REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

---

simulation numérique et l'effet des paramètres géométriques sur la dispersion d'un jet liquide injecté dans un cylindre.

Présenté par

FERRAHI Ilham

Proposé et Dirigé par

Dr. ZIRARI Mounir

Promotion 2019

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A les prunelles de mes yeux « mes très cher parents » que je remercie Allah de les avoir protégé pour être témoin de ma réussite

- *A mes frères.*
- *Ames sœurs.*
- *A tout ma famille ferrahi*
- *A tout ma famille tani*
- *Tous mes amis sans exception*
- *A touts les professeurs et enseignants*
- *A toute ma promotion de génie mécanique*
- *A tous ceux j'aime et je respecte*

Ferrahi ilham

Remerciements

Nous remercions tout puissant « **Allah** » de nous avoir permis et aider à accomplir ce travail en nous l'atteinte de notre objectif et arriver à notre but.

Nous tenons à remercier particulièrement monsieur **Dr. ZIRARI MOUNIR**, notre promoteur pour ses conseils, son assistance, son suivi et son soutien pour mener à tenir nos différents travaux de notre travaille.

Nous témoignons de notre gratitude à l'ensemble des enseignants de l'université Dr. YAHIA -FARES de Médéa, et en particulièrement les enseignants du département de génie mécanique.

Merci à tous ceux qui, à un monument ou un autre, nous ont apporté leur savoir-faire.

Tous nos remercions vont à messieurs les membres du jury qui nous ont honoré par leur présence et leur sens du devoir.

Résumé

Les contraintes actuelles, écologiques et économiques imposent aux constructeurs automobiles de réduire la consommation et la pollution des moteurs diesel. En effet, les normes de pollution sont de plus en plus draconiennes. Les attentes des conducteurs en termes d'agrément de conduite et de performances sont elle aussi très importantes. Afin de favoriser le meilleur échange entre le carburant et comburant, une taille de goutte la plus fine possible est recherchée, dans le but d'augmenter la surface d'échange.Dans cette étude nous proposons d'analysé par voie numérique, la dynamique de jets liquides en interaction avec les paramètres géométrique dans l'intérêt d'optimiser la dispersion du jet pour une meilleure combustion de carburant.

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 FLOTRAN 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.

الملخص

تجبر القيود الحالية والبيئية والاقتصادية شركات صناعة السيارات على تقليل استهلاك وتلوث محركات الديزل. في الواقع ، معايير التلوث صارمة على نحو متزايد. توقعات السائق من حيث متعة القيادة والأداء هي أيضا مهمة للغاية. من أجل تعزيز أفضل تبادل بين الوقود والأكسدة، يتم البحث عن أفضل حجم قطرة ممكن ، بهدف زيادة سطح التبادل. في هذه الدراسة ، نقترح تحليل ، بالوسائل العددية ، ديناميات النفاثات السائلة بالتفاعل مع المعلمات الهندسية من أجل تحسين تشتت النفاثة من أجل احتراق أفضل للوقود.

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 FLOTRAN CFD، وكذلك دراسة الخصائص الهندسية للحاقن بهدف إلقاء الضوء على المعاملات التجريبية التي تشتت المرحلة السائلة

Abstract

Current, ecological and economic constraints are forcing car manufacturers to reduce the consumption and pollution of diesel engines. Indeed, pollution standards are increasingly draconian. Driver expectations in terms of driving pleasure and performance are also very important. In order to promote the best exchange between fuel and oxidant, a finest possible drop size is sought, with the aim of increasing the exchange surface. In this study, we propose to analyze, by numerical means, the dynamics of liquid jets in interaction with the geometrical parameters in the interest of optimizing the dispersion of the jet for a better combustion of fuel.

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 FLOTRAN 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.

Sommaire

Dédicaces
Remerciements
Résumé
Sommaire
Liste Des Figures
Liste Des Tables
Nomenclature
Introduction générale :.....1

Chapitre I : recherche bibliographique

I.1-Introduction :……...2
I.2-Injection :……2
I.2.1-Moteur à injection directe :……..3
I.2.2-Moteur à injection indirecte :……...3
I.3-Comparaison entre les systèmes d'injection :…….....4
I.4-Les injecteurs :……5
I.4.1-Injecteur de type Common Rail :……..5
I.4.2-Injesteur à sac et injecteur à VCO :……..6
I.4.3-Stratégie d'injection :……8
I.5-Les combustibles :……...8
I.5.1-Combustibles liquides et gazeux :……9
I.6-Formation des polluants pendant les processus de combustion dans le moteur diesel :..10
I.6.1-Hydrocarbures non brulés HC :……...11
I.6.2-Le monoxyde de carbone :……..12
I.6.3-Les oxydes d'azote :……12
I.6.4-Les suies :……12
I.7-La formation d'un spray :……..13

I.8-L'etat de l'art :……..17

Conclusion :…….22

Chapitre II : Modélisation mathématique

II.1-Introduction :……..23

II.2-Modèlisation de la turbulence :……23

II.3-Equations mathématiques :……..23

II.3.1-Equation de continuité :…….23

II.3.2-Equation de diffusion :……..25

II.3.3-Equation de conservation de quantité de mouvement :…….27

II.3.4-Equation de bilan de l'énergie :…….27

II.3.5-Equation de conservation de l'énergie :…….28

II.3.6-Equation de conservation des espèces :…….28

II.3.7-Equation de Navier –Stocks :…….28

Conclusion :…….29

Chapitre III : Méthode Numérique

III.1-Introduction :……....30

III.2- Les méthodes numériques :……..30

III.2.1-Méthode des différences finies :…….33

III.2.2-Méthode des éléments finis :……..31

III.2.3-Méthode des volumes finis :……...31

III.3- Résolution des équations par éléments finis :…….31

III.3.1- Méthodes des éléments finis :……31

III.4- Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :…….32

III.4.1- Formulation variationnelle forte :……32

III.4.2-Formulation vibrationnelle faible:……...32

III.5- Forme générale des équations du système :…….33

III.5.1- Terme temporelle :…….34

III.5.2- Terme d'advection :……35

III.5.3- Terme de Diffusion :……..38

III.5.4-Terme source :……38
III.5.5-Terme discrétisée :……..39
III.6-Méthodes discrétisations :……40
III.7-Choix d'un maillage :……...40
III.8-Calcule d'interfaces :……41
III.8.1-Evolution de la surface libre……...41
III.8.2-Les méthodes lagrangiennes :……42
III.8.3-Les méthodes eulériennes :……42
III.9-Méthodes de calcul :……44
III.9.1-Méthode Lovel Set :……44
III.9.2-Méthode volume of fluid VOF [Hirt ,1981] :……45
III.9.3-Couplage VOF Lovel Set :……45
Conclusion: 46

Chapitre IV : résultats et discussions

IV.1-Introduction :……47
IV.2-ANSYS :……...47
IV.2.1-Préparation des données :……...47
IV.2.2-Traitement :……48
IV.2.3-Analyse et visualisation des résultats :……...48
IV.3-Identification :……..48
IV.4-résultat des simulations numériques :……..50
IV.4.1-Variation d'angle :……52
IV.4.2-l'influence de l'espace entre les deux injecteurs :……..57
IV.4.3-l'influence de présence des perturbateurs de jet :……...62
Conclusion :……..69
Conclusion générale :……71

Liste des figures

Figure I.1 **:** Injection directe……..3

Figure I.2 : Injection indirecte…….4

Figure I.3 : Schéma de principe d'un injecteur Common Rail……...5

Figure I.4 : Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite)…….7

Figure I.5 : Evolution de l'injection Diesel au coure des trente dernière années……7

Figure I.6 : processus de combustion et formation des gaz polluants……11

Figure I.7 : Processus d'atomisation primaire et secondaire…….13

Figure I.8 : Influence de la viscosité sur la désintégration du jet……..14

Figure I.9 : Croissance des dépenses d'énergie (la pression) en fonction de la viscosité…….15

Figure I.10 : Influence de la croissance de la vitesse de jet……..16

Figure I.11 : Mécanisme de l'atomisation secondaire……..16

Figure I.12 : Apparition de l'atomisation secondaire……...17

Figure III.1 : l'approche de ligne de courant d'up Wind……..36

Figure III.2 : bilan thermique……39

Figure III.3 : domaine plan discrétisé en élément relies eux par nœuds……..39

Figure III.4 : (a) élément tétraédrique ;(b) élément hexaédrique……41

Figure III.5 : présentation des méthodes de calcul d'interface…….42

Figure III.6 : Exemple de maillage lagrangienne utilise par Blanco……42

Figure III.7 : Exemple de maillage eulérienne…….43

Figure III.8 : Principe de la méthode suivi en front……..44

Figure IV.1 : représentation Spatiale de la configuration géométrique et les conditions limites de **Ménard** ……..49

Figure IV.2 : représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide Ménard…….49

Figure IV.3 : résultat expérimental de **Ménard**……49

Figure IV.4 : représentation spatiale de nos résultats de calcul de champ de vitesse associé.....50

Figure IV.5: représentation de maillage de domaine de calcul et l'angle d'injection pour deux trous……..51

Figure IV.6 : représentation spatiale de nos résultats de calcul de champ de vitesse associé……..51
Figure IV.7 : présentation de développement de champ de pression des trois cas……..52
Figure IV.8 : profils de pression axiale aux trois positions différentes……..53
Figure IV.9 : profils de pression radiale pour trois instants différents (1.5 µs, 2 µs et3 µs) à Mi-distance du nez d'injecteur……53
Figure IV.10 : représentation de développement de champ de vitesse des trois angles différents…….54
Figure IV .11 : représentation des profils de vitesse axiale aux trois positions différentes…55
Figure IV.12 : profils de vitesse radiale aux trois instants différents (1.5 µs,2 µs et3 µs)…..55
Figure IV.13 : les variations axiales des profils de MAZ en fonction de la distance axiale…….56
Figure IV.14 : les variations radiales des profils de MAZ des trois angles différents……..56
Figure IV.15 : développement de pression des trois cas……...57
Figure IV.16 : profils de pression axiale des trois positions différentes……...58
Figure IV.17 : profils de pression radiale aux trois instants différents (1.5µs, 2µs et 3µs).....58
Figure IV.18 : développement de champ de vitesse des trois cas…….59
Figure IV.19 : profils de vitesse axiale des trois positions différentes…….60
Figure IV.20 : profils de vitesse radiale des trois instants différents (1.5µs, 2µs et 3µs)…….60
Figure IV.21 : les variations axiales de MAZ en fonction de distance axiale……..61
Figure IV.22 : les profils de MAZ radiale des trois variations de X en trois positions déférentes……..61
Figure IV.23 : la géométrique avec des perturbateurs……..62
Figure IV.24 : Représentation spatiale de Champ de pression des deux cas……63
Figure IV.25 : profils de pression axiale des trois positions différentes des deux cas……..64
Figure IV.26 : profils de pression radiale des trois positions différentes…….64
Figure IV.27 : Représentation spatiale de Champ de vitesse des deux cas……..65
Figure IV.28 : représente la variation de vitesse axiale des trois positions différentes……66
Figure IV.29 : représente la variation de vitesse radiale des trois positions différentes……...67
Figure IV.30 : profils de MAZ axiale des trois positions différentes……...67
Figure IV.31 : profils radiales de MAZ des deux cas et avec trois positions différentes…….68

