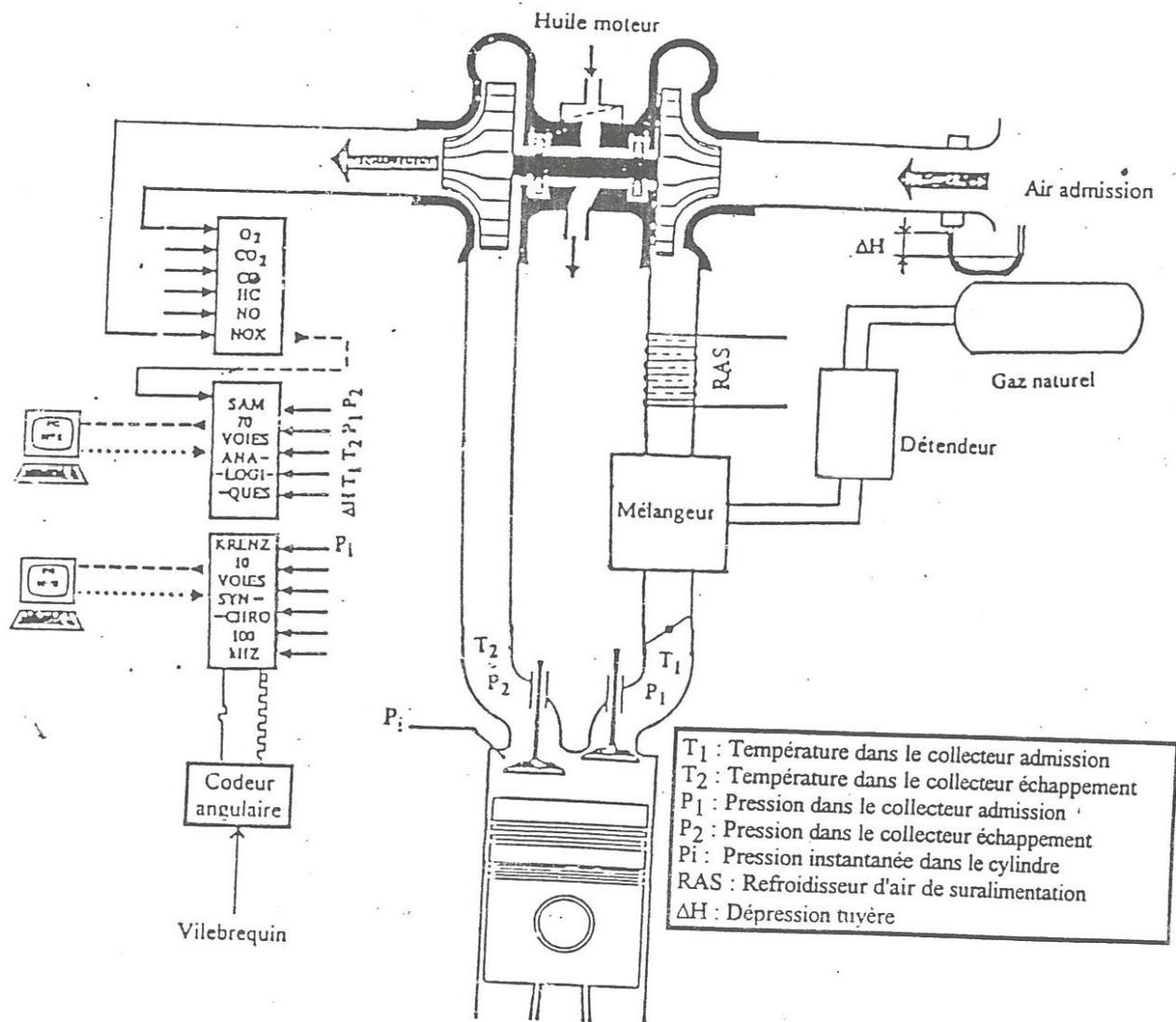


FIGURE 3.1 Dispositif expérimentale

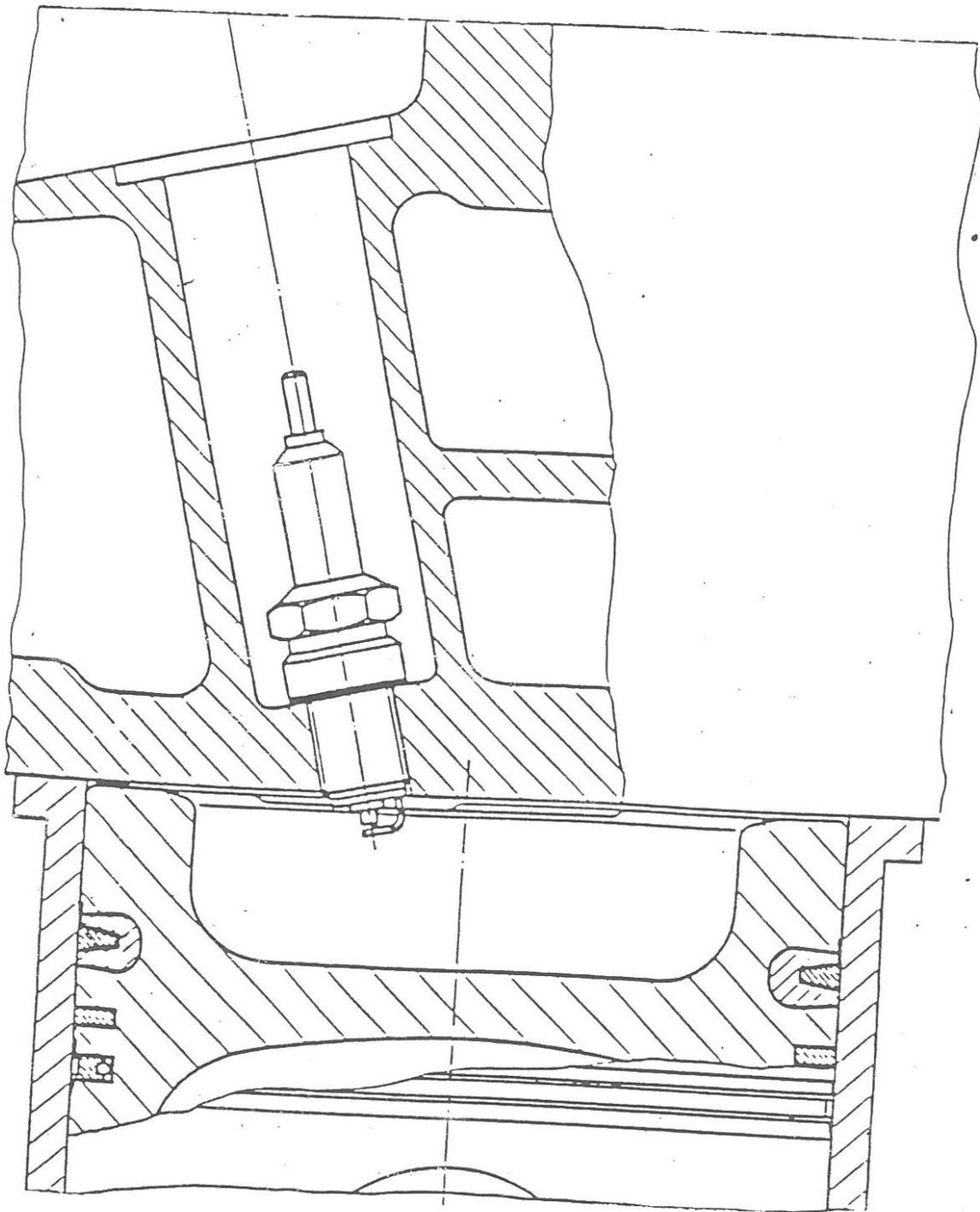


Figure 3.2 Schéma de la chambre de combustion

3.3 PRINCIPE DU MODELE

Le modèle est basé sur l'hypothèse que la combustion du mélange air - gaz naturel dans la chambre de combustion sur un petit pas du temps, se fait en deux étapes intermédiaires :

- . Une combustion isobare
- . Une compression adiabatique

Pour ce petit pas du temps (0.2 degré vilebrequin) le modèle recherche à déterminer la quantité de chaleur libérée dans les gaz, qui permet, à l'issue de ces deux étapes, de trouver pour le volume disponible à l'instant suivant, la pression mesurée.

A chaque pas de l'évolution de la pression de l'instant i à l'instant $i+1$, nous allons déterminer la quantité de chaleur qu'il faut céder aux gaz afin de converger vers P_{i+1} et V_{i+1} . La quantité de chaleur est initialisée avec celle déterminée par le modèle à une zone :

D'après le premier principe de la thermodynamique, la chaleur reçue par les gaz est donnée par l'expression suivante :

$$dQ = dU_{INT} - dW$$

Avec :

$$dU_{INT} = C_v.dT \quad : \text{Energie interne}$$

$$dW = -p.dv \quad : \text{travail fourni par le cycle}$$

D'où :

$$dQ = C_v.dT + P.dv$$

$$P.dv + v.dp = R.dT$$

$$R = C_p - C_v$$

Et :

$$dQ = (C_v/R)(P.dV + V.dP) + (R/R)(P.dV)$$

$$dQ = P.dV \cdot \frac{C_v + R}{R} + V.dP \cdot \frac{C_v}{C_p - C_v}$$

$$dQ = P.dV \cdot \frac{C_p}{C_p - C_v} + V.dP \cdot \frac{C_v}{C_p - C_v}$$

$$\gamma = C_p/C_v$$

D'où :

$$dQ = P.dV \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} + V.dP \cdot \frac{1}{\gamma - 1}$$

Après combustion isobare, une compression adiabatique est réalisée jusqu'à la pression P_{i+1} . Si le volume global correspond au volume défini par la position du piston à l'instant $i+1$, le calcul est arrêté, sinon il est recommencé avec la modification de la quantité de chaleur précédente dQ .

a) combustion isobare

L'étude de la combustion d'une masse de gaz frais dM selon une évolution isobare, vers une masse de gaz brûlés de température T_{bi} que le modèle devrait déterminer, est réalisée, si le chemin de la combustion isobare (A-D) est décomposé en un schéma thermodynamique équivalent (A-B-C-D).

La quantité de chaleur cédée selon le chemin (A-D) est équivalente à celle cédée selon les différentes étapes du chemin équivalent (A-B-C-D) :

$$\begin{aligned}dQ_{A-B} &= dM \cdot C_{pf} \cdot (T_{fi} - T_0) \\dQ_{B-C} &= \alpha \cdot dM \cdot P_{ci0} \\dQ_{C-D} &= -dM \cdot C_{2pb} \cdot (T_{bi} - T_0)\end{aligned}$$

Avec :

T_0 : Température normale

C_{pf} : Chaleur spécifique moyenne des gaz frais (entre T_{fi} et T_0)

C_{1pb} : Chaleur spécifique des gaz brûlés à T_{bi}

C_{2pb} : Chaleur spécifique moyenne des gaz brûlés (entre T_{bi} et T_0)

α : Fraction de gaz naturel dans le mélange

P_{ci0} : Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel à T_0 .

Les chaleurs spécifiques sont déterminées par des lois polynomiales

La chaleur cédée suivant le chemin (A-D) est donnée par :

$$dQ_{A-D} = dQ_{A-B} + dQ_{B-C} + dQ_{C-D}$$

Par ailleurs cette quantité de chaleur permet l'échauffement des gaz brûlés de T_{bi} à T_{bi}

$$dQ_{A-D} = M_{bi} \cdot C_{1pb} \cdot (T_{bi} - T_{bi})$$

Donc :

$$M_{bi} \cdot C_{1pb} \cdot (T_{bi} - T_{bi}) + dM \cdot C_{2pb} \cdot (T_{bi} - T_0) = dM \cdot C_{pf} \cdot (T_{fi} - T_0) + \alpha \cdot dM \cdot P_{ci0}$$

D'où :

$$T_{Bi} = \frac{dQ + dM \cdot C_{pf} \cdot (T_{Fi} - T_0) + M_{Bi} \cdot C_{1pb} \cdot T_{Bi} + dM \cdot C_{2pb} \cdot T_0}{M_{Bi} \cdot C_{1pb} + dM \cdot C_{2pb}}$$

Avec :

$$dQ = \alpha \cdot dM \cdot P_{ci0}$$

D'après l'équation d'état des gaz parfaits, les volumes des gaz frais et brûlés sont donnés par :

$$V_{bi} = \frac{M_{Bi} \cdot T_{Bi} \cdot R}{P_i \cdot M_m}$$

$$V_{fi} = \frac{M_{Fi} \cdot T_{Fi} \cdot R}{P_i \cdot M_m}$$

Avec :

$$M_{Bi} = M_{Bi} + dM$$

$$M_{Fi} = M_{Fi} - dM$$

b) Compression adiabatique

La détermination des volumes des gaz frais et brûlés pendant la compression adiabatique de la pression P_i à P_{i+1} , est par la loi thermodynamique de la compression adiabatique :

$$P \cdot V^\gamma = \text{Const}$$

Donc :

$$P_i \cdot V_{bi}^{\gamma_b} = P_{i+1} \cdot V_{bi}^{\gamma_b}$$

Alors :

$$V_{bi} = V_{bi} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{i+1}} \right)^{\gamma_b}$$

$$\gamma_b = \frac{C_{1pb}}{C_{1pb} - R}$$

Et :

$$P_i \cdot V_{fi}^{\gamma_f} = P_{i+1} \cdot V_{fi}^{\gamma_f}$$

Alors :

$$V_{fi} = V_{fi} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{i+1}} \right)^{\gamma_f}$$

$$\gamma_f = \frac{C_{pf}}{C_{pf} - R}$$

Le volume total du mélange après compression adiabatique est :

$$V_i = V_{bi} + V_{fi}$$

c) Test d'arrêt

Après la compression adiabatique, le volume total du mélange doit être égal au volume interne calculé en fonction de l'angle vilebrequin au pas $i+1$.

dQ est calculée par approximations successives, sa valeur initiale $dQ_0 = dQ_{m1z}$ (quantité de chaleur déterminée par le modèle à une zone), la convergence du calcul est vérifiée si :

$$Test = ABS\left(\frac{V_{i+1} - V_i''}{V_{i+1} - V_i}\right) < 10^{-03}$$

. Si le Test n'est pas vérifié, la chaleur est corrigée par l'expression :

$$dQ = dQ_{m1z} + \frac{1}{\gamma - 1} P_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i'')$$

Avec :

$$\gamma = \frac{\gamma_f + \gamma_b}{2}$$

Le calcul doit être recommencé avec la chaleur corrigée dQ .

. Si le Test est vérifié, les températures des gaz frais et brûlés sont calculées par les

relations :

$$TB_{i''} = \frac{P_{i+1} \cdot V_{b_{i''}} \cdot Mm}{MB_{i''} \cdot R}$$

$$TF_{i''} = \frac{P_{i+1} \cdot V_{f_{i''}} \cdot Mm}{MF_{i''} \cdot R}$$

Donc la quantité de chaleur reçue par les gaz, et obtenue par le modèle à deux zones par :

$$Q_{m2z} = \sum dQ$$

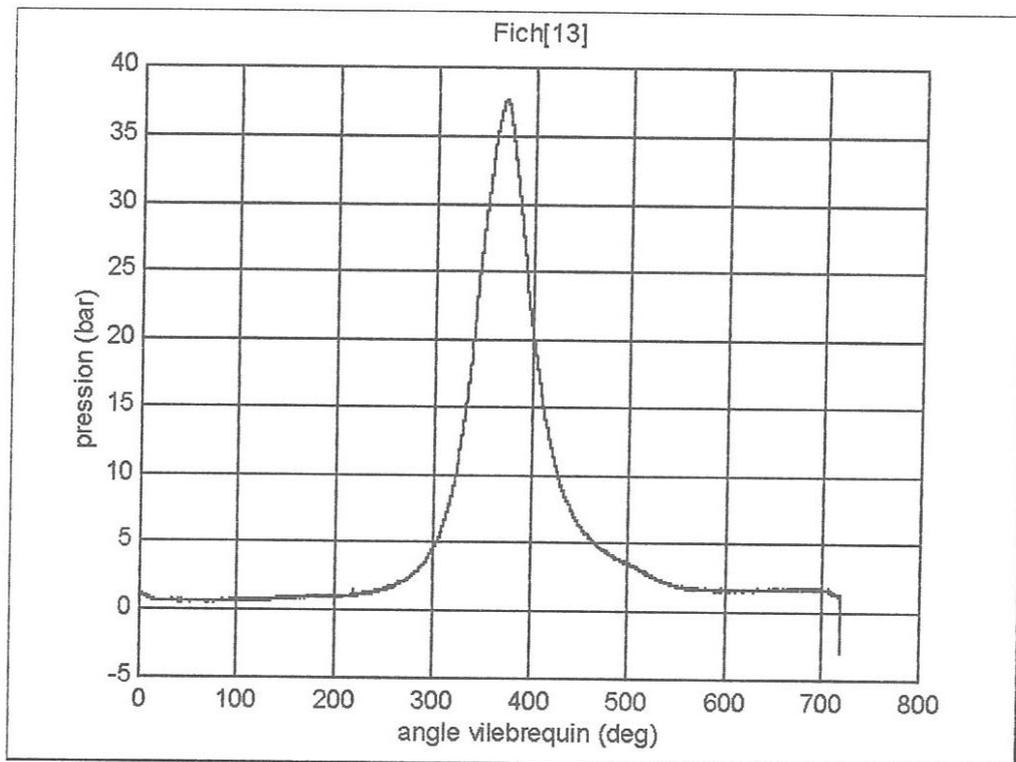


Figure 3.4 Signal de pression en fonction de degrés vilebrequin
 Fich[13] : richesse = 0.7, couple = 900 N.m, régime = 2000 tr/mn.

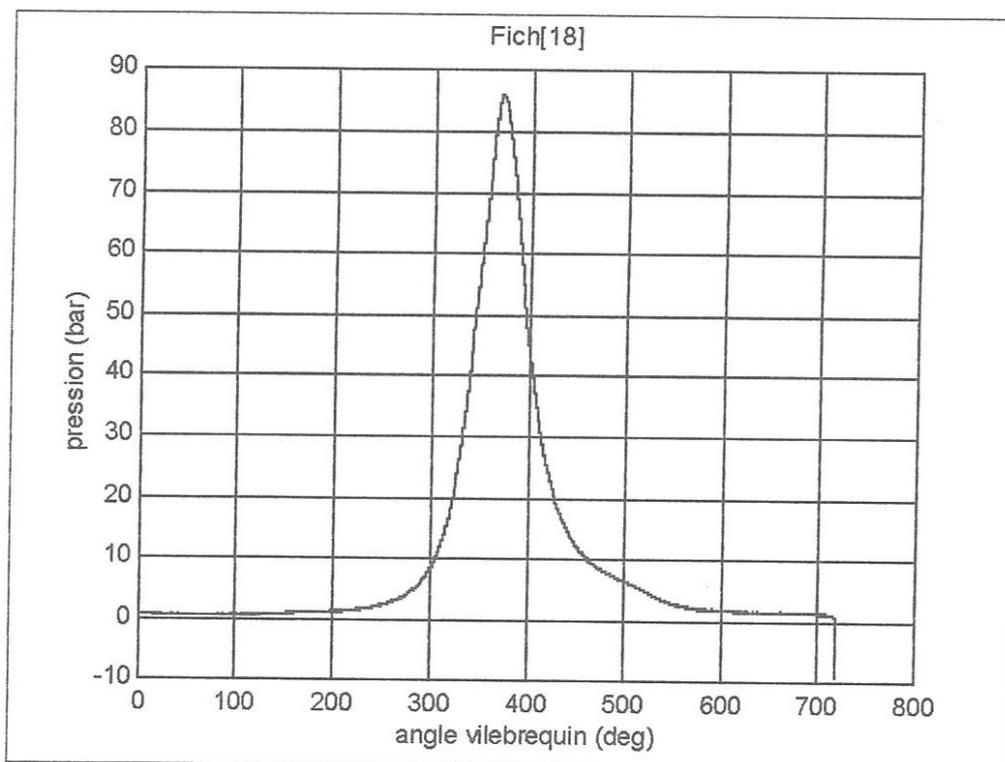


Figure 3.5 Signal de pression en fonction de degrés vilebrequin
 Fich[18] : richesse = 0.6, couple = 900 N.m, régime = 2000 tr/mn.

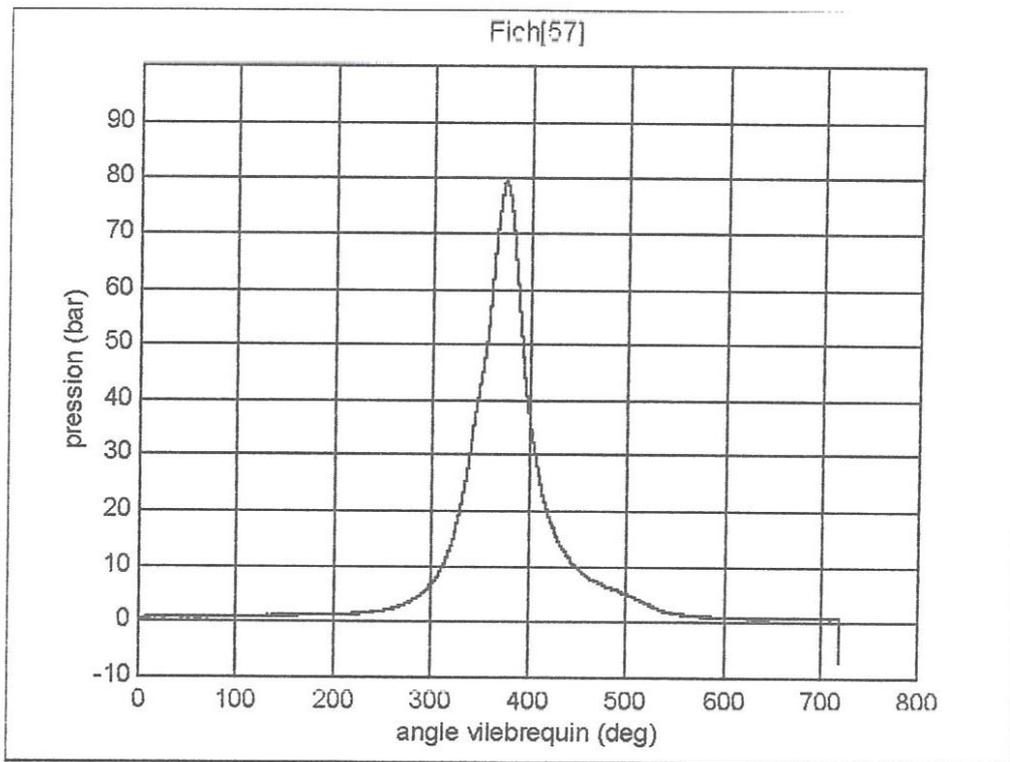


Figure 3.6 Signal de pression en fonction de degrés vilebrequin
 Fich[57] : richesse = 0.66, couple = 900 N.m, régime = 1200 tr/mn.

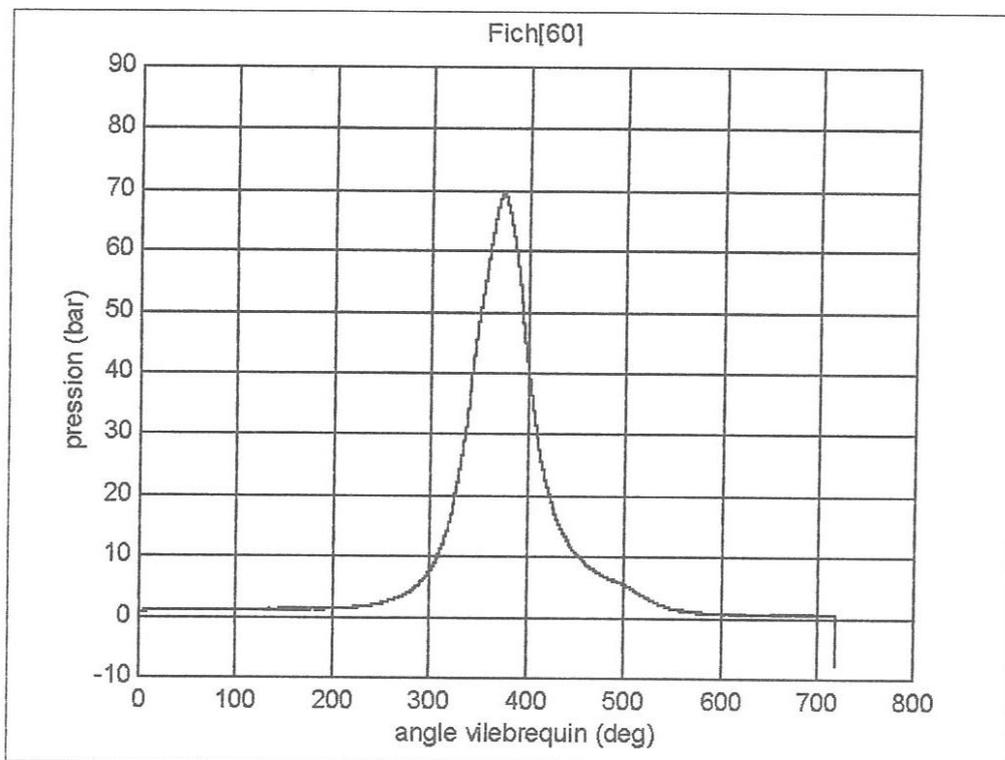


Figure 3.7 Signal de pression en fonction de degrés vilebrequin
 Fich[60] : richesse = 0.6, couple = 900 N.m, régime = 1200 tr/mn.



**Chapitre
4**



**ANALYSE AERODYNAMIQUE
DE LA COMBUSTION**

4.1 GENERALITES

La connaissance des régimes de la flamme turbulente, a connue depuis une cinquantaine d'années de nombreux travaux théoriques et expérimentaux. Les résultats des ces travaux ont permet d'accumuler de nombreuses connaissances sur ce sujet, mais la diversité des dispositifs pratiques employés, et leurs conditions d'utilisations, aussi bien que les combustibles possibles, rend ces connaissances nombreuses trop dispersées, pour pouvoir êtres utilisés facilement pour la précision des interactions possibles entre la flamme et la turbulence dans les chambres de combustion des moteurs. Dans ces conditions la méthode scientifique de classement logique de cet acquis, consiste simplement en un essai théorique d'analyse de la flamme turbulente.

Nous présentons dans ce chapitre une analyse aérodynamique de la combustion turbulente, dans un moteur à allumage commandé alimenté en gaz naturel, cette analyse est basée essentiellement sur les données suivantes :

- Un signal de pression mesuré dans la chambre de combustion, pour différents cycles moteur.
- Les propriétés thermodynamiques des gaz compris dans le cylindre, et la fraction des gaz brûlés données par le modèle thermodynamique à deux zones.

Cette analyse aérodynamique est partagée essentiellement en trois parties :

- . Détermination des caractéristiques de la flamme(Vitesse laminaire, Vitesse turbulente...).
- . Détermination des caractéristiques de la turbulence (Intensité et échelles de la turbulence, énergie cinétique turbulente, nombres sans dimensions caractérisant l'écoulement turbulent...).
- . L'identification en fonction des résultats des deux parties précédentes des régimes de la flamme dans un diagramme de flammes prémélangées de Borgie.

Le but de cette analyse est d'identifier les régimes de la flamme turbulente, et la détermination des mécanismes de déformation de la flamme dans les cas :

- des mélanges relativement pauvres qui présentent une combustion normale.
- des mélanges extrêmement pauvres qui présentent une combustion incomplète.

4.2 CALCUL DES VITESSES DE LA FLAMME

4.2.1 Calcul de la vitesse laminaire de propagation du front de flamme

On peut décrire classiquement la propagation de la flamme, sous les hypothèses simplificatrices suivantes [1] :

- . Gaz parfait
- . Flux de diffusion moléculaire donné par la loi de Fick
- . Flux conductif de chaleur donné par la loi de Fourier
- . Effets visqueux négligés
- . Flux radiatif négligé

a) Les équations générales d'un écoulement réactif compressible et plan

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} &= 0 \\
 \frac{\partial(\rho U)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho U^2 + P)}{\partial x} &= 0 \\
 \frac{\partial E}{\partial \tau} + \frac{\partial[U(E + P)]}{\partial x} &= \frac{\partial\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right)}{\partial x} + Q \frac{\partial\left(\rho D \frac{\partial X}{\partial x}\right)}{\partial x} \\
 \frac{\partial(\rho X)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho UX)}{\partial x} &= -m\omega + \frac{\partial\left(\rho D \frac{\partial X}{\partial x}\right)}{\partial x}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Le système (1) est complété par les relations suivantes, issues des hypothèses rappelées plus haut :

. L'équation d'un gaz parfait : $mP = \rho RT$

. L'équation de l'énergie du système :

$$E = \rho X(h_R^0 + C_v T) + \rho(1 - X)(h_P^0 + C_v T) + \frac{1}{2} \rho U^2 = Q\rho X + \rho C_v T + \rho h_P^0 + \frac{1}{2} \rho U^2$$

. L'équation de la vitesse de réaction : $\omega = \omega(\rho X, T) = \frac{\rho X}{m} f(T)$

b) Les équations des flammes planes isobares stationnaires

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \rho U C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \omega Q &= 0 \\
 \frac{\partial}{\partial x} \left(nD \frac{\partial X}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (nU) + \omega n &= 0 \\
 P &= \text{const} \\
 \rho U &= \rho_R U_R = \rho_P U_P
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

La résolution du système d'équations (2) nécessite un traitement numérique très délicat. Dans la plus part des cas, les auteurs ont fixés leurs attentions sur l'une des deux équations principales du système, l'équation de la température ou l'équation des concentrations. Les théories qui traitent l'équation de la température sont dites : théories thermiques, et celles qui traitent l'équation des concentrations sont dites : théories diffusionnelles. nous présentons dans cette analyse aérodynamique une théorie thermique dite de Mallard-Le Chatelier.

Nous venons de voir que la température locale était déterminée par la relation suivante :

$$\frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) - \rho U C_p \frac{dT}{dx} + \omega Q = 0
 \tag{1}$$

Si la conductivité thermique garde une valeur sensiblement constante dans le domaine de température considéré l'équation (1) se simplifie, et l'on a donc :

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} - \rho U C_p \frac{dT}{dx} + \omega Q = 0
 \tag{2}$$

Il est commode d'écrire cette relation en coordonnées réduites :

$$\theta = \frac{T - T_i}{T_c - T_i} \quad \text{Etant la température réduite.}$$

$$Y = \frac{x}{e_0} \quad \text{Etant la distance réduite.}$$

Avec :

T_I : est la température de référence du mélange initial.

T'_0 : est la température caractéristique de la zone de réaction.

e_0 : est une longueur liée à l'épaisseur du front de flamme.

On a alors :

$$\frac{d^2\theta}{dY^2} - \frac{\rho C_P U e_0}{\lambda} \frac{d\theta}{dY} + \frac{Q \omega e_0}{\lambda(T_C - T_I)} = 0 \quad (3)$$

L'équation (3) est équation dimensionnelle, le coefficient sans dimension du deuxième terme est le nombre de Péclet Pe :

$$Pe = \frac{\rho C_P U e_0}{\lambda}$$

Le troisième terme $f(T)$ peut être explicité par exemple si l'on exprime les concentrations en fonction des fractions molaires, et on peut considérer que :

$$(X_{BI} - X_{BF}) \left(\frac{Q_B}{m} \right) = C_P (T_K - T_I)$$

On a alors :

$$f(\omega) = \frac{\rho Q_B U_B e_0^2}{m \lambda (T_C - T_I)}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{T_K - T_I}{T_C - T_I} \frac{\rho U C_P e_0}{\lambda} \frac{e_0 \omega_B}{U_B (X_{BI} - X_{BF})} \\ &= \theta_K \cdot Pe \cdot W. \end{aligned}$$

Donc $f(\omega)$ est le produit de trois nombres sans dimensions :

θ_K : est un nombre de température.

Pe : est le nombre de Péclet.

W : est un nombre cinétique.

et

Q_B : désigne la chaleur de la réaction.

T_K : désigne la température adiabatique de combustion.

L'équation (3) devient donc :

$$\frac{d^2\theta}{dY^2} + Pe \frac{d\theta}{dY} + \theta_K \cdot Pe \cdot W = 0 \quad (4)$$

Les solutions analytiques de cette équation sont de la forme :

$$Pe = f(\theta)$$

$$f'(Pe, W) = 0$$

$$W = f''(\theta)$$

La théorie thermique de Mallard-le chatelier prend le choix du premier type de solution. Ce choix s'appuie sur l'hypothèse qui considère que le flux de chaleur transmis par conduction de la part des gaz brûlés à travers le front de flamme, sert à enflammer les gaz frais en augmentant leur température initiale jusqu'à la température d'inflammation :

$$\rho C_p U (T_{INF} - T_I) = \lambda \frac{(T_f - T_{INF})}{e_0}$$

Soit :

$$Pe = \frac{T_f - T_{INF}}{T_{INF} - T_I} = \frac{T_f - T_I}{T_{INF} - T_I} - 1$$

Sous forme condensée on obtient, en choisissant la température d'inflammation comme température caractéristique T_c :

$$Pe = \theta_f - 1$$

On remarque que la solution de l'équation différentielle est de la forme $Pe = f(\theta)$, et la vitesse laminaire est donnée par :

$$U = \lambda \frac{(T_f - T_{INF})}{e_0} \frac{1}{\rho C_p (T_{INF} - T_I)}$$

c) Calcul des propriétés de transport

La viscosité d'un mélange d'un hydrocarbure avec l'air au cours du processus de combustion, est donné en fonction de la viscosité de l'air et de la richesse du mélange par l'expression suivante :

$$\mu = \frac{\mu_{AIR}}{1 + 0.027 \cdot Rich}$$

Cette expression est valable pour un intervalle de température compris entre 500 à 4000 K, pour des pression comprises entre 1 et 100 atm, et pour des richesses de 1 à 4.

La viscosité de l'air est donnée en fonction de la température par l'expression empirique suivante :

$$\mu_{AIR}(Kg / m.s) = 3.3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.7}$$

La température est donnée en degré Kelvin.

La détermination du coefficient conductif de la chaleur λ est proposée par la relation empirique de Eucken, cette relation donne le coefficient λ en fonction de la viscosité et de la chaleur massique à volume constant :

$$\lambda = \frac{9 \cdot \gamma - 5}{4} \mu \cdot C_v$$

Le coefficient de diffusion moléculaire est donné en fonction du nombre de Schmidt, par :

$$Sc = \nu / Dim$$

Ce qui donne :

$$Dim = \nu / Sc$$

Des résultats expérimentaux du nombre du Schmidt, qui compare les effets de la viscosité et de la diffusion du fluide ont lui y fixé une valeur de 0.75, dans le cas des gaz au cours du processus de combustion.

