

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA DE BOUMERDES
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT ENERGETIQUE



MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master en génie mécanique**

Spécialité : **Conversion d'énergie**

Thème :

**Simulation du cycle du moteur LISTER-
PETTER (TS1) et étude de l'influence du
choix du modèle de turbulence**

Présenté et exposé publiquement par :

M^{elle}. Sarah OUCHIKH

M^{elle}. Sonia SAYAH

Suivi par :

Dr. M. S. LOUNICI

Promotion 2015/2016

Remerciement

On tient tout d'abord à remercier en premier lieu Allah, le tout puissant, de nous avoir donné autant de courage, de patience et de volonté pour atteindre ce but.

On tient à exprimer à notre promoteur Mr.Lounici, notre profonde gratitude et toutes nos reconnaissances pour avoir bien voulu nous confié un sujet qui nous a permis de nous initier à la recherche et d'apprendre à surmonter les difficultés rencontrées. Sa disponibilité, sa grande connaissance ont été un autant déterminant pour mener à bien ce travail.

*Nous n'oublions pas d'adresser nos vifs remerciements à Mr.Menaa pour son aide et pour son encouragement durant la préparation de ce travail.
A Mr.Ouali pour sa disponibilité et tout le temps qui nous a accordé.*

Tous nos remerciements vont également aux membres de jury pour nous avoir fait l'honneur de juger ce modeste travail.

*Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs du département énergétique notamment le chef département Mr.Brachemi.
Nos remerciements vont également à toutes les personnes qui nous ont aidés et soutenue de près ou de loin dans la réalisation de ce travail.*



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mes très chers parents qui m'ont toujours entouré de leur confiance, amour et encouragement tout le long de ma vie et dont le soutien m'a toujours aidé à réussir dans la vie.

Je le dédie à mon frère Mohamed Anis et sa fiancée Imane, A ma sœur Neïla et à ma très chère cousine Ibtissam.

A toute la famille Ouchikh, Sitouah petits et grands.



A ma sœur de cœur Houda, A mes meilleurs amis Meriem et Houda, pour leurs soutiens dans les moments difficiles.

À mon amie et sœur ma chère binôme Sonia.



Aux membres du groupe bénévole « Only Dz » dont je suis membre

Spécialement Abla.

A tous les professeurs et enseignants qui ont contribué un jour à mon éducation et à ma formation et qui m'ont permis, par leurs efforts d'atteindre ce niveau.

✿ A tous qui me sont chère pour leur amour et leur patience. ✿

Sarah



Dédicace

A ma très chère mère Allah yarhamha

Qui nous a élevés dans la droiture, l'intégrité et l'altruisme et nous a quitté si jeune pour un monde meilleur avant de voir sa vision se réaliser.

Ce travail est une preuve de reconnaissance de la part d'un enfant qui a toujours prié pour le salut de son âme. Puisse Dieu, le Tout puissant, l'avoir en sa Sainte Miséricorde. Amen

Que dieu vous bénisse et vous garde dans son vaste paradis.

A mon très cher Père

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous.

Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de vos sacrifices que vous avez consentis pour mon éducation et ma formation.

A mes très chers frères et ma très chère sœur

Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous.

Mustapha, Billel, Hamza et sa femme Houria

Ma sœur Amina qui été disponible à mes côtés pour m'avoir atteint le stade où je suis arrivé aujourd'hui et son marie Mouhamed.

Ainsi qu'à leurs adorables filles Meriem, Rahma et Abir. Que DIEU leurs offre le bonheur.

A ma très chère sœur et binôme Sarah et sa famille

A ma très chère aime et sœur Khadidja et sa famille

A tous les membres de ma famille Sayah et Mazira petits et grands en particulier Kenza, Nadia, Khadodja, Hanane, Nessrine, Nabila, Meriem, Hadjer.

A tous les membres de notre club Electo.

Aux personnes qui m'ont toujours aidé et encouragé, qui étaient toujours à mes côtés.

A tous qui m'aime et tous qui j'aime.

Sonia

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre 1: Généralités sur le moteur Diesel

1.1.	Introduction.....	3
1.2.	Principe de fonctionnement d'un moteur Diesel	3
1.2.1.	Descriptions des principaux organes d'un moteur diesel.....	3
1.2.1.1.	Le bloc-moteur	3
1.2.1.2.	Le piston	3
1.2.1.3.	Le système de distribution.....	4
1.2.1.4.	La bielle	4
1.2.1.5.	Le vilebrequin.....	4
1.3.	Description du cycle moteur	6
1.3.1.	Description du cycle moteur à 4 temps	6
1.3.1.1.	1 ^{er} temps : Admission	6
1.3.1.2.	2 ^{ème} temps : compression.....	6
1.3.1.3.	3 ^{ème} temps : Combustion-Détente.....	6
1.3.1.4.	4 ^{ème} temps : échappement	7
1.4.	Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs.....	7
1.5.	Performances d'un moteur à allumage par compression	9
1.5.1.	Le travail par cycle.....	9
1.5.2.	La pression moyenne.....	9
1.5.3.	La puissance	10
1.5.4.	La consommation spécifique.....	10
1.5.5.	Le rendement.....	11
1.6.	Types des moteurs Diesel	11
1.6.1.	Système à injection direct	11
1.6.2.	Système à injection indirect	12
1.6.2.1.	Moteurs à préchambre de combustion.....	12
1.6.2.2.	Moteurs à chambre de turbulence.....	13
1.6.3.	Comparaison entre les systèmes d'injection	14
1.7.	Combustion dans les moteurs Diesel	14
1.7.1.	Approche globale de la combustion.....	14
1.7.2.	Déroulement de la combustion.....	15

1.7.2.1.	Etape I : Délai d'auto-inflammation (ab)	16
1.7.2.2.	Etape II : combustion pré mélangée (bc)	16
1.7.2.3.	Etape III : Combustion contrôlée (cd)	16
1.7.2.4.	Etape IV : Combustion tardive (de)	17
1.8.	Aérodynamique interne du moteur	17
1.8.1.	Mouvement tangentiel de rotation (swirl)	17
1.8.2.	Mouvement radial (squish)	18
1.8.3.	Mouvement axial – tumble	18
1.8.4.	L'écoulement généré par interaction entre les parois piston-cylindre	19
1.9.	Émissions polluantes des moteurs Diesel	20
1.9.1.	Le Monoxyde de carbone	20
1.9.2.	Les Hydrocarbures imbrulés	21
1.9.3.	Les Particules fines	21
1.9.4.	Les oxydes d'azote	21
1.10.	Conclusion	23

Chapitre 2: Equations régissant les écoulements réactifs

2.1.	Introduction	24
2.2.	Équation de phase gazeuse	24
2.2.1.	Équation de continuité	24
2.2.2.	Équation de quantité de mouvement	24
2.2.3.	Équation de l'énergie	25
2.2.4.	Équations de transport des espèces	26
2.3.	Équations de la phase liquide	27
2.3.1.	Trajectoire de la particule	28
2.3.1.1.	Équation de mouvement d'une particule	29
2.3.1.2.	La trainée dynamique	30
2.4.	Fractionnement du Spray	31
2.4.1.	Atomisation primaire	31
2.4.2.	Atomisation secondaire	32
2.4.2.1.	Modèle Wave	32
2.4.2.2.	Modèle TAB	34
2.5.	Caractéristiques d'un écoulement turbulent	35
2.5.1.	Notion de turbulence	35
2.5.2.	Nombre de Reynolds	36
2.6.	Modélisation de la turbulence	37
2.6.1.	Approches numériques de la turbulence	37

2.6.2.1. Modèle k-epsilon Standard	38
2.6.2.2. Modèle k-epsilon RNG	38
2.6.2.3. Modèle k-epsilon réalisable	39
2.6.2.4. Modèle K-Omega Standard	39
2.6.2.5. Modèle K-Omega SST (Shear-stress-Transprt).....	39
2.7. Traitement de la couche limite.....	40
2.7.1. Loi de paroi	40
2.8. La combustion turbulente	41
2.8.1. Notion de combustion turbulente.....	41
2.8.2. Modélisation de la combustion	42
2.8.2.1. Modèle EDM (Eddy Dissipation Model).....	42
2.8.2.2. Modèle Laminar-finite-rate.....	43
2.8.2.3. Modèle EDC (Eddy-dissipation-concept).....	43
2.9. Production des oxydes d'azote.....	43
2.10. Conclusion.....	45

Chapitre 3 : Modélisation CFD du moteur Diesel

3.1. Introduction	46
3.2. Etat de l'art	46
3.3. L'outil CFD	48
3.3.1. Méthodes Numérique	48
3.4. Description général du Code CFD	49
3.5. Configuration expérimentale.....	50
3.5.1. Caractéristique du moteur Lister-Petter	51
3.5.2. Loi de levée de soupapes.....	53
a. Loi en Sinus	54
b. Loi en tangente	55
c. Loi en cosinus	56
3.5.3. Durée d'injection et Débit d'injecteur.....	57
3.6. Etude de Maillage et Paramètres de la modélisation 3D.....	59
3.6.1. Les interfaces.....	60
3.6.2. Le maillage dynamique	61
3.7. Condition aux limites et conditions initiales	64
3.7.1. Conduit d'admission	64
3.7.2. Injection de combustible	64
3.7.3. Parois de la chambre de combustion	64
3.7.4. Conduit d'échappement.....	65

3.8. Les Modèles de Calcul utilisés.....	65
3.9. Conclusion.....	66

Chapitre 4 : Résultats et discussions

4.1. Introduction	67
4.2. Cycle à froid	67
4.2.1. Validation du cycle entraîné.....	67
4.2.2 Aérodynamique interne	69
4.3. Cycle avec combustion à 20% de charge	72
4.3.1. Pression cylindre	72
4.3.2. Température moyenne dans le cylindre	73
4.3.3. Analyse de la combustion	76
4.3.4. Performances énergétiques.....	77
4.3.5. Produits de la combustion	79
4.3.5.1. Formation des polluants	84
• Formation de NOx.....	84
• Formation de Suies.....	85
4.4. Cycle avec combustion à 90% de charge	86
4.4.1. Pression cylindre	86
4.5. Conclusion.....	86

Conclusion générale

Références bibliographiques

Liste des figures

Chapitre 1: Généralités sur le moteur Diesel

Fig.1. 1. Architecture mécanique d'un moteur alternatif à 4 cylindres	5
Fig.1. 2. Cycle quatre temps pour un moteur à allumage par compression.....	7
Fig.1. 3. Cycle d'un moteur à combustion interne	9
Fig.1. 4. Injection directe.....	12
Fig.1. 5. Moteur à préchambre de combustion.....	13
Fig.1. 6. Moteur à chambre de turbulence.....	13
Fig.1. 7. Evolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin.....	16
Fig.1. 8. Mouvement de swirl dans un moteur diesel.....	18
Fig.1. 9. Mouvement de tumble dans un moteur diesel.....	19
Fig.1. 10. Schéma du modèle d'écoulement dans le coin piston-cylindre.....	19

Chapitre 2: Equations régissant les écoulements réactifs

Fig.2. 1. Schéma d'un spray orifice montre différents flux (collision, coalescence, atomisation, évaporation) régimes.....	27
Fig.2. 2. Exemple de la formation d'un spray à la sortie d'un injecteur. Les propriétés du spray peuvent être suivies grâce à une formulation Lagrangienne ou bien Eulérienne	28
Fig.2. 3. Transfert de chaleur, masse, moment entre les phases gazeuse et liquide.....	29
Fig.2. 4. Atomisation d'un jet de carburant.	31
Fig.2. 5. Principe du modèle de Reitz.....	34
Fig.2. 6. Représente le modèle de traînée dynamique pour la distorsion de gouttes du fait de l'écoulement en utilisant l'analogie de Taylor entre une goutte et un système de ressort-masse.....	35
Fig.2. 7. Illustration schématique de la Cascade d'énergie turbulente de Kolmogorov.	36
Fig.2. 8. Traitement près des parois	41

Chapitre 3 : Modélisation CFD du moteur Diesel

Fig.3. 1. Élément du Logiciel.....	50
Fig.3. 2. Vue d'ensemble du banc d'essais.....	51
Fig.3. 3. Représentation du Piston et de la culasse du moteur].....	52
Fig.3.4. Diagramme de distribution réel.	53
Fig.3. 5. Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupape.....	54
Fig.3. 6. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.....	55
Fig.3. 7. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.....	56
Fig.3. 8. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.....	56
Fig.3. 9. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin en phase croisement.	57

Fig.3. 10. Profil de la pression d'injection 20%	58
Fig.3. 11. Profil de la pression d'injection 90%.....	58
Fig.3. 12. La géométrie 3D du moteur Lister Petter ST1	59
Fig.3. 13. Interfaces de la géométrie 3D.....	60
Fig.3. 14. Principe du maillage dynamique.....	61
Fig.3. 15. Différents type de maillage de la géométrie 3D.....	62
Fig.3. 16. Evolution du domaine de calcul tridimensionnel.....	63

Chapitre 4 : Résultats et discussions

Fig.4. 1.Pression cylindre en fonction d'angle vilebrequin pour différents modèles de turbulence.....	68
Fig.4. 2.Comparaison entre la pression cylindre calculée et celle mesurée.....	68
Fig.4. 3. Température des gaz du cylindre.....	69
Fig.4. 4. Mouvement de "swirl" à 60 (V°) après le PMH (a) standard k-ε, (b) Réalisable k-ε,	70
Fig.4. 5. Mouvement de "Tumble" à 30 (V°) après le PMH (a) standard k-ε, (b) Réalisable k-ε,	71
Fig.4. 6.Comparaison entre la pression moyenne instantanée calculée et celle mesurée pour la charge 20%.....	72
Fig.4. 7.Profil de vitesse d'injection.....	73
Fig.4. 8.Profils de la température moyenne simulée pour les différentes modèles de turbulence.....	74
Fig.4. 9. Comparaison entre les températures d'échappement.....	75
Fig.4. 10.Courbe de pression cylindre avec et sans combustion, pression d'injection.....	76
Fig.4. 11. Courbe de pression cylindre avec et sans combustion, pression d'injection.....	77
Fig.4. 12. Evolution du diagramme P-V pour les différents modèles.....	78
Fig.4. 13. Evolution du diagramme P-V expérimentale	78
Fig.4. 14.Évolutions des concentrations moyennes de C_7H_{16} , O_2 , H_2O et CO_2 durant un cycle pour la charge 20%.....	79
Fig.4. 15.Evolution des fractions des C_7H_{16} , O_2 , H_2O et CO_2 durant le cycle pour une charge de 20%.....	80
Fig.4. 16. (a) L'évolution des fractions massiques de O_2 (b) Comparaison de pourcentage du O_2 avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.....	81
Fig.4. 17. (a) L'évolution des fractions massiques de CO_2 (b) Comparaison de pourcentage du CO_2 avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.....	82
Fig.4. 18. (a) L'évolution des fractions massiques de C_7H_{16} (b) Comparaison de pourcentage du C_7H_{16} avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.....	83
Fig.4. 19. (a) Emission des NO_x au cours d'un cycle, (b) Comparaison du pourcentage de NO_x avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.....	85
Fig.4. 20. Evolution des émissions des suies pour les différents modèles de turbulences.....	85
Fig.4. 21. Comparaison entre la pression moyenne instantanée calculée et celle mesurée pour la charge 90%.....	86

Liste des tableaux

Chapitre 3 : Modélisation CFD du moteur Diesel

Tableau.3. 1. Caractéristiques principales du moteur.....	52
Tableau.3. 2. Détermination du débit et durée d'injection.	59
Tableau.3. 3. Conditions opératoires	64
Tableau.3. 4. Modèles de calcul.....	65
Tableau.3. 5. Propriétés du mélange.....	65
Tableau.3. 6. Couplage vitesse pression	65
Tableau.3. 7. Schémas de discrétisations.....	66
Tableau.3. 8. Différents modèles adoptés	66

Chapitre 4 : Résultats et discussions

Tableau.4. 1. Les températures d'échappement.....	75
Tableau.4. 2. Performances énergétiques	78

Nomenclature

List des abréviations

Abréviation	Signification
AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Echappement
CFD	Computational Fluid Dynami
DNS	Direct Numérical Simulation
EDP	Equations aux dérivées partielles
EGR	Exhaust Gases Recirculation
LES	Large Eddy Simulation
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
RANS	Reynolds Average Navier Stockes
RFA	Retard Fermeture Admission
RFE	Retard Fermeture Echappement
RNG	ReNormalization Group
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear-stress-Transprt
TAB	Taylor Analogie Breakup
SOI	Start Of Injection
EOI	End Of Injection

Liste des symboles

Chimie :

CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
C _n H _m	Hydrocarbure non spécifié
H ₂ O	Eau
HC	Hydrocarbures imbrûlés
N ₂	Dioxyde d'azote

NO	Monoxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote
NO _x	Oxydes d'azote
O ₂	Oxygène
HCN	Hydrogen cyanide
N	Monoxyde d'azote
C	Carbone
NH ₃	Ammoniac
H ₂	Dioxyde d'Hydrogène
C ₇ H ₁₆	n-heptane

Mécanique :

D	Diamètre	[m]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
V	Volume	[m ³]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
P	Puissance	[w]
C	Couple	[N.m]
W	Travail	[J]
U	Vitesse	[m/s]
<i>m</i>	Masse	[g]

Thermodynamique et combustion :

CSE	Consommation spécifique effective	[kg/W.s]
CSI	Consommation spécifique indiquée	[kg/W.s]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[J/kg]
PME	Pression moyenne effective	[Pa]
PMI	Pression moyenne indiquée	[Pa]

PMR	Pression moyenne résistante	[Pa]
η	Rendement	[-]
Q	Quantité de chaleur	[J]
τ_{ch}	Délai chimique	[s]
τ_{ph}	Délai physique	[s]
τ	Délai d'auto-inflammation	[s]
Φ	Richesse	[-]
T	Température	[K]
Φ_s	Rapport stœchiométrique	[-]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
u	Vitesse moyenne des gaz	[m/s]
P	Pression	[Pa]
δ_{ij}	Fonction delta Kronecker	[-]
τ_{ij}	Tenseur des contraintes	[N/m ²]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m/s]
E	Energie interne	[J/kg]
H	Enthalpie	[J]
λ	Conductivité thermique du mélange	[W/m.K]

Introduction générale

Introduction générale

Depuis son invention au 19^{ème} siècle, le moteur à combustion interne a eu un impact phénoménal sur le transport et, ainsi, sur notre style de vie. Depuis lors, il a tout entraîné, à partir des petites voitures jusqu'aux grands bateaux. Bien qu'il existe diverses solutions alternatives pour la production de la puissance mécanique en mesure d'utilisation à des fins de génération d'électricité et de transport routier et maritime, la position du moteur à combustion interne demeure intacte. Malheureusement, sa popularité ne signifie pas qu'il n'a aucun inconvénient. Il emploie des combustibles fossiles non-renouvelables. Aussi, il émet des gaz d'échappement polluants et parfois considérés comme contribuant à l'effet de serre.

Le moteur à allumage par compression inventé par Rudolf Diesel, s'est imposé comme moyen de production d'énergie dominant dans le marché mondial. Spécialement dans le domaine de transport, les moteurs diesel sont considérés comme l'une des principales sources de propulsion. Cela est dû aux améliorations substantielles de ces moteurs, qui consistent essentiellement en l'amélioration du rendement et la réduction des émissions polluantes. Dans l'attente de la génération des motorisations encore moins polluantes (véhicule électrique, pile à combustible) et la diffusion des carburants alternatifs (l'hydrogène, le gaz naturel et les biocombustibles), le moteur diesel reste de nos jours, le plus performant du point de vue énergétique.

Pour arriver à améliorer les performances énergétiques et environnementales des moteurs à combustion interne, il faut tout d'abord bien cerner les phénomènes physiques mis en jeu à savoir l'injection de carburant, l'évaporation des gouttes, la turbulence, la combustion et leurs interactions. Pour cela, deux pistes ont été parcourues par les chercheurs : les essais expérimentaux sur banc d'essai moteur et les simulations numériques.

La CFD est utilisée dans ce cas pour résoudre les écoulements de gaz dans les chambres de combustion des moteurs diesel, car ce sont des champs complexes qui n'ont pas de solutions analytiques connues. De plus, elle peut fournir des informations plus détaillées qu'il n'est possible d'obtenir avec des mesures expérimentales.

Objectif

L'objectif principal de la présente étude est la simulation numérique du cycle d'un moteur diesel, monocylindre, à aspiration naturelle et à injection directe de type "Lister Petter TS1", fonctionnant à 1500 tr/min pour deux charges à différents modèles de turbulence utilisant le logiciel Ansys-FLUENT.

Aussi, l'effet du choix du modèle de turbulence sur les résultats de la simulation est investigué. Pour ce faire, quatre modèles de turbulence ont été comparés. Les résultats de la simulation sont aussi confrontés aux acquisitions expérimentales.

Contenu du mémoire

Le premier chapitre décrit la constitution du moteur, les indicateurs de performance ainsi que la phénoménologie de la combustion et la définition des émissions polluantes des moteurs à combustion internes.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation des équations régissant les écoulements bi-phasiques turbulents et réactifs.

Le troisième chapitre est consacré à la description des méthodes numériques utilisées par les codes CFD. On y trouve aussi une présentation de la structure des codes Gambit et FLUENT. La seconde partie de ce chapitre offre une description détaillée du moteur Diesel "Lister Petter TS1" utilisé, ainsi que la modélisation de certains paramètres du moteur.

Une discussion des principaux résultats numériques et une comparaison avec des résultats expérimentaux font l'objectif du quatrième chapitre.

Chapitre 1

Généralités sur le moteur Diesel

1.1. Introduction

Les moteurs thermiques, aussi appelés moteurs à combustion sont généralement distingués en deux types, selon que la combustion s'effectue à l'intérieur ou à l'extérieur du système mécanique du moteur.

Les types d'entraînement les plus couramment employés dans les véhicules sont les moteurs à combustion interne. Ils développent leurs puissances en convertissant en chaleur l'énergie chimique contenue dans le carburant, puis en transformant cette chaleur en travail mécanique.

Le moteur Diesel fait partie des moteurs à combustion interne, il est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une remarquable flexibilité d'utilisation. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions polluantes, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Celle-ci est essentiellement liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ou préchambre de combustion ainsi qu'à la façon dont le combustible y est introduit.

1.2. Principe de fonctionnement d'un moteur Diesel

Il semble utile avant d'aborder le fonctionnement du moteur Diesel et les principes théoriques mis-en jeu de décrire les principaux organes qui le composent :

1.2.1. Descriptions des principaux organes d'un moteur diesel

1.2.1.1. Le bloc-moteur

Le bloc moteur constitue la pièce maitresse du moteur. C'est l'armature principale du moteur dans laquelle sont logés les cylindres. Il est moulé de façon à ce que de nombreux organes puissent se fixer dessus [1].

1.2.1.2. Le piston

Le piston est un élément mobile pouvant se déplacer en va-et-vient dans un cylindre selon un mouvement rectiligne, Ce mouvement génère un déplacement de gaz ou une variation de pression de ce gaz. Il délimite l'enceinte où se produit la combustion appelée la chambre de combustion [2].

La tête du piston peut être plate ou présenter un relief (généralement concave appelé le bol). Ce relief contribue à la turbulence (ou swirl) dans le cylindre au moment de l'injection, favorisant ainsi le mélange air-carburant préalable à la combustion [3].

1.2.1.3. Le système de distribution

On appelle "distribution" l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, et des éléments qui effectuent leur commande. Le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes.

Les soupapes sont divisées en deux catégories ; D'une part les soupapes d'admission, qui permettent à l'air d'entrer lors de l'admission et qui se ferment pour la compression. Et d'autre part les soupapes d'échappement qui, après la combustion, s'ouvrent pour permettre aux gaz de s'évacuer. Les soupapes sont commandées par un arbre à cames [4].

1.2.1.4. La bielle

Une bielle est une pièce dotée de deux articulations, une à chaque extrémité, dans le but de transmettre une force, un mouvement ou une position. Son utilisation la plus connue est dans le système bielle-manivelle où, associée à une manivelle, on obtient la transformation d'un mouvement de rotation continu en un mouvement alternatif de rotation ou de translation et réciproquement.

1.2.1.5. Le vilebrequin

Un vilebrequin est une tige ronde appelé arbre moteur comportant une ou plusieurs manivelles qui sont reliées aux pistons mobiles par l'intermédiaire d'une bielle.

Le vilebrequin constitue un élément essentiel des moteurs, il convertit le mouvement rectiligne du piston en un mouvement rotatif [2].

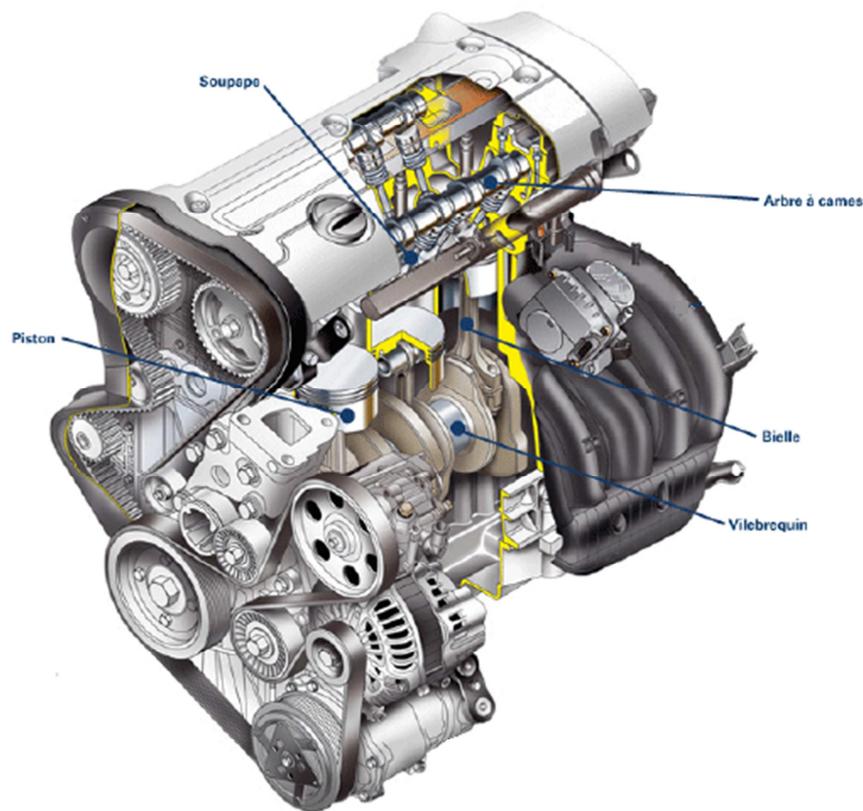


Fig.1.1. Architecture mécanique d'un moteur alternatif à 4 cylindres [5].

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi-tour de vilebrequin) ces deux positions extrêmes appelées point mort haut et point mort bas correspondant respectivement au volume minimal et maximal du milieu réactionnel, Il s'agit des deux moments où le piston annule sa vitesse. La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur [6, 7, 8].

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément [4].

La combustion du mélange gazeux dans le cylindre génère le déplacement du piston. Ce dernier, par l'intermédiaire de la bielle, va permettre au vilebrequin de tourner. Un volant moteur en bout de vilebrequin rajoute de l'inertie afin de régulariser la vitesse de rotation du moteur. L'autre extrémité du vilebrequin permet d'entraîner l'arbre à cames et les divers

accessoires. L'arbre à cames actionne les soupapes qui assurent les échanges gazeux dans le cylindre [9].

1.3. Description du cycle moteur

On appelle cycle, l'ensemble des évolutions que subit une même masse de mélange depuis son entrée dans le cylindre jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère, avec variation de volume, de pression et de température [10].

1.3.1. Description du cycle moteur à 4 temps

La majorité des moteurs employés dans l'automobile relève d'un concept de fonctionnement en 4 temps, correspondant chacun à un demi-tour vilebrequin : admission, compression, combustion-détente et échappement [11].

1.3.1.1. 1^{er} temps : Admission

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission est ouverte et la soupape d'échappement est fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique à travers la soupape. La phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape d'admission quand le piston atteint le PMB [12].

1.3.1.2. 2^{ème} temps : compression

Le piston se déplace vers le PMH, tandis que les deux soupapes sont fermées. L'air est à présent comprimé, Le carburant est injecté dans l'air chaud, au moyen d'un injecteur situé entre les soupapes, à cause de la chaleur de l'air comprimé, le carburant pulvérisé en fines gouttelettes s'enflamme [13].

1.3.1.3. 3^{ème} temps : Combustion-Détente

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH. Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément puis la combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression et de la température des gaz contenu dans le cylindre. Le piston, sous l'effet de cette pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle [12].

1.3.1.4. 4^{ème} temps : échappement

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, un nouveau cycle peut alors commencer [12].

