REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITEYAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

L'effet du champ magnétique sur l'atomisation d'un jet liquide injecté dans un cylindre, Application à un moteur diesel.

Présenté par :

- Guendouze Dhehbiya
- Aneka Khadidja

Proposé et Dirigé par :

- Dr.ZIRARI Mounir
- Dr. BOUGHARDAOUI Rachid

Promotion 2019

Remerciements

En premier lieu, nous tenons à remercier Allah, notre créateur,

Pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier

***D_r.Zirarimounir** notre encadreur,*

Et les membres du Jury qui évaluera ce travail.

Nous remercions également

Tous les professeurs du département de Génie Mécanique.

Sans oublier de remercier

Toutesles personnes qui ont participé, de près

Ou de loin, à perfectionner notre formation,

Et à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Grace à ALLAH je dédie ce Travail a :

Mon très cher père

Ma très Chée mère

Mes frères et Sœurs :

Hamza, Nasreddine et Samira.

Tous mes amis surtout :

Fayza, Souria, Naima, Saliha,

Akila, Chahra et Djihan.

Toute ma famille.

Dhehbiya

Dédicaces

*Je tiens a remercié**mes parents***

Qu'ils trouvent, ici, l'expression de ma reconnaissance infinie

*Je tiens à remercier Mes frères**Mohamed ,Elhadj et Abderrahmale*

*Mes sœurs**Djamila ,Razika, Amina, Fadhila et Ratiba*

Je tiens à remercier Ma Mon fiansé

Je tiens à remercier toute la famille

ANEKA, Moussa et Arab

Je tiens à remercier tous mes amis

Dans la faculté de technologies

Khadidja

الملخص

القيود الحالية ، الإيكولوجية والاقتصادية فرضت على الشركات الصانعة لسيارات ذات محرك الديزل للحد من استهلاكها للوقود وتلوثها للمحيط. في الواقع ،فان معايير التلوث صارمة بشكل متزايد. توقعات السائق من حيث متعة القيادة والأداء هي أيضا مهمة جدا. يجب أن يكون محرك السيارة نظيفًا وفعالًا اليوم.

لتحسين محرك الديزل الجديد ، يجب على المرء أن يفهم بدقة الظواهر الفيزيائية المعنية وحقن معين. تتيح طرق التشخيص البصرية في الوقت الحاضر معرفة التدفقات في هذه المحركات ولكنها لا تسمح حتى الآن بالوصول إلى تمثيل جيد في ثلاثة أبعاد. على وجه الخصوص ، رشاشات الديزل كثيفة بصريًا ويظل من الصعب الوصول إلى المنطقة القريبة من المحقن الذي يحدث فيه الانحلال والتشتيت والتبخير الأولي للوقود. هذه الملاحظة صحيحة أكثر لان التحليل التجريبي للرذاذ يجب أن يتم تحت ظروف التشغيل لمحرك الديزل. طريقة أخرى لتحليل الفيزياء هي عن طريق تحسين محركات الديزل بالحقن المباشر بمحاكاة عددية.

تجعل المحاكاة الرقمية من الممكن الوصول إلى جميع التدفق في غرفة الاحتراق (المدخول ، التدفق في الحاقن ، إلخ). هناك أدوات مختلفة من المحاكاة الرقمية للتدفق على مرحلتين ,في هذه الدراسة نقترح تقنية CFD، وكذلك دراسة الخصائص الهندسية للحاقن بهدف إلقاء الضوء على المعاملات التجريبية التي تشتت المرحلة السائلة.

الكلمات المفتاحية: حقن السائل , تشتت, الارتشار, محاكاة رقمية ,CFD,عنصر محدود, تدفق مضطرب, نمذجة.

Résumé

Les contraintes écologiques et économiques actuelles ont imposé aux entreprises industrielles des voitures à moteur diesel de réduire leur consommation de carburant et la pollution des océans. En fait, les normes de pollution sont de plus en plus strictes. Les attentes du conducteur en termes de plaisir de conduire et de performance sont également très importantes. Le moteur de la voiture doit être propre et efficace aujourd'hui.

Pour améliorer le nouveau moteur diesel, il faut bien comprendre les phénomènes physiques impliqués et les injections données. Les méthodes de diagnostic visuelles permettent actuellement de connaître les flux dans ces moteurs mais ne permettent pas encore d'accéder à une bonne représentation en trois dimensions. En particulier, les pulvérisations visuellement denses de diesel restent difficiles à atteindre près de la seringue qui se produit lors de la l'atomisation et la dispersion et l'évaporation initiale de la zone de carburant. Cette observation est plus correcte car l'analyse pilote de la pulvérisation doit être effectuée dans les conditions de fonctionnement du moteur diesel. Une autre façon d'analyser la physique consiste à améliorer les moteurs diesel à injection directe par simulation numérique.

La simulation numérique permet d'atteindre tous les débits dans la chambre de combustion (admission, débit de l'injecteur, etc.). Il existe différents outils de la simulation numérique de l'écoulement di phasique dans cette étude nous proposons la technique CFD, ainsi que l'étude des caractéristiques techniques de l'injecteur afin de mettre en lumière les paramètres que la dispersion expérimentale de la phase liquide.

Mots clés: injection liquide, dispersion, atomisation, simulation numérique, CFD, élément fini, écoulement turbulent, modélisation.

Abstract

Current environmental and economic constraints have forced diesel engine companies to reduce fuel consumption and reduce pollution of the oceans. In fact, pollution standards are becoming more stringent. The driver's expectations in terms of driving pleasure and performance are also very important. The car's engine must be clean and efficient today.

To improve the new diesel engine, one must understand the physical phenomena involved and the given injections. The visual diagnostic methods currently make it possible to know the flows in these engines but do not yet allow access to a good representation in three dimensions. In particular, visually dense diesel sprays remain difficult to reach near the syringe that occurs during the atomization and dispersion and initial evaporation of the fuel zone. This observation is more correct because the pilot analysis of the spraying must be carried out under the operating conditions of the diesel engine. Another way to analyze physics is to improve direct injection diesel engines using digital simulation.

The numerical simulation makes it possible to reach all the flow rates in the combustion chamber (intake, flow rate of the injector, etc.). There are different tools of the numerical simulation of the phase flow in this study we propose the technique CFD, as well as the study of the technical characteristics of the injector in order to highlight the parameters that the experimental dispersion of the liquid phase.

Key words: liquid injection, dispersion, atomization, numerical simulation, CFD, finite element, turbulent flow, modeling.

TABLE DES MATIÈRES

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale.....1

ChapitreI: Recherche Bibliographique

I.1 Introduction……. …3

I.2 Moteur Diesel…….....3

I.3. Principe de fonctionnement d'un moteur Diesel……..……3

I.3.1.description des principaux organes d'un moteur diesel…….. ….4

I.3.1.1. Le bloc-moteur……..4

I.3.1.2. Le piston……...4

I.3.1.3. Le système de distribution……...4

I.3.1.4. La bielle……4

I.3.1.5. Le vilebrequin……...5

I.4. Description du cycle moteur ……6

I.4.1. Description du cycle moteur à 4 temps ……6

I.4.1.1. 1ertemps : Admission……...6

I.4.1.2. 2èmetemps : compression……6

I.4.1.2. 2èmetemps : compression……6

I.4.1.4. 4èmetemps : échappement……7

I.5. Types des moteurs Diesel……8

I.5.1. Système à injection direct……8

I.5.2. Système à injection indirect……..9

I.5.2.1. Moteurs à préchambre de combustion……..9

I.5.2.2. Moteurs à chambre de turbulence…….9
I.5.3. Comparaison entre les systèmes d'injection……...…10
I.6. Combustion dans les moteurs Diesel …….10
I.6.1. Approche globale de la combustion……...10
I.6.2. Déroulement de la combustion ……...11
I.6.2.1. Etape I : Délai d'auto-inflammation (ab)……...12
I.6.2.2. Etape II : combustion pré mélangée (bc)……12
I.6.2.3. Etape III : Combustion contrôlée (cd)……12
I.6.2.4. Etape IV : Combustion tardive (de)……13
I.7. Aérodynamique interne du moteur ……...…13
I.7.1. Mouvement tangentiel de rotation (swirl)……13
I.7.2. Mouvement radial (squish)……...14
I.7.3. Mouvement axial – tumble……...14
I.7.4. L'écoulement généré par interaction entre les parois piston-cylindre……..15
I.8. Émissions polluantes des moteurs Diesel ……..15
I.8.1. Le Monoxyde de carbone……...15
I.8.2. Les Hydrocarbures imbrulés……...16
I.8.3. Les Particules fines…….17
I.8.4. Les oxyde d'azote……..17
I.9: Etat de l'art……..…19
I.10. Conclusion……20

Chapitre II: Equations Régissant Les Ecoulements Réactifs.

II.1. Introduction……...21
II.2. Équation de phase gazeuse……21
II.2.1. Équation de continuité……...21
II .2.2. Équation de quantité de mouvement……21
II.2.3. Équation de l'énergie…….22

II.2.4. Équations de transport des espèces……...23

II.3La trainée dynamique ……24

II.4. Fractionnement du Spray……..24

II.4.1. Atomisation primair……..25

II.4.2. Atomisation secondaire…….26

II.4.2.1. Modèle Wave……26

II.4.2.2. Modèle TAB……..27

II.5. Caractéristiques d'un écoulement turbulent……..28

II.5.1. Notion de turbulence…….28

II.5.2. Nombre de Reynolds…….29

II.6. Modélisation de la turbulence……...30

II.6.1. Approches numériques de laturbulence……30

II.6.2.1. Modèle k-epsilon Standard……...31

II.6.2.2. Modèle k-epsilon RNG…….31

II.6.2.3. Modèle k-epsilon réalisable …….31

II.6.2.4. Modèle K-Omega Standard…….....32

II.6.2.5. Modèle K-Omega SST (Shear-stress-Transprt)……32

II.7. Traitement de la couche limite…….....32

II.7.1. Loi de paroi……...33

II.8.Economiseur de carburant…… 34

II.8.1.Comment ça marche……...35

II.8.2.Avantages ……35

II.9. Conclusion…….35

Chapitre III : Solution Numérique.

III.1.Introduction…….36

III.2/ Méthodes de discrétisation……...36

III.2.1/ Méthode des différences finies……...…….37

III.2.2. méthode des volumes finis……..37

III.2.3. Méthodes des éléments finis……...37

III.2.3.1/ Présentation de la méthode……..38

III.3: Présentation et description du logiciel ANSYS……..39

III.4. Maillage……..40

III.5.Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini…….41

III.5.1. Bilan Thermique : Equation de Chaleur……..41

III.5.2. Forme discrétisée : éléments finis……..42

III.5.3/ Représentation globale du champ de températures……43

III.5.4/ Discrétisation de la forme intégrale faible……..43

III.6. conclusion……44

Chapitre IV : Résultats Et Discussions.

IV.1. Introduction ……45

IV.2. Identification……...45

IV.3. Résultats des simulations numériques…….46

Premier cas :

Angle d'injection de (0°) les deux trous on parallèles……..48

Angle d'injection de (5°) les deux trous on parallèles……50

Angle d'injection de (10°) les deux trous on parallèles……..52

Deuxième cas :

Etude de l'influence de la force électromagnétique sur la dynamique de jet…….54

Troisième cas :

Force électromagnétique : radial ……58

Force électromagnétique : axial ……..65

IV.Conclusion……...70

IV. Conclusion générale……71

LISTE DESFIGURES

Fig.I.1 : Architecture mécanique d'un moteur alternatif à 4 cylindres [5].

Fig.I.2 : Diagramme de Clapeyron d'un cycle théorique thermodynamique du moteur diesel.

Fig.I.3 : Cycle quatre temps pour un moteur à allumage par compression.

Fig.I.4 : Injection directe.

Fig.I.5 : Moteur à préchambre de combustion.

Fig.I.6 : Moteur à chambre de turbulence.

Fig.I.7 : Evolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin [18].

Fig.I.8 : Mouvement de swirl dans un moteur diesel.

Fig.I.9 : Mouvement de tumble dans un moteur diesel.

Fig.I.10 : Schéma du modèle d'écoulement dans le coin piston-cylindre [18].

Fig. I.11 Super économiseur de carburant.

Fig. II. 1 : Atomisation d'un jet de carburant [34].

Fig. II.2 Principe du modèle de Reitz.

Fig. II. 3. 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]

Fig. II. 4. Illustration schématique de la Cascade d'énergie turbulente de Kolmogorov [40].

Fig. II. 5. Traitement près des parois [9].

Fig. III.1 : méthode de discrétisations [13]

Fig. III.2 : Démarche éléments finis.

Fig. III.3: Représentation spatiale de L'interface d'ANSYS.

Fig. III.4 : Maillages structuré et non structuré.

Fig. III.5 : bilan thermique.

Fig. III.6 : domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par15Nœuds.

Fig. IV. 1 *:* représentation Spatiale de laconfiguration géométrique et les conditions limites de **Ménard**[27]

Fig. IV.2 représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide Ménard**.**

Fig. IV.3 : résultat expérimental de**Ménard**[27].

Fig. IV.4 : représentation spatiale de nos résultats de calcul de champ de vitesse associé

Fig. IV. 5 *:* représentation de maillage de domaine de calcul et l'angle d'injection pour deux trous.

Fig. IV.6 : Représentation spatial montrant les trois positions radiales et la position axiale

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Tableau récapitulatif des normes européennes [Journal officiel de l'union européenne].

Tableau IV .1 : paramètres de calcul de Ménard[27]**.**

Tableau IV.2 : Paramètres d'injection.

Tableau IV. 3: Cordonnée des positions dans la configuration étudiée.

NOMENCLATURE

List des abréviations

Abréviation Signification :

AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Echappement
CFD	Computationnel Fluide Dynami
DNS	Direct Numérical Simulation
EDP	Equations aux dérivées partielles
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 Breaku

Liste des symboles

CO	Monoxyde de carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
C_nH_m	Hydrocarbure non spécifié
H O_2	Eau
HC	Hydrocarbures imbrûlés

NO_2	Dioxyde d'azote	
NO_x	Oxydes d'azote	
NO	Monoxyde d'azote	
O_2	Oxygène	
N	Monoxyde d'azote	
C	Carbone	
v	Vitesse angulaire	[rad/s]
V	Volume	$[m^3]$
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
P	Puissance	[w]
U	Vitesse	[m/s]
m	Masse	[g]
τ	Délai d'auto-inflammation	[s]
τ_{ph}	Délai physique	[s]
τ_{ch}	Délai chimique	[s]
Φ	Richesse	[-]
$\boldsymbol{\varphi_s}$	Rapport stœchiométrique	[-]
T	Température	[K]
ρ	Masse volumique	[kg/m]
U	Vitesse moyenne des gaz	[m/s]
P	Pression	[Pa]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m/s]
E	Energie interne	[J/kg]

Introduction

Générale

Introduction générale :

Depuis son invention au 19ème 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 entrainé, 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 utilisé 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 de travail :

L'objectif principal de la présente étude est la simulation numérique du cycle d'un moteur diesel, monocylindre, à aspiration naturelle.

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 pi phasiques turbulents et réactifs et la description des méthodes numériques utilisées par les codes CFD.

Le troisième chapitre est consacré à la résolution numérique et les méthodes de calcul.

Dans le quatrième chapitre une description qui mette le code de calcule ANSYS(APDL)en évidence est présenter. De même dans ce chapitre une description détaillée sur les démarches numériques, la comparaison des résultats, l'analyse, l'interprétation.

Chapitre I : Recherche Bibliographique

I.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 est introduit.

Dans ce premier chapitre, nous présentons brièvement le fonctionnement du moteur Diesel. Nous nous intéressons ensuite plus particulièrement au système d'injection. Les enjeux de la modélisation tridimensionnelle du processus d'atomisation des sprays Diesel sont finalement mis en avant.

I.2. Moteur Diesel :

Le moteur Diesel est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une flexibilité d'utilisation remarquable. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Cette dernière est, en grande partie, liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ainsi qu'à la façon dont le combustible est introduit : le système d'injection. Il existe deux grandes catégories de moteur Diesel : le moteur à injection indirecte (aujourd'hui presque abandonné dans l'automobile) et le moteur à injection directe.

I.3. 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.

I.3.1. Descriptions des principaux organes d'un moteur diesel :

I.3.1.1. 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].

I.3.1.2. 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].

I.3.1.3. 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]

I.3.1.4. 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.

I.3.1.5. 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.I.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].

I.4. 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].

I.4.1. 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].

I.4.1.1. 1er 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]

I.4.1.2. 2ème 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].

I.4.1.3. 3ème 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 l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle [12].

I.4.1.4. 4ème temps : Echappement :

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]

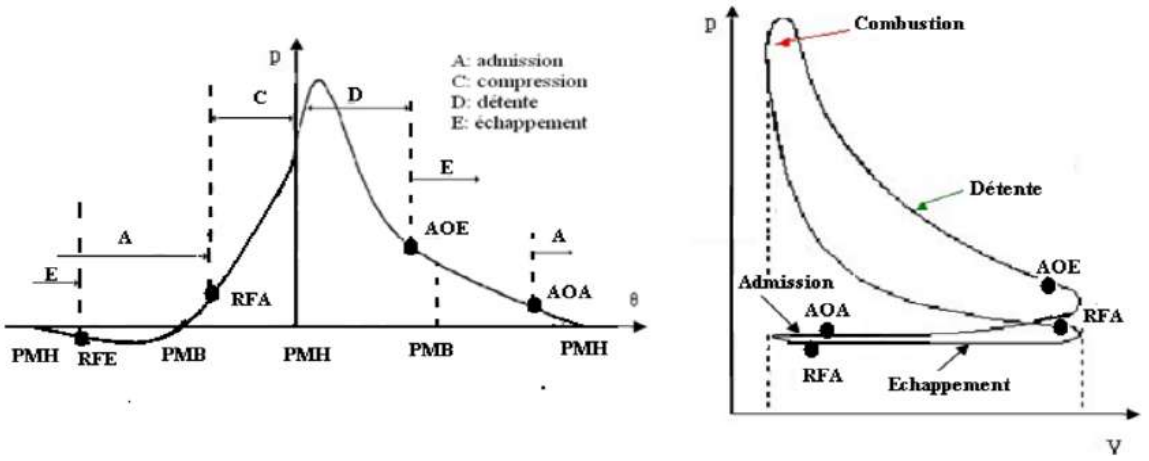


Fig1.2 : Diagramme de Clapeyron d'un cycle théorique thermodynamique du moteur diesel.

- **Diagramme indiqué :**

Habituellement, le cycle semi-réel représenté sous la forme d'un diagramme appelé diagramme indiqué, par la variation de la pression dans le cylindre en fonction, soit de l'angle de rotation du vilebrequin °V, soit en fonction du volume v dans le cylindre, soit encore en Fonction de la course du piston C. Un exemple de diagramme indiqué d'un moteur Diesel est montré dans les coordonnées (p, °V) et (p, v) sur la figure (I.2). Dans ces diagrammes, les points (AOE) et (RFE) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'échappement) et (retard à la fermeture de l'échappement). Les points (AOA) et (RFA) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'admission) et à la fin de la fermeture (retard à la fermeture de l'admission) de la soupape d'admission.

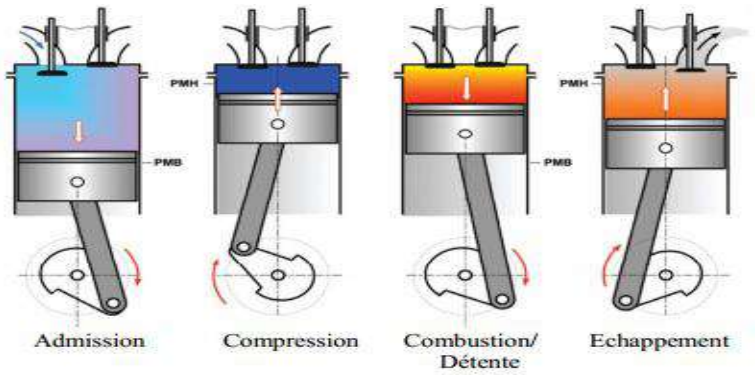


Fig.I.3 : Cyclequatre temps pour un moteur à allumage par compression.

I.5. 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 [14].

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

I.5.1. 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.I.4 : Injection directe.

I.5.2. 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].

I.5.2.1. Moteurs à préchambre de combustion :

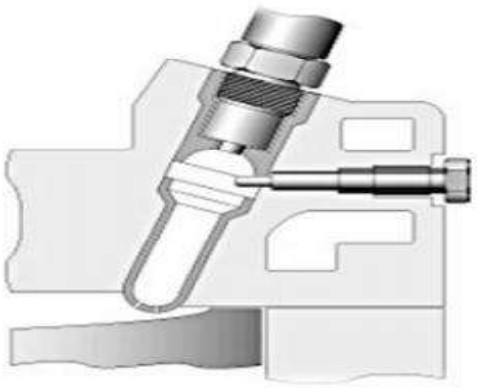
L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

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.

I.5.2.2. 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 [16].

Cette chambre est le siège d'un tourbillonnement intense ce qui est éminemment favorable au mélange intime du combustible et de l'air [17].



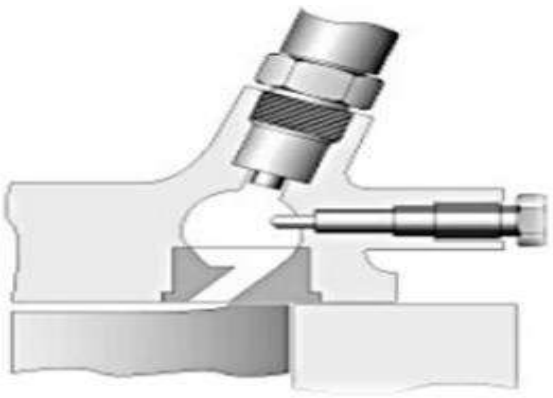


Fig.I.5 : Moteur à préchambre de combustion. **Fig.I.6 :** Moteur à chambre de turbulence.

I.5.3. 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 [14].

I.6. 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].