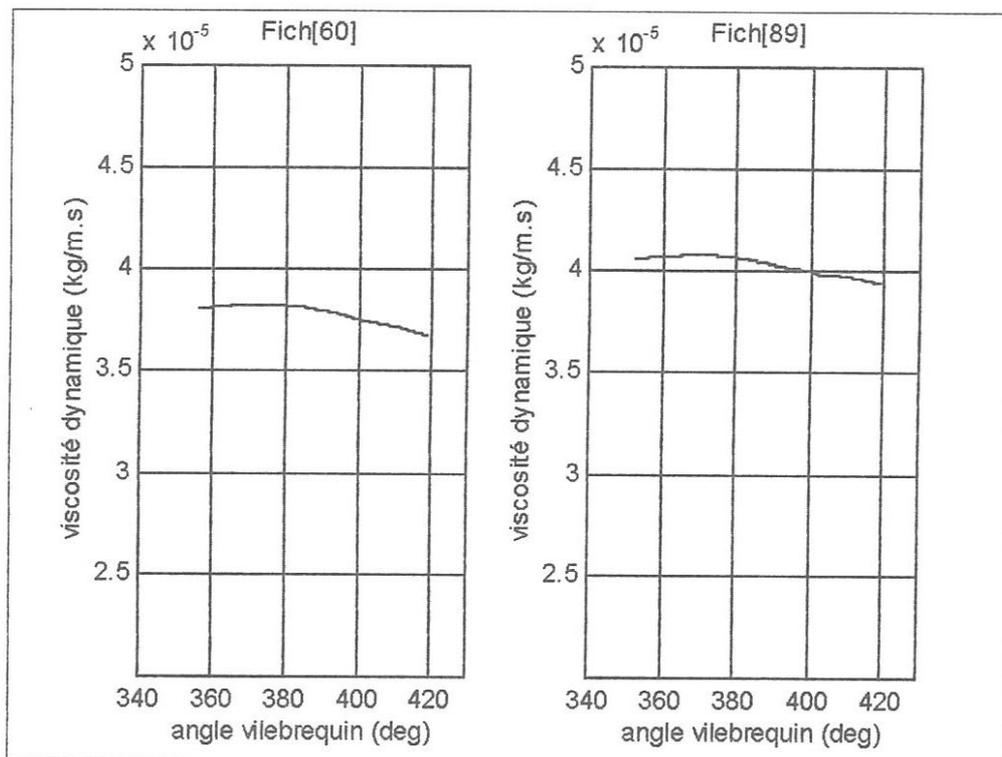
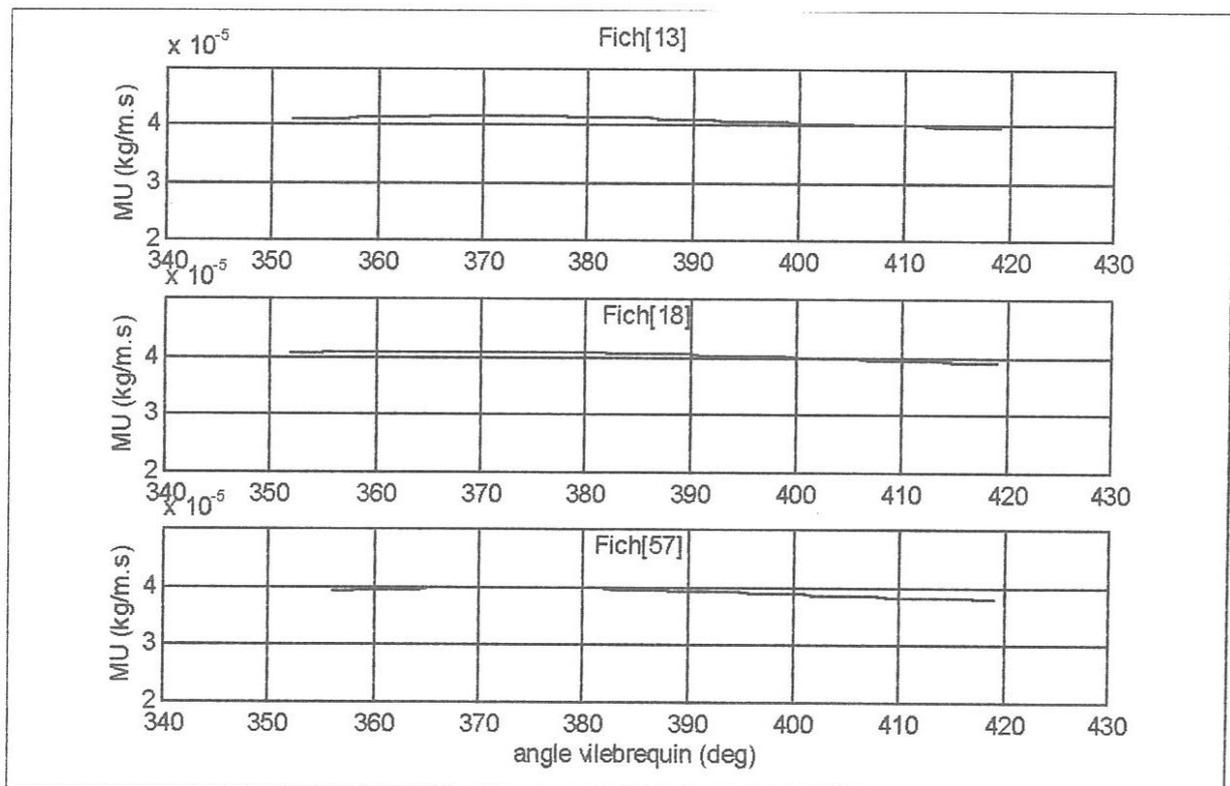


Figure 4.1 viscosité dynamique en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

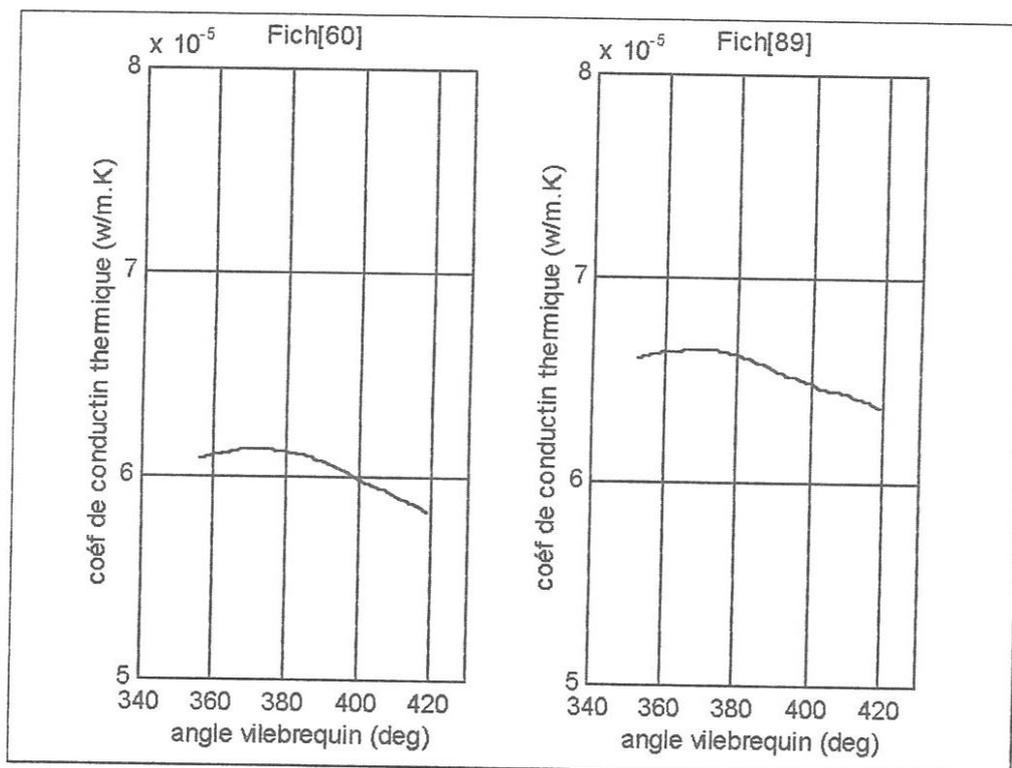
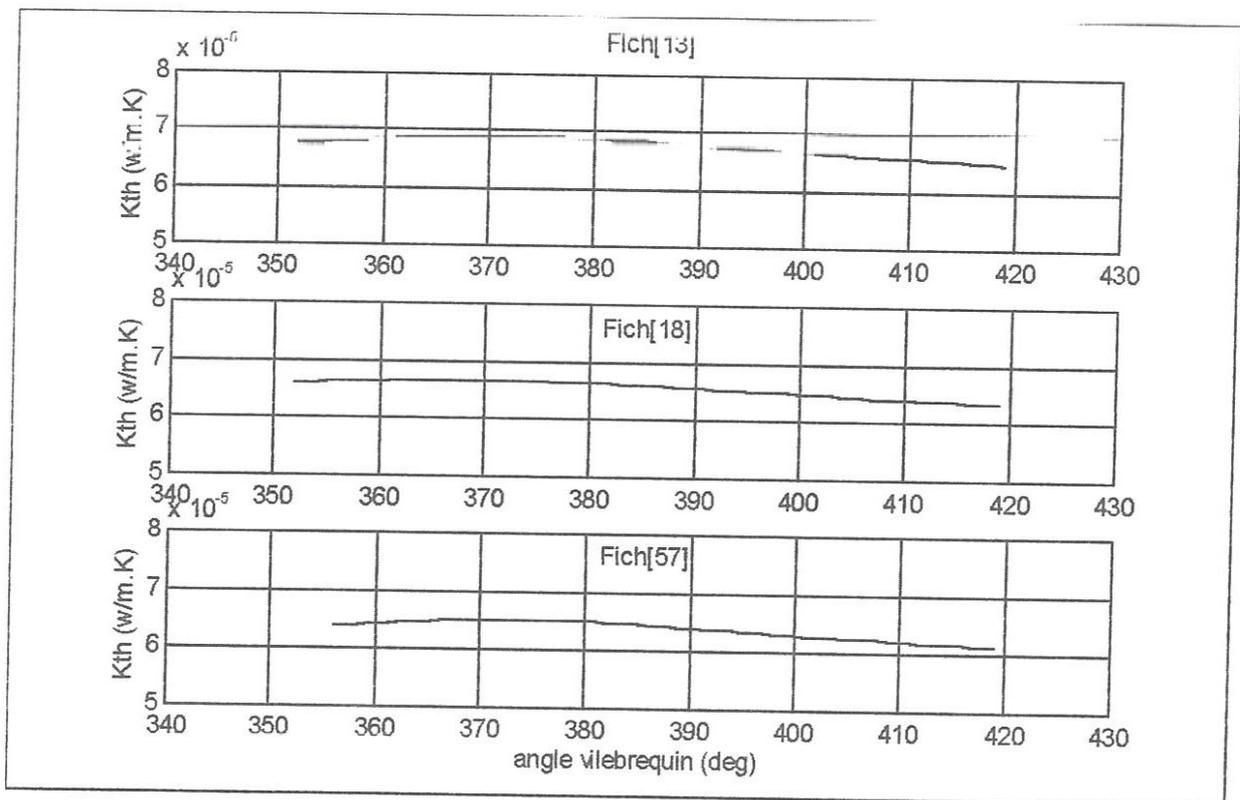


Figure 4.2 Coéf de conduction thermique en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m

Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m

Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

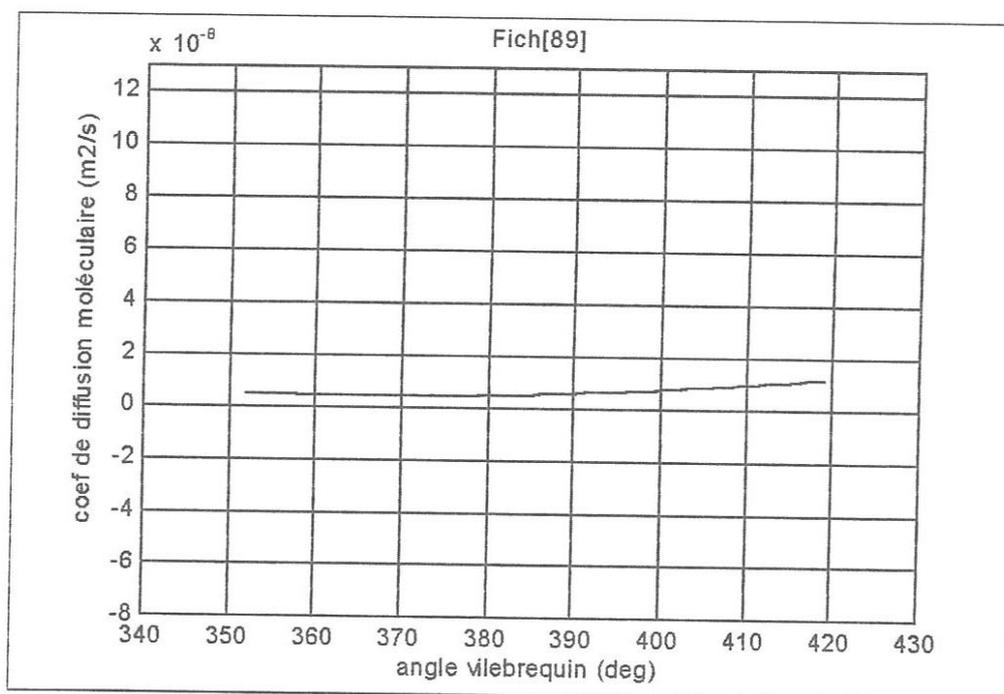
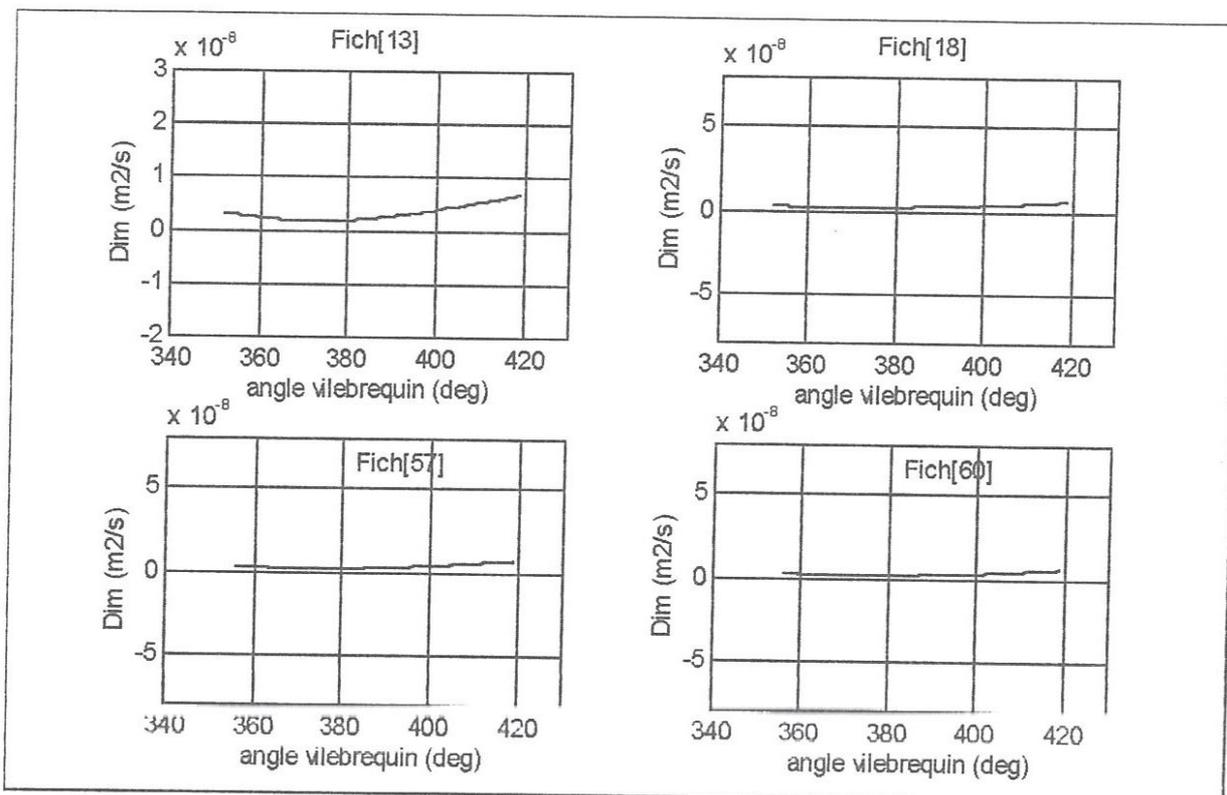


Figure 4.3 Coef de diffusion moléculaire en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

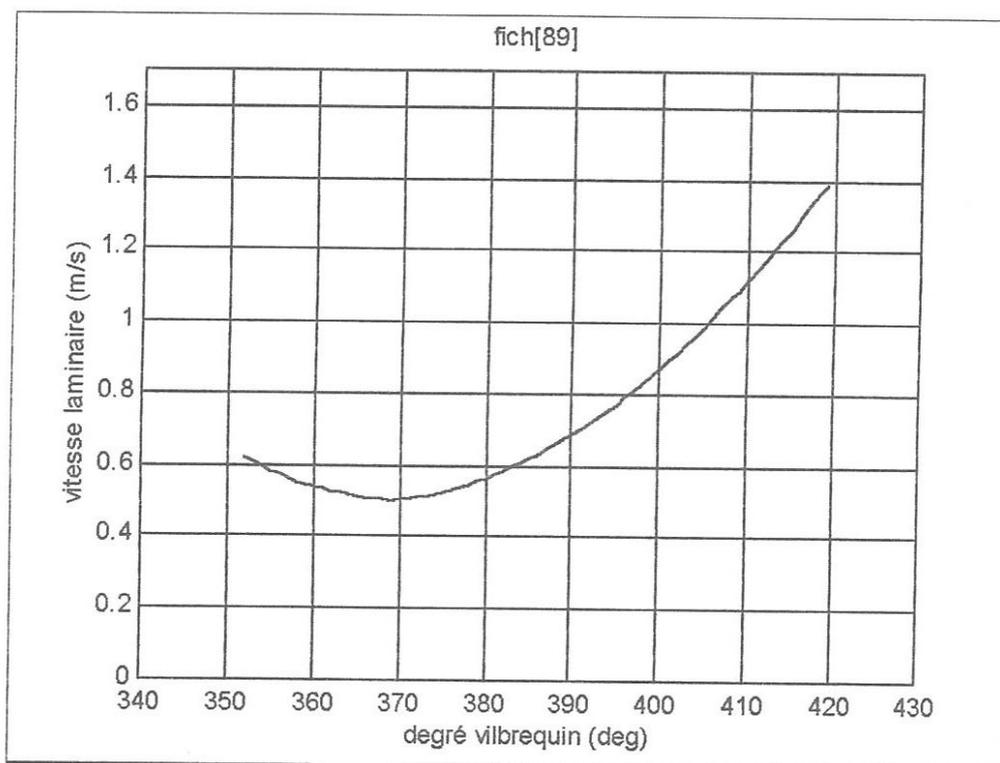
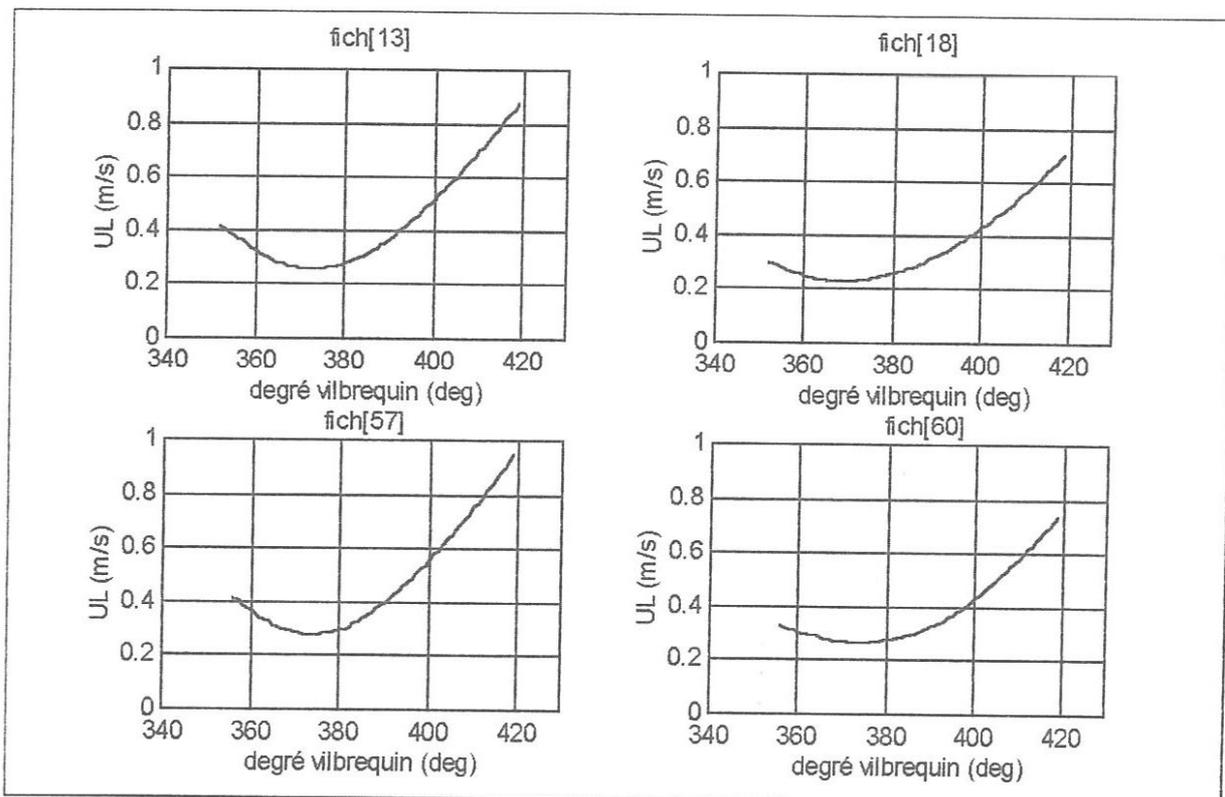


Figure 4.4 vitesse laminaire en fonction du degré vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m

Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m

Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

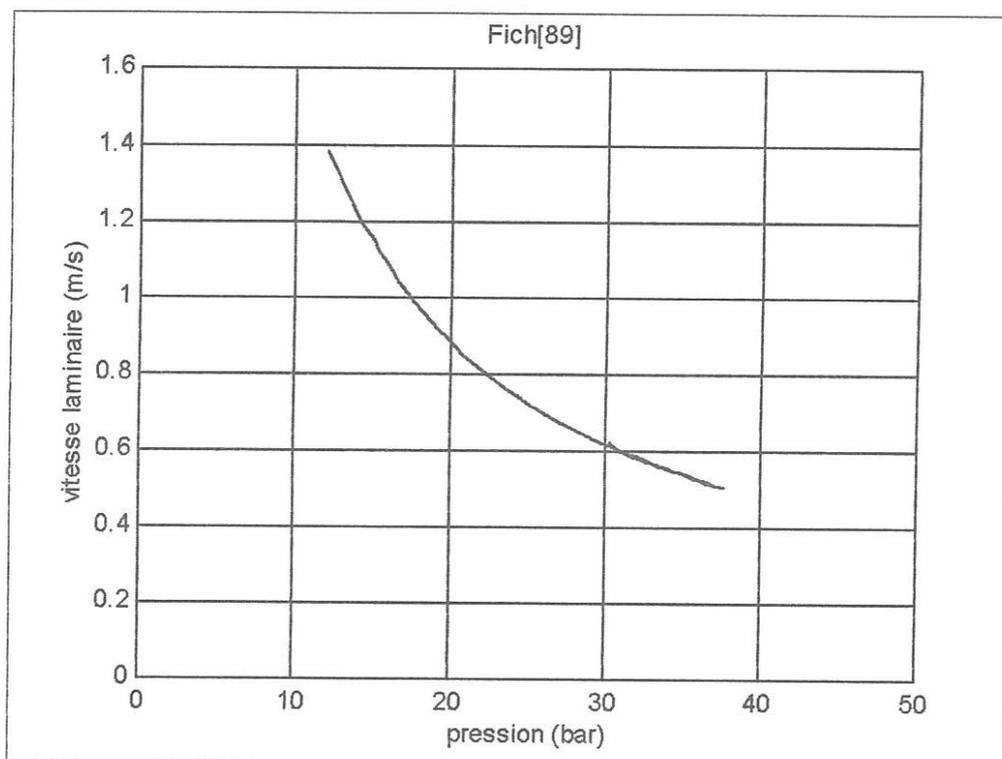
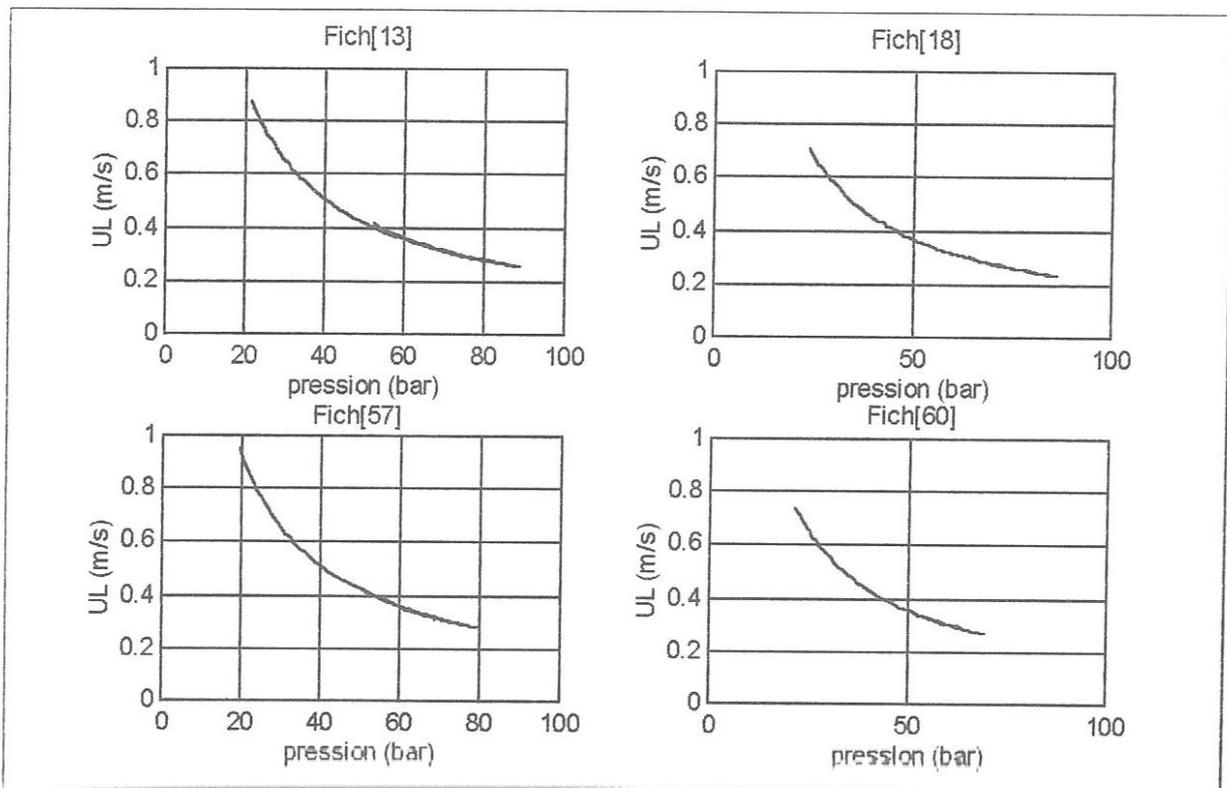


Figure 4.5 La vitesse laminaire en fonction de la pression

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m

Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m

Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

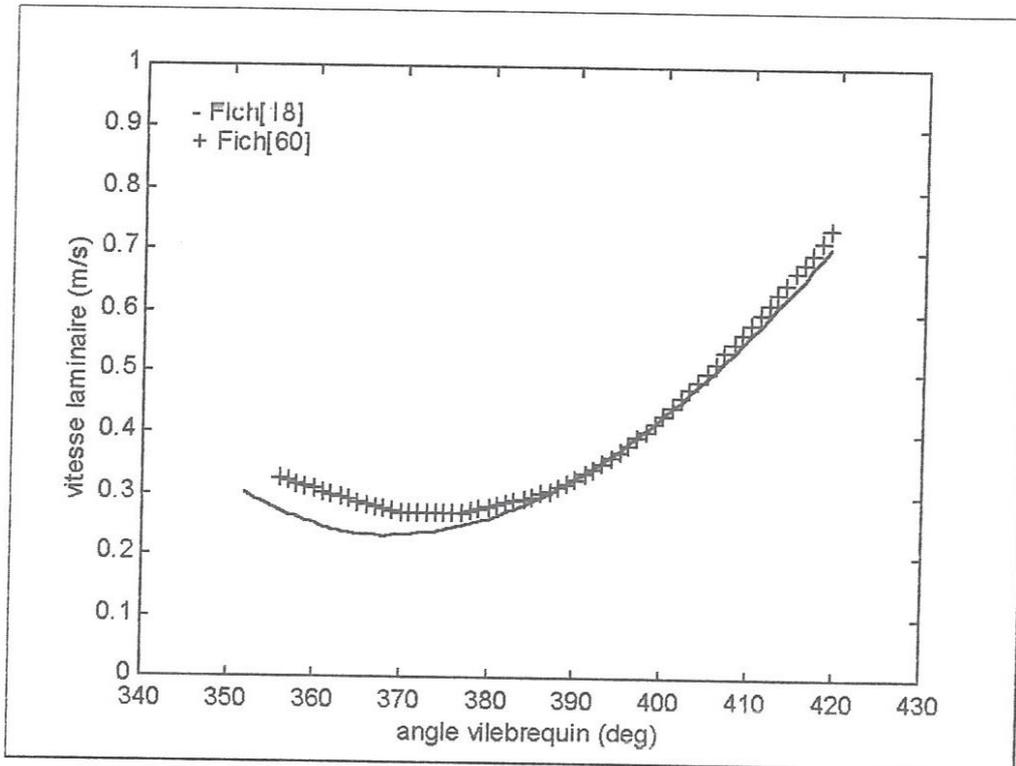


Figure 4.6 Influence du régime moteur sur la vitesse laminaire
 pour une de richesse = 0.6, et un couple = 900 N.m.
 Fich[18] : régime moteur = 2000 tr/mn,
 Fich[60] : régime moteur = 1200 tr/mn.

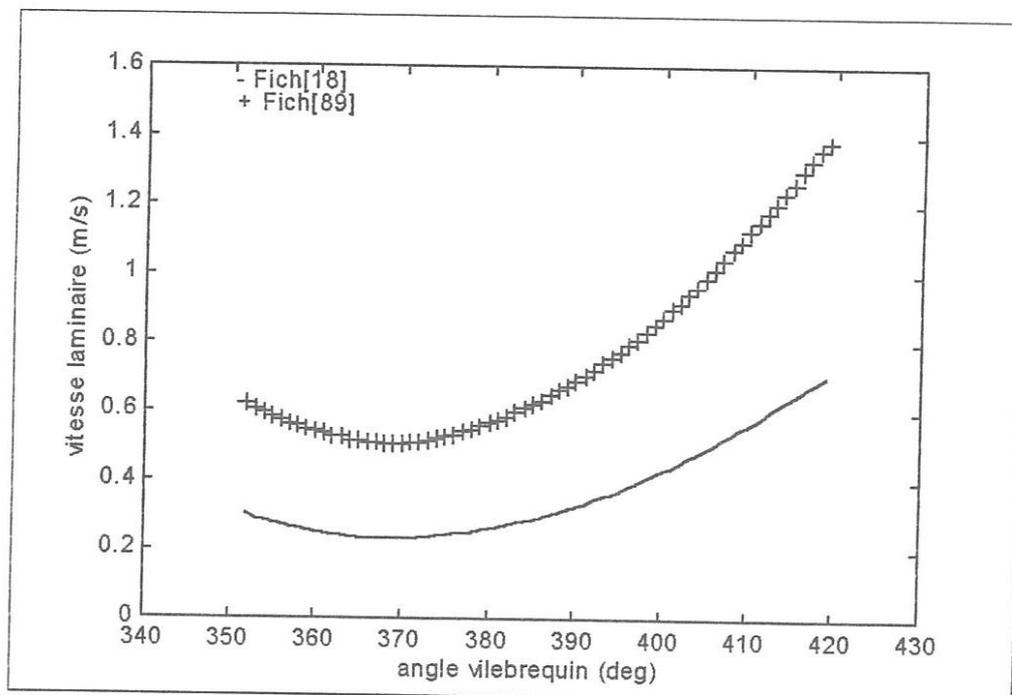


Figure 4.7 Influence du couple moteur sur la vitesse laminaire
 pour une de richesse = 0.6, et un régime = 2000 tr/mn.
 Fich[18] : couple moteur = 900 N.m,
 Fich[89] : couple moteur = 300 N.m.

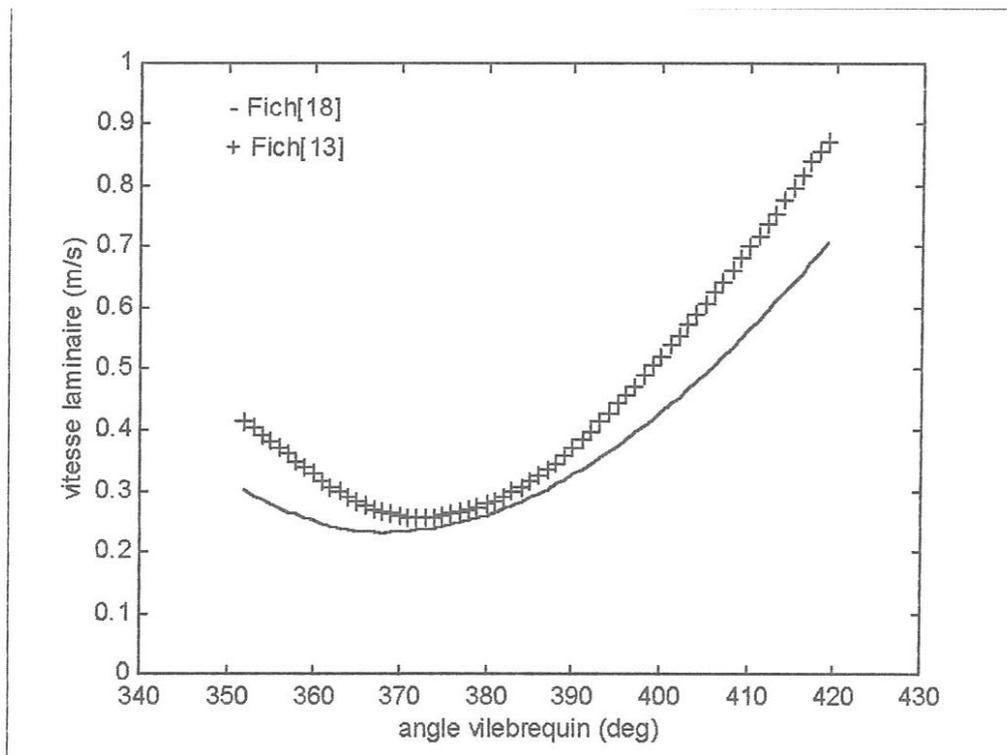


Figure 4.8 Influence de la richesse sur la vitesse laminaire
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[18] : richesse = 0.6,
Fich[13] : richesse = 0.7.