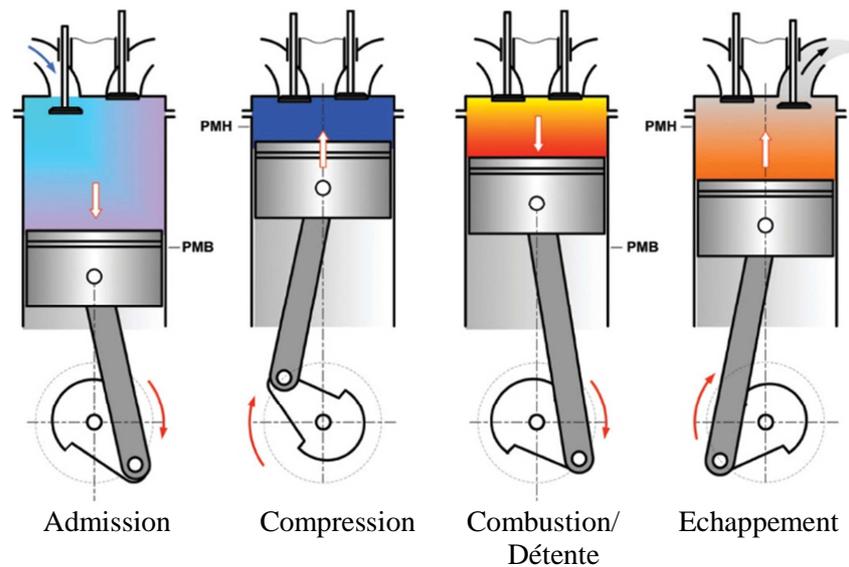


Fig.1.2. Cycle quatre temps pour un moteur à allumage par compression

1.4. Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs

Cette section présente les principaux éléments de géométrie et de cinématique nécessaires à la description d'un moteur alternatif. Le diamètre D du cylindre est aussi appelé **alésage**, la puissance du moteur est liée à ce paramètre puisque qu'elle dépend de la surface du piston $\pi D^2/4$. Le déplacement du piston est borné par deux points limites : Le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB). La **course** représente la distance L parcourue par le piston entre ces deux points de référence. Notons que le rapport entre la course et le rayon de la manivelle r est un paramètre invariant du moteur, la relation suivante est pratiquement toujours respectée :

$$L = 2r \quad (1.1)$$

Le **volume** déplacé (ou cylindrée unitaire) C_u correspond au volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB :

$$C_u = L \frac{\pi D^2}{4} \quad (1.2)$$

Quand le piston est au PMH le volume de la chambre n'est pas nul, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, c'est le **volume mort**.

Le volume total d'un cylindre C_t est égal à la somme du volume déplacé C_u et du volume mort V_m

$$C_t = C_u + V_m \quad (1.3)$$

A partir des relations précédentes, on définit le rapport de compression volumétrique r_c aussi appelé "**taux de compression**", il correspond au rapport du volume total au volume mort :

$$r_c = \frac{C_t}{V_m} = \frac{C_u + V_m}{V_m} \quad (1.4)$$

A partir de la cylindrée unitaire et du nombre de cylindres n_{cyl} on déduit aisément la cylindrée totale du moteur C_c

$$C_c = C_u * n_{cyl} \quad (1.5)$$

La cinématique bielle-manivelle fournit les équations suivantes :

- Le rapport de la longueur de bielle l_b sur le rayon de manivelle :

$$\lambda_v = \frac{l_b}{r} \quad (1.6)$$

- Pour l'étude du fonctionnement du moteur, il est très pratique d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle vilebrequin θ . La relation entre l'angle vilebrequin, la vitesse de rotation ω et le temps t s'écrit :

$$\theta = \omega t \quad (1.7)$$

- La position verticale du piston dans le cylindre peut être définie par la distance s qui sépare l'axe du vilebrequin de l'axe du piston :

$$s = r \cos\theta + (l_b^2 - r^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (1.8)$$

La distance x entre le PMH et le sommet du piston est donnée par :

$$x = l_b + r - s \quad (1.9)$$

- le volume du cylindre V à un angle quelconque de vilebrequin θ est :

$$V = V_m + (\pi D^2 / 4)(l_b + r - s) \quad (1.10)$$

- L'aire de la surface de la chambre de combustion à un angle θ quelconque est donnée par :

$$A = A_c + A_p + \pi D(l_b + r - s) \quad (1.11)$$

Où A_c est l'aire de la surface de la culasse et A_p l'aire de la surface de la tête de piston.

- La vitesse moyenne du piston U_{mp} et la vitesse instantané du piston U_p sont données par :

$$U_{mp} = 2LN \quad (1.12)$$

$$U_p = \frac{dx}{dt} \quad (1.13)$$

Où N est la vitesse de rotation.

1.5. Performances d'un moteur à allumage par compression

1.5.1. Le travail par cycle

La mesure de la pression p des gaz de combustion ainsi que la connaissance du volume v qu'ils occupent à chaque instant au cours du cycle permettent de calculer le travail "indiqué" W_i fourni par les gaz au piston, défini par la relation : $W_i = -\int p dv$. Ce travail est représenté dans diagramme P-V par une aire [14].

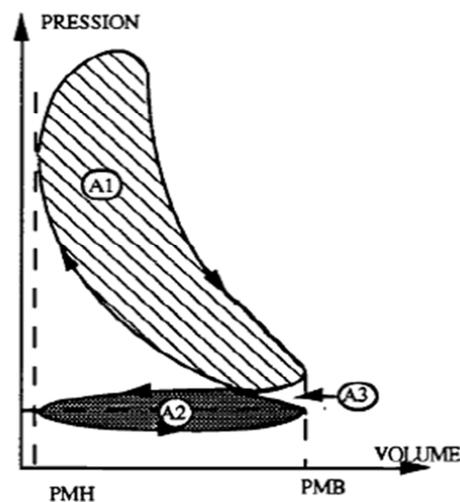


Fig.1.3. Cycle d'un moteur à combustion interne [14].

1.5.2. La pression moyenne

La pression moyenne effective PME est la pression qui, si elle était constante pendant toute la course de détente, produirait le même travail que celui mesuré sur l'arbre du moteur W_e .

$$PME = \frac{\text{travail effectif par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_e}{Cu} \quad (1.14)$$

La pression moyenne indiquée PMI se calcule comme la PME , mais en se référant au travail indiqué produit par les gaz sur la face supérieure des pistons

$$PMI = \frac{\text{travail indiqué par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_i}{Cu} \quad (1.15)$$

La pression moyenne résistante **PMR** est l'écart entre la **PMI** et la **PME**, tel que

$$PMR = PMI - PME$$

La **PMR** correspond aux pertes de diverses natures :

- frottements internes et puissance nécessaire pour entraîner les auxiliaires.
- pertes pneumatiques ou pertes par pompage [15].

1.5.3. La puissance

La puissance d'un moteur se définit par le travail (en joules) que le moteur fournit par unité de temps, exprimée en Watt.

— La puissance effective est la puissance effectivement développée sur l'arbre moteur, elle est égale à :

$$P_e = C * \omega \quad (1.16)$$

Où C est le Couple moteur.

— La puissance indiquée est la puissance développée dans les cylindres et résultant de la pression du fluide moteur agissant sur le piston. Elle est égale à :

$$P_i = (W_i * N) / n_t \quad (1.17)$$

Où n_t est le nombre de tours vilebrequin pour chaque cycle moteur [16].

1.5.4. La consommation spécifique

La consommation spécifique CS est le rapport entre le débit du combustible \dot{m}_c et la puissance produite P . Elle s'exprime en $g/(Kwh)$. Cette notion peut se référer à la puissance effectivement disponible sur l'arbre du moteur, c'est la consommation spécifique effective.

$$CSE = \dot{m}_c / P_e \quad (1.18)$$

Où à la puissance indiquée sous le nom de consommation spécifique indiquée [15].

$$CSI = \dot{m}_c / P_i \quad (1.19)$$

1.5.5. Le rendement

Le rendement caractérise l'efficacité d'une opération, par le quotient de deux termes de même grandeur [16].

- Rendement indiqué : Le rendement indiqué renseigne uniquement sur la qualité de conversion du carburant sans prendre en compte les pertes d'origines mécaniques.

$$\eta_i = \frac{\text{travail indiqué}}{\text{énergie chimique}} = \frac{|W_i|}{Q_{comb}} \quad (1.20)$$

Si m_c est la masse de combustible injectée pour un cycle et **PCI** le pouvoir calorifique du combustible, alors la quantité de chaleur Q_{comb} est donnée par la relation :

$$Q_{comb} = m_c * PCI \quad (1.21)$$

- Rendement mécanique : C'est le rapport entre le travail disponible sur le vilebrequin W_e et le travail indiqué des gaz sur le piston W_i .

$$\eta_{mec} = W_e / W_i \quad (1.22)$$

- Rendement global : Appelé aussi le rendement effectif η_e il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique [7].

$$\eta_e = |W_e| / Q_{comb} \quad (1.23)$$

1.6. Types des moteurs Diesel

Le système d'injection Diesel contribue directement à la distribution du carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. Il a ainsi un impact évident sur la consommation de carburant ainsi que sur les émissions polluantes et sonores des moteurs [17].

L'injection peut être de deux types selon l'endroit où elle se réalise : injection directe ou injection indirecte.

1.6.1. Système à injection direct

L'injection directe est une technique majeure largement utilisée sur les moteurs Diesel, où le carburant est directement injecté dans le cylindre. Un injecteur à trous multiples asperge le gazole au-dessus du piston, qui a une forme particulière afin de créer des turbulences pour favoriser le mélange air-carburant [1].



Fig.1.4. Injection directe.

1.6.2. Système à injection indirect

Les moteurs à injections indirectes signifient que l'injecteur pulvérise le carburant dans une chambre auxiliaire ou à lieu le début de la combustion, et les gaz rejoignent ensuite la chambre de combustion principale à travers un passage ou des canaux de liaisons. Dans ce genre de moteur, on distingue 02 types [1].

1.6.2.1. Moteurs à préchambre de combustion

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit.

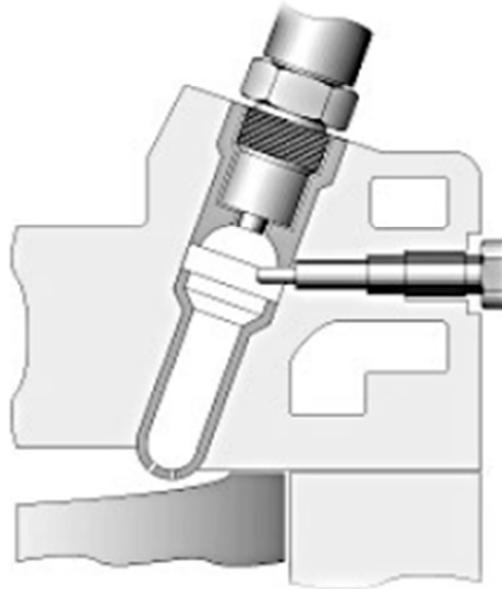


Fig.1.5. Moteur à préchambre de combustion.

1.6.2.2. Moteurs à chambre de turbulence

La chambre de turbulence représente presque la totalité du volume de la chambre de combustion. Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique [18].

Cette chambre est le siège d'un tourbillonnement intense ce qui est éminemment favorable au mélange intime du combustible et de l'air [19].

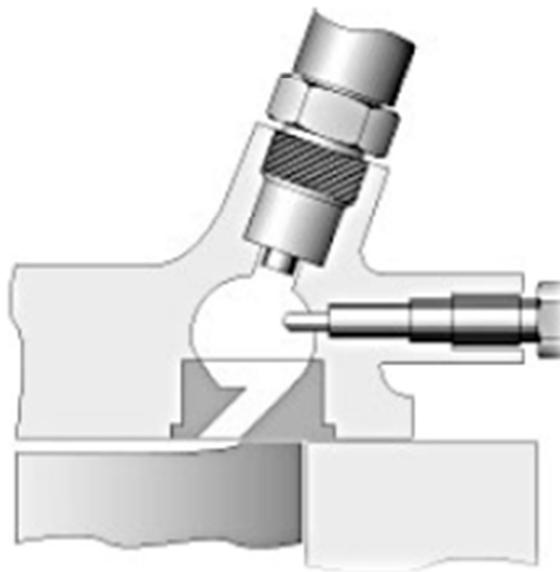


Fig.1.6. Moteur à chambre de turbulence

1.6.3. Comparaison entre les systèmes d'injection

Le système d'injection est un des paramètres les plus importants dans le fonctionnement des moteurs diesel. Il est d'ailleurs souvent appelé "le cœur du moteur" il contrôle l'apport de carburant en fonction des besoins du moteur, et assure une haute pression d'injection requise pour l'atomisation dans la chambre de combustion. De cette façon, ce système a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général.

Le moteur à injection directe s'impose pour son rendement supérieur à ceux des moteurs à injection indirecte. En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible pour un moteur à chambre à espace mort unique (injection directe) que pour un moteur à préchambre (injection indirecte) de plus, la durée de la combustion est plus courte dans un moteur à injection directe.

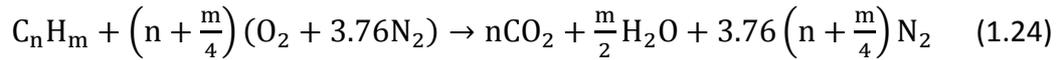
Ces deux paramètres diminuent les échanges thermiques entre la chambre de combustion et le système de refroidissement, facteurs de perte de rendement. Les problèmes liés à l'injection directe sont de deux ordres : bruits de combustion et émission d'oxyde d'azote NO_x , alors que avec un moteur à injection indirecte le fait de ne disposer que d'une petite partie de l'air en début de combustion permet d'obtenir des émissions d'oxydes d'azote plus faibles [15, 20].

1.7. Combustion dans les moteurs Diesel

La combustion est à l'origine de la force motrice d'un moteur, c'est à travers elle que l'énergie contenue dans le carburant se libère. Les performances d'un moteur à combustion interne dépendent intrinsèquement de la capacité à générer cette réaction au bon moment et dans les meilleures conditions puis de canaliser la puissance qui en dérive. La caractéristique principale de la combustion dans un moteur à allumage par compression, ce qui fait aussi l'originalité du brevet de Rudolf Diesel, réside en l'introduction du carburant à l'état liquide dans le cylindre rempli d'air chaud fortement comprimé. Selon ce mode opératoire, la combustion revêt un caractère assez complexe [3].

1.7.1. Approche globale de la combustion

Une réaction complète de combustion est représentée par une équation chimique ou équation de combustion. Celle-ci traduit la relation entre la composition des réactifs présents dans le cylindre et celle des produits formés à l'issue de la combustion [21].



Le rapport stœchiométrique ϕ_s correspondant au rapport massique carburant-air dans les conditions d'équilibre chimique, est calculé à partir des masses molaires de chaque élément. Il dépend uniquement de la composition du carburant (c'est-à-dire de la teneur massique en carbone et en hydrogène) [10].

$$\phi_s = \frac{12n+m}{\left(n+\frac{m}{4}\right)(32+3.76*28)} \quad (1.25)$$

- **La richesse** est définie par le rapport carburant-comburant réel relatif au rapport stœchiométrique ϕ_s . Ainsi, la richesse ϕ quantifie l'écart entre le mélange contenu dans le cylindre et celui qui mènerait à une oxydation complète. La richesse est donnée par la relation [10] :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_{air}}\right)_{réel}}{\left(\frac{m_c}{m_{air}}\right)_{stoech}} \quad (1.26)$$

- **Le délai d'auto-inflammation** : Dans le cas des moteurs Diesel à injection directe, chaque injection s'accompagne d'un délai d'auto-inflammation dont la durée dépend directement des conditions thermo-chimiques locales de la chambre de combustion. Ce délai d'auto-inflammation exprime le temps écoulé entre le début de l'injection et le début de combustion.

Ce temps caractéristique se compose généralement d'un temps caractéristique physique τ_{ph} et d'un temps caractéristique chimique τ_{ch} . Ces grandeurs correspondent respectivement au temps mis par le carburant pour s'évaporer et au temps caractéristique d'activation des réactions chimiques de combustion. Dans la réalité, ces deux phénomènes se superposent :

$$\tau = \tau_{ph} + \tau_{ch} \quad (1.27)$$

τ : le délai d'auto-inflammation total [22].

1.7.2. Déroulement de la combustion

La combustion dans un moteur à allumage par compression se développe à travers quatre étapes distinctes identifiables grâce à l'étude de la vitesse de dégagement de chaleur [23].

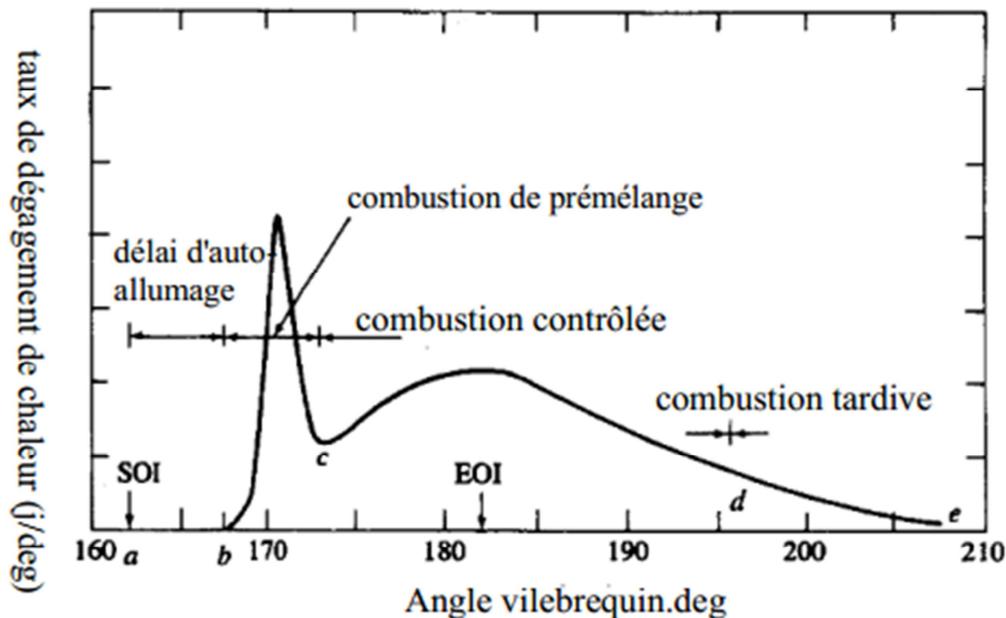


Fig.1.7. Evolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin [23].

1.7.2.1. Etape I : Délai d'auto-inflammation (ab)

Cette étape intervient dans l'intervalle qui sépare l'injection du carburant et le début de la combustion. Elle correspond à un temps de préparation du mélange et de l'oxydation du carburant. Le point de départ de cette phase est le début d'injection, l'auto-inflammation du carburant marque son achèvement [24].

1.7.2.2. Etape II : combustion pré mélangée (bc)

La combustion s'amorce dans une zone du cylindre où le carburant injecté pendant le délai d'auto-inflammation a eu le temps de se mélanger avec l'air. La flamme qui en résulte est appelée flamme de pré mélange. Ce mélange globalement pauvre est caractérisé par une combustion à basse température. La flamme de pré mélange se propage extrêmement rapidement sur tout le volume du cylindre où le mélange est homogène. Pendant cette phase, la vitesse de libération de l'énergie chimique est très importante provoquant un fort gradient de pression (4 à 5 bar par degré vilebrequin). Cette étape s'étale sur la brève période angulaire (quelques degrés vilebrequin) qui sépare l'auto-inflammation de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale [7].

1.7.2.3. Etape III : Combustion contrôlée (cd)

Du moment que le mélange homogène est totalement consommé, la vitesse de transformation des réactifs décroît en raison du temps nécessaire à l'apparition de zones

favorables à la propagation de la flamme (atomisation, vaporisation). Pendant cette phase, la température de cylindre est élevée et les mélanges réactifs sont caractérisés par des rapports air/carburant proche de la stœchiométrie. Le régime de combustion se modifie, la flamme de pré-mélange laisse la place à une flamme de diffusion. La vitesse de libération d'énergie dépend alors de la diffusion entre les réactifs. La combustion est essentiellement gouvernée par la loi de débit de l'injecteur, et par les phénomènes aérodynamiques. La fermeture de l'injecteur marque la fin de cette étape [24].

1.7.2.4. Etape IV : Combustion tardive (de)

La combustion tardive met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air. Durant cette période, la vitesse de libération d'énergie est tributaire de la rencontre de l'air et du carburant. La combustion du carburant non encore utilisé dépend uniquement du brassage des gaz dans le cylindre, c'est pourquoi l'aérodynamique joue un rôle décisif au cours de ce dernier épisode de la réaction [24].

1.8. Aérodynamique interne du moteur

L'écoulement d'air à l'intérieur des cylindres du moteur est généralement regroupé en trois types de mouvement régulier qui sont : Swirl, Tumble et le Squish [12].

Le mouvement du fluide moteur dans le cylindre s'organise selon trois directions distinctes, l'une est parallèle à l'axe du cylindre – mouvement axial de vitesse \vec{W}_a , les deux autres se trouvent sur un plan normal avec l'axe du cylindre, parallèle à la tête du piston. Au plan normal, l'une des directions est suivant un rayon du cylindre – mouvement radial de vitesse \vec{W}_r , l'autre est perpendiculaire à un rayon du cylindre - mouvement tangential de vitesse \vec{W}_t .

Le mouvement résultant est ainsi la somme de trois composantes [25] :

$$\vec{W} = \vec{W}_a + \vec{W}_r + \vec{W}_t \quad (1.28)$$

1.8.1. Mouvement tangential de rotation (swirl)

Le "swirl" est défini comme une rotation d'ensemble autour de l'axe du cylindre comme le montre la **figure (1.8)**. Un des avantages de ce mouvement est d'accélérer le processus de combustion.

Diverses solutions sont utilisées pour générer ce tourbillon appelé "*swirl*" et caractérisé par le rapport de la vitesse de rotation de l'air dans le cylindre à celle du vilebrequin du moteur. Cependant, les pertes de charge induites dans les tubulures pour générer ce mouvement réduisent l'efficacité volumétrique, ce qui est un désavantage majeur.

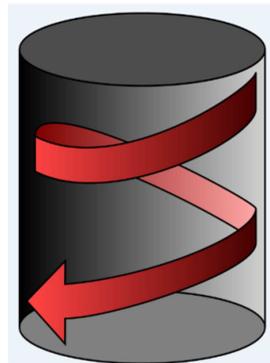


Fig.1.8. Mouvement de swirl dans un moteur diesel

1.8.2. Mouvement radial (squish)

Une structure d'écoulement que l'on peut distinguer est le "*squish*". Lorsque le piston s'approche du PMH, le volume des bords extérieurs de la chambre de combustion est brusquement réduit à une valeur très faible, le mélange de gaz est forcé radialement vers l'intérieur de la chambre de combustion. Cet effet de chasse augmente la turbulence vers le PMH ce qui accélère la propagation de la flamme. La vitesse maximale du "*squish*" se produit généralement à environ 10° avant le PMH. Il agit également sur le centrage du mouvement de "*tumble*".

Lors de la combustion, la course de détente commence et le volume de la chambre de combustion augmente. Le piston s'écarte du PMH, les gaz de combustion sont propulsés radialement vers l'extérieur pour remplir le volume qui augmente. Ce "*squish inverse*" contribue à répandre le front de flamme lors de la dernière partie de la combustion.

1.8.3. Mouvement axial – tumble

Il s'agit d'une rotation autour d'un axe perpendiculaire au mouvement du piston, **figure (1.9)**. Ce mouvement réduit également l'efficacité volumétrique des conduits, cependant il améliore considérablement la combustion. En effet, dans la phase de compression, l'intensité du "*tumble*" augmente par conservation du moment angulaire, puis avec la diminution du volume, le "*tumble*" se désintègre vers le point mort haut (PMH). Cette combustion (explosion dans les moteurs à allumage commandé) donne lieu à une forte

énergie turbulente au moment de l'allumage et pendant la phase de propagation qui agit sur la flamme et augmente ainsi sa vitesse de consommation [1].

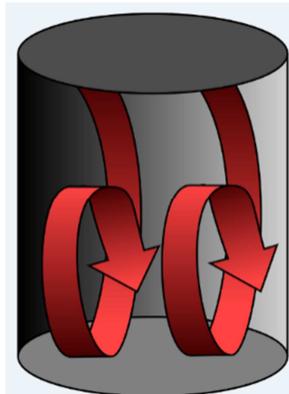


Fig.1.9. Mouvement de tumble dans un moteur diesel.

1.8.4. L'écoulement généré par interaction entre les parois piston-cylindre

Le mouvement du piston engendre un écoulement inhabituel dans le coin formé par la paroi du cylindre et la tête du piston puisqu'il existe une couche limite sur la paroi du cylindre. Lorsque le piston s'éloigne du PMH un écoulement de type puits se produit. Lorsque le piston se déplace vers le PMH un vortex est généré. **La figure (1.10)** montre les schémas de ces flux (le vortex a été étudié en raison de son effet sur le mouvement des gaz au moment de l'allumage et parce qu'il a été proposé comme un mécanisme pour éliminer les hydrocarbures des parois du cylindre [23]).

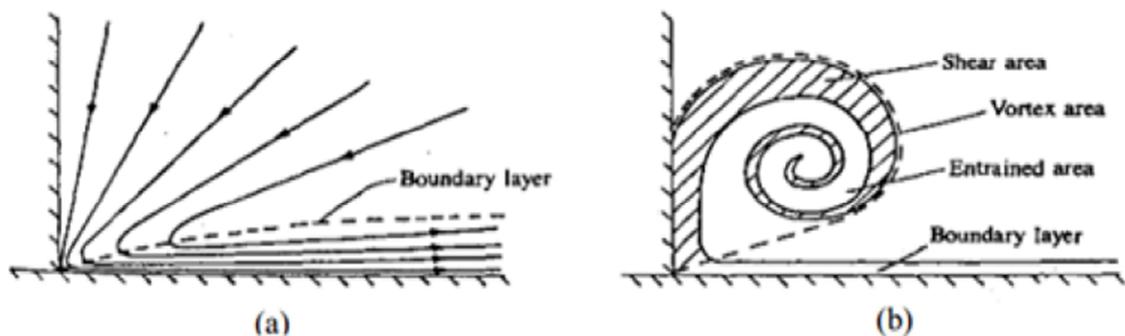


Fig.1.10. Schéma du modèle d'écoulement dans le coin piston-cylindre [23]

(a): écoulement puits pendant la phase d'admission et de détente.

(b): vortex créé lors de la phase de compression et d'échappement.

1.9. Émissions polluantes des moteurs Diesel

Selon les conditions de la combustion, le moteur diesel peut rejeter à l'échappement des gaz ayant différentes compositions chimiques. Idéalement, lorsque la combustion diesel est complète, à savoir que tout l'oxygène et le carburant nécessaires à une réaction chimique de combustion équilibrée sont utilisés, les seuls rejets seraient de la vapeur d'eau H_2O et du dioxyde de carbone CO_2 . En pratique, la combustion n'est jamais complète ce qui multiplie le nombre de composants gazeux ou solides rejetés par le moteur diesel dans l'atmosphère [5].

1.9.1. Le Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est un gaz inodore et incolore, inflammable et très toxique, qui résulte de la combustion incomplète du carburant [26].

La source principale est le trafic automobile. Des taux importants de CO peuvent être rencontrés quand un moteur tourne au ralenti dans un espace clos ou en cas d'embouteillages dans des espaces couverts. Ainsi, les automobiles émettent des gaz contenant des quantités dangereuses de monoxyde de carbone, parfois plusieurs pour cent, malgré les dispositifs d'antipollution destinés à maintenir leur niveau en dessous de 1 %. Dans l'air, même une proportion de un millième de 1 % de monoxyde de carbone peut provoquer des symptômes d'empoisonnement, et une proportion aussi faible qu'un cinquième de 1 % peut être fatale en moins de 30 minutes.

Le monoxyde de carbone est l'un des principaux constituants de la pollution atmosphérique en zone urbaine. Le gaz de chauffage, qui peut contenir jusqu'à 50 % de monoxyde de carbone, contient souvent de faibles quantités de composés sulfurés d'odeur désagréable, rajoutés pour rendre les fuites détectables [21].

La réduction du monoxyde de carbone dans les moteur à combustion interne peut être obtenue en améliorant l'efficacité du processus de combustion ou par utilisation de catalyseurs à oxydation pour transformer le monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. Des modifications du moteur telles qu'une conception améliorée de la culasse, la commande de l'admission d'air et l'injection électronique de carburant peut contribuer à maintenir un mélange favorable [27].

1.9.2. Les Hydrocarbures imbrulés

L'émission d'hydrocarbures imbrulés, ou plus généralement de produits organiques, provient de la combustion incomplète des hydrocarbures. Contrairement au CO et aux NO_x qui se forment en phase homogène à haute température au sein du fluide, les HC imbrulés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse [28].