I.6.1. 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 [15].

$$C_nH_m + (n+\frac{m}{4})\,(O_2+3.76N_2) \rightarrow nCO_2+\frac{m}{2}H_2O+3.76(n+\frac{m}{4})N_2 \qquad (I.24)$$

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].

$$\varphi_s=\frac{12n+m}{(n+\frac{m}{4})(32+3.76*28)} \qquad (I.25)$$

- **La richesse :**

Est définie par le rapport carburant-comburant réel relatif au rapport stœchiométriqueφ_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] :

$$\varphi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_{air}}\right)réel}{\left(\frac{m_c}{m_{air}}\right)stoec\,h} \qquad \text{(I.26)}$$

- **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 thermochimiques 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 chimiqueτ_{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 :

$$\tau = \tau_{ph} + \tau_{ch} \qquad \text{(I.27)}$$

τ : le délai d'auto-inflammation total [16].

I.6.2. 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 [17].

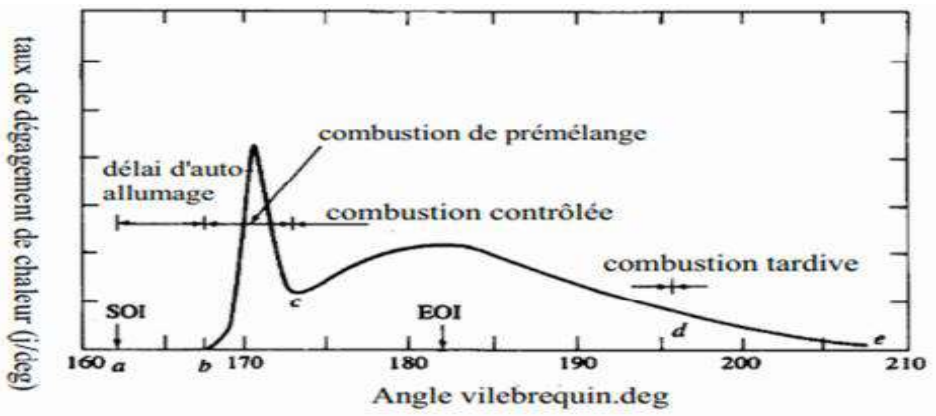


Fig.I.7 : Evolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin [17].

I.6.2.1. 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 [18].

I.6.2.2. 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].

I.6.2.3. 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 [18].

I.6.2.4. 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 [18].

I.7. 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 **Wa**, 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 **Wr**, l'autre est perpendiculaire à un rayon du cylindre

–mouvement tangentiel de vitesse **Wt**.
Le mouvement résultant est ainsi la somme de trois composantes [19] :

$$\overrightarrow{W} = \overrightarrow{W_a} + \overrightarrow{W_r} + \overrightarrow{W_t} \qquad \text{(I.28)}$$

I.7.1. Mouvement tangentiel de rotation (swirl) :

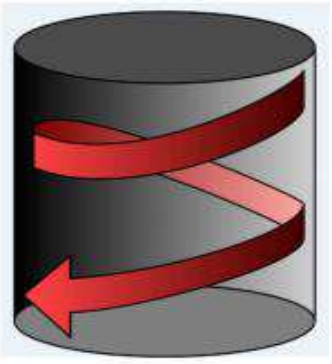
Le "**swirl**" est défini comme une rotation d'ensemble autour de l'axe du cylindre comme le montre la figure (I.8).Un des avantages de ce mouvement est d'accélérer le processus de combustion. Diverses solutions sont utilisées pour générer ce tourbillon appelé "***swirl***"et caractérisé par le rapport 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 volum étriqué, ce qui est un désavantage majeur.

I.7.2. 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.

I.7.3. Mouvement axial – tumble :

Il s'agit d'une rotation autour d'un axe perpendiculaire au mouvement du piston, figure (I.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].



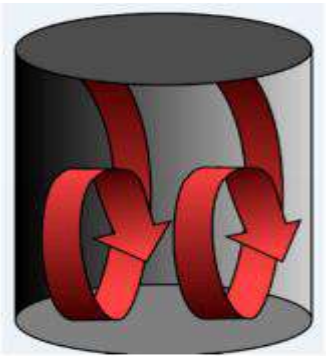


Fig.I.8 : Mouvement de swirl dans un moteur diesel.

Fig.I.9 : Mouvement de tumble dans un moteur diesel.

I.7.4. 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 (I.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 [17].

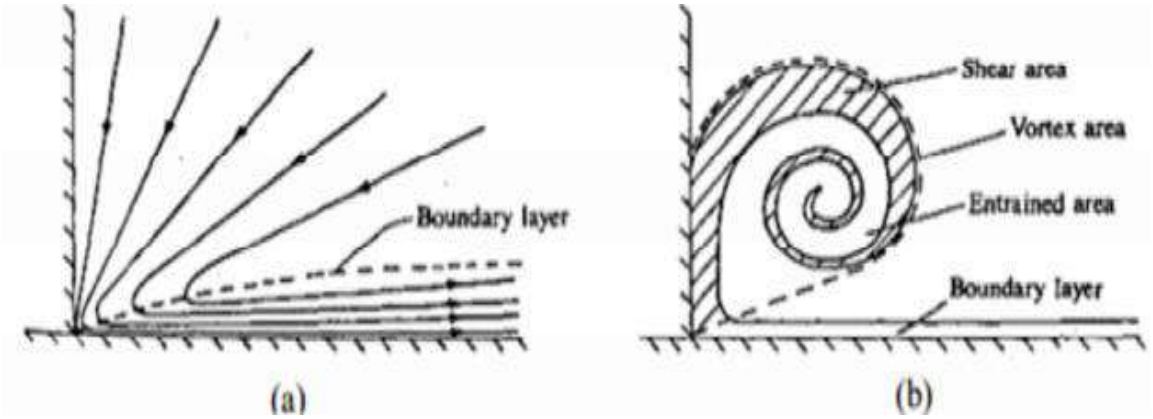


Fig.I.10 : Schéma du modèle d'écoulement dans le coin piston-cylindre [17].

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

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

I.8. 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].

I.8.1. 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 [20].

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 [15].

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 [21].

I.8.2. Les Hydrocarbures imbrulés :

L'émission d'hydrocarbures imbrûlés, 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 imbrûlés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse [22].

Les hydrocarbures imbrûlés 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 [20].

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 [21].

I.8.3. 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 post combustion pour réduire ces émissions. Les particules piégées sont oxydés afin de nettoyer le filtre. Des catalyseurs sont utilisés pour améliorer l'efficacité du filtre en augmentant leur capacité de régénération [21].

I.8.4. 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 [21].

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 3 0% des émissions globales d'oxydes d'azote [2].

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_xpar 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 Gades 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 [21]

Normes	CO [g/km]		HC [g/kg]	NOx [g/km]		Particules [g/km]		
	Essence	Diesel	Essence	Essence	Diesel	Essence	Diessel	
		ID/DI			ID/DI	ID	ID	IDI
Euro 3 (2000/2001)	2.3	0.64	0.2	0.15	0.5	-	0.05	
Euro4 (2005/2006)	1	0.5	0.1	0.08	0.25	-	0.025	
Euro 5a (2009/2014)	1	0.5	0.1	0.06	0.18	0.005	0.005	
Euro 5b (2011/2014)	1	0.5	0.1	0.06	0.18	0.0045	0.0045	
Euro 6b (20014/2016)	1	0.5	0.1	0.06	0.08	0.0045	0.0045	

Tableau I.1 : Tableau récapitulatif des normes européennes [Journal officiel de l'union européenne].ID : injection directe ; IDI : injection indirecte

I.10: Etat de l'art :

L'étude de la pollution du trafic routières a déjà fait l'objet de nombreux travaux qui ont permis d'acquérir de précieuses informations sur les origines et le transfert des différents polluants (Legret et al. 1996 ; Legret et Co Landini, 1999 ;Legret et Pag Otto, 1999 ; Pag Otto, 1999).

R. D. Reitz et C. J. Rutland, 1995, ont effectué une investigation expérimentale et une étude numérique sur les moteurs diesel. Une revue détaillée sur le développement des modèles implémentés dans le code KIVA-3 est présenté (les modèles de la combustion, le jet, la turbulence, la formation des NO_x, des suies et l'allumage sont présentés).

La formation de suie est aussi un objet figurant dans plusieurs recherches, *Faeth et al*. 1998. ont effectué une étude sur l'évolution du diamètre des particules, ils ont trouvé que le diamètre varie entre 1μm et 10μm pour les premières particules. Les particules de différents diamètres peuvent exister en même temps à l'intérieur de la chambre de combustion et différentes approches ont été implantées pour comprendre les étapes de formation de ces particules.

Basha et al [22]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.

Enrico Mattarellia et al[23**]** 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.

Le pierre-Arnaud Beau **[**24] .à développer, d'implémenter et de valider le modèle ELSA dans le contexte de l'injection Diesel .Ce dernier permet de décrire de façon complète le spray Diesel depuis l'intérieur de l'injecteur jusque dans la zone diluée du spray.

Il est important de décrire correctement le processus d'atomisation lors de l'injection Diesel, car ce phénomène contrôle la dispersion de la masse liquide et vapeur (vaporisation) dans la chambre de combustion .Il contrôle ainsi indirectement la combustion et la formation de polluants.

Constatant que l'atomisation à la sortie de l'orifice était bien trop rapide pour n'être expliquée que par les effets aérodynamiques, Cavaliere et *al.* (1988) [25] et Gülder et *al.* (1994) [26] ont pressenti l'influence de l'écoulement dans l'injecteur.

Ménard T .et al [27],ont proposé un modèle DNS pour valider et caler finement les équations de transport de la fraction massique moyenne de liquide et de la densité moyenne d'interface liquide et d'amélioration du modèle de spray DNS et de façon plus général d'amélioration de la modélisation de l'atomisation des jets Diesel .

Dans le même axe de recherche nous proposant dans cette étude la réalisation des expériences numériques de l'atomisation et la dispersion de fuel diesel à l'intérieur de chambre de combustion par injecteur en proposant plusieurs configuration géométrique possible.

I.11. Conclusion :

Du fait des normes de pollution et des exigences de la clientèle, les systèmes d'injection dans les moteurs Diesel ont évolué : réduction du diamètre des buses et augmentation de la pression d'injection, nouvelles stratégies d'injection… L'amélioration de la qualité des sprays, issus des orifices d'injection, limite les émissions polluantes et l'accroissement induit du débit permet de répondre aux contraintes de performance. Ainsi, le système d'injection est un point crucial du moteur Diesel. Il apparaît donc nécessaire de connaître de façon précise les phénomènes physiques et leur prédiction via la modélisation bidimensionnelle. Cela permet d'optimiser le moteur Diesel aussi bien au niveau de la réduction de la pollution que de l'amélioration des performances.

Chapitre II: Equations Régissant Les écoulements Réactifs

II.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 suivie par les modèles physiques de «Turbulence», 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.

II.2. Équation de phase gazeuse :

II.2.1. Équation de continuité :

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

$$\frac{\partial \rho}{dt} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = \rho^s \qquad \text{(II.1)}$$

Où ρ est la masse volumique moyenne en phase gazeuseu_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.

II.2.2. Équation de quantité de mouvement :

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

$$\frac{\partial (\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_{iu_j})}{\partial x_j} = \rho g_i + F_i^s \qquad \text{(II.2)}$$

ρg_i: Forces gravitationnelles;

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

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

$$\sigma_{ij} = \delta_{ij}\, \rho - \tau_{ij} \qquad \text{(II.3)}$$

P : pression statique;

δ_{ij} : Fonction delta Kronecker;

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

$$\tau_{ij} = \mu_1 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_1}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3} u_1 \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad \text{(II.4)}$$

μ_1: viscosité dynamique du mélange.

II.2.3. Équation de l'énergie :

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

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho H u_j - u_i \tau_{ij} + \mathrm{j} H_j = q^r + q^c + q^s \quad \text{(II.5)}$$

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

$$\mathrm{e} = \sum_{k=1}^{N_S} \gamma_k \, e_k \quad \text{(II.6)}$$

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

L'énergie totale est donnée par :

$$\mathrm{E} = \sum_{k=1}^{N_s} \gamma_k \, e_k + \frac{u_i^2}{2} \quad \text{(II.7)}$$

$q^s q^r \; et \; q^c$ 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 :

$$\mathrm{H} = \mathrm{E} + \frac{p}{\rho} = \mathrm{h} + \frac{u_i^2}{2} \quad \text{(II.8)}$$

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

$$\mathrm{H} = \gamma_K h_k + \frac{U_I^2}{2} \quad \text{(II.9)}$$

Où :

$$h_k = \int_{Tref,k}^{T} Cp_k \mathrm{dT} \quad \text{(II.10)}$$

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

cp_k: varie significativement avec la température et elle est modélisé comme suit:

$$\frac{cp_k}{R_g} = \partial_{k,0} + \partial_{k,1}\mathrm{T} + \partial_{k,2} T^2 + \partial_{k,3} T^3 + \partial_{k,4} T^4 \quad \text{(II.11)}$$

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

$$J_{Hj} = J_{Hj}^c + J_{Hj}^D + J_{Hj}^d \quad \text{(II.12)}$$

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 :

$$j_{Hj} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial xj} + \sum_{k=1}^{N} h_k j_{kj} \qquad \text{(II.13)}$$

Avec λ la conductivité thermique du mélange.

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

$$\rho = \frac{p}{R_{mix}} T \text{ Et } R_{mix} = Rg \sum_{k=1}^{N} \frac{Y_k}{M_k} \qquad \text{(II.14)}$$

II.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 :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j y_k + J_{kj}) + \rho_K^C + \rho_K^S \qquad \text{(II.15)}$$

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} suivant la J^{ieme} direction

$$J_{KJ} = \rho Y_k V_{kj} \qquad \text{(II.16)}$$

Par définition :

$$\sum_{k=1}^{N_s} J_{KJ} = 0 \qquad \text{(II.17)}$$

V_{kj} Est la J^{ieme} Composante de la vitesse de diffusion V_k de l'espèce k

$$V_{kj} = U_{kj} - U_J \qquad \text{(II.18)}$$

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

$$J_{kj} = -\rho D_k \nabla Y_k - D_{T,K} \frac{\Delta T}{T} \qquad \text{(II.19)}$$

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

$D_{T,K}$: Coefficient de diffusion thermique (Sorte)

II.3. La trainée dynamique :

La trainée 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 trainée 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 :

$$C_d = (1+2.632y)\ C_{d,sphére} \qquad \text{(II.20)}$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{C_{p\rho_g}u^2}{2C_b p_1 r^2} - \frac{C_k\delta \pm \sqrt{b^2-4ac}}{p_1 r^2} - \frac{C_{d\mu l}}{p_1 r^2}\frac{dy}{dt} \qquad \text{(II.21)}$$

Avec $\boldsymbol{\rho_1}$et $\boldsymbol{\rho_g}$densité de la phase liquide et gazeuse respectivement.

U : La vitesse relative de la particule

r : Le rayon de la particule

δ: La tension superficielle de la particule

$\mu_{l:}$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 :

$$\boldsymbol{C_{d,sphére}} = \begin{cases} 0.424 & \boldsymbol{R_e > 1000} \\ \frac{24}{R_e}(1+\frac{1}{6}R_e^{\frac{2}{3}}) & \boldsymbol{R_e < 1000} \end{cases} \qquad \text{(II.22)}$$

II.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 [29]. 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 [30].

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 [29].

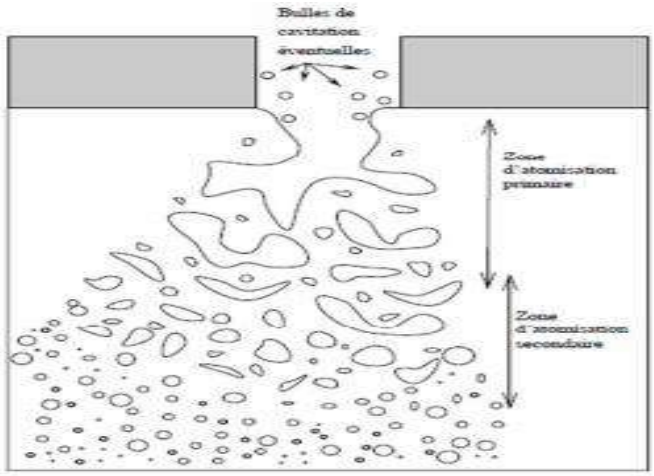


Fig. II. 1 : Atomisation d'un jet de carburant [31].

II.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) etd`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 :

$$\boldsymbol{R_e = \frac{UL}{v}} \tag{II.23}$$

$$\boldsymbol{W_e = \frac{\rho U^2 L}{\delta}} \tag{II.24}$$

$$\mathbf{Oh} = \boldsymbol{\frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l L}}} \tag{II.25}$$

Où L est une longueur caractéristique, ρest la masse volumique, U est une échelle de vitesse, v est la viscosité cinématique et δ la tension de surface. Les indices l et g dés ignent respectivement la phase liquide et gazeuse [32].

II.4.2. Atomisation secondaire :

Pendant la fragmentation secondaire les fragments vont se réarranger, augmenter leur taille (coalescence) ou la diminuer (collisions, évaporation) [32].

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 entrainé 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 [33].
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.

II.4.2.1. Modèle Wave :

Le modèle de rupture d'onde considère la croissance instable des ondes de KelvinHelmholtz 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 [28].

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

$$\frac{A}{a} = 9.02\frac{(1+0.45\ Oh^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87W_{e2}^{1.67})^{0.6}} \qquad \text{(II.26)}$$

$$\Omega\ (\frac{p_1\partial^3}{8\delta})^{0.5} = \frac{0.34+0.38W_{e2}^{1.5}}{(1+Oh)(1+1.4T^{0.6})} \qquad \text{(II.27)}$$

Ou

$\boldsymbol{\alpha}$ **:** Est le rayon de la goutte mère

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

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

Oh $= \frac{W_{e1}^{0.5}}{\sigma}$ est le nombre d'Ohnesorge

T = Oh $W_{e_2}^{0.5}$ est le nombre de Taylor

$\boldsymbol{\rho_1 \rho_2}$ **:** La densité du liquide et du gaz respectivement

$\boldsymbol{\sigma}$ **:** La tension superficielle

Des nouvelles gouttes de rayon à sont formées à partir du liquide en vrac ou « blobs » avec rayon caractéristique $\boldsymbol{\alpha}$

$$\mathbf{r} = B_0 \Lambda \tag{II.28}$$

$$\mathbf{r} = \min\begin{cases}(3\pi a \hat{} 2U/2\Omega)^{0.33} \\ (3\partial^{2A}/4)^{0.33}\end{cases} \tag{II.29}$$

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

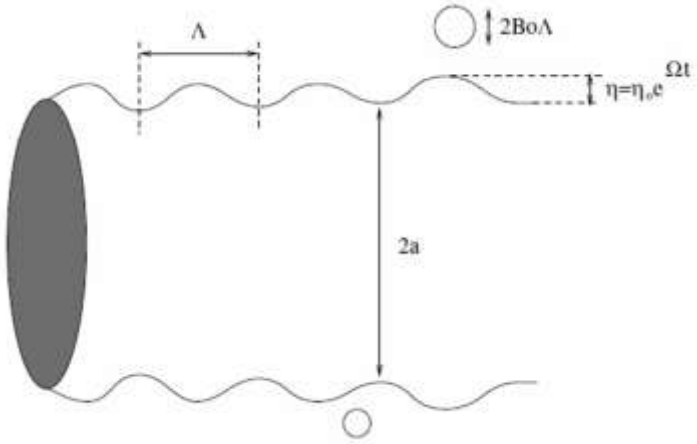


Fig. II.2 : Principe du modèle de Reitz.

II.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 u est le déplacement de l'équateur de la goutte de sa position d'équilibre. Dans la mise en œuvre d'ORourke et Amsden, le fractionnement se produit si et seulement si y> 1Comme on peut le voir d'après l'équation, y est une fonction des conditions d'écoulement et les propriétés de liquide et de gaz

$$\dddot{y} = \frac{C_{F\rho_2} W^2}{C_b \rho_1 a^2} - \frac{C_K \sigma}{\rho_1 a^3} y - \frac{C_b u_1}{\rho_1 a^2} \ddot{y} \tag{II.30}$$

L'équation peut être résolue analytiquement pour une vitesse relative constante Ÿ, entre La goutte et le gaz. Les constantes C_F, C_K , C_d et C_b Ž 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.

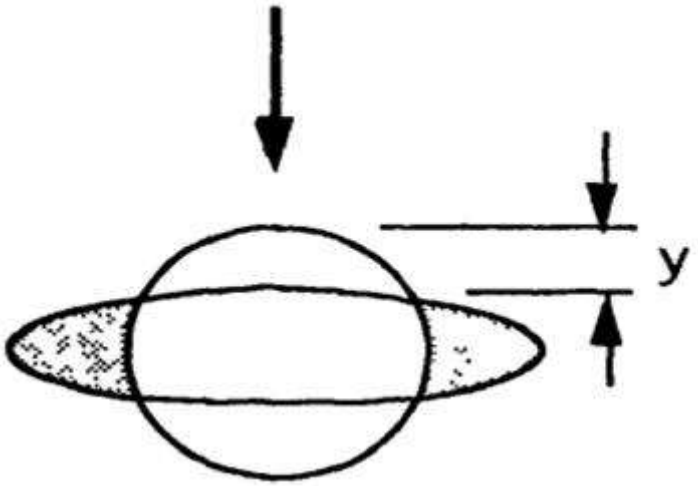


Fig. II. 3 : Représente le modèle de traînée dynamique pour la distorsion de gouttes du fait de l'écoulement en utilisant l'analogie de Taylor entre une goutte et un système de ressort-masse [28]

.

II.5. Caractéristiques d'un écoulement turbulent :

II.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 nombres de Reynolds [34].

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 [35].

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 [36].