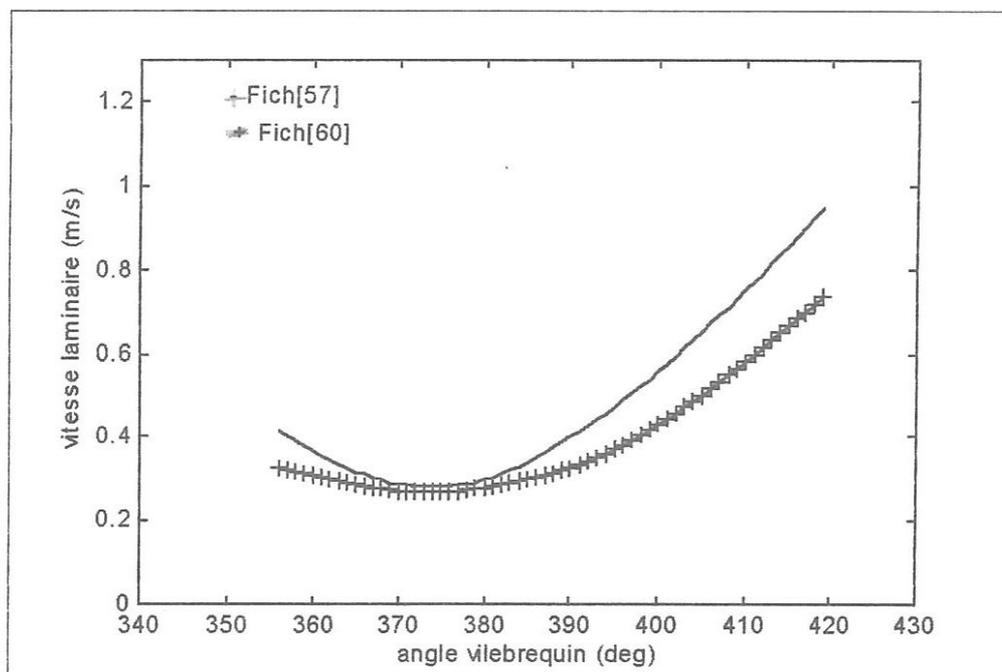


Figure 4.9 Influence de la richesse sur la vitesse laminaire
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 1200 tr/mn.
Fich[57] : richesse = 0.66,
Fich[60] : richesse = 0.7.

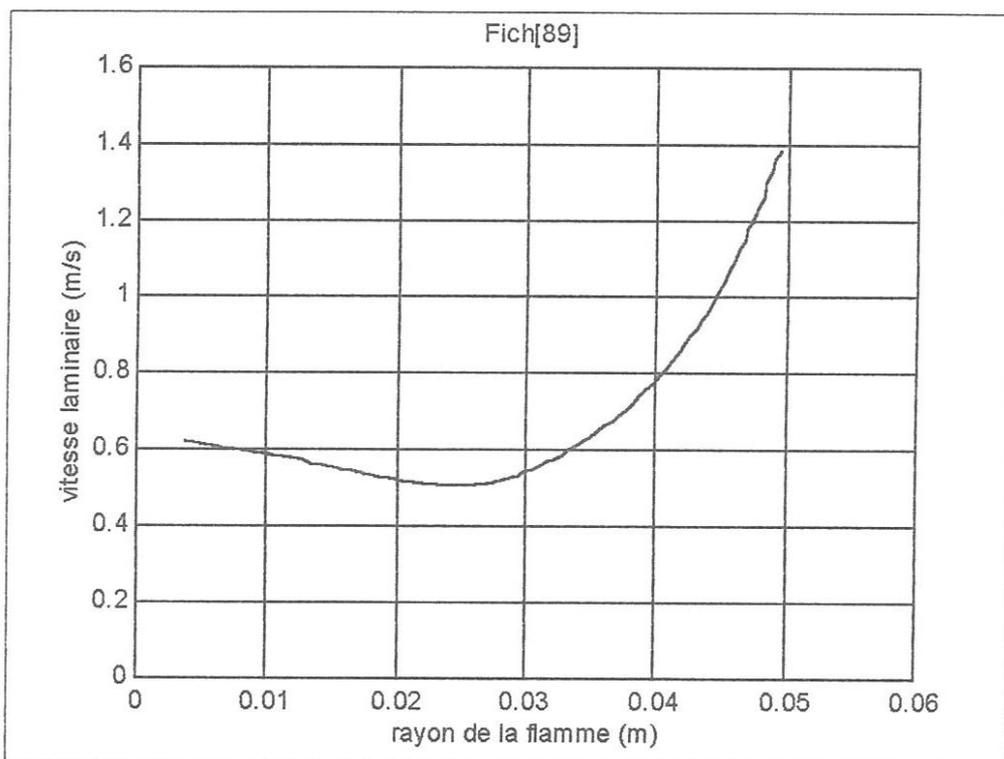
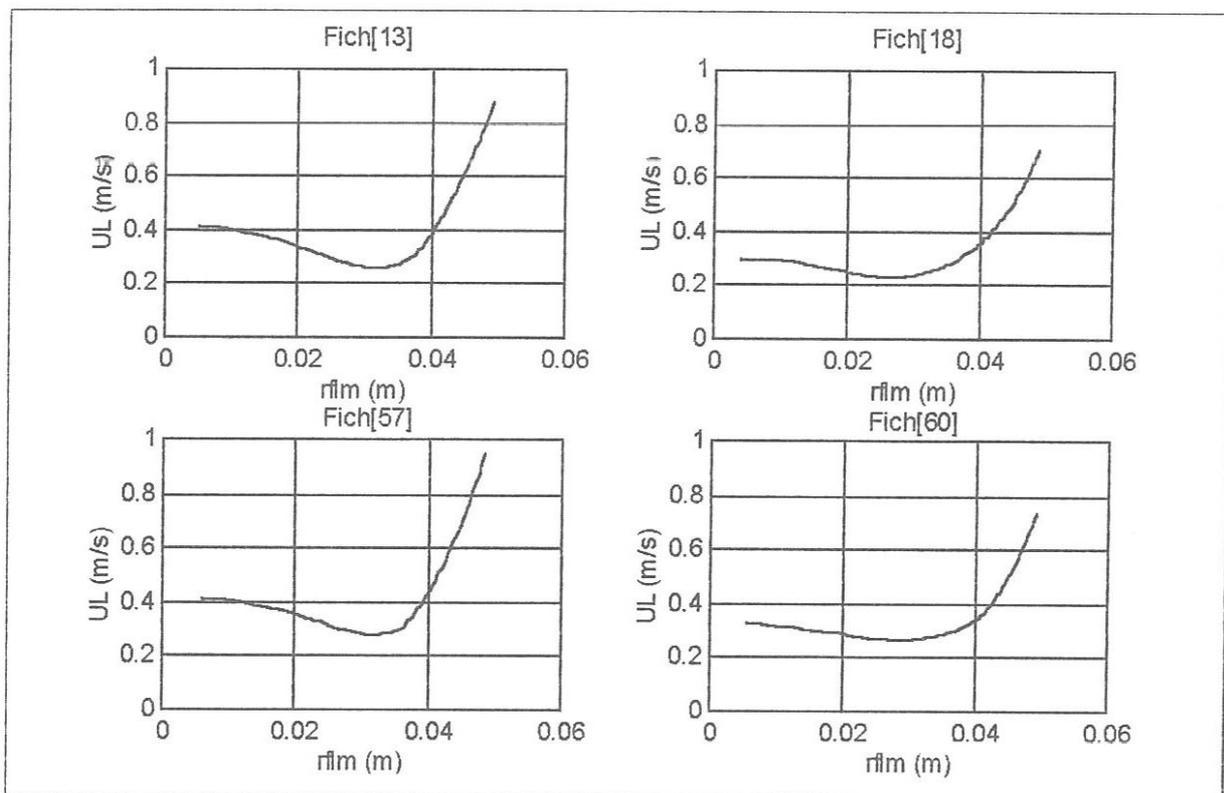


Figure 4.10 vitesse laminaire en fonction du rayon de la flamme

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

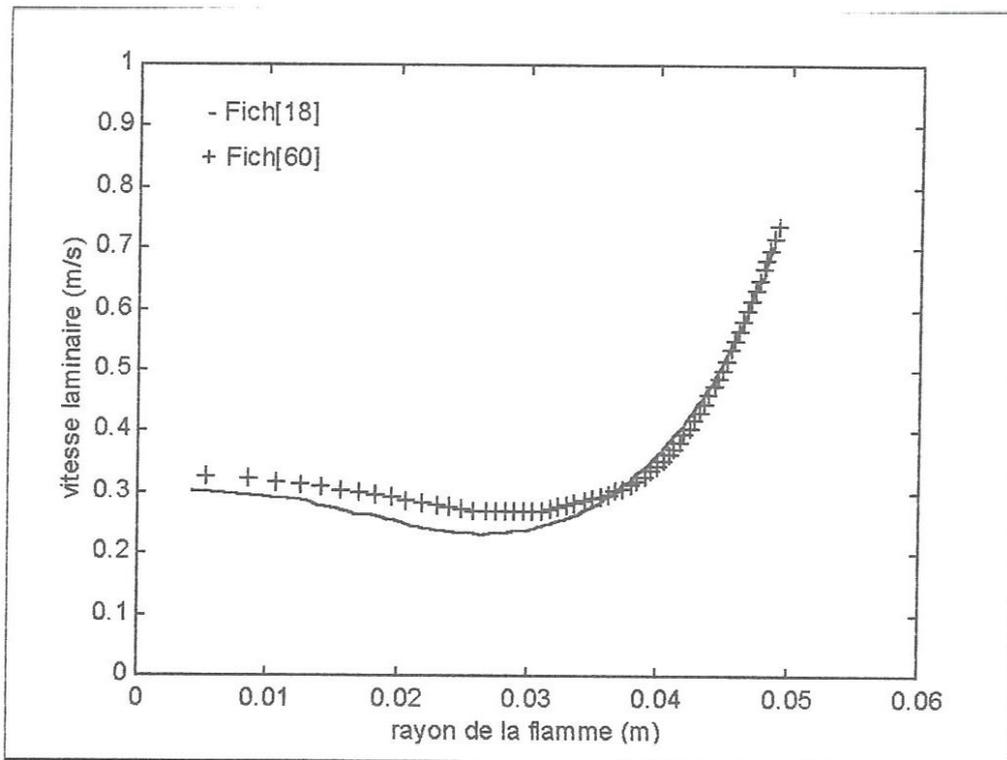


Figure 4.11 Influence du régime moteur sur le développement de la flamme
pour une de richesse = 0.6, et un couple = 900 N.m.
Fich[18] : régime moteur = 2000 tr/mn,
Fich[60] : régime moteur = 1200 tr/mn.

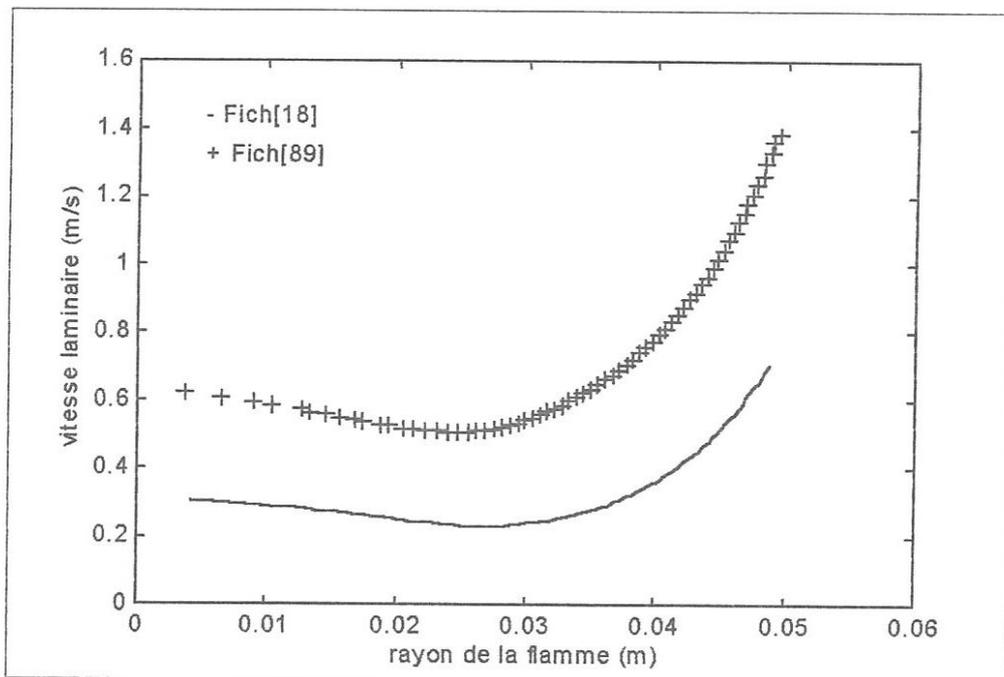


Figure 4.12 Influence du couple moteur sur le développement de la flamme
pour une de richesse = 0.6, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[18] : couple moteur = 900 N.m,
Fich[89] : couple moteur = 300 N.m.

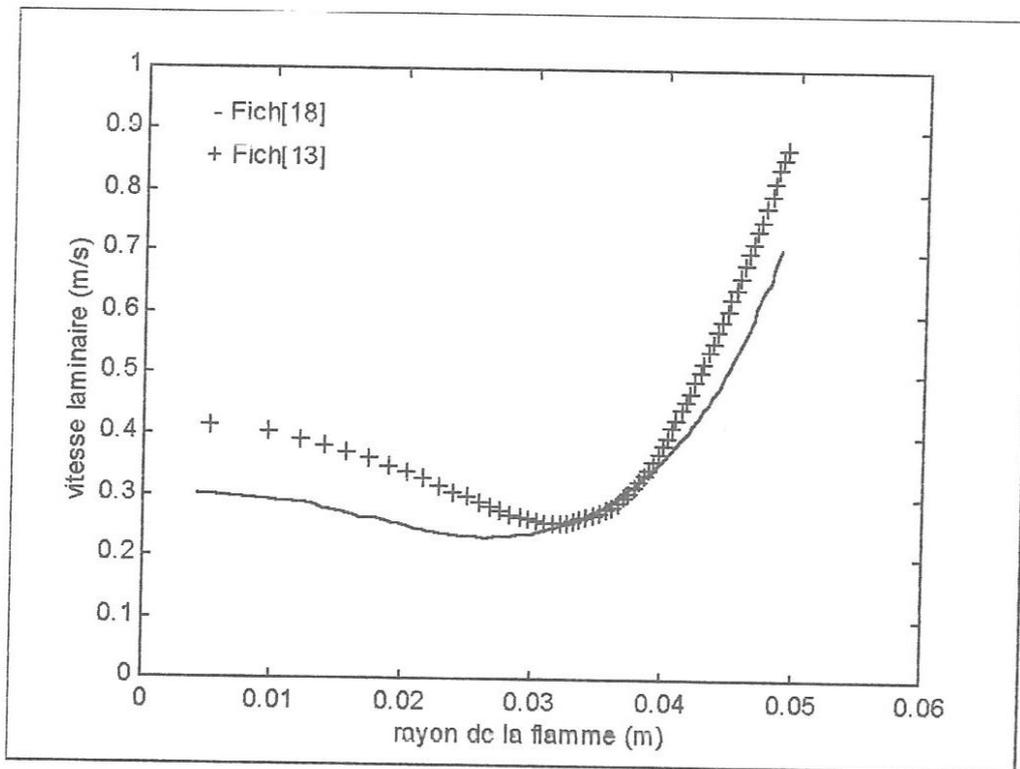


Figure 4.13 Influence de la richesse sur le développement de la flamme
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[18] : richesse = 0.6,
Fich[13] : richesse = 0.7.

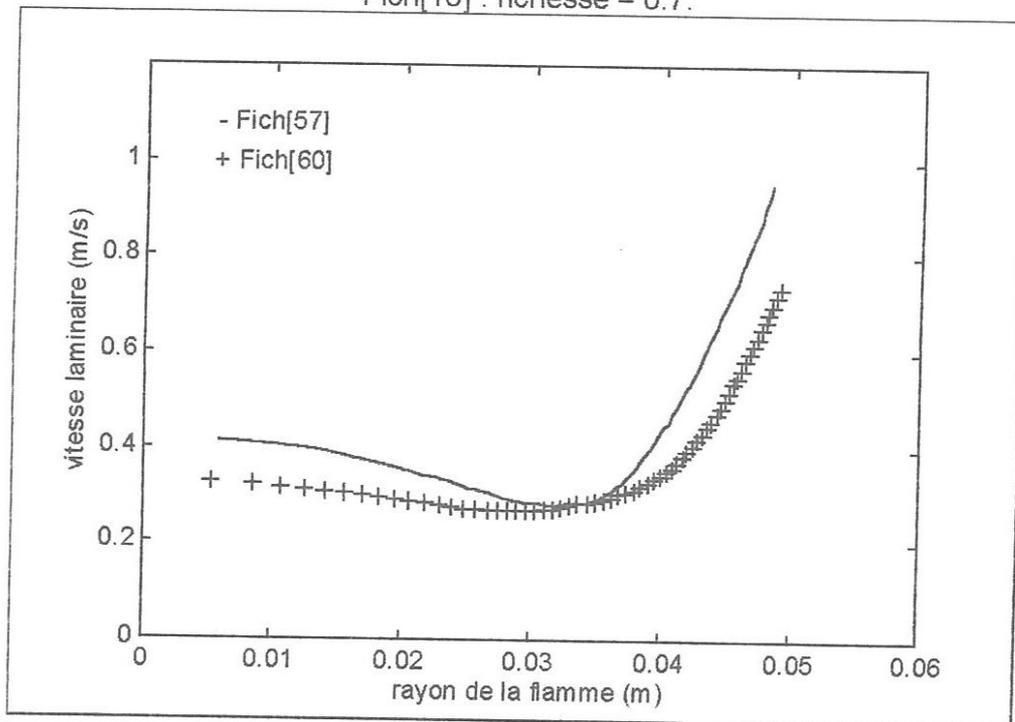


Figure 4.14 Influence de la richesse sur le développement de la flamme
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 1200 tr/mn.
Fich[57] : richesse = 0.66,
Fich[60] : richesse = 0.7.

4.2.2 Calcul de la vitesse turbulente de propagation du front de flamme

Entre la vitesse de combustion exprimée par la dérivée temporelle de la fraction des gaz brûlés $\frac{df_b}{dt}$ et la vitesse turbulente U_T , il existe la relation suivante qui exprime le débit du mélange frais au travers la surface de la flamme S_{FL} [4] :

$$M_T \cdot \frac{df_b}{dt} = M_F \cdot S_{FL} \cdot U_T$$

Ce qui donne :

$$U_T = \left(M_T \cdot \frac{df_b}{dt} \right) / (M_F \cdot S_{FL})$$

Avec :

M_T : Masse totale enfermée par cycle et par cylindre.

S_{FL} : Surface de la flamme.

M_F : Masse du mélange frais.

f_b : Fraction brûlée.

4.2.2.1 Calcul de la masse totale enfermée dans le cylindre

La masse totale des gaz enfermés par cylindre et par cycle est donnée par :

$$M_T = M_{Fa} + M_{RCL}$$

Avec :

M_{Fa} : Masse des gaz enfermés.

M_{RCL} : Masse des gaz recyclés.

a) Masse des gaz enfermés M_{FA}

La masse des gaz pénétrant dans le moteur par cylindre et par cycle. Cette masse calculée au moment de la fermeture des soupapes d'admission, est donnée par

la relation suivante :

$$M_{FA} = \frac{D_{AIR} \cdot \rho_{AIR} + D_{GAZ} \cdot \rho_{GAZ}}{N_C}$$

N_C : Etant le nombre de cycle par heure, et donnée par la relation suivante :

$$N_C = 30 \cdot N \cdot n_c$$

N : Le couple moteur.

n_c : Le nombre de cylindres.

D_{air} : Débit d'air mesuré

D_{GAZ} : Débit de gaz

b) Masse des gaz recyclés M_{RECL}

Une certaine masse de gaz brûlés est recyclée au cycle suivant par le biais du volume mort. On suppose que ces gaz correspondent au volume mort de la chambre de combustion à la température et à la pression des gaz à l'échappement.

$$M_{RECL} = \frac{P_{ECHAP} \cdot V_m \cdot M_m}{R \cdot T_{ECHAP}}$$

M_m : Masse molaire du mélange.

P_{ECHAP} : Pression des gaz à l'échappement.

T_{ECHAP} : Température des gaz à l'échappement.

4.3 CALCUL DES PROPRIETES GEOMETRIQUES DE LA FLAMME

Dans le cas classique des chambres de combustion, il est possible de faire l'hypothèse d'une propagation sphérique du front de flamme depuis le foyer primaire central ou périphérique. Dès que la flamme touche les parois, cette propagation devient approximativement cylindrique [3].

a) Surface de la flamme

Il est possible donc de modéliser la surface moyenne de la flamme en considérant que sa propagation se fait selon une succession continue de sphères, avant de parvenir au parois, cette surface est donnée en fonction de rayon du volume des gaz brûlés et de l'épaisseur de la flamme par la relation :

$$S_{FL} = 4 \cdot \pi \cdot (r_b + L_{FL})^2$$

r_b : rayon des gaz brûlés

L_{FL} : épaisseur du front de flamme

Des que la flamme atteint les parois du cylindre, on peut considérer que sa propagation se fait selon une succession continue de cylindres, dont le volume est égal au volume brûlé, limité par les deux plans parallèles de la culasse et du piston, et la surface de la flamme a pour expression [3] :

$$S_{FL} = 4.(V.V_b)^{1/2} / d$$

d : Diamètre du piston.

V: Volume de la chambre.

V_b : Volume des gaz brûlés.

b) Rayon des gaz brûlés

Le rayon des gaz brûlés est donné en fonction du volume des gaz brûlés :

De la relation :

$$V_b = \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot r_b^3$$

Le rayon des gaz brûlés est égale à :

$$r_b = (4 \cdot V_b / 3 \cdot \pi)^{1/3}$$

c) Epaisseur du front de flamme

Le front de flamme est la région ou les gaz frais sont chauffés puis ils sont convertis par les réactions chimiques en produits de combustion, le front de flamme est partagé en deux zones ; une zone de préchauffage des gaz frais essentiellement par conduction, et une zone de réaction où s'effectue les réactions chimiques de combustion.

L'épaisseur du front de flamme est donné en fonction de la vitesse laminaire, le coefficient de transfert conductif, et la chaleur massique à pression constante [2]:

$$L_{FL} = \frac{4.6 \cdot \lambda}{C_p \cdot \rho_{GF} \cdot U_L}$$

d) rayon de la flamme

En égalant les deux expressions du volume de la flamme :

$$\frac{3}{4} \cdot \pi \cdot r_{FL}^3 = \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot (r_b + L_{FL})^3$$

$$r_{FL} = r_b + L_{FL}$$

e) Volume du front de flamme

Le volume du front de flamme est donné par :

$$V_{FFL} = \frac{3}{4} \pi (r_b + L_{FL})^3 - \frac{3}{4} \pi r_b^3$$

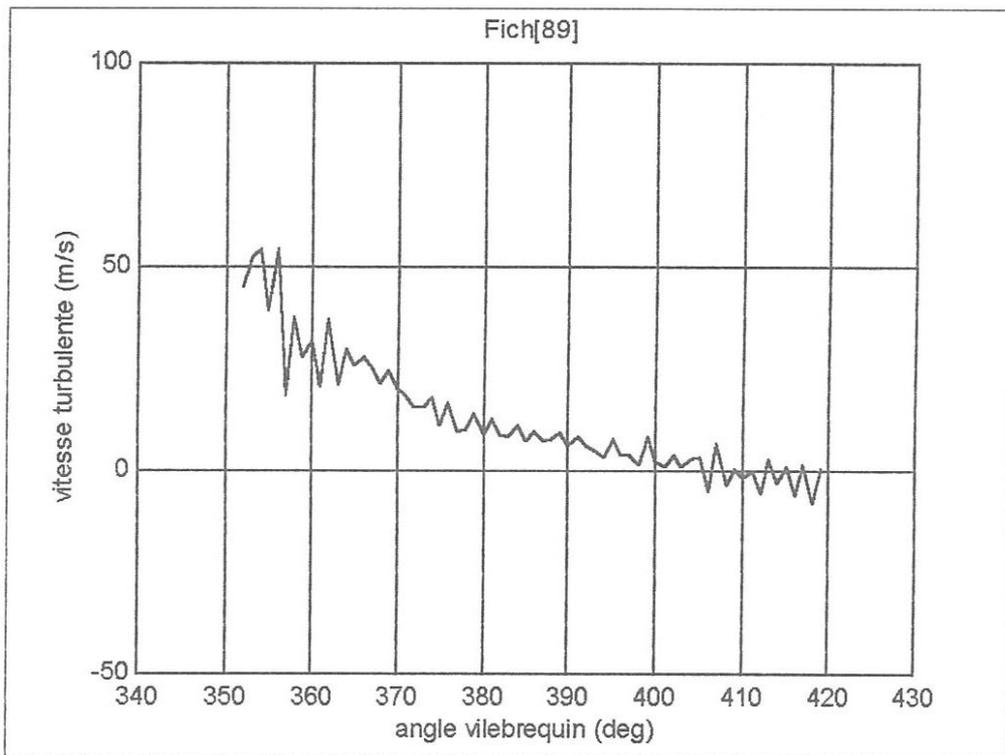
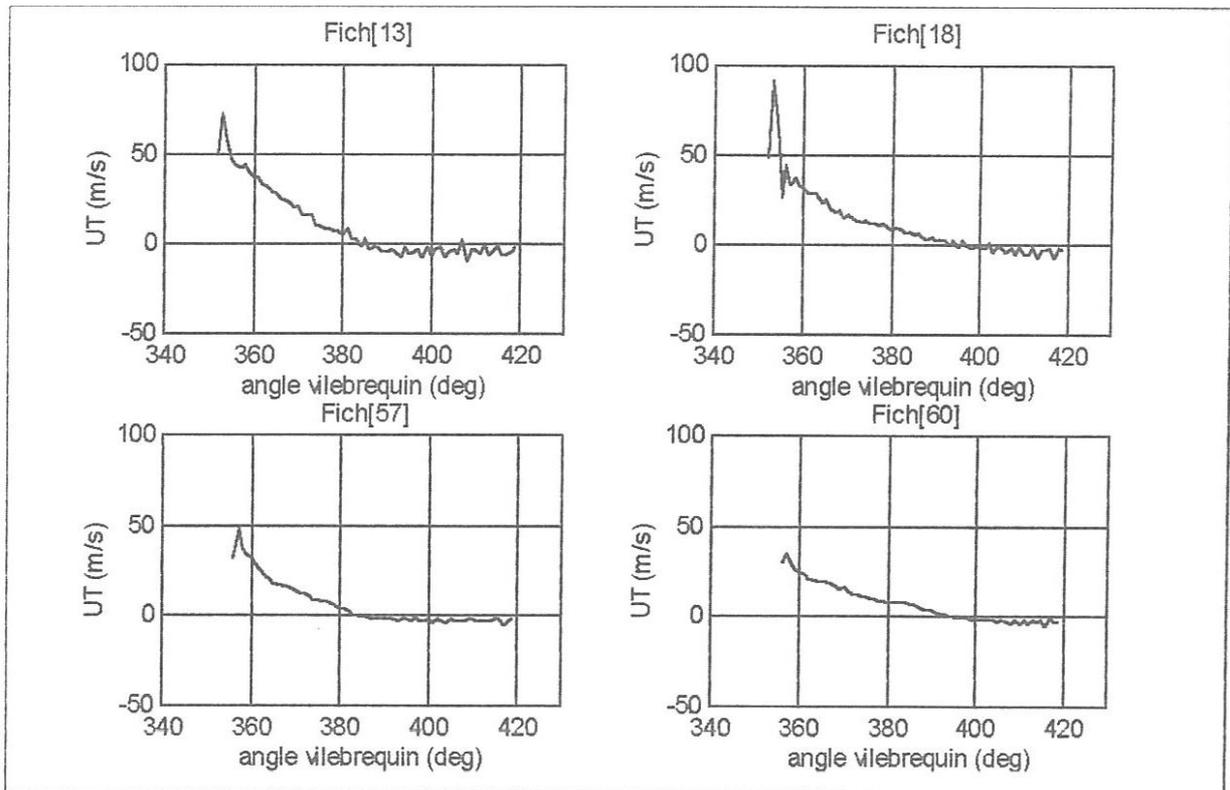


Figure 4.15 La vitesse turbulente en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m

Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m

Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

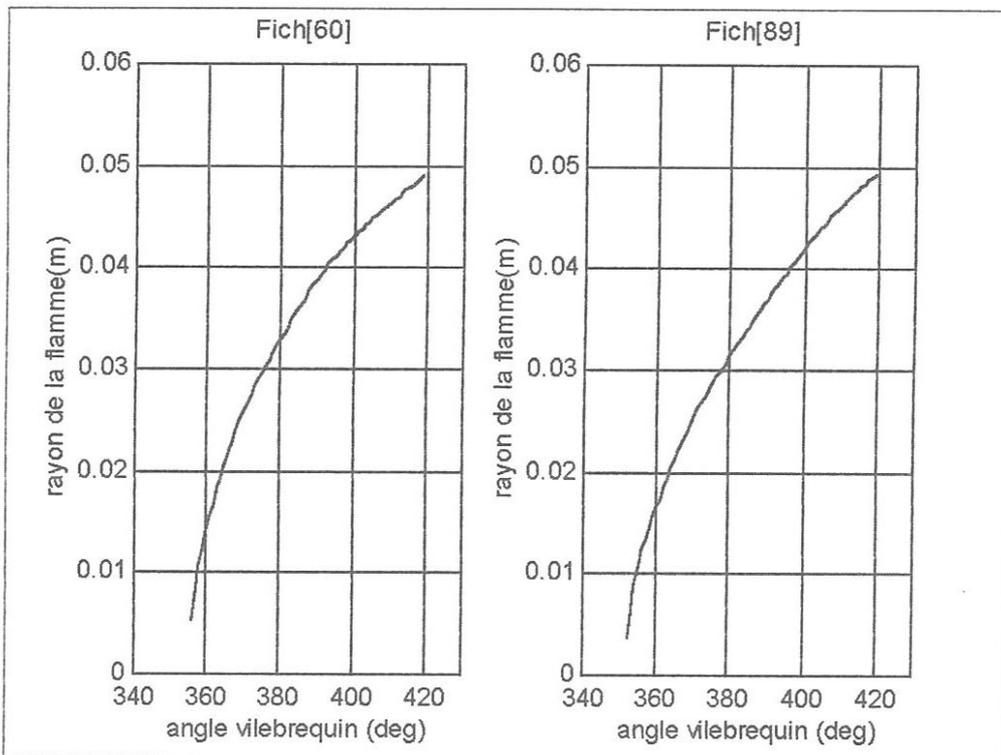
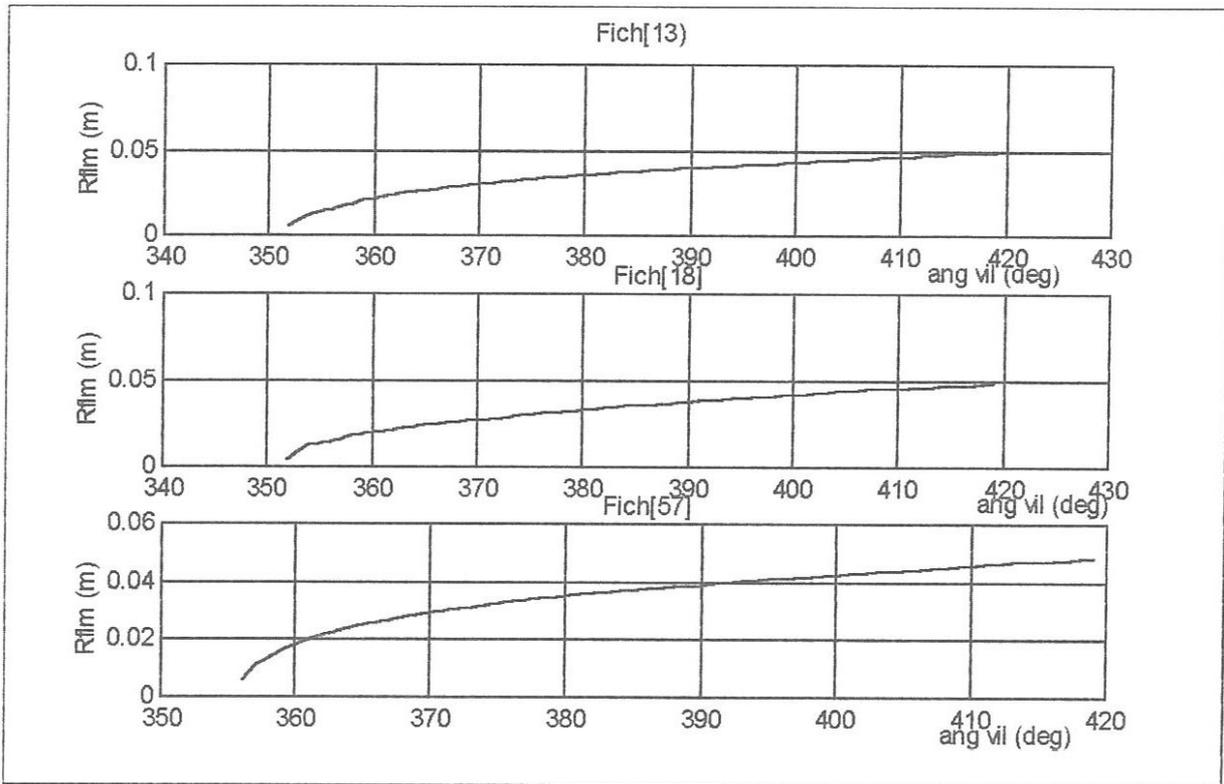


Figure 4.16 rayon de la flamme en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