Liste des tableaux

Tableau I.1 : les caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation……9

Tableau I.2 **:** les propriétés de gaz naturel……..9

Tableau I.3 : les caractéristiques moyennes de l'alcool……10

Tableau I.4 : les caractéristiques dans Les huiles végétales…….10

Tableau III .1 : Tableau de Représentation d'équation de transport…….33

Tableau IV.1 : paramètres de calcul de **Ménard**……..48

Tableau IV.2 : Paramètres d'injection…….50

Nomenclatures

Notation	Signification	
$\vec{U}$	Vitesse d'une particule de fluide	
t	Temps	s
$\vec{v}$	Vecteur de vitesse	
Ω(t)	Vitesse angulaire de rotation de la terre	
$\overline{\overline{\tau}}$	Tenseur des contraintes de Reynolds	
$\vec{f}$	Résultante des forces massiques	N/kg^1
E	L'énergie totale	J/kg^1
$\vec{q}$	Flux de chaleur	$J/m^2 \cdot s^1$
c	La chaleur massique	
T	Température	K°
K	Energie cinétique turbulente	J/Kg
$\tilde{u}_j, \tilde{u}_i$	Tension de Reynolds	
U_i, U_j	Composante de la vitesse	m/s
c_p	Chaleur spécifique à pression constante	j /kg K
∇	Opérateur de gradient	
Δ	Opérateur de Laplace	
⊗	Produit vectoriel	
x	vectrices positions	m
G_k	Terme de production de l'énergie cinétique turbulente	
G_b	Terme de génération de la turbulence par la Buoyancy	

Symboles grecs

ε	dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
λ	La conductivité thermique	J/s.m.k
μ	La viscosité dynamique	Kg/m.s
μ_t	La viscosité dynamique turbulente	Kg/m.s
ρ	Masse volumique	Kg /m3

τ	Contrainte de cisaillement	N /m²
ϕ	Variables généralisée par unité de masse	
φ	Flux de chaleur transmis	W
δ_{ij}	Symbole de Kronecker	
Σ	tenseur des contraintes	N.kg/m²
ζ	Nombre de Reynolds basé sur la vitesse des gaz relative à la paroi	
Γ_ϕ	Coefficient de diffusion	

Espèces chimiques

GPL	mélange butane 65% propane 35%)
HC	Hydrocarbures imbrûlés
CO	Monoxyde de carbone
NOx	Oxyde d'azote
PM	particules de suie
O2	Oxygène
C	Carbone
H	Hydrogen
S	le soufre
N	Azote
O	Radical oxygène
CH4	le méthane
C2H6	Ethane
C3H8	Propane
C4H10	Butane
N2	Dioxyde d'azote
H_2O	Eau
NO2	le dioxyde d'azote
NO	l'oxyde nitrique

Abréviation

VCO	Valve Covered Orifice	
LDV	Vélocimétrie Laser Doppler	
EGR	Exhaust Gases Recirculation	
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	[J/kg]
E.D.P	Equations aux Dérivées Partielles	
CAO	Province de Cagliari	
HSDI	High Speed Diesel Injection	
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	
CFD	Computational Fluid Dynamic	
PDF	Probability Density Function	
1D	une dimension	
2D	deux dimensions	
3D	trois dimensions	
D	Coefficient de diffusion	
MAZ	mazoute	
K.M	bruit de combution et émission d'oxyde d'azote	

Introduction générale

Dans les moteurs Diesel à injection directe, la qualité de la combustion dépend fortement de la pulvérisation du carburant dans la chambre de combustion. Cette pulvérisation est due à l'aérodynamique dans la chambre, mais elle est également influencée par les caractéristiques de l'écoulement du carburant à la sortie de l'injecteur.

La simulation numérique permet d'avoir accès à l'ensemble de l'écoulement dans la chambre de combustion mais aussi en amont (admission, écoulement dans l'injecteur…). Il existe différents outils de simulation numérique d'écoulement diphasique dans cette étude nous proposons l'étude par simulation numérique d'un jet liquide turbulent dispersant dans l'air, ainsi que l'influence des caractéristiques géométriques de l'injecteur dans l'objectif de maitre en évidence les paramètres qui pilote la dispersion de phase liquide.

L'objectif de cette étude sera donc et d'arriver à une maîtrise avancée du code de calcul ANSYS(APDL). D'autre part, simuler le phénomène de l'atomisation et la dispersion à l'extérieur de la buse de l'injecteur mono-trou et plus particulièrement comprendre l'influence des caractéristiques physique de l'écoulement et la géométrie de l'orifice de l'injecteur.

Le présent mémoire s'articule en quatre chapitres, le premier chapitre est une description générale sur l'injection dans les moteurs à combustion interne et une description sur le phénomène de l'atomisation, la dispersion, le deuxième chapitre est comportera une formulation mathématique du problème étudié (modèle dynamique) et finalement nous représentons la méthode FLOTRAN CFD, le troisième chapitre est consacré à la résolution numérique et les méthodes de calcul et 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 :

L'injection est un dispositif d'alimentation des moteurs à combustion, permettant d'acheminer le carburant dans la chambre de combustion directement ou un peu en amont. Préférée au carburateur afin d'améliorer le rendement moteur, l'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur électronique.

Dans les moteurs Diesel, la qualité de la combustion dépendra de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange. Les moteurs devront être équipés de systèmes d'injection capables de réaliser le mélange air carburant ensemble et sous des pressions élevées. le moteur diesel fonctionne en effet par auto-allumage : l'allumage du mélange se fait spontanément en raison de la température élevée de l'air et des rapports volumétriques très élevés.

Un jet puissant permet aux gouttelettes traversant l'air d'atteindre des températures suffisantes pour que l'évaporation se réalise et la turbulence évite que les gaz brûlés séjournent à proximité de l'injecteur, empêchant le mélange de l'oxygène et le carburant [1].

I.2- Injection :

Pour n'importe quel moteur à combustion interne à fonctionner en douceur et de manière efficace, le carburant et besoin d'air pour être correctement mélangés. Les problèmes de mélange de carburant et d'air sont en particulier dans un grand moteur diesel, où l'air et le combustible sont introduits à différents moments au cours du cycle et doivent être mélangés à l'intérieur des cylindres [1].

Il existe deux approches principales : injection directe et injection indirecte. Traditionnellement, l'injection indirecte est utilisée parce il constitue le plus simple moyen d'introduction de turbulence de sorte que le jet de carburant injecté se mélange bien avec l'air fortement comprimé dans la chambre de combustion.

Dans un moteur à injection indirecte il existe une petite chambre de turbulence en spirale (également appelée chambre de précombustion), dans lequel l'injecteur de carburant est propulsé jusqu'à atteindre la chambre de combustion principale elle-même. La chambre de

turbulence créée une turbulence dans le carburant de sorte qu'il se mélange bien mieux avec l'air. L'inconvénient avec ce système est que la chambre de tourbillonnement devient effectivement une partie de la chambre de combustion. Cela signifie que la chambre de combustion est de forme irrégulière, causant des problèmes de combustion et réduisant l'efficacité.

I.2.1- Moteur à injection direct :

Des moyens d'injection directe du carburant sont jetés directement dans la chambre de combustion dans le haut de la tête du piston. La forme de la chambre est plus adaptée, mais il est plus difficile de faire le mélange de carburant correctement avec l'air et brûler, caractéristique du diesel [1].

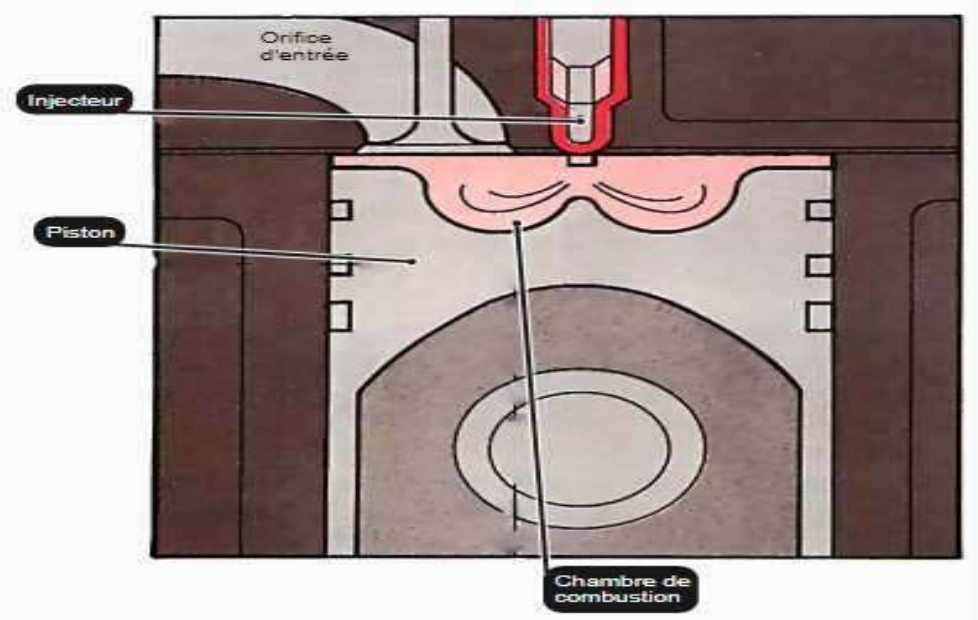


Figure I.1- Injection directe[1].

I.2.2- Moteur à injection indirecte :

Des moyens d'injection indirecte du carburant sont jetés dans une petite chambre de précombustion. Cela conduit à la chambre de combustion principale. Avec cette conception, la

forme idéale de la chambre de combustion est compromise [1].