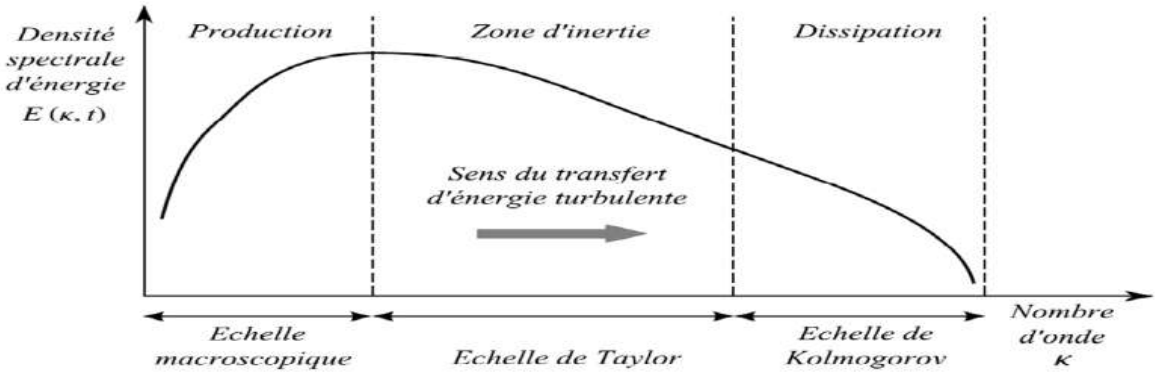


Fig. II. 4 : illustration schématique de la Cascade d'énergie turbulente de Kolmogorov [37].

II.5.2. Nombre de Reynolds :

En 1 883, 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 [36].

$$Re = UL / \nu$$

avec :

ν la viscosité cinématique.

U est la vitesse moyenne de l'écoulement, *L* une longueur caractéristique de l'écoulement

II.6. Modélisation de la turbulence :

II.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[38] :

- 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 là 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 préfèrera les méthodes statistiques.

- Modélisation statistique de la turbulence RANS : Cette méthode consiste à décomposer chaque grandeur des équations de Navier-Stocks 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.

II.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 Réalisable 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.

II.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 [40].

II.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 normalisation (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 [39].

II.6.2.3. Modèle k-epsilon réalisable :

Le dernier modèle de famille $k-\varepsilon$ 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 « réalisable » 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 ($k-\varepsilon$ RNG et $k-\varepsilon$ réalisable) donnent de meilleur 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 $k-\varepsilon$ tout entière [10].

II.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) [41].

L'intérêt principal de ce modèle est qu'il est intégrable jusqu'à la paroi. Il donne de meilleurs résultats que le modèle k-ε 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 [39]

II.6.2.5. Modèle K-Omega SST (Shear-stress-Transprt) :

Le modèle Shear Stress Transport k-ω, proposé par M'enter 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-ω 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-ε est utilisée pour l'autre partie de l'écoulement. Une fonction permet d'assurer la transition d'un modèle l'autre [39].

II.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 [42].

II.7.1. Loi de paroi :

Beaucoup d'expériences ont montré que la région proche paroi peut être divisée entrais 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 [42].

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 E dans laquelle la turbulence est isotrope, qui décrit le rapport de la vitesse de frottement par la vitesse de dissipation visqueuse [12].

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \qquad \text{(II.35)}$$

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 « wallfunction» 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 [42].

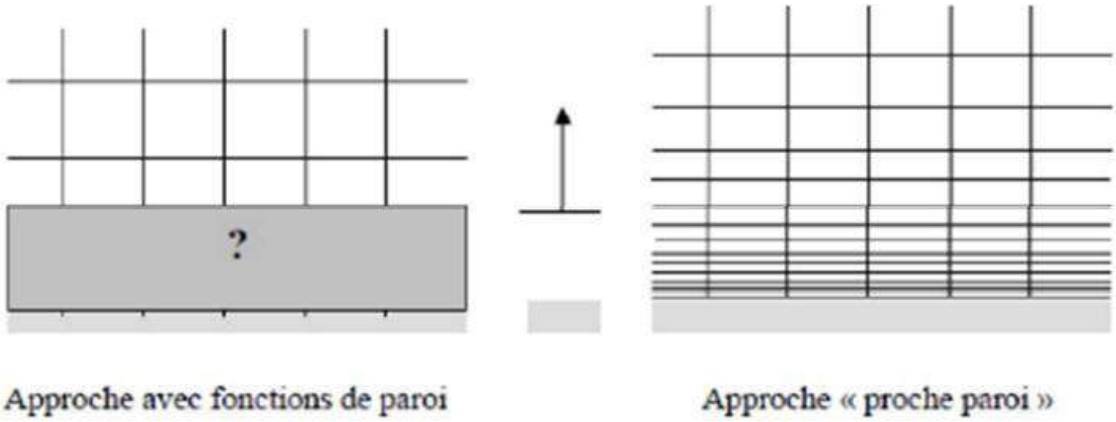


Fig. II. 5 : Traitement près des parois [9].

II.8. Economiseur de carburant :

Dispositif accessoire et/ou consommable permettant de diminuer la consommation de carburant d'un moteur thermique existant pour un usage identique.

C'est le caractère accessoire et simple de l'économiseur qui en fait l'intérêt pour améliorer l'existant.

Il doit être distingué des bonnes pratiques de l'utilisateur concernant :

- ✓ la conduite du moteur ;

- ✓ l'entretien de celui-ci et de ses périphériques ;
- ✓le choix d'un véhicule adapté à son utilisation.

Il doit pouvoir s'installer avec une facilité raisonnable, car dans le cas contraire il s'inscrirait dans la catégorie des modifications notables (terminologie de l'administration), qui changent la conception de l'ensemble. S'il devient de série, il relève plutôt de l'innovation ou de la performance du constructeur.



Fig.II.6 : Super économiseur de carburant.

II.8.1. Comment ça marche ?

Les forces de Lorentz incurvent la trajectoire des charges électriques se déplaçant dans un champ magnétique. Ce principe s'applique aux charges statiques accumulées par frottement dans le carburant. Elles se retrouvent sur les gouttelettes, attirent celles-ci vers les parois du cylindre, et rendent le mélange moins homogène. Il débarrasse le carburant de ces charges et améliore la combustion.

II.8.2. Avantages :

- Compact ;
- Economies ;
- Baisse importante de la pollution ;
- Blindage : pas d'aimantation à l'extérieur ;
- Fiabilité maximale : pas d'électronique ;
- Pas de pièces en mouvement ;

- Made in France et garantie 5 ans.

II.9. 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 III:
Solution Numérique

III.1.Introduction :

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Des différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent ce type d'écoulement. Parmi les méthodes on cite, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

Le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Dans ce chapitre, en se basant sur la méthode des éléments finis. Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique par notre simulateur ANSYS CFD.

III.2. Méthodes de discrétisation:

- Méthode des différences finies.
- Méthode des volumes finis.
- Méthode des éléments finis.

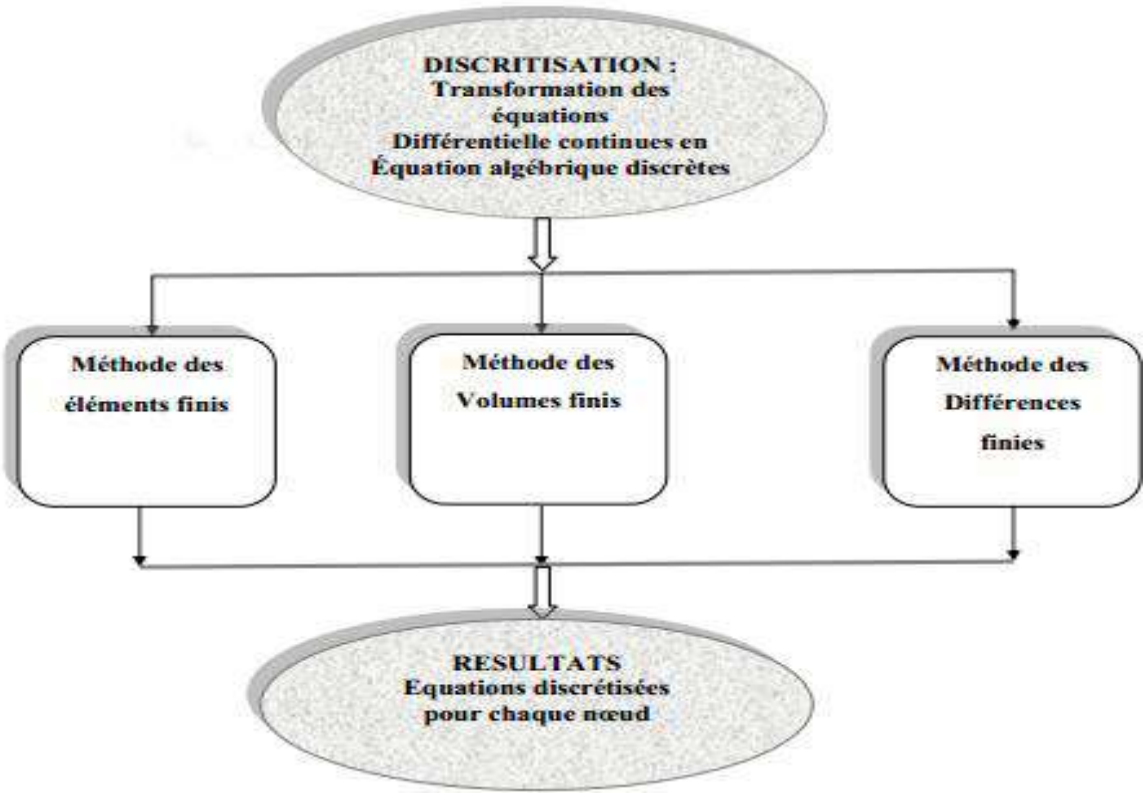


Fig.III.1 : méthode de discrétisations.

III.2.1. Méthode des différences finies :

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
✓ grande simplicité d'écriture. ✓ faible coût de calcul.	✓ Limitation de la géométrie des domaines de calculs. ✓ difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

III.2.2.Méthode des volumes finis :

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal". Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale.

Avantages	Inconvénients
✓ Mise en œuvre relativement facile ✓ Applicable aux géométries complexes	✓ Moins précis que les méthodes spectrales.

III.2.3.Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation e (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Avantages	Inconvénients
✓ Traitement possible de géométries complexes. ✓ détermination plus naturelle des conditions aux limites. ✓ possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	✓ Complexité de mise en œuvre ✓ coût en temps de calcul et en mémoire.

Dans ce qui suit on se limite a examiné uniquement la méthode des éléments finis, nous venons de décrire succinctement l'approche globale de cette méthode. Par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de discrétisation de l'équation de chaleur par cette dernière.

III.2.3.1.Présentation de la méthode :

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement. En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- ✓ La géométrie discrétisée en éléments finis.
- ✓ Les contraintes imposées sur le dispositif.
- ✓ Les excitations présentes dans le dispositif.
- ✓ Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

Lesprincipales étapes de construction d'un modèle éléments finis sont illustrés dans la figure suivante :

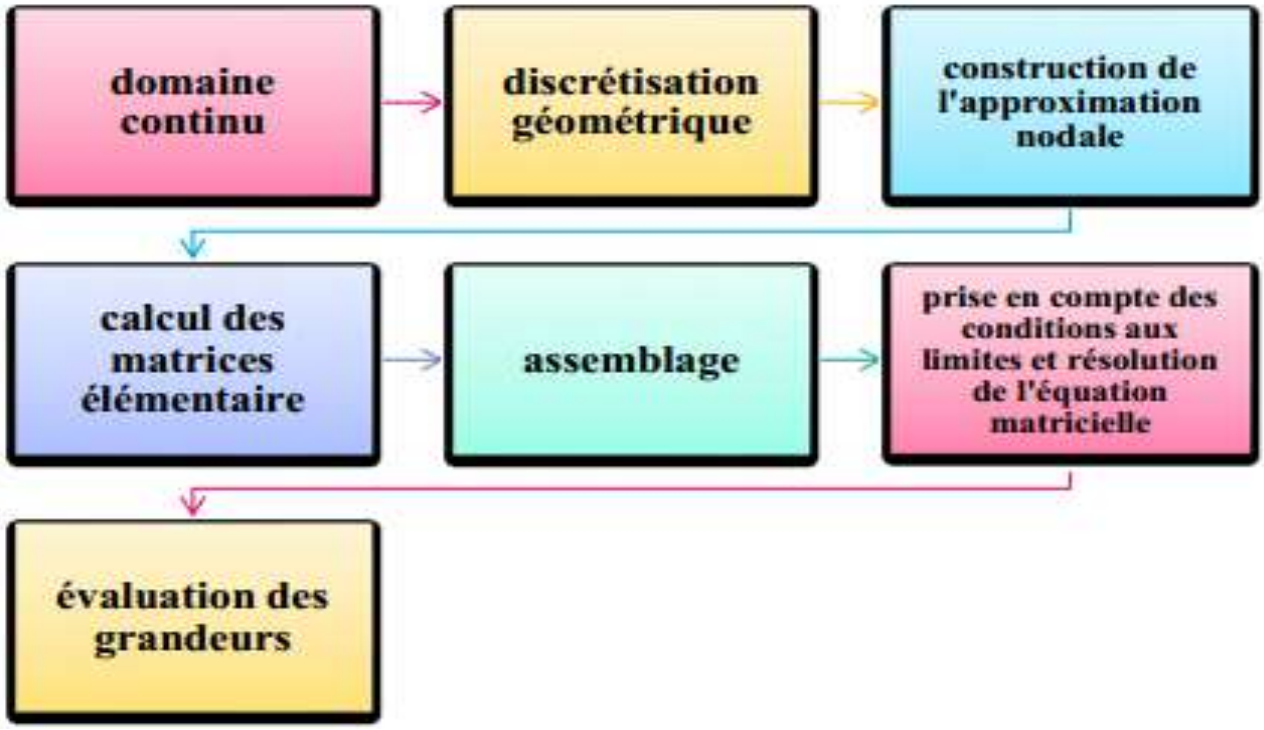


Fig. III.2 : Démarche éléments finis.

III.3: Présentation et description du logiciel ANSYS:

Le logiciel «ANSYS », a été développé par Dr.JohnSwanson, fondateur de la société «ANSYS », qui a son siège à Houston, PA, USA. Il s'agit d'un outil de développement en analyse d'ingénierie. La méthode utilisée est celle des éléments finis. Il est utilisé dans des domaines allant de l'automobile et l'électronique à l'aérospatiale et la chimie. Le logiciel ANSYS permet la modélisation de structures, produits, composantes ou systèmes et d'étudier leurs réponses physiques telles que les niveaux de contraintes, les distributions de température ou l'effet de champs électromagnétiques **[43].**

ANSYS permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires et de générer des courbes de grande qualité. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. ANSYS est le premier éditeur mondial dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils intégrés au logiciel permettent de résoudre les problèmes de validations produits de manière efficace. Ils permettent d'optimiser le processus de conception (gain de temps énorme) et donc de proposer des produits plus innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée tout en minimisant les coûts. [44]

Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique :

- Type de calcul (2D ou 3D) ;
- Choix du maillage ;
- Équations résolues ;
- Conditions aux limites ;
- Conditions initiales ;
- Mise en place d'obstacles ;
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus…). [45]

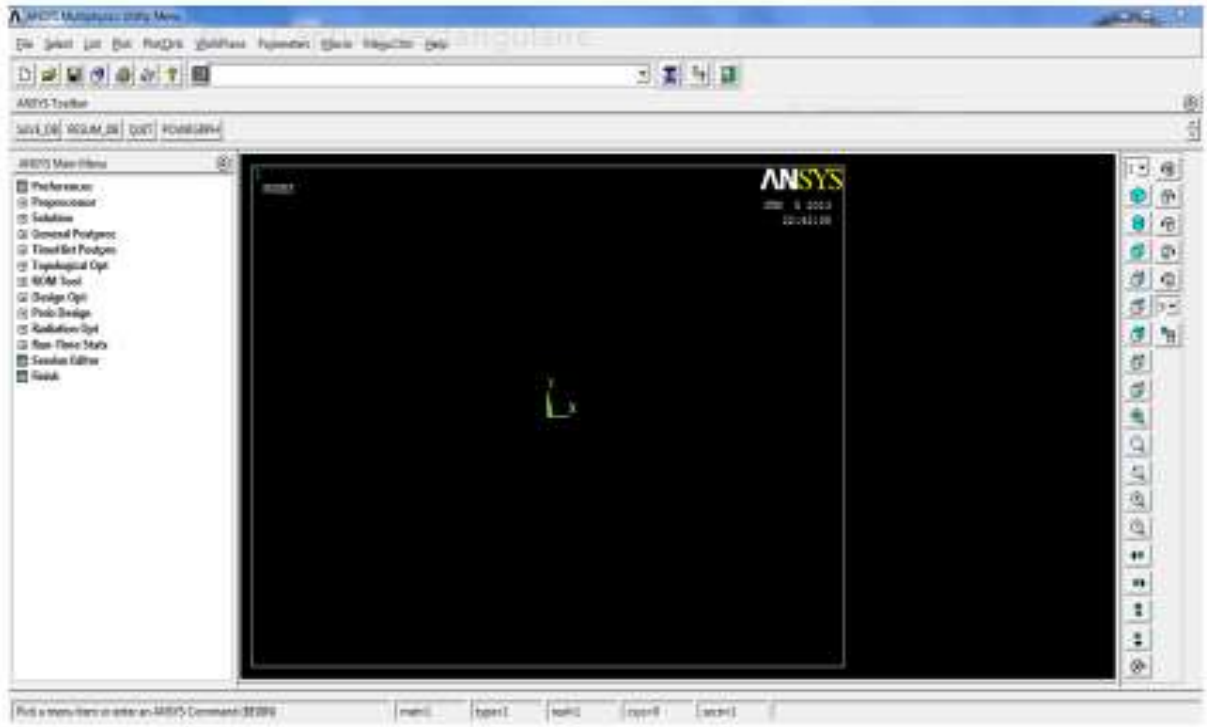


Fig. III.3: Représentation spatiale de L'interface d'ANSYS.

III.4. Maillage :

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on a tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles. Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels dédiés à éléments finis Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour

l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des distorsions (skewness en anglais), et sur une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment lisse.

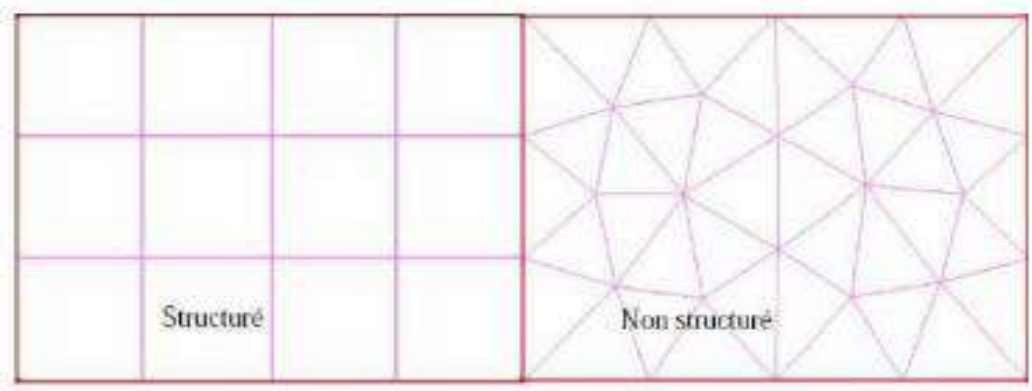


Fig. III.4 : Maillages structuré et non structuré.

III.5.Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

III.5.1. Bilan Thermique : Equation de Chaleur :

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface

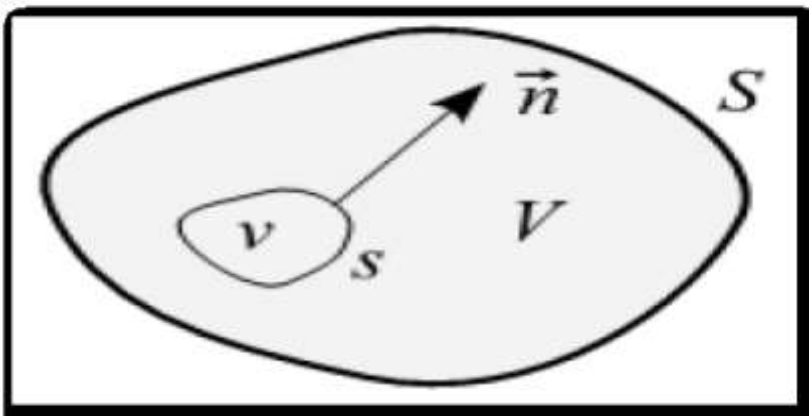


Fig. III.5 : bilan thermique.

La puissance thermique stockée dans **v** est égale à la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface **S** [46]:

$$\int \rho \, \mathrm{Cp} \frac{\partial T}{\partial t} \mathrm{dv} = \int q dv + \int -n \left(-\overline{\lambda gard} \mathrm{T}\right) \mathrm{ds} \qquad \text{(III. 27)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho \mathrm{Cp} \dot{T} - \mathrm{div}\left(\overline{\lambda gard} \mathrm{T}\right) \mathrm{q} = 0 \qquad \text{(III. 28)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} **[47]**

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mathrm{q} \qquad \text{(III. 29)}$$

.

$$T = \frac{\partial T}{\partial t} \qquad \text{(III. 30)}$$

III.5.2. Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie. Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

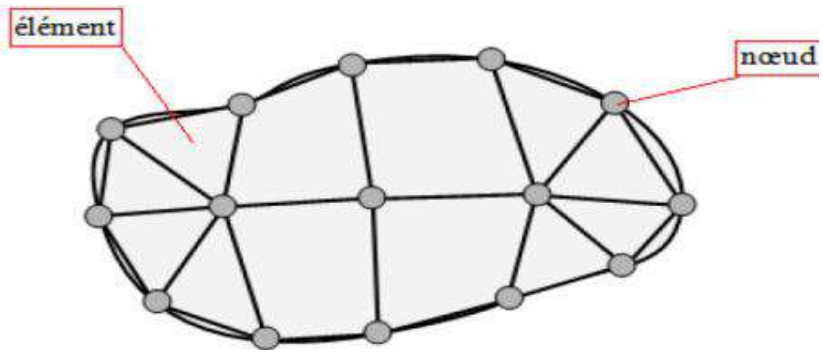


Fig. III.6 : domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par15Nœuds.