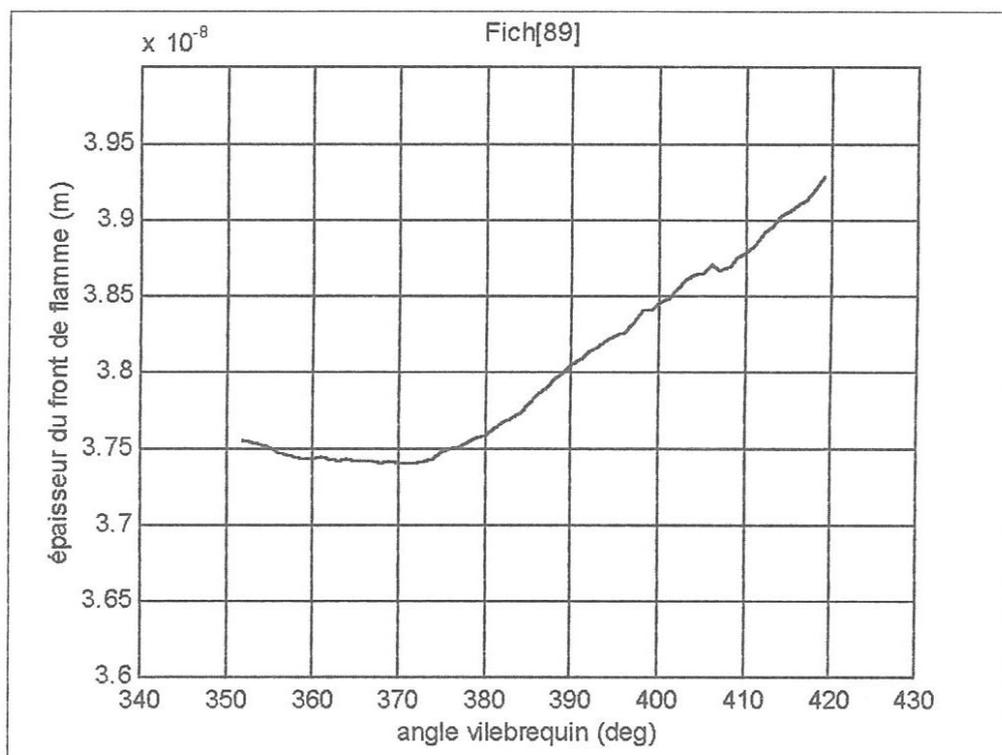
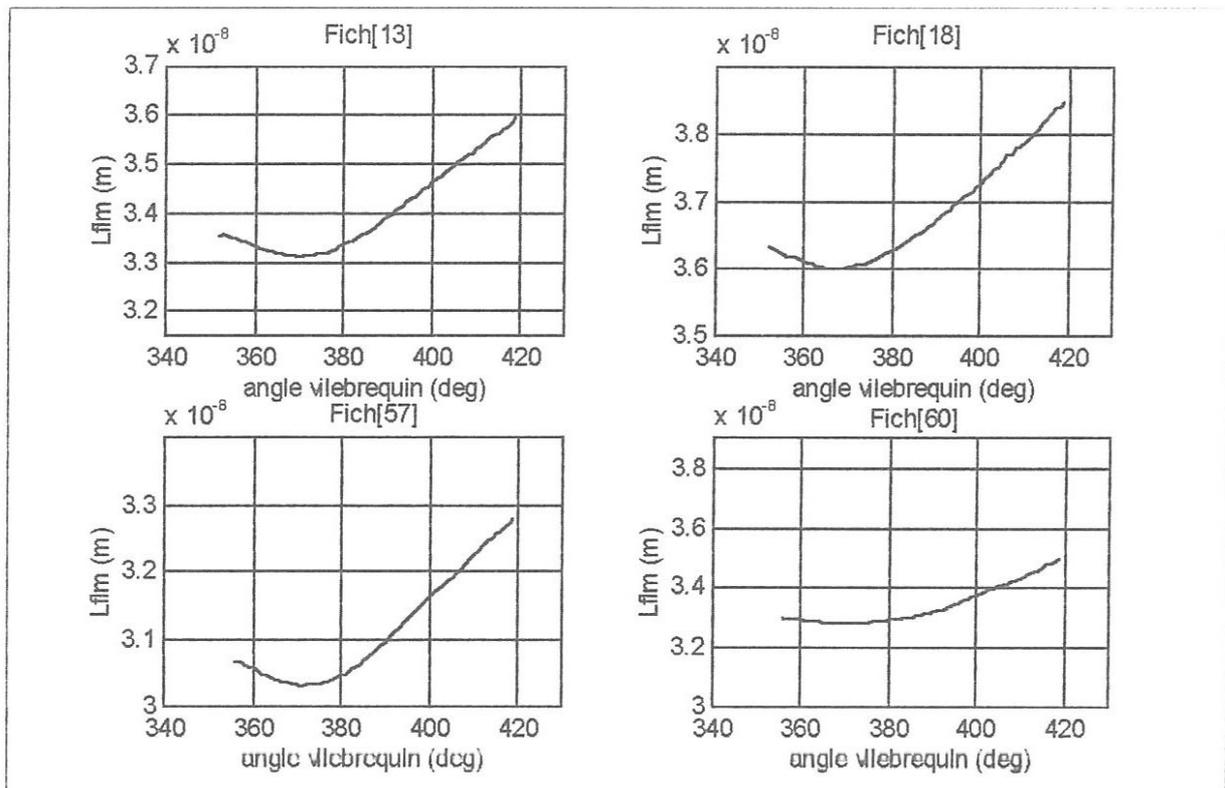


Figure 4.17 épaisseur du front de flamme en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

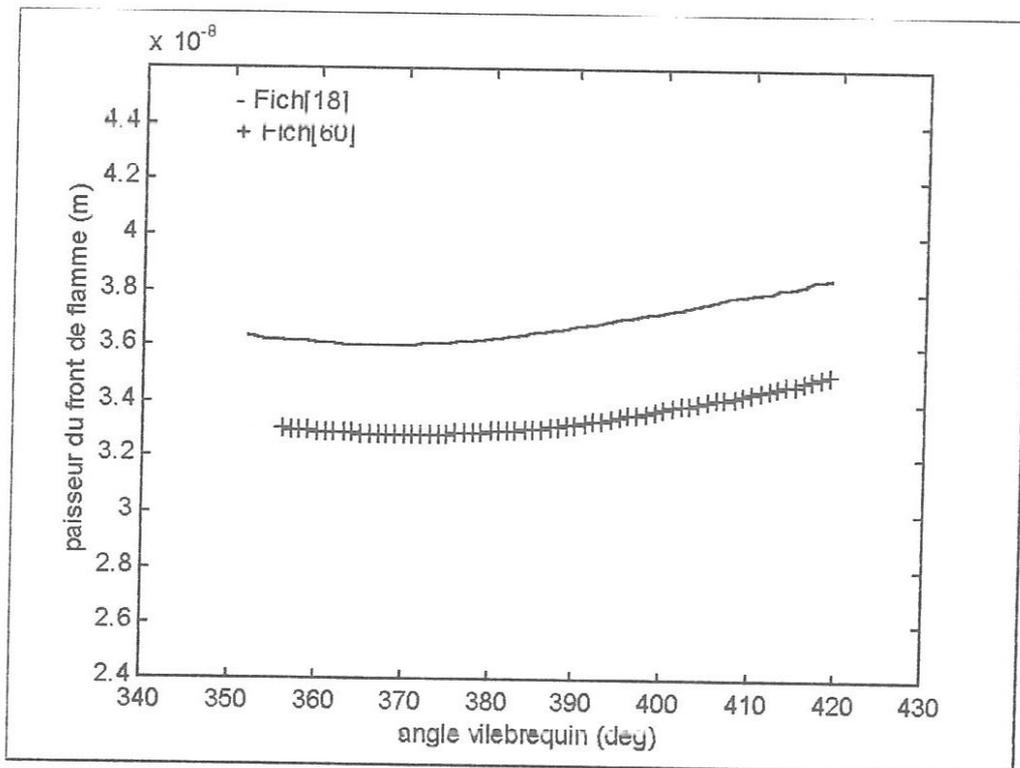


Figure 4.18 Influence du régime moteur sur l'épaisseur du front de flamme
pour une de richesse = 0.6, et un couple = 900 N.m.
Fich[18] : régime moteur = 2000 tr/mn,
Fich[60] : régime moteur = 1200 tr/mn.

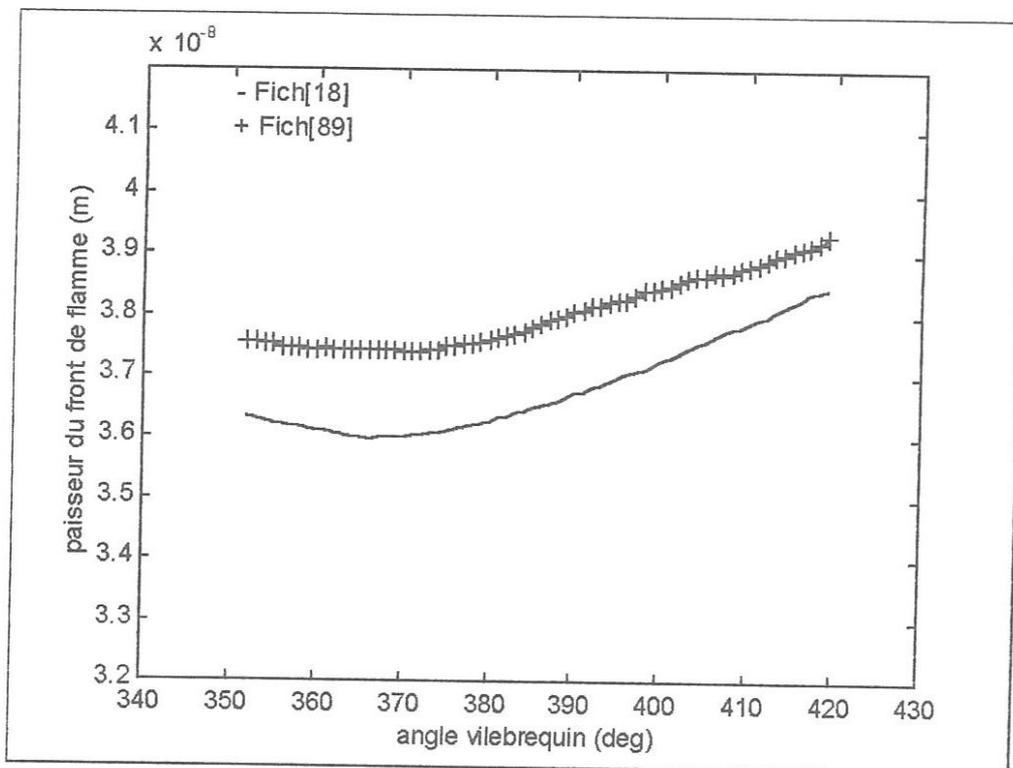


Figure 4.19 Influence du couple moteur sur l'épaisseur du front de flamme
pour une de richesse = 0.6, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[18] : couple moteur = 900 N.m, Fich[89] : couple moteur = 300 N.m.

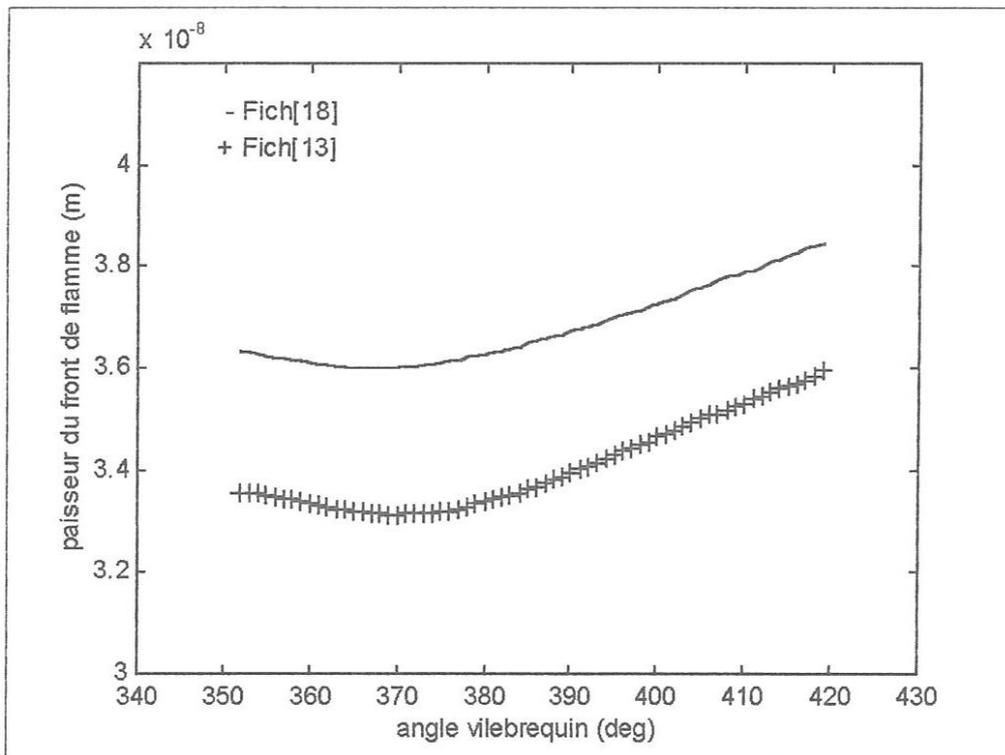


Figure 4.20 Influence de la richesse sur l'épaisseur du front de flamme
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[18] : richesse = 0.6,
Fich[13] : richesse = 0.7.

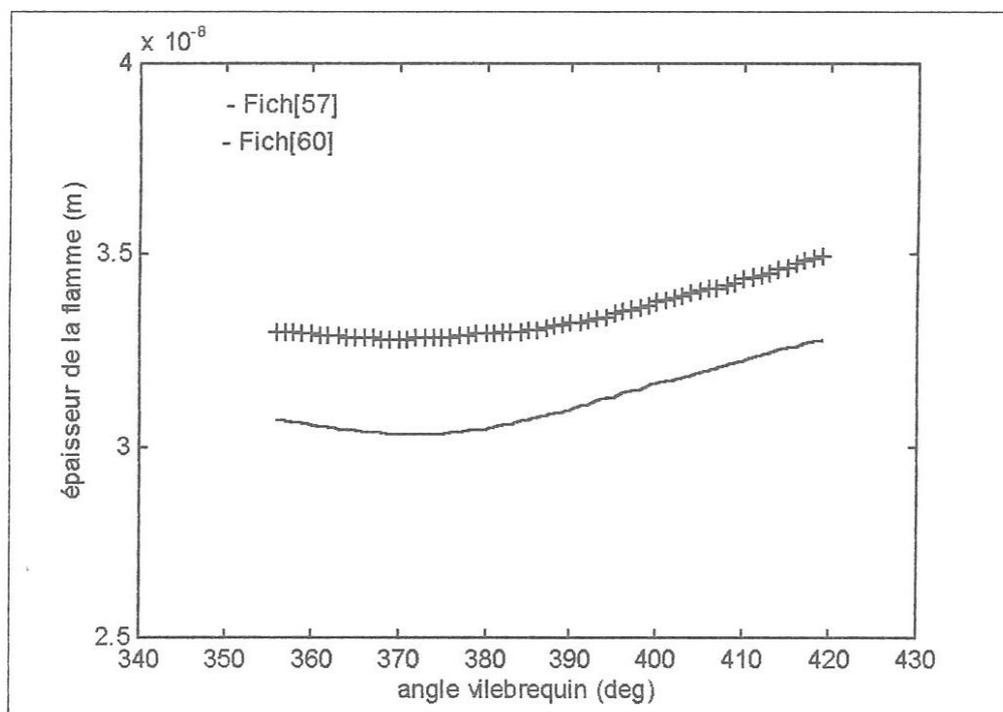


Figure 4.21 Influence de la richesse sur l'épaisseur du front de flamme
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 1200 tr/mn.
Fich[57] : richesse = 0.66,
Fich[60] : richesse = 0.7.

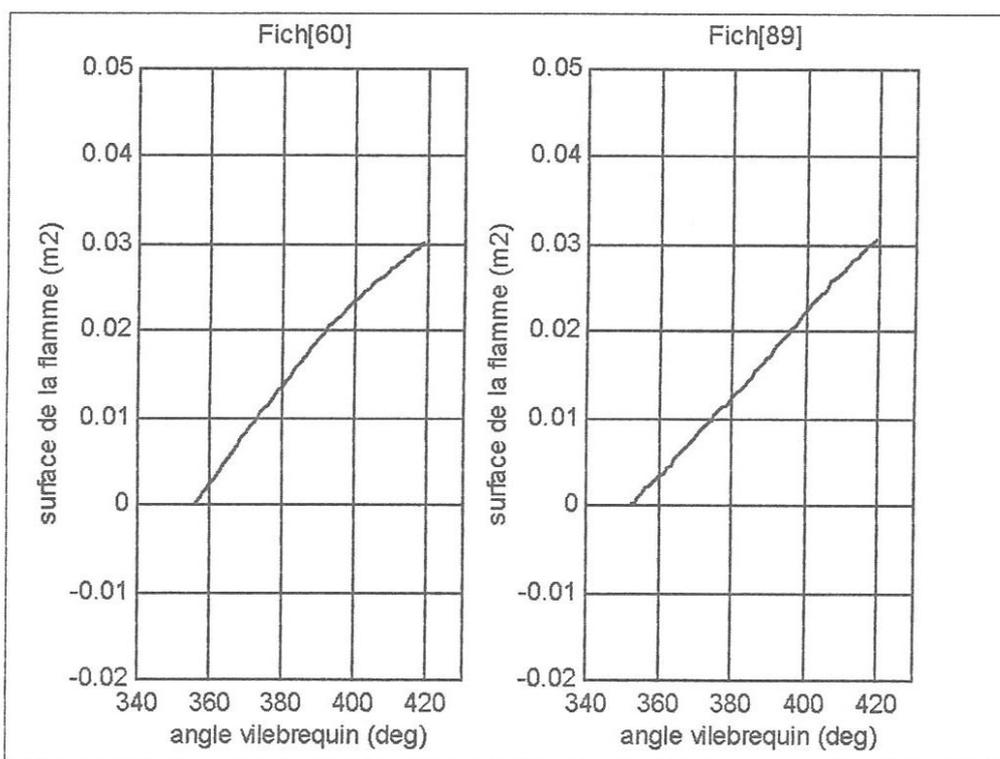
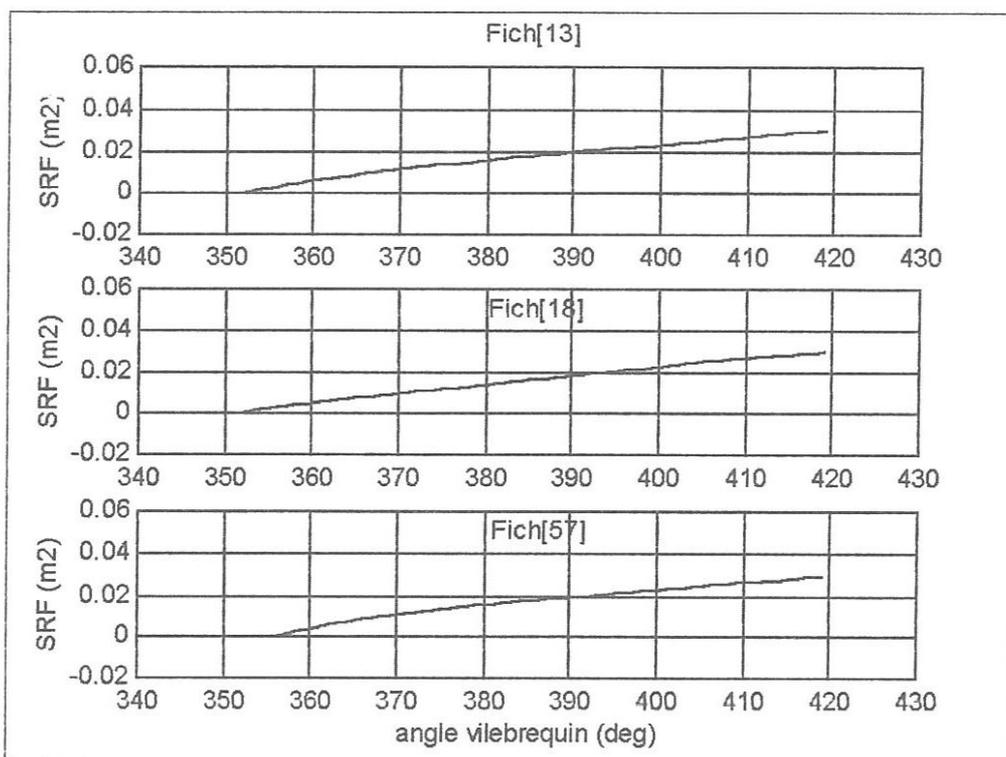


Figure 4.22 Surface de la flamme en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

4.3 DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES DE LA TURBULENCE

4.3.1 Calcul de l'échelle intégrale

Plusieurs approches théoriques sont utilisées pour la modélisation des caractéristiques de la turbulence dans la chambre de combustion des moteurs, l'une de ces approches est celle de Borgnakke présentée dans son étude « Propagation de la flamme et les effets de transfert de chaleur dans les moteurs à allumage commandé ». Dans ce modèle, il est assumé que l'échelle intégrale au début de la combustion $L_{I,0}$, est proportionnelle aux propriétés dimensionnelles de l'écoulement des gaz à l'intérieur du cylindre, souvent cette échelle de turbulence est proportionnelle à la hauteur du volume mort h , on utilise la relation suivante :

$$L_{I,0} \approx 0.22 \cdot h$$

L'échelle intégrale durant le processus de combustion est donnée en fonction de la masse volumique des gaz frais, par l'expression suivante :

$$L_I = L_{I,0} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{1/3}$$

L_I : L'échelle intégrale durant la combustion.

ρ : Masse volumique des gaz frais.

ρ_0 : Masse volumique des gaz frais au début du processus de combustion.

Les quantités ρ et ρ_0 sont calculées par le modèle thermodynamique à deux zones

4.3.2 Calcul de l'intensité de la turbulence

Il existe deux types de modèles pour le calcul de l'intensité de la turbulence :

- Le premier donnant l'intensité de la turbulence en fonction des vitesses laminaire et turbulente de la flamme, ce type d'approches est présenté par plusieurs modèles, le plus simple d'entre eux, est celui de Damkôhler (ou de Tabaczynski) (voir la table),

L'intensité de la turbulence dans le premier type peut être modélisée sous la forme générale suivante :

$$(U_T/U_L) = a + b.(u'/U_L)^M$$

U_T : Vitesse turbulente de la flamme.

U_L : Vitesse laminaire de la flamme.

a, b, m : Coefficients donnés par la table 4.1.

Le deuxième type de modèles est celui de Borgnakke, cité plus haut, et qui concerne les caractéristiques de la turbulence dans la chambre de combustion des moteurs à allumage commande, l'intensité de la turbulence au cours du processus de combustion est donnée en fonction des propriétés thermodynamiques des gaz frais, par :

$$u' = u'_0 \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{1/3}$$

u'_0 : est l'intensité de la turbulence au début de la combustion, elle est donnée en fonction de la vitesse moyenne de l'écoulement des gaz frais à travers la soupape d'admission par :

$$u'_0 = \frac{C \cdot B^2 \bar{S}_p}{L_{IV} \cdot D_{IV}}$$

Avec :

C : constante dépend de la géométrie de la chambre de combustion.

B : Diamètre du cylindre.

\bar{S}_p : Vitesse moyenne du piston.

D_{IV} : Diamètre de la soupape d'admission.

L_{IV} : Ouverture de la soupape d'admission.

m	b	a	Auteurs
0.7	3.5	0	KLIMOV
1	1	1	TABACZYNSKI
0.7	4.5	1	LOYE , BRACCO
1	4	1	MATTAZI
1	2.2	1	WITZE

Table 4.1 Les modèles de l'intensité de la turbulence

4.4 IDENTIFICATION DES REGIMES DE LA FLAMME

Un facteur important dans la compréhension progressive de la combustion turbulente est l'identification des différents régimes définis par les différents rapports des vitesses et des échelles de la turbulence.

Un champ d'écoulement turbulent peut être localement caractérisé par l'intensité de la turbulence u' , l'échelle intégrale L_I , le temps intégral $t_i = L_I/u'$, l'énergie cinétique turbulente $K = (3/2) \cdot u'^2$, et le temps de dissipation visqueuse $\varepsilon = (2.K)^{3/2} / L_I$.

Basé sur ces échelles, le nombre de Reynolds turbulent est donné par l'expression :

$$Re_t = \frac{u' \cdot L_I}{\nu}$$

Avec ν qui représente la viscosité cinématique.

Les échelles de longueur et de temps de Kolmogorov sont définies en fonction du taux de dissipation visqueuse par :

$$L_K = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4}, \quad t_K = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2}$$

Dans le cas de la combustion prémélangée, d'autres échelles et d'autres nombres sans dimensions sont ajoutés dans le but de décrire mieux le problème. Le nombre de Damkôhler est défini par :

$$Da = \frac{t_i}{t_f} = \frac{L_I \cdot U_L}{L_f \cdot u'}$$

t_f : Temps caractéristique de la combustion, il est donné en fonction de la vitesse laminaire par la relation suivante : $t_f = \nu / U_L^2$.

L_f : Taille de la flamme laminaire, définie en fonction de la vitesse laminaire, et du temps caractéristique :

$$L_f = U_L \cdot t_f$$

Le nombre de Reynolds peut être écrit comme :

$$Re_t = \frac{u' \cdot L_I}{U_L \cdot L_f}$$

Finalement le nombre de Karlovitz est défini comme :

$$Ka = \left(\frac{L_f}{L_K} \right)^2 = \frac{t_f}{t_K}$$

4.4.1 Diagramme de Borghi

Les diagrammes représentant les régimes de combustion en termes de rapports des échelles et des vitesses, avaient été développés pour les flammes prémélangées (comme celles qui existent dans les moteurs à allumage commande), et pour les flammes de diffusion (dans les moteurs Diesel).

Pour les flammes prémélangées le diagramme de Borghi montre les différents régimes en termes de rapports : intensité de la turbulence et la vitesse laminaire u'/U_L , et de l'échelle intégrale sur l'épaisseur de la flamme L_T/L_{FL} .

Les limites entre les différents régimes de la flamme sont définies par les lignes : $Da = 1$, $Ret = 1$, $Ka = 1$, et . Pour $u' \ll U_L$ la propagation de la flamme domine sur la déformation de la structure de la flamme, pour $u' \sim U_L$ la combustion prend place dans le régime des flammelettes, où certains tourbillons de tailles définies déforment le front de flamme. L'échelle de Gibson $L_G = U_L^3/\epsilon$ peut être définie comme la taille des petites structures turbulentes dans le front de flamme. Si le nombre de Karlovitz dépasse l'unité $Ka > 1$ le régime des zones des réactions distribuées est atteint; ce régime est caractérisé par un élargissement de la zone de la flamme en de petites cellules de gaz frais ou brûlés, et qui conduit finalement au régime de réacteur parfaitement mélangé.

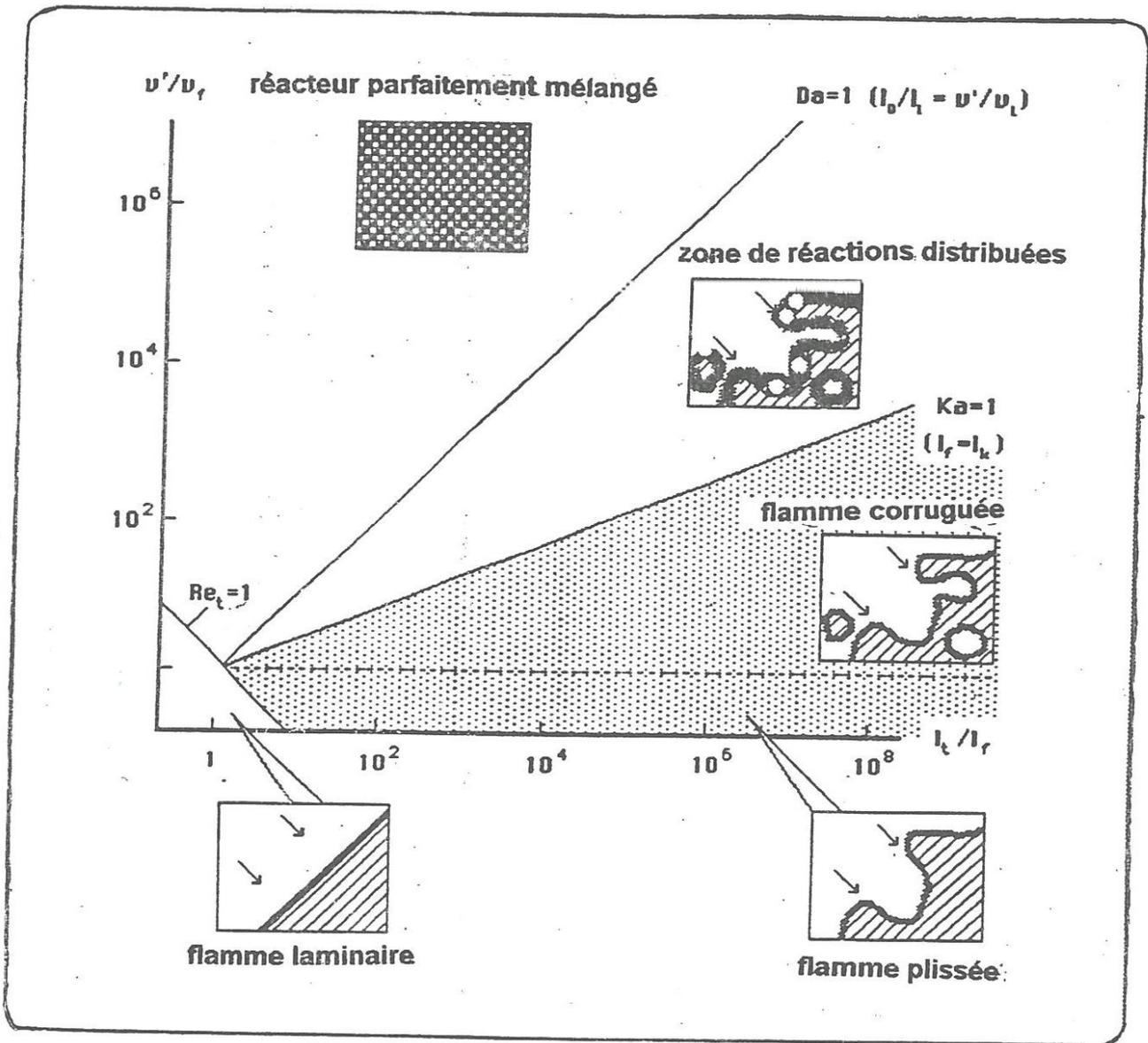


Figure 4.23 Diagramme de Borghi

4.4 ETUDE PHENOMENOLOGIQUE

Dans la chambre de combustion du moteur, l'origine de la turbulence est de nature mécanique ou thermique. Les vitesses élevées des gaz à l'admission au passage des soupapes donnent naissance aux mouvements turbulents intenses ; le swirl au début de la phase d'admission, qui est un mouvement de rotation autour l'axe de cylindre, et le squich à la fin de compression dont l'axe de rotation dépend de la forme de la chambre.

La structure de la turbulence est caractérisée par un ensemble de tourbillons de différentes tailles. Bornée par le haut par l'échelle intégrale des plus grandes structures, et limitée par l'échelle de Kolmogorov des structures les plus petites. Le transfert d'énergie se fait de façon continue de l'échelle intégrale vers l'échelle de Kolmogorov, où la dissipation visqueuse consomme le flux.

Le phénomène de combustion est dans son ensemble un développement du noyau primaire de la flamme créé par l'étincelle électrique, de l'initiation de la combustion à l'extinction de la flamme. La forme initiale de la flamme est sphérique, mais elle se trouve déformée durant le processus de combustion par les mouvement des gaz

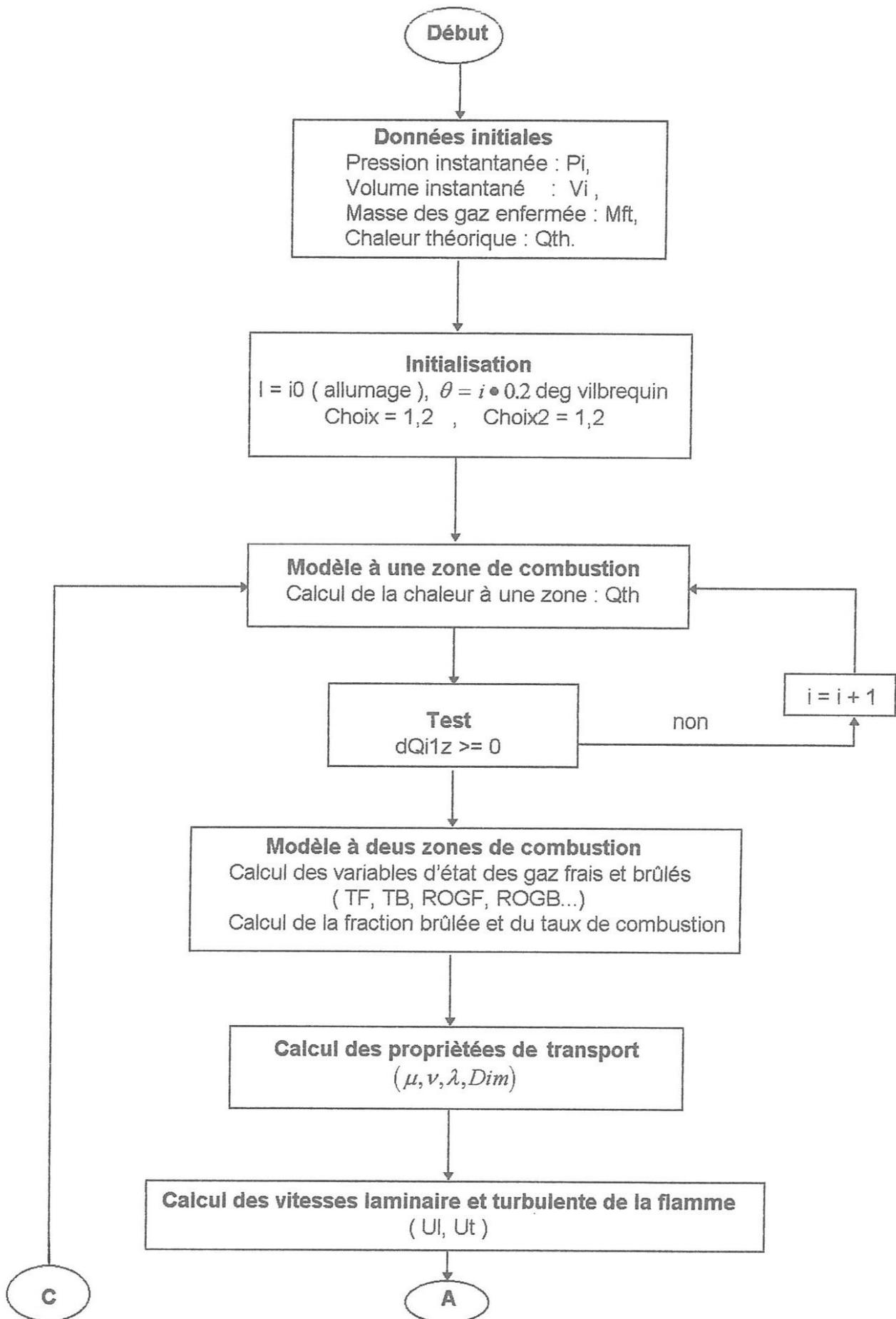
La combustion se superpose à des mouvements turbulents intenses, qui donne naissance à des interactions possibles entre la flamme et la turbulence. Les grandes structures de la turbulence déforme la flamme par rapport à la forme sphérique qu'elle prend en l'absence de tout mouvement de perturbation. Alors que les petites structures tourbillonnaires étirent le front de flamme et le découpe en de petites structures de gaz brûlés.