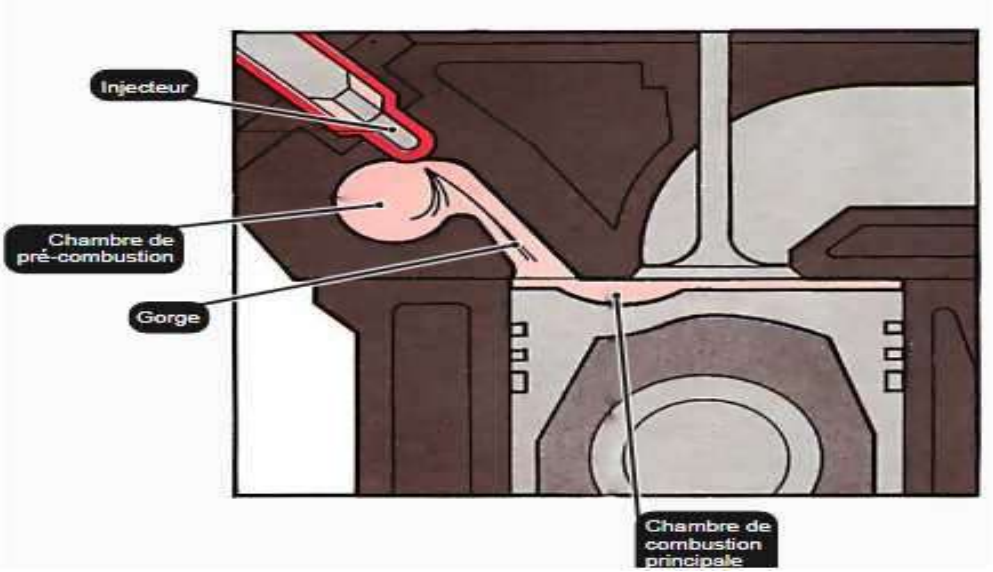


Figure I.2 - Injection indirecte.[1]

1.3- 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 K.M, 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 [2, 3].

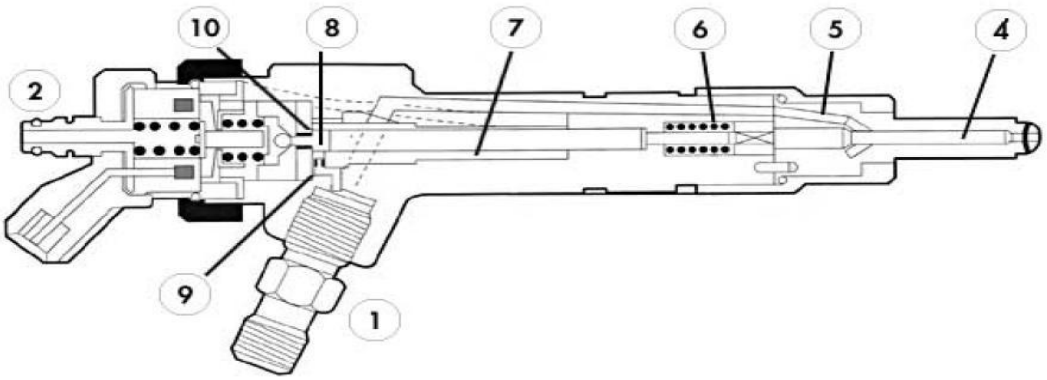
I.4- Les injecteurs :

I.4.1-Injecteur de type Common Rail :

L'injecteur de type Common Rail permet la pulvérisation du carburant dans la chambre de pression en dosant avec précision le débit et l'instant d'injection.

L'injecteur est composé de deux parties (Figure I.3) :

- La partie supérieure est un dispositif à commande électrique qui permet le contrôle de l'aiguille.
- La partie inférieure est un injecteur à trous multiples, semblable aux injecteurs classiques montés sur les moteurs à injection directe.



1 - raccord d'entrée de pompe
2 - raccord de retour au réservoir
4 - aiguille d'injecteur
5 - chambre de pression
6 - ressort d'injecteur
7 - tige de liaison
8 - chambre de commande

Figure I.3 - Schéma de principe d'un injecteur Common Rail [4].

Les techniques d'injection Diesel connaissent, depuis la mise sur le marché des moteurs à injection directe, une véritable révolution. Pour ce qui est des systèmes d'injection à rampe commune, la porte injectrice et le nez de l'injecteur ont du être adaptés pour pulvériser au mieux le fuel et limiter les dispersions jet à jet et cycle à cycle ; en effet, ces fluctuations incontrôlées sont des sources de formation de polluants et de surconsommation.
Nous détaillons dans la suite quelques unes des évolutions techniques du système d'injection.

I.4.2- Injecteur à sac et injecteur VCO :

Les injecteurs à sac possèdent une cavité, appelée sac, à la base de l'aiguille lorsque celle-ci repose sur son siège (Figure I.4). L'augmentation de la contenance de ce sac dégrade les émissions d'hydrocarbures imbrûlés. En effet, à la fin de l'injection, lorsque l'aiguille est retombée, le fuel contenu dans ce volume se déverse dans la chambre de combustion. Ce carburant brûle très lentement et de manière incomplète. Cela crée des problèmes de pollution. Pour pallier ce défaut, les équipementiers proposent l'injecteur VCO (Valve Covered Orifice) qui ne présente pas de sac : l'aiguille vient obstruer directement l'orifice débitant. Dans ce cas, pour des charges faibles et moyennes, l'aiguille n'est que partiellement levée. Les sprays sont alors très dissymétriques induisant une forte augmentation de formation de particules à l'échappement. En effet, la répartition de carburant dans la chambre étant changée, des zones très riches en fuel apparaissent, entraînant la formation de particules de suies.

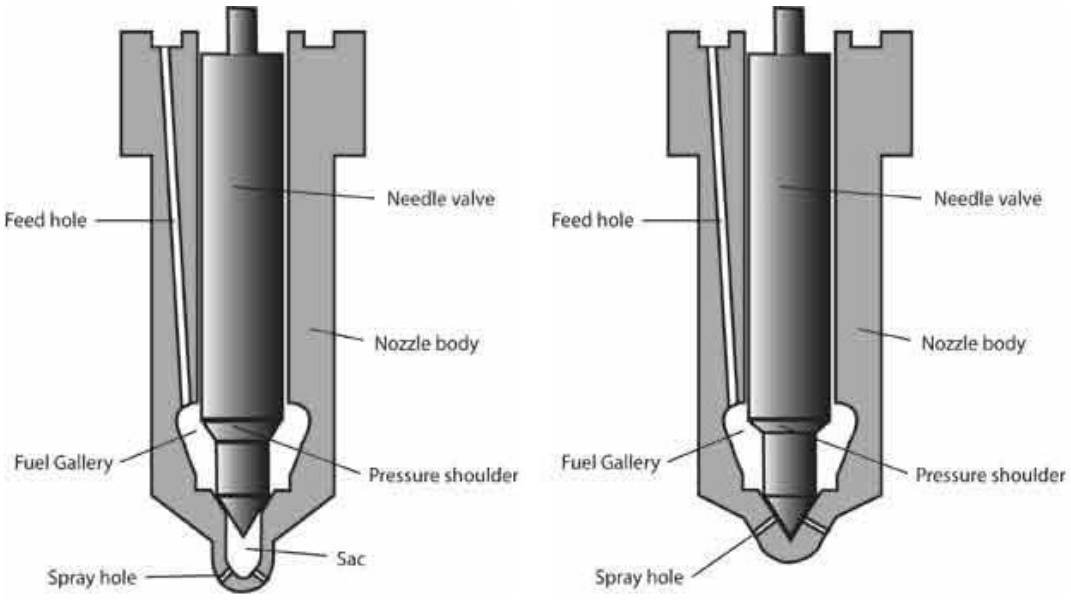


Figure I.4-Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite) [4].

Différents compromis sont proposés. Ils sont regroupés sous la terminologie de mini et micro sac suivant l'importance de ce dernier. L'augmentation du volume de cette cavité tend à limiter l'émission de suies en charge partielle, mais, en revanche, accroît le niveau d'imbrûlés émis [2].

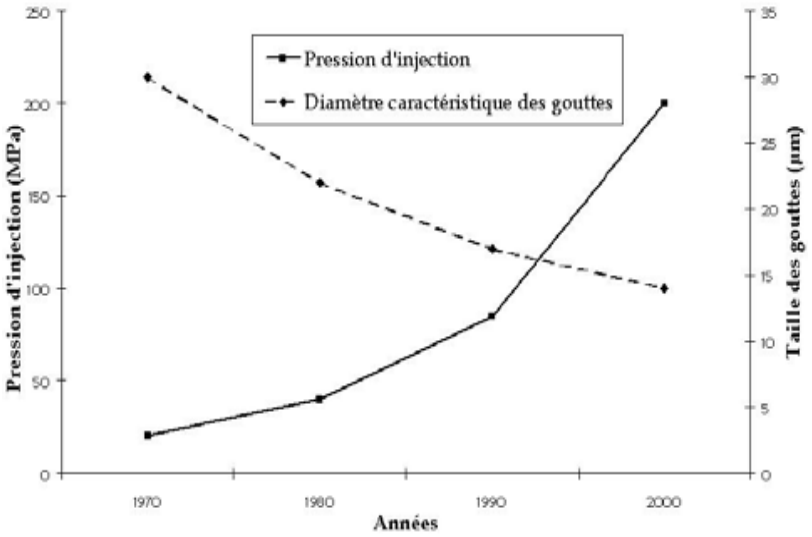


Figure I.5 – Évolution de l'injection Diesel au cours des Trente dernières années [1].

I.4.3- Stratégie d'injection :

Il est désormais courant d'avoir trois phases successives d'introduction de la charge dans la chambre de combustion. Ces injections sont qualifiées d'injection pilote, d'injection principale et de post injection. Les quantités injectées, pour une unique commande d'injection, ont ainsi tendance à diminuer. Cela nécessite, par conséquent, une maîtrise accrue des débits injectés pour des faibles levées et des temps de levée courts.

I.5- Les combustibles :

Les combustibles peuvent être de provenance et de nature très variées, ils contiennent en quantités variables des éléments utiles : du carbone et de l'hydrogène et des éléments neutres ou mêmes néfastes : de l'oxygène, de l'azote, du soufre, des minéraux (qui se transforment en cendres)… Pour calculer la composition de leurs fumées, il est nécessaire de connaitre leur composition chimique. On les classe ci-après selon leur nature :

I.5.1-Combustibles liquides et gazeux :

Les combustibles gazeux aujourd'hui sont d'origine essentiellement pétrolière. On ne les dissociera pas de ceux-ci.