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression **[47].**

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y)\dots N_i^e(x,y)\dots N_{n^e}^e(x,y)] \quad \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \qquad \text{(III.30)}$$

Ou :

$$T^e(x,y,t) = [N^e(x,y)](T_{(t)}^e)$$

- Est le nombre de nœuds de l'élément ;
- Les fonctions (x, y) sont les fonctions d'interpolation élémentaires ;
- la matrice est la matrice d'interpolation élémentaire ;
- le vecteur ( ) regroupe les températures des nœuds de l'élément (e).

III.5.3. Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine

$$T(x,y,t) = [N_1(x,y)\dots N_i(x,y)\dots N_n(x,y)] \quad \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \qquad \text{(III.31)}$$

Ou :T(x, y, t) = [N(x, y)](T(t))

- n est le nombre de nœuds du maillage ;
- Les fonctions Ni (x, y) sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme) ;
- La matrice N [(x, y)] est la matrice d'interpolation ;
- {T (t)} est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_i, y_i) = \delta_{ij} \quad N_i(x_i, y_i) = \delta_{ij} \qquad ;\forall\, i,j$$

(Xi, Yi) sont les coordonnées du nœud *j*

III.5.4/ Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: T = [N] (T)

Et (grad T) = [B] (T) avec [B]= [(B1) … (Bi) … Bn]

Où : (Bi) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial, (Bi) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{cases} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{cases}$$

T^*= [N] (T^*) =$(T^*)^T [T]^T$ et (grad T^*) = [B](T^*),(grad T^*)^T =$(T^*)^T [B]^T$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

(T^*) ([C] ($\dot{T}$) + [K] (T)-(F))=0 (III.32)

[K]= $\int_v^{\cdot} [B]T\, \lambda [B] dv + \int_s^{\cdot} h[N]^T$[N]ds (III.33)

Où :

(C) : est la matrice de capacité thermique **[j/°c]**

(K) : est la matrice de conductivité thermique [**w/m°c]**

(F) : est le vecteur des flux nodaux **[w]**

(T) : est le vecteur des températures nodales **[°c]**

III.6. conclusion :

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendre en compte tous les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème. Dans ce chapitre on a présenté les trois grands méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, et ont à choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system.

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats d'étude de la simulation numériques de l'atomisation et la dispersion de fuel diesel à l'intérieur de chambre de combustion pour une configuration proposé par **Ménard** [27] d'autre part, nous proposant des simulations numériques pour la dispersion de fuel diesel à l'intérieur de chambre de combustion passant par des changements d'angles d'injection pour l'injecteur diesel à deux trous. Les calculs faites à l'aide de code de calcul ANSYS(APDL).

IV.2. Identification :

Pour l'identification, ou l'objective est de justifie le model utilisé; nous proposons pour cette première partie de notre travail de comparer nos résultats de simulation d'atomisation et la dispersion de fuel diesel à l'intérieur de chambre de combustion dans les mêmes conditions des travaux numérique et expérimental de **Ménard** [27].

Diamètre Injecteur (μm)	**Vitesse d'injection (m/s)**	**Densité Liquide (mazot)(Kg/m^3)**	**Densité Gaz (Kg/m^3)**	**Tension de surface (N/m)**	**Température liquide(mazot) (°K)**
100	**100**	**696**	**25**	**0.06**	**293.15**

Tableau IV .1 : paramètres de calcul de **Ménard** [27]

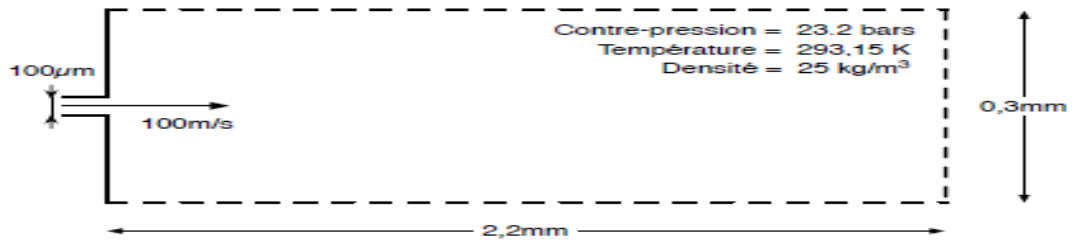


Fig. IV. 1 : représentation Spatiale de la configuration géométrique et les conditions limites de **Ménard** [27]

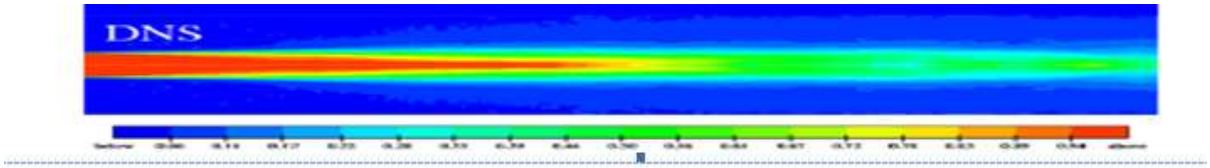


Fig.IV.2 : représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide Ménard [27]



Fig.IV.3 : résultat expérimental de **Ménard** [27].



Fig. IV.4 : représentation spatiale de nos résultats de calcul de champ de vitesse associé.

On compare nos résultats de calcul avec les résultats expérimentales de Ménard que les deux profiles presque les même.

IV.3. Résultats des simulations numériques :

Nous avons afin de montrer l'intérêt de l'outil numérique dans la caractérisation et la compréhension de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel. Dans cette partie d'étude nous effectuons des calculs en deux dimensions de l'injection diesel dans la chambre de combustion par injecteur à deux trous avec trois angles différant (0° - 5° -et 10°), dans les conditions d'injection sont les suivant :

Pression d'injection **(M Pa)**	Température d'injection **(°K)**	Masse volumique **(kg/m³)**	Pression de la chambre **(M Pa)**	Diamètre d'injection **(µm)**
138	**293.15**	**850**	**2.32**	**100**

Tableau IV.2 : Paramètres d'injection

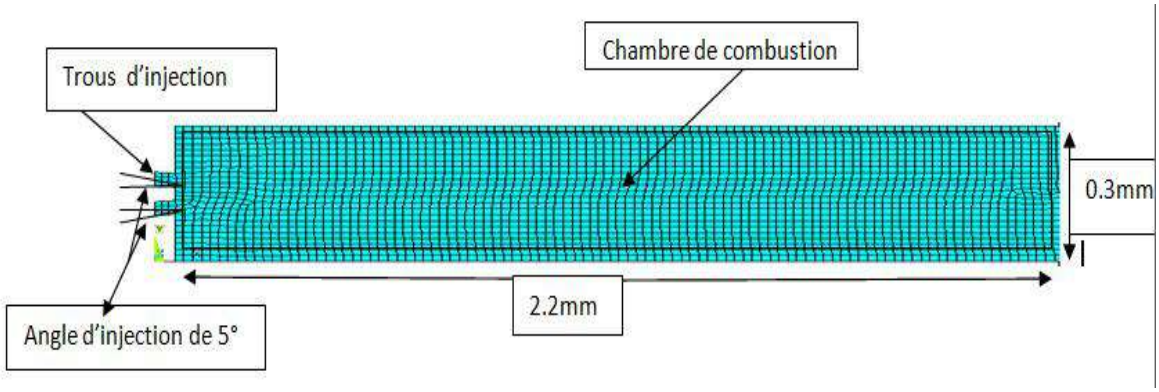


Fig. IV. 5 *:* représentation de maillage de domaine de calcul et l'angle d'injection pour deux trous.

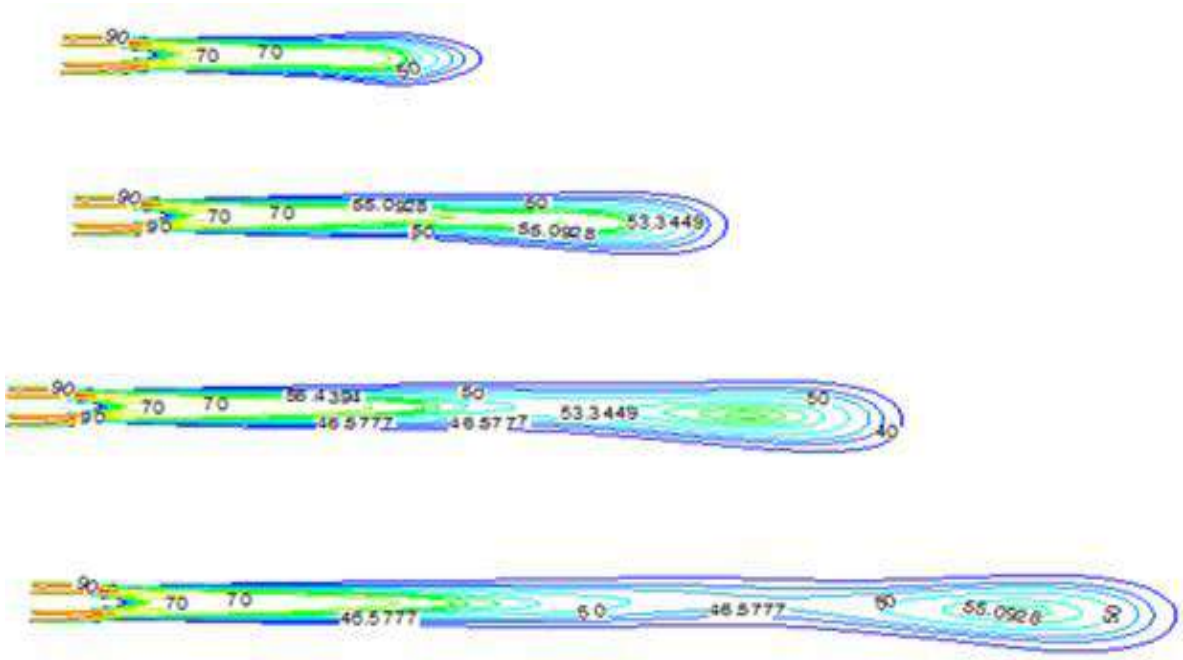


Fig. IV.6 : Représentation spatial montrant les trois positions radiales(t=1.5, 2et3µs) et la position axiale.

les positions	P1	P2	P3
X(m)	**X=0,15E-3 m**	**X=0,23E-2 m**	**X=0,56E-2**

Tableau IV. 3: Cordonnée des positions dans la configuration étudiée.

A. Premier cas :

- **Angle d'injection de (0°) les deux trous on parallèles.**

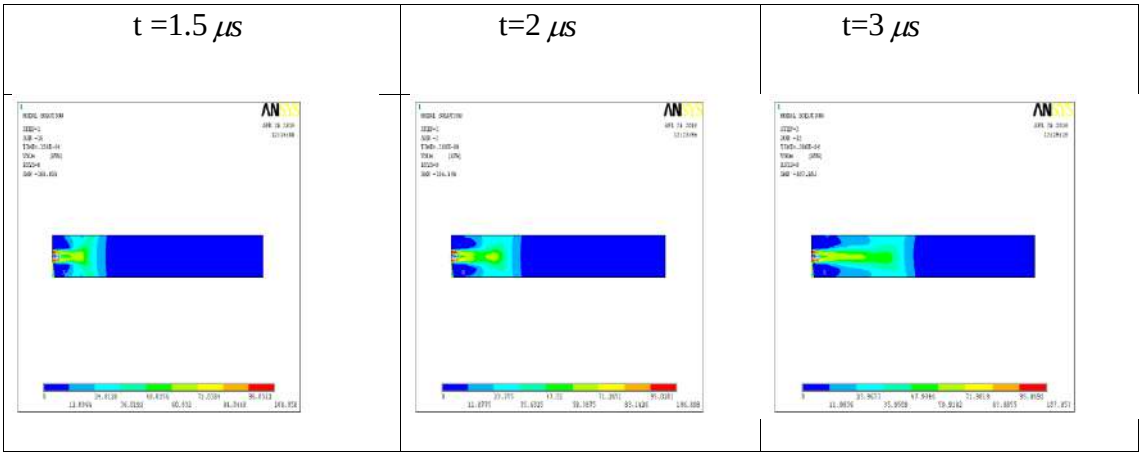


Fig. IV. 7 : Représentation spatiale de champ de vitesse

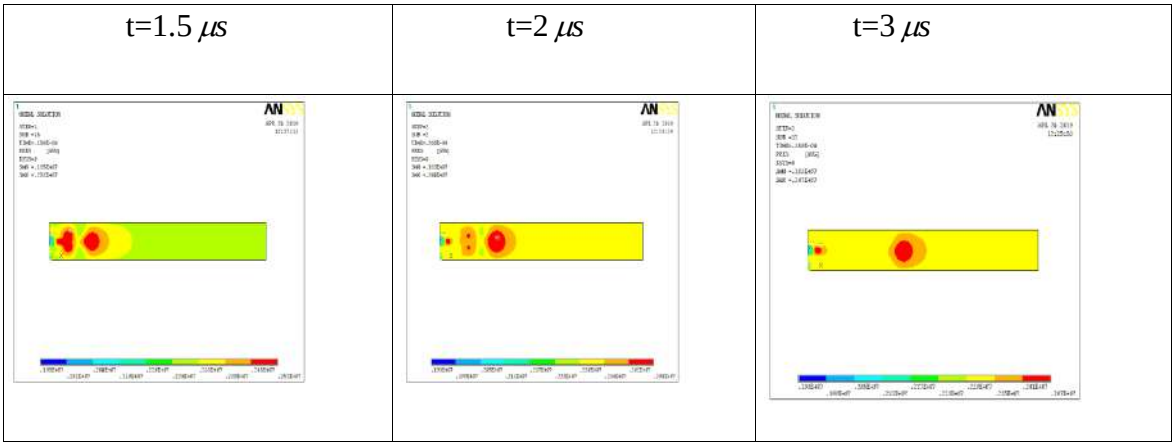


Fig. IV. 8 : Représentation spatiale de pression.

Les figures IV.7, IV.8 représente le champ de vitesse et le champ de pression dans la géométrie étudier pour l'angle d'injection de (0°) .on remarque que la vitesse et la pression au niveau des injecteurs démarre par une valeur minimale jusque' à une valeur maximale dans les limites de jet du diesel, justifiée par l'influence des forces aérodynamiques situé à l'intérieur de chambre de combustion, et spécialement la pression dans la chambre de combustion.

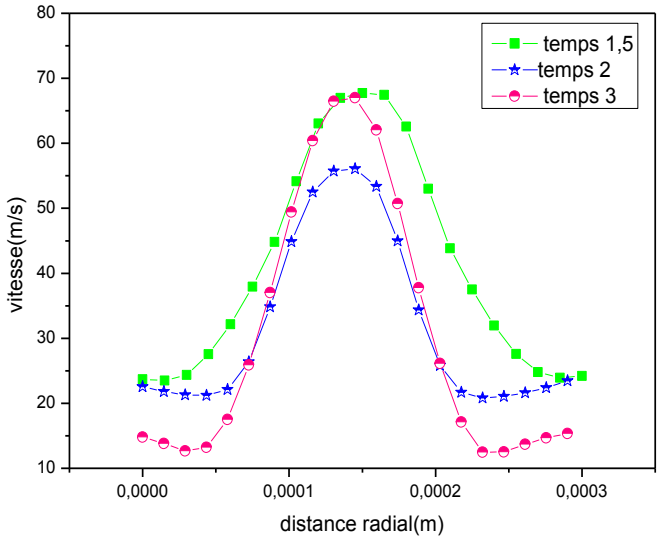


Fig. IV .9 : Profiles de vitesse radial pour trois temps différant.

La figure IV.9 représente la variation de la vitesse radial en fonction de distance pour les 3 Intervalle temps différant entes (1.5, 2 et $3\,\mu s$).on remarque pour t=1.5 et $3\,\mu s$ la vitesse prend sa valeur maximale v=70m/s et pour t=2 μs , la vitesse prend valeur v=55m/s.

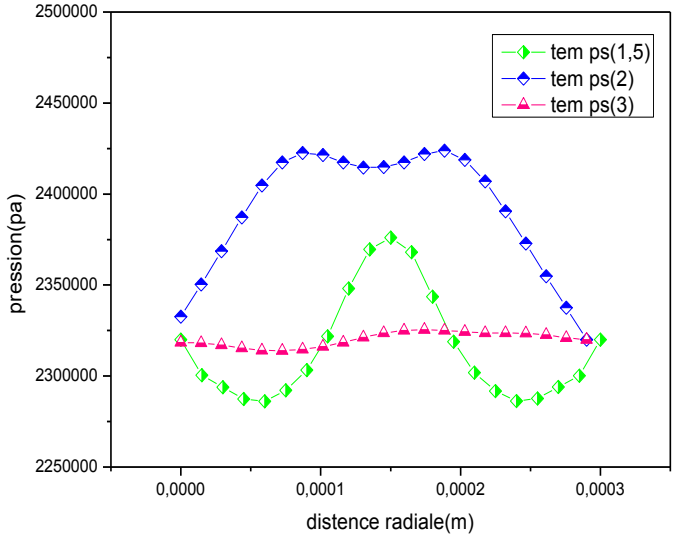


Fig. IV.10 : Profiles de pression radial pour trois temps différant.

La figure IV .10 représente variation de la pression en fonction distance radial pour les 3 intervalles du temps (1.5, 2 et $3\,\mu s$) .on remarque que la pression augmente pour les deux

premiers intervalles (1.5 et 2 μs) qui atteint la valeur de 2.42MPa par la suite on observe une stabilisation dans le profil de pression pour l'intervalle du temps 3 μs qui atteint 2.33MPa.

Angle d'injection de (5°) les deux trous on parallèles :

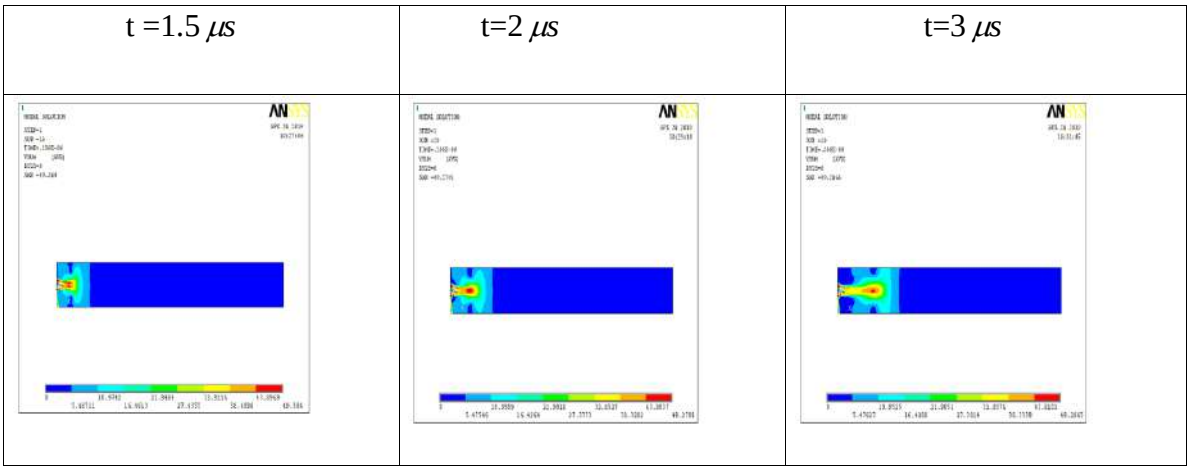


Fig. IV. 11 : Représentation spatiale de champ de vitesse.

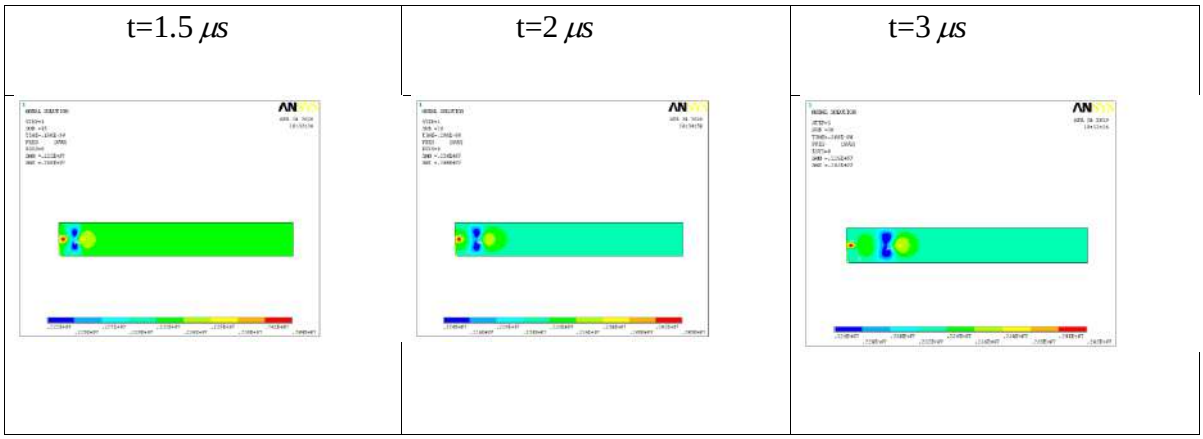


Fig. IV. 12 : Représentation spatiale de pression.

Les figures IV.11, IV.12 représente le champ de vitesse et le champ de pression dans la géométrie étudier pour l'angle d'injection de (5°) .on remarque que la vitesse et la pression au niveau des injections démarre par une valeur minimale jusque' à une valeur maximale dans les limites de jet du diesel, justifiée par L'influence des forces aérodynamiques situées à l'intérieur de chambre de combustion, et spécialement la pression dans la chambre de combustion.