Les hydrocarbures imbrulés sont généralement constitués de carbone et d'hydrogène, à l'exception de quelques composés oxygénés. Cette appellation regroupe une variété de composés organiques volatils, simples, monocycliques ou aromatiques.

Le secteur automobile contribue à hauteur de 58% aux émissions d'hydrocarbures [26].

Des catalyseurs adaptés peuvent être utilisés pour oxyder les hydrocarbures en dioxyde de carbone et en eau. Des pièges d'hydrocarbures sont aussi utilisés pour capter ces émissions en particulier à basse température lorsque les catalyseurs à oxydation ne sont pas fonctionnels pendant le ralenti, par exemple [27].

1.9.3. Les Particules fines

Appelé également suies, les particules fines résultent de la combustion incomplète de fossiles. Leur formation est avant tout liée à une richesse élevée du mélange air combustible. On les trouve sous forme de particules solides riches en carbone et suffisamment légères pour se maintenir en suspension dans l'air [11].

Un piège oxydant est utilisé pour filtrer les particules diesel à l'échappement, une méthode postcombustion pour réduire ces émissions. Les particules piégées sont oxydées afin de nettoyer le filtre. Des catalyseurs sont utilisés pour améliorer l'efficacité du filtre en augmentant leur capacité de régénération [27].

1.9.4. Les oxydes d'azote

L'oxyde nitrique NO , le dioxyde d'azote NO_2 sont traditionnellement regroupés sous le terme NO_x . Comme leur nom l'indique, les oxydes d'azote sont formés au cours de l'oxydation de l'azote de l'air ou d'un combustible par l'oxygène de l'air. La formation des oxydes d'azote nécessite un fort apport d'énergie et doit donc s'effectuer à haute température et provient pour la plus grande part de la combustion en moteur thermique ou dans les installations de chauffage [11].

Les NO_x ne sont pas le résultat d'une combustion incomplète, mais une conséquence de la combustion [27].

La formation des oxydes d'azote commence à partir d'une température d'environ 1600°C. Au-delà de cette valeur, la formation est fortement accélérée. De plus, il faut que ce niveau de température soit maintenu pendant un temps suffisant. Un deuxième phénomène déterminant, est l'arrêt de la formation des oxydes d'azotes assez tôt dans la détente, au fur et à mesure que la température de la charge diminue.

Le dioxyde d'azote (NO_2) se forme par l'oxydation du monoxyde d'azote (NO). Si la température de la zone de formation diminue (suite à l'extinction de la flamme par exemple), le dioxyde d'azote ainsi formé est stable. Au contraire si la flamme continue sa propagation, le NO_2 se transforme en monoxyde d'azote. En fait, cette situation se réalise souvent dans les moteurs diesel où les zones froides (suite aux faibles richesses) sont fréquentes. Ceci explique le fait que les émissions de dioxyde d'azote sont plus importantes pour les moteurs diesel que pour les moteurs à allumage commandé. Pour ces derniers, le taux NO_2/NO est très faible dans les gaz d'échappement à l'équilibre. Cependant pour les moteurs à allumage par compression, le taux est plus important, la concentration de NO_2 pouvant atteindre 30% des émissions globales d'oxydes d'azote [27].

Nous avons vu précédemment que les oxydes d'azote (NO_x) sont formés, en majeure partie, par simple effet d'augmentation de la température. Par conséquent, les procédés de réduction de ces émissions consisteront à abaisser la température de flamme lors de la combustion.

- Réduction des émissions de NO_x par la combustion retardée cette combustion retardée consiste à retarder l'injection du carburant pour que la combustion ait lieu avec des températures de flamme plus faibles.
- Réduction des émissions de NO_x par le refroidissement de l'air admis, Ce refroidissement intermédiaire de l'air admis, pour les moteurs suralimentés, entre la sortie du compresseur et l'admission du moteur, permet d'obtenir des températures de combustion faibles et de réduire ainsi les émissions d'oxydes d'azote.
- Réduction des émissions de NO_x par la Recirculation des gaz d'échappement, Ce procédé est souvent appelé EGR (*Exhaust Gases Recirculation*) son objectif principal est de réduire la formation des NO_x , par réduction simultanée de la température maximale atteinte lors de la combustion et de la concentration en oxygène [28].

1.10. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le principe de fonctionnement d'un moteur à allumage par compression ainsi que ses indicateurs de performances. Nous avons décrit le cycle du moteur à quatre temps et la phénoménologie de la combustion et ses émissions polluantes.

Chapitre 2

Equations régissant
Les écoulements réactifs

2.1. Introduction

L'interaction entre un processus chimique de combustion et la turbulence joue un rôle très important dans la plupart des systèmes de combustion, pour la propulsion ou la production d'énergie. L'étude de ces écoulements turbulents de gaz réactifs a conduit à l'introduction de différentes grandeurs caractéristiques de ces phénomènes physiques. Ces quantités sont issues de la mécanique des fluides, de la thermodynamique et de la chimie.

L'objectif de ce deuxième chapitre est de rappeler les phénomènes physiques mis en jeu et les équations qui gouvernent la phase gazeuse, la phase liquide suivie par les modèles physiques de «Turbulence, transfert de chaleur...», les modèles chimiques de « Combustion, Allumage, et Formations des Polluants ».

Il est uniquement question dans ce chapitre de rappeler les équations sans chercher à les démontrer.

2.2. Équation de phase gazeuse

2.2.1. Équation de continuité

L'équation de la conservation de la masse peut s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = \rho^s \quad (2.1)$$

Où ρ est la masse volumique moyenne en phase gazeuse, u_j est la vitesse moyenne des gaz et ρ^s est le terme source lié à l'échange de masse due à l'évaporation des gouttelettes liquide.

2.2.2. Équation de quantité de mouvement

L'équation de quantité de mouvement est définie comme suit :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j + \sigma_{ij})}{\partial x_j} = \rho g_i + f_i^s \quad (2.2)$$

ρg_i : Forces gravitationnelles;

f_i^s : Forces externes (qui résultent de l'interaction avec la phase liquide) ;

σ_{ij} : Composante générale du tenseur des contraintes (symétrique) généralement exprimée en fonction de la loi de Newton;

$$\sigma_{ij} = \delta_{ij}P - \tau_{ij} \quad (2.3)$$

P : pression statique;

δ_{ij} : Fonction delta Kronecker;

τ_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses newtoniennes défini comme suit :

$$\tau_{ij} = \mu_1 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_1 \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (2.4)$$

μ_1 : viscosité dynamique du mélange;

2.2.3. Équation de l'énergie

L'équation de l'énergie est donnée comme suit:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho H u_j - u_i \tau_{ij} + J_{Hj}) = q^r + q^c + q^s \quad (2.5)$$

E : l'énergie totale du mélange de gaz par unité de masse;

$$e = \sum_{k=1}^{N_s} Y_k e_k \quad (2.6)$$

e : l'énergie thermique interne du mélange de gaz par unité de masse;

L'énergie totale est donnée par :

$$E = \sum_{k=1}^{N_s} Y_k e_k + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.7)$$

q^r , q^s et q^c sont respectivement les taux dus aux rayonnements, le taux de consommation de chaleur due à l'évaporation des gouttelettes et le taux de dégagement de chaleur. En supposant un mélange de gaz thermiquement parfait, l'enthalpie totale sensible d'un mélange est donnée par :

$$H = E + \frac{P}{\rho} = h + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.8)$$

H est défini comme la moyenne pondérée de l'enthalpie :

$$H = \sum_{k=1}^{N_s} Y_k h_k + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.9)$$

Où :

$$h_k = \int_{T_{ref,k}}^T C_{p_k} dT \quad (2.10)$$

$T_{ref,k}$: Température de référence pour l'espèce k, pour chacune des espèces chimiques;

C_{p_k} : varie significativement avec la température et elle est modélisée comme suit:

$$\frac{C_{p_k}}{R_g} = a_{k,0} + a_{k,1}T + a_{k,2}T^2 + a_{k,3}T^3 + a_{k,4}T^4 \quad (2.11)$$

La loi de Fourier est utilisée pour déterminer le terme du flux de chaleur J_{Hj} :

$$J_{Hj} = J_{Hj}^c + J_{Hj}^D + J_{Hj}^d \quad (2.12)$$

Avec : J_{Hj}^c , J_{Hj}^D et J_{Hj}^d sont les flux dus aux: (1) conduction de chaleur (2) effet Dufour (3) diffusion respectivement; l'effet Dufour est généralement négligeable en combustion ce qui mène à l'équation suivante :

$$J_{Hj} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \sum_{k=1}^N h_k J_{kj} \quad (2.13)$$

Avec λ la conductivité thermique du mélange.

Le système d'équations décrit précédemment est fermé par l'équation d'état, écrite sous la forme :

$$\rho = \frac{P}{R_{mix}} T \text{ et } R_{mix} = R_g \sum_{k=1}^N \frac{Y_k}{M_k} \quad (2.14)$$

2.2.4. Équations de transport des espèces

Le nombre d'équations de conservation pour les fractions de masse des espèces est égal au nombre total des espèces chimiques moins 1, l'équation de la conservation de la masse totale fournit la conservation pour la dernière espèce.

L'équation de transport prend la forme générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k + J_{kj}) + \rho_k^c + \rho_k^s \quad (2.15)$$

ρ_k^c : La production (destruction) de masse due aux taux de réactions chimiques;

ρ_k^s : La contribution résultant de l'évaporation de la phase liquide à la phase gazeuse de la K^{ieme} espèce;

Y_k : La fraction massique de l'espèce k ;

J_{kj} : Le flux de diffusion massique de la K^{ieme} espèce suivant la j^{ieme} direction

$$J_{kj} = \rho Y_k V_{kj} \quad (2.16)$$

Par définition :

$$\sum_{k=1}^{N_s} J_{kj} = 0 \quad (2.17)$$

V_{kj} : Est la j^{ieme} composante de la vitesse de diffusion V_k de l'espèce k

$$V_{kj} = u_{kj} - u_j \quad (2.18)$$

En utilisant la loi de Fick, le flux de diffusion massique.

$$J_{kj} = -\rho D_k \nabla Y_k - D_{T,k} \frac{\nabla T}{T} \quad (2.19)$$

D_k : Coefficient de diffusion massique de l'espèce k dans le mélange ;

$D_{T,k}$: Coefficient de diffusion thermique (Soret)

2.3. Équations de la phase liquide

Dans la chambre de combustion, selon la géométrie de l'injecteur, la vitesse de sortie du carburant et le milieu gazeux dans lequel on injecte, le jet liquide s'atomise, se disperse, apporte de l'énergie cinétique turbulente au gaz et s'évapore, Différentes structures turbulentes se forment au sein du spray [12].

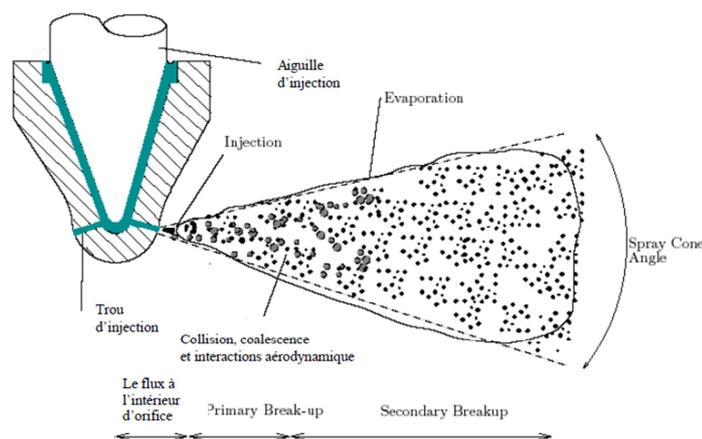


Fig.2. 1. Schéma d'un spray orifice montre différents flux (collision, coalescence, atomisation, évaporation) régimes [21].

Dans la CFD, les mécanismes de pulvérisation sont représentés par des modèles mathématiques. Deux approches existent pour la modélisation de l'écoulement multiphasique tel que [29] :

L'approche Lagrangienne : Elle consiste à suivre chaque particule dans son mouvement et à prédire sa dynamique par un bilan des forces, Cette approche est la plus couramment utilisée dans la simulation de spray dans le moteur.

L'approche Eulérienne : Elle consiste à observer l'évolution des propriétés du fluide à un endroit donné, par exemple sur un volume de contrôle du maillage.

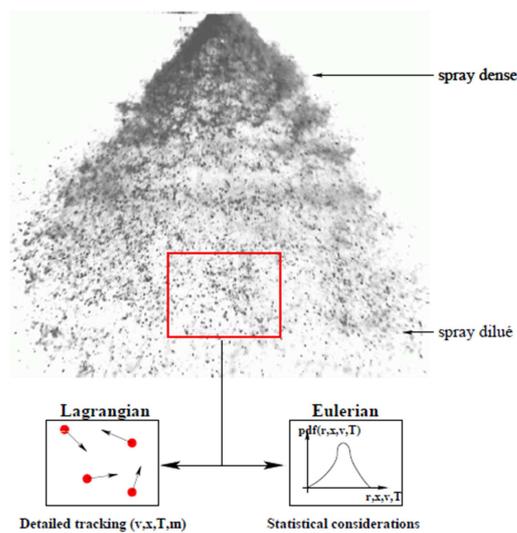


Fig.2. 2. Exemple de la formation d'un spray à la sortie d'un injecteur. Les propriétés du spray peuvent être suivies grâce à une formulation Lagrangienne ou bien Eulérienne [30].

2.3.1. Trajectoire de la particule

La trajectoire d'une particule **figure (2.3)** (phase discrète) est obtenue en intégrant l'équation de mouvement de la particule, écrite dans une référence lagrangienne. Cette équation correspond aux bilans des forces agissant sur la particule [12].

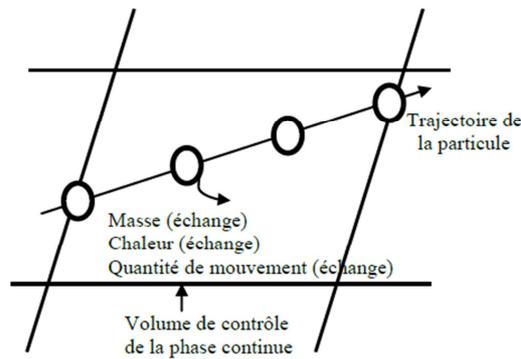


Fig.2. 3. Transfert de chaleur, masse, moment entres les phases gazeuse et liquide [7].

2.3.1.1. Équation de mouvement d'une particule

La vitesse d'une particule est déterminée à partir de la dérivée de sa position actuelle, comme illustre l'équation :

$$\frac{dx_p}{dt} = u_p \quad (2.20)$$

Pour la détermination de la vitesse on résout une équation qui traduit le bilan des forces ou bien la seconde loi de Newton (suivant la direction x dans les coordonnées cartésiennes) comme suit :

$$\frac{dx_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (2.21)$$

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p} \frac{C_d Re}{24} \quad (2.22)$$

Où F_x est la force requise pour accélérer le fluide entourant la particule;

$F_D(u - u_p)$ est la force de trainée des particules par unité de masse;

u : vitesse du fluide;

u_p : vitesse de la particule;

μ : viscosité du fluide;

ρ : Densité du fluide;

ρ_p : Densité de la particule;

d_p : Diamètre de la particule;

Re : Nombre de Reynolds relatif :

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (2.23)$$

2.3.1.2. La traînée dynamique

La traînée est la force la plus importante agissant sur la particule au cours de sa trajectoire. Pour cette raison, de nombreuses études (expérimentales, analytiques et numériques) ont été consacrées à l'évaluation des coefficients de traînée C_d [7].

Le coefficient de traînée des gouttelettes est fortement dépendant de la forme de la goutte, un modèle de résistance qui suppose que la goutte est sphérique n'est pas satisfaisant. Le modèle de traînée dynamique tient compte des effets de distorsion des gouttelettes, le coefficient de traînée est exprimé comme suit :

$$C_d = (1 + 2.632 y) C_{d,sphère} \quad (2.24)$$

Avec y la distorsion de la particule déterminée par la solution de l'équation différentielle suivante [31] :

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{C_F \rho_g u^2}{C_b \rho_l r^2} - \frac{C_K \sigma}{\rho_l r^3} y - \frac{C_d \mu_l}{\rho_l r^2} \frac{dy}{dt} \quad (2.25)$$

Avec ρ_l et ρ_g : densité de la phase liquide et gazeuse respectivement;

u : La vitesse relative de la particule;

r : Le rayon de la particule;

σ : La tension superficielle de la particule;

μ_l : La viscosité de la particule;

C_F , C_K Et C_b des constantes du modèle;

De nombreux modèles assument que la gouttelette reste sphérique partout dans le domaine. Avec cette hypothèse, la traînée d'un objet sphérique est déterminée par :

$$C_{d,sphère} = \begin{cases} 0.424 & Re > 1000 \\ \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{\frac{2}{3}}\right) & Re < 1000 \end{cases} \quad (2.26)$$

2.4. Fractionnement du Spray

Dans un moteur Diesel à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur doit ensuite être réduit-en de fines gouttelettes, qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion. Transformer le jet liquide en spray (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser [32].

L'atomisation va fractionner le liquide, qui va s'évaporer et se mélanger au sein de la chambre, une fois ce mélange est suffisamment homogène, la combustion peut prendre place [33].

Cette transformation s'effectue en deux étapes : Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide, Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites [32].

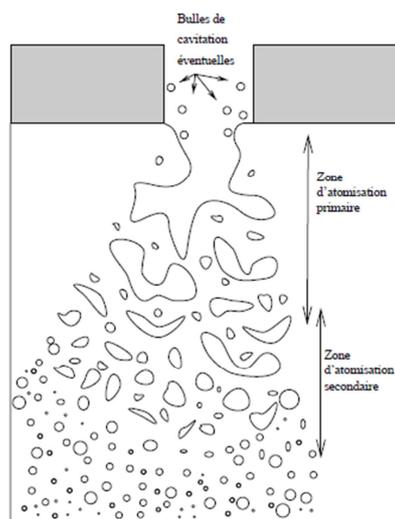


Fig.2. 4. Atomisation d'un jet de carburant [34].

2.4.1. Atomisation primaire

Lors de la fragmentation primaire, des fragments liquides sphériques et non sphériques se détachent de la surface du jet. Celui-ci se présente sous la forme d'un cœur liquide, c'est-à-dire d'un volume de liquide continu, d'une certaine longueur, qui sera fragmenté et atomisé en aval de l'écoulement.

De nombreux paramètres peuvent agir sur la fragmentation primaire, comme la vitesse d'injection, la viscosité, la tension de surface. L'importance de chaque mécanisme est mise en relief par les nombres adimensionnels de Reynolds (R_e), de Weber (W_e) et d'Ohnesorge

(*Oh*). Ceux-ci représentent respectivement le rapport des forces d'inertie sur les forces visqueuses, le rapport des forces d'inertie et les forces de tension de surface et le rapport entre les forces de viscosité et les forces de tensions superficielles. Ils se construisent respectivement comme :

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (2.27)$$

$$We = \frac{\rho U^2 L}{\sigma} \quad (2.28)$$

$$Oh = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l L}} \quad (2.29)$$

Où L est une longueur caractéristique, ρ est la masse volumique, U est une échelle de vitesse, ν est la viscosité cinématique et σ la tension de surface. Les indices l et g désignent respectivement la phase liquide et gazeuse [35].

2.4.2. Atomisation secondaire

Pendant la fragmentation secondaire les fragments vont se réarranger, augmenter leur taille (coalescence) ou la diminuer (collisions, évaporation) [35].

Après l'atomisation primaire, le carburant doit s'évaporer le plus rapidement possible, dans cette phase d'atomisation, afin de fournir plus de vapeur inflammable et de se mélanger avec l'air entraîné avant le délai d'inflammation. Ce processus est influencé par l'énergie cinétique du carburant et donc par la pression d'injection. Une grande vitesse de spray facilite à la fois la création de surfaces libres des gouttes, le transfert de masse et le transfert de chaleur [36].

Plusieurs modèles de pulvérisation sont actuellement disponibles pour les calculs de fractionnement, parmi ; le modèle Taylor Analogie Breakup (TAB), et le model d'instabilité des ondes de surface (Wave). L'évolution théorique de ces modèles est basée sur les théories linéaires, et les modèles contiennent des constantes ajustables qui doivent être déterminées à partir des données expérimentales.

2.4.2.1. Modèle Wave

Le modèle de rupture d'onde considère la croissance instable des ondes de Kelvin-Helmholtz sur une surface liquide. Reitz a utilisé les résultats d'une analyse de stabilité linéaire des jets de liquide pour décrire les détails du fractionnement du liquide injecté

"blobs". Cette analyse de stabilité conduit à une équation de dispersion qui concerne l'augmentation d'une perturbation initiale sur une surface liquide d'amplitude infinitésimale à sa longueur d'onde et à d'autres paramètres physiques et dynamiques à la fois du liquide injecté et du gaz ambiant. Les paramètres physiques dans le modèle *Wave* sont similaires à ceux du modèle de TAB [31].

Le taux de croissance maximale Ω et sa longueur d'onde correspondante Λ , sont liés aux propriétés des liquides et du gaz.

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02 \frac{(1 + 0.45 Oh^{0.5})(1 + 0.4 T^{0.7})}{(1 + 0.87 W_{e_2}^{1.67})^{0.6}} \quad (2.30)$$

$$\Omega \left(\frac{\rho_1 a^3}{8\sigma} \right)^{0.5} = \frac{0.34 + 0.38 W_{e_2}^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4 T^{0.6})} \quad (2.31)$$

Où :

a : Est le rayon de la goutte mère;

$W_{e_1} = \frac{\rho_1 U^2 a}{\sigma}$: est le nombre de weber du liquide;

$W_{e_2} = \frac{\rho_2 U^2 a}{\sigma}$: est le nombre de weber du gaz;

$Oh = \frac{W_{e_1}^{0.5}}{\sigma}$: est le nombre d'Ohnesorge;

$T = Oh W_{e_2}^{0.5}$: Est le nombre de Taylor;

$\rho_1 \rho_2$: La densité du liquide et du gaz respectivement;

σ : La tension superficielle;

Des nouvelles gouttes de rayon r sont formées à partir du liquide en vrac ou « blobs » avec rayon caractéristique a .

$$= B_0 \Lambda \quad (2.32)$$

$$= \min \begin{cases} (3\pi a^2 U/2\Omega)^{0.33} \\ (3a^2 \Lambda/4)^{0.33} \end{cases} \quad (2.33)$$

Avec $B_0=0.61$ est un constant déterminé à partir l'expérimental.

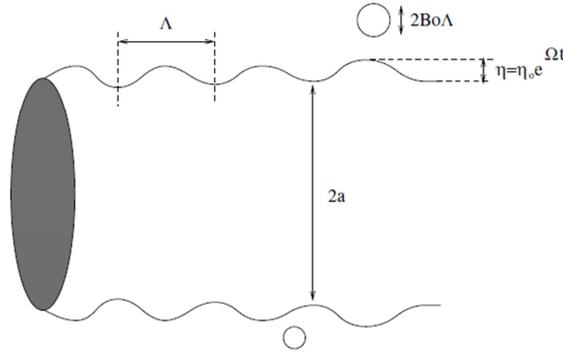


Fig.2. 5. Principe du modèle de Reitz.

2.4.2.2. Modèle TAB

Le modèle de TAB est basé sur l'analogie de Taylor entre l'oscillation d'une goutte et la distorsion d'un système de masse-ressort. La force extérieure agissant sur la masse, la force de rappel du ressort, et la force d'amortissement sont analogues à la force de gaz aérodynamique, la force de tension de la surface liquide, et la force de la viscosité du liquide, respectivement. Les paramètres et les constantes dans les équations du modèle TAB ont été déterminés à partir des résultats théoriques et expérimentaux, ce modèle a été appliqué avec succès sur des pulvérisations par O'Rourke et Amsden.

L'oscillation de la surface de la goutte est décrite par une équation différentielle du second ordre, Dans l'équation $y = \frac{x}{c_b a}$ où x est le déplacement de l'équateur de la goutte de sa position d'équilibre. Dans la mise en œuvre d'O'Rourke et Amsden, le fractionnement se produit si et seulement si $y > 1$. Comme on peut le voir d'après l'équation, y est une fonction des conditions d'écoulement et les propriétés de liquide et de gaz.

$$\ddot{y} = \frac{C_F \rho_2 W^2}{C_b \rho_1 a^2} - \frac{C_k \sigma}{\rho_1 a^3} y - \frac{C_d \mu_1}{\rho_1 a^2} \dot{y} \quad (2.34)$$

L'équation peut être résolue analytiquement pour une vitesse relative constante W , entre la goutte et le gaz. Les constantes C_F , C_k , C_d et C_b ont été obtenues par O'Rourke et Amsden en comparant les résultats expérimentaux et théoriques. Leurs valeurs sont: $C_k = 8$, $C_F = 1/3$, $C_d = 5$ et $C_b = 1/2$.

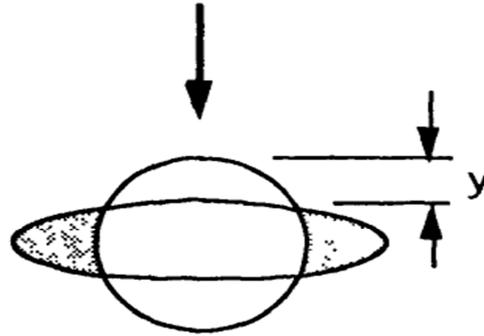


Fig.2. 6. Représente le modèle de traînée dynamique pour la distorsion de gouttes du fait de l'écoulement en utilisant l'analogie de Taylor entre une goutte et un système de ressort-masse [31].

2.5. Caractéristiques d'un écoulement turbulent

2.5.1. Notion de turbulence

La turbulence est une caractéristique de l'écoulement, elle apparaît lorsque les forces d'inertie sont importantes devant celles de la viscosité. Ces écoulements sont irréguliers et fortement instationnaire. Les écoulements turbulents sont caractérisés par l'existence d'une multitude de tourbillons de tailles différentes. Cela est dû au fait qu'aux grands **nombre de Reynolds** [37].

Kolmogorov, en 1941, a développé une théorie pour la turbulence homogène isotrope qui repose sur le mécanisme de **cascade** d'énergie des gros tourbillons vers les plus petits. Les grosses structures tourbillonnaires, produites par la géométrie et porteuses d'énergie, vont produire d'autres structures de plus en plus petites, à qui elles transmettent leur énergie. Plus les tourbillons sont petits, plus les forces visqueuses dissipent facilement leur énergie cinétique en chaleur [38].

La théorie de Kolmogorov permet finalement de définir trois échelles différentes :

- L'échelle macroscopique : Elle est associée aux grandes structures anisotropes de l'advection moyenne qui suivent les directions privilégiées imposées par la géométrie. Elle porte la quasi-totalité de l'énergie cinétique turbulente.
- L'échelle de Taylor : Elle est associée aux échelles intermédiaires de l'écoulement qui transfèrent l'énergie vers les plus petites structures par un mécanisme d'étirement / compression du fluide qui réduit l'anisotropie initiale.

- L'échelle de Kolmogorov : Elle est associée aux plus petites structures isotropes où la viscosité moléculaire intervient et finit par dissiper l'énergie tourbillonnaire résiduelle en chaleur [39].

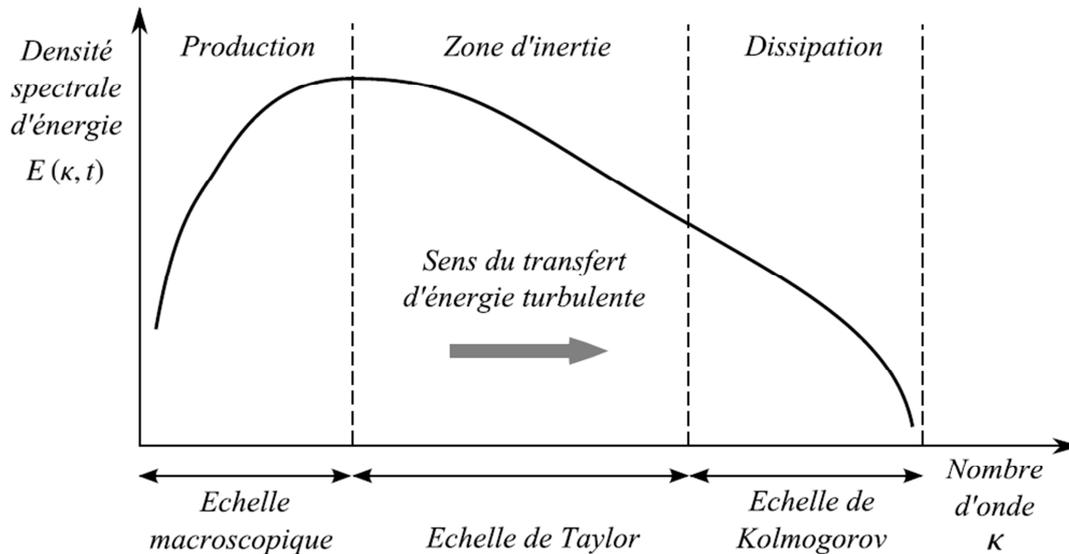


Fig.2. 7. Illustration schématique de la Cascade d'énergie turbulente de Kolmogorov [40].