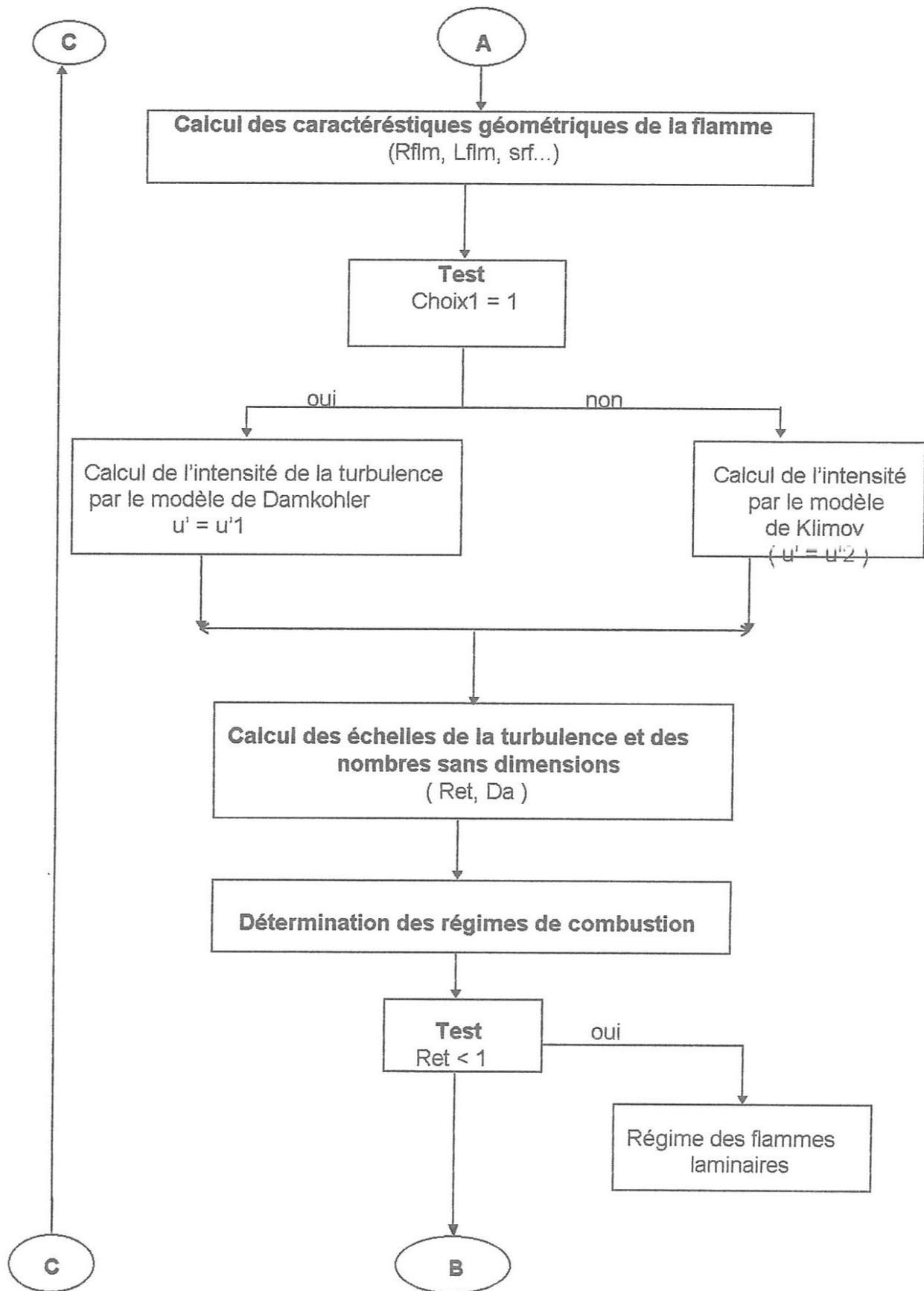
Le diagramme de Borghi utilisé pour l'identification des différentes structures de la flamme, est basé sur deux rapports existants d'une part entre la vitesse laminaire et l'intensité de la turbulence, et de l'autre part entre l'échelle intégrale et l'épaisseur de la flamme. Suivant ces rapports on est amené à considérer des flammes laminares, plissées, puis corruguées et enfin épaissies. au delà de ces régimes se rencontre la zone de réactions distribuées à tout le milieu.

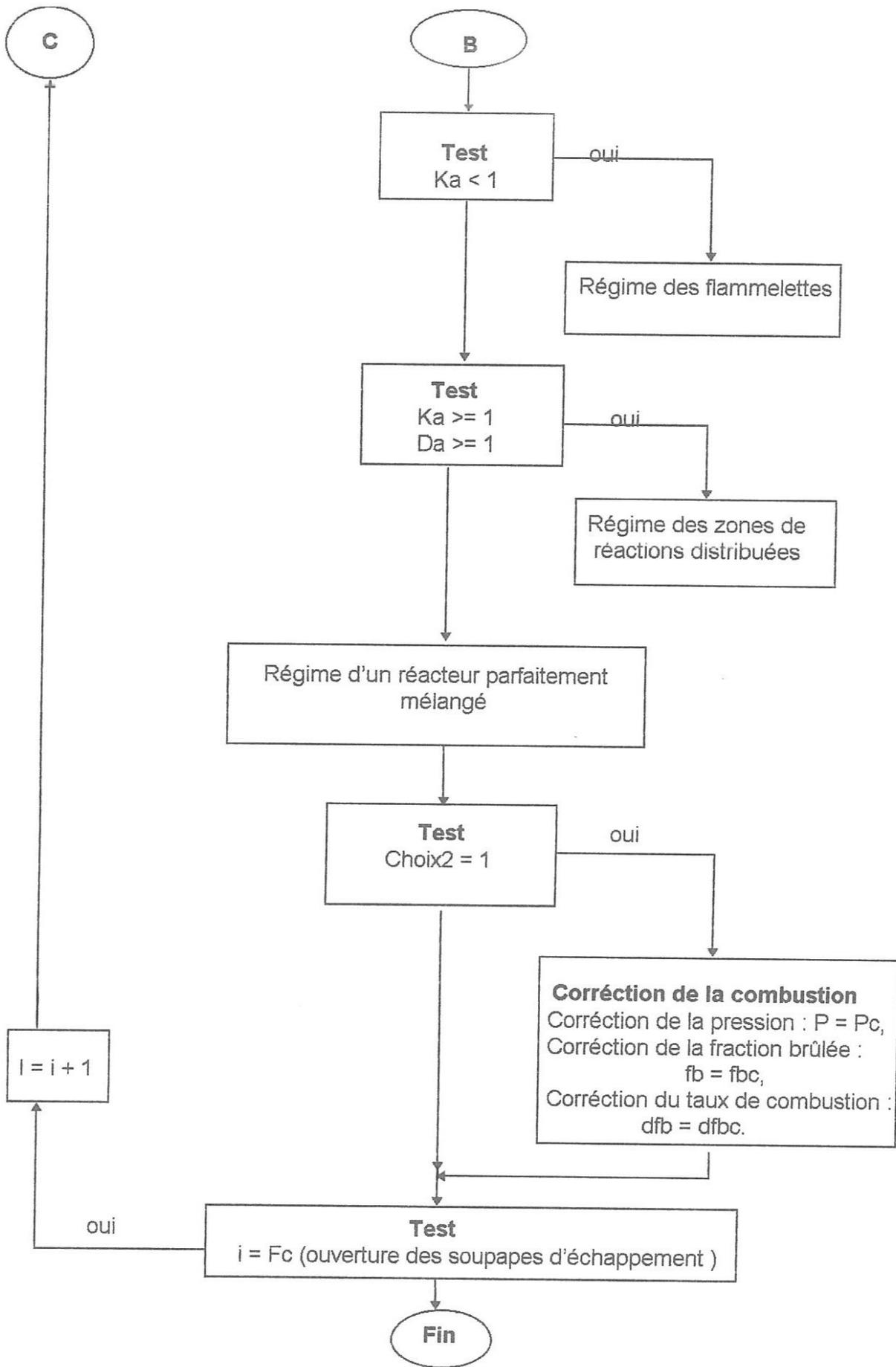
Dans l'analyse de combustion on a vu que la vitesse laminaire de la flamme atteint une valeur moyenne de 0.5 m/s pour différentes conditions de fonctionnement du

moteur. Alors qu'aux mêmes conditions l'intensité de la turbulence est de l'ordre de 40 m/s au début du processus de combustion. La comparaison des vitesses, montre que la flamme est soumise dès sa création à des mouvements turbulents intenses.

La structure de la flamme dépend fortement des conditions de fonctionnement du moteur. Aux régimes moteur relativement bas (1200 tr/mn) la flamme est de type plissée (fig. 4.35), présentant une surface continue et déformée par les mouvements des gaz. Lorsque le régime s'élève à 2000 tr/mn, le front est déchiqueté, et la zone de combustion est élargie, la flamme est dite corruguée (fig. 4.33). Parallèlement , en diminuant la richesse du mélange de 0.72 à 0.62 la flamme est plus déformée par les mouvements turbulents à grandes échelles, elle présente un front complètement déchiqueté comprenant des poches de gaz frais dans les gaz brûlés et l'inverse (fig4.36). Ce comportement de la flamme est à l'origine des instabilités de combustion des mélanges pauvres.







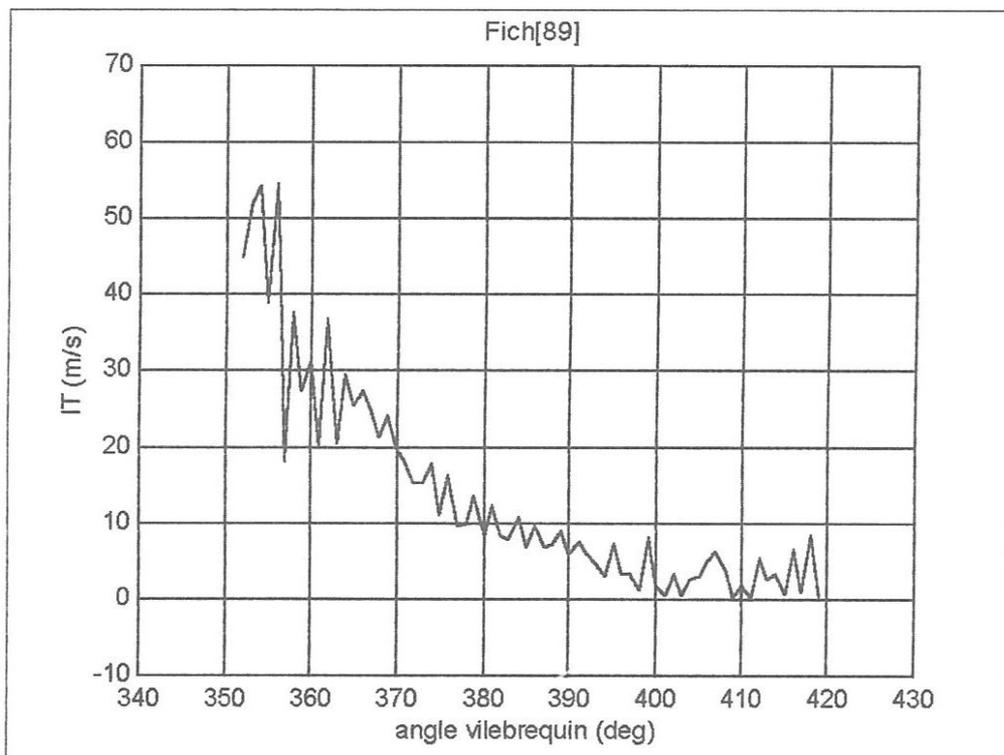
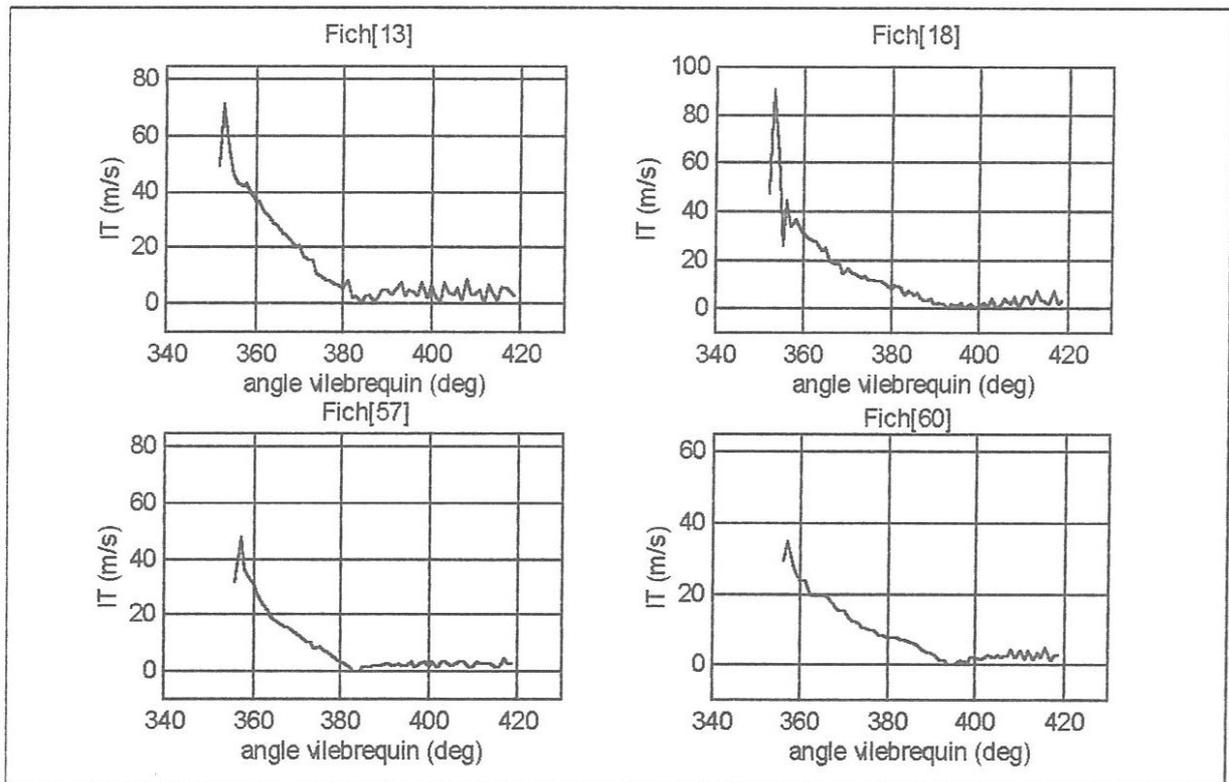


Figure 4.23 Intensité de la turbulence en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

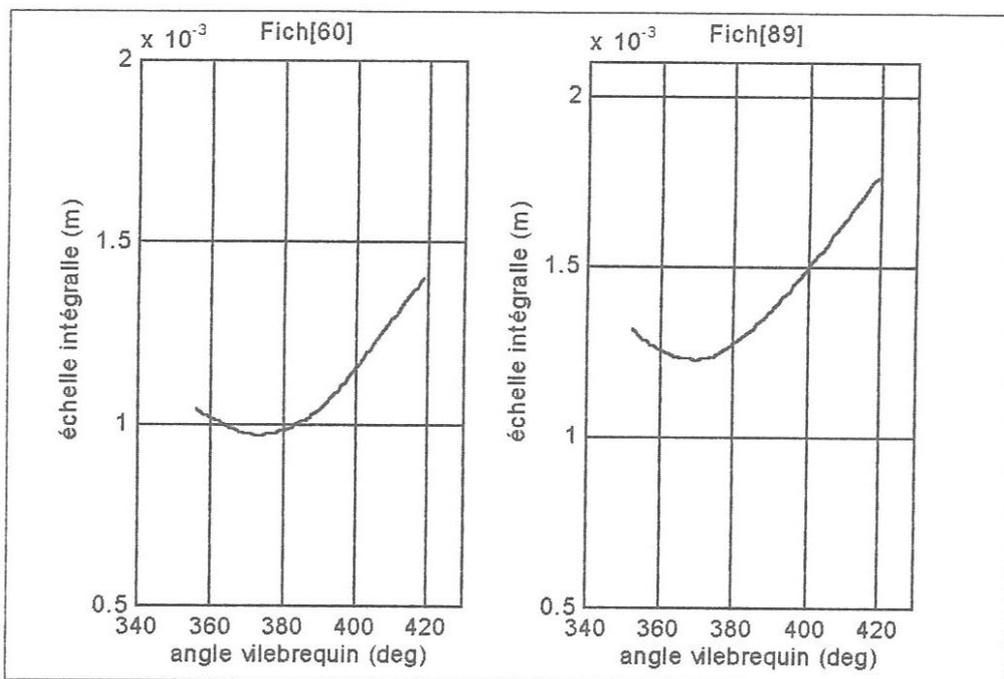
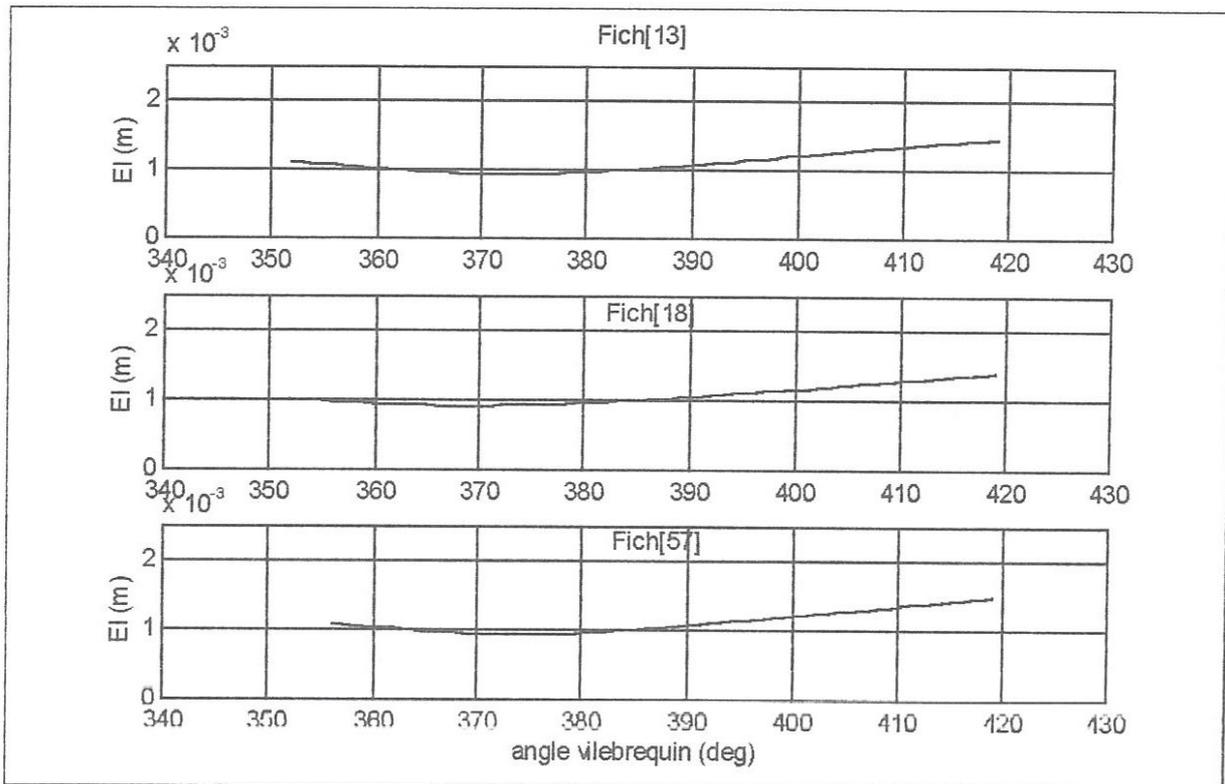


Figure 4.24 échelle intégralle en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

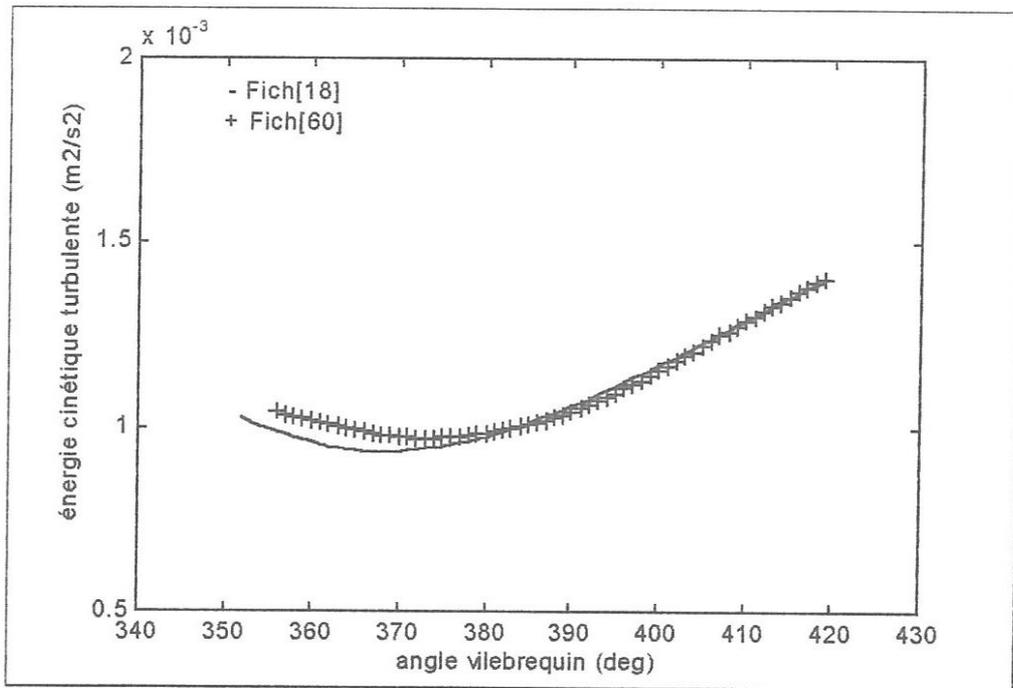


Figure 4. 25 influence du régime moteur sur l'échelle intégrale

pour une de richesse = 0.6, et un couple = 900 N.m.

Fich[18] : régime moteur = 2000 tr/mn,

Fich[60] : régime moteur = 1200 tr/mn.

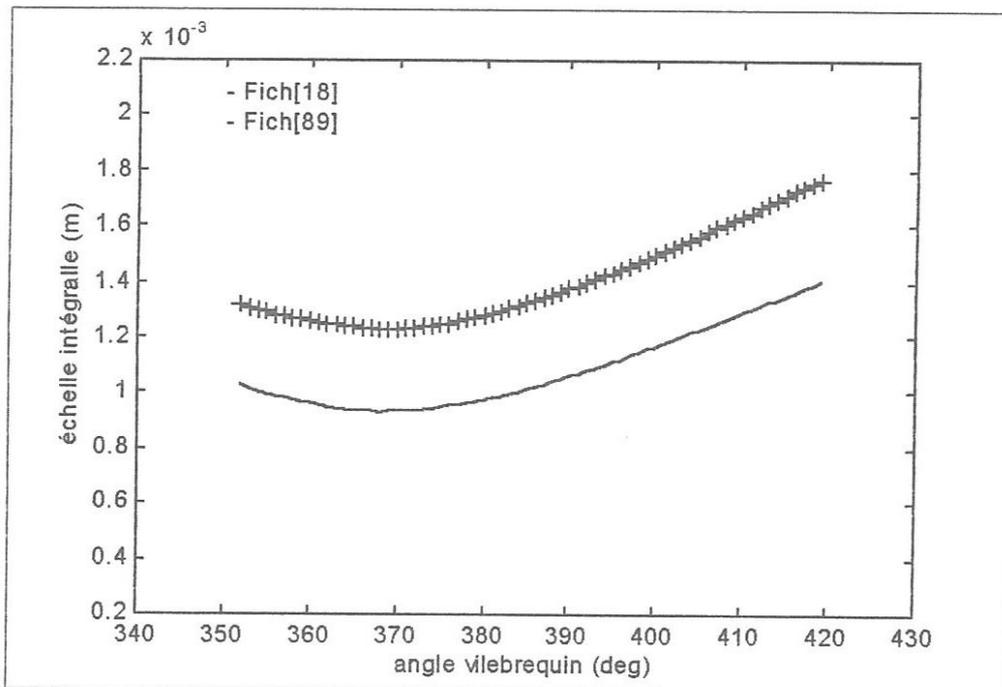


Figure 4.26 Influence du couple moteur sur l'échelle intégrale

pour une de richesse = 0.6, et un régime = 2000 tr/mn.

Fich[18] : couple moteur = 900 N.m,

Fich[89] : couple moteur = 300 N.m.

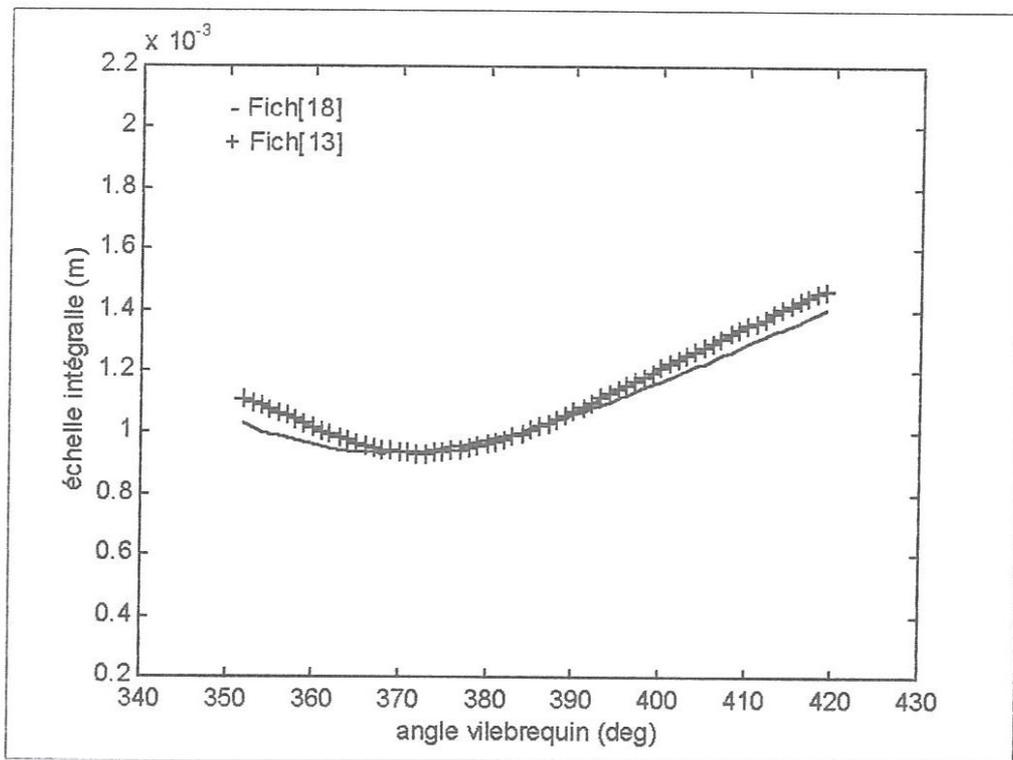


Figure 4.27 Influence de la richesse sur l'échelle intégrale
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 2000 tr/mn.
Fich[13] : richesse = 0.7.
Fich[18] : richesse = 0.6,

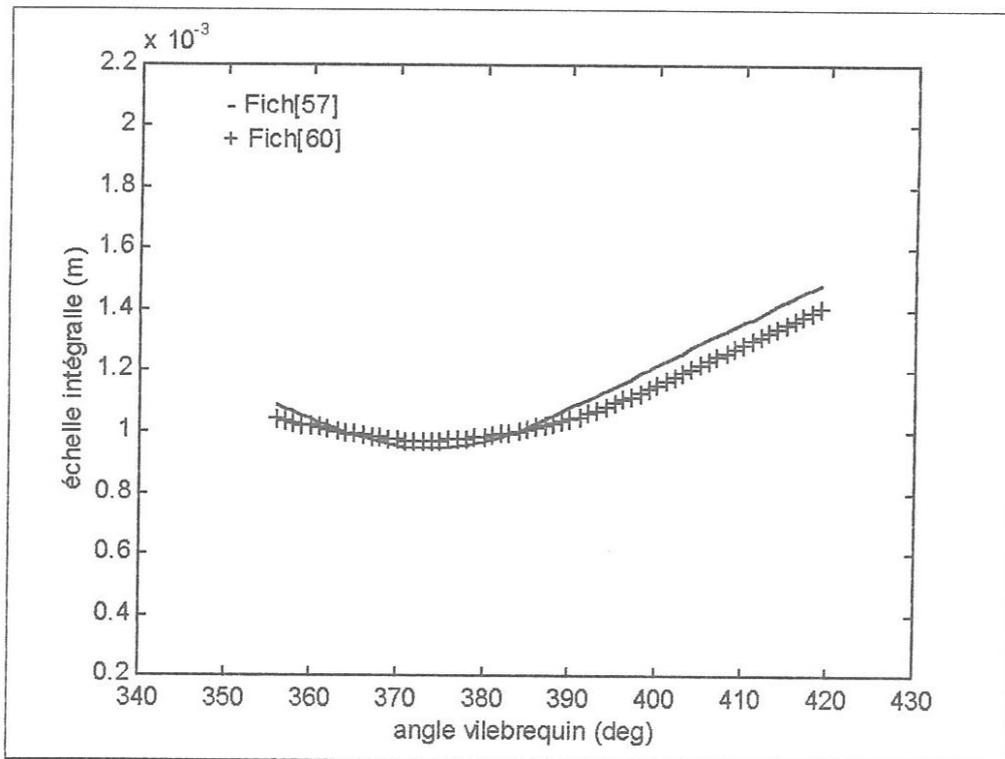


Figure 4.28 Influence de la richesse sur l'échelle intégrale
pour un couple = 900 N.m, et un régime = 1200 tr/mn.
Fich[57] : richesse = 0.66, Fich[60] : richesse = 0.7.