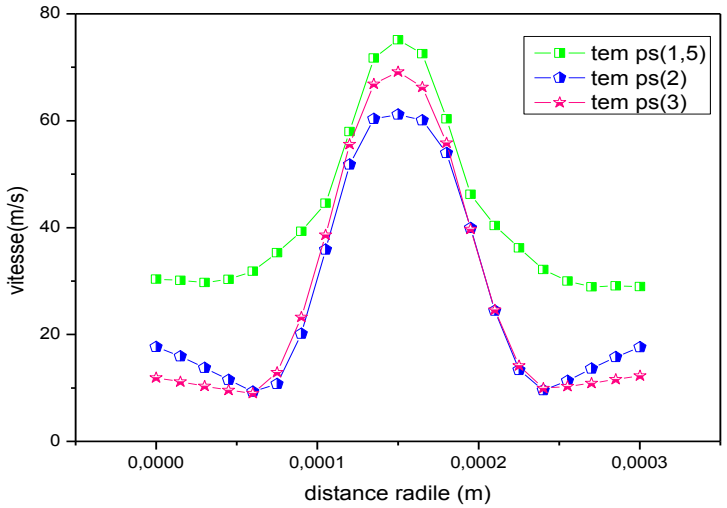


Fig. IV .13 : Profiles de vitesse radial pour trois temps différant.

La figure IV.13 représente la variation de la vitesse radial en fonction de distance radial pour les 3 intervalles du temps diffère entes (1.5 ,2 et 3 μs).on remarque pour t=1.5 μs la vitesse prend sa valeur maximale v=78m/s, et pour t=3 μs la vitesse prend une valeur 70m/s, pour t=2 μs la vitesse prend sa valeur minimale v=60m/s.

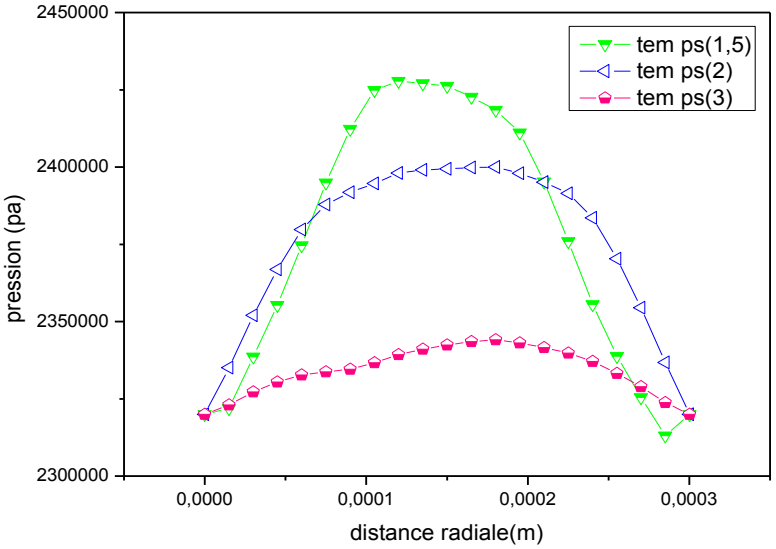


Fig. IV.14 : Profiles de pression radial pour trois temps différant.

La figure IV .14 représente variation de la pression en fonction distance radial pour les 3 intervalles du temps (1.5, 2 et 3 μs) .on remarque que la pression augmente pour les deux

premiers intervalles (1.5 et 2 μs) qui atteint la valeur de 2.43MPa par la suite on observe une stabilisation dans le profil de pression pour l'intervalle du temps 3 μs qui atteint 2.33MPa

- **Angle d'injection de (10°) les deux trous on parallèles** :

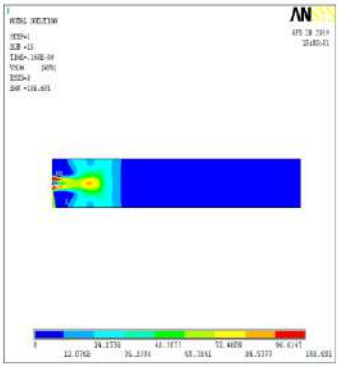
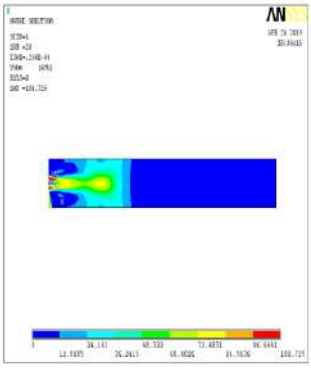
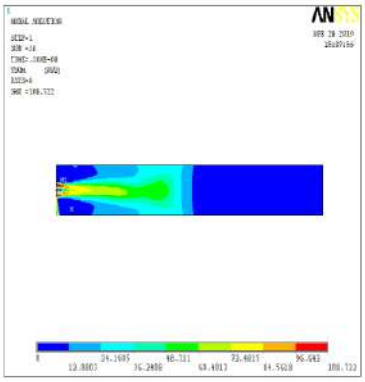
t=1.5 μs	t=2 μs	t=3 μs
		

Fig. IV.15 : Représentation spatiale de champ de vitesse.

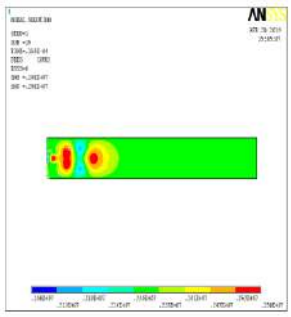
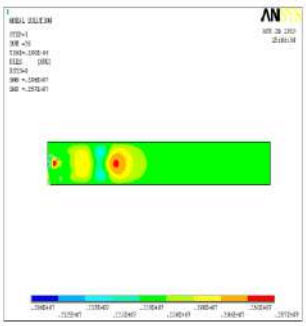
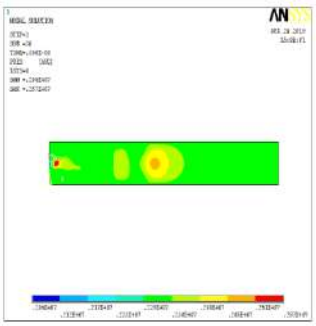
t =1.5 μs	t=2 μs	t=3 μs
		

Fig. IV. 16 : Représentation spatiale de pression.

Les figures IV.15, IV.16 représente le champ de vitesse et le champ de pression dans la géométrie étudier pour l'angle d'injection de (10°) .on remarque que la vitesse et la pression au niveau des injecteurs démarre par une valeur minimale jusque' à une valeur maximale dans les limites de jet du diesel, justifiée par l'influence des forces aérodynamiques situé à

L'intérieur de chambre de combustion, et spécialement la pression dans la chambre de combustion.

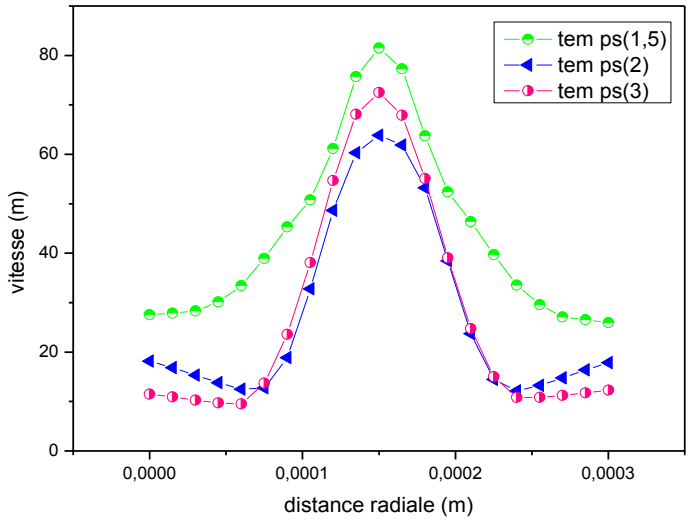


Fig. IV .17 : Profiles de vitesse radial pour trois temps différant.

La figure IV.17 représente la variation de la vitesse radial en fonction de distance radial pour les 3 intervalles du temps diffère entes (1.5 ,2 et 3 μs).on remarque pour t=1.5 μs la vitesse prend sa valeur maximale v=85m/s, et pour t=3 μs la vitesse prend une valeur 72m/s, pour t=2 μs la vitesse prend sa valeur minimale v=65m/s.

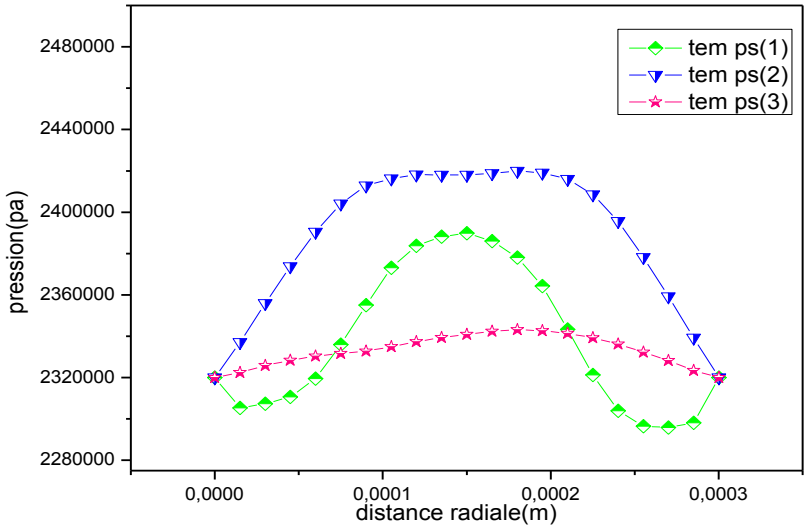


Fig. IV.18 : Profiles de pression radial pour trois temps différant.

La figure IV .18 représente variation de la pression en fonction distance radial pour les 3 intervalles du temps (1.5, 2 et 3 μs) .on remarque que la pression augmente pour les deux premiers intervalles (1.5 et 2 μs) qui atteint la valeur de 2.42MPa par la suite on observe une stabilisation dans le profil de pression pour l'intervalle du temps 3 μs qui atteint 2.34MPa.

B. Deuxième cas :

- **Etude de l'influence de la force électromagnétique sur la dynamique de jet.**

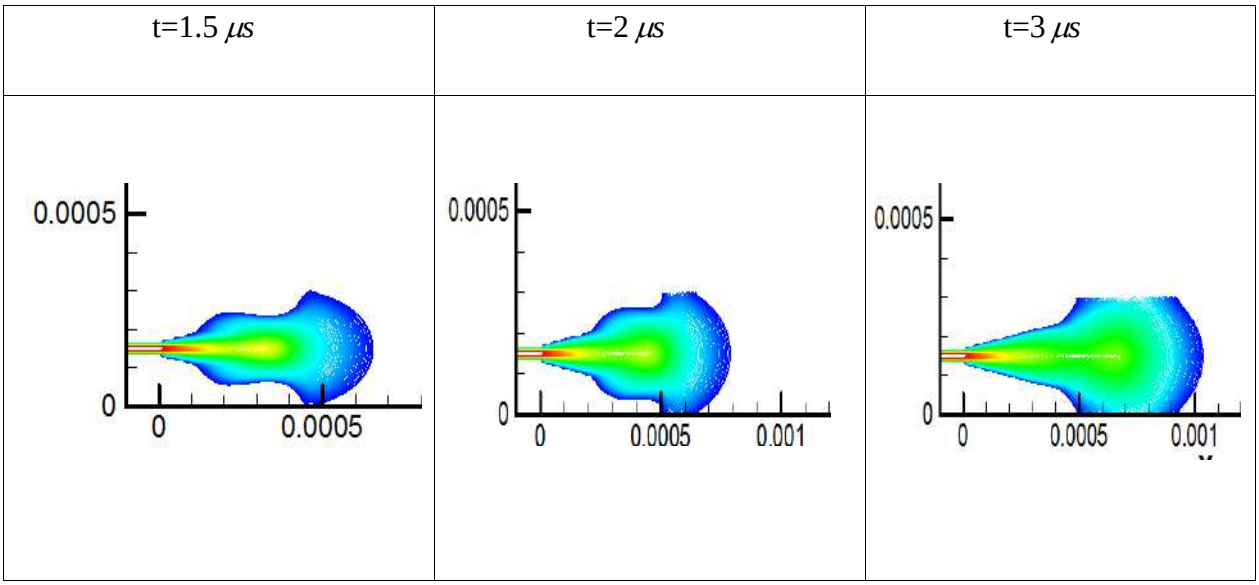


Fig. IV. 19 : Représentation spatiale de vitesse pour le cas sans champ.

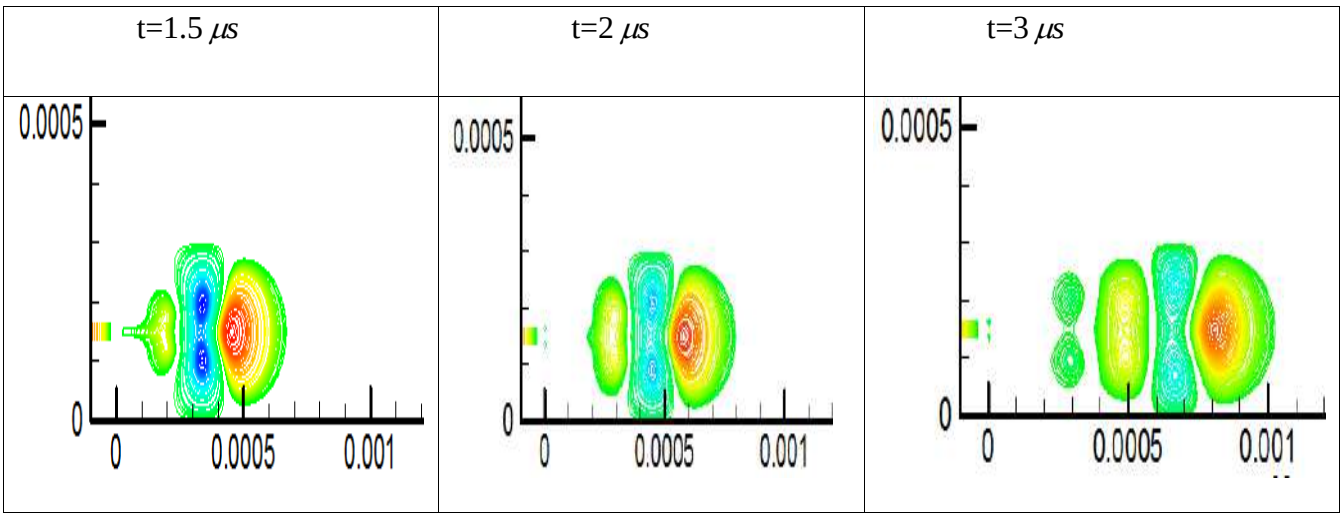


Fig.IV.20 : Représentation spatiale de pression pour le cas sans champ.

Les figures IV.19 et IV.20 représente la variation de la vitesse et pression du liquide d'injecter en fonction du temps pour les 3 intervalles (sans champs magnétique) on observe une augmentation du parfile de vitesse et de pression à chaque foi on prolonge dans le temps.

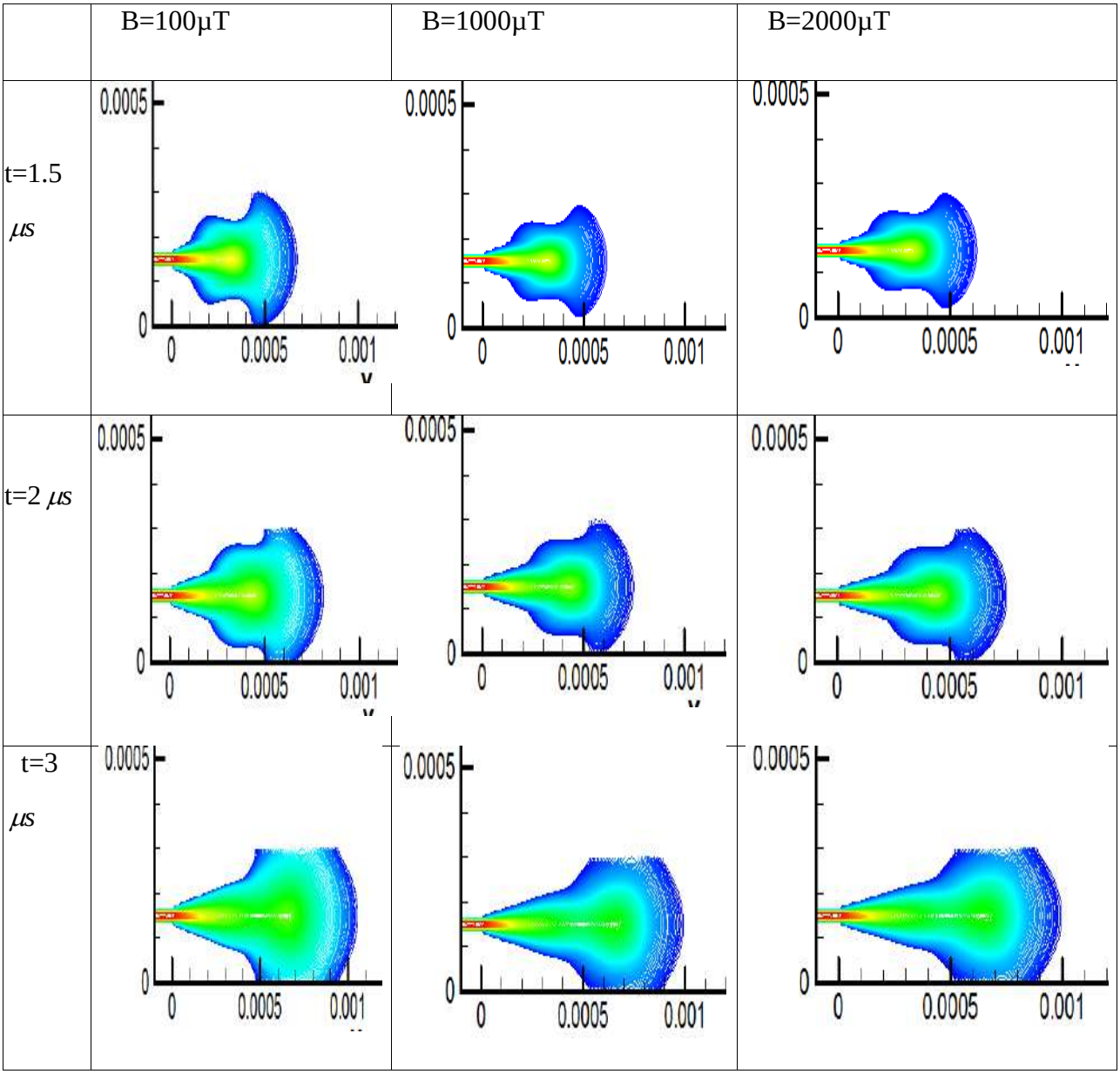


Fig.IV.21 : Représentation spatiale de vitesse avec champ.

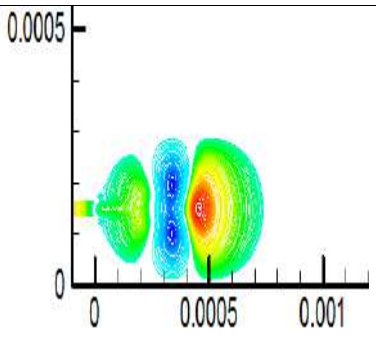
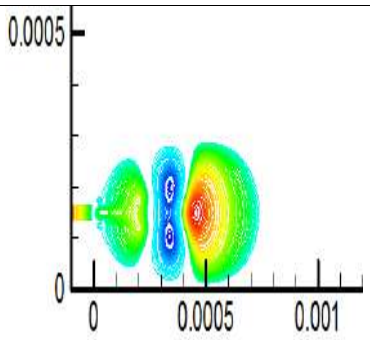
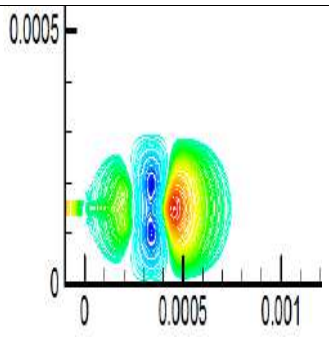
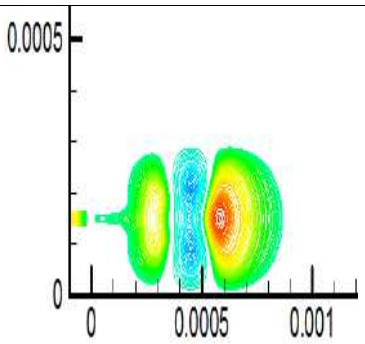
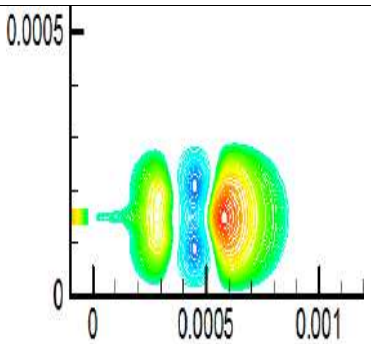
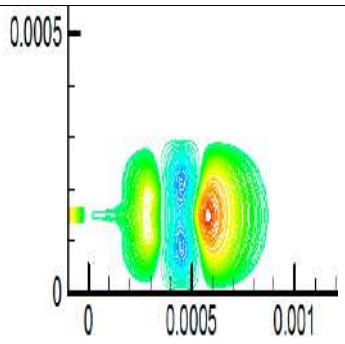
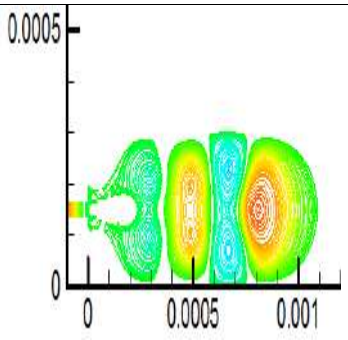
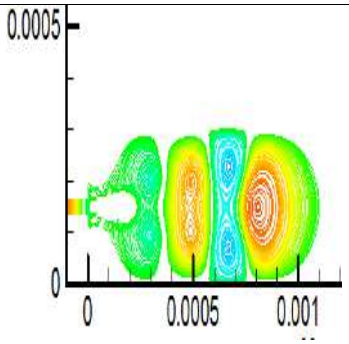
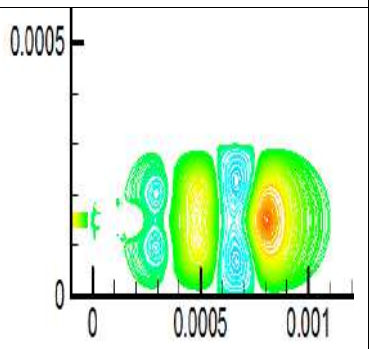
	B=100µT	B=1000µT	B=2000µT
t=1.5 μs			
t=2 μs			
t=3 μs			

Fig.IV.22 : Représentation spatiale de pression avec champ.