2.5.2. Nombre de Reynolds

En 1883, Reynolds est le premier à avoir caractérisé les deux états possibles d'un écoulement fluide. Il peut être laminaire ou turbulent. Un écoulement laminaire a une distribution en vitesse constante. Il est possible de décrire le mouvement du fluide en le décomposant par des filets de fluides parallèles qui glisseraient les uns sur les autres sans se mélanger. A l'inverse, en régime turbulent, la vitesse du fluide à un instant donné et en un point donné de l'espace subit des fluctuations temporelles rapides. Ces fluctuations n'ont pas de période ou d'amplitudes propres. Le passage du régime laminaire au régime turbulent s'explique lorsque les forces d'inertie sont supérieures aux forces visqueuses. Ce rapport apparaît au travers du nombre de Reynolds [39].

$$Re = \frac{UL}{\nu}$$

U est la vitesse moyenne de l'écoulement, L une longueur caractéristique de l'écoulement et ν la viscosité cinématique

2.6. Modélisation de la turbulence

2.6.1. Approches numériques de la turbulence

Les équations de Navier-Stokes ne présentent pas de solution analytique exacte dans le cas général. Il convient par conséquent d'utiliser une résolution numérique capable de rendre compte de l'ensemble des échelles mises en jeu par la turbulence. Pour cela, il existe plusieurs approches [41] :

- L'approche DNS (Direct Numérical Simulation) Cette méthode permet de résoudre directement les équations de Navier-Stokes sans aucune modélisation. Elle présente ainsi l'avantage de donner accès à toutes les quantités instantanées considérées dans l'écoulement.

- L'approche LES (Large Eddy Simulation) Il s'agit d'une méthode numérique intermédiaire entre la DNS et les méthodes statistiques. En fait elle consiste à faire une simulation partielle des grandes structures turbulentes et une modélisation partielle des petits tourbillons.

La DNS et la LES sont très prometteuses car la perte d'informations est minimale pour la première, un peu plus importante pour la deuxième. Cependant, le coût d'un calcul est inversement proportionnel à la précision obtenue. Pour cette raison, dans des configurations industrielles, ces deux méthodes sont inutilisables, et on leur préférera **les méthodes statistiques**.

- Modélisation statistique de la turbulence RANS : Cette méthode consiste à décomposer chaque grandeur des équations de Navier-Stokes en une grandeur moyenne et une fluctuation.

Les équations moyennées font apparaître des termes de corrélation double de fluctuation. Ces termes proviennent de la non-linéarité des équations de bilans et sont appelés tensions de Reynolds, traduisant l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen et rendant les systèmes d'équations ouverts (plus d'inconnues que de relations). C'est la conséquence de la prise de moyenne des équations instantanées qui introduit une perte d'information. Se pose alors le **problème de la fermeture** du système, c'est-à-dire du lien entre les corrélations doubles et le champ moyen.

2.6.2. Modèles de fermetures

Il existe différents niveaux de modèles reposant sur la méthode moyennée de Reynolds RANS, ces modèles se distinguent par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes afin de fermer le problème.

- Modèle de turbulence à une équation de transport : Le modèle Spalart-Allmaras.
- Modèles de turbulence à deux équations : Le modèle k- ϵ Standard et ses variantes, RNG et Réalibable puis les modèles k- ω Standard et SST.
- Modèle de turbulence à 5 équations (7 équations en 3D) : Le modèle RSM (Reynolds Stress Model).

Les modèles de turbulences les plus utilisés à l'heure actuelle dans les codes CFD sont les modèles à 2 équations.

2.6.2.1. Modèle k-epsilon Standard

Le modèle k- ϵ est un des modèles les plus utilisé pour la modélisation de la turbulence. C'est un modèle à deux équations de transport proposé par Launder et Spalding (1972), qui se base sur le concept Boussinesq (1877).

L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations. L'échelle de vitesse est obtenue par l'intermédiaire de l'énergie cinétique turbulente k. L'échelle de longueur est, quant à elle, plus délicate à définir et l'on a recours à une nouvelle équation de transport portant sur le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ϵ [43].

2.6.2.2. Modèle k-epsilon RNG

Le modèle de turbulence k- ϵ RNG est obtenu à partir de l'équation instantanée de Navier-Stokes en utilisant une technique mathématique appelée "groupe de renormalisation (RNG), Il s'agit donc d'un modèle standard amélioré. Le modèle fait apparaître des constantes différentes de celles du modèle k- ϵ standard.

La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui

dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles de turbulence sont étudiées précisément [42].

2.6.2.3. Modèle k-epsilon réalisable

Le dernier modèle de famille $k - \epsilon$ diffère du modèle standard principalement par deux choses importantes :

- Une nouvelle formulation pour la viscosité turbulente.
- Une nouvelle équation pour le taux de dissipation.

Le terme « realizable » ou réalisable signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, logiques avec la physique des écoulements turbulents. Ainsi ce modèle prédit avec plus de précision le taux de propagation des jets. Il procure aussi des performances supérieures dans les écoulements impliquant la rotation, les couches limites sous de forts gradients de pression adverses, la séparation et les recirculations.

Les deux modèles de turbulence ($k - \epsilon$ RNG et $k - \epsilon$ réalisable) donnent de meilleurs résultats comparés au modèle Standard, vu leurs perfectionnements cités. Alors que les écoulements impliquant une forte anisotropie des contraintes turbulentes restent le point faible de la famille $k - \epsilon$ tout entière [10].

2.6.2.4. Modèle K-Omega Standard

Le modèle K-Omega standard développé par Wilcox (1998) a été formulé pour mieux calculer les effets à faible nombre de Reynolds, c'est un modèle empirique avec une équation de transport de l'énergie cinétique turbulente (k) et un taux de dissipation spécifique (ω) [44].

L'intérêt principal de ce modèle est qu'il est intégrable jusqu'à la paroi. Il donne de meilleurs résultats que le modèle $k-\epsilon$ pour des écoulements caractérisés par des gradients de pression adverses en estimant mieux la position des décollements. D'autre part, l'équation de transport est indépendante de celle de k ce qui rend ce modèle intéressant numériquement [42].

2.6.2.5. Modèle K-Omega SST (Shear-stress-Transport)

Le modèle Shear Stress Transport $k-\omega$, proposé par Menter en 1994 est un modèle hybride, c'est à dire utilisant des modèles de turbulence différents pour la région proche paroi et dans le reste de l'écoulement. La transition d'un modèle vers l'autre se fait

progressivement à partir d'un "mélange". L'approche $k-\omega$ est utilisée pour prédire l'écoulement dans la région affectée par la viscosité, et possède l'avantage de ne pas nécessiter de fonction d'amortissement, alors que l'approche $k-\varepsilon$ est utilisée pour l'autre partie de l'écoulement. Une fonction permet d'assurer la transition d'un modèle l'autre [42].

2.7. Traitement de la couche limite

Les écoulements turbulents sont sensiblement influencés par la présence des parois. Dans les zones très proches des parois, les effets de viscosité réduisent les fluctuations des vitesses tangentielles. En dehors de la zone de proche paroi, la turbulence apparaît plus rapidement par la production d'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse moyenne.

La modélisation des zones de proche paroi a un impact significatif sur les résultats de la simulation numérique car la présence des parois constitue la principale source de turbulence et les variables de l'écoulement turbulent y présentent un fort gradient. Les modèles de turbulence définis précédemment, demeurent valables pour le calcul des écoulements turbulents loin des parois, cependant ces modèles doivent être développés initialement pour être appliqués dans toute l'étendue de la couche limite à condition que la résolution du maillage soit satisfaisante [45].

2.7.1. Loi de paroi

Beaucoup d'expériences ont montré que la région proche paroi peut être divisée **en trois couches**. Dans la première couche appelée sous-couche visqueuse, l'écoulement est presque laminaire, la viscosité joue un rôle dominant sur l'écoulement et les phénomènes physiques associés (transferts de chaleur, etc.). Dans la zone externe appelé zone logarithmique, c'est plutôt la turbulence qui joue un rôle prépondérant. Finalement une zone intermédiaire entre la sous couche visqueuse et la zone logarithmique associe les effets de la turbulence et les effets de la viscosité [45].

Un nombre adimensionnel y^+ est introduit pour remédier à la difficulté de la modélisation de la zone proche paroi, elle consiste à utiliser **des lois de paroi**. Afin de déterminer la longueur y dans laquelle la turbulence est isotrope, qui décrit le rapport de la vitesse de frottement par la vitesse de dissipation visqueuse [12].

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (2.35)$$

Il existe **deux approches** pour modéliser l'écoulement en proche paroi. La première approche consiste à ne pas résoudre l'écoulement dans la région de la sous couche visqueuse et d'appliquer des fonctions empiriques dites fonctions de paroi « **wall function** » proposée par Launder and Spalding 1974. Cependant, l'utilisation de ces fonctions exige la modification et l'adaptation des modèles de turbulence pour tenir compte de la présence des parois dans l'écoulement.

Dans la deuxième approche, les modèles de turbulence sont adaptés afin de résoudre toutes les sous-couches y compris la sous couche-visqueuse, cette approche appelée approche « **proche paroi** » nécessite un maillage très raffiné près des parois [45].

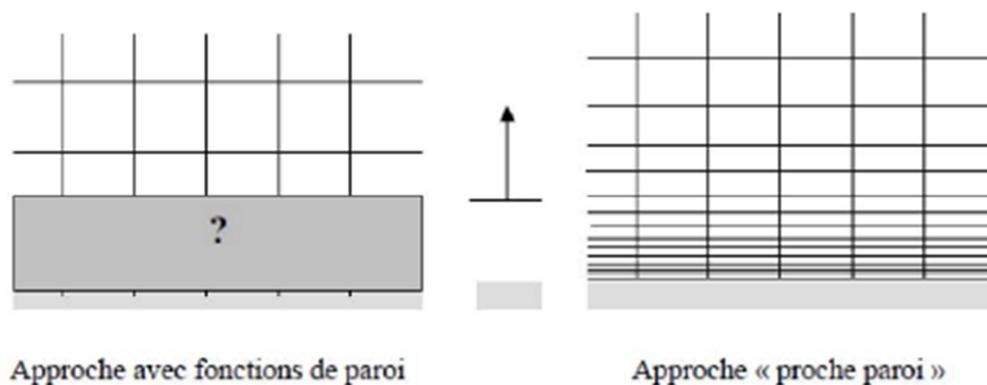


Fig.2. 8. Traitement près des parois [9].

2.8. La combustion turbulente

2.8.1. Notion de combustion turbulente

Les systèmes de propulsion (moteur voiture, avion, fusée) sont basés sur la combustion turbulente d'un carburant qui est stocké sous forme liquide puis injecté soit dans une chambre de pré vaporisation, soit directement dans la chambre de combustion. Le combustible liquide est alors dispersée sous la forme d'un nuage de gouttelettes (ou spray) tout en s'évaporant. En fonction des systèmes concernés, la combustion aura lieu soit au milieu du spray soit ultérieurement, au sein de la vapeur de combustible. Suivant les caractéristiques de l'injection (distribution en taille des gouttes, nature du combustible, . . .) et celles de la dispersion des gouttes et du mélange de la vapeur du fait de l'environnement turbulent, les propriétés des phénomènes de combustion (régimes, stabilité, longueur de flamme, hauteur d'accrochage,...) peuvent être très différentes [30].

2.8.2. Modélisation de la combustion

Heywood a fait remarquer que la combustion dans un moteur Diesel ne devrait pas être étudiée comme une combustion non pré mélangée pure. En effet le délai d'auto allumage de l'évaporation du combustible et du processus d'auto-inflammation permet aux gaz de se mélanger. La conséquence est l'existence d'une flamme de pré mélange au début de la combustion qui donne origine à la flamme de diffusion qui suit. Des études expérimentales ainsi que des études de simulation numériques confirment les observations de Heywood [46].

2.8.2.1. Modèle EDM (Eddy Dissipation Model)

Le modèle de combustion turbulente "Eddy Dissipation" est attribué aux travaux de Magnussen et Hjertager. Il est basé sur le concept que la réaction chimique est infiniment rapide relativement aux processus de transport dans l'écoulement. Il a la possibilité de traiter à la fois des flammes de diffusion qui sont majoritaires dans un moteur Diesel, mais aussi grâce à la fraction massique des produits de combustion, des flammes de pré mélange. Ce modèle a été employé pour simuler la combustion dans un moteur Diesel associé avec le modèle chimique Shell. Durant la période de l'auto-allumage, la chimie est supposée très lente devant le mélange, le taux de combustion est donc contrôlé par la chimie, le modèle Shell est utilisé quand la concentration en radicaux augmente, la chimie est supposée s'accélérer jusqu'à devenir beaucoup plus rapide que la turbulence, le modèle de Magnussen est alors utilisé. L'ensemble de NR réactions élémentaires chimiques réversibles, qui impliquent NR espèces chimiques, peut être représenté par [10] :

$$\sum_{i=1}^N v'_{ij} X_i \leftrightarrow \sum_{i=1}^N v''_{ij} X_i \quad (2.36)$$

Où v'_{ij} et v''_{ij} sont les constantes stœchiométriques de la $i^{\text{ème}}$ espèce pour la $j^{\text{ème}}$ réaction. Le taux net de la production de l'espèce i est la somme du taux de création / destruction de l'espèce i sur toutes les NR réactions :

$$\tilde{W} = \sum_{r=1}^{NR} \tilde{W}_{i,r} \quad (2.37)$$

Magnussen et Hjertager ont suggéré la formule suivante pour le taux de création / destruction:

$$\tilde{W}_{i,r} = \min \left\{ \begin{array}{l} v'_{ir} M_i A_{ebu} \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v'_{ir} M_R} \right) \\ v'_{ir} M_i A_{ebu} B_{ebu} \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_{p=1}^{NP} Y_p}{\sum_{j=1}^N v''_{ir} M_j} \right) \end{array} \right. \quad (2.38)$$

Avec :

R : représente les réactifs;

P : représente les produits et $\frac{\varepsilon}{k}$ est le lien entre la combustion et la turbulence.

A_{ebu} : Constante empirique égale à 4.0 ;

B_{ebu} : Constante empirique égale à 0.5 ;

v'_{ir} : Coefficient stœchiométrique du réactif i dans la réaction r.

v''_{ir} : Coefficient stœchiométrique du produit i dans la réaction r.

Le terme source dans l'équation de l'énergie est donné par :

$$\overline{q_k^c} = \widetilde{W}_h = - \sum_{i=1}^N \frac{h_i^{ref} \widetilde{W}_i}{M_i} \quad (2.39)$$

L'hypothèse d'une chimie infiniment rapide, contrôlée uniquement par la turbulence, limite le domaine d'application du modèle. Concentrations des espèces minoritaires et leur effet sur la température ne peuvent être estimés de cette manière.

2.8.2.2. Modèle Laminaire-finite-rate

Le modèle de laminaire-finite-rate calcule les termes sources chimiques, en utilisant les expressions d'Arrhenius, et ignore les effets des fluctuations turbulentes. Le modèle est exact pour les flammes laminaires. Le modèle laminaire peut cependant être acceptable pour la combustion avec la chimie relativement lente et faible interaction turbulence-chimie, telles que des flammes supersoniques.

2.8.2.3. Modèle EDC (Eddy-dissipation-concept)

Le modèle Eddy dissipation concept (EDC) est une extension du modèle Eddy dissipation d'inclure des mécanismes chimiques détaillées dans les écoulements turbulents, est un modèle robuste représente à la fois la chimie et la turbulence. Il suppose que la réaction se produit dans la petite structures turbulente, appelées les échelles fines.

2.9. Production des oxydes d'azote

Les mécanismes de formation des polluants dans la chambre de combustion sont la formation de oxydes d'azote NO et NO_2 ils sont regroupées sous le terme NO_x dans notre cas NO est prédominant. Il ya 3 mécanismes possible pour la formation de NO :

- Mécanisme du NO thermique.
- Mécanisme du NO précoce.
- Mécanisme du NO -combustible

Les NO_x dits thermiques qui sont dus à l'oxydation à haute température de l'azote par l'oxygène, tous les deux présents dans l'air. La proportion de NO_2 représente généralement 10 à 20 pour cent de la totalité des émissions d'oxydes d'azote. Le NO produit pendant la combustion résulte de l'oxydation de l'azote atmosphérique suivant le mécanisme de production mis en évidence par Zeldovich. Généralement, les principales réactions qui gouvernent la formation de NO sont [21] :



Les deux premières réactions correspondent surtout au mélange pauvre ou proche de la stœchiométrie, au voisinage de la stœchiométrie ainsi que dans les mélanges riches peuvent produire aussi la réaction [12] :



Le NO précoce est formé, dans le front de flamme, par attaque du N_2 de l'air par des radicaux hydrocarbonés pour donner HCN et NH .

Deux types de réactions sont :



La quantité de prompt NO est toujours très petite par rapport aux deux autres, et c'est donc sur les deux autres processus de formation que portent, essentiellement, tous les efforts faits pour la compréhension des phénomènes concernant la formation et la limitation des oxydes d'azote.

Le mécanisme dit « NO -combustible » caractérise l'oxydation d'une partie des substances azotées présentes dans le combustible. La formation de « NO -combustible » est d'autant plus importante que la teneur en azote du combustible est élevée, mais il n'y a pas de relation linéaire entre les deux grandeurs. Dès l'entrée du combustible dans le foyer, ces substances azotées complexes se dégradent rapidement en d'autres molécules plus simples (HCN , CN , NH_i , etc...).

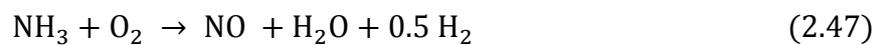


Deux types d'évolution peuvent ensuite être constatés pour ces molécules azotées :

- Si elles sont dans un milieu qui est localement oxydant (présence d'oxygène), elles évoluent vers NO par oxydation.

- Si elles sont dans un environnement réducteur (présence de substances hydrocarbonées CHI , milieu déjà riche en NO), elles se convertissent en azote moléculaire N_2 .

A titre d'illustration, dans le cas du NH_3 , issu de la dévolatilisation de l'azote du combustible, les deux réactions du bilan en compétition dans le foyer sont :



Tout facteur ayant tendance à favoriser la réaction (2.47) conduira à augmenter les émissions de « NO -combustible ». Inversement, toute mesure favorisant la réaction (2.48) permettra de limiter les émissions. On voit que la réaction (2.48) nécessite paradoxalement la présence de NO dans le foyer pour réduire le NH_3 en N_2 [47].

2.10. Conclusion

Ce chapitre présente les différentes équations régissant un écoulement bi-phasique turbulent et réactif (phase liquide et phase gazeuse), ainsi que quelque modèle de turbulence. Nous avons présenté, par la suite, la modélisation de la combustion dans le moteur à combustion interne.

Chapitre 3

Modélisation CFD du moteur Diesel

3.1. Introduction

L'outil mathématique n'est pas aujourd'hui en mesure de nous donner une solution analytique excepté des cas spéciaux et simplistes, Autant la précision des données de mesures issues de l'expérience dépend de la qualité et de la technicité des outils utilisés, autant la précision d'une solution numérique dépend fortement de la qualité de la discrétisation, autrement dit de la qualité des schémas et méthodologies numériques utilisés dans le sens mathématique du terme.

Computational Fluid Dynamics, connue aujourd'hui par CFD, est définie comme l'ensemble des méthodologies qui consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique.

Dans la simulation des moteurs diesel, les problèmes sont, en général, beaucoup plus complexes de part, en particulier, le caractère multiphasique des écoulements, les réactions chimiques et le comportement turbulent des fluides.

3.2. Etat de l'art

- Une simulation d'écoulement à froid pour un moteur Diesel a été étudiée par **Mukund et al [48]** afin de prévoir et d'analyser l'écoulement autour des soupapes et donc trouver son efficacité volumétrique, ils ont utilisé le modèle de maillage dynamique à l'aide du logiciel FLUENT disponible dans le commerce.
- Un modèle numérique à trois dimensions a été développé par **J.S. Wang et al [49]** basé sur l'approche RANS couplé avec le modèle de turbulence k-epsilon et à l'aide du code FLUENT pour simuler le processus de dispersion des polluants initiale de monoxyde de carbone CO à travers le conduit d'échappement et validé ensuite par la comparaison des concentrations calculées de CO avec celles de mesurées, ils ont montré que la concentration de CO dans la région proche du conduit est moins influencée par la vitesse du vent du milieu ambiant que par la vitesse de sortie des gaz d'échappement et que l'influence est réciproque dans la région lointaine.
- **Basha et al [50]** ont étudié les processus de combustion dans un moteur à allumage par compression à 4 temps avec différents durée d'injection, la simulation a été effectuée à

l'aide de Code Fluent utilisant le modèle de turbulence k-epsilon. Ils ont constaté que l'injection de carburant à 18° avant le PMH améliore les performances du moteur.

- **Park et Reitz, [51]** ont effectué des calculs numériques sur les effets de configurations des trous d'injecteur sur les caractéristiques de consommation de carburant et d'émissions, ils ont constaté que l'injecteur de type groupe présente des avantages sur le potentiels pour le fonctionnement à un rapport air/carburant élevé, (par exemple, le cas d'un haut EGR (Exhaust Gas Recirculation))
- **Simone Malagutia et al [52]** Des simulations CFD ont été effectuées sur un moteur diesel à injection direct permettant d'évaluer la capacité de l'approche multi-composants par le Code Star-CD. La turbulence est modélisée par le modèle k-ε RNG. L'étude des compositions de carburant a montré que les mélanges à plusieurs composants se comportent différemment du diesel mono-composant.
- **Enrico Mattarella et al [53]** ont étudié le processus de combustion d'un moteur Diesel turbocompressé HSDI à 4 cylindres 2,8 l, simulée à l'aide d'une version personnalisée du code KIVA 3V (CFD). Afin d'explorer une solution prometteuse pour réduire les émissions des moteurs diesel classiques, Ils ont conclu que la pression moyenne effective de fonctionnement en Diesel peut être atteinte avec la combustion Dual Fuel en gardant la même pression dans le cylindre et avec une plus faible quantité de carburant ainsi qu'en DF en plus de l'élimination des fumées sa permet la réduction du CO₂ et de CO. Le seul inconvénient reste l'augmentation de NO.
- **Nader Raeie et al [54]** ont étudié les effets de temps d'injection sur la combustion et les émissions polluants d'un moteur diesel à injection direct à l'aide de Code CFD multi-dimensionnelle AVL-FIRE. Les résultats numériques de la pression dans le cylindre, les émissions de NO_x et de suie ont été validés par une comparaison avec des données expérimentales.
- Une simulation numérique CFD à l'aide du code FLUENT a été utilisée par **Alberto Broatch et al [55]** pour étudier la résonance provoquée par le processus d'auto-allumage dans les moteurs réels dans le but d'apporter un soutien aux travaux expérimentaux en

cours. Les calculs tridimensionnels ont été effectués avec un modèle de turbulence k- ϵ standard pour trois géométries de chambres de combustion différentes afin de déterminer l'influence de la géométrie du Bol.

3.3. L'outil CFD

CFD est l'acronyme anglais de « Computational Fluid Dynamics ». Il désigne conventionnellement le large domaine des outils numériques, résolvant les équations décrivant le mouvement d'un fluide (équations de Navier-Stokes, de continuité ainsi que de toutes les autres équations de conservation).

La CFD est l'application particulière de l'outil numérique à l'étude de la dynamique des fluides, qu'ils soient liquides ou gazeux, ou bien même les deux conjugués. Le champ d'investigation est ainsi au moins aussi vaste que celui de la mécanique des fluides elle-même. La manœuvre consiste à trouver une solution discrète approchée aux équations de Navier-Stokes, avec éventuellement et même très certainement des hypothèses simplificatrices [21].

3.3.1. Méthodes Numérique

Dans le domaine de thermique, de la mécanique des fluides et de la combustion, les phénomènes physiques sont décrits par des équations aux dérivées partielles (EDP) fortement couplées et non linéaires.

En général, ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire.

Il existe plusieurs méthodes numériques :

- méthode des différences finies : La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées partielles aux points du maillage par des développements de Taylor.
- méthode des éléments finis : La méthode des éléments finis consiste à minimiser l'erreur commise en remplaçant le problème continu par le problème discret.
- méthode des volumes finis : L'approche volumes finis consiste à découper le domaine de calcul en une somme finie de volumes de contrôle.

Cette méthode se distingue par sa fiabilité aux résultats, son adaptation au problème physique, sa possibilité de traiter des géométries complexes, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle, dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

3.4. Description général du Code CFD

Les codes de simulation numérique des écoulements, ou code CFD résolvent les équations régissent les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de masse et de la quantité de mouvement (Navier-Stokes), ainsi que la conservation d'énergie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein de fluide.

Il existe un grand nombre de code CFD disponibles qui utilisent comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernant l'écoulement la méthode des volumes finis. Parmi ces codes le CFD Fluent commerciale il permet de résoudre les équations régissent les mouvements laminaire et turbulent d'un fluide, en 2D ou 3D. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent et instationnaire.

4.1. Structure du Code Fluent

Fluent simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, de deux modules qui sont: le solveur et le post-processeur "postprocessing".

Préprocesseur :

Le logiciel GAMBIT est un mailleur 2D/3D ; Pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD. Il regroupe trois fonctions : Définition de la géométrie du problème, le maillage et sa vérification, définition des frontières (types de conditions aux limites) et définition des domaines de calculs.

Le Solveur :

Une fois que le maillage est terminé, il faut passer à la résolution des équations du problème. Ces équations sont résolues au moyen d'un programme qu'on nomme solveur qui permet d'importer le maillage sur lequel on va travailler, une fois le maillage en place, il est nécessaire de définir les paramètres pour le calcul et choisir le modèle physique du problème.

Post processeur :

Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui permet d'afficher les champs de température et de vitesse ainsi que toutes les autres grandeurs calculées dans un domaine d'étude.

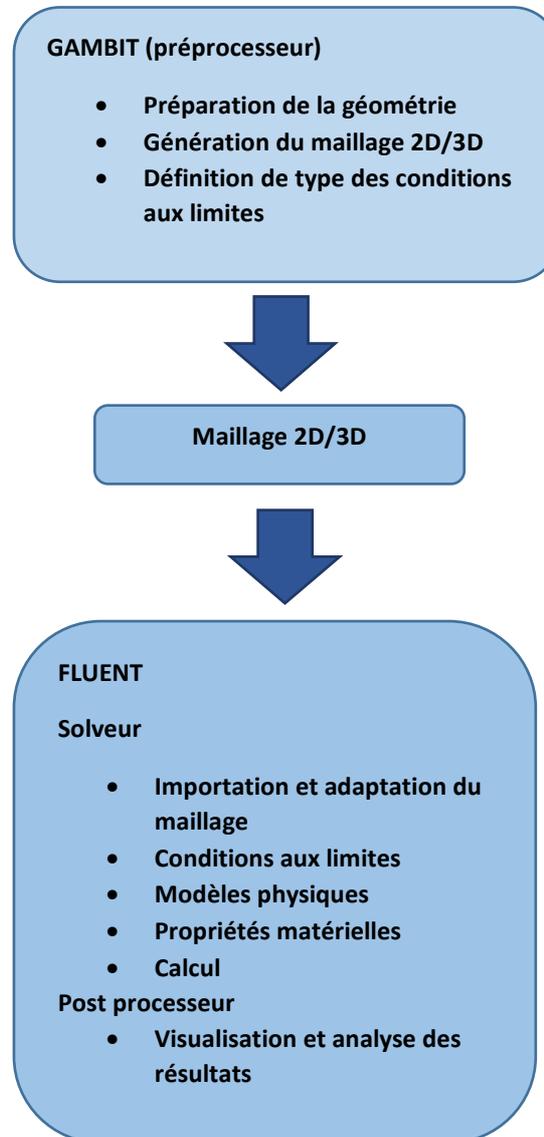


Fig.3. 1. Élément du Logiciel.

3.5. Configuration expérimentale

Une base de données de référence a été acquise sur un banc d'essais installé au Département des Systèmes Energétiques et Environnement de l'Ecole des Mines de Nantes qui a fait l'objet d'une thèse de doctorat [27]. Ce banc d'essais est composé principalement d'un moteur diesel mono cylindre. La photographie de l'installation expérimentale présentée sur la figure (3.2) montre les différents constituants.