Le pétrole est d'origine mal connue. Beaucoup plus ancien que les charbons, il est certainement le résultat de la décomposition des microorganismes des mers primitives. La teneur en soufre naturelle (gaz ou liquide) est importante. Ils doivent être dé soufrés.

a) Produits de distillation :

Les hydrocarbures pétroliers de distillation seront plus ou moins volatils selon la hauteur du soutirage dans la colonne de distillation c'est-à-dire de la température de distillation. Cela ira du Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL : mélange butane 65% propane 35%) jusqu'aux fuels lourds pour ce qui concerne les combustibles et d'autres produits plus lourds tel que paraffine ou goudron… Je résume ci- dessous leurs principales caractéristiques moyennes. Attention : il s'agit de produits de distillation. Le « sans plomb 95 » par exemple a un PCI plus faible (43environ) car c'est un mélange. Les caractéristiques peuvent varier de manière significative autour de ces

moyennes :

Tableau I.1- les caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation.[5]

	GPL	**essence**	**kérosène**	**Gasoil**	**Fuel lourd**
C%	82,5	85,5	85,7	86	87
H%	17,5	14,5	14,3	13.3	11,35
S%	0	0	<0,3	0.3	1
N%	0	0	0	0.2	0,25
O%	0	0	0	0.2	0.4
Ma	15,4	15	15	14,3	14
D	0,55	0,75	0.8	0,844	0,99
Ip	46MJ/kg	44MJ/kg	43,5MJ/kg	42MJ/kg	42MJ/kg

b) Gaz naturels

Le gaz naturel distribué en France provient de différents gisements (Algérie, Suède, Mer du Nord, Russie…) et comme tous les combustibles fossiles bruts, il voit ses propriétés varier fortement avec sa provenance. Il contient essentiellement du méthane, de l'éthane, du propane et des traces de butane en proportions variables.

Tableau I.2- les propriétés de gaz naturel.[5]

CH4 %	**C2H6 %**	**C3H8 %**	**C4H10 %**	**N2**
90	6,5	2	0.5	1

c) Alcool :

Ils constituent de très bons des carburants de substitution pour moteurs à allumage commandé grâce à leur indice d'octane élevé. Ils ont de faibles pouvoirs comburivores et demandent donc une adaptation du système d'alimentation. Pour cette raison, on préfère utiliser aujourd'hui des produits de synthèse dérivés comme l'éther méthylique (MTBE ou TAME)

donné à titre d'exemple ou des déchets de l'industrie pétrochimique…

Tableau I.3- les caractéristiques moyennes de l'alcool[5].

	C%	H%	O%	Ip MJ /kg	Ma kg/kg	D
Méthanol	37,5	12,5	50	20	6,45	0,796
MTBE	/	/	/	35,2	11,7	0,746
Ethanol	52	13	35	26	8,93	0,794
ETBE	/	/	/	35,9	12,1	0,75

d) Huiles végétales et diester :

Ce sont les carburants de substitution pour moteurs diesels. Les huiles végétales, ayant de mauvaises caractéristiques (viscosité et température d'écoulement élevée, température de craquage et indice de cétane faible), on préfère utiliser ces huiles sous forme diester dont les caractéristiques sont voisines de celles du gasoil. Le diester est une huile végétale estérifiée c'est à dire transformée par réaction d'un acide ou d'une base en présence d'un catalyseur [5].

Tableau I.4- les caractéristiques dans Les huiles végétales[5]

	C%	**H%**	**O%**	**IP MJ /kg**	**Ma kg/kg**	**µ20°C. cSt**
Colza	77 ,9	11,7	14,7	37,4	12,33	77
Diester	/	/	/	37 ,7	/	7

I.6- Formation des polluants pendant le processus de combustion dans les moteurs diesel :

La formation de polluants et surtout les émissions de particules sont influencées par le processus de combustion qui se déroule à l'intérieur du moteur Diesel. Cette dernière dépend de nombreux facteurs liés à la conception, au carburant ainsi qu'à des facteurs atmosphériques.

La représentation graphique suivante donne un aperçu des composants d'admission et d'échappement du moteur Diesel pendant le processus de combustion.

HC, CO, NOx et Suie représentent les émissions considérées par des normes. Les mécanismes

principaux pour leur formation sont décrits par *Heywood* [6] et sont liés aux caractéristiques de mélange et de température de flamme.

En ce qui concerne leur action néfaste pour l'environnement et la santé, les gaz d'échappements du moteur diesel comportent des composants à évaluer de façon différenciée. Les composants déjà présents dans l'atmosphère comme l'oxygène, l'azote et l'eau sont à considérer comme inoffensifs.

Le gaz carbonique, gaz contenu naturellement dans l'atmosphère, se place dans une zone limite en ce qui concerne sa classification. Il n'est en effet pas toxique mais passe pour être un générateur d'effet de serre lorsque sa concentration augmente. Par contre, l'oxyde de carbone, les hydrocarbures, le dioxyde de soufre, les azotes et les particules de suie sont nocives.

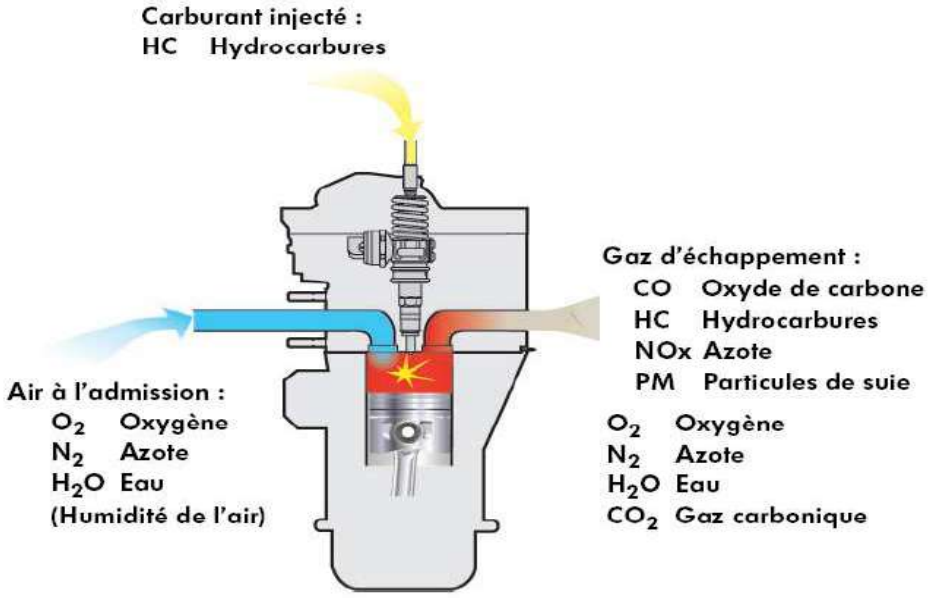


Figure I.6- processus de combustion et formation des gaz polluants.[6]

I.6.1- Hydrocarbures non brûlés HC :

Les émissions des hydrocarbures non brûlés HC sont formées de deux manières possibles dans un moteur diesel conventionnel. La première est quand le mélange local fuel-air est trop pauvre pour enflammer ou supporter une propagation de flamme (limite inferieure) et le second est quand le mélange fuel-air est trop riche pour enflammer ou supporter une flamme (limite supérieure) [7].

I.6.2-Le monoxyde de carbone :

Les émissions de CO sont formées dans les endroits de la combustion où le rapport air/carburant (A/F) est proche ou au-dessous de la stœchiométrie, reflétant un manque d'oxygène. Cela a rarement été un souci avec les moteurs diesel conventionnels depuis même dans les pires cas, la flamme est stabilisée à un mélange avec un A/F supérieur à la stœchiométrie [7].

I.6.3- Les oxydes d'azote :

Les émissions de NOx, regroupent le dioxyde d'azote NO2 et l'oxyde nitrique NO. Ce dernier étant prédominant, les NOx sont formés pendant la combustion quand elle atteint des températures très élevées. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion d'un mélange proche de la stœchiométrie dans un environnement à haute pression et température. Une corrélation directe a été établie entre les régimes de formation de NOx et les températures de flamme de combustion supérieure à 700K. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion diffusive, une fois que la température de flamme est augmentée par la phase de combustion pré-mélangée et quand la flamme est stabilisée dans une zone de mélange pauvre. La combustion pré-mélangée ne contribue pas considérablement aux émissions de NOx puisque les températures sont basses et le mélange est bien effectué [7].

I.6.4- Les suies :

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant diesel. La température de la région de flamme varie entre 1000K et 2800K d'où la pyrolyse du combustible par les gaz brûlés chauds qui l'environnent et forme donc les PM. Une grande partie des PM est brûlée avec l'oxygène, cependant, une plus petite partie se développe et s'agglomère pour former les émissions de PM, qui quittent le cylindre sous forme de fumée noire visible. La phase de combustion diffusive est le contribuant principal aux émissions de suie puisque la combustion pré-mélangée est caractérisée par des niveaux très élevés de mélange défavorables pour former les PM. Toutefois, si la température de la phase de combustion diffusive est assez élevée, elle promouvra l'oxydation des PM et

réduira toutes les émissions [7].

I.7. La formation d'un spray :

La pulvérisation des jets liquides suit, en partant de la buse jusqu'à la rupture finale, les mêmes étapes de désintégration, quel que soit la buse utilisée ou les paramètres hydrodynamiques de fonctionnement [8]. L'analyse de ces étapes conduit à la bonne compréhension de la complexité de ce phénomène, et même à distinguer les différents mécanismes aboutissant à la formation du spray.