La figure IV.21 Représente spas elle de champ de vitesse pour 3 car étudie ; on constate que : augment de champ magnétique accélérée l'écoulement axialement la division axial et difracte la disparition radial .et la fig. IV. 22 qui représente spas elle ment le champ de pression justifie la même constatation.

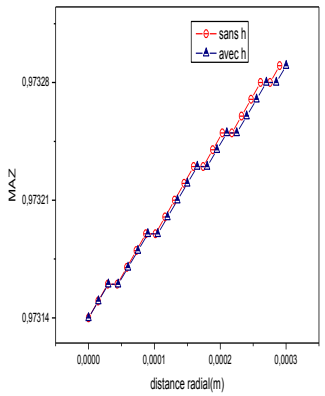
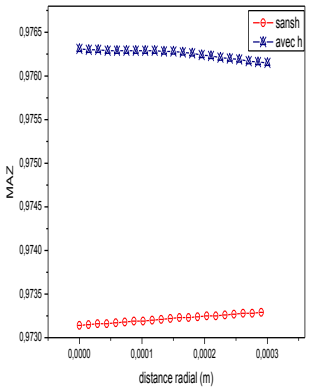
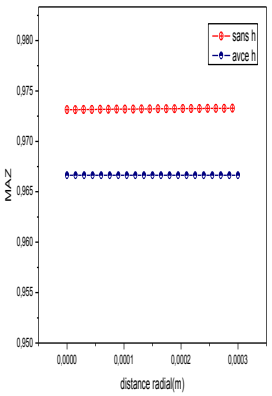
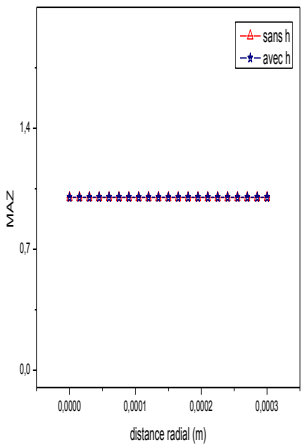
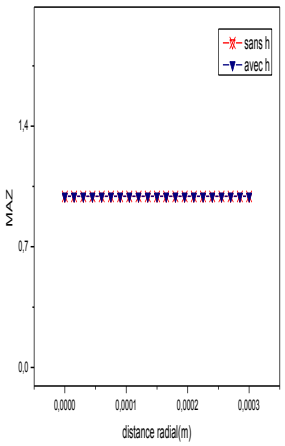
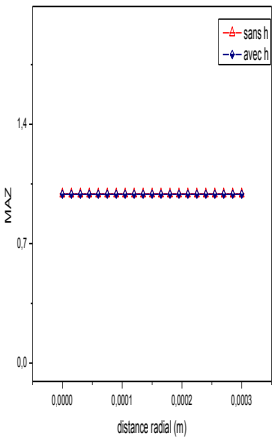
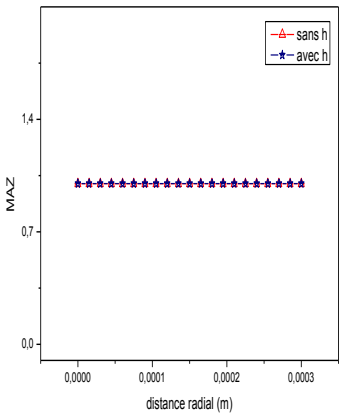
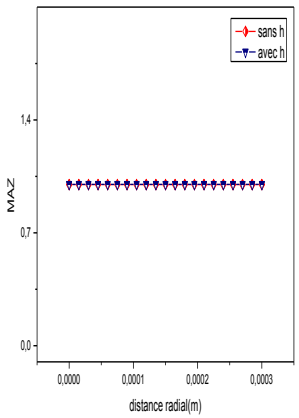
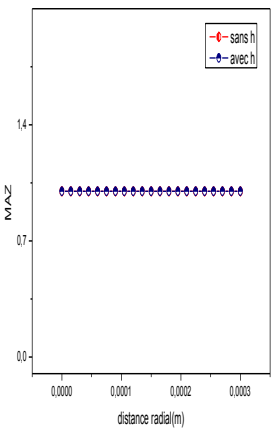
	B=100µT	B=1000µT	B=2000µT
t= 1.5 μs			
t= 2 μs			
t= 3 μs			

Fig.IV.23 : Profiles dispersion de mazot radial pour trois temps différant.

La figure IV.23 représente la variation de la dispersion du mazot en fonction des champs magnétique pour les 3 intervalles du temps, on remarque que dans le cas de t=1.5µs et B=100µT la dispersion axial avec et sans champ magnétique augment jusqu'à une valeur maximale de 97.33%, dans le 2^{eme} cas pour t=1.5µs et B=1000µT on remarque que la dispersion axial sans champ augmente progressivement jusqu' à 97.35%. la dispersion avec le champs d'imine progressivement jusqu' à 97.60%, et dans le 3^{eme} cas de t=1.5µt et B=2000µT on remarque que les deux graphes de dispersion de mazot avec et sens champs magnétique se rapproché l'un de l'autre et se stabilise autour de 96.7% ; 97.3%, dans l'autre cas, pour t=2µs et, 3µs avec B=100,1000 et 2000µT on remarque que la variation est inchangé.

C. Troisième cas :

- **Force électromagnétique** : **radial**

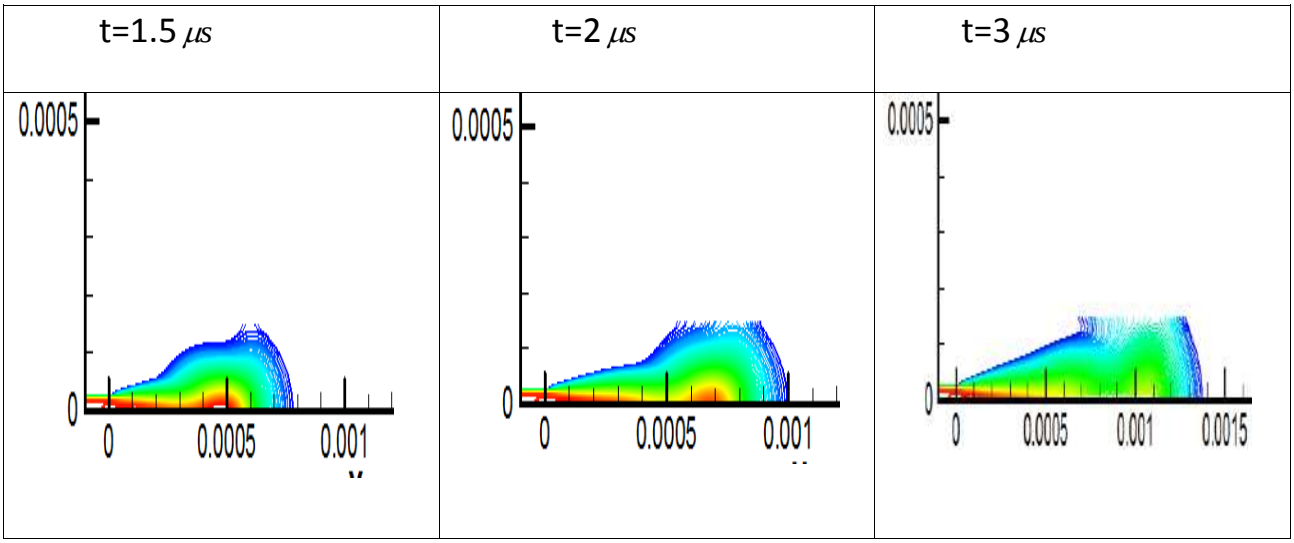


Fig. IV. 24 : Représentation spatiale de champ de vitesse.

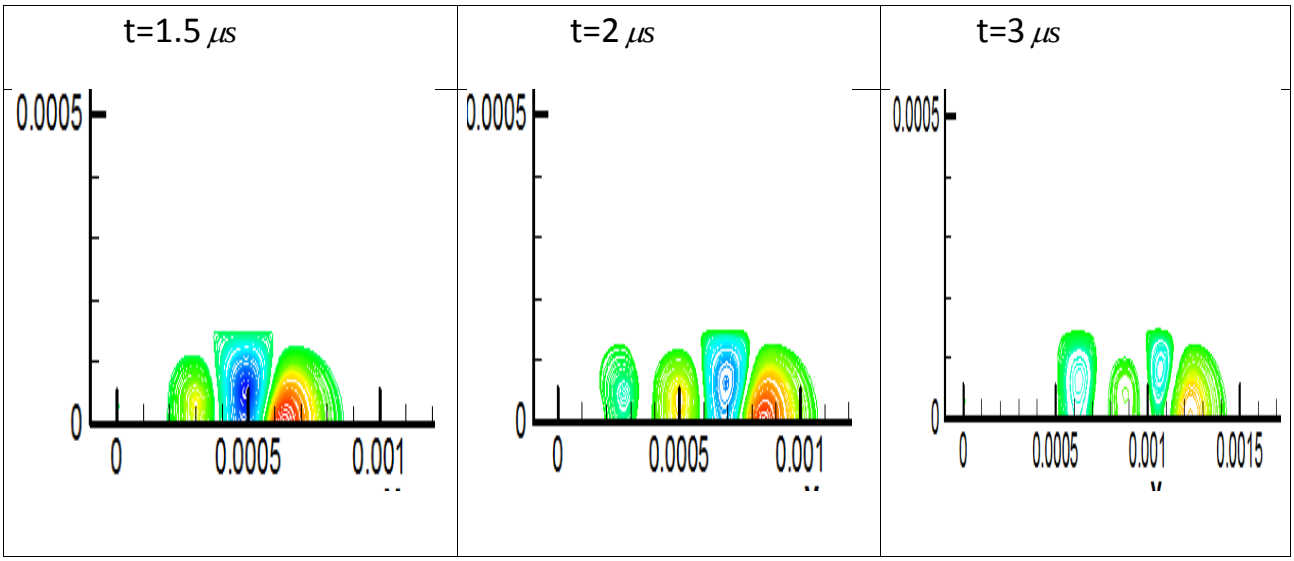
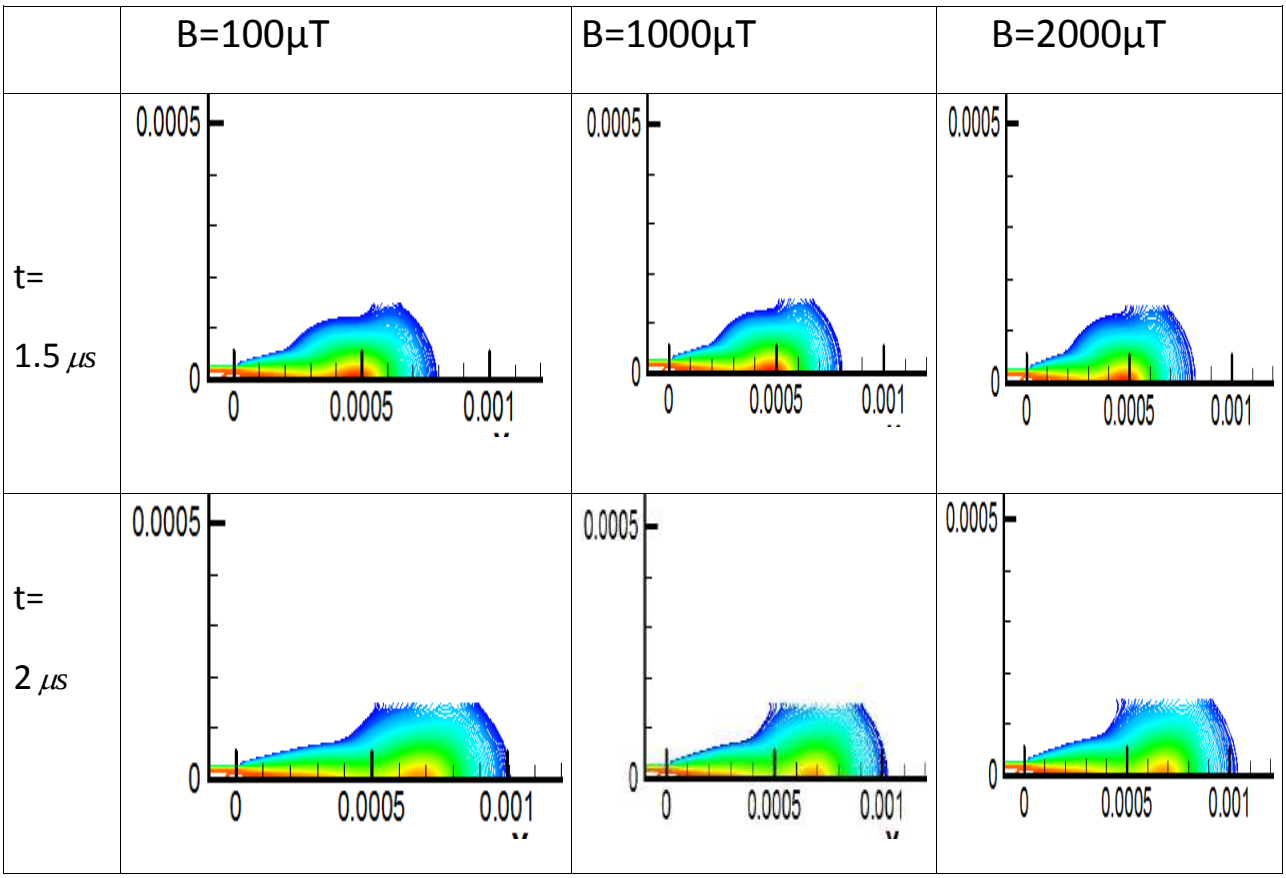


Fig. IV. 25 : Représentation spatiale de pression.

Les figures IV.24.IV.25 représentent le profil de vitesse et de pression en fonction du temps dans le cas où l'on a utilisé un demi profil de l'injection, on remarque qu'il y a une augmentation dans les profils de vitesse et de pression.



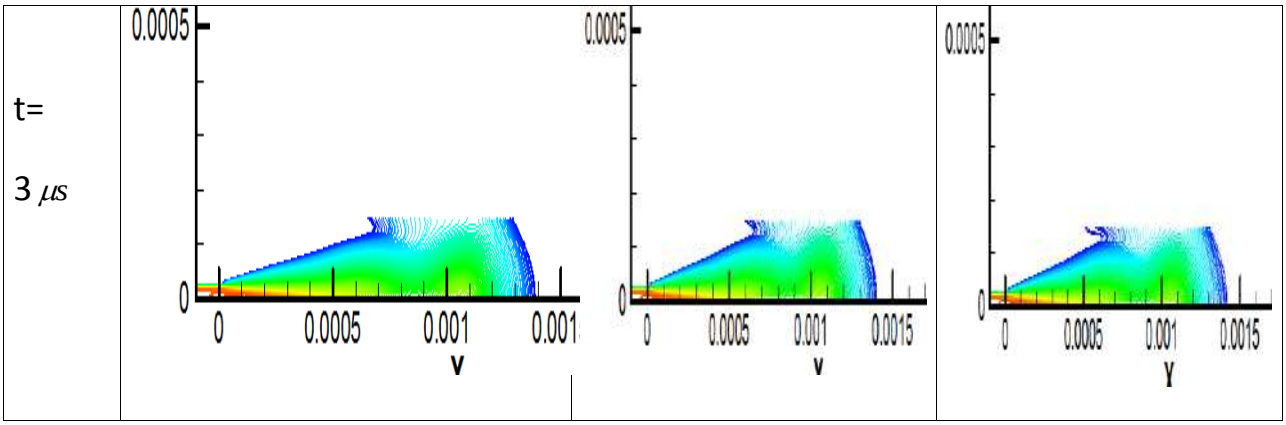
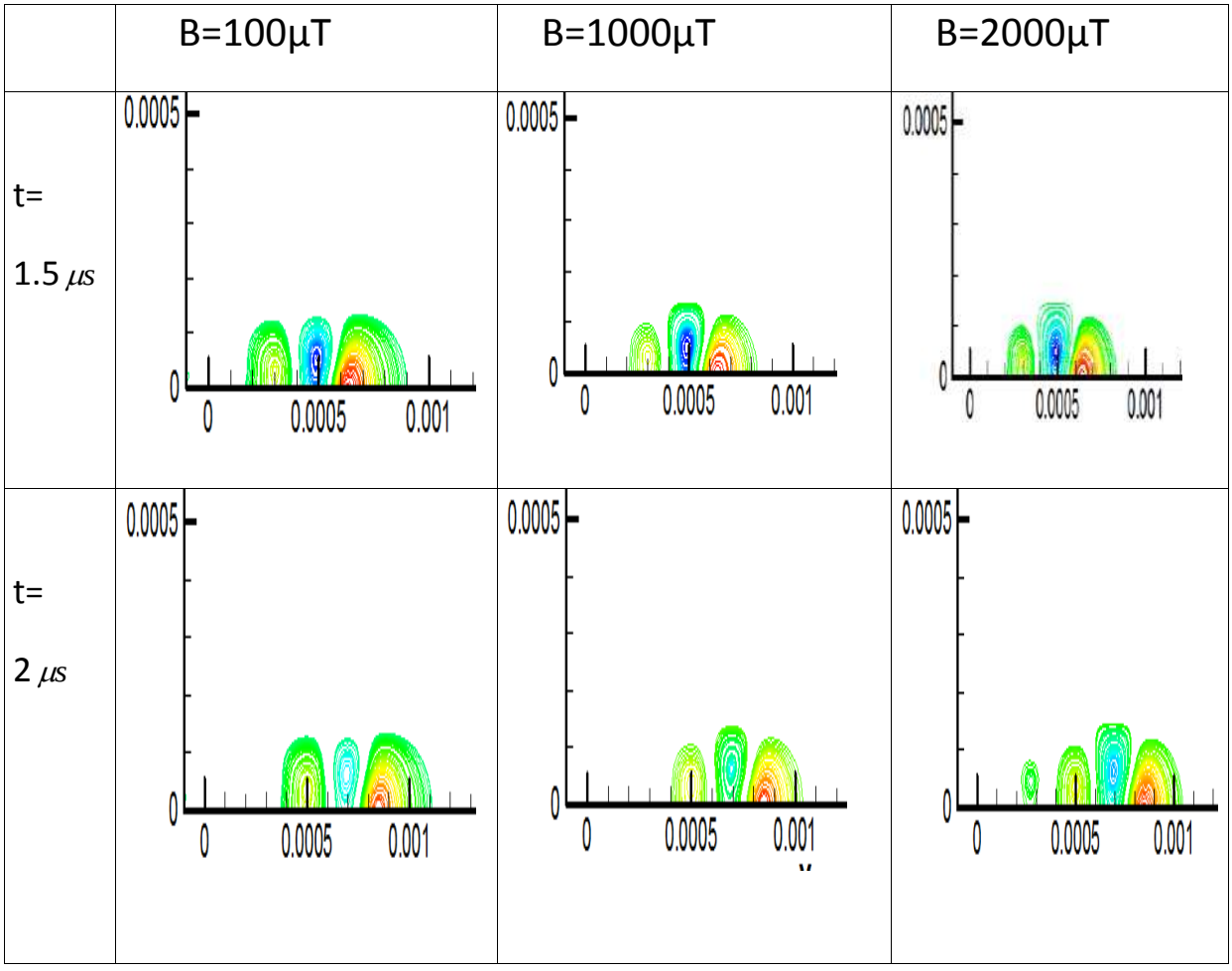


Fig.IV.26 : Représentation spatiale de vitesse avec champ.

La figure IV.26 représente la variation de la vitesse en fonction des champs magnétiques appliqués dans 3 intervalles différents, on observe qu'il y a une diminution remarquable dans le profil de la vitesse à chaque fois qu'on augmente la force des champs magnétiques (100.1000 et 2000 μT).



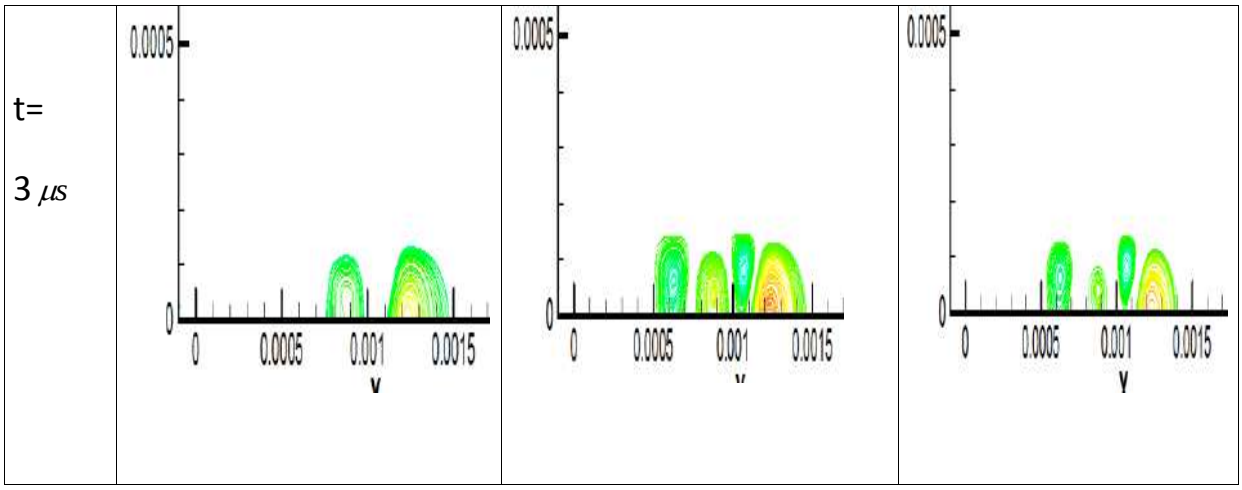
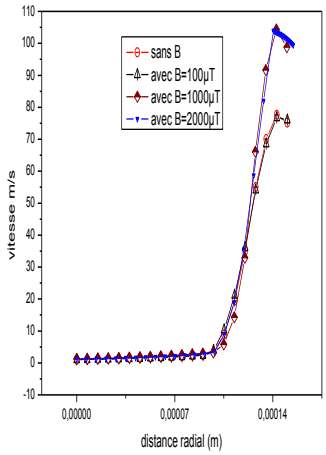
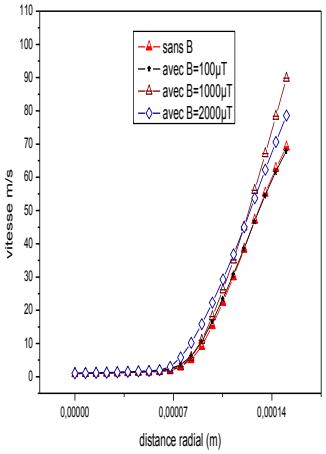
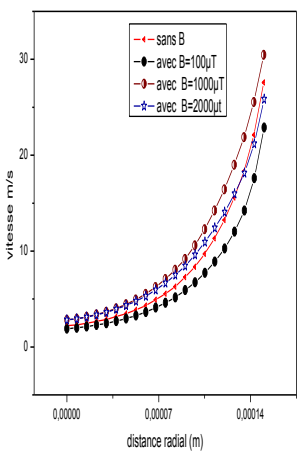


Fig.IV.27 : Représentation spatiale de pression avec champ.