- | | |
|----------------------------|--|
| 1-Le moteur | 5- Débitmètre |
| 2-Analyseur de gaz | 6-Caisson de tranquillisation |
| 3- Analyseur de particules | 7-Faisceau de câbles des différents capteurs |
| 4-Réservoir de diesel | |

Fig.3. 2. Vue d'ensemble du banc d'essais [27].

3.5.1. Caractéristique du moteur Lister-Petter

Le moteur utilisé est un monocylindre diesel LISTER-PETTER , Il est conçu pour fonctionner à vitesse variable, comprise entre 0 et 2500 tr/mn, le fluide de refroidissement est l'air. Les principales caractéristiques techniques de ce moteur sont données dans le tableau (3.1). La chambre de combustion est de type bowl-in-piston figure (3.3).



Fig.3. 3. Représentation du Piston et de la culasse du moteur[7].

Tableau.3. 1. Caractéristiques principales du moteur.

Modèle	LISTER-PETTER ST1
Type du moteur	4 Temps allumage par compression, injection directe
Nombre de cylindre	Monocylindre
Alésage	95.5 mm
Course	88.94 mm
Bielle	165.3 mm
Cylindrée	630 cm ³
Taux de compression	18
Pression d'injection	250 bars
Puissance nominale	4.5 kW à 1500 tr/min
Levée maximale	10,6 mm
AOA	36° V
RFA	69° V
AOE	76° V
RFE	32° V

3.5.2. Loi de levée de soupapes

La distribution regroupe l'ensemble des organes qui permettent la mise en communication du cylindre avec le milieu extérieur lors des phases de vidange et de remplissage (opérations de transvasement). Sa fonction est de définir la loi d'évolution de la section de passage des gaz brûlés et des gaz frais en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [56]. Cette évolution dépend de la loi de levée des soupapes.

La loi de levée des soupapes reflète le mouvement des soupapes au cours de leurs **ouvertures** et de leurs **fermetures**. Cette " levée " est assurée par un système mécanique composé d'un arbre à came relié au vilebrequin. La loi de levée est imposée par la came, c'est la forme de la came qui assure la forme de la loi de levée. Cette dernière est déterminée pour assurer un remplissage optimal du moteur en fonction des performances souhaitées. C'est une donnée fournie par le constructeur suivant la forme de came utilisé pour un type de moteur. **La levée maximale** de la soupape ainsi que l'étalement de la levée sont tout d'abord imposées par les conditions de remplissage du moteur [57].

L'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement n'ont pas lieu exactement lors du passage du piston par les points morts. Elles se produisent avec une certaine avance ou un retard (figure 3.4) pour assurer un meilleur transvasement.

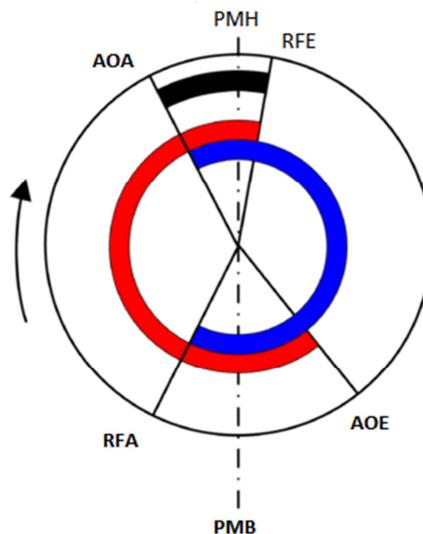


Fig.3.4. Diagramme de distribution réel.

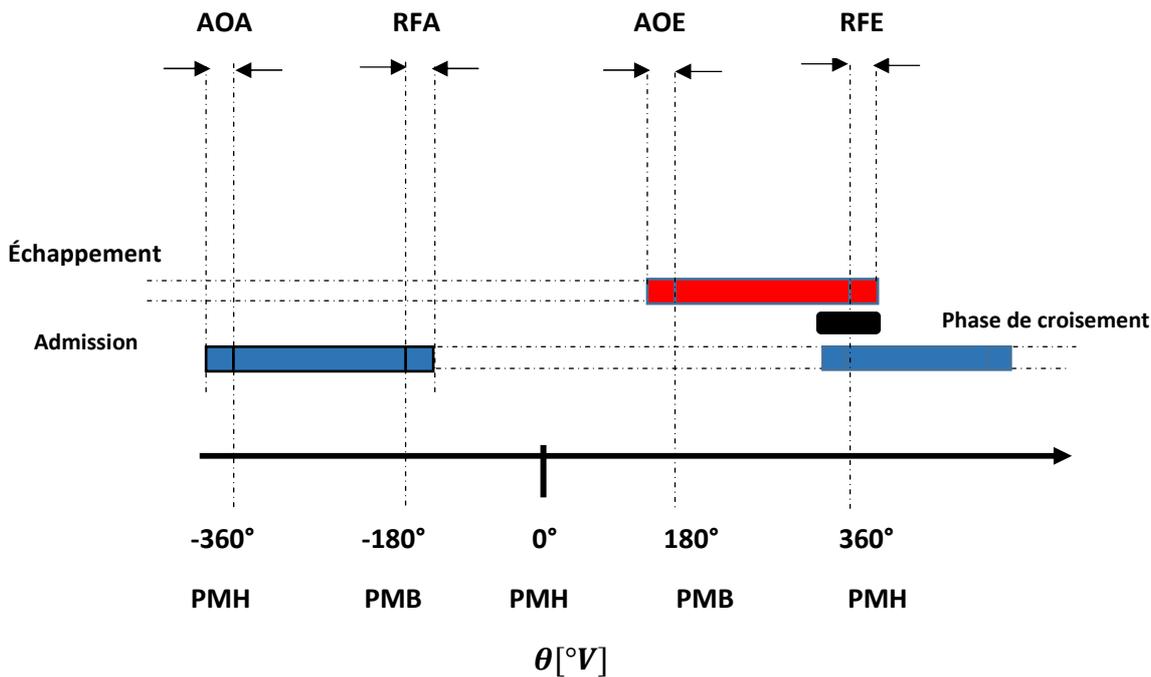


Fig.3. 5. Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupape.

AOA : Avance Ouverture Admission par rapport au PMH.

RFA : Retard Fermeture Admission par rapport au PMB.

AOE : Avance Ouverture Echappement par rapport au PMB.

RFE : Retard Fermeture Echappement par rapport au PMH.

On trouve dans la littérature plusieurs fonctions utilisées pour définir les lois de levées des soupapes.

a. Loi en Sinus [58]

Le moteur étudié par [58] est un moteur monocylindre Lister-Peter Diesel adapté à la carburation à gaz.

une loi en **Sinus** est donnée pour la hauteur de levée de soupape d'admission par l'équation:

$$l_{s,adm} = \frac{L_{s,adm}}{2} \left(1 + \sin \left(\frac{2\pi}{\Delta\theta_{adm}} \left(\theta^* - \frac{\Delta\theta_{adm}}{2} \right) + \frac{\pi}{2} \right) \right)$$

Avec :

θ^* est une translation de l'angle e vilebrequin θ , de la valeur θ_{AOA}

$$\theta^* = \theta - \theta_{AOA}$$

$\Delta\theta_{adm}$ est la durée d'ouverture de la soupape d'admission

$$\Delta\theta_{adm} = \theta_{RFA} - \theta_{AOA}$$

$L_{s,adm}$ est la hauteur de la levée maximale de la soupape d'admission

La hauteur de la levée de soupape d'échappement est donnée par l'équation suivante :

$$l_{s,echap} = \frac{L_{s,echap}}{2} \left(1 + \sin \left(\frac{2\pi}{\Delta\theta_{echap}} \left(\theta^{**} - \frac{\Delta\theta_{echap}}{2} \right) + \frac{\pi}{2} \right) \right)$$

Avec :

θ^{**} est une translation de l'angle e vilebrequin θ , de la valeur θ_{AOE}

$$\theta^{**} = \theta - \theta_{AOE}$$

$\Delta\theta_{echap}$ est la durée d'ouverture de la soupape d'admission

$$\Delta\theta_{echap} = \theta_{RFE} - \theta_{AOE}$$

$L_{s,echap}$ est la hauteur de la levée maximale de la soupape d'échappement.

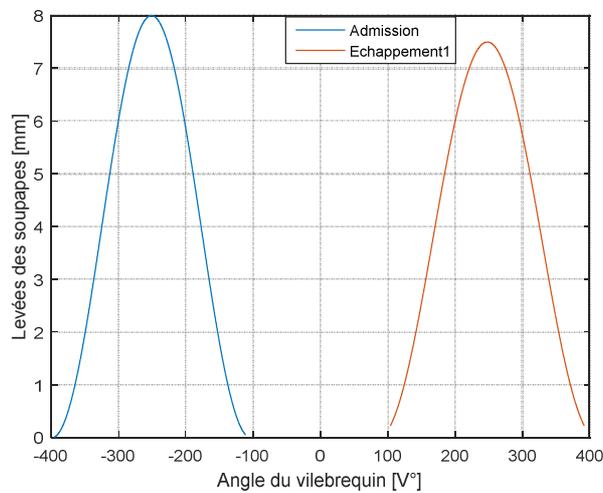


Fig.3. 6. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.

b. Loi en tangente

la modélisation de loi de levée des soupapes est réalisée selon une expression en

Tangente de la forme suivante :

$$L_{v adm} = \frac{L_{v max}}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{(\theta - DA_{th}) + AOA}{pente} \right) * \tanh \left(\frac{180 - (\theta - DA_{th}) + RFA}{pente} \right) \right]$$

$$L_{v echap} = \frac{L_{v max}}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{(\theta - DE_{th}) + AOE}{pente} \right) * \tanh \left(\frac{180 - (\theta - DE_{th}) + RFE}{pente} \right) \right]$$

Avec :

DA_{th} : Début Admission théorique

DE_{th} : Début Echappement théorique

θ : Angle de vilebrequin en degrés

Pente : c'est la rapidité d'ouverture et de fermeture des soupapes

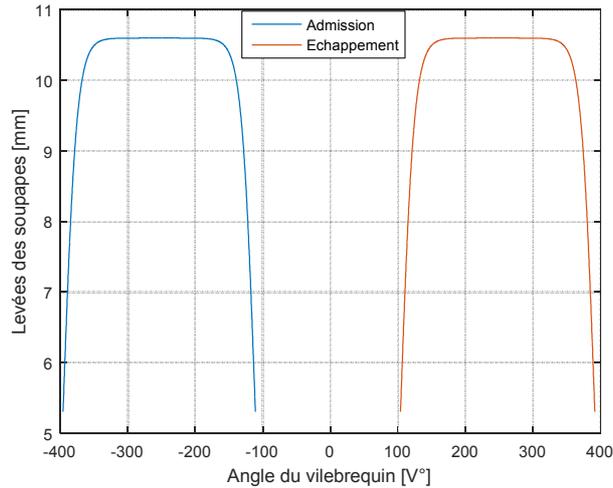


Fig.3. 7. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.

c. Loi en cosinus [59]

La levée de soupape L_v pourra être mesurée sur le moteur en traçant point par point, ou bien calculée suivant une loi en **Cosinus**.

Pour le moteur *Lister Petter TSI* dont il est question dans notre travail, la loi adoptée est la loi en cosinus de la forme :

$$L_v = \frac{L_{v \max}}{2} \left(1 - \cos \left(2 \pi \left(\frac{\theta + C + AO}{AO + RF + 180} \right) \right) \right)$$

Avec :

AO et **RF** sont respectivement l'avance à l'ouverture et le retard à la fermeture.

C= **-180 °V** dans le cas d'échappement et **C=360°V** dans le cas d'admission.

$L_{v \max}$: levée maximale des soupapes et elle est constante, pour notre cas $L_{v \max} = 10.6 \text{ mm}$ [22].

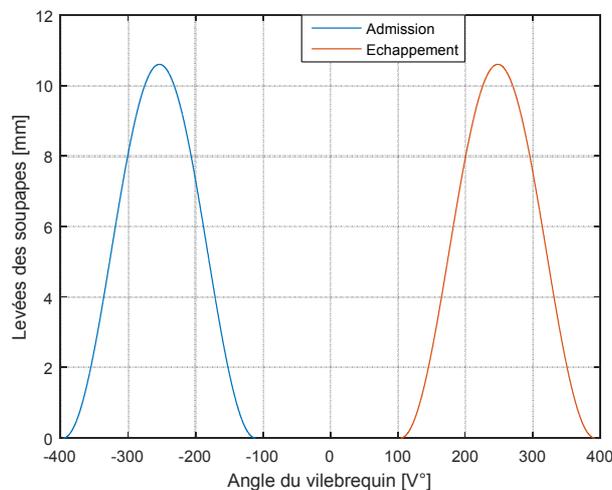


Fig.3. 8. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin.

La figure (3.9) illustre la modélisation du cycle commençant avec une admission à -360° avec une section de soupape déjà ouverte (effet de l'avance à l'ouverture de la soupape), la section d'admission croît jusqu'au maximum puis décroît à 0 à $(-180 + RFA)^\circ$. La même explication peut être portée à celle de l'échappement.

Remarque :

On distingue une phase particulière dans le mouvement des soupapes, il s'agit de la phase de croisement.

En tenant compte des angles AOA et RFE, les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément au voisinage du PMH pendant un laps de temps appelé croisement.

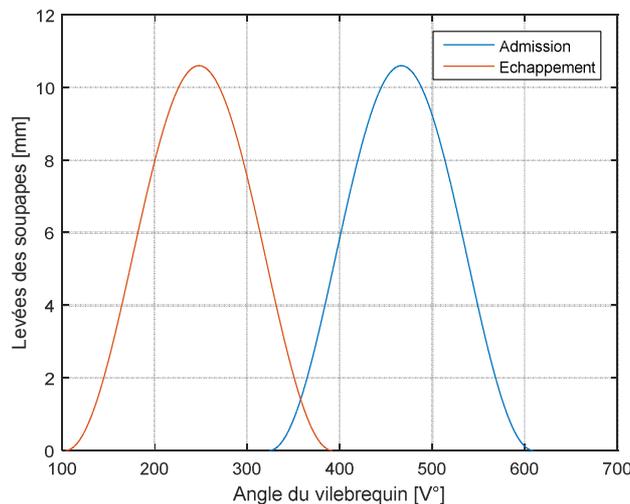


Fig.3. 9. Levées des soupapes en fonction d'angle de vilebrequin en phase croisement.

Afin de permettre le déplacement des soupapes au cours de la simulation des phases d'admission et d'échappement, un fichier **data** sous forme (*.prof) représentant l'évolution des levées doit être fourni au solveur.

3.5.3. Durée d'injection et Débit d'injecteur

La Figure (3.10) présente la pression d'injection fournie par l'expérimental pour la charge 20%, on remarque que le début d'injection s'accompagne d'une chute de pression (-

13.4 [°V]) alors que la fin d'injection est caractérisée par une fermeture graduée de l'aiguille de l'injecteur et d'une augmentation de la P_{inj} (-3.5 [°V]).

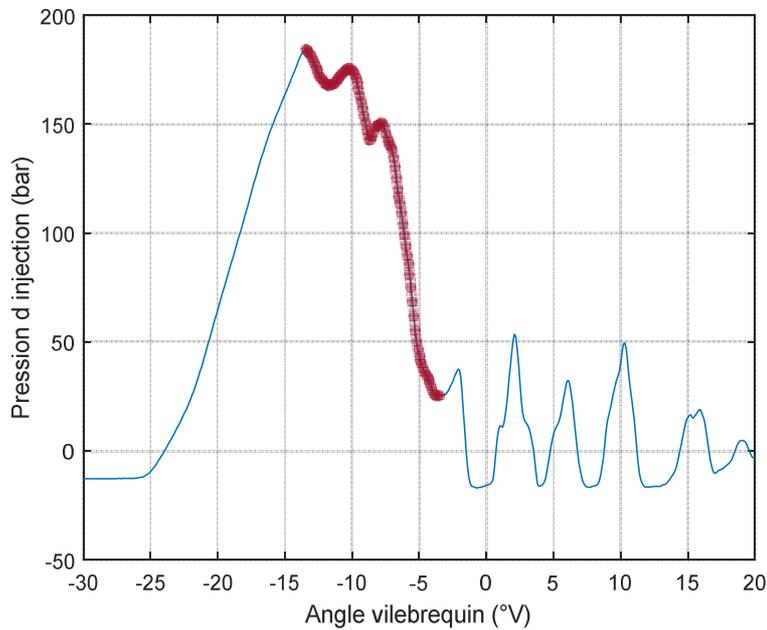


Fig.3. 10. Profil de la pression d'injection 20%.

La même procédure est appliquée afin de localiser le début et la fin d'injection pour les autres charges puis on calcule la durée d'injection.

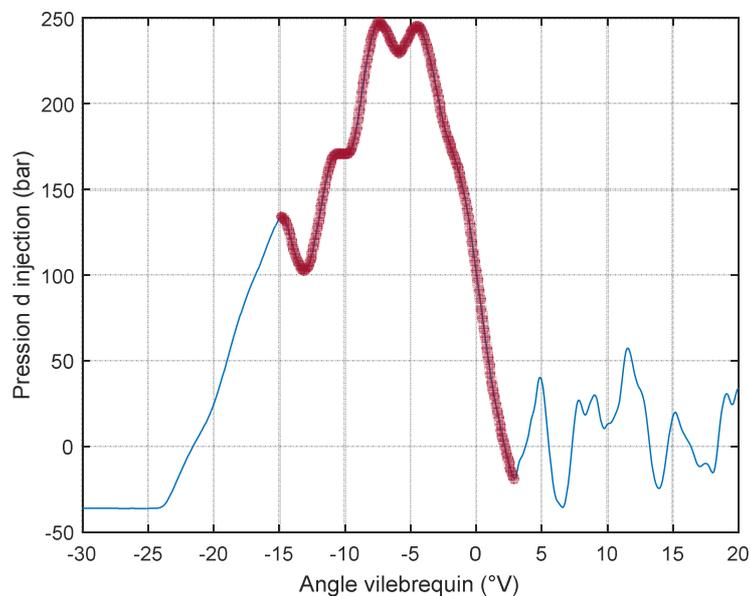


Fig.3. 11. Profil de la pression d'injection 90%.

La formule (3.1) est utilisée pour le calcul du débit pour chaque injecteur. Les résultats sont récapitulés dans le Tableau (3.2)

$$\text{Débit de combustible} = \frac{\text{Masse injectée par cycle}}{(\text{Durée d'injection} * \text{Nombre de jet})} \text{ [kg/s]} \quad (3.1)$$

Tableau.3. 2. Détermination du débit et durée d'injection

Charge	Débit [g/min]	Début d'injection [°V]	Fin d'injection [°V]	Durée d'injection [°V]	Masse injecté [kg/cycle]	Débit de l'injecteur [kg/s]
20%	7.354	-13.4	-3.5	9.9	9.8053e-06	0.0022
90%	18.31	-14.4	-2.8	17.7	2.4413e-05	0.0031

3.6. Etude de Maillage et Paramètres de la modélisation 3D

Le modèle 2D ne reflète pas la géométrie réelle, parce que le logiciel "FLUENT" extrapole une unité au sens normal du plan 2D, et ce, pour calculer toutes les quantités intégrales pour une profondeur équivalente à l'unité mètre qui pourra être ajustée pour correspondre à la dimension spécifique de la géométrie. A ce titre, l'approche 3D se révèle pour remédier au problème 2D [7].

Les approches géométriques à base d'équations de transports 3D incluses dans les code CFD tel que Fluent sont capables de décrire avec précision l'évolution des phénomènes microscopiques mais ne répondent pas au critère lié au temps de calcul [3].

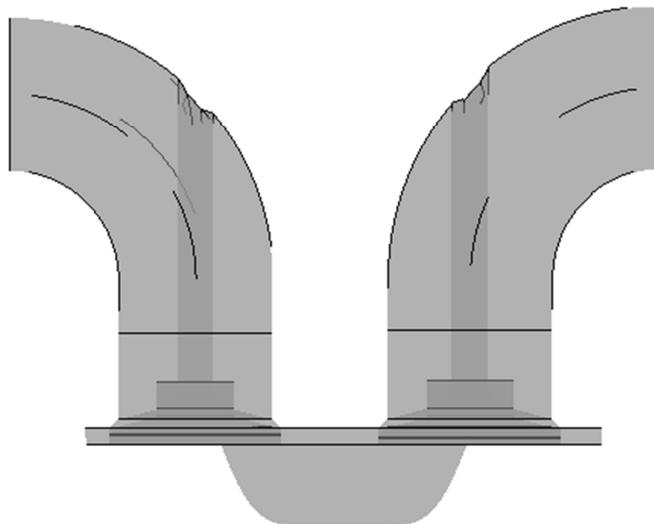


Fig.3. 12. La géométrie 3D du moteur Lister Petter ST1.

3.6.1. Les interfaces

Une interface est une connexion entre deux surfaces qui ne sont pas réellement liées dans la géométrie. Quand une interface n'est pas défini, le logiciel "FLUENT" traite le plan d'intersection comme une paroi et empêche le fluide de passer, il y a deux raisons pour utiliser l'interface :

- Assure la conservation et la continuité des paramètres d'écoulement entre deux zones de maillage différent.
- Une interface glissante (Sliding Interfaces) est une interface entre deux surfaces qui sont en mouvement et/ou en déformation l'une par rapport l'autre. C'est le cas entre la chambre de combustion et la zone des soupapes.

Le nombre des interfaces pour le modèle 3D est de 7. Elles sont présentées en rouge, dans Le mode 3D sur les figures.

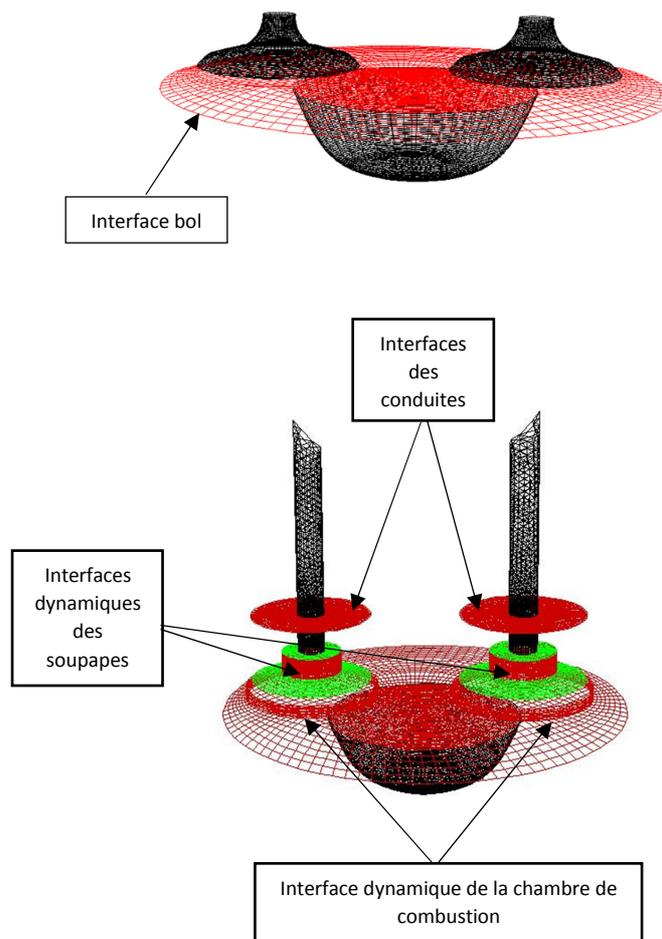


Fig.3. 13. Interfaces de la géométrie 3D.

3.6.2. Le maillage dynamique

Deux approches sont utilisées dans ANSYS FLUENT pour simuler le cycle moteur à combustion interne, à savoir l'approche hybride (remeshing, smoothing et layering) et l'approche de layering, cette dernière est employée dans les moteurs avec des soupapes verticales comme la plupart des moteurs diesel. Le mouvement du piston et des soupapes est linéaire et il n'a aucune interaction entre ses organes mobiles, donc notre géométrie a été bien adapter au maillage dynamique de type **Layering**.

Ce type de maillage dynamique est utilisé pour l'adjonction/l'effacement des éléments de type **hexaédrique** en 3D présents au niveau de la tige, du siège de la soupape et dans le cylindre du moteur [25].

Il repose sur la fraction de la couche 1 ou la fusion des deux couches 1 et 2, comme schématiser dans la figure (3.12).

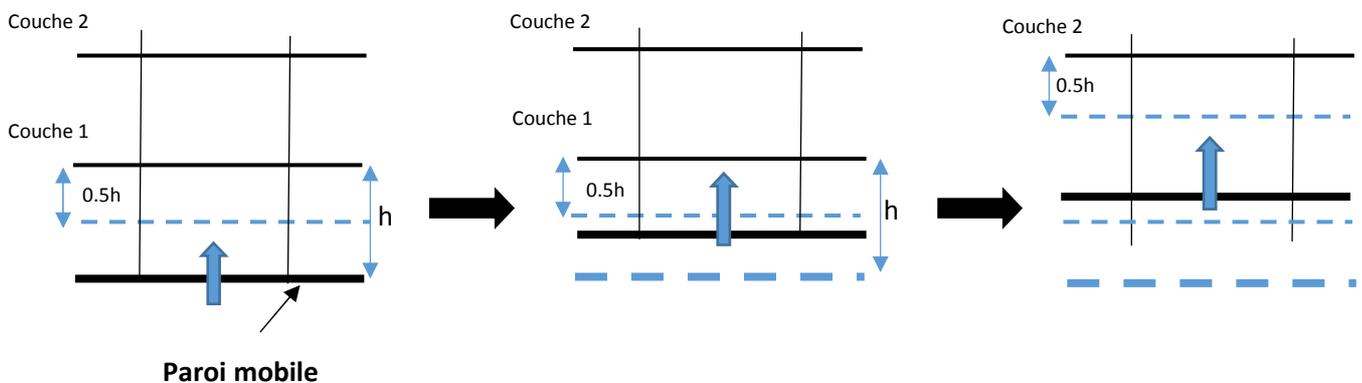


Fig.3. 14. Principe du maillage dynamique.

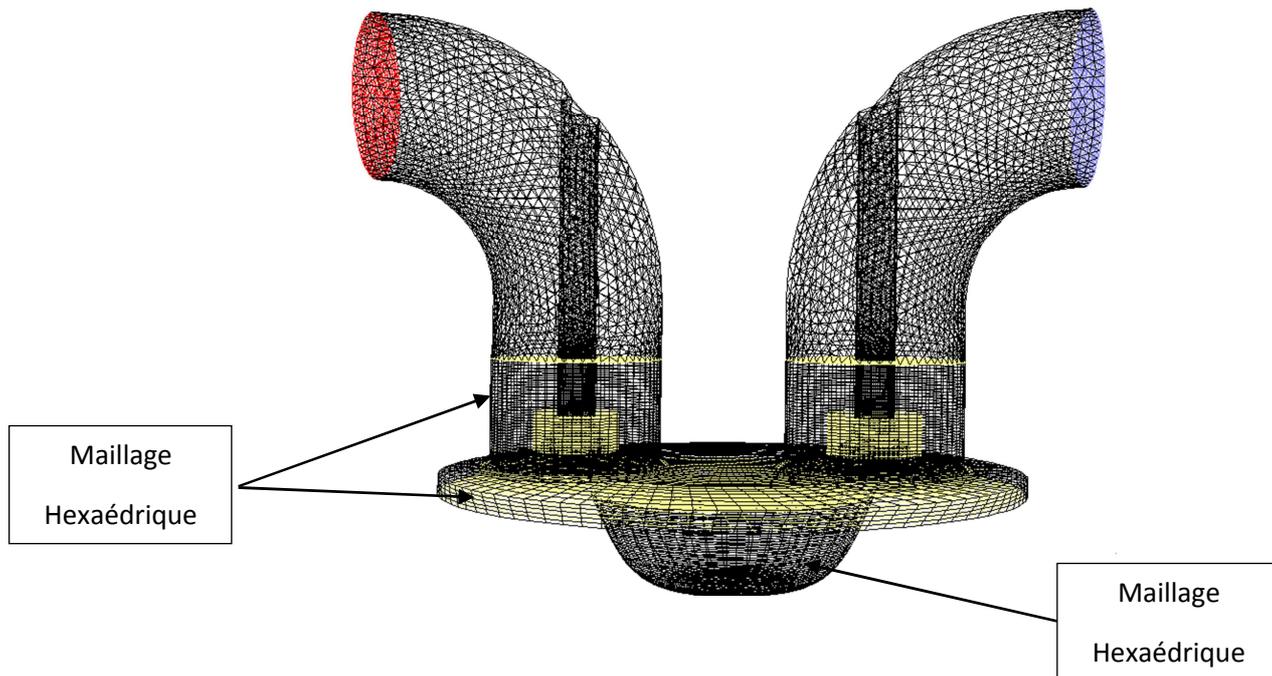


Fig.3. 15. Différents type de maillage de la géométrie 3D.