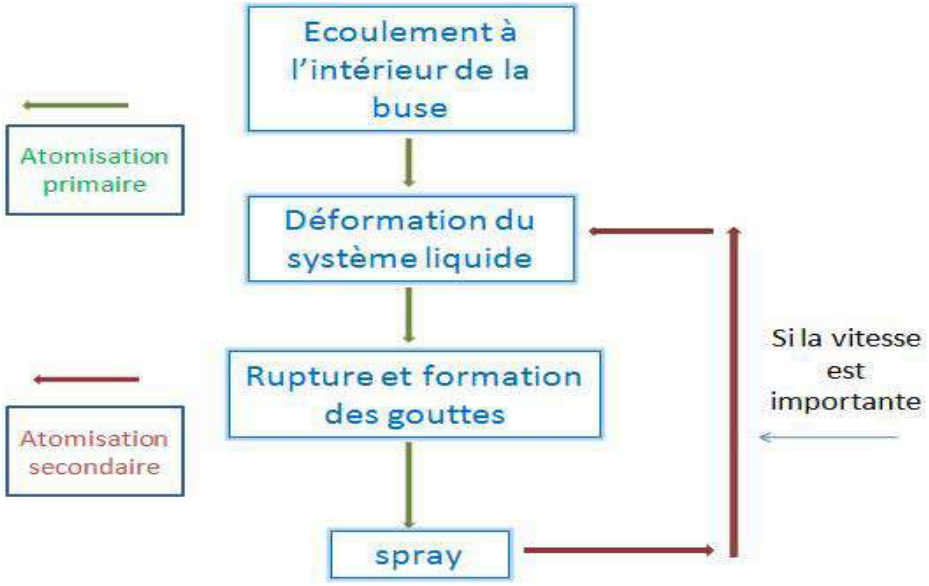


Figure I.7 : Processus d'atomisation primaire et secondaire[8]

Pour les différentes applications industrielles, la formation du spray se fait suivant deux processus : « *Atomisation Primaire et Secondaire* » (fig. I.7).

a. Atomisation primaire :

Le passage a travers une buse de pulvérisation et l'injection dans un milieu au repos permet la création d'un système liquide compose d'une phase liquide « *dispersée* » et une phase gazeuse « *porteuse* ».

Les étapes aboutissant a l'atomisation primaire sont :

- **Ecoulement à l'intérieur de la buse :**

La buse de pulvérisation joue un rôle très important pour la formation d'un système liquide, suivant sa forme géométrique qui détermine le champ de vitesse et le type de jet à la sortie pour des paramètres de fonctionnement (pression, viscosité) donnés [8].

La viscosité aussi influence fortement sur l'aspect réel du jet que la pression. L'utilisation d'un liquide plus visqueux diminue la turbulence de l'écoulement et en même temps rend la désintégration difficile à réaliser (fig. I.8), ce qui traduit par la croissance des dépenses d'énergie (augmentation de la pression d'injection est nécessitée) (fig. I.9). Pour remédier a ce problème l'adaptation d'un préchauffage est envisagée [9].

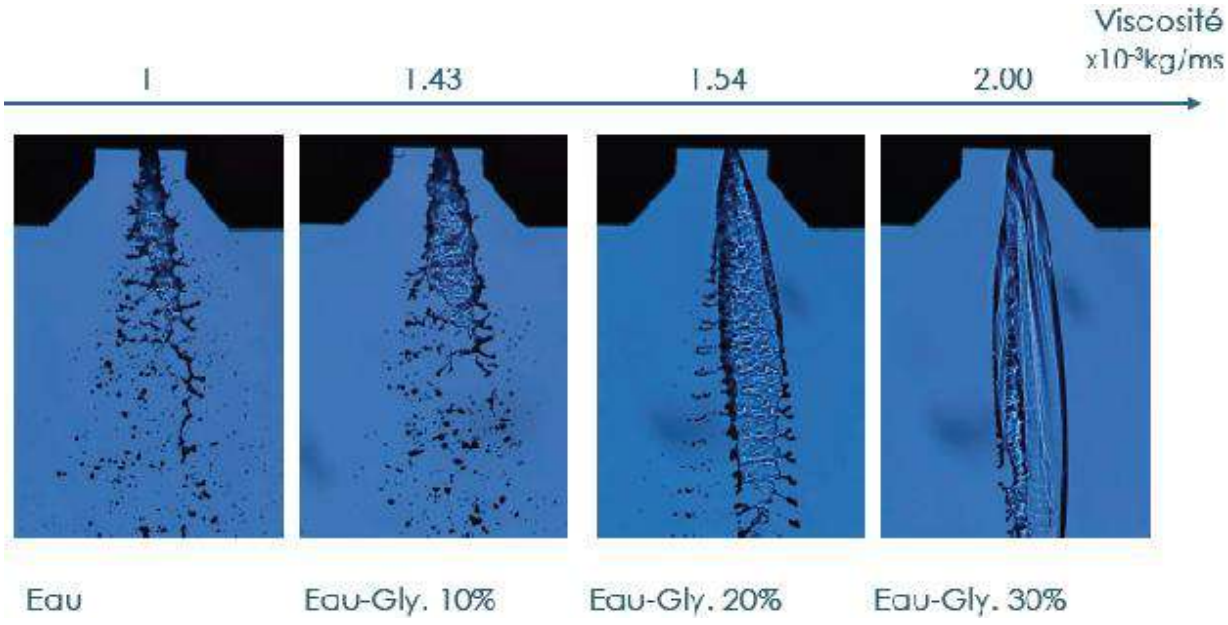


Figure I.8 : Influence de la viscosité sur la désintégration du jet [10].

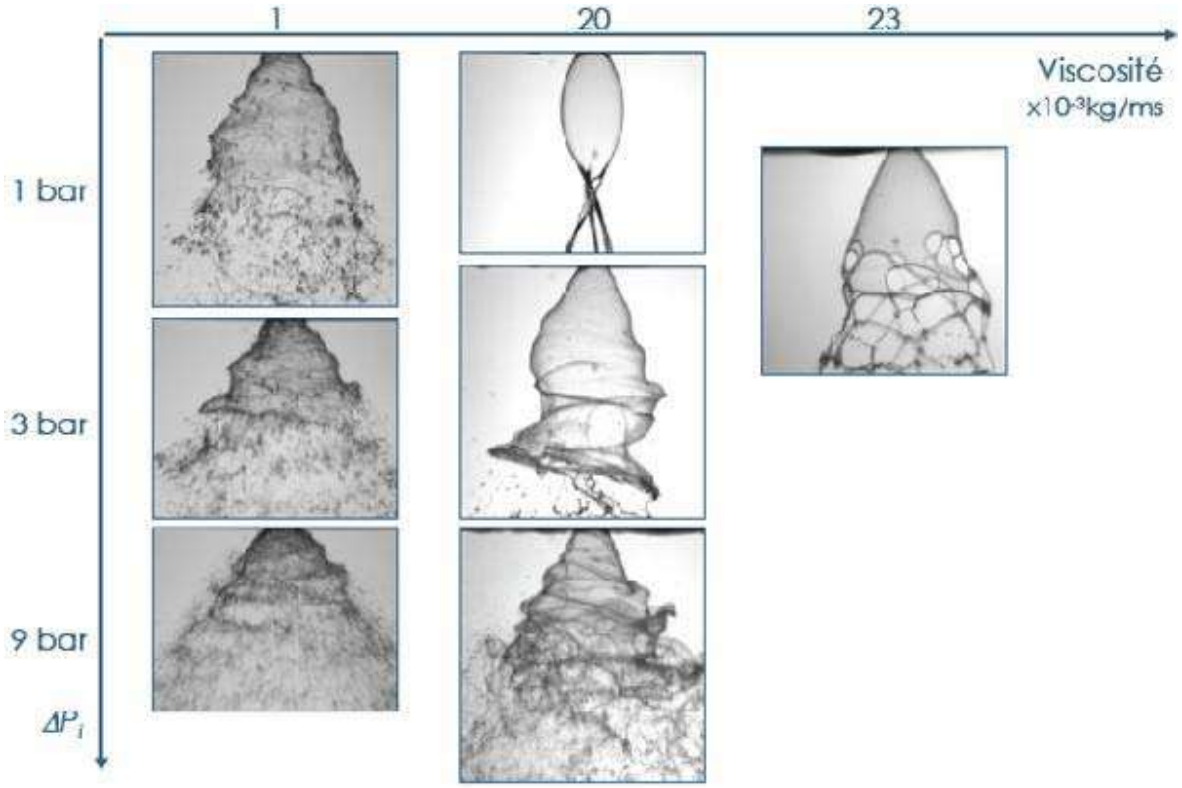


Figure I.9 : Croissance des dépenses d'énergie (la pression) en fonction de la viscosité [10].

- **Déformation du système liquide :**

Après la détente et la formation du système liquide, le jet s'accélère en heurtant le milieu gazeux, ce qui est traduit par l'apparition de perturbations sur l'interface liquide/gaz aboutissant a la rupture et la formation de gouttes. Deux mécanismes entrent en jeu : interne (propre au liquide) exprimé par la tension superficielle opposée à la désintégration, et aérodynamique exprimé par la vitesse relative entre le liquide et le gaz environnant [11,12].

- **Rupture et formation des gouttes :**

En s'éloignant de la buse, la vitesse des gouttes (vitesse relative) produites antérieurement atteint des valeurs très importantes en amplifiant les ondes de perturbation [8]. La croissance de la vitesse multiple les forces aérodynamiques aboutissant à la formation des ligaments puis des gouttelettes (fig. I.11).

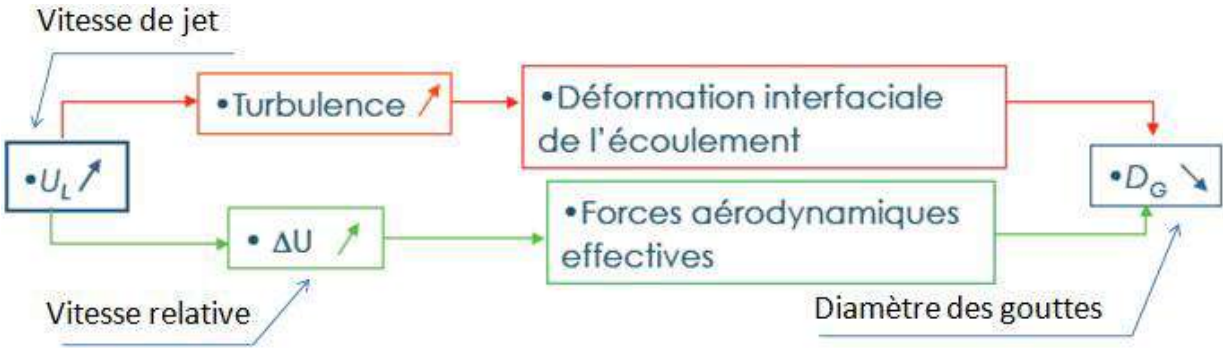


Figure I.10 : Influence de la croissance de la vitesse de jet [10].

b. Atomisation secondaire :

Si la vitesse relative des gouttes produites par l'atomisation primaire est assez importante, il apparait un nouveau mécanisme de fractionnement qu'on appelle « l'atomisation secondaire » ou désintégration des gouttes (fig. I.12). Le processus et les régimes classés par les différents auteurs [11, 13, 12] seront envisagés ultérieurement.