La figure IV.27 représente la variation de la pression en fonction des champs magnétiques appliqués dans les 3 intervalles différents, on observe qu'il y a une augmentation remarquable dans le profil de la pression à chaque fois qu'on a augmenté dans les champs magnétique (100,1000 et 2000µT).

	Position(1)	Position(2)	Position(3)
t= 1.5 μs			

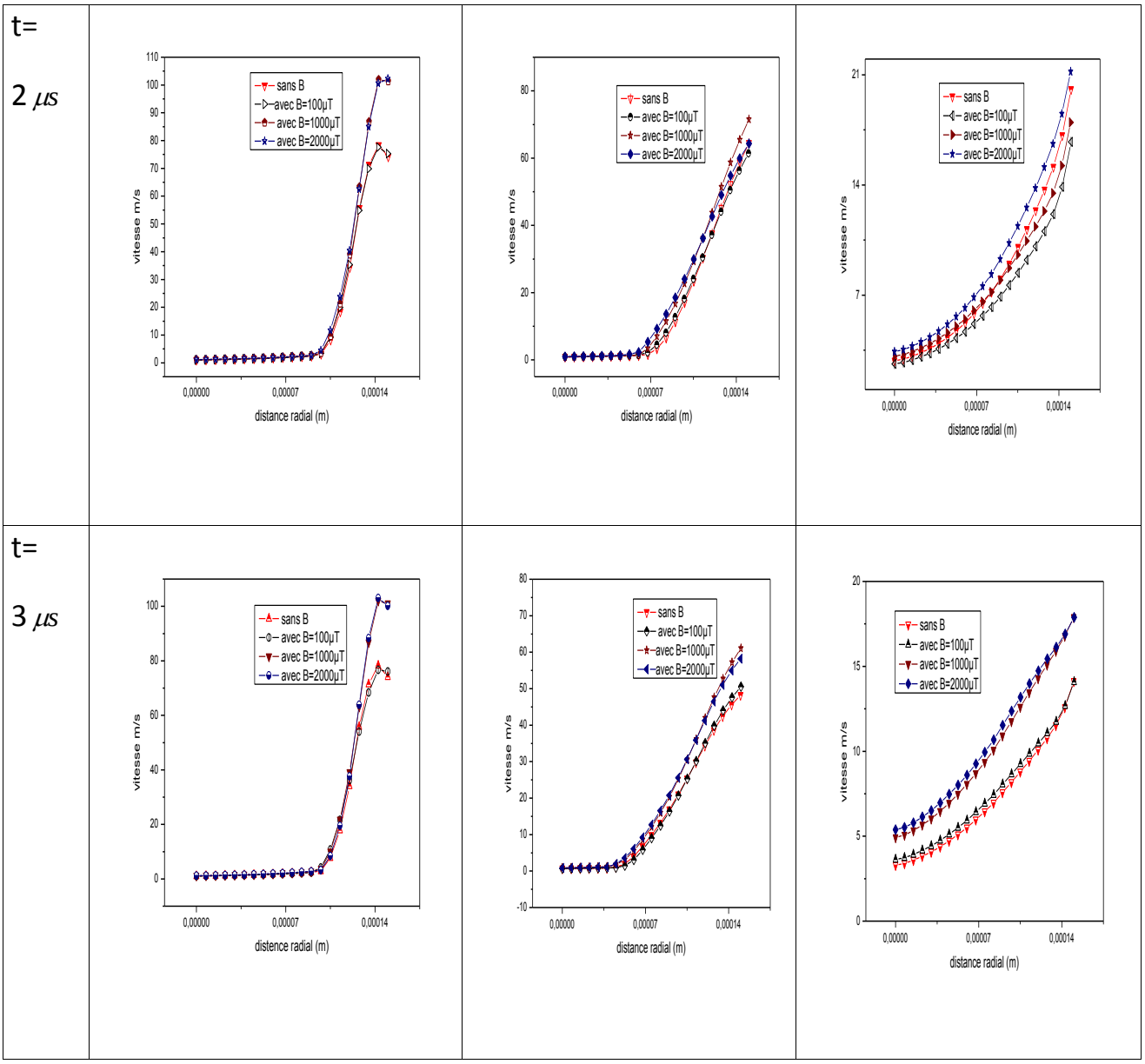


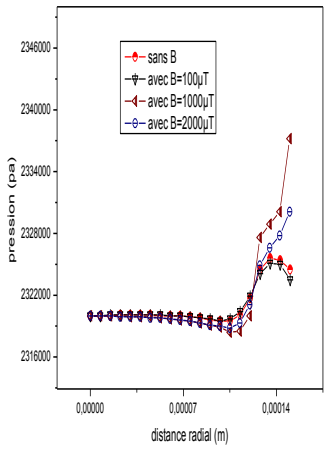
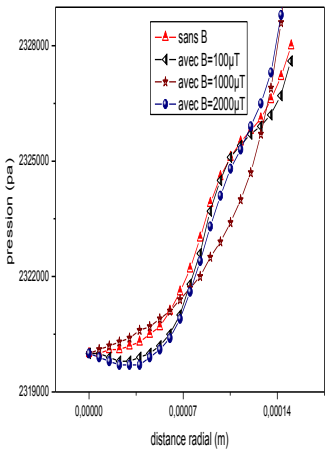
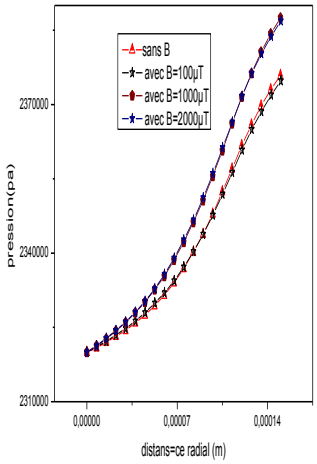
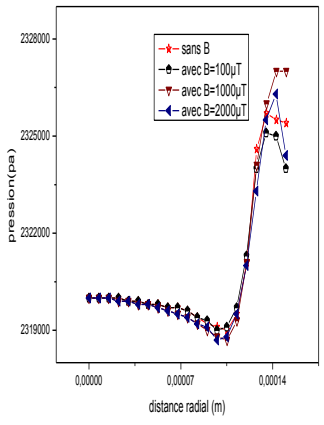
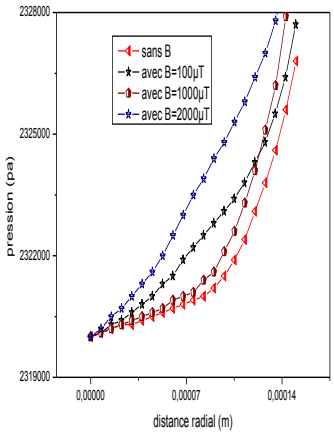
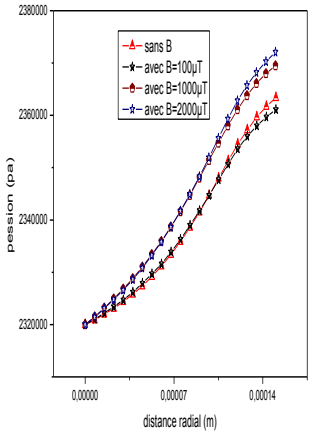
Fig.IV.28 : Profiles de vitesse radial pour des trois positions différente.

La figure IV.28 représentes les graphiques de variation de la vitesse en fonction du temps et de la position avec et sans champs magnétique ; on remarque dans la -première position avec les instants (t=1.5, 2 et3μs) la stabilité des courbes sans l'application du champ magnétique à (2.5 m/s) puis une augmentation progressive des deux courbes sans et avec champ magnétique (B=100μT) atteignant la valeur de (80 m/s) ainsi que les courbes avec champ magnétique (B=1000 et 2000μT) , on note une augmentation progressive atteignant la valeur de (105m/s) .

- deuxième position avec les instants (t=1.5, 2 et3μs) la stabilité des courbes sans et du champ magnétique à (2.5 m/s) puis une augmentation progressive des deux courbes sans et avec champ magnétique (B=100μT) atteignant la valeur de (65m/s) ainsi que les courbes

avec champ magnétique (B=1000 et 2000µT) augmentation progressive atteignant la valeur de (75m/s).

- troisième position avec les instants (t=1.5, 2 et3µs) une augmentation progressive des deux courbes sans et avec champ magnétique (B=100µT) atteignant la valeur de (65 m/s) ainsi que les courbes avec champ magnétique (B=1000 et 2000µT) augmentation progressive atteignant la valeur de (75m/s).

	Position(1)	Position(2)	Position(3)
t= 1.5 μs			
t= 2 μs			

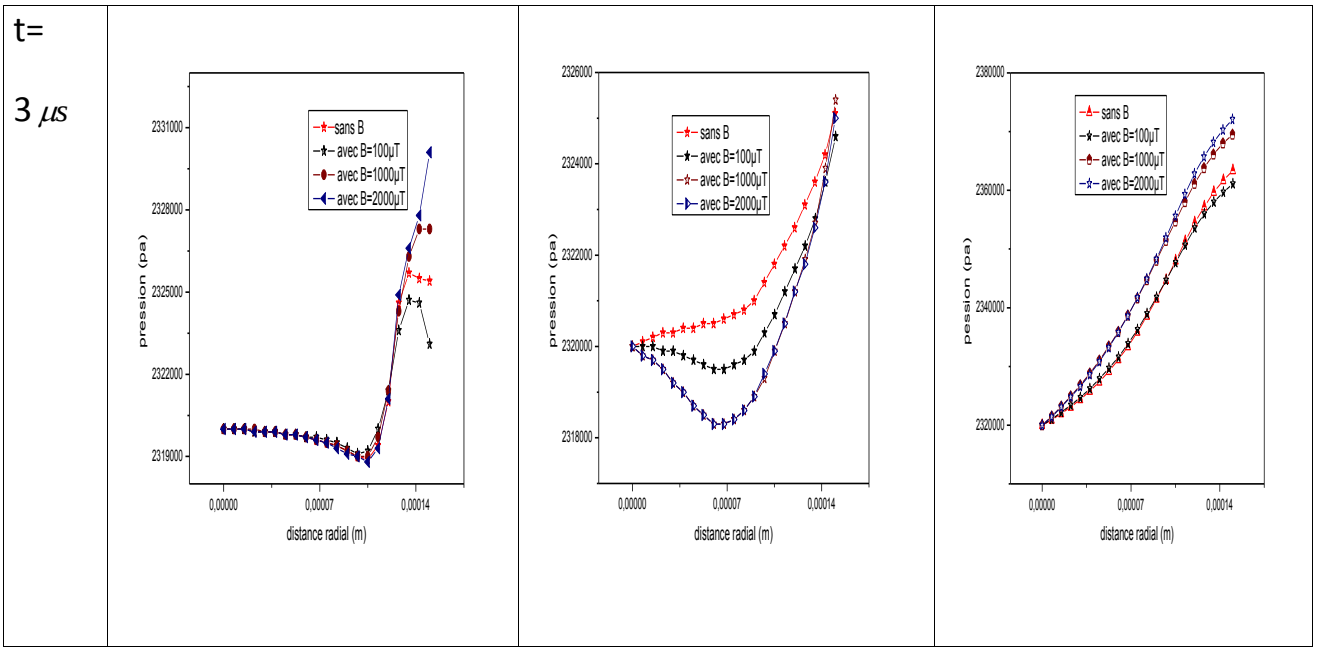


Fig. IV.29 : Profiles de pression radial pour des trois positions différente.

La figure IV.29 représente les graphiques de variation de pression en fonction du temps selon la position avec et sans champs magnétique ; on remarque dans la -première position avec les instants (t=1.5, 2 et3µs) la stabilité des courbes sans et avec l'application du champ magnétique à (2.32050MPa) puis une légère diminution suivie d'une augmentation progressive des deux courbes sans et avec champ magnétique (B=100µT) atteignant la valeur de (2.32500 MPa) ainsi que les courbes avec champ magnétique (B=1000 et 2000µT) puis une augmentation progressive atteignant la valeur de (2.331000MPa).

- Dans la deuxième position avec les instants (t=1.5 et 2µs) on observe une augmentation progressive atteignant la valeur de (2.32800 MP) et pour (t=3µs) sans champ magnétique (B=100,1000 et 2000µT) diminuant jusqu' à la valeur (2.318000MPa).

- pour la troisième position avec les instants (t=1.5, 2 et3µs), on note une augmentation progressive des deux courbes sans et avec champ magnétique (B=100µT) atteignant la valeur de (2.370000MPa). pour les courbes avec champ magnétique (B=1000 et 2000µT), on note une augmentation progressivement atteignant la valeur de (2.375000MPa).

- **Force électromagnétique : axial.**

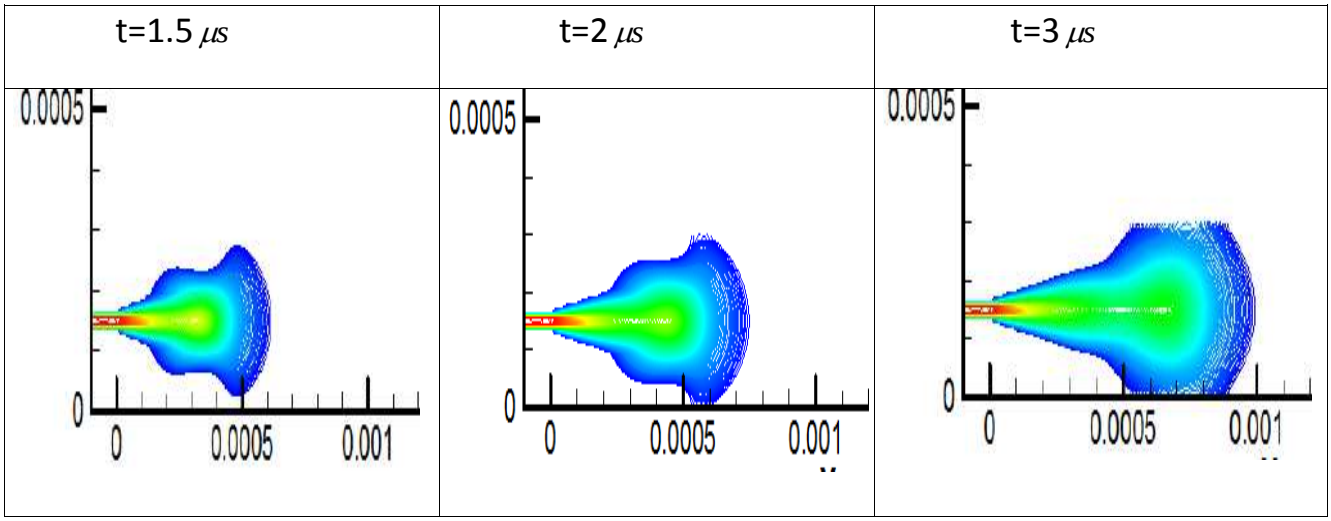


Fig.IV.34 : Représentation spatiale de champ de vitesse pour le cas sans champ.

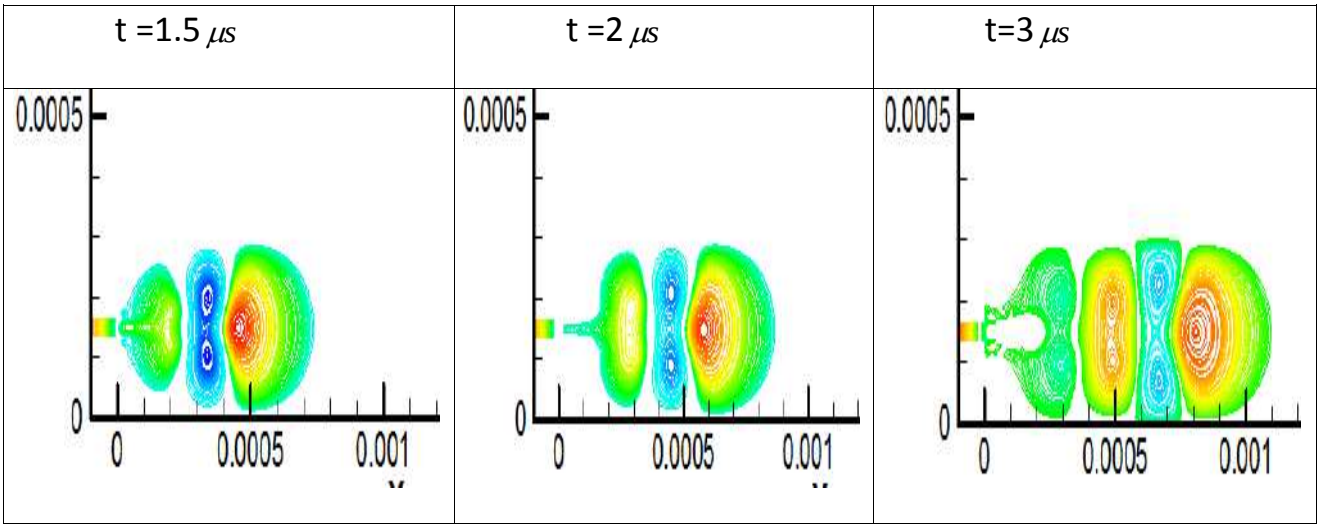


Fig.IV.35 : Représentation spatiale de pression pour le cas sans champ.

Les figures IV.34 et IV.35 représente la variation de la vitesse et la pression du liquide d'injection en fonction du temps pour les 3 intervalles (sans champs magnétique) on observe une augmentation du profile de vitesse et de pression à chaque fois qu'on prolonge dans le temps.

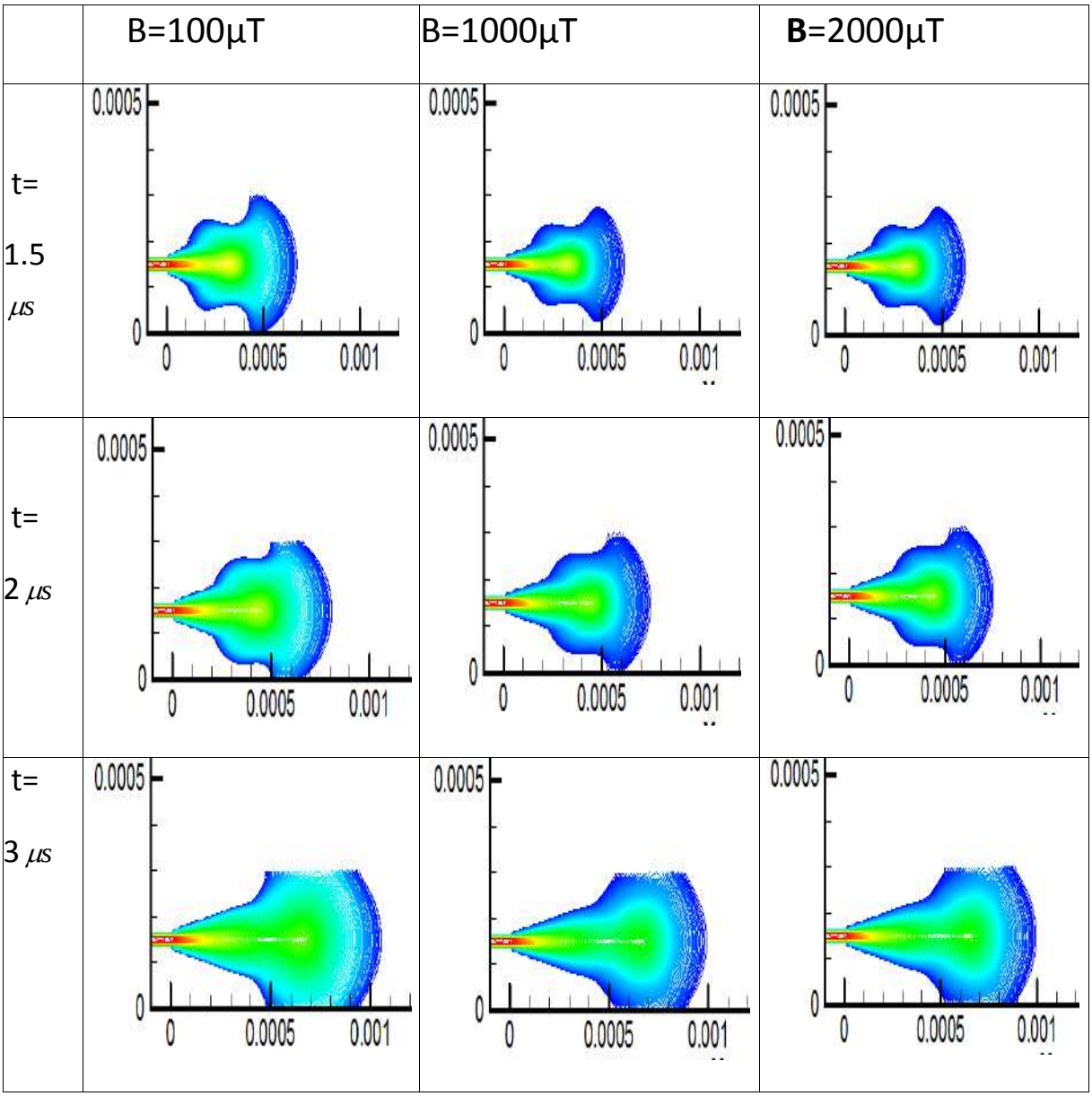


Fig.IV.36 : Représentation spatiale de vitesse pour le cas avec champ.