L'évolution du domaine 3D est donnée dans la figure (3.16). Le nombre des cellules du domaine 3D augmente de 191648 cellules au PMH jusqu'à 567221 au PMB

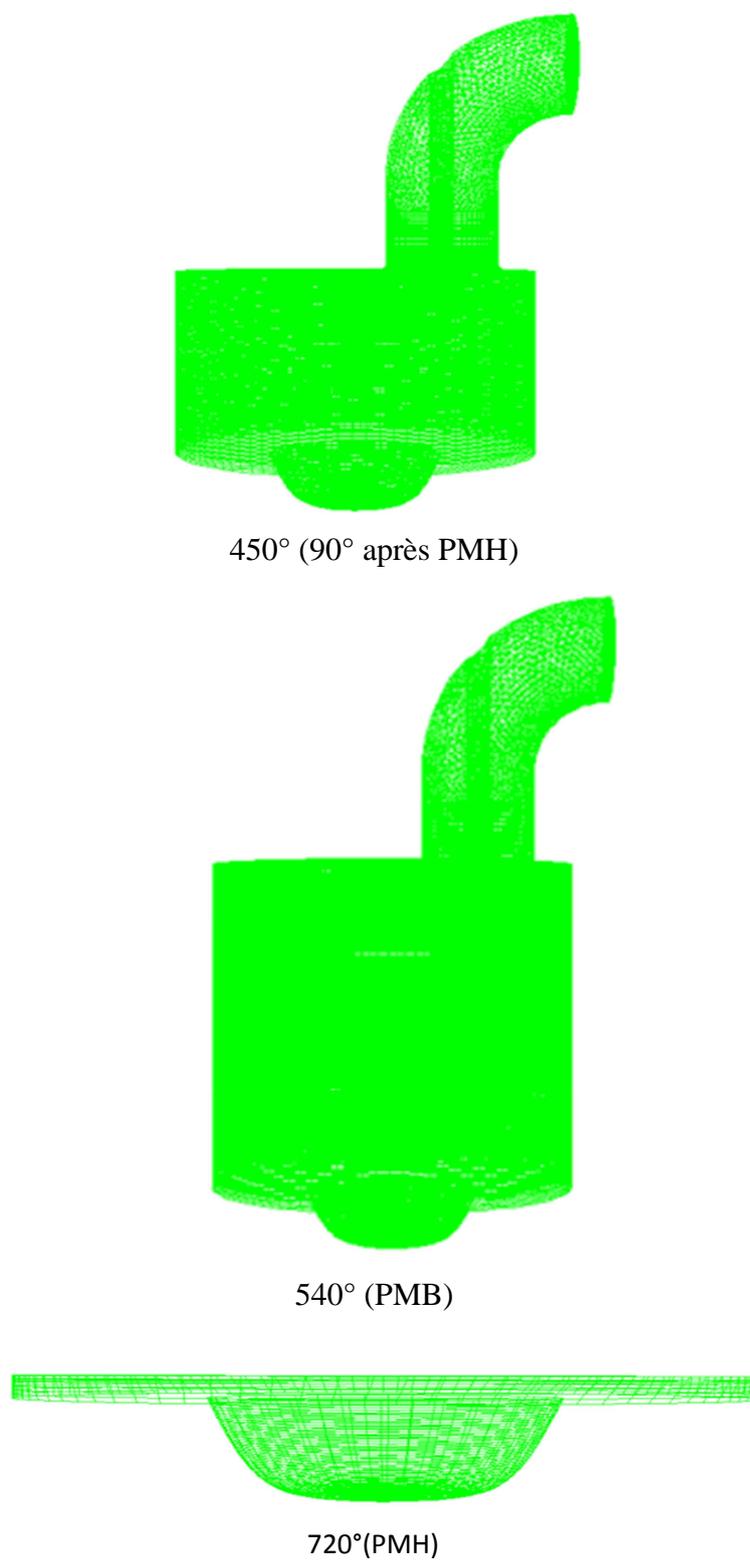


Fig.3. 16. Evolution du domaine de calcul tridimensionnel.

3.7. Condition aux limites et conditions initiales

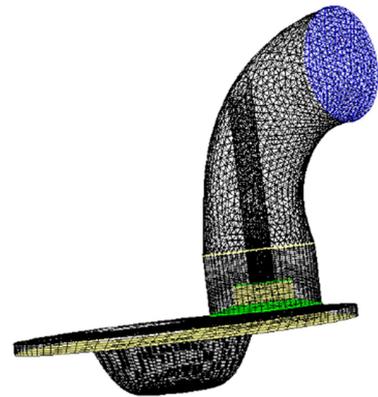
3.7.1. Conduit d'admission

Nous attribuons à l'entrée de la soupape d'admission une condition aux limites de type « **pression à l'entrée** ». La pression d'admission correspond à la pression atmosphérique.

$$P_{absolue} = P_{gauge} + P_{opérationnel}$$

$$= P_{Atmosphérique}$$

- Température d'admission =300K ;
- Fraction massique des espèces
 $Y_{O_2} = 0.2391$, $Y_{N_2} = 0.7609$;
- Intensité de turbulence : 2% ;
- Taux de viscosité turbulente : 10 ;



3.7.2. Injection de combustible

- Type de combustible C_7H_{16}
- Débit (Voire le Tableau)
- Température T=300K ;
- Injecteur : 4 trous ;
- Angle du cône d'injection $\alpha = 15^\circ$

3.7.3. Parois de la chambre de combustion

Les parois sont maintenues à une température constante. Les températures à imposer sont issues de l'expérimentale, ces valeurs sont dans le tableau (3.3).

Le tableau ci-dessous résume les conditions opératoires pour les différentes charges :

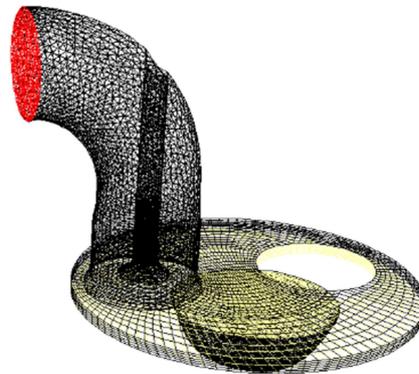
Tableau.3.3. Conditions opératoires.

Charge [%]	Débit fuel [g/min]	Richesse	Température d'admission [K]	Température parois cylindre [K]	Température d'échappement [K]
20	7.354	0.218	306.5	389	461
50	12.38	0.3673	308.2	413	556
70	15.32	0.4545	309.3	427	605.6
90	18.31	0.5433	310.5	442	675

3.7.4. Conduit d'échappement

L'échappement est effectué à l'air libre. La condition choisie à ceci est la « **pression à la sortie** »

- Intensité de turbulence : 2% ;
- Taux de viscosité turbulente : 10 ;



3.8. Les Modèles de Calcul utilisés

Les modèles numérique et physique utilisés dans la simulation sont résumés dans les tableaux ci-dessus

Tableau.3.4. Modèles de calcul.

Modèle	Option
Solveur	Basé sur la pression
Espace de contrôle	3D
Discrétisation temporelle	Instationnaire
Couplage pression- vitesse	Coupled

Tableau.3. 5. Propriétés du mélange.

Propriétés	Méthode	Unité
Masse Volumique	Gaz idéal	kg.m^{-3}
Cp (chaleur spécifique)	Mixing law	$\text{j. kg}^{-1}. \text{K}^{-1}$
Conductivité thermique	Masse-weighted-mixing-law	$\text{W. m}^{-1}. \text{K}^{-1}$
Viscosité constante	Masse-weighted-mixing-law	$\text{kg. m}^{-1}. \text{s}^{-1}$
Diffusion massique	Kinetic theory	$\text{m}^2. \text{s}^{-1}$

Tableau.3.6. Couplage vitesse pression.

Variables	
Algorithme	Coupled
Facteurs de relaxations explicites <ul style="list-style-type: none"> • Quantité de mouvement • Pression 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 0.75 ▪ 0.75

Tableau.3.7. Schémas de discrétisations.

Variables	Schémas d'interpolation
Pression	Amont Second order
Quantité de mouvement	Amont Second order
Densité	Amont Second order
Energie	Amont Second order
Energie cinétique turbulente	Amont Second order
Taux de la dissipation turbulente	Amont Second order

Tableau.3.8. Différents modèles adoptés.

Modèles	Options
Turbulence	k-ϵ Standard , k-ϵ Réalisable , k-ϵ RNG , k-ω SST
Spray	- Break up : Reitz's Wave model - Loi de traînée : Dynamic drag
Dispersion turbulente	Discrete Random Walk
Modèle de combustion	Eddy Dissipation Model (EDM)
Allumage	Hardenburg
Formation NO_x	Thermal NO
Transfert de chaleur	Loi de paroi

3.9. Conclusion

Ce chapitre donne une description détaillée du maillage du moteur Diesel "Lister Petter TS1" monocylindre. Les principaux modèles de simulation sont présentés successivement : cylindres, soupapes, etc. Les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel "FLUENT".

Chapitre 4

Résultats et Discussions

4.1. Introduction

Les modèles de turbulence et les méthodes de calculs associées nécessitent encore et toujours des validations expérimentales sur des configurations de plus en plus proches des cas industriels complexes.

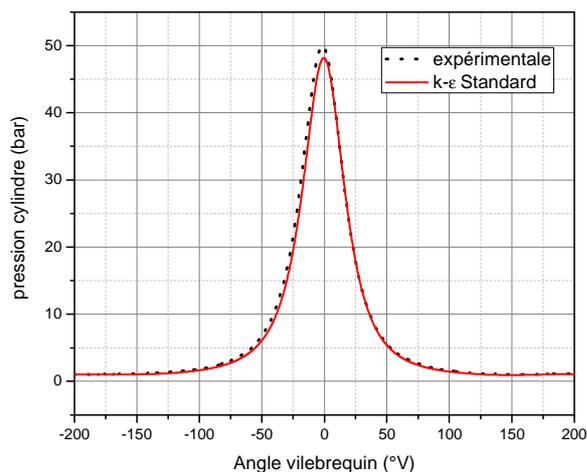
Ce chapitre est consacré essentiellement à la représentation des différents résultats obtenus, suivis par des interprétations et discussions tout en les comparant avec les résultats expérimentaux.

4.2. Cycle à froid

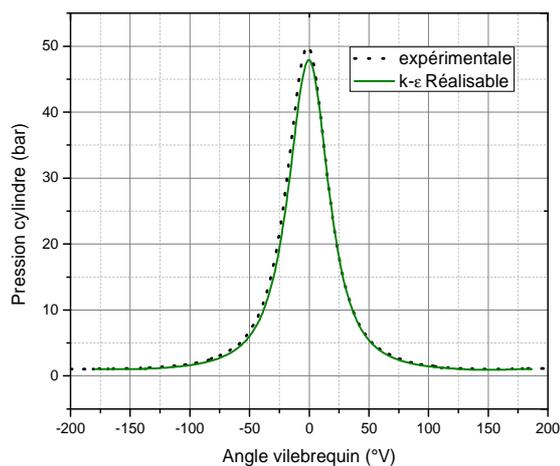
La simulation de l'écoulement à froid dans un moteur concerne l'écoulement du fluide depuis le PMB jusqu'au début de l'allumage sans spray et sans les modèles de chimie. Ceci signifie que la résolution des équations (de la conservation des espèces, de la quantité de mouvement, et de l'énergie) se fait en additionnant seulement un modèle de turbulence. Dans notre cas le traitement de la simulation a été basé sur l'utilisation de quatre modèles de turbulence à savoir le modèle (k- ϵ standard, k- ϵ RNG, k- ϵ Réalisable et le modèle k- ω SST). Ces modèles ont été détaillés au chapitre 2.

4.2.1. Validation du cycle entraîné

Le graphique (4.1) montre l'histoire de la variation de pression modélisée dans le cylindre du moteur. Cette figure présente les courbes de pression obtenues par simulation du modèle en fonction de l'angle vilebrequin, entre -360° et 360° vilebrequin.



(a)



(b)

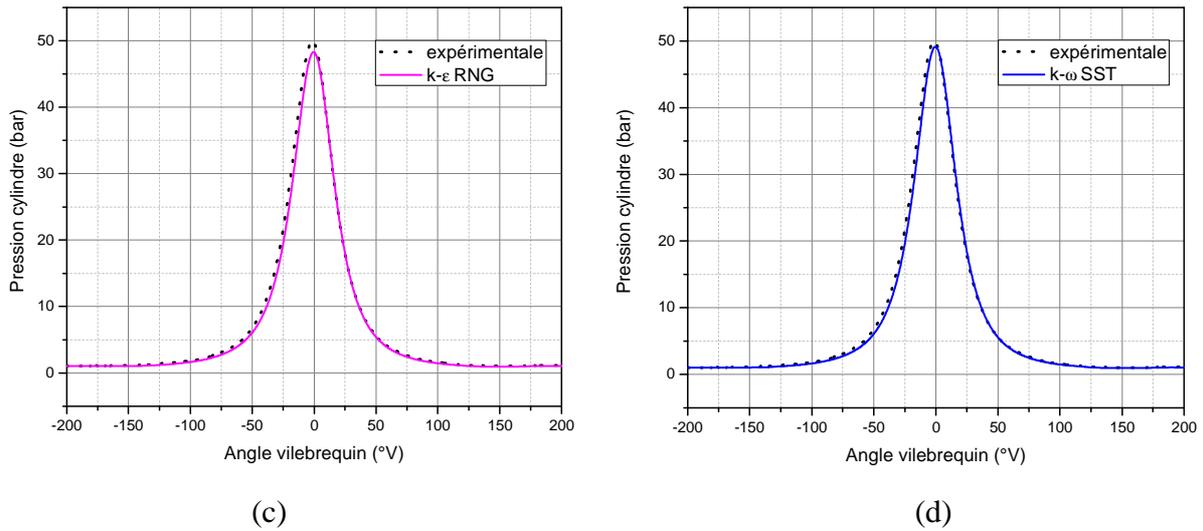


Fig.4. 1.Pression cylindre en fonction d’angle vilebrequin pour différents modèles de turbulence.

On constate que les deux courbes (expérimentale et numérique) ont la même allure et qu’elles sont très proches. La plus grande différence entre les deux courbes est atteinte à la pression maximale du cycle qui est de l’ordre de 3,38% pour le cas (a), 3,90% pour le cas (b) de l’ordre de 3,18% pour le cas (c) et 1,46% pour le cas (d).

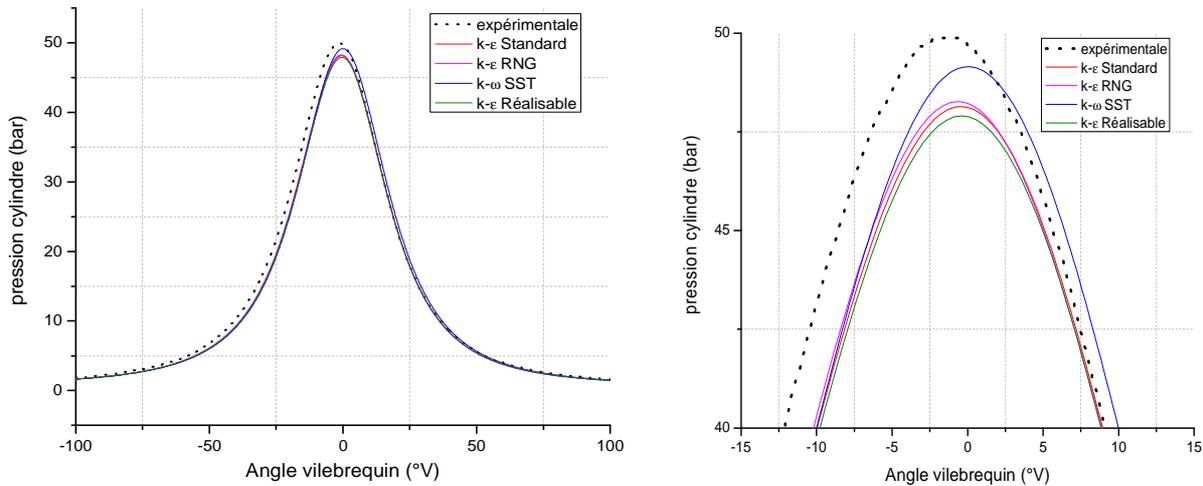


Fig.4. 2.Comparaison entre la pression cylindre calculée et celle mesurée.

Une différence mineure a été observé entre la simulation avec le modèle SST k- ω et l’expérimentale.

La figure (4.3) montre l'évolution de la température des gaz à l'intérieur du cylindre (T_g). La température du cylindre commence à se réchauffer par les parois, puis elle remonte avec une grande pente après la fermeture de la soupape d'admission (RFA) grâce à la compression, puis elle monte avec la pression jusqu'à atteindre 891 K puis elle diminue lors de la phase de détente et enfin elle reste presque constante dans la phase d'échappement. A noter que les gaz sont réchauffés par les parois du cylindre pendant les phases où T_g est inférieure à la température des parois du cylindre (T_p).

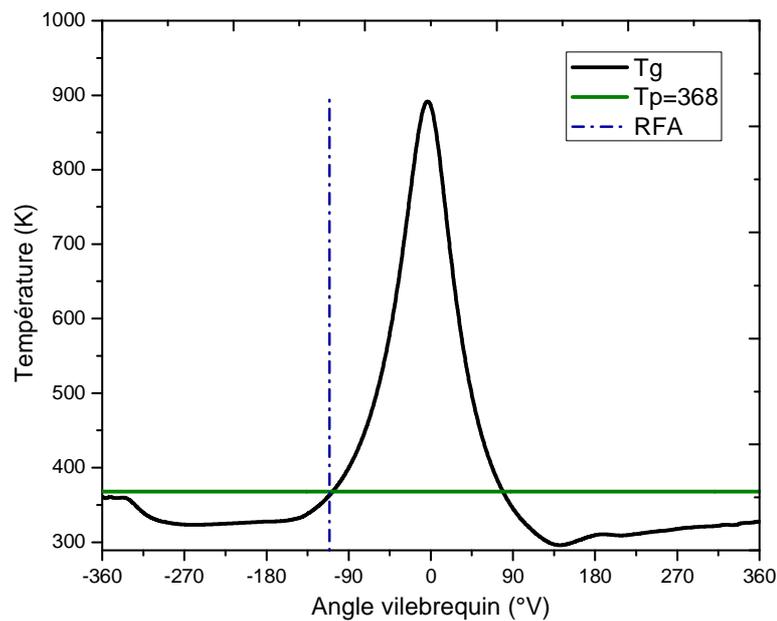


Fig.4. 3. Température des gaz du cylindre.

4.2.2 Aérodynamique interne

L'objectif de la partie suivante est de présenter le champ d'écoulement dans le cylindre sans spray et sans combustion. Dans notre cas, les modèles $k-\epsilon$ standard, $k-\epsilon$ RNG, $k-\epsilon$ Réalisable et le modèle $k-\omega$ SST ont été employés dans la simulation. Deux positions caractéristiques de la phase d'admission (30-60) [°V] après PMH ont été choisies pour visualiser l'écoulement.

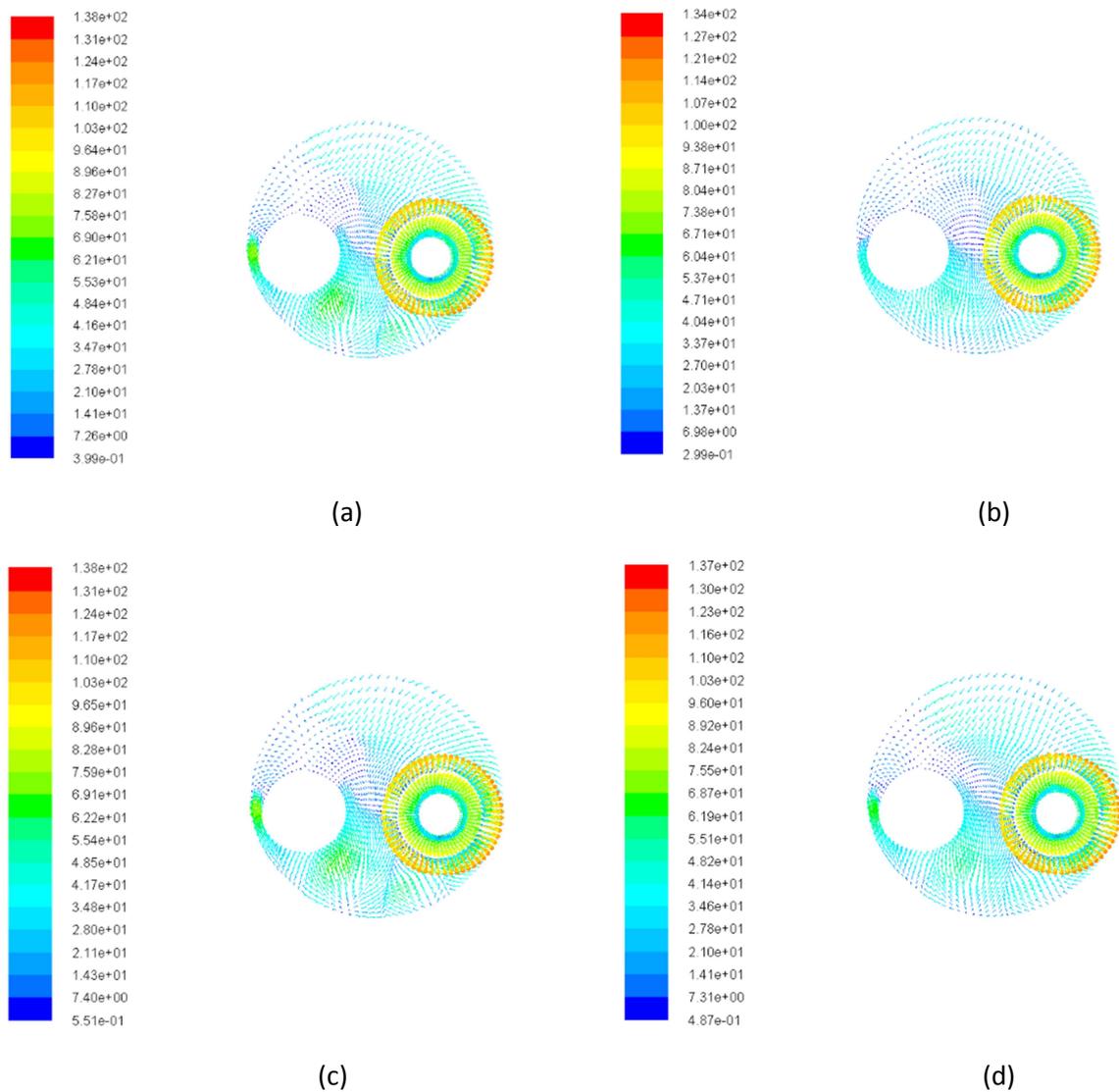


Fig.4. 4. Mouvement de "swirl" à 60 (V°) après le PMH (a) standard $k-\epsilon$, (b) Réalisable $k-\epsilon$, (c) RNG $k-\epsilon$, (d) $k-\omega$ SST.

Pendant le processus d'aspiration d'air, un écoulement appelé "Swirl" (masse en rotation autour de l'axe du cylindre) se produit lorsque l'air aspiré est déchargé tangentiellement vers les parois du cylindre figure (4.4), où il est dévié latéralement vers le bas.

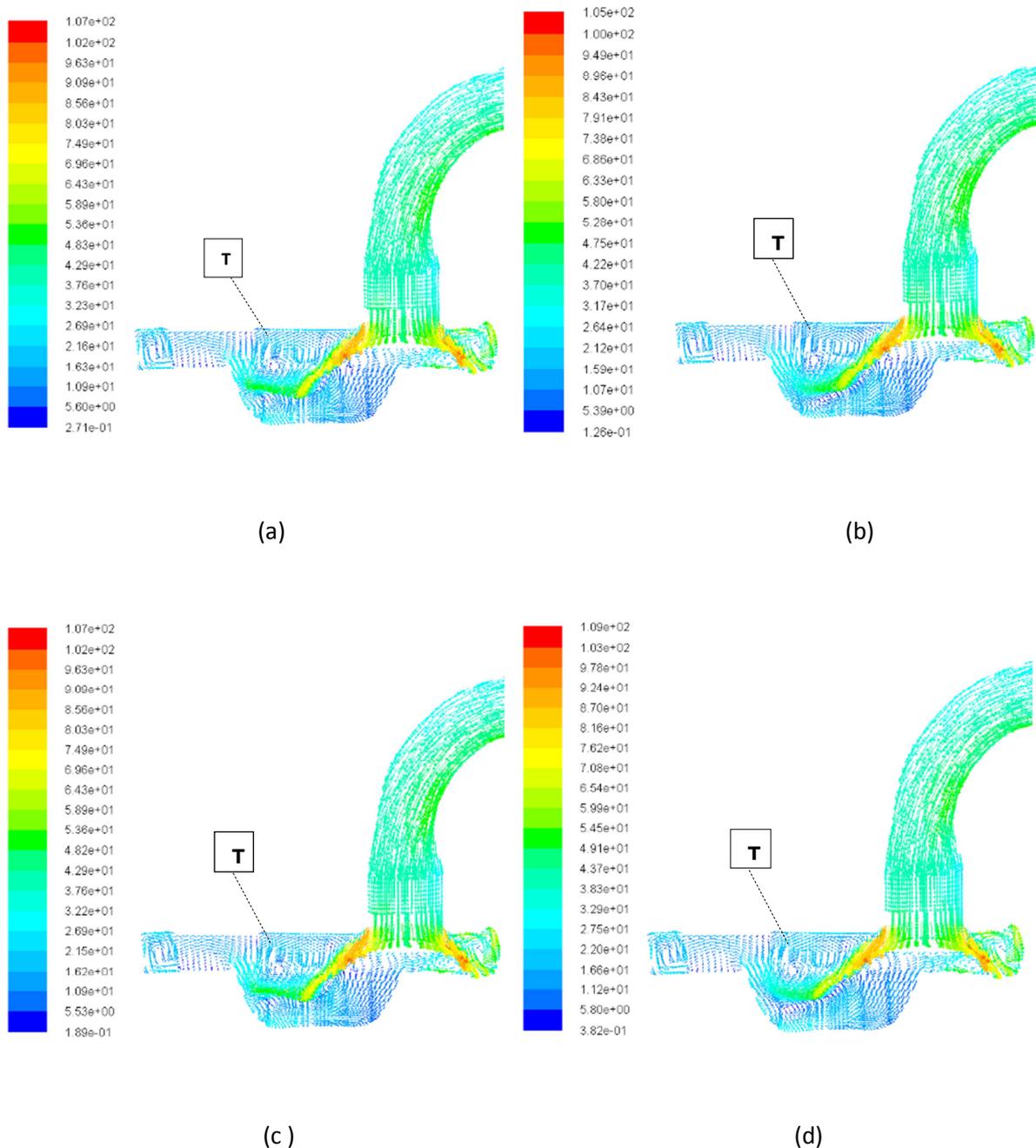


Fig.4. 5. Mouvement de "Tumble" à 30 (V°) après le PMH (a) standard k- ϵ , (b) Réalisable k- ϵ , (c) RNG k- ϵ , (d) k- ω SST.

Une autre configuration d'écoulement occupant la majeure partie du domaine est observée dans la direction transversale que l'on appelle "Tumble" (rotation normale de masse par rapport à l'axe du cylindre).

4.3. Cycle avec combustion à 20% de charge

4.3.1. Pression cylindre

La figure (4.6) présente l'évolution de la pression de cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour tous les modèles testés et obtenue avec le même modèle de combustion EDM. On remarque tout d'abord que tous les modèles de turbulence reproduisent globalement l'allure de la pression du cylindre au cours de tout le cycle moteur.

L'accord est presque parfait entre la pression numérique et expérimentale, Un petit écart est aperçu particulièrement durant la phase de compression. Le pic de la pression cylindre simulée est inférieure à celui expérimental d'environ 10% pour le modèle $k-\varepsilon$ Réalisable.