L'atomisation produisant de fines gouttelettes n'est pas applicable dans toutes les applications industrielles, on la trouve surtout dans les moteurs à combustion interne, exigées pour avoir un mélange homogène.

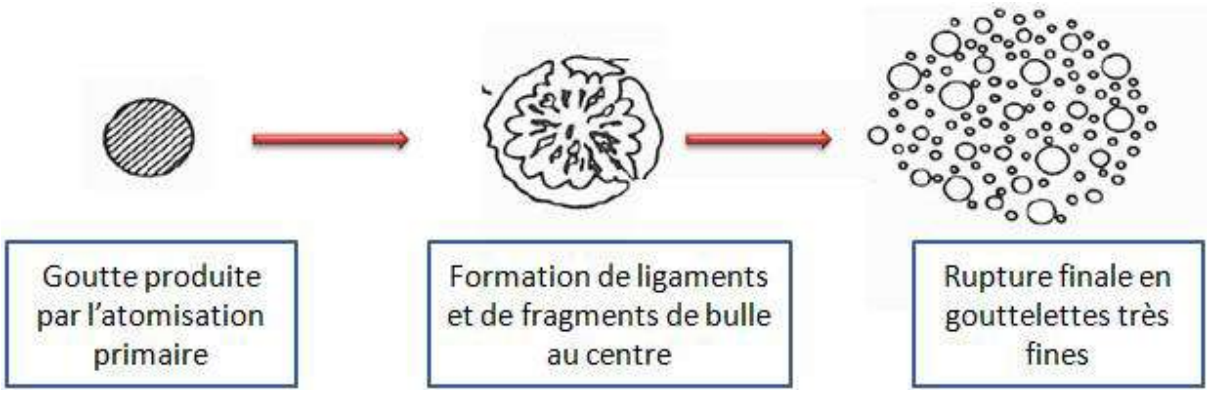


Figure 1.11 : Mécanisme de l'atomisation secondaire.[10]

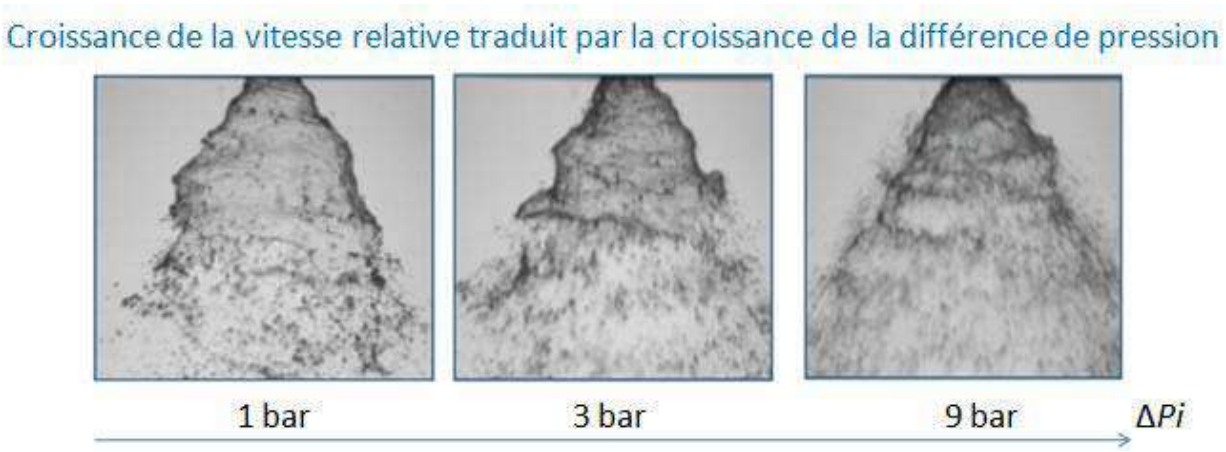


Figure I.12 : Apparition de l'atomisation secondaire [10].

I.8-L'etat de l'art :

Les données d'un diesel conventionnel classique. Les expériences montrent clairement que ces investigations donnent des résultats très intéressants sur la réduction des polluants.

Showry et Raju [14] ont effectué simulation numérique sur le moteur diesel d'injection directe pour étudier le phénomène d'écoulement, de la combustion et d'émission. Dans cette recherche, la simulation a été portée pour l'injection triple et comparé aux résultats expérimentaux et aux résultats trouvés de simulation des injections triples ont montré la bonne concordance.

D.Jung et Assanis [15] ont rapporté le développement et la validation des modèles phénoménologiques pour prévoir les émissions de moteur diesel à injection directe, y compris l'oxyde nitrique (NO), les suies, et les hydrocarbures non brûlés (HC) en utilisant une pleine simulation du cycle de moteur. Le mécanisme de Zeldovich est employé pour prévoir les émissions de NO. Les modèles d'émissions ont été validés contre des données expérimentales obtenues à partir de différents moteurs diesel à injection directe représentatifs. Les résultats de simulation montrent que les modèles peuvent prévoir les émissions avec une exactitude raisonnable. Après validation, l'utilité de la simulation comme outil de conception pratique est démontrée avec une étude de cas de l'effet du coefficient de décharge du bec d'injecteur sur des émissions de polluants.

Cheng et al [16] ont mené une étude expérimentale et numérique sur la combustion et le NOx dans les moteurs diesel HSDI. Dans ce travail, la combustion est représentée par un modèle d'échelle de temps de pré-mélange laminaire. Les résultats ont été validés par une comparaison avec des données expérimentales. La synthèse des résultats a prouvé que l'augmentation de l'EGR,et la réduction de la température de combustion réduisent les NOx.

Chryssakis et Assanis [17] ont mené des investigations expérimentales et numériques sur les moteurs Diesel commun Rail. Dans cette étude ils ont traité l'influence du nombre de trous d'injecteur, de l'injection pilote et multiple, sur la formation de mélange. Les résultats expérimentaux et numériques montrent que dans le cas d'injection multiple, la fumée et les NOx diminuent, et dans le cas d'injection pilote les résultats donnent un bon mélange qui implique une bonne combustion, avec la réduction des NOx, mais une légère augmentation de suie.

Jacobs et al [18] ont effectué une étude expérimentale concernant la réduction des émissions des polluants (NOx, HC, et CO), et la consommation de fuel. Les résultats sont comparés avec les données d'un diesel conventionnel classique. Les expériences montrent clairement que ces investigations donnent des résultats très intéressants sur la réduction des polluants.

Gosman et al [19], on étudié numériquement et expérimentalement l'écoulement laminaire et turbulent dans un moteur d'échange axisymétrique circulé en voiture de moteur sans combustion par un port de culasse. Les résultats calculés et mesurés étaient en bonne concordance. Ils ont observé que le champ moyen de vitesse a été influencé plus fortement par la géométrie de moteur que par la vitesse de moteur.

Bencherif et al [20] ont mené une étude concernant l'effet de l'instant d'injection, la durée d'injection, le diamètre du bowl et le taux d'EGR sur les émissions des NOx et des suies ainsi que sur les performances mécaniques. La simulation numérique a indiqué qu'il y a une grande influence de ces paramètres sur la combustion et la réduction des polluants.

Coppo et al [21] ont examiné l'effet des différents modes de multi-injection dans un moteur diesel. L'analyse est basée sur les conditions de combustion, sur les émissions du moteur, sur

l'efficacité thermique et la distribution d'énergie. Les résultats expérimentaux prouvent que la combustion diesel HCCI est extrêmement sensible aux modes d'injection multi-pulse.

Basha et al [22] ont étudié le processus de combustion dans un moteur à allumage par compression, la simulation a été faite par le code CFD Fluent. L'écoulement, la combustion et le transfert de chaleur sont modélisées pour un moteur diesel à quatre temps avec piston plat. Ils ont prouvé que l'avance d'injection joue un rôle décisif sur les performances du moteur diesel.

Gosman et Harvey [23] ont analysé au mélange air-combustible et la combustion dans un moteur diesel à injection directe de révolution numérique. A cette fin, ils ont amélioré le modèle multidimensionnel et le code développé par les auteurs. Ils ont constaté que le modèle produit qualitativement des prédictions réalistes et des résultats des grandes phases du processus de combustion processus (l'allumage, prémélange, diffusion et combustion).

Afin de respecter les futurs règlements d'émissions, Yun et Reitz [24] ont expérimenté le nouveau concept de systèmes diesel à basse température de combustion. De basses émissions de NOx sont réalisées par la minimisation des températures maximales pendant le processus de combustion.

Haworth et al. [25,26] ont développé un modèle par fonction de densité de probabilité PDF et la méthode de Monte Carlo à deux et trois dimensions ils ont effectué un écoulement turbulent non réactif de flux dans les cylindres des moteurs à piston .Les résultats ont démontré la faisabilité de la méthode multi-dimensionnelle alternative transitoire des écoulements turbulents. Ils ont constaté l'influence de la configuration du débit sur la structure de flux pour les moteurs à deux et à quatre soupapes.

Peng et al [27] étudiée expérimentalement les effets de la recirculation de gaz d'échappement externe et inter (EGR) sur l'exécution de combustion et l'émission pendant un procédé de démarrage à froid dans un moteur diesel de type 135D à simple cylindre. Les résultats trouvés présentent une amélioration de la combustion et le processus de EGR peutfavoriser la stabilité de combustion de marinière significative même si elle diminuée l'opacité de fumée effectivement pendant un démarrage à froid.

Gosman et Johns [28] on effectuent une recherche sur le mouvement des gouttelettes, des gaz aussi que le mélange carburant-air dans un moteur a injection direct, en l'absence de la combustion. Ils ont constaté que le jet induit des vitesses et des niveaux de turbulence dans le gaz auquel étaient plus grands que ceux produits par d'autres mécanismes tels que le swirl et le squish.

Cenk Sayin et al [29] ont effectué des investigations expérimentales sur un moteur Diesel. L'analyse des résultats montre l'antagonisme des évolutions des NOx et suies, et expose clairement l'influence du temps d'injection sur la formation des NOx-CO2 et la réduction des CO-HC.