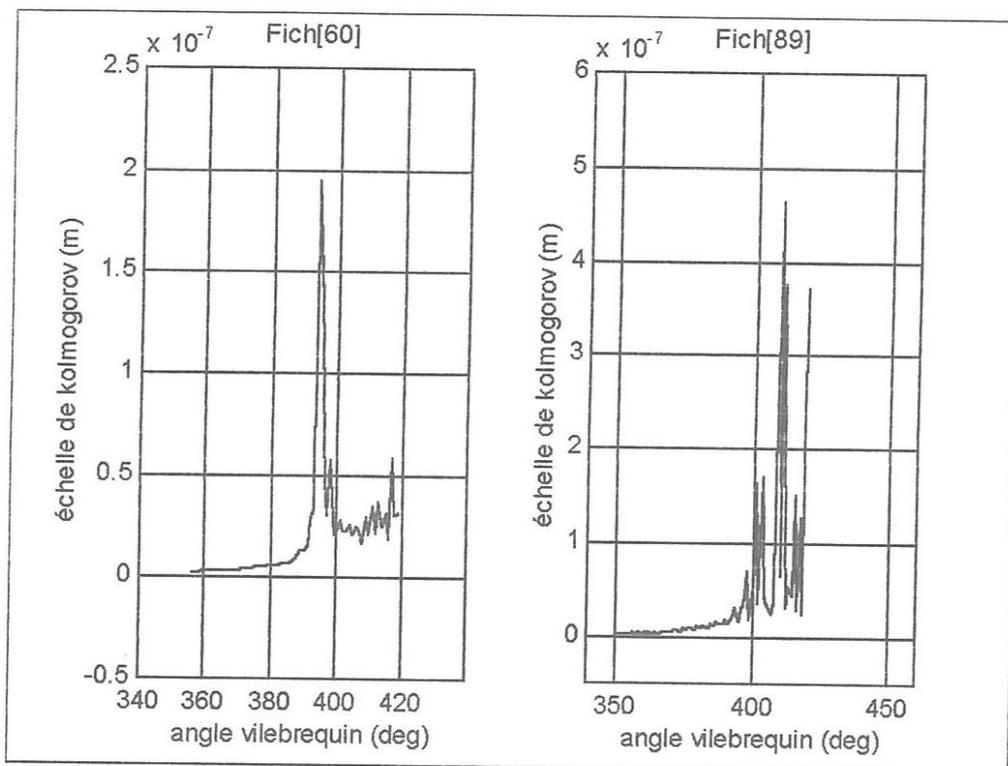
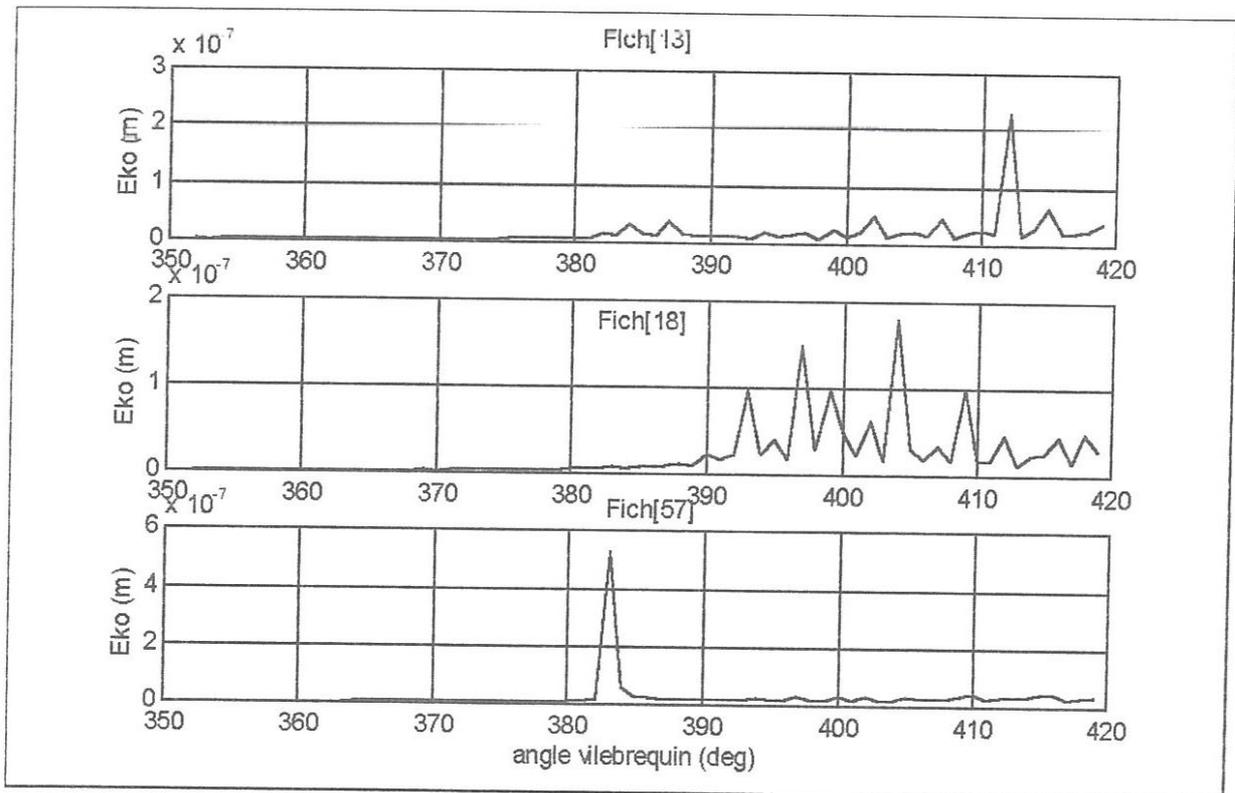


Figure 4.29 échelle de Kolmogorov en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

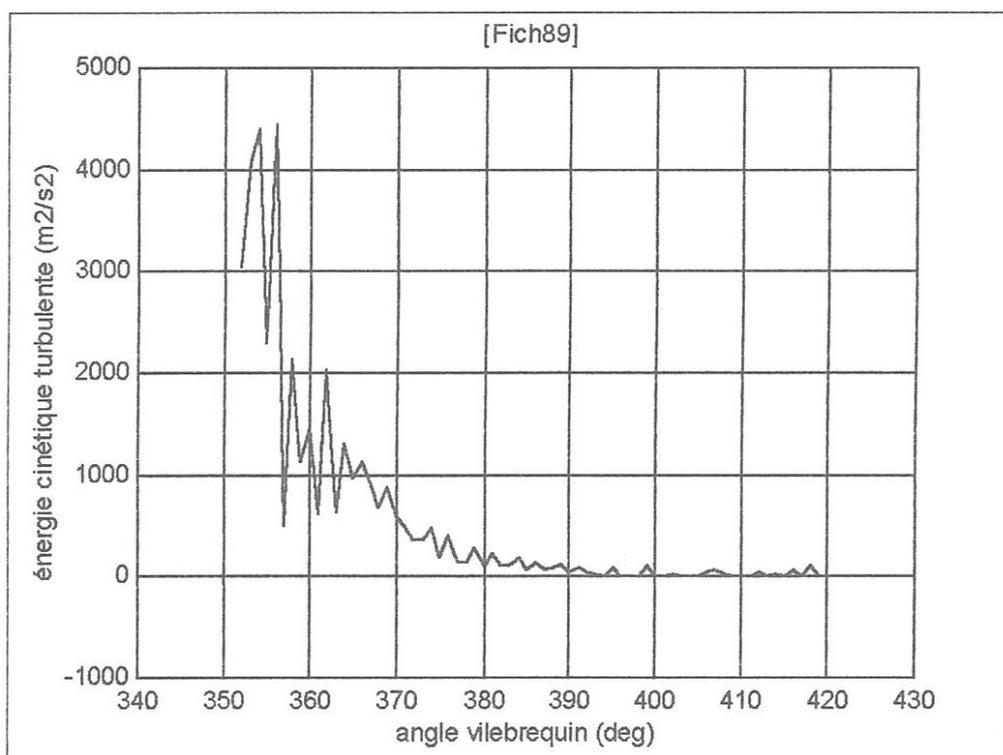
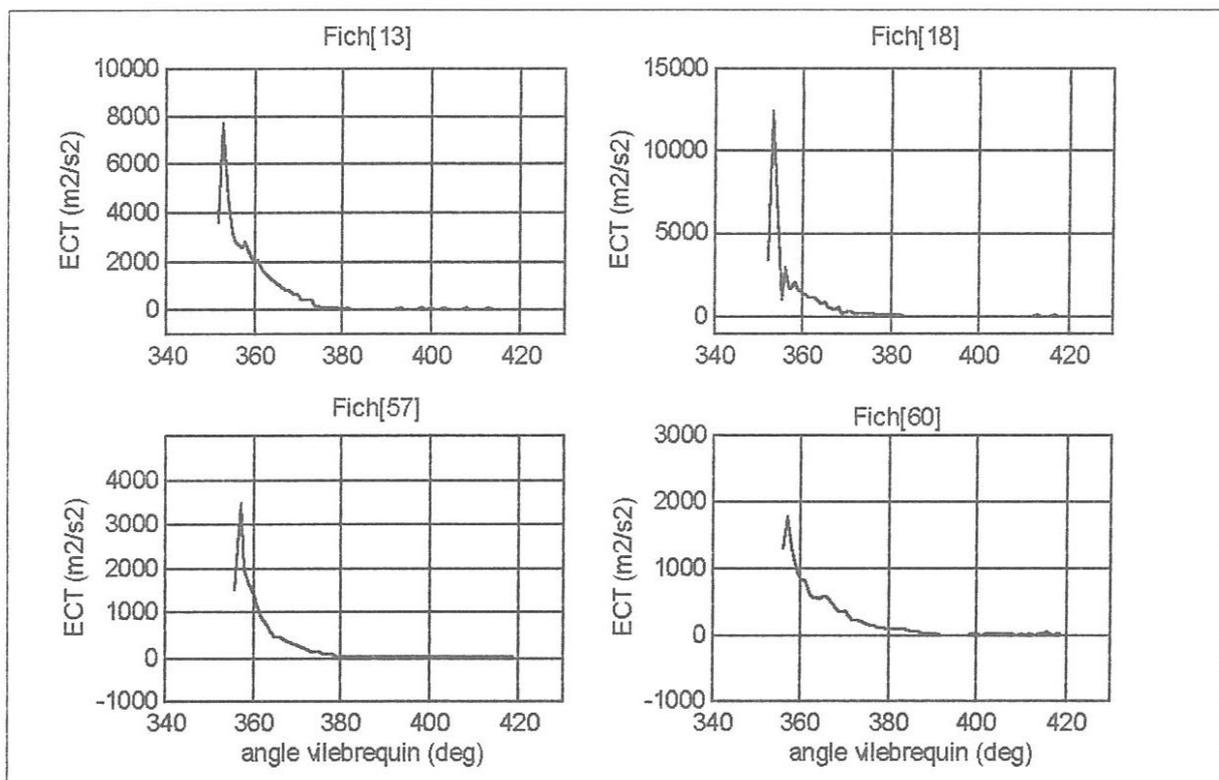


Figure 4.30 Energie cinétique turbulente en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

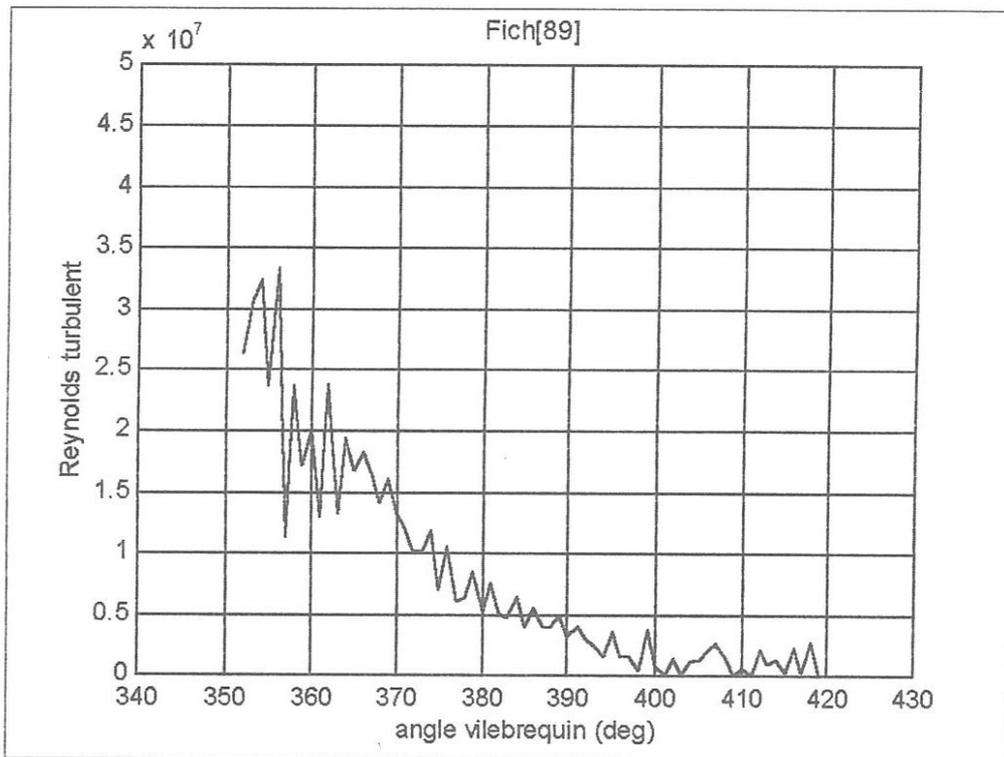
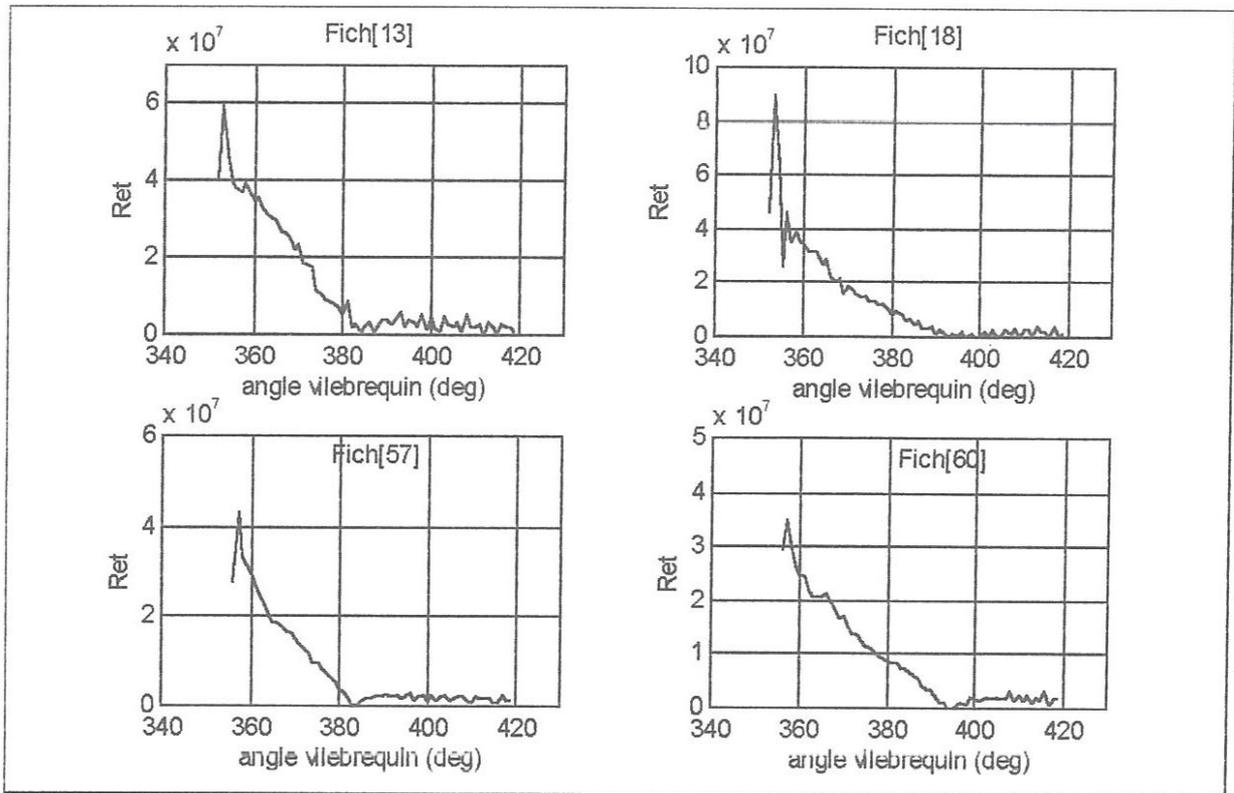


Figure 4.31 Nombre de Reynolds turbulent en fonction de degrés vilebrequin

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m

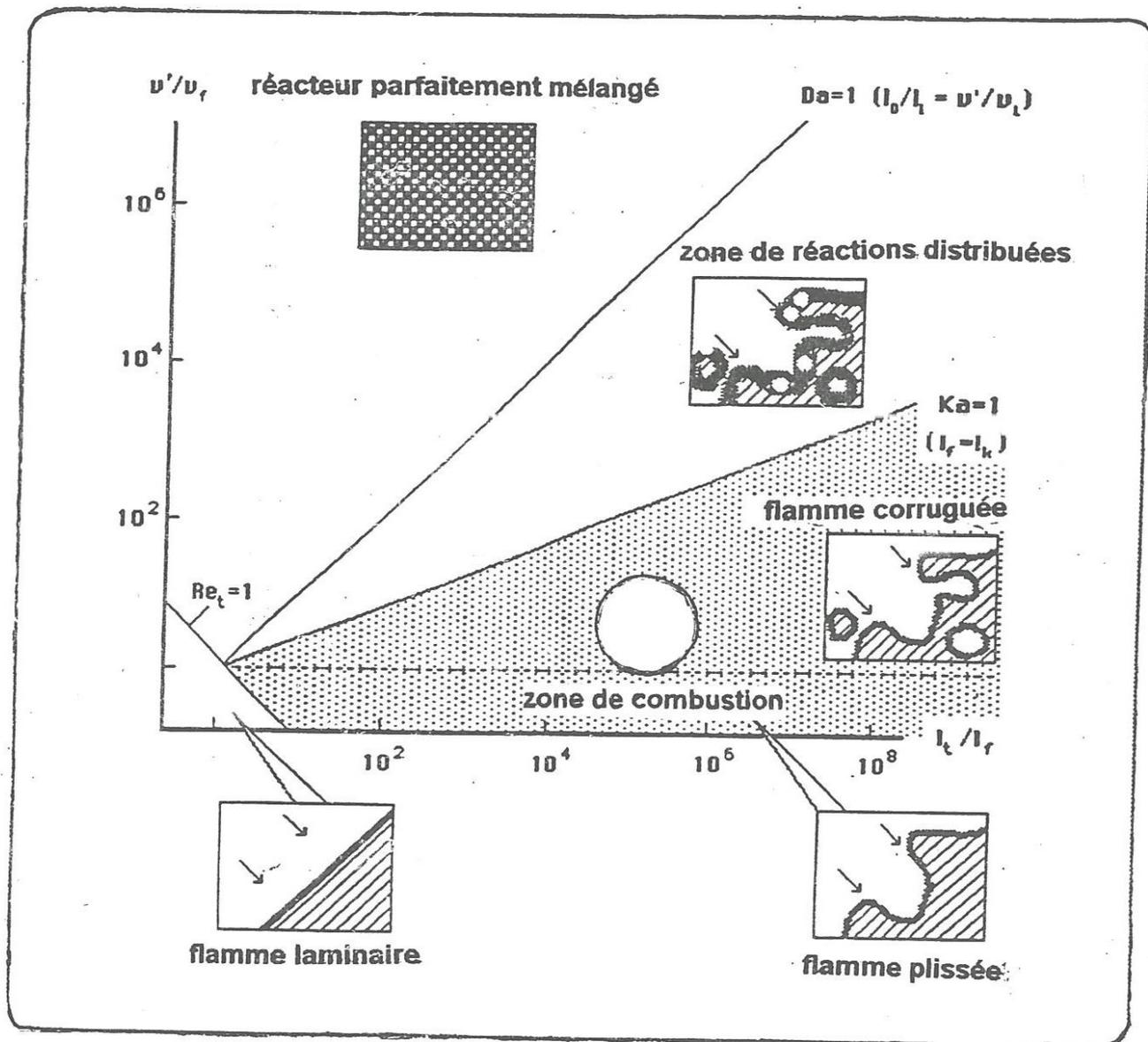


Figure 4.32 Diagramme de Borghi
 Fich[18] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.7, couple = 900 N.m

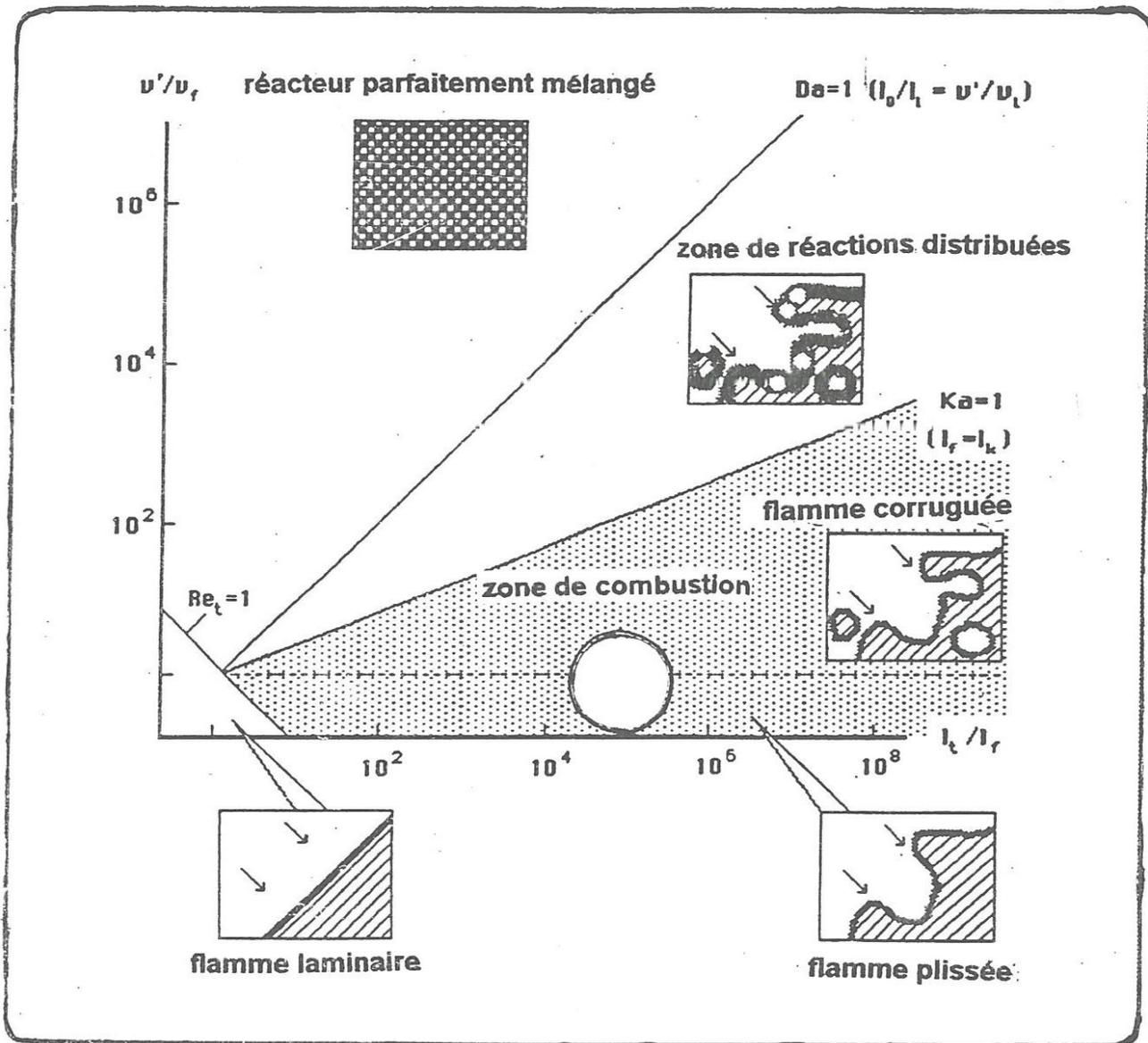


Figure 4.33 Diagramme de Borghi

Fich[13] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m
 Fich[57] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.66, couple = 900 N.m
 Fich[60] : régime = 1200 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 900 N.m

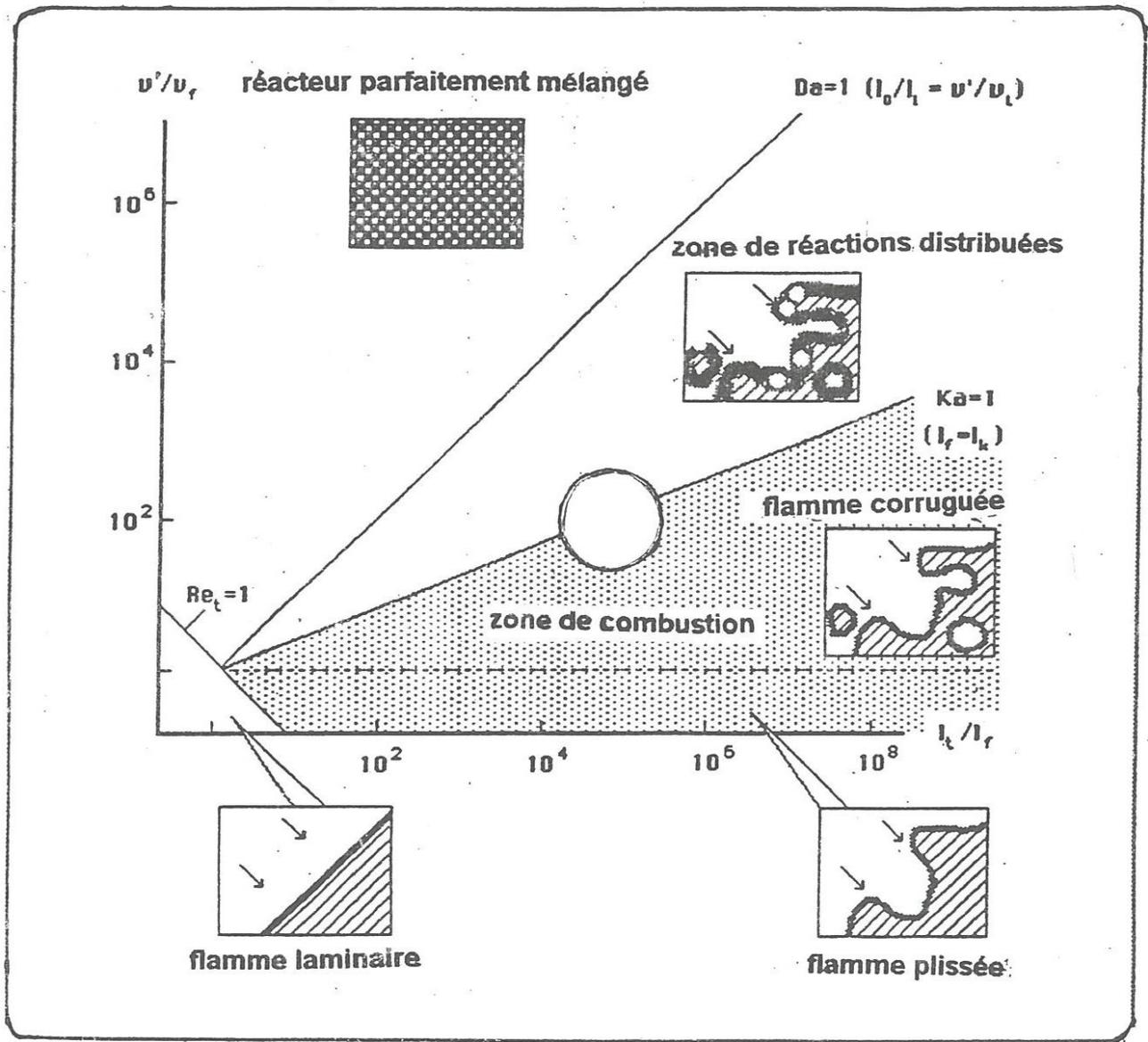


Figure 4.34 Diagramme de Borghi
 Fich[89] : régime = 2000 tr/mn, richesse = 0.6, couple = 300 N.m



Chapitre
5



**CORRECTION DE LA COMBUSTION
DES MELANGES PAUVRES**

5.1 Le principe de correction de la combustion

Le principe de cette correction est basé sur la correction de la pression au cours du processus de combustion, ensuite sur la correction de la fraction brûlée, et enfin la correction du taux de combustion (vitesse de combustion). Pour cette raison il faut agir d'une part sur les paramètres qui caractérisent la combustion, et de l'autre part sur les paramètres qui caractérisent la turbulence. La correction porte sur les deux éléments suivants :

a) Le choix du nombre de Damköhler

Le choix d'un nombre de Damköhler(d'après le diagramme de Borgie) caractérisant la combustion, et qui donne une structure de la flamme correspondant à

une combustion normale.

$$Da = \frac{L_T}{L_{FL}} \frac{U_L}{u'} = \frac{C_1}{C_2}$$

Avec :

$$C_1 = \frac{L_T}{L_{FL}} = 100$$

$$C_2 = \frac{u'}{U_L} = 10$$

b) Détermination de l'intensité de la turbulence

Le modèle de Borgnake [2] donne l'intensité de la turbulence en fonction des dimensions de la soupape d'admission, de la vitesse du piston, et des variables d'état thermodynamique de la charge fraîche dans le cylindre.

Ce modèle décrit la variation de l'intensité de la turbulence, comme proportionnelle à la racine cubique du rapport des densités instantanée et initiale du mélange frais, sa grandeur dépend du diamètre du piston, de sa vitesse, et des dimensions de la soupape d'admission.

L'intensité est donnée suivant ce modèle par l'expression suivante :

$$u' = u'_0 \cdot (\rho / \rho_0)^{1/3}$$

u'_0 est l'intensité de la turbulence au début de la combustion, elle est donnée par :

$$u'_0 = \frac{C \cdot \bar{S}_P \cdot B^2}{L_{SA} \cdot D_{SA}}$$

C : est une constante dépend des dimension de la chambre de combustion, de la vitesse du piston \bar{S}_P , de la vitesse laminaire de la flamme U_L , et de la durée de la phase de développement de la flamme $\Delta\theta_d$. Cette constante est donnée par l'expression :

$$C = \Delta\theta_d / \left[(\bar{S}_P \cdot v)^{1/3} (h/U_L)^{2/3} \right]$$

$$C = 23..35$$

h : est la hauteur du volume mort.

L_{SA} : hauteur de l'ouverture de la soupape d'admission.

D_{SA} : diamètre de la soupape d'admission.

5.2 Correction de la pression

On a vu que d'après la méthode expérimentale, que la vitesse laminaire est donnée en fonction de la pression par la relation suivante :

$$U_L = U_{L0} \cdot (P/P_0)^{1/4} \quad (5.1)$$

avec :

U_{L0} : est fonction de richesse du mélange gazeux.

Si on exprime cette vitesse laminaire en fonction des paramètres caractérisant l'état de la combustion et de l'écoulement turbulent, la pression sera donc donnée directement en fonction de ces paramètres.

Le nombre sans dimension caractérisant l'état de la combustion, est celui de Damköhler, il est donné par :

$$Da = \frac{L_I}{L_{FL}} \frac{U_L}{u'} \quad (5.2)$$

La taille de la flamme, est donnée en fonction de la vitesse laminaire par l'expression suivante :

$$L_{FL} = v/U_L \quad (5.3)$$

De (2.5) la vitesse laminaire est donnée par :

$$U_L = (Da \cdot u' \cdot L_{FL}) / L_I \quad (5.4)$$

Et de (2.3) on remplace la taille de la flamme par son expression dans (5.4), la vitesse

laminaire sera exprimée par :

$$U_L = \left(Da \cdot u' \cdot \frac{v}{U_L} \right) / L_I \quad (5.4)$$

D'ou
$$U_L^2 = (Da \bullet u' \bullet v) / L_I \quad (5.5)$$

Donc :

$$U_L = [(Da \bullet u' \bullet v) / L_I]^{1/2} \quad (5.6)$$

De l'équation (5.2) on remplace le nombre de Damköhler par son expression dans (5.6),

on aura :

$$U_L = \left[\left(\frac{L_I}{L_{FL}} \bullet \frac{U_L}{u'} \bullet u' \bullet v \right) / L_I \right]^{1/2} \quad (5.7)$$

On veut exprimer la vitesse laminaire d'un point situé dans la zone de la combustion normale dans le diagramme de Borgie. La projection de ce point sur les deux axes du diagramme, donne respectivement, les deux paramètres suivants :

La projection sur l'axe x donne : $(L_I / L_{FL}) = C_1$

La projection sur l'axe Y donne : $(u' / U_L) = C_2$

Donc la vitesse laminaire qui correspond à une combustion normale, est donnée par :

$$U_L = \left[\left(C_1 \bullet \frac{1}{C_2} \bullet u' \bullet v \right) / L_I \right]^{1/2} \quad (5.8)$$

Comme on a vu que l'intensité de la turbulence u' est donnée par :

$$u' = u'_0 \cdot (\rho / \rho_0)^{1/3} \quad (5.9)$$

et :

$$u'_0 = \frac{C \cdot \bar{S}_P \cdot B^2}{L_{SA} \cdot D_{SA}} \quad (5.10)$$

Les seuls paramètres qui restent à fixer, pour déterminer l'intensité de la turbulence, sont les dimensions de la soupapes :

L_{SA} : La hauteur de l'ouverture de la soupape pendant le processus d'admission.

D_{SA} : Le diamètre de la tête de la soupape d'admission.

On peut exprimer l'intensité de la turbulence par :

$$u' = \frac{C}{(L_{SA} / D_{SA})} \bullet \left(\frac{B}{D_{SA}} \right)^2 \bullet \bar{S}_P \bullet (\rho / \rho_0)^{1/3} \quad (5.11)$$

5.2.1 Détermination des dimensions de la soupape d'admission

Dans la figure (5.1) le rapport de la hauteur de l'ouverture de la soupape sur le diamètre est compris entre 0.1 et 0.3

(a) ouverture minimale correspond à $(L_{SA} / D_{SA}) = 0,1$.

(b) ouverture moyenne correspond à $(L_{SA}/D_{SA}) = 0,2$

(c) ouverture maximale correspond à $(L_{SA}/D_{SA}) = 0,3$

La valeur maximale typique du rapport (L_{SA}/D_{SA}) est de l'ordre de 0.25 [2].

Donc on choisi cinq valeurs de ce rapport, ce qui donne cinq valeurs de la vitesse laminaire et cinq valeurs de la pression.

(L / D)	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
-----------	-----	------	-----	------	-----

La valeur maximale typique du rapport (L_{SA}/D_{SA}) est de l'ordre 0.25

5.2.2 Détermination du diamètre de la soupape d'admission

Le diamètre de la soupape d'admission est donné en fonction du diamètre du piston, pour chaque forme de la chambre de combustion [2]. Pour une chambre de combustion avec un bol cylindrique dans le piston, le diamètre de la soupape est donné par : $D_s = (0.42 \dots 0.44) \cdot B$

Avec $B = 12$ cm est le diamètre du piston, on peut prendre la valeur de $D = 0.43 \cdot B$.

Une fois les dimensions de la soupape d'admission sont déterminées, on peut calculer l'intensité de la turbulence avec aisance, en appliquant la relation (5.11) et en faisant l'hypothèse que le rapport de densités instantanée et initiale de la charge fraîche reste inchangé (égale au rapport de densités instantanée et initiale dans le cas de la combustion non corrigée). Comme la vitesse laminaire est exprimée par :

$$U_L = \left[\left(C_1 \cdot \frac{1}{C_2} \cdot u' \cdot v \right) / L_T \right]^{1/2}$$

Et :

$$U_L = U_{L0} \cdot (P/P_0)^{1/4}$$

U_{L0} : La vitesse laminaire du gaz naturel aux conditions normales (1 atmosphère, 300 °K), elle est donnée en fonction de la richesse par la relation suivante [3] :

$$U_{L0} = 0.422 \cdot (Rich)^{0.15} \cdot \exp[-5.18 \cdot (Rich - 1.075)^2]$$

Rich : est la richesse du mélange (air - gaz naturel)

Donc la pression corrigée est exprimée par :

$$P = P_0 \cdot \left[\left(C_1 \cdot \frac{1}{C_2} \cdot u' \cdot v \right) / (L_T \cdot U_{L0}^2) \right]^2$$

P_0 : la pression d'admission du mélange frais.