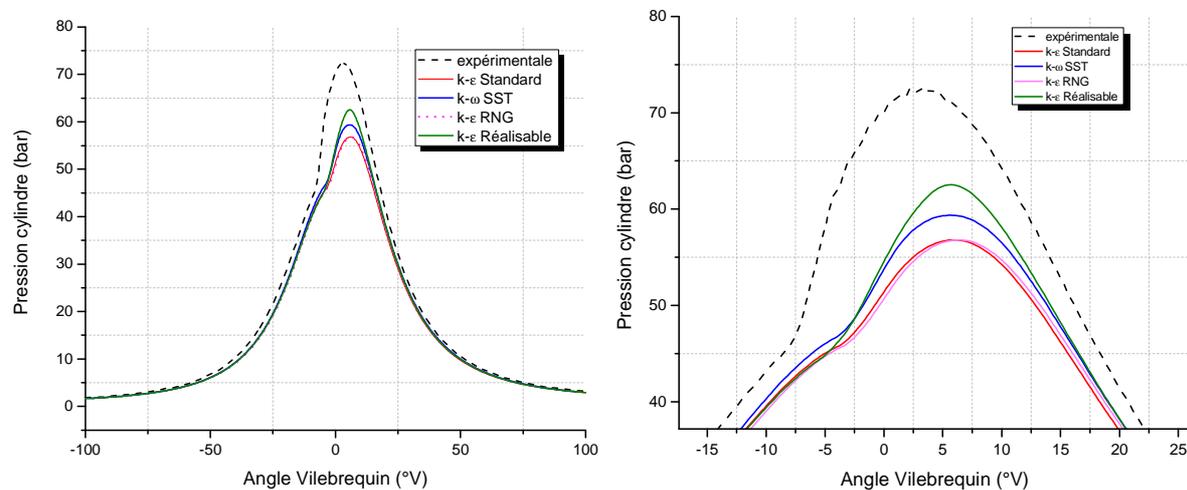


Fig.4. 6. Comparaison entre la pression moyenne instantanée calculée et celle mesurée pour la charge 20%.

L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est probablement dû aux modèles utilisés dans la modélisation du spray, turbulence, combustion et transfert de chaleur. Aussi, on a considéré la vitesse d'injection constante alors que dans le cas réel, elle est variable.

Afin d'améliorer ce résultat on propose de tester d'autres modèles de combustion, et de créer un fichier profile représentant la variation de la vitesse d'injection en fonction de l'angle vilebrequin à partir de l'application de l'équation de Bernoulli [12] :

$$U_{inj} = C_d \sqrt{\frac{2 * (P - P_{mot})}{\rho_{liq}}}$$

ρ_{liq} : La densité du combustible liquide ;

C_d : le coefficient de décharge ;

P_{mot} : Pression sans combustion (cycle entraîné) ;

P : Pression dans la chambre de combustion ;

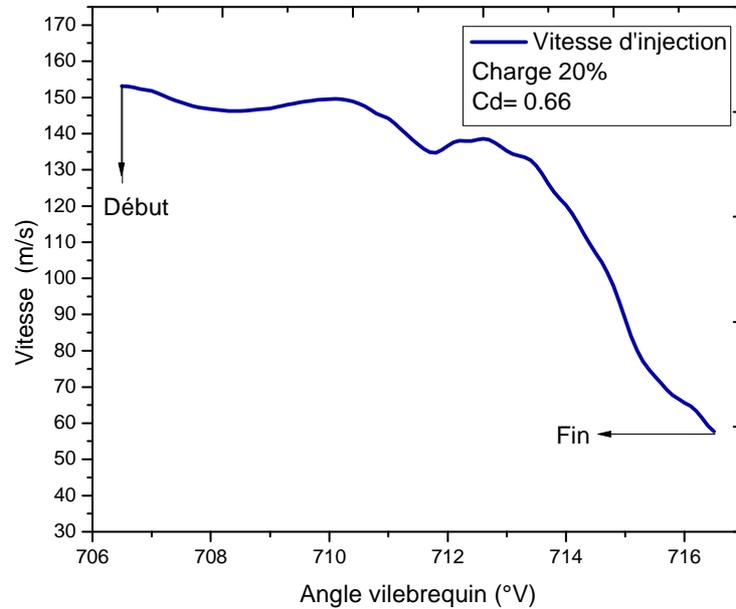


Fig.4. 7. Profil de vitesse d'injection.

4.3.2. Température moyenne dans le cylindre

La figure (4.8) montre l'évolution de la température pour la charge 20%. Sous l'effet de l'aspiration de l'air frais, la température chute immédiatement jusqu'à atteindre une valeur minimale correspondant à l'arrivée du piston au point mort bas. Après la fermeture de la soupape d'admission, la température des gaz s'accroît progressivement à cause de la compression jusqu'à l'amorçage de la combustion où elle va s'amplifier d'une manière très rapide. Après avoir atteint le point mort haut, la descente du piston fait réduire la température à cause de la détente des gaz et l'augmentation de la surface d'échange entre les gaz et les parois du cylindre. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, le refoulement des gaz vers l'extérieur accélère la chute de température.

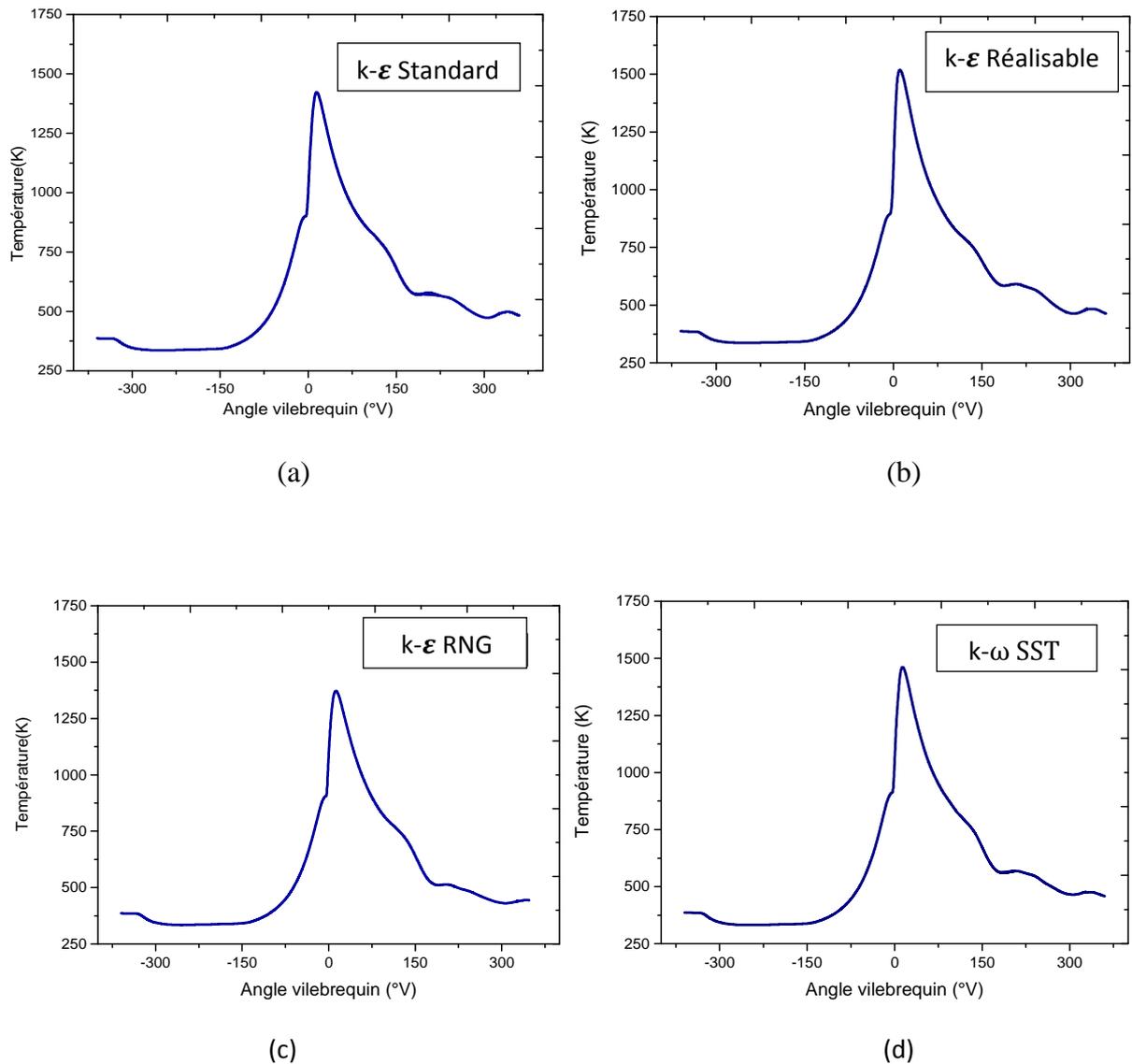


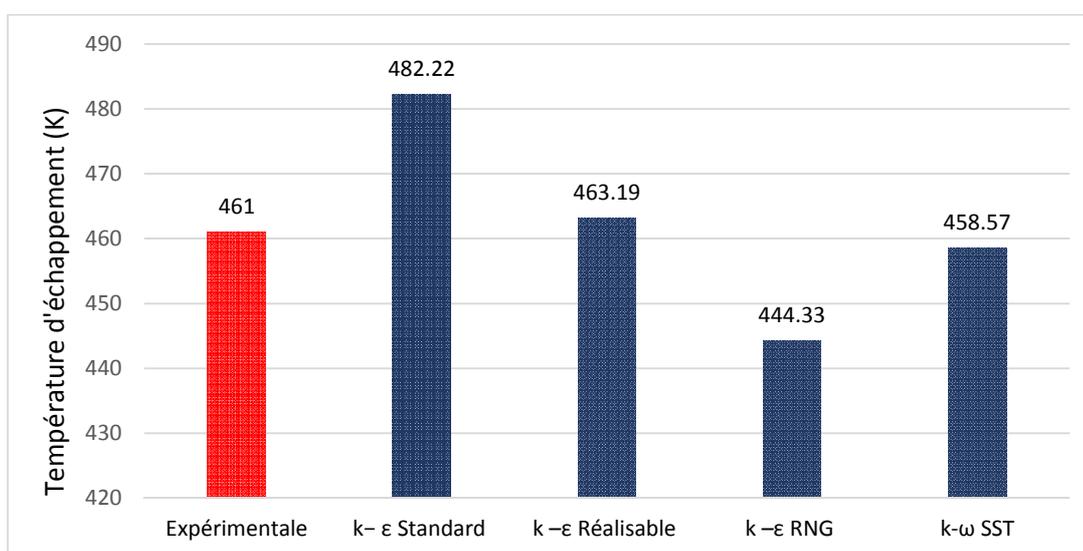
Fig.4. 8. Profils de la température moyenne simulée pour les différents modèles de turbulence.

Nous remarquons une stabilité de la température durant la phase d'échappement. Cette température est surestimée par rapport à celle mesurée dans le collecteur d'échappement pour les deux modèles ($k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ Réalisable) et sous-estimée pour le modèle ($k-\varepsilon$ RNG et le modèle $k-\omega$ SST).

Tableau.4. 1. Les températures d'échappement.

le modèle	$k-\varepsilon$ Standard	$k-\varepsilon$ RNG	$k-\varepsilon$ Réalisable	$k-\omega$ SST
Température d'échappement mesurée (K)	461	461	461	461
Température d'échappement simulée (K)	482,22	444,33	463,19	458,57
Erreur relative %	4,6	3,6	0,4	0,5

La surestimation peut être justifiée par le fait que les résultats fournis par l'expérimentation sont mesurés au niveau du collecteur d'échappement par contre nos résultats numériques sont calculés à l'intérieur de la chambre de combustion durant la phase échappement.

**Fig.4. 9.** Comparaison entre les températures d'échappement.

4.3.3. Analyse de la combustion

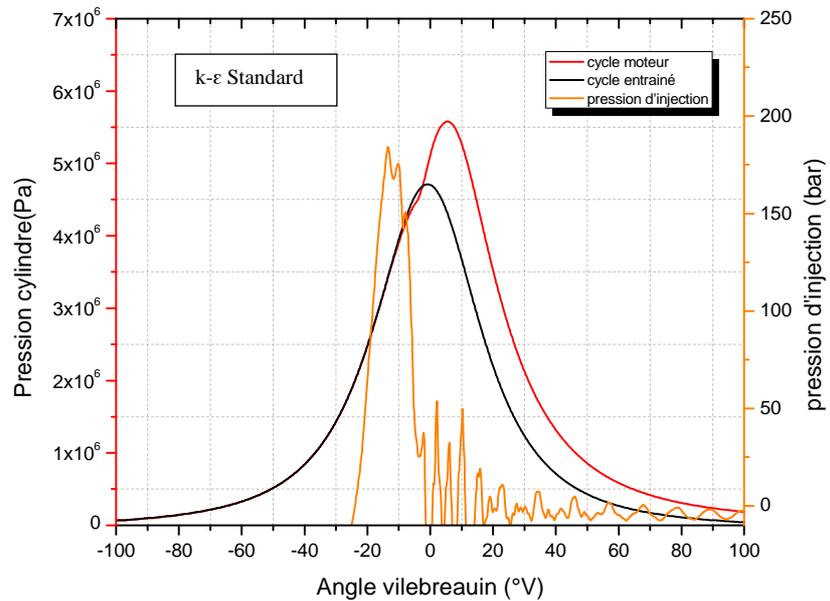
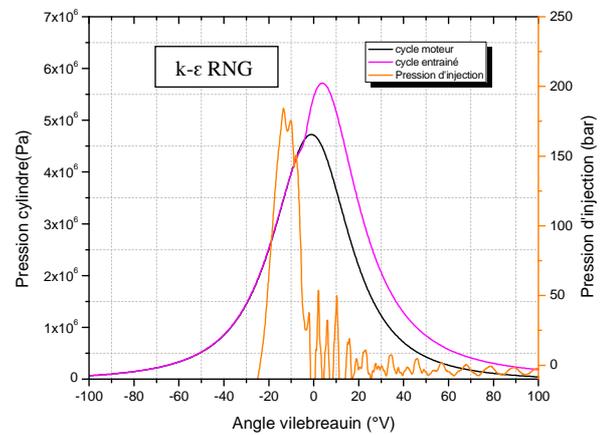
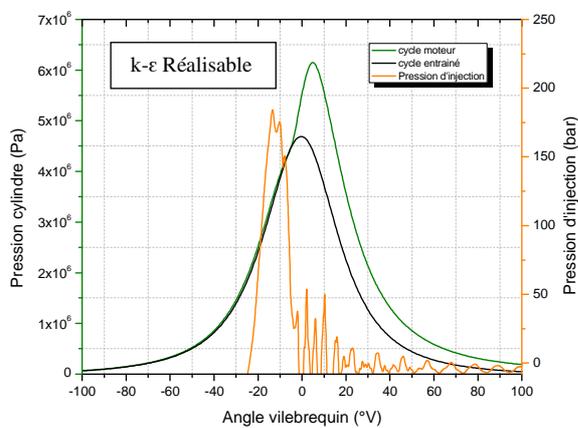


Fig.4. 10. Courbe de pression cylindre avec et sans combustion, pression d'injection.

Les figures (4.10),(4.11) présentent les courbes de la pression cylindre dans les deux cas : avec combustion à 1500 tr/min pour une charge de 20% et le cycle entraîné ainsi la pression de l'injection fournie par l'expérimentation.



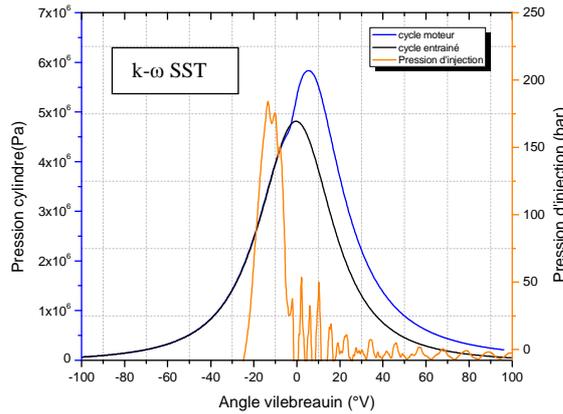


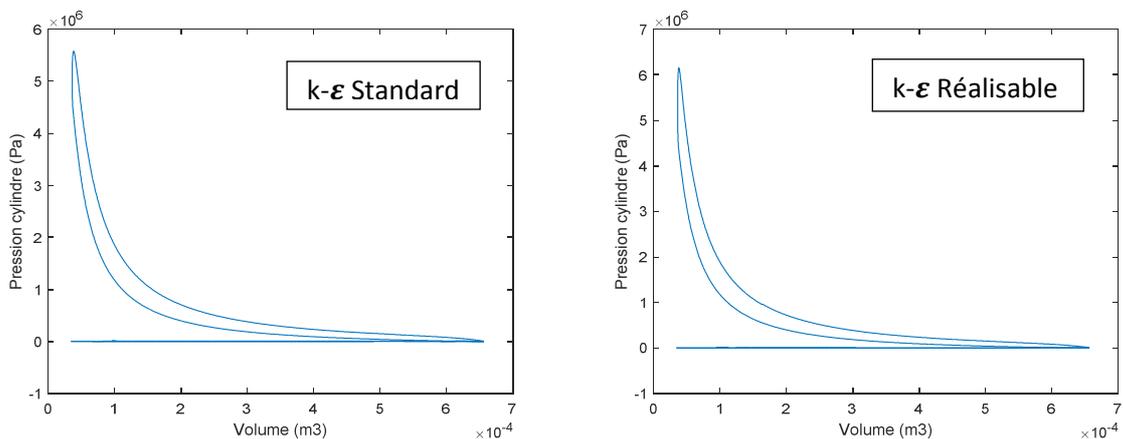
Fig.4. 11. Courbe de pression cylindre avec et sans combustion, pression d'injection.

Dans ces figures, on peut repérer le moment d'ouverture de l'injecteur au premier sommet qui apparaît sur la courbe de la pression d'injection. Egalement, on peut repérer le début de la combustion comme étant le moment de séparation de la courbe de pression du cycle moteur de celle du cycle entraîné.

4.3.4. Performances énergétiques

- **Diagramme (P-V)**

La figure (4.12) montre l'évolution du diagramme (P-V), on remarque que les résultats numériques obtenus suivent sensiblement le diagramme (P-V) expérimentale.



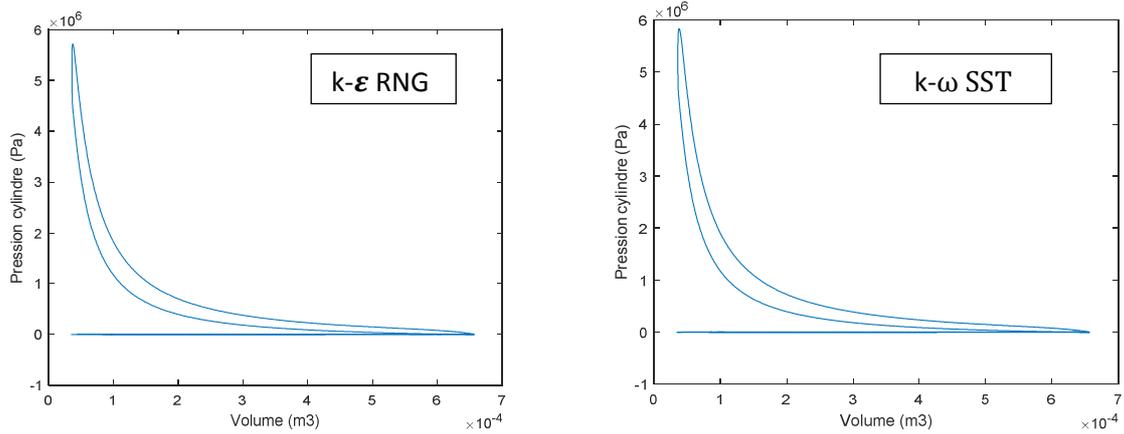


Fig.4. 12. Evolution du diagramme P-V pour les différents modèles.

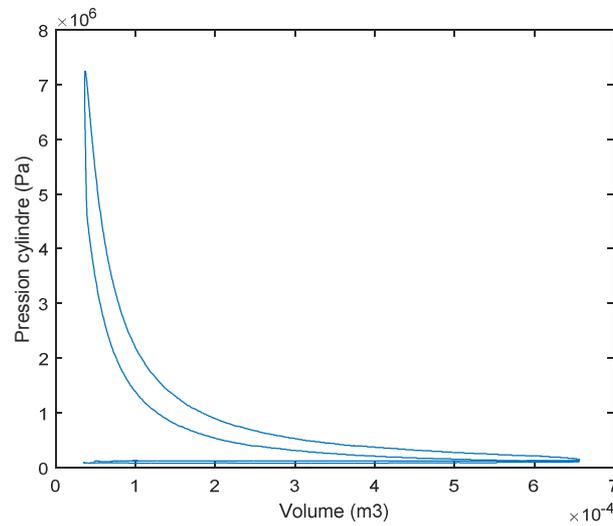


Fig.4. 13. Evolution du diagramme P-V expérimentale

- **Puissance indiquée et Consommation spécifique**

Tableau.4. 2. Performances énergétiques

	Expérimentale	k-ε Standard	k-ε Réalisable	k-ε RNG	k-ω SST
P _{ind} [kW]	2,49	2,14	2,31	2,09	2,29
CSI [g/kWh]	177,23	206,33	190,47	210,89	192,70
η _i	0,46	0,39	0,42	0,38	0,43

4.3.5. Produits de la combustion

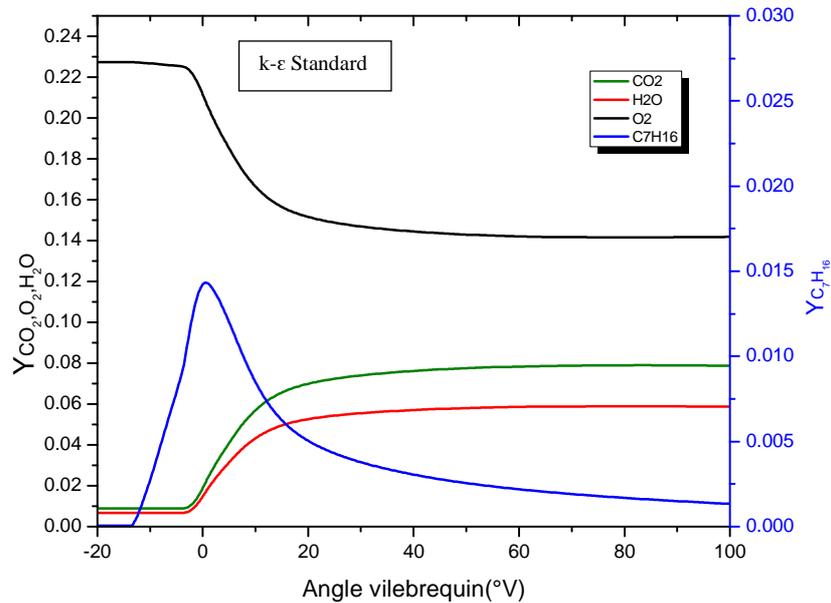
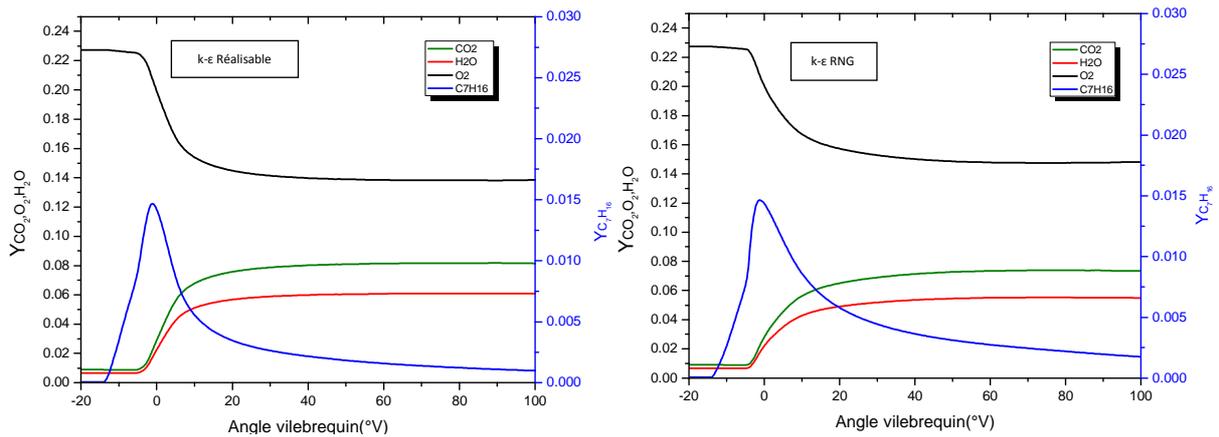


Fig. 4. 14.Évolutions des concentrations moyennes de C_7H_{16} , O_2 , H_2O et CO_2 durant un cycle pour la charge 20%.

Les figures (4.14), (4.15) représentent les évolutions des fractions massiques du C_7H_{16} de l'oxygène O_2 et des deux produits de réaction H_2O et CO_2 durant la phase de combustion pour la charge 20%. Les fractions de H_2O et de CO_2 augmentent rapidement durant la phase de prémélange et continuent à augmenter, mais lentement durant la phase de diffusion.



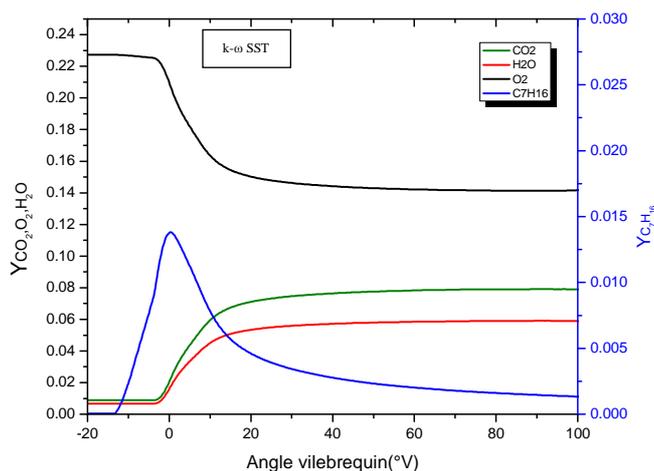


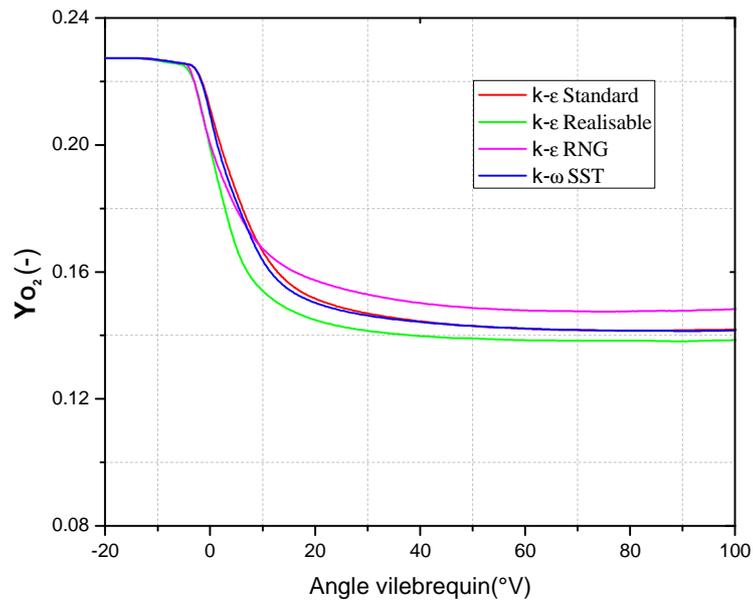
Fig.4. 15. Evolution des fractions des C_7H_{16} , O_2 , H_2O et CO_2 durant le cycle pour une charge de 20%.

Les figures (4.16) (4.17) (4.18) présentent les résultats de différents modèles de turbulence utilisés. D'une manière générale, il y a une bonne concordance entre les données expérimentales et les valeurs numériques.

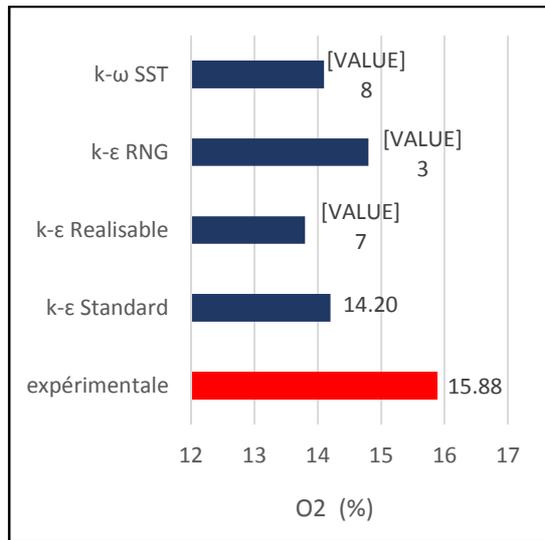
La figure (4.16) représente l'évolution des fractions massiques de O_2 pour différents modèles de turbulence, on remarque qu'il n'y a que peu de différences entre les valeurs de concentrations avec la valeur mesurée.

La figure (4.17) présente l'évolution de concentration de CO_2 des différents modèles avec la valeur expérimentale, on remarque qu'il y a présence d'une légère différence.