La figure IV.36 représente la variation de la vitesse en fonction du champ magnétique appliqué dans 3 intervalles différents, on observe qu'il y a une diminution remarquable dans le profil de la vitesse à chaque fois qu'on augmente la force du champ magnétique (100.1000 et 2000 μT).

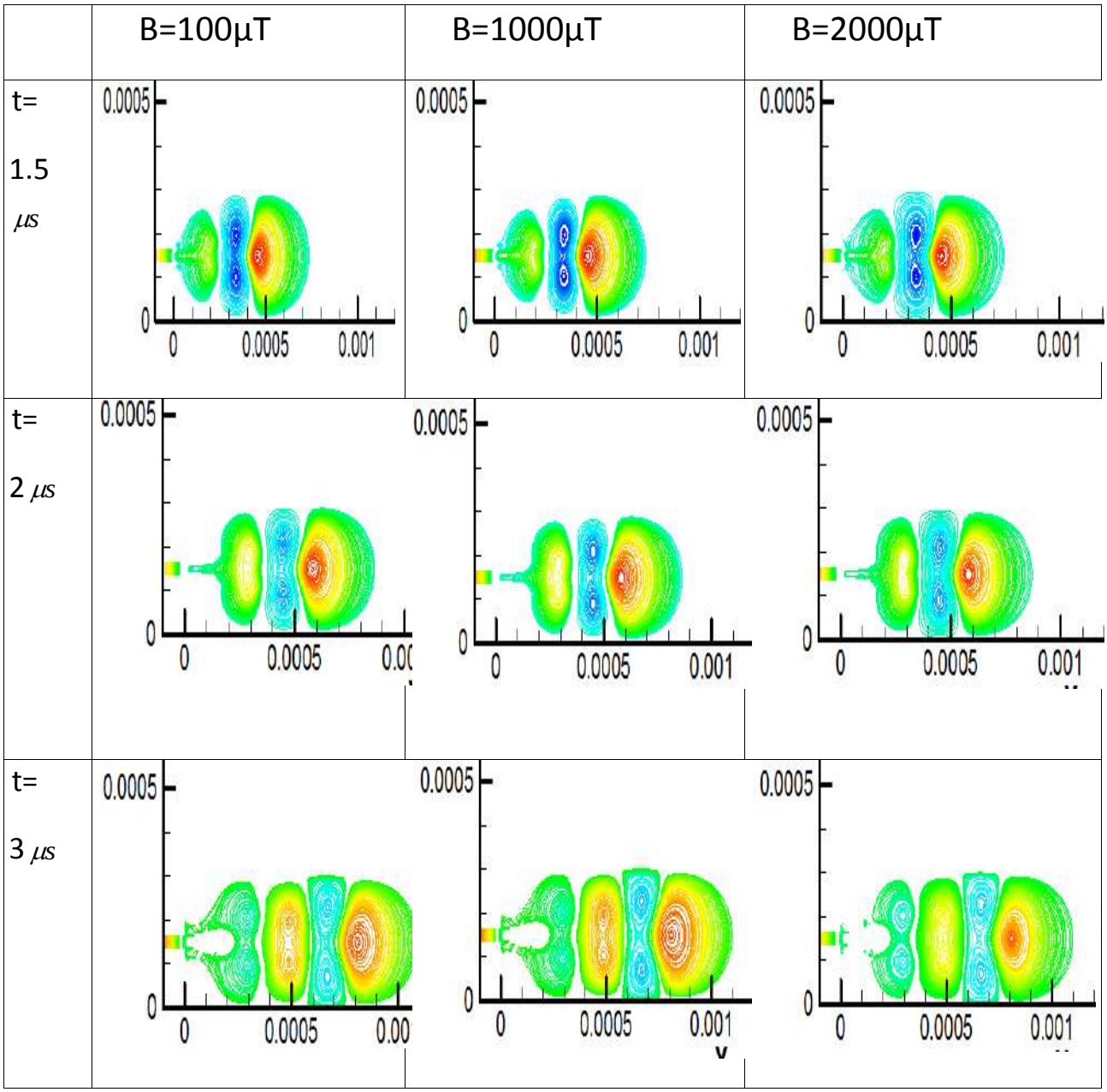


Fig.IV.37 : Représentation spatiale de pression pour le cas avec champ.

La figure IV.37 représente la variation de la pression en fonction des champs magnétiques appliqués dans les 3 intervalles différents, on observe qu'il y a une augmentation remarquable dans le profil de la pression à chaque fois qu'on augmente la force des champs magnétiques (100.1000 et 2000 μT).

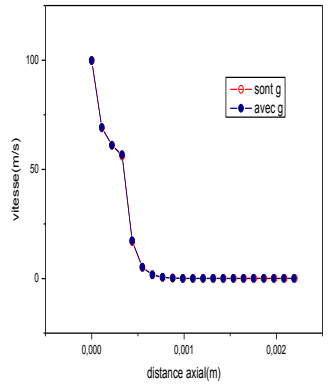
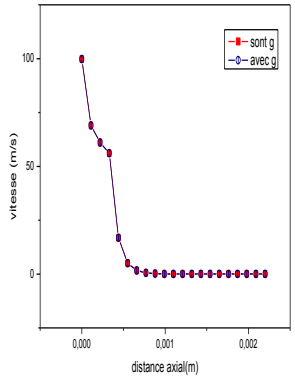
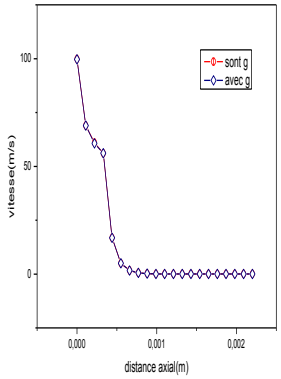
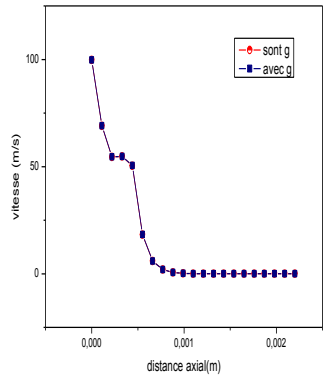
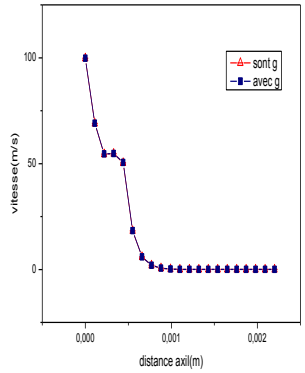
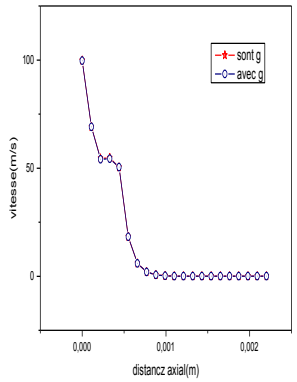
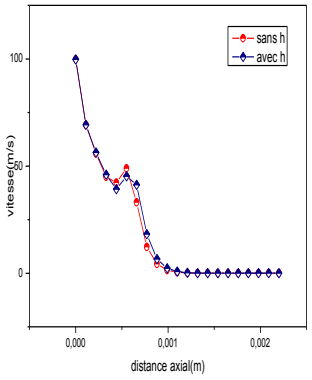
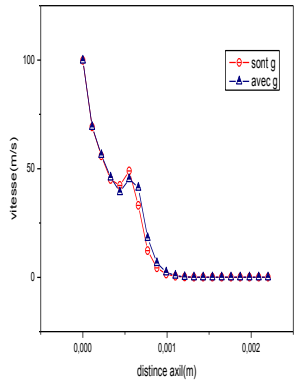
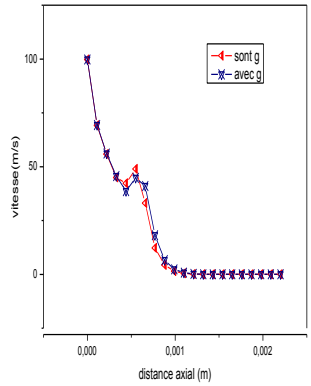
	B=100µT	B=1000µT	B=2000µT
t= 1.5 μs			
t= 2 μs			
t= 3 μs			

Fig.IV.38 : Profiles de vitesse axial pour trois force électromagnétique différant.

La figure IV.38 représente la variation de la vitesse axiale en fonction du temps et les champs magnétique, on remarque qu'au trois instants (t=1.5, 2 et 3µs) donnent presque les mêmes résultats sans et avec champ magnétique (B=100,1000 et 2000µT) puis diminue directement de (100 m/s) jusqu'à la valeur de (50 m/s) avec une petite stabilisation à cette

valeur, puis continue de baisser jusqu'à la valeur de (0 m/s) et se stabilise ainsi, il est à noter que les profils de vitesse axiale sont identiques que ce soit avec ou sans l'application du champs magnétique.

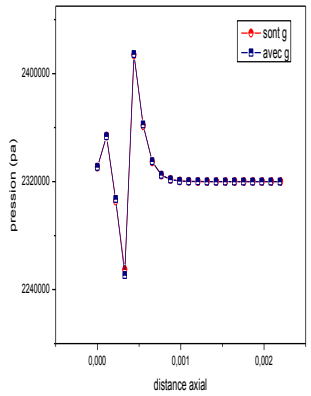
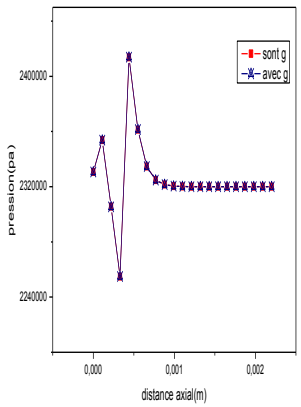
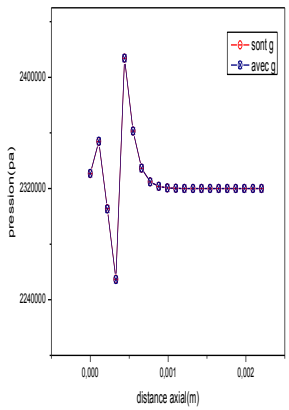
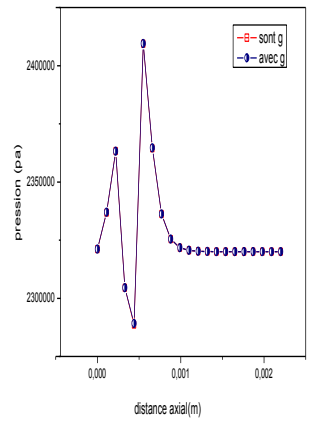
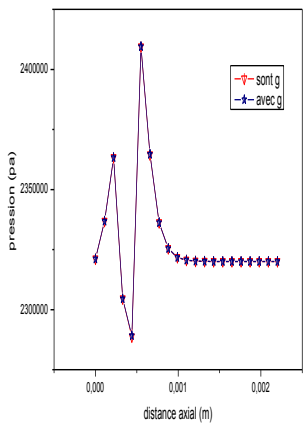
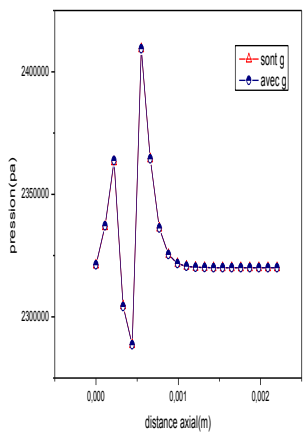
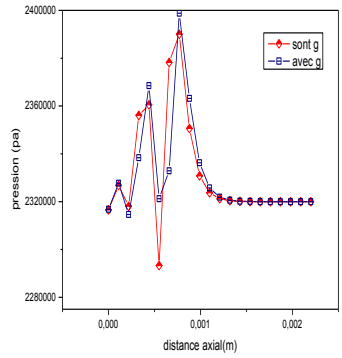
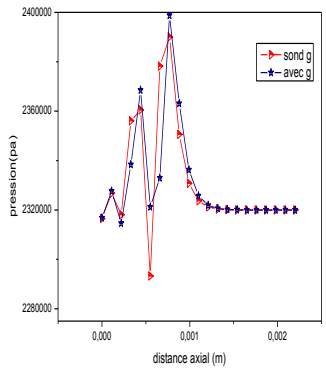
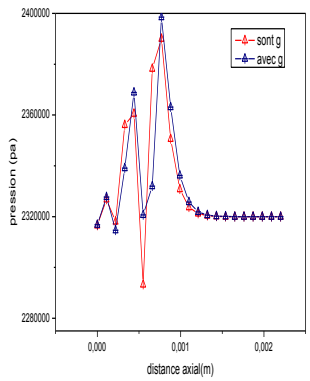
	B=100µT	B=1000µT	B=2000µT
t= 1.5 μs			
t= 2 μs			
t= 3 μs			

Fig.IV.39 : Profiles de pression axial pour trois force électromagnétique différant.

La figure IV.39 représente la variation de la pression axiale en fonction du temps en présence d'un champ magnétique axiale ; on remarque le deux premier temps (1.5et2µs) est identique, pour le troisième temps (3µs) une oscillation supérieure a (2.32Mpa) apparait, par la suite on observe une stabilisation dans la même valeur.

IV.4. Conclusion:

Ce chapitre était consacré à l'analyse des résultats numériques de problème d'écoulement

Pi phasique de la dispersion et l'atomisation du carburant dans les moteurs diesel développés sur logiciel ANSYS- Flottèrent CFD.

D'après les résultats de simulation on peut montrer les constatations suivantes :

- Les modèles utilisée dans cette simulation pour représenter les phénomènes à l'intérieure de la chambre de combustion comme la turbulence, dispersion et atomisation donne de meilleurs résultats.
- la variation de vitesse dans le 3cas prend une distance radial plus grand par rapport les autre positions, c'est-à-dire il y a une dispersion plus grand dans le 3cas.
- La variation de l'angle d'injection affecte sur le comportement de la dispersion du carburant diesel et l'améliore dans les limites calculées, dans nous résultats nous avons constaté que lors de l'injection de diesel à différents angle, nous avons vu ce changement et nous montré que le meilleur angle d'injection est de (5°) et l'existence d'une bonne dispersion et atomisation du carburant.
- on constat que la pression de jet diesel toujours diminue en tout temps dans même position verticale.

Grâce à tout ce résultat numérique qui nous a montré le comportement de l'injection diesel dans les moteurs diesel, nous concluons que les simulateurs numériques ont donné de bons résultats pour aider à développer l'injecteur diesel.

Conclusion :

Générale

Conclusion générale :

Les voitures de demain se doivent d'être plus performantes et plus respectueuses de l'environnement. La réduction des émissions de polluants est devenue une nécessité pour les constructeurs automobiles. Des améliorations notables ont déjà été apportées avec l'introduction de nouvelles technologies comme les filtres à particules, la régulation électronique ou l'injection directe à rampe commune (Common rail).

Concernant le système d'injection, les améliorations reposent notamment sur une meilleure compréhension des phénomènes pi phasiques à l'extérieure d'un injecteur dans la chambre de combustion des moteurs Diesel.

L'objectif de notre étude est la simulation numérique des phénomènes pi phasiques (la dispersion et l'atomisation) dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel. Cet objectif émane de la nécessité de comprendre et de maîtriser le code de calcul.

En générale la simulation numérique permet de simuler et de tester différentes possibilités envisageables, ce qui réduit énormément les efforts de conception et d'expérimentation des prototypes de moteur. En résumé, la simulation est une source assez flexible d'informations utiles et peu coûteuse.

Le sujet abordé dans ce mémoire (L'effet du champ magnétique sur l'atomisation d'un liquide injecté dans un cylindre Application a un moteur diesel.) S'inscrit dans le cadre de Master en Génie Energétique. Ce travail permit d'avancer les connaissances dans le domaine moteur à combustion interne.

Références Bibliographiques

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] M.M. Mazarin & A. Mou mène. Eude 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 Constructive, 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. So vanna. 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 a 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] J.B. Moreau. Modélisation de l'écoulement poly phasique à l'intérieur et en sortie des injecteurs diesel. Thèse de doctorat. Institut national Polytechnique de Toulouse, 2005.

[14] A. Haupais.Combustion dans les moteurs Diesel. Techniques de l'Ingénieur, B 2 700.

[15] J.B. Moreau. Modélisation de l'écoulement poly phasique à l'intérieur et en sortie des injecteurs diesel. Thèse de doctorat. Institut national Polytechnique de Toulouse, 2005.

[16] M.S. Lounici. Notes de cours : Moteurs à combustion interne, FSI UMBB Boumerdes, 2014.

[17] P. Sovanna. Moteurs thermiques : particularités du moteur diesel, 2004.

[18] G. Vaitilingom. Utilisation des biocarburants dans les moteurs à allumage par compression, 2013.

[19] F. Labed. Détection des défauts dans le système de combustion d'un moteur Diesel. Mémoire de magister. Université Badji Mokhtar Annaba, 2007.

[20] K. Bousouara. Etude des émissions polluantes et des moyens de dépollution dans les moteurs à combustion interne. Thèse de doctorat, Université de Constantine, 2010.

[21] 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.

[22] J. Basha, I. Prasad. Simulation of In-CylinderProcesses in a Diesel enginewithvarious injection timings", Journal of Engineering and Applied Science. Vol 4, 2009.

[23] E. Mattarellia, C.A. Rinaldinia, 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 EnergyProcedia 45 (2014) 929 – 937.

[24]Le Pierre-Arnaud Beau, Modélisation de l'atomisation d' un jet liquide Application ou sprays diesel,Thèse doctorat Université de Rouen CoRIA,décembre 2006

[25] ARAI (M.) Breakupmechanisms of a high speed liquid jet and control methods for a spray behavior Int. Symp. on Advanced Spray Combustion, Japan, pp. 11-24, 1994.

[26] CAVALIERE (A.), RAGUCCI (R.), D'ALESSIO (A.), NOVIELLO (C.) Analysis of Diesel Sprays throughtwoDimensional Laser Light Scattering 22
ndsymp. Inter on combustion, the combustion institute, pp 1973-1981, 1988.
GÜLDER (O.L.), SMALLWOOD (G.J.), SNELLING (D.R.) Internal structure of the transient full cone dense diesel sprays Third Int Symp. COMODIA, 1994.

[27]Ménard .T .et al,Numerical jet atomisation .Part I :DNS simulation of primarybreakup,proceedings of ASME FEDSM,Miami,2006

[28] B.L. Alex, M. Daniel and D. R. Reitz. modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays, 1993.

[29] N. Dumont. Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs diesel. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Toulouse, 2004.

[30] B. Duret. Simulation numérique directe des écoulements liquide-gaz avec évaporation : application à l'atomisation. Thèse de doctorat, INSA de Rouen, 2013.91

[31] 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.

[32] 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.

[33] G. Ma. Modélisation 1D de la combustion diesel : Application a un moteur automobile. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2013.

[34] M. Abdelbaki. Etude numérique de la combustion turbulente du prémelange pauvre méthane/air enrichi a l'hydrogène. Thèse de doctorat, Université d'Orléans, 2009.

[35]R.Vincent. Contribution à la Modélisation des Ecoulements Turbulents Réactifs Partiellement Prémélangés. Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2007.

[36] 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.

[37] V. Fichet. Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. Thèse de Doctorat, École Centrale Paris, 2008.

[38] Y. Moule. Modélisation et Simulation de la Combustion dans les Écoulements Rapides : Applications aux Super statoréacteurs. Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2013.

[39] Y. Marchesse. Modélisation de la turbulence. École catholique d'arts et métiers, Lyon, 2009.

[40] F. Bouras. Simulation de la combustion turbulente non-premelangee par le modele « L.E.S ». Mémoire de Magistère, Université de Batna, 2006.

[41] C. Matt. An Evaluation of Turbulence Models for the NumericalStudy of Forced and Natural Convective Flow in Atria. Queen'sUniversity Kingston Ontario, Canada, 2009.

[42]www.memoireonline.comMourad Boudjeris. Université Saad Dahleb, Blida, Ingénieur d'état en aéronautique, 2011.

[43] Présentée par Melle KAOUANE Malika ; mémoire de magister **thème :** analyse des contraintes mécaniques et de la fissuration des éléments en béton armé sous l'effet thermomécanique ; année 2010/2011.

[44] présentés par HANTZ Mathieu (Elève ingénieur, INSA de Strasbourg, Spécialité Génie Civil), mémoire de fin d'étude, thème : Etude de l'optimisation du renforcement par des fibres de carbones des dalles en béton armé munies de trémies, en utilisant l'optimisation topologique ; Université Fédérale d'Uberlândia, Brésil.

[45] présentés par MELOUKI Omar et MESBAH Abderraouf ; mémoire de master **thème** : Etude numérique comparative de l'influence entre des tubes carré et cylindrique d'un faisceau aligné, sur les performances thermique d'un échangeur tube et calandre ; année 2013/2014

[46]Paul FERREY, Modèles aux tensions de REYNOLDS avec prise en compte de l'intermittence de frontière, thèse pour l'obtention du Grade de docteur de l'université de POITIERS.

[47]ITYM YOUCEF.modélisation du comportement thermomécanique d'un pipeline influence des jonctions. MAGISTERE en génie mécanique Constantine (2010).