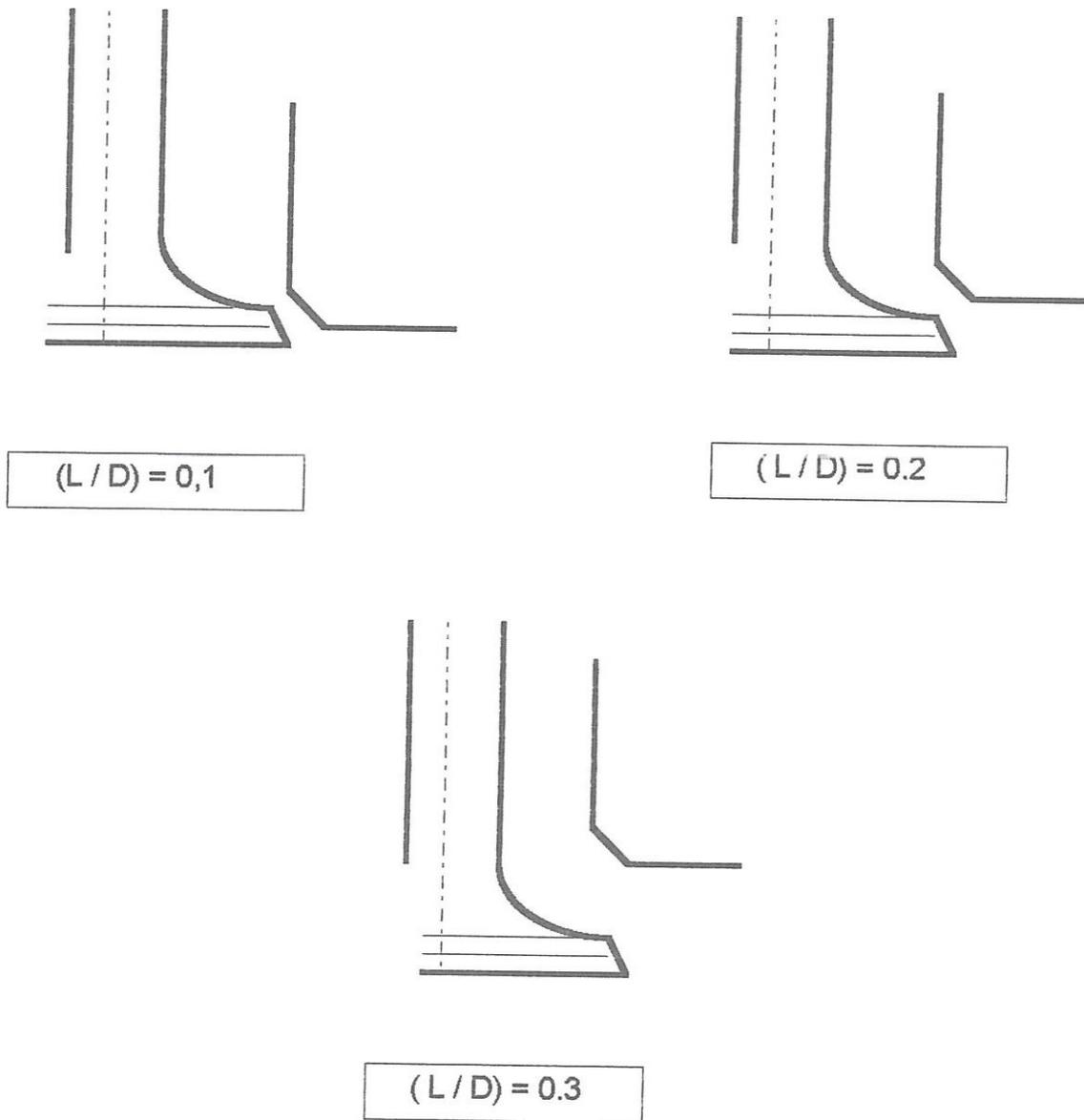


Figure 5.1 Les dimensions de la soupape d'admission

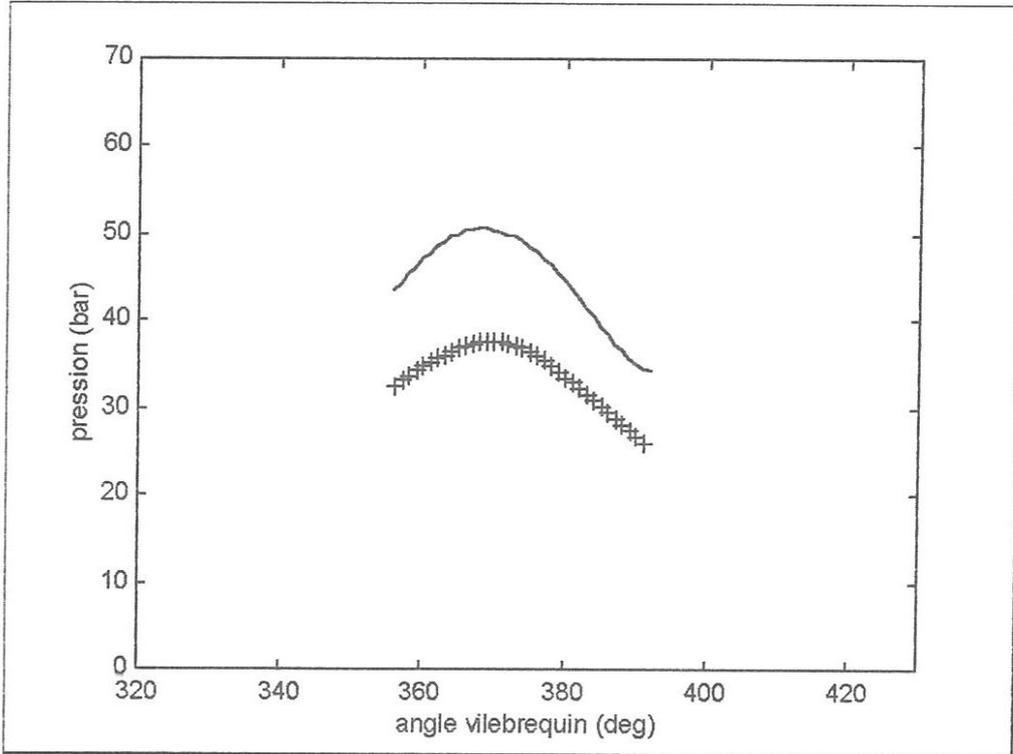


Figure 5.2 comparaison des pressions en fonction de degrés vilebrequin
avec $(L/D) = 0.25$
- : pression corrigée, + : pression non corrigée.

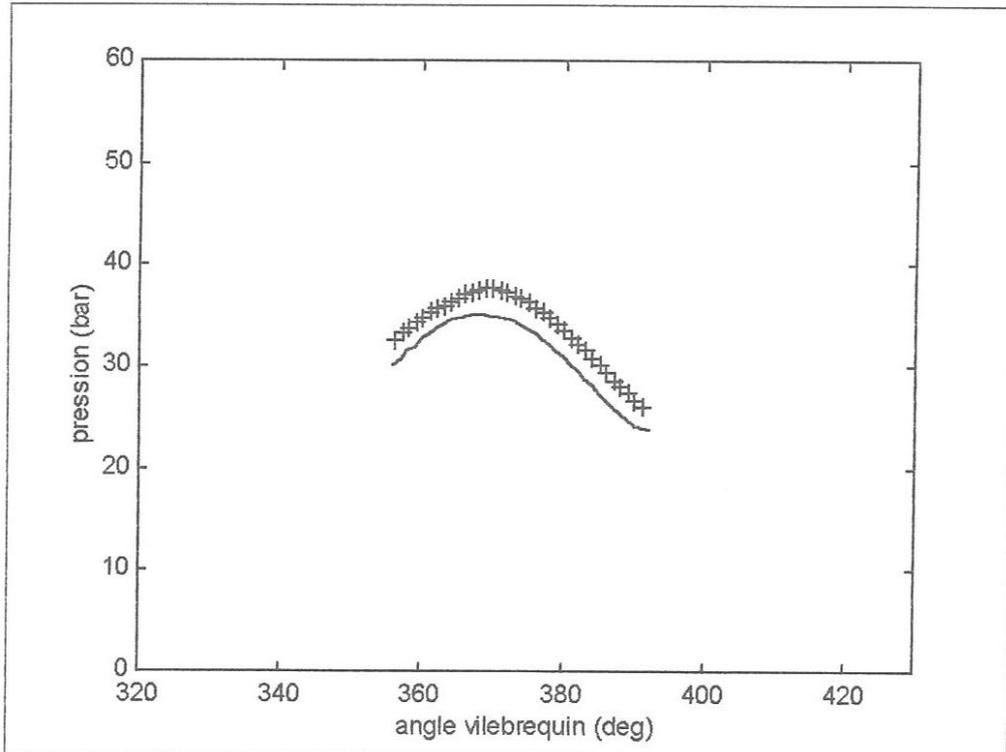


Figure 5.3 comparaison des pressions en fonction de degrés vilebrequin
pour $(L/D) = 0.3$
- : pression corrigée, + : pression non corrigée.

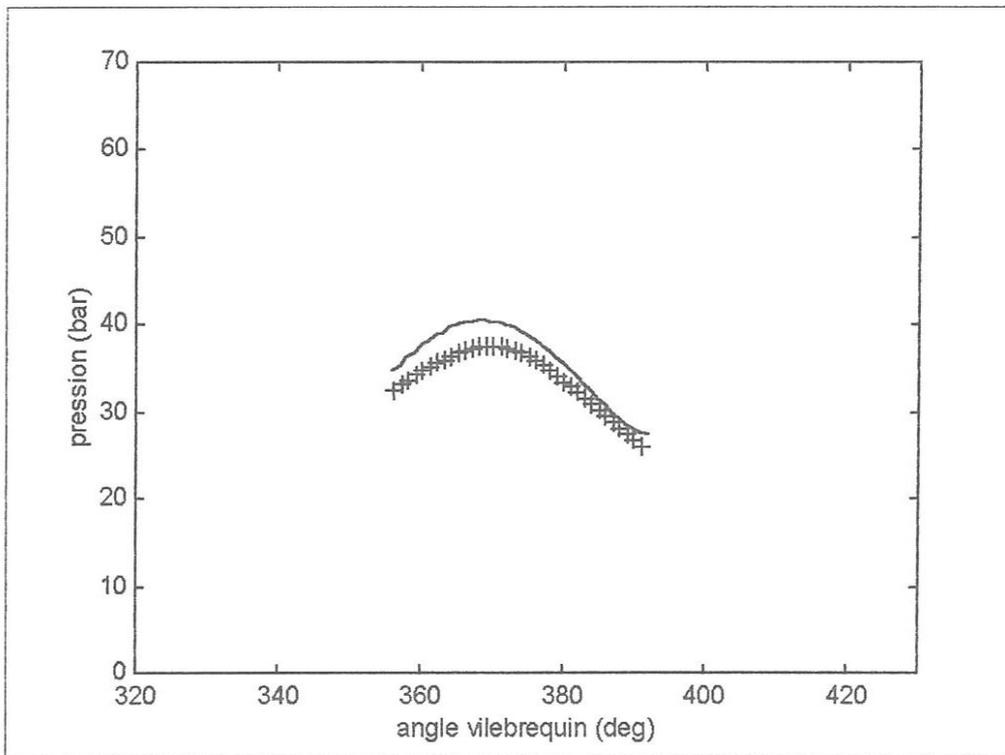


Figure 5.4 comparaison des pressions en fonction de degrés vilebrequin pour $(L/D) = 0.27$
 - : pression corrigée, + : pression non corrigée.

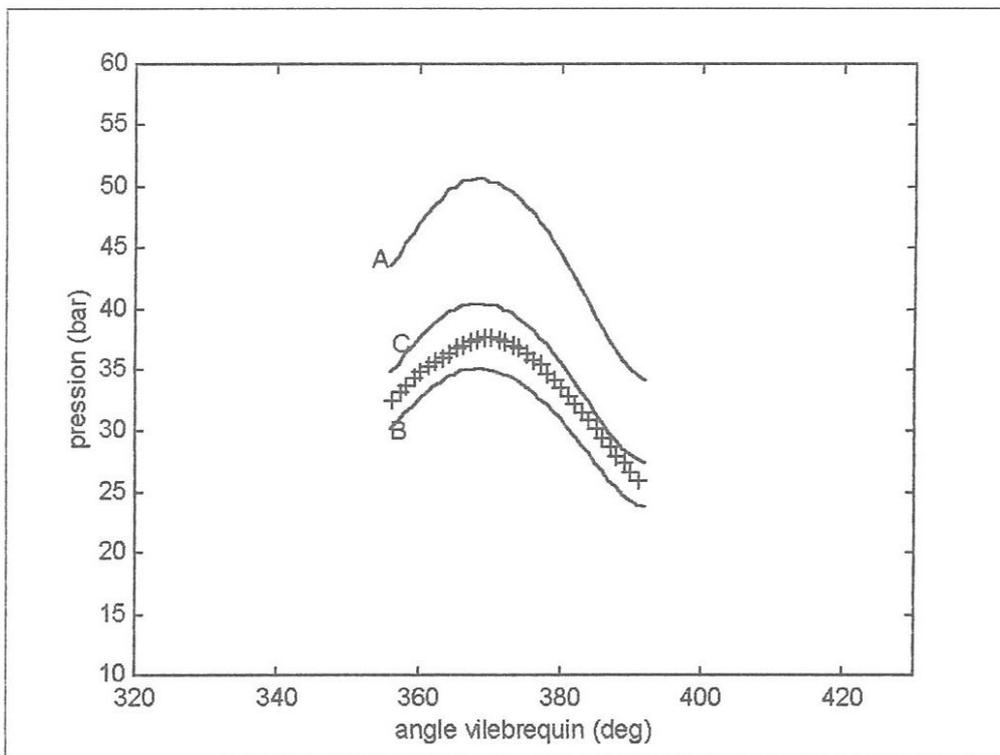


Figure 5.5 Comparaison des pressions en fonction de degrés vilebrequin
 A : pression corrigée avec $(L/D) = 0.25$,
 B : pression non corrigée avec $(L/D) = 0.3$,
 C : pression corrigée avec $(L/D) = 0.27$,
 + : pression non corrigée.

5.3 Correction de la fraction brûlée

Lorsque la pression a été enregistrée en fonction de l'angle vilebrequin et que la relation entre la pression et le volume du cylindre en a été connue, le calcul de la fraction brûlée se fait par la relation suivante [2] :

$$fb = \left(P^{1/n} \cdot V - P_0^{1/n} \cdot V_0 \right) / \left(P_F^{1/n} \cdot V_F - P_0^{1/n} \cdot V_0 \right)$$

Avec

P_0 : Pression à l'admission,

V_0 : Volume à l'admission,

P_F : pression en fin de combustion,

V_F : Le volume en fin de combustion,

P, V : Pression et volume instantanées,

n : Coefficient polytrope égale a 1.3 ± 0.05

5.4 Correction de la vitesse de combustion

La définition d'une loi représentative de la combustion permettant des calculs globaux de ce qui se passe dans la chambre de combustion au moyen de quelques hypothèses simplificatrices. La loi choisie, exprimant la vitesse de combustion dfb , peut être

- Linéaire : $dfb = A$;

- Parabolique : $dfb = 2 \cdot (1 - t / tf)$;

-Exponentielle : $dfb = (2 / tm) \cdot (t / tm) \cdot \exp [(-2 / 3) \cdot (t / tm)]$.

tm : temps de la combustion nécessaire pour atteindre la vitesse maximale de montée de la pression (dP / dt) maxi.

tf : temps de fin de combustion.

Wiebe a proposé une loi semi-empirique qui a pour équation pour exprimer la fraction brûlée :

$$fb = 1 - \exp \left[-6.908 \cdot (\theta - \theta_0 / \Delta \theta)^b \right]$$

Avec :

θ : l'angle vilebrequin

θ_0 : l'angle de début de combustion

$\Delta\theta$: durée totale de la combustion (de fb = 0 à fb = 1)

b : coefficient de la loi de Wiebe

La vitesse de combustion est donnée par la dérivation de l'équation précédente par rapport à θ , soit :

$$dfb = \frac{1}{\Delta\theta} \cdot (-6.908) \cdot b \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-6.908 \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^b\right]$$

Le coefficient b de l'équation de Wiebe est calculé à partir de la relation de base suivante :

$$\text{Log} (1-fb) = 6.809 \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^b$$

$$\text{Log} (-\text{Log} (1-fb)) = \text{Log} (6.908) + b \text{Log} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)$$

Pour chaque point de fonctionnement cette dernière relation qui devrait être une relation doit être vérifiée. Pour cette raison on trace :

$$y = \log (-\text{Log} (1-fb))$$

$$x = \text{Log} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)$$

Et on détermine le coefficient b pour un point choisi de la droite de coordonnées :

$$x = -1.25 \text{ et } y = -1.$$

Donc : $b = (1 + \text{Log} (6.908)) / 1.25$

Ce qui donne : $b = 2.4439$.

donc : pour (L/D) = 0.25, b = 2.4439 ,

par la même méthode : pour (L/D) = 0.27, b = 2.3421,

et pour (L/D) = 0.3, b = 2.2512,

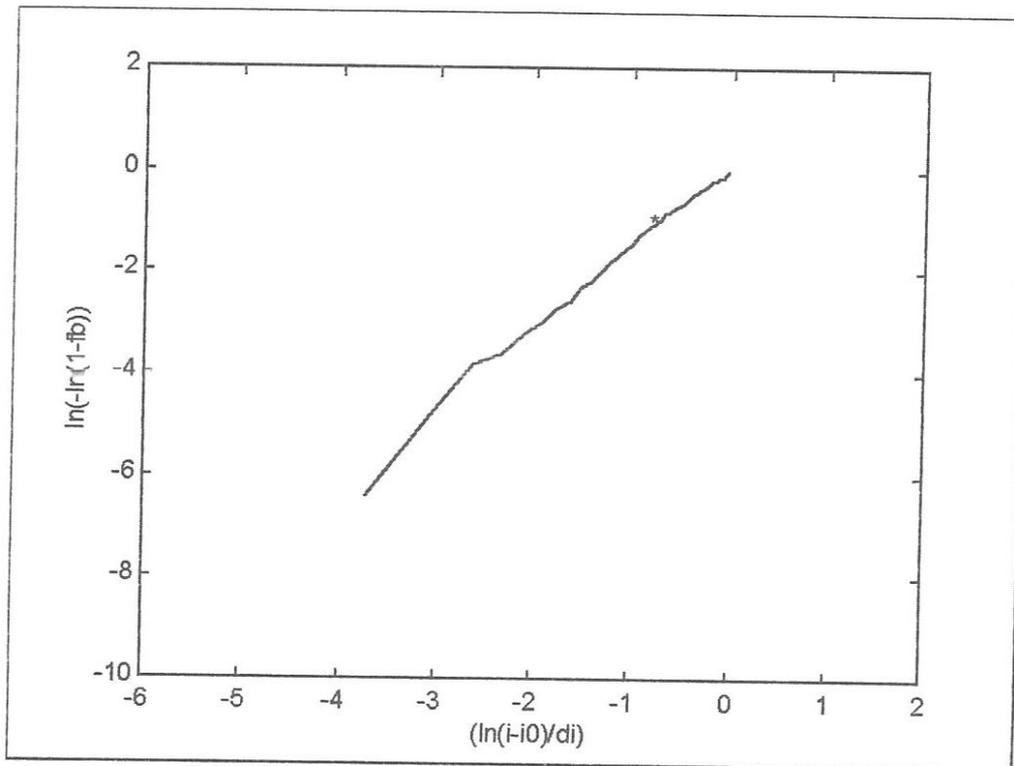


Figure 5.6 tracé de la fonction $\ln(-\ln(1-f_b))$ en fonction de $\ln((i-i_0)/d_i)$.
détermination du coefficient b
le point choisi a comme coordonnées $(-1.25, -1)$.

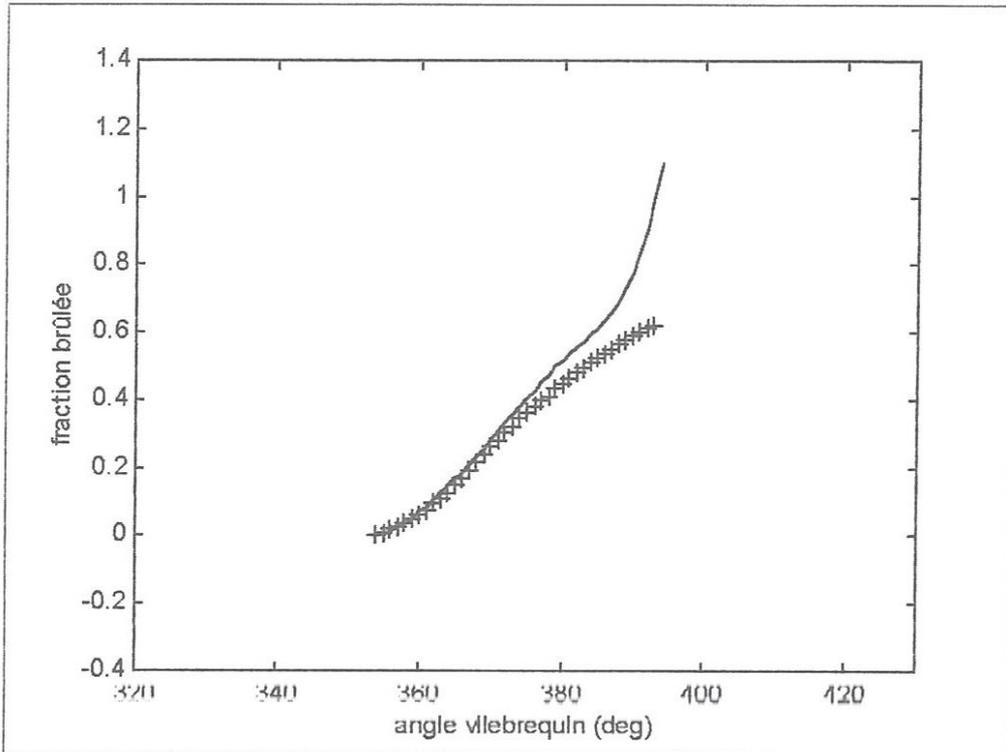


Figure 5.9 comparaison des fractions brûlées en fonction de degrés vilebrequin
pour $(L/D) = 0.27$
- : fraction brûlée corrigée,
+ : fraction brûlée non corrigée.

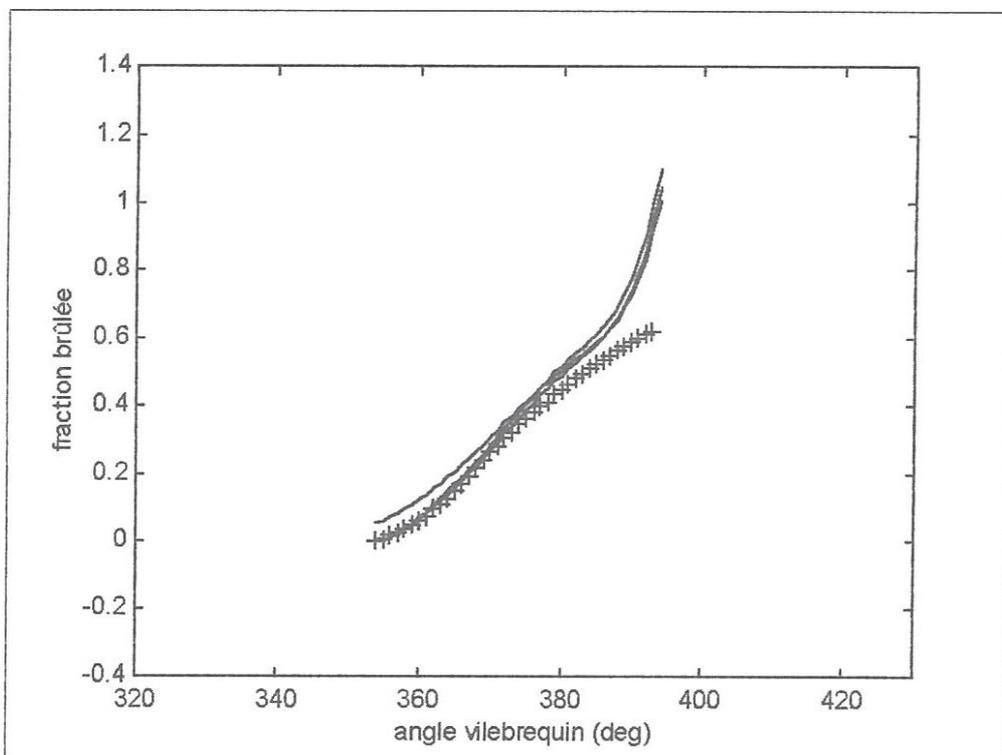


Figure 5.10 comparaison des fractions brûlées en fonction de degrés vilebrequin
pour $(L/D) = 0.25, 0.27, 0.3$
- : fraction brûlée corrigée,
+ : fraction brûlée non corrigée.

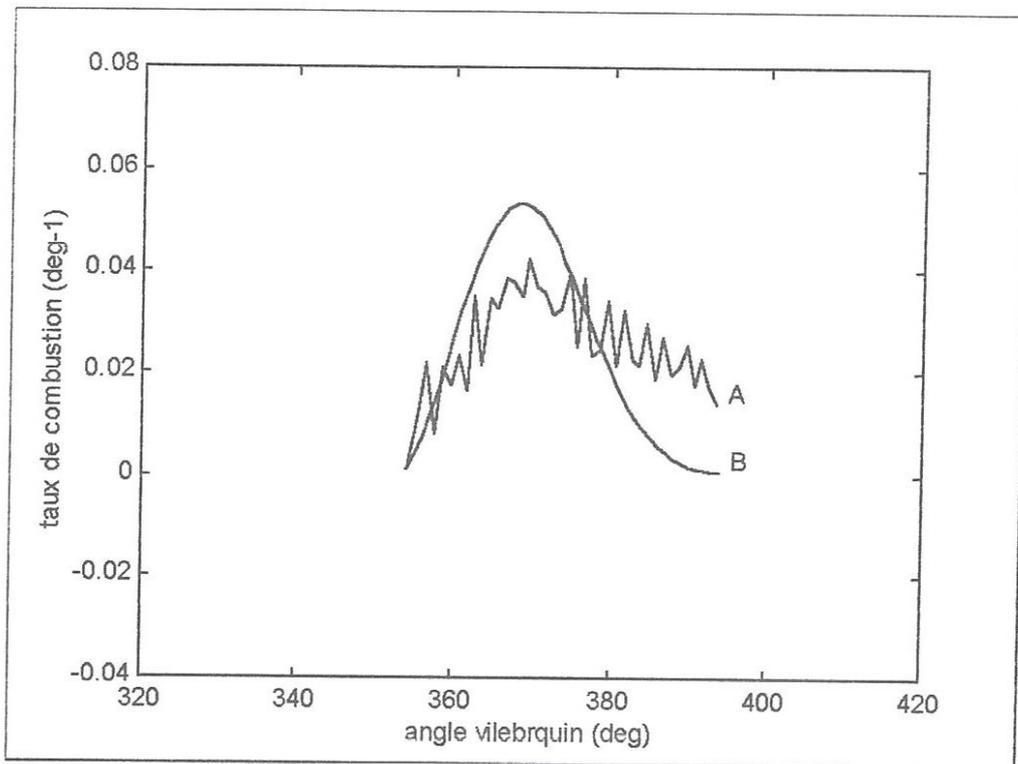


Figure 5.11 comparaison des taux de combustion en fonction de degrés vilebrequin
pour $(L/D) = 0.25$
A : taux de combustion non corrigé,
B : taux de combustion corrigé.

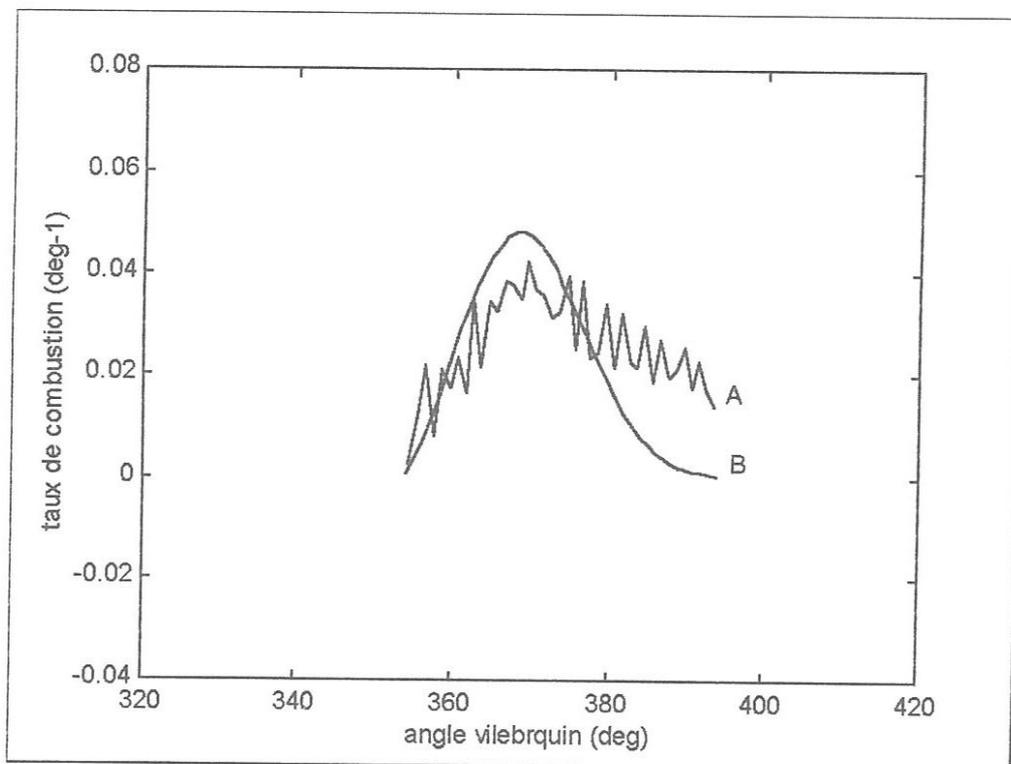


Figure 5.12 comparaison des taux de combustion en fonction de degrés vilebrequin
pour $(L/D) = 0.27$
A : taux de combustion non corrigé, B : taux de combustion corrigé.

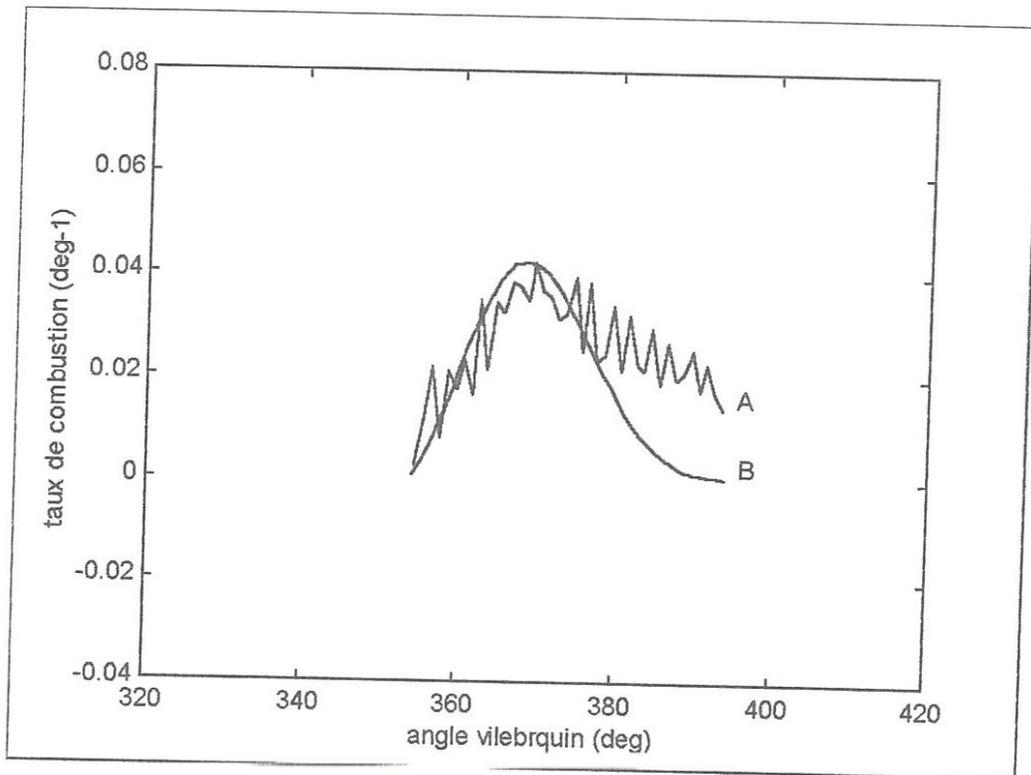


Figure 5.13 comparaison des taux de combustion en fonction de degrés vilebrequin pour $(L/D) = 0.3$
 A : taux de combustion non corrigé,
 B : taux de combustion corrigé.

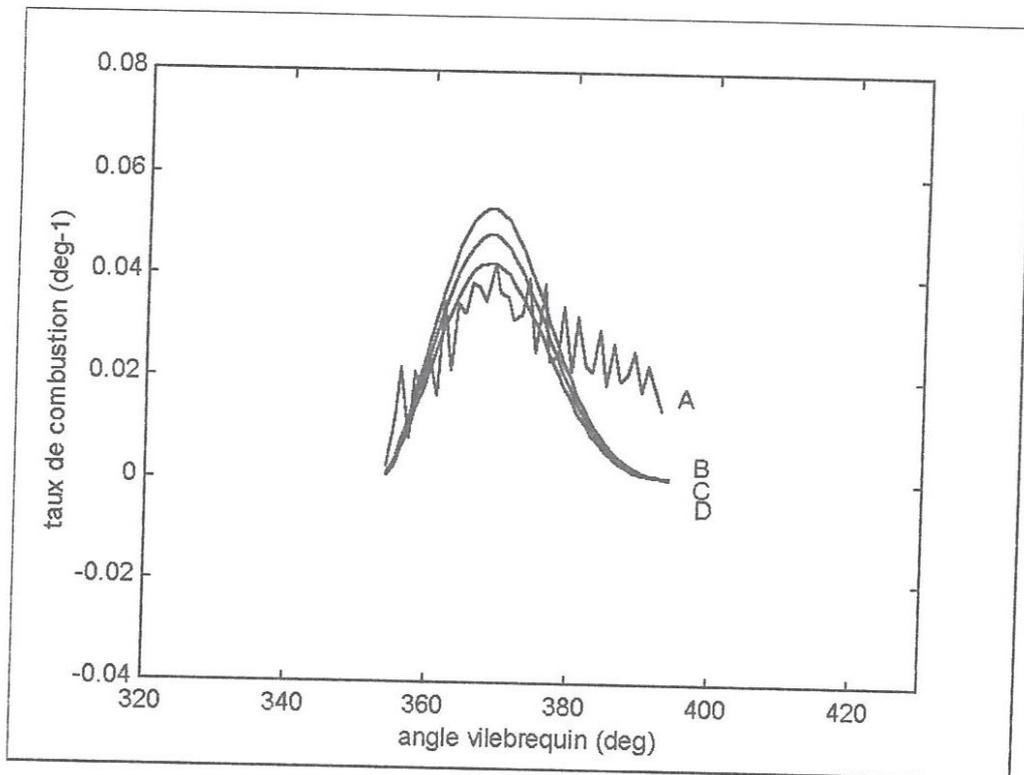


Figure 5.14 comparaison des taux de combustion en fonction de degrés vilebrequin
 A : taux de combustion non corrigé, B : taux de combustion corrigée avec $(L/D) = 0.25$,
 C : taux de combustion corrigée avec $(L/D) = 0.27$, D : taux de combustion corrigée avec $(L/D) = 0.3$



Chapitre
6



**INTERPRETATION ET VALIDATION
DES RESULTATS**

6.1 INTERPRETATION DES RESULTATS

Les résultats discutés dans cette dans ce chapitre touche les parties suivantes de l'analyse de la combustion :

- La vitesse de propagation de la flamme
- Le mécanisme de croissance de la flamme
- La turbulence dans la chambre de combustion
- Les régimes de combustion.

6.1.1 La vitesse de propagation de la flamme

Les figures (4.1), (4.2) et (4.3) présentent l'évolution des propriétés de transport des gaz au cours du développement du processus de combustion. L'allure générale des courbes représentant respectivement : la viscosité dynamique, le coefficient de conductivité thermique, et la diffusion moléculaire, semble être la même, elle garde presque une valeur constante dans l'intervalle choisi de degrés vilebrequin. Cette constatation montre d'une part que l'effet des gradients de la température et de la pression sur les propriétés de transport des gaz est négligeable, de l'autre part elle confirme l'hypothèse de la constante du coefficient de conductivité thermique dans le calcul de la vitesse de propagation de la flamme.