Bousbaa [30] a réalisé une étude sur la combustion turbulente dans un moteur Diesel turbocompressé, au moyen du code KIVA 3v, il a comparé les résultats de simulation en utilisant deux mécanismes réactionnels. Il a montré la capacité de ce dernier à prédire le phénomène de combustion dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel.

Jung et Assanis [31] ont développé et implémenté un modèle quasi- dimensionnel, multizones de combustion pour les moteurs diesel suralimentés à injection directe, pour l'étude et la simulation des performances et les émissions. Une corrélation modifiée de Hiroyasu pour la pénétration de jet montre la bonne concordance avec des données expérimentales. L'étude numérique a indiqué l'influence de la charge, de la vitesse de rotation du moteur, de la pression d'injection et de la durée d'injection sur les performances et la formation des polluants.

Reitz et Rutland [32] 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 présentée. Afin d'étudier les processus au sein de la chambre de combustion, Ils ont obtenu un excellent accord avec les données expérimentales.
En mettantl'accent sur l'influence de l'injection pilote dans les moteurs Diesel sur la combustion et les couples NOx-Suies, l'analyse des résultats montre que l'injection pilote réduit la formation descouples NOx-suies de manière significative.

Broatch et al [33] ont étudié l'influence de l'injection (injection pilote, taux d'injection), leBowl, la charge, et le régime du moteur sur la combustion et la réduction des émissions des polluants dans les moteurs Diesel.

Houn alas et al [34], Alain Maiboom et al [35], montrent que la variation de la température de l'EGR a une influence directe sur les performances des moteurs ID, et la formation des émissions polluantes.

Le modèle de turbulence k-ε tenant compte de l'effet de l'interaction turbulence-spray a été employé par Ramadan [36] au moyen de la simulation numérique avec le code KIVA-3V il s'est intéressé à deux configurations géométriques différentes pour la génération de Swirl dans les moteurs Diesel à injection directe. L'étude a indiqué qu'il y a une grande influence de la géométrie sur le champ de vitesse.

Le calcul de l'écoulement en trois dimensions dans les ports d'admission et les cylindres des moteurs réels effectué par Naitoh et al. [37]. Aucun des modèles de turbulence explicites ont été utilisés. Les résultats de calcul ont été comparés aux données expérimentales de la vitesse obtenue par un fichier de données à l'aide de Vélocimétrie Laser Doppler (LDV).

Haddad et al [38] ont étudié la dynamique et l'énergétique des gouttelettes dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel à injection directe lors de l'injection et la combustion du spray à l'aide du code de calcul KIVA II. L'évolution du spray est simulée en utilisant la fonction densité de probabilité et la technique stochastique a été utilisée pour faire la résolution de l'équation du spray.

Cette approche est composée de la méthode de Monté Carlo et la méthode discrète de la particule. Haiyong Peng et al [39] ont montré avec des études expérimentales et numériques que la variation de l'EGR pendant le démarrage à froid du moteur diesel ID donne une influence claire sur la combustion et la réduction des NOx-Suies.

Boulanger et al [40] ont mené des simulations en renforçant un sous-modèle phénoménologique pour que la formation de suie inclue les effets d'agglomération prés de la

paroi. Le sous-modèle amélioré a été incorporé dans un CFD commercial et a été employé pour étudier la formation de suie dans un moteur diesel.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur l'injection liquide (diesel) le comportement et le fonctionnement de moteur diesel.

Dernièrement, les moteurs Diesel ont connu une évolution remarquable grâce à leur robustesse, leur longévité mais également pour leur meilleur rendement de combustion qui implique une faible consommation de carburant.

Les contraintes actuelles, écologiques et économiques imposent aux constructeurs automobiles de réduire la consommation et la pollution des moteurs diesel. En effet, les normes de pollution sont de plus en plus draconiennes, 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 tridimensionnelle. 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
Modélisation Mathématique

II.1-Introduction :

La modélisation de la dispersion atmosphérique est une simulation de la dispersion de panaches de pollution dans une disposition et une temporalité donnée faite à l'aide d'outils mathématiques et des logiciels informatiques. Les modèles cherchent à prendre en compte les conséquences directes et indirectes dans l'espace et dans le temps des rejets de substances (gaz, particules, aérosols, radionucléides / indésirables, dangereuses ou toxiques…) [41]

Dans ce chapitre on s'intéresse à la modélisation mathématique de transfert de chaleur et l'écoulement diphasique turbulent de fluide incompressible en régime variable, ou les modèles de fermeture sont abordés. Depuis quelque décennie, Prandtl, Navier-stockes et Reynolds ont pu découvrir les lois fondamentales de la mécanique des fluides Dans son ensemble, la mécanique des fluides est dirigée par trois équations fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.[42]

II.2- Modélisation de la turbulence :

Utilisation courante a été rendue possible par les progrès réalisés dans le domaine de la résolution des équations de la mécanique des fluides et surtout par l'évolution des moyens de calcul. Aujourd'hui la modélisation est un véritable complément aux études expérimentales La modélisation des écoulements turbulents est un considérable outil pour la compréhension des mécanismes physiques pour la conception et le développement dans l'industrie. Son permettant de limiter le nombre d'essais en soufflerie, entraînant une réduction des coûts et des délais de conception, et constitue ainsi un enjeu économique majeur.

Actuellement les applications concernant les géométries complexes réelles dans le domaine de la prévision atmosphérique et la qualité de l'air dans la couche limite urbaine, mettent en jeu des phénomènes complexes : transition laminaire, turbulence, décollements, etc.

II.3- Equations mathématiques :

La mécanique des fluides est dirigée par trois équations fondamentales. Celles-ci Sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie[43].

II.3. 1- Equation de continuité :

Quel que soit le domaine de fluide que l'on suit dans son mouvement, le fluide reste continu. Il ne peut y avoir ni apport extérieur, ni prélèvement de matière.

L'équation de continuité exprime la variation de la masse de fluide par rapport au temps dans un volume élémentaire donné.

En mécanique des fluides, le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité sous plusieurs formes différentes :

Locale conservative (dérivée en temps normale), locale non conservative (la dérivée en temps suit la particule dans son mouvement), ou intégrale. Suivant les problèmes posés, c'est l'une ou l'autre de ces équations qui pourra être retenue, toutes étant équivalentes.

On note ici :

$\rho = \rho(\vec{x},t)$ (II.1)

- ρ : la masse volumique du fluide au point repéré par le vecteur $\vec{x}$ à l'instant t

$\vec{U} = \vec{U}(\vec{x}, t)$ (II.2)

- $\vec{U}$: la vitesse d'une particule de fluide se trouvant au point repéré par le vecteur $\vec{x}$ à l'instant

Forme locale

Cette écriture est la plus générale et la plus répandue.

$\frac{\partial \rho}{\partial t}$+div ($\rho\vec{U}$)=0 (II.3)

En faisant intervenir la notion de dérivée particulaire, on a l'écriture équivalente suivante :

$\frac{D\rho}{Dt}$+ρdiv ($\vec{U}$)=0 (II.4)

Forme intégrale

Cette formulation permet l'étude d'un "bloc" de fluide $\Omega(t)$ pouvant éventuellement se déformer au cours du temps.

Elle traduit le fait que la masse du fluide enfermé dans le volume $\Omega(t)$ est constant

$\frac{d}{dt}\int_{\Omega(t)} \rho(\vec{x}, t)\, d\Omega(t) = 0$ (II.5)

Écoulement incompressible

Dans le cas où la masse volumique est constante au cours du temps et uniforme dans l'espace (écoulement incompressible), l'équation de conservation se réduit à div ($\vec{U}$)=0 (II.6)

Conditions de saut

Lorsque le composé étudié est constitué de deux fluides différents non miscibles séparés par une interface $\Sigma(t)$ se déplaçant à une vitesse de propagation locale $\vec{W}(\vec{x},t)$, la conservation de la masse s'exprime par la relation suivante :

$\Delta(\rho(\vec{U}-\vec{W}))\cdot\vec{n}=0$ (II.7)

Où $\Delta(b)=b_2-b_1$ si $b_1 et b_2$ sont les valeurs respectives de la grandeur b dans les deux fluides 1 et 2 et $\vec{n}$ est le vecteur normal à $\Sigma(t)$ orienter du fluide 1 vers le fluide 2

La forme locale de la conservation de la masse s'applique seulement sur un point M du volume V de fluide, ce qui explique l'utilisation de l'outil différentielle. On parle de forme intégrale faible.

On rappelle la forme intégrale forte :

$\int\frac{d\rho}{dt}\cdot dv+\int\rho\cdot\vec{v}\cdot\vec{n}\cdot dS=0$ (II.8)

Cette écriture est constituée d'une intégrale sur un volume et d'une intégrale sur une surface. Cela peut ne pas être pratique. Or, il existe un théorème permettant de transformer une intégrale double en intégrale triple et vice versa : le théorème de Green-Ostrogorski ou le théorème de flux-divergence :

$\int\rho\cdot\vec{v}\cdot\vec{n}\cdot dS=\int div(\rho\vec{v})\cdot d$ (II.9)

La forme intégrale forte peut donc s'écrire simplement sous une intégrale triple :

$\int(\frac{d\rho}{dt}+div(\rho\vec{v}))dv=0$ (II.10)

On retrouve dans cette dernière expression le principe fondamental de la mécanique : la conservation de la vitesse pour tout volume V' sur V.

On rappelle que si $Ax + By + Cx^2 = 0$ est vrai pour tout (x, y), alors A = B = C = 0.

En appliquant cette règle à la forme intégrale forte, on obtient la forme intégrale faible ou forme locale :

$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\cdot j=0$ (II.11)

II.3.2- Equation de diffusion :

Équation de diffusion est une équation différentielle partielle. En physique, il décrit un comportement du mouvement collectif des microparticules dans un matériau, résultant du mouvement aléatoire de chaque micro particules. En mathématiques, il est applicable en commun à un sujet pertinent pour le processus de Markov dans divers domaines de la science, comme la science des matériaux, la science de l'information, sciences de la vie, des sciences

sociales, et ainsi de suite. Ces sujets décrits par l'équation de diffusion sont généralement appelés problèmes Brown

Déclaration L'équation est généralement écrite comme :

$$\frac{\partial \phi(r,t)}{\partial t} = \nabla \cdot [D(\phi, r)\nabla\phi(r,t)] \quad \text{(II.12)}$$

Ù φ (r, t) est la densité du matériau diffusant à l'emplacement r et le temps t et D (φ, r) est le coefficient de diffusion collective pour φ densité à l'emplacement r ; et ∇ représente l'opérateur différentiel de vecteur del. Si le coefficient de diffusion dépend de la densité de l'équation non linéaire est, sinon elle est linéaire.