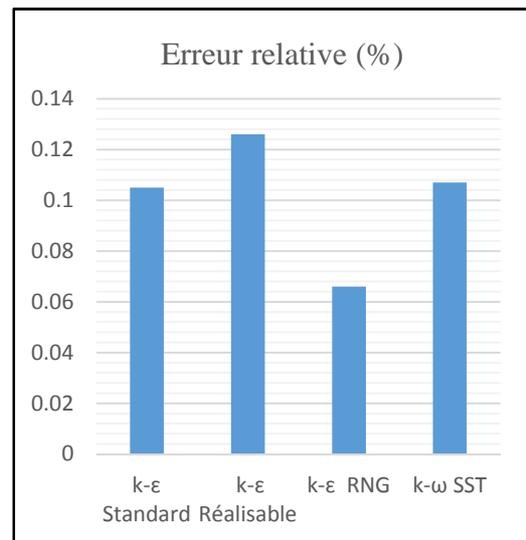
Dans la figure (4.18) ; un petit décalage entre les résultats numérique de l'évolution de C_7H_{16} et l'expérimentale est remarqué.



(a)

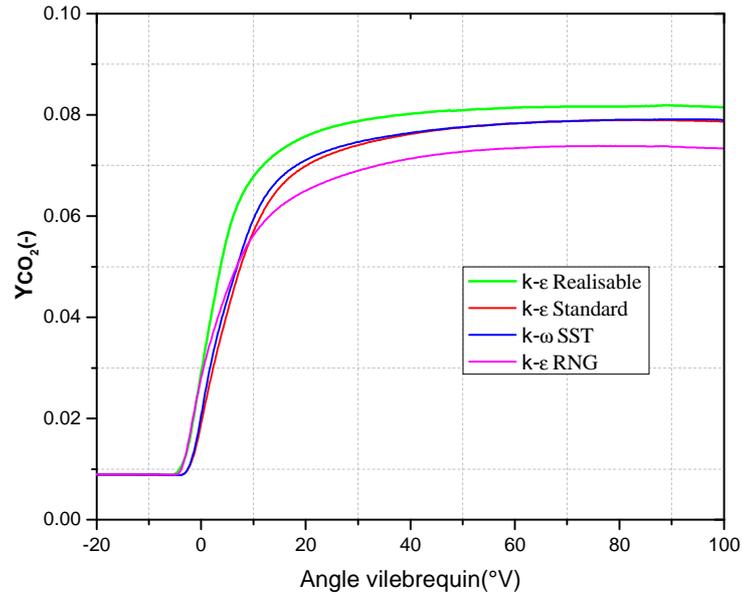


(b)

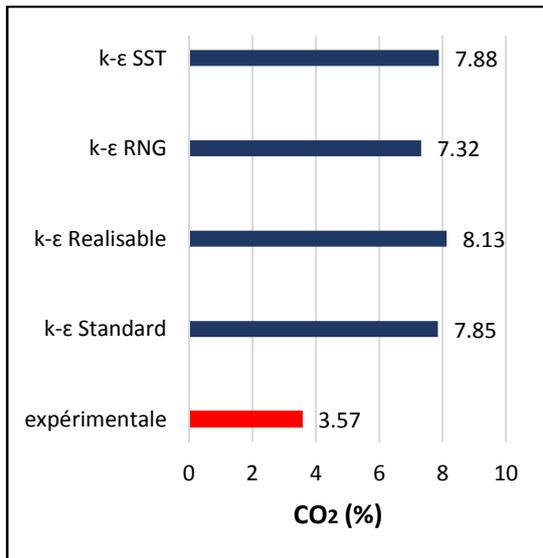


(c)

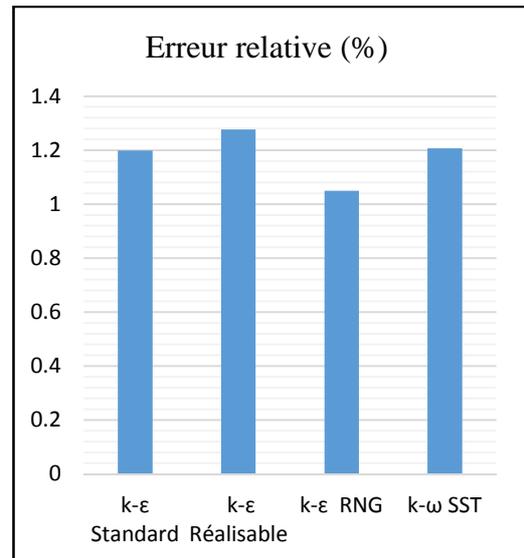
Fig.4. 16. (a) L'évolution des fractions massiques de O_2 (b) Comparaison de pourcentage du O_2 avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.



(a)

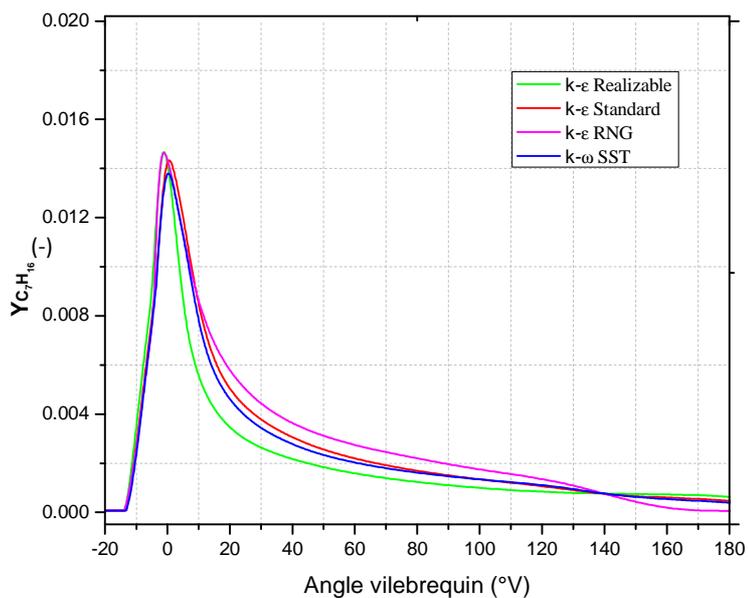


(b)

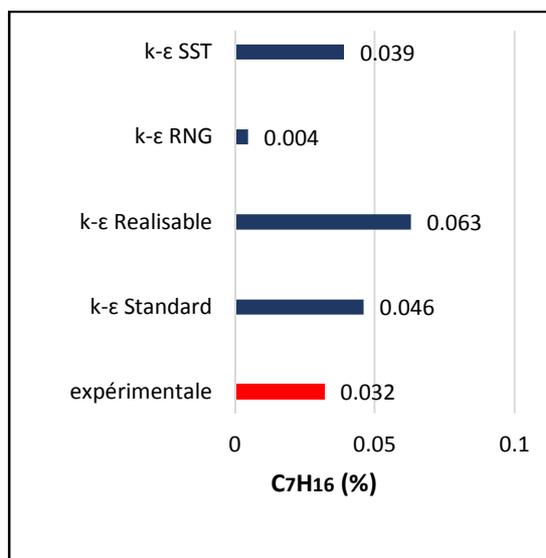


(c)

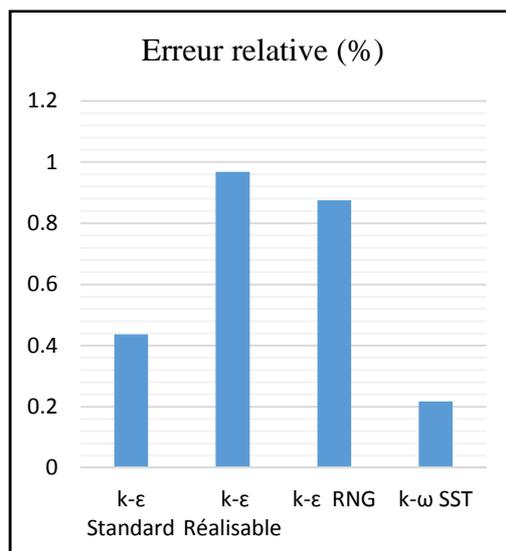
Fig.4. 17. (a) L'évolution des fractions massiques de CO₂ (b) Comparaison de pourcentage du CO₂ avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.



(a)



(b)



(c)

Fig.4. 18. (a) L'évolution des fractions massiques de C_7H_{16} (b) Comparaison de pourcentage du C_7H_{16} avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.

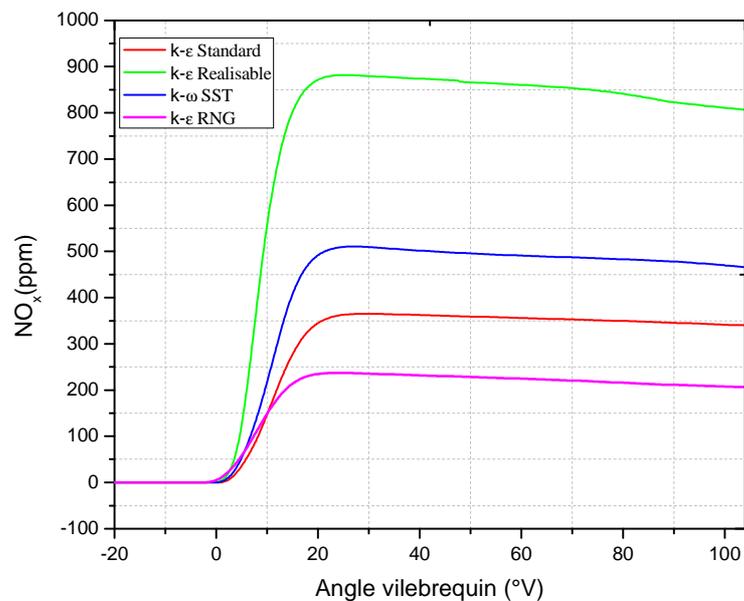
Le modèle k-ε RNG est le plus proche des données expérimentales et prédit de façon satisfaisante l'évolution des concentrations de O_2 et CO_2 .

4.3.5.1. Formation des polluants

En simulant le processus de combustion dans un moteur, non seulement les champs de température et de la propagation de la flamme sont calculés, mais la formation des polluants peut être également prévue.

- **Formation de NO_x**

La figure (4.18) montre la concentration moyenne de NO_x. L'élévation de cette concentration se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion. La formation de NO_x augmente avec la progression de la combustion et l'augmentation de la pression moyenne dans le cylindre. Après le pic de la pression, les températures des gaz brûlés diminuent en raison de leur détente et à cause des transferts de chaleur à travers les parois du cylindre. Cet abaissement de température amorti la chimie de NO_x et sa concentration demeure relativement constante.



(a)

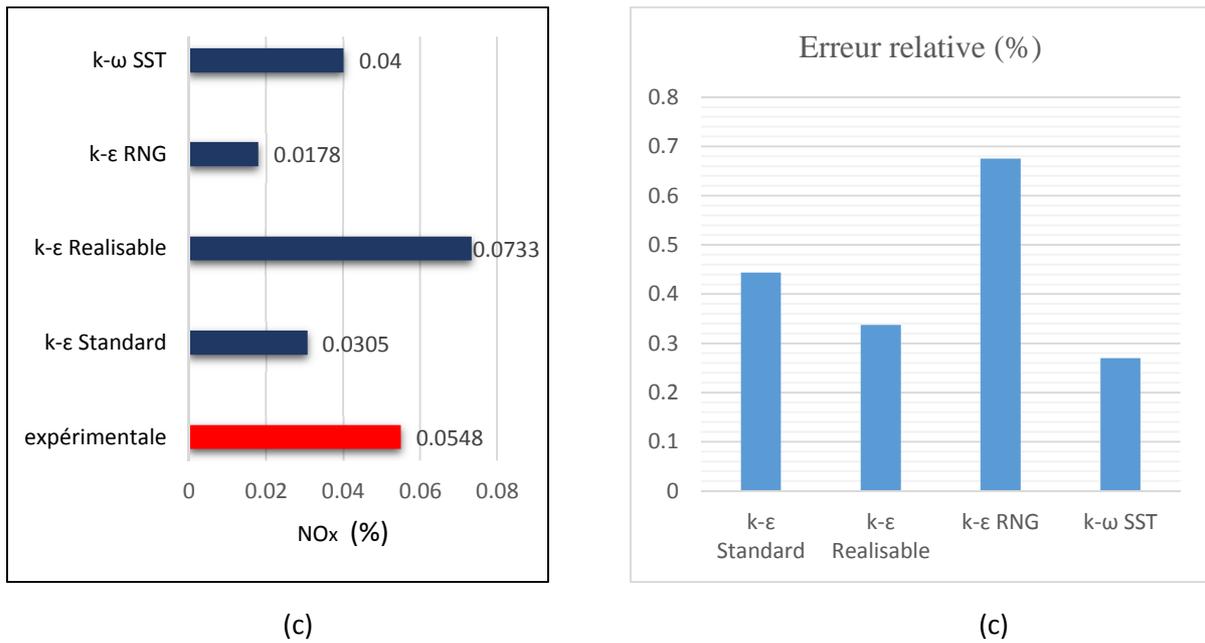


Fig.4. 19. (a) Emission des NO_x au cours d'un cycle, (b) Comparaison du pourcentage de NO_x avec l'expérimentale, (c) Erreurs relatives.

• **Formation de Suies**

La Figure (4.19) montre l'évolution des émissions des particules de suies. On remarque que les concentrations augmentent juste après l'injection, puis elles diminuent après la combustion jusqu'à la stabilisation.

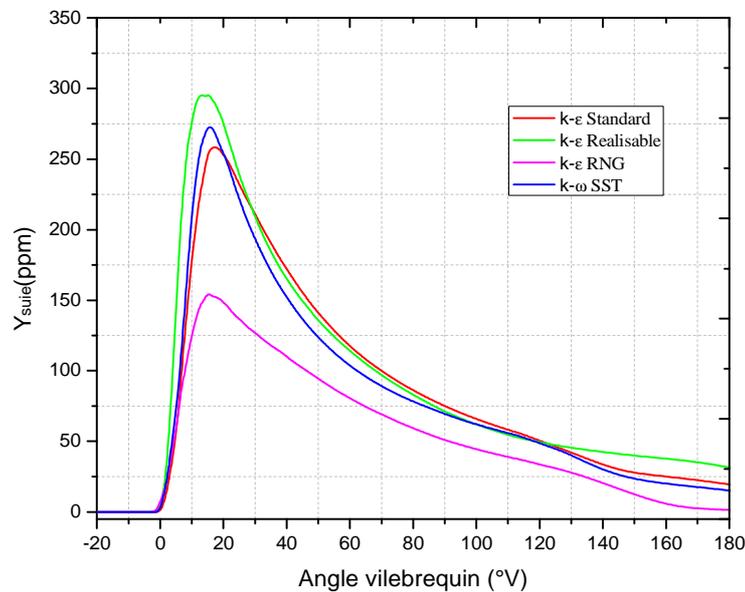


Fig.4. 20. Evolution des émissions des suies pour les différents modèles de turbulences.

4.4. Cycle avec combustion à 90% de charge

4.4.1. Pression cylindre

La figure (4.6) présente l'évolution de la pression de cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour la charge de 90%.

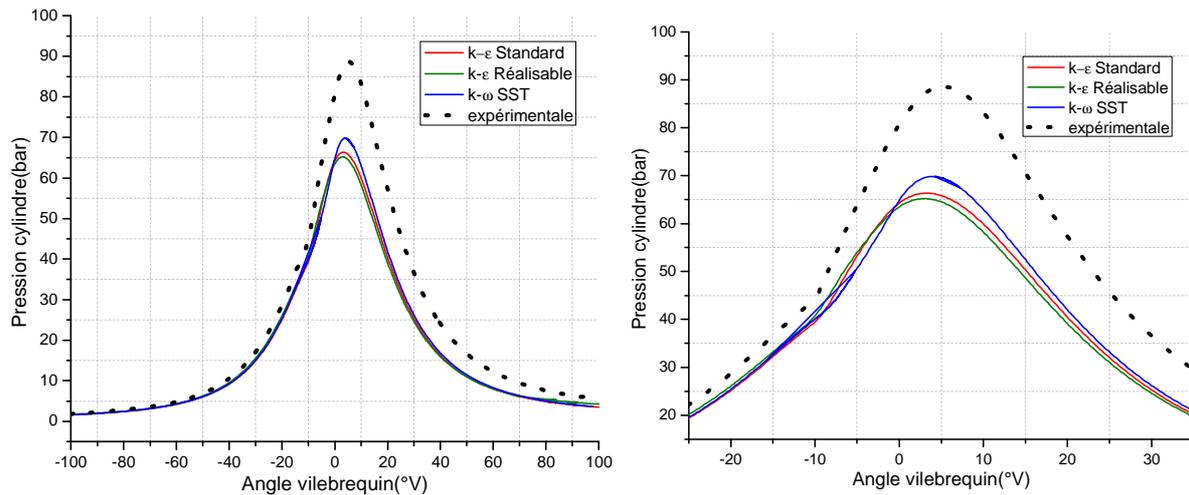


Fig.4. 21. Comparaison entre la pression moyenne instantanée calculée et celle mesurée pour la charge 90%.

Les résultats obtenues sont des résultats partielles ce qui ne permet pas de montrer l'évolution des différents produits de combustion ainsi que la dispersion des gaz polluants.

Cette simulation reste très coûteuse en temps de calcul et cela dépend considérablement de la puissance des calculateurs dont nous disposons.

4.5. Conclusion

Ce dernier chapitre expose les résultats obtenus par la simulation avec le code "FLUENT" et leurs analyses. Nous avons effectué une simulation en 3D du cycle moteur à froid et avec combustion.

Pour une charge de 20%, l'influence du choix du modèle de turbulence est considérable. Aussi, parmi les modèles de turbulence étudiés, les résultats obtenus avec le modèle $k-\epsilon$ Réalisable pour cette charge, sont les plus proches des résultats expérimentaux, en considérant principalement la pression cylindre.

Conclusion générale

Conclusion générale

La combustion reste aujourd'hui encore le moyen le plus répandu pour transformer une énergie potentielle chimique emmagasinée dans les combustibles en une forme d'énergie exploitable. Dans la plupart des applications, cette combustion est turbulente, c'est-à-dire qu'elle a lieu au sein d'un écoulement turbulent qui assure d'une part un mélange efficace des différents réactifs et d'autre part une intensité de combustion élevée.

Dans cette étude, nous avons mené une investigation numérique concernant le processus de combustion dans un moteur Diesel. Les simulations numériques montrent à la fois une simplicité, une économie et une performance, pour étudier et comprendre le processus de combustion qui est en fait l'ensemble de trois phénomènes complexes : l'écoulement diphasique, la combustion et la turbulence.

Le but de ce travail était essentiellement de simuler un écoulement réactif avec la présence d'un spray dans un moteur Diesel "Lister Petter ST1" utilisant le logiciel Ansys-FLUENT.

Les objectifs suivants ont pu être atteints :

- La connaissance des phénomènes de mélange et de combustion dans un moteur diesel à injection directe, l'évolution du processus de combustion et les mécanismes de formation des émissions polluantes ; de NOx et des suies.
- La mise au point d'une simulation numérique qui peut être utilisée, entre autres, pour étudier des pistes d'améliorations de moteur Diesel.
- La validation de cette simulation pour un cycle entraîné et avec combustion.
- L'étude de l'influence du choix du modèle de turbulence sur les résultats de la simulation, à travers la comparaison de quatre modèles de turbulence.

Il ressort d'abord que pour une charge de 20%, l'influence du choix du modèle de turbulence est considérable. Aussi, parmi les modèles de turbulence étudiés, les résultats obtenus avec le modèle $k-\varepsilon$ Réalisable pour cette charge, sont les plus proches des résultats expérimentaux, en considérant principalement la pression cylindre. Néanmoins, d'autres

simulations avec diverses autres charges sont nécessaires pour tirer des conclusions plus générales et recommander s'il y a lieu le modèle le plus approprié. Mais, comme ces simulations sont très coûteuses en temps et moyens de calcul et vu le temps alloué à ce travail, nous proposons cette étude en perspective.

Références bibliographiques

- [1] M.M. Mazari & A. Moumene. Etude de l'effet de la vitesse et du temps de compression sur les performances et les émissions du moteur diesel. Mémoire de magistère, Ecole Militaire Polytechnique Bordj El Bahri, Alger, 2013.
- [2] Connaissance des moteurs.moteurs à combustion- description, fvb.ffc Constructiv, 2012.
- [3] O. Grondin. Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de doctorat, Université de Rouen, 2004.
- [4] P. Sovanna. Généralité sur les moteurs thermique.Cours,2005.
- [5] S. Zahi. Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2006.
- [6] I. Ba. Etude de la combustion dans le moteur diesel PIELSTICK PC4-2 pour une amélioration des performances. Mémoire de magistère, Département Génie Electromécanique ESP/Dakar
- [7] R. Bouguessa. Contribution à la simulation numérique de la combustion dans un moteur à allumage par compression. Mémoire de Magistère, Ecole Militaire Polytechnique Bordj El Bahri, Alger, 2013.
- [8] N. Mahfoudi. Modélisation thermodynamique d'un moteur à pistons : calcul des émissions de NOX. Mémoire de magister, Université Mentouri, Constantine, 2006.
- [9] X. RITTER. Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à came en tête. Thèse de doctorat, Institut national des sciences appliquées, Lyon, 2006.
- [10] R. Belala. Simulation en CFD de la combustion du biodiesel dans un moteur diesel. Mémoire de magister, Ecole Militaire Polytechnique Borj El Bahri, Alger, 2014.
- [11] G. Alix. Comparaison de concepts de moteur diesel en vue de leur hybridation Bilan des émissions de CO2 suivant l'usage en véhicule. Thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 2008.
- [12] M.L. Gozim. Contribution à l'étude de transfert de chaleur dans le moteur diesel. Mémoire de Magistère, Ecole Militaire Polytechnique Bordj El Bahri, Alger, 2014.
- [13] Connaissance des moteurs.moteurs diesel, fvb.ffc Constructiv, 2012.
- [14] M. Benhassaine.Etude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés Piston-chemise en moteur Diesel.Thèse de doctorat,Ecole centrale,Lyon, 1992.
- [15] A. Haupais.Combustion dans les moteurs Diesel. Techniques de l'Ingénieur, B 2 700.
- [16] M.S. Lounici. Notes de cours : Moteurs à combustion interne, FSI UMBB Boumerdes, 2014.

- [17] J.B. Moreau. Modélisation de l'écoulement polyphasique à l'intérieur et en sortie des injecteurs diesel. Thèse de doctorat. Institut national Polytechnique de Toulouse, 2005.
- [18] P. Sovanna. Moteurs thermiques : particularités du moteur diesel, 2004.
- [19] G. Vaitilingom. Utilisation des biocarburants dans les moteurs à allumage par compression, 2013.
- [20] F. Labed. Détection des défauts dans le système de combustion d'un moteur Diesel. Mémoire de magister. Université Badji Mokhtar Annaba, 2007.
- [21] K. Bousouara. Etude des émissions polluantes et des moyens de dépollution dans les moteurs à combustion interne. Thèse de doctorat, Université de Constantine, 2010.
- [22] L. Tarabet. Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules. Thèse de doctorat, Ecole Des Mines De Nantes, 2012.
- [23] J.B. Heywood. Internal combustion engines fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
- [24] K. Cheikh. Investigations numériques du processus de combustion dans un moteur diesel. Mémoire de Magistère, Université M'hamed Bougara, Boumerdes, 2009.
- [25] V. Iorga-Siman. Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable. Thèse de doctorat, Université de Pitesti, 2012.
- [26] F. Lagrèze. Séparation membranaire de l'azote et de l'oxygène : application à la diminution des émissions d'oxydes d'azote des moteurs Diesel. Thèse de doctorat, Ecole Centrale Paris, 2010.
- [27] M.S. Lounici. Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs. Thèse de doctorat, Université M'hamed Bougara, Boumerdes, 2011.
- [28] M. Diaby. Compréhension des mécanismes de formation de dépôts en fond de première gorge de piston de moteurs Diesel. Thèse de doctorat, Ecole polytechnique, Paris, 2009.
- [29] L. Martinez. Simulation aux grandes échelles de l'injection de carburant liquide dans les moteurs à combustion interne. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2009.
- [30] J. Reveillon. Simulation et modélisation de la combustion turbulente des écoulements diphasiques. Thèse de doctorat, université de Rouen, Coria, 2004.
- [31] B.L. Alex, M. Daniel and D. R. Reitz. modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays, 1993.
- [32] N. Dumont. Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs diesel. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Toulouse, 2004.
- [33] B. Duret. Simulation numérique directe des écoulements liquide-gaz avec évaporation : application à l'atomisation. Thèse de doctorat, INSA de Rouen, 2013.

- [34] F.X. Demoulin. Contribution à la modélisation de la combustion turbulente des milieux à deux phases. Thèse de doctorat, Université de Provence –Aix, Marseille, 1999.
- [35] C. Stevenin. Etude de l'atomisation d'un jet d'eau haute vitesse Application à l'irrigation par aspersion et à la pulvérisation. Thèse de doctorat, École Centrale Marseille, 2012.
- [36] G. Ma. Modélisation 1D de la combustion diesel : Application a un moteur automobile. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2013.
- [37] M. Abdelbaki. Etude numérique de la combustion turbulente du prémélange pauvre méthane/air enrichi a l'hydrogène. Thèse de doctorat, Université d'Orléans, 2009.
- [38] R.Vincent. Contribution à la Modélisation des Ecoulements Turbulents Réactifs Partiellement Prémélangés. Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2007.
- [39] F. Pecquery. Développement d'un modèle numérique de prédiction des émissions d'oxydes d'azote pour la simulation aux grandes échelles de chambres de combustion aéronautiques. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Rouen, 2013.
- [40] V. Fichet. Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. Thèse de Doctorat, École Centrale Paris, 2008.
- [41] Y. Moule. Modélisation et Simulation de la Combustion dans les Écoulements Rapides : Applications aux Superstatoréacteurs. Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2013.
- [42] Y. Marchesse. Modélisation de la turbulence. École catholique d'arts et métiers, Lyon, 2009.
- [43] F. Bouras. Simulation de la combustion turbulente non-premelangee par le modele « L.E.S ». Mémoire de Magistère, Université de Batna, 2006.
- [44] C. Matt. An Evaluation of Turbulence Models for the Numerical Study of Forced and Natural Convective Flow in Atria. Queen's University Kingston Ontario, Canada, 2009.
- [45] www.memoireonline.com
Mourad Boudjeris. Université Saad Dahleb, Blida, Ingénieur d'état en aéronautique, 2011.
- [46] A.P. Cruz. Modelisation de l'auto-inflamation de la combustion pour les moteurs diesel. Thèse de doctorat, université de pierre et Marie Curie, Paris, 1997.
- [47] S. Noui. Etude Numérique de la Combustion des Gaz dans un Four de Cimenterie. Mémoire de Magistère, Université Hadj-Lakhder, Batna, 2006.
- [48] K. Mukund. Cold flow simulation in internal combustion engines using dynamic mesh, journal of applied sciences. Department of Production Engineering, PSG College of Technology Peelamedu, Coimbatore, Tamil Nadu, India-641004.

- [49] J.S. Wang, T.L. Chan, C.S. Cheung, C.W. Leung, W.T. Hung. Three-dimensional pollutant concentration dispersion of a vehicular exhaust plume in the real atmosphere, *Atmospheric Environment* 40 (2006) 484–497.
- [50] J. Basha, I. Prasad. Simulation of In-Cylinder Processes in a Diesel engine with various injection timings", *Journal of Engineering and Applied Science*. Vol 4, 2009.
- [51] S.W. Park, D.R. Reitz. A gas jet superposition model for CFD modeling of group-hole nozzle sprays, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30 (2009) 1193–1201.
- [52] S. Malagutia, G. Baglia, S. Piccininib, G. Cantorea. Development of a multi-component based methodology for the simulation of reacting high injection pressure Diesel sprays 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013. *Energy Procedia* 45 (2014) 879-888.
- [53] E. Mattarella, C.A. Rinaldina, I.G. Valeri. CFD-3D analysis of a light duty Dual Fuel (Diesel/Natural Gas) combustion engine 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013 *Energy Procedia* 45 (2014) 929 – 937.
- [54] N. Raeie, S. Emami, O.K. Sadaghiyani. Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine *Propulsion and Power Research*, 2014.
- [55] A. Broatch, X. Margot, A. Gil, C. Donayre. Influence of the injection conditions and load on the combustion chamber resonance in DI Automotive Diesel Engines *CMT-Motores Térmicos*, Universidad Politécnica de Valencia.
- [56] B. GEOFFROY. Distribution à soupapes. *Techniques de l'Ingénieur*, Doc. B 2 805.
- [57] O. SIMOU. Analyse vibratoire et optimisation d'un ressort de soupape. *Mémoire de Magistère*, INSA Strasbourg, 2011.
- [58] D. Descieux. Modélisation et comparaison Thermo-énergétique de systèmes de cogénération. *Thèse de doctorat*, Université Henri Poincaré Nancy 1, 2007.
- [59] E. Ollivier. Contribution à la caractérisation des transferts thermiques dans les moteurs à allumage commandé : application à la détection du cliquetis , 2006.