La vitesse laminaire présentée à la figure (4.4), montre la même allure pour les différents conditions de fonctionnement du moteur. Elle est nettement décroissante durant la fin de la phase de compression, et sensiblement croissante durant la phase de détente. Sa valeur moyenne est de l'ordre de 0.5 m/s.

La diminution de la vitesse laminaire à la fin de la compression, s'explique par l'effet de coincement de la flamme ; En réduisant le volume du cylindre par la compression, la flamme trouve des difficultés à se propager dans un espace réduit. Suite à cette effet sa vitesse initialement élevée à l'allumage, démunie sensiblement jusqu'au début de la phase de détente.

L'effet de la détente des gaz sur la propagation de la flamme est exactement le contraire à celui de la compression. Durant cette phase, la flamme initialement coincée trouve un

espace de plus en plus grand à se propager, et à cet effet sa vitesse laminaire de propagation croit rapidement.

La figure (4.5) représente graphiquement la vitesse laminaire en fonction de la pression, elle montre une courbe hyperbolique indiquant une inverse proportionnalité entre ces deux paramètres. Ce résultat confirmé par de nombreuses expériences, nous permet de valider partiellement les calculs concernant la vitesse laminaire.

L'effet du régime moteur sur l'évolution de la vitesse laminaire est présenté à la figure (4.6). On remarque que l'effet de l'augmentation du régime ne peut être ressenti qu'au début de la phase de combustion, où le passage de 1200 à 2000 tr/mn, entraîne une augmentation de la vitesse laminaire par un dixième de centimètre en moyenne. Cette augmentation est due à l'étirement de la flamme par le tourbillon formé par l'effet de chasse (squich) à la fin de compression.

L'augmentation du régime moteur de 300 à 900 N.m est accompagnée par une diminution de la vitesse laminaire de 10 cm/s en moyenne, sans qu'il existe un changement (fig. 4.7)

Au contraire les figures (4.8) et (4.9) qui représentent l'influence de la richesse sur la vitesse laminaire, montrent des écarts non négligeables entre les courbes (A) et (B) qui correspondent respectivement aux richesses 0.6 et 0.7. L'élévation de la richesse du mélange gazeux, augmente la concentration des espèces réactantes dans la zone de combustion. Cet effet va entraîner une augmentation rapide de la vitesse des réactions chimiques, et par conséquent la vitesse laminaire qui y est directement proportionnelle.

6.1.2 Le mécanisme de croissance de la flamme

Le mécanisme de croissance de la flamme présenté à la figure (4.10), montre l'évolution de la vitesse laminaire en fonction de son rayon. Le mécanisme généralement admis à l'initiation de la combustion, est celui d'une flamme qui ne peut se propager que lorsqu'elle dépasse un rayon critique (de l'ordre de 0.3 mm pour les moteurs). La figure présentée, confirme le mécanisme précédent et montre une courbe à deux séquences, dans la première, la vitesse laminaire est décroissante jusqu'à une valeur moyenne de 0.2 m/s, correspondant à un rayon critique de 0.3 mm, alors dans la deuxième séquence la vitesse croit linéairement, pour atteindre des vitesses de l'ordre de 0.5 m/s.

Les effets du régime moteur, de la richesse, et du couple moteur sur le mécanisme de croissance de la flamme, sont présentés aux figures (4.11), (4.12), (4.13) et (4.14), ces effets sont similaires aux mêmes qui correspondent à la vitesse laminaire. Les causes sont presque identiques ; la décroissance à la fin de compression est due à l'effet de coincement de la flamme, alors que la détente offre plus d'espace à la flamme pour se propager et d'accroître sa vitesse. L'influence de la richesse sert à accélérer la croissance de la flamme, en conservant la même allure d'évolution. L'augmentation du couple sert cependant à retarder la croissance de la flamme, à cause de la difficulté rencontrée par les mouvement des gaz à étirer la flamme.

La figure (4.16) présente l'évolution du rayon de la flamme en fonction de l'angle vilebrequin durant le processus de combustion. Cette figure montre un rayon qui croît linéairement à partir d'une valeur proche de zéro, pour atteindre à la fin de combustion une valeur moyenne de 5 cm. Cette croissance s'explique par le fait que le noyau primaire de la flamme, formé à l'instant de l'allumage se développe continuellement en volume jusqu'à la fin de la phase de combustion. La même explication est donnée à l'évolution de la surface de la flamme présentée à la figure (4.22).

L'épaisseur du front de flamme présenté en fonction de l'angle vilebrequin à la figure (4.17), montre une courbe similaire à celle de la vitesse laminaire. La proportionnalité est directe entre ces deux paramètres ; un élargissement de la zone de combustion est dû essentiellement à l'augmentation de la vitesse de propagation de la flamme.

L'influence du régime moteur sur le développement de l'épaisseur de la flamme est présenté à la figure (4.18). L'effet de l'augmentation du régime ne peut être ressenti qu'au début de la phase de combustion, où le passage de 1200 à 2000 tr/mn, entraîne une augmentation de l'épaisseur du front par un dixième de millimètre en moyenne. Cette augmentation est due à l'étirement de la flamme par le tourbillon formé par l'effet de chasse (squich) à la fin de compression.

L'influence de la richesse et du couple moteur sur l'épaisseur de la flamme, présentée sur les figures (4.19), (4.20) et (4.21), est identique à celle discutée pour le cas de la vitesse laminaire.

6.1.3 La turbulence dans la chambre de combustion

L'intensité axiale de la turbulence, calculée durant le processus de combustion à l'approche du bol cylindrique du piston, est présentée à la figure (4.15). Pour différentes conditions de fonctionnement du moteur, les graphes représentant l'intensité de la turbulence ne montrent pas de différences sensibles. L'allure générale des courbes comporte deux séquences différentes ; celle qui correspond à la fin de compression (350° à 360° vilebrequin), et l'autre correspondant au début de la phase de détente (360° à 420° vilebrequin).

A la fin de compression, et à partir d'une valeur initiale moyenne de 40 m/s, l'intensité de la turbulence est représentée par une courbe linéairement décroissante. Alors qu'au début de la phase de détente, cette courbe devient moins raide et fluctue constamment autour d'une valeur proche de zéro.

En se référant à une étude expérimentale faite au laboratoire de mécanique de fluide et d'acoustique de Lyon, sur l'aérodynamique interne d'un moteur axysymétrique. L'évolution de l'intensité de la turbulence durant le processus de combustion, est régie par les phénomènes suivants :

- Lorsque le piston est muni d'un bol cylindrique, la fin de la phase de compression est dominée par la formation d'un tourbillant dû à l'effet de chasse (squich). Le gaz compris entre le plan de culasse et la couronne supérieure du piston, est chassé vers l'intérieur du bol lorsque le piston approche du point mort haut (PMH). L'évolution de la vitesse tangentielle dans le bol est proche d'une rotation solide, sauf dans la région proche des parois externes du bol.
- Suite aux mouvements des gaz dans le cylindre et à l'aérodynamique de la chambre de combustion, il existe essentiellement deux types de mouvement tourbillonnaire ; le swirl formé au début de la phase d'admission, et le squich formé à la fin de compression. Si la chambre est munie d'une seule soupape d'admission, il peut y avoir lieu à un troisième type de tourbillon, qui est le tumble. L'interactions entre ces trois mouvements tourbillonnaires peut réduire le niveau de la turbulence durant la phase de détente.

Ces observations montrent que le niveau élevé de la turbulence à la fin de compression est dû à la formation du mouvement squich, alors que l'interaction des

différentes structures tourbillonnaires durant la phase de détente tend à réduire l'intensité de la turbulence dans la chambre de combustion (fig. 4.15).

Les mêmes explications peuvent être données à l'énergie cinétique turbulente présentée à la figure (4.30), et qui montre la même allure que celle de l'intensité de la turbulence.

La distribution des échelles intégrale et de Kolmogorov durant la combustion, représentée sur les figures (4.24) et (4.29) montre une allure presque constante vers la fin de la phase de compression, pour s'étaler rapidement au début de la phase de détente de 1 à 2 mm pour l'échelle intégrale, et de 0.1 à 0.5 Nm pour l'échelle de Kolmogorov.

Les effets du régime moteur et de la richesse sur l'évolution de l'échelle intégrale durant la phase de combustion, ne montrent pas de variations sensibles. Par contre une augmentation du régime moteur de 300 à 900 N.m peut engendrer variation

6.1.4 Les régimes de combustion

La structure de la flamme dépend fortement des conditions de fonctionnement du moteur, aux régimes moteurs relativement bas (1200 tr/mn) la flamme est de type « plissée », présentant une surface continue et déformée par les mouvements des gaz. Lorsque le régime s'élève à (2000 tr/mn) le front de flamme devient déchiqueté, et la zone de réaction est élargie.). Parallèlement, en diminuant la richesse de mélange la flamme est plus déformée par les mouvements turbulents à grandes échelles, sa structure est complètement déchiquetée comprenant des poches de gaz frais dans les gaz brûlés et l'inverse (régime de la flamme corruguée) ce comportement de la flamme facilite le passage du régime de combustion vers les structures les plus déformées, comme celui de la « zone de réactions distribuées »

La figure (4.35) montre que le régime de combustion correspondant à une richesse de 0.6, un couple de 900 Nm, et un régime de 1200 tr/mn, est celui d'une « flamme plissée ».

En conservant les mêmes conditions de fonctionnement concernant la richesse et le couple, et on faisant varier le régime moteur de 1200 à 2000 tr/mn. Le régime de

combustion sera celui d'une « flamme corrugée » (fig. 4.33), cette structure beaucoup plus plissée, et peut même présenter des ruptures, est due à l'élargissement des échelles de plissement par l'augmentation de la vitesse du moteur.

La diminution de la richesse de 0.7 à 0.6 Pour des conditions de fonctionnement qui correspond à un couple de 900 tri/mn, et un régime de 2000 tr/mn, fait placer le régime de combustion dans la zone de la « flamme corruguée » (fig. 6.32).et (6.33)

En diminuant simultanément la richesse et le couple moteur pour un régime suffisamment élevé, la structure de la flamme devient très déchiquetée et discontinue, et sa zone de réaction est élargie. Ce comportement de la flamme est à l'origine des instabilités de la combustion des mélanges pauvres (fig. 6.36).

6.2 VALIDATION DES RESULTATS

La validation des résultats de notre analyse de la combustion, est réalisée par le recueil d'un nombre de résultats présentés dans une étude expérimentale menée par T.A.Baritaud de l'institut français de pétrole. Cette validation est de nature qualitative, car le type du moteur utilisé est différent de celui présenté dans notre étude. Les différences sont dues aux modifications apportées sur le moteur pour qu'il soit accessible aux mesures optiques.

L'objectif de cette étude expérimentale est la visualisation de la combustion de l'initiation à la propagation dans un moteur à allumage commandé. Elle utilise pour cela des techniques de visualisation comme la strioscopie laser dans un moteur muni d'accès optiques.

La validation touche les parties suivantes de l'analyse de la combustion :

- La phase d'initiation de la combustion
- La dynamique de croissance de la flamme
- Les régimes de combustion.

6.2.1 Initiation de la combustion

La technique de visualisation utilisée est celle de la cinématographie rapide de strioscopie laser de la flamme. Le montage expérimental utilisé est présenté à la figure (6.6). UN faisceau traverse la chambre de combustion en passant par des fenêtres en quartz, une lentille colmate le faisceau incident sur un écran, pour être enregistré par une caméra rapide à 6000 images / seconde.

Les photographies de la flamme issue des séquences du film sont reproduites sur la figure (6.7), elles montrent la structure de la flamme au cours de l'initiation de la combustion. Trois d'entre eux (a, b ,c) montrent l'évolution de la structure de la flamme en fonction du régime pour une richesse de 0.75, de 500 à 1500 tr/mn. le quatrième se rapporte au cas d'une combustion en mélange très pauvre 0.58 de richesse pour un régime de 1040 tr/mn.

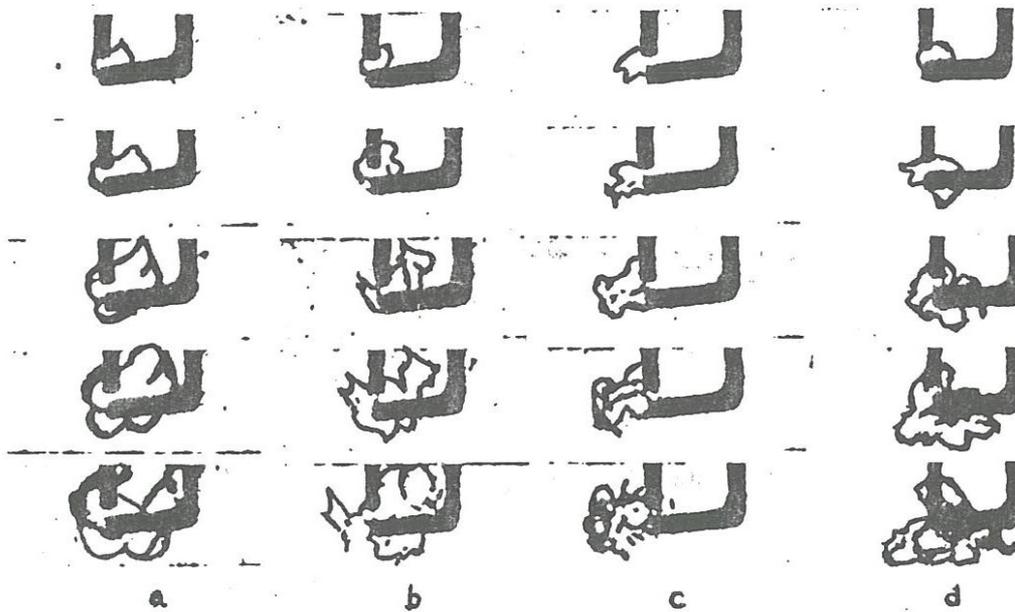
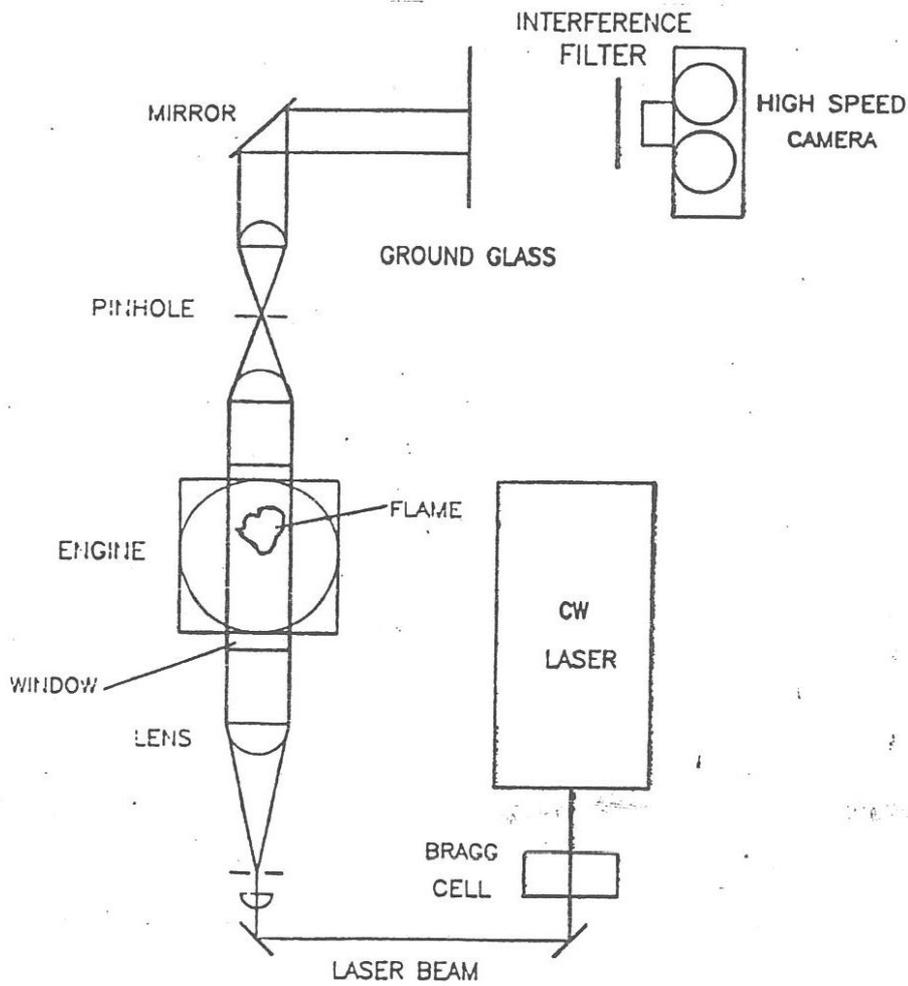


Fig. Films de l'initiation - a) 500 tr/mn, intervalle entre deux images 1/2000 sec
 b) 1040 tr/mn, 1/4000 sec c) 1500 tr/mn, 1/6000 sec avec une richesse de 0.75
 d) 1040 tr/mn, 1/4000 sec, avec une richesse de 0.58

La flamme visualisée présente un caractère turbulent dès sa création par l'étincelle. Si à 500 tr/mn, deux ou trois images sont nécessaires avant que la flamme ne soit vraiment plissée, cela est immédiat aux plus hauts régimes. Pour les mélanges pauvres, on voit que la flamme est plus déformée par les mouvements à grandes échelles, ce type d'interaction fait déchiqeter le front de flamme pour former une flamme corruquée. Ce comportement est en parfait accord avec les résultats de notre analyse de la combustion présentés aux figures (6.6), (6.7)...

3.2.2 Croissance de la flamme

La même technique de visualisation est utilisée(la strioscopie laser) pour visualiser la croissance de la flamme. Après développement des films, les images sont projetées sur une table pour déterminer les contours de la flamme (fig. 6.8). A partir des contours un rayon équivalent de la flamme est déduit, et pour mieux comprendre le mécanisme de croissance de la flamme le rayon de la flamme est dérivé pour donner la vitesse de propagation de la flamme, le résultat est rapporté sur la figure (6.9). les courbes présentés passent par un minimum pour un rayon d'environ 2 mm, et une vitesse de 5 m/s. Ce comportement s'explique par la présence d'un rayon critique que la flamme doit dépasser pou pouvoir se propagée. Le même comportement est prédit par nos calculs sur la vitesse laminaire présenté à la figure (6.10).

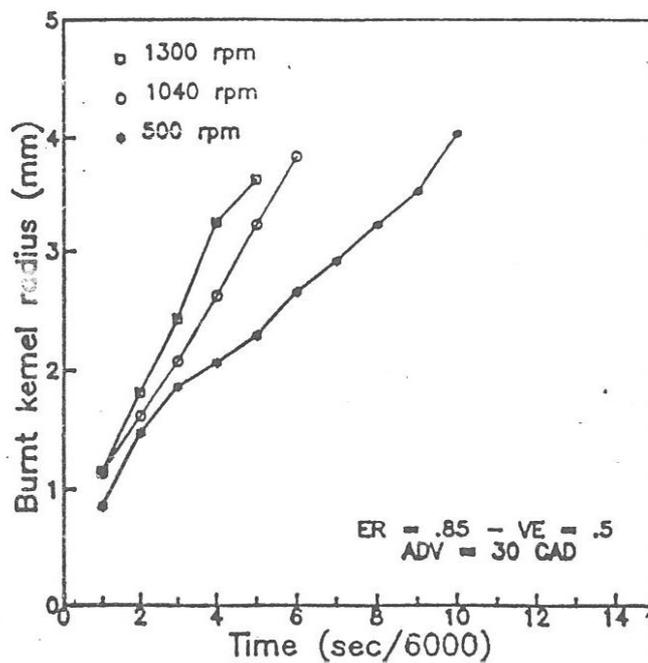


Fig. 7. Evolution moyenne du diamètre de la flamme en fonction du régime pour une richesse de 0.85

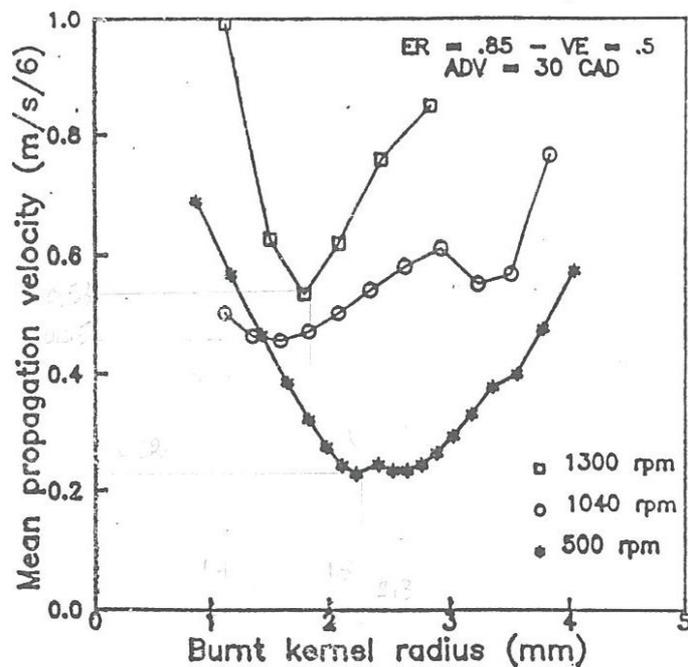


Fig. Vitesse de croissance moyenne de la flamme en fonction du régime pour une richesse de 0.85

6.2.3 Régimes de combustion

La technique de visualisation est la même que celle utilisée pour l'étude de l'initiation (fig. 6.11), cependant le faisceau élargi est envoyé sous un piston rallongé, et dévié par un miroir dans la chambre de combustion au travers du piston transparent en quartz. Ce faisceau réfléchi retransverse alors la chambre de combustion, avec un léger désalignement de l'optique permet de séparer du faisceau incident, la combustion est alors filmée sur un écran.

La figure (6.12) présente trois coupes très représentatives ; à 300 tr/mn le front de flamme est légèrement plissé, à 600 tr/mn la flamme est beaucoup plus plissée, et peut même présenter des ruptures, un nouveau accroissement du régime conduit à de larges structures formant des poches de gaz frais dans les gaz brûlés et l'inverse.

La visualisation des régimes de combustion met en évidence l'effet du régime moteur sur la structure de la flamme, un accord avec ces résultats est présenté au chapitre quatre. Dans les conditions d'un régime moteur de 1200 tr /mn la flamme est de type plissée, alors qu'une augmentation du régime conduit à un régime de combustion de type flamme corruguée.

L'analyse de la combustion présentée aux chapitres précédents confirme la totalité des résultats présentés dans l'étude expérimentale, spécialement pour les régimes de combustion et le mécanisme de croissance de la flamme. Néanmoins des exceptions sont faites sur les valeurs de la vitesse de propagation de la flamme, et le rayon de la flamme. La différence est due essentiellement aux causes suivantes :

- Le moteur expérimental est de type transparent, avec une chambre de combustion modifiée pour qu'elle soit accessible aux mesures optiques.
- Les conditions de fonctionnement du moteur expérimental ne sont pas tout à fait identiques à celles prises pour notre moteur.

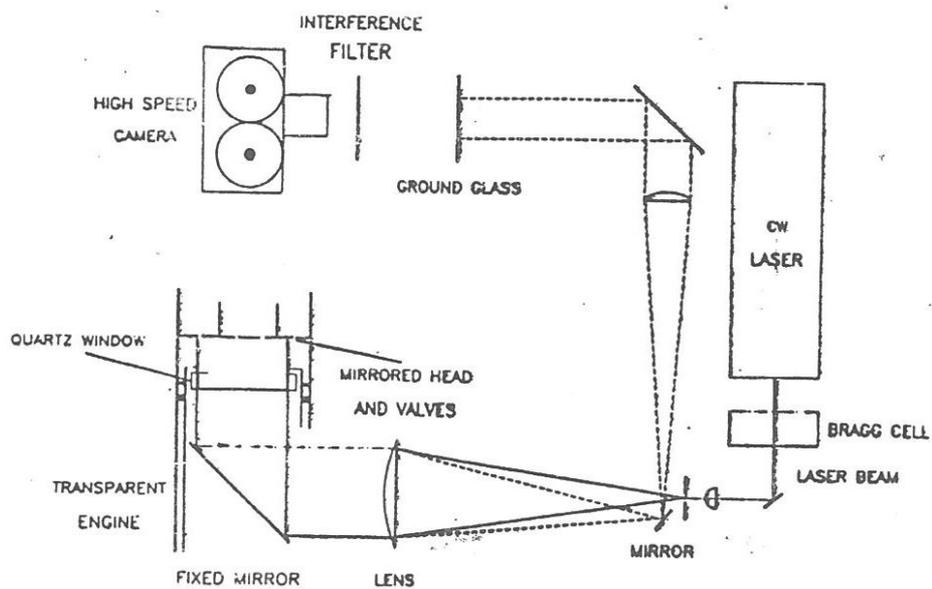


Fig. 11. Montage expérimental de strioscopie pour l'étude de la propagation de la flamme

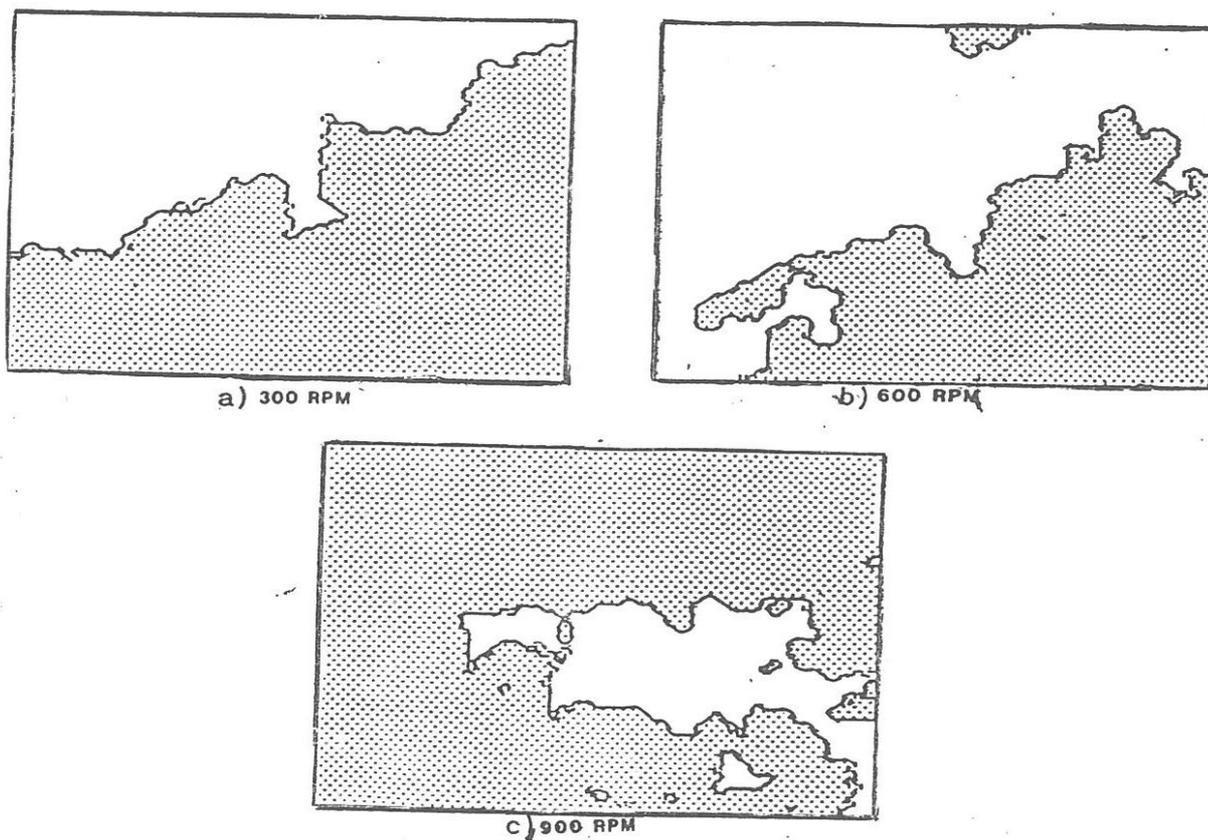


Fig. Coupes du front de flamme par tomographie: a) 300 tr/mn b) 600 tr/mn c) 900 tr/mn

CONCLUSION GENERALE

Ce travail représente une étude semi-expérimentale de la combustion dans un moteur à allumage commandé et alimenté en gaz naturel. Il nous a permis d'obtenir un moyen de savoir de quelle façon le comportement de la flamme est régi par de nombreux phénomènes, notamment la turbulence de l'écoulement des gaz et son interaction avec les phénomènes de combustion.

Basée sur la théorie thermique de Mallard-LeChatelier, l'étude des phénomènes de propagation de la flamme, tel que la vitesse laminaire et la dynamique de croissance de la flamme a abouti aux résultats suivantes :

- ◆ La vitesse laminaire de propagation de la flamme de méthane, dans les conditions d'un moteur à allumage commandé est de l'ordre de 50 cm/s. Elle diminue sous l'effet de coincement de la flamme à la fin de compression, et augmente sensiblement au début de la phase de détente.
- ◆ Le taux de croissance de la flamme dépend fortement des conditions de fonctionnement du moteur ; il est directement proportionnel au régime moteur et à la richesse de mélange, et inversement proportionnel au couple moteur.
- ◆ Dans les conditions réelles de propagation de la flamme, la chambre de combustion est le siège d'un mouvement turbulent intense qui favorise l'initiation de la combustion. A cet effet la vitesse de propagation de la flamme augmente pour atteindre une valeur de l'ordre de 40 m/s.

L'étude des caractéristiques du mouvement turbulent des gaz dans le cylindre est basée sur deux modèles ; le premier est celui de Damköhler, il nous donne l'intensité de la turbulence en fonction des propriétés de la flamme. Le deuxième est celui de Borgnake qui donne l'échelle intégrale en fonction des conditions d'admission du mélange frais. Cette étude a montré que :

- ◆ Le niveau de la turbulence est élevé au début de la phase de combustion et relativement faible à sa fin. Ce comportement est dû à l'effet de chasse (Squich) des gaz dans le bol cylindrique du piston qui accompagne la fin de la phase de compression, et qui sera par la suite amorti par les effets visqueux au cours de la phase de détente.

- ♦ La distribution des échelles de la turbulence est presque constante au début de la phase de combustion, mais elle subit une augmentation considérable au début de la phase de détente, donnant des valeurs moyennes de 2mm à l'échelle intégrale, et de 40 Nm pour l'échelle de Kolmogorov.

En se référant au diagramme de Borghi, et en utilisant les rapports de vitesses et des échelles de la turbulence. L'identification des régimes de la combustion aboutit aux résultats suivantes :

- ♦ La flamme est turbulente dès sa création par l'étincelle de la bougie.
- ♦ En phase de propagation libre la flamme a la forme d'une surface plissée à bas régimes, pour former une zone de combustion épaisse à régime plus élevé.
- ♦ La structure fine de la flamme turbulente des mélanges pauvres est constituée d'une flamme mince aux contours très déchiquetés et discontinus. Lorsque la turbulence s'accroît, un accroissement de plissement caractérise l'épaississement de la zone de combustion, pour constituer un front complètement corrugué comprenant des poches de gaz frais dans les gaz brûlés et l'inverse.

Cette structure complètement déchiquetée de la flamme est à l'origine de l'instabilité de la combustion des mélanges pauvres. Afin d'améliorer la qualité de cette combustion, il nous a semblé utile d'adopter un nouveau dimensionnement de la soupape d'admission et de faire un ajustage convenable de l'arbre à came. Par la réduction du niveau de la turbulence dans le cylindre à la fin de compression, cette méthode permettra de corriger la pression des gaz dans le cylindre et d'améliorer la fraction des gaz brûlés ainsi que la vitesse de combustion.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Harouadi. F**, « Contribution à l'étude de la cinétique de la combustion turbulente en limite pauvre dans les moteur alimenté en gaz naturel »,
Thèse de Docteur de l'université d'AIX MARSEILLE, Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Marseille. (1993)
- [2] **Haywood, J.B**, « Internal combustion engine fundamentals »,
Mcgray - Hill, New york (1987)
- [3] **Arquès. Ph**, « Inflammation - combustion - pollution »,
Masson, Paris (1992)
- [4] **Vantiggelen. A & Coll**, « Oxydation et combustion »,
Technip, Paris (1976)
- [5] **De Soette**, « Aspects fondamentaux de la combustion en phase gazeuse »,
Technip, Paris (1976)
- [6] **Baritoux. T. A** , « Visualisation de la combustion dans les moteurs à allumage commandé de l'initiation à la propagation »,
IFP, Reuil - Malmaison, France (1987)
- [7] **Borghi. R**, « Intéraction entre turbulence et combustion »,
Techniques d'ingénieurs, A1- 640
- [8] **Chmela. F. G & Kappus. P**, « The new AVL high - turbulence lean - burn mixture gaz engine »,
Seminar on gaz engines and Co - generation, London (1993)
- [9] **Schneck. H**, « Les flammes »,
Techniques d'ingénieurs, A 560
- [10] **Ulrich. A**, « Moteurs à gaz »,
Techniques d'ingénieurs, B 400
- [11] **Matton. G**, « Alimentation en gaz des moteur »,
Techniques d'ingénieurs, B 381

RESUME

L'analyse aérodynamique de la combustion dans un moteur à allumage et alimenté en gaz naturel, montre que la flamme est turbulente dès sa création par l'étincelle de la bougie, et que cette turbulence due à l'aérodynamique favorise l'initiation de la combustion.

Basée sur les propriétés des écoulements turbulents, et celles des flammes laminaires, l'analyse montre que la flamme lorsqu'elle est en phase de propagation libre à la forme d'une surface plissée à bas régimes, pour former une zone de combustion épaisse à régime plus élevé.

La combustion des mélanges pauvres est caractérisée par une flamme mince aux contours très déchiquetés et discontinus. Lorsque la turbulence s'accroît, un accroissement des plissements à la fois aux petites échelles de l'ordre de l'épaisseur locale du front de flamme, et de grandes échelles caractérisent la zone de combustion.

L'instabilité de la combustion des mélanges pauvres est due essentiellement à cette structure très déchiquetée de la flamme, et afin de minimiser la turbulence qui est à l'origine de ce comportement, il nous a semblé utile d'adopter un nouveau dimensionnement de la soupape d'admission, et de faire un ajustage convenable de l'arbre à came.

Mots clés :

- Moteur à gaz naturel
- Analyse aérodynamique de la combustion
- Régimes de combustion
- Flamme turbulente
- Intensité de la turbulence
- Correction de la combustion