Plus généralement, lorsque D est une matrice symétrique définie positive, l'équation décrit la diffusion anisotrope, qui est écrite (pour les trois dimensions de diffusion) comme sui

$$\frac{\partial \phi(r,t)}{\partial t} = \sum_{i=1}^{3} \sum_{j=1}^{3} \frac{\partial}{\partial x_i}\left[D_{ij}(\phi, r)\frac{\partial \phi(r,t)}{\partial x_j}\right] \quad \text{(II.13)}$$

Si D est constante, l'équation se réduit à l'équation différentielle linéaire suivante

$$\frac{\partial \phi(r,t)}{\partial t} = D\nabla^2\phi(r,t) \quad \text{(II .14)}$$

Si D est constante, l'équation se réduit à l'équation différentielle linéaire suivante :

$$\frac{\partial \phi(r,t)}{\partial t} = D\nabla^2\phi(r,t) \quad \text{(II.15)}$$

Également appelé l'équation de la chaleur.

Histoire et développement

Dérivation

L'équation de diffusion peut être banalement dérivée de l'équation de continuité, ce qui indique qu'un changement de densité dans une partie quelconque du système est due à entrées et sorties de la matière dans et hors de cette partie du système. En effet, aucun matériau est créé ou détruit :

L'équation de diffusion de particules a été obtenue par suivront :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \nabla \cdot j = 0 \quad \text{(II. 16)}$$

Où je suis le flux du matériau diffusant. L'équation de diffusion peut être facilement obtenue à partir de ce lorsqu'il est combiné avec la première loi de la phénoménologique Fick,

qui stipule que le flux du matériau diffusant dans une partie quelconque du système est proportionnel au gradient de densité locale :

$$j = -D(\phi, r)\nabla\phi(r,t) \quad \text{(II.17)}$$

Si la dérive doit être prise en compte, l'équation de Smoluchowski fournit une généralisation appropriée

II.3.3- Equation de conservation de quantité de mouvement :

La conservation de la quantité de mouvement désigne, dans un référentiel inertiel, l'absence de variation de la quantité de mouvement du centre d'inertie d'un système dans certaines situations physiques : on parle alors d'un système isolé. Exemple : dans un référentiel inertiel, et en l'absence de frottement, un système de corps soumis à aucune force extérieure mais entrant en collision les uns avec les autres.

Mathématiquement, la quantité de mouvement est conservée lorsque sa variation instantanée est nulle :

Ce principe est équivalent au principe d'inertie, mais fait intervenir la masse des corps (par définition), ce qui permet d'introduire la notion de force (par définition) dans le cas où le mouvement n'est pas rectiligne Uniform

La formule **:**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_i''}) + (\bar{\rho}_\infty - \bar{\rho})g\delta_{ij} \quad \text{(II.18)}$$

II.3.4- Équation de bilan de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho\vec{e})}{\partial t} + \vec{\nabla}\cdot[(\rho e + p)\vec{v}] = \vec{\nabla}\cdot(\bar{\bar{\tau}}\cdot\vec{v}) + \rho\vec{f}\cdot\vec{v} - \vec{\nabla}\cdot(\vec{q}) + r \quad \text{(II.19)}$$

Dans ces équations :

- t: représente le temps (unité SI : s) ;
- ρ : désigne la masse volumique du fluide (unité SI : $kg\cdot m^{-3}$) ;
- $\vec{v} = (v_1, v_2, v_3)$ désigne la vitesse eulérienne d'une particule fluide (unité SI : $m\cdot s^{-1}$) ;
- p: désigne la pression (unité SI : Pa) ;
- $\bar{\bar{\tau}} = (\tau_{ij})_{ij}$ est le tenseur des contraintes visqueuses (unité SI : Pa) ;
- $\vec{f}$: désigne la résultante des forces massiques s'exerçant dans le fluide (unité SI : $N\cdot kg^{1}$) ;
- e : est l'énergie totale par unité de masse (unité SI : $J\cdot kg^{-1}$) ;
- $\vec{q}$: est le flux de chaleur perdu par conduction thermique (unité SI : $J\cdot m^{-2}\cdot s^{-1}$) ;

Représente la perte de chaleur volumique due au rayonnement (unité SI : $J \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}$)

II.3.5 -Equation de conservation de l'énergie :

Un Sys n'échange avec l'extérieur ni énergie par l'intermédiaire de forces (par exemple : gratème isolé se compose d'un ensemble d'objets physiques (généralement des particules : atomes, photons, etc.). Il est dit isolé, s'il vite, magnétisme, ni matière (on n'enlève ni n'ajoute de particules ayant une masse au système). Notamment, le système isolé n'échange pas de photons avec un autre système, ni n'en reçoit d'autre système

La formule :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\lambda}{c_p}\frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j''}\right) \quad \text{(II.20)}$$

II.3.6- Equation de conservation des espèces :

Exprime dans cette formule

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{C}^m) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{C}^m) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{\rho}D^m\frac{\partial \tilde{C}^m}{\partial x_j} - \overline{\rho U_j'' C''}\right) \quad \text{(II.21)}$$

La fermeture du système d'équations nécessite de définir les deux équations d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation de cette énergie turbulente

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \quad \text{(II.22)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k+\sqrt{\nu\epsilon}} + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}C_{3\epsilon}G_h + S_\epsilon \quad \text{(II.23)}$$

II.3.7- L'équation de Navier-Stocks :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIXe siècle, Claude Navier et stokes Il existe bien des formes des équations de Navier-Stokes. Nous n'en présenterons que certaines, Ces formes dépendent aussi des notations utilisées.

Cette équation est la conséquence directe du théorème de quantité de mouvement

$$\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + \underbrace{U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{(4)} = \underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j}}_{(5)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j}}_{(6)} \qquad \text{(II.24)}$$

(1): terme force d'inertie.

(2): terme force appliqué.

(3): terme in stationnaire.

(4): terme convectif.

(5): terme pression.

(6): terme visqueux.

Conclusion

Connus sous de noms Navier-stoker » représente derniers marché de l'échelle dans les Nous avons présent dans ce chapitre les équation de bas de mécanique de fluide ; ces équation problème lies à la dynamique pour arriver ace niveau .de progrès très important ont été réalisé dans les développement des techniques numérique.

La génération résolution des équations de Navier-stoker soit désormais le seule moyen de semoule le comportent complexe d'écoulement réel et visqueux. Parmi les méthodes utilise dans ce domaine, on retrouve les méthodes statique s ou probabiliste qui consistent à décompose les champs de vitesse et de concentration a une composant e moyenne et une fluctuation de turbulent de moyenne nulle

Actuellement, ces méthodes implantées dans plupart des codes de calcule de CFD résolvent numériquement les équations moyennés de la turbulent.

Chapitre III

Méthode Numérique

III.1-Introduction :

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Le modèle physique peut s'exprimer en mots et phrases qu'il est nécessaire de traduire en expressions mathématiques. Lorsque le problème est ainsi bien posé, il est alors possible de le résoudre soit mathématiquement (solution analytique) ou numériquement (solution numérique). Les solutions analytiques, basées sur la forme locale du problème (Equations aux Dérivées Partielles: « E.D.P » associées aux conditions initiales et aux limites), ne peuvent être déterminées dans le cas général sauf dans certains cas classique connus depuis bien longtemps. Dans le cas général où il y'a des difficultés si l'on résoudre les équations aux drivées partielles qui régissent les phénomènes étudiés, on fait appel aux méthodes numériques, le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

III.2-Les méthodes numériques :

On présente les méthodes numériques comme des méthodes pour résoudre des problèmes physiques et mathématiques ou plus généralement des équations différentielles avec conditions aux limites.

Il y'a trois méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles régissant les écoulements. Ces méthodes sont :

- la méthode des différences finies.
- la méthode des éléments finis.
- la méthode des volumes finis.

III.2.1-Méthode des différences finies :

La 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 : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.
- ✓ Inconvénients : limitation de la géométrie des domaines de calculs, difficultés de priseen.

compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue.

III.2.2-Méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération de décomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations Prévues par un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation des éléments et des nœuds.

Avantages : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelle des conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence. Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul et en mémoire.

III.2.3-Méthode des volumes finis :

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais, contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, la méthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations d'intégrales. 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. La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface. L'un des principaux avantages de la méthode des volumes finis est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes gouvernés par des équations à dérivées partielles.

III.3- Résolution des équations par éléments finis :

III.3.1- Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis est fondée sur deux idées principales : une méthode

d'interpolation et une méthode vibrationnelle.

Etant donnés un domaine continu et une fonction u solutions de L(u) = 0,

• a) la méthode d'interpolation procurera une fonction proche de u construite `a partir d'un nombre finis de réels

• b) la méthode vibrationnelle remplacera L(u) = 0 par un nombre fini d'équations.

Si l'on suppose la fonction approchée connue en un certain nombre de points de l'élément, elle est évaluée en n'importe quel point de l'élément par interpolation.

La restriction de la fonction approchée à un élément K (quadratique) du maillage, notée

III.4- Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.4.1- Formulation variationnelle forte : [44-45]

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s''écrit alors comme suit :

Trouver 3u(x) $u(x) \in$ espace des solutions Us tel que:

$$\mathcal{L}(u) - \mathcal{F} = 0 \ \forall x \in \Omega \ B(u) = u_0 \ \forall x \in \Gamma_{u0} \qquad \text{(III.1)}$$

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini judicieusement.

III.4.2-Formulation vibrationnelle faible:

La formation vibrationnelle faible peut être obtenue par l'étable suivante :

1)- Approcher la solution u. partout dans le domaineΩ, par u tel que

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^{n} Ni \, \bar{U}i \qquad \text{(III-2)}$$

On Ni =Ni (x, y) désignent les fonctions $\bar{U}$ et des valeurs nodales interminées

2)- introduire (III-2) dans (III-1) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \zeta(\bar{U}) - F \neq 0 \qquad \text{(III-3)}$$

3)- obstiner une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire w tel que

$$\int w \, (\zeta(\bar{U}) - F) \, d\Omega = 0, \ k = 1, 2, 3 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots N \qquad \text{(III-4)}$$

On N nombre d'inconnues indépendants du système (III-1)

En formulation de galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose:

$W_k = N_k \Rightarrow \int Nk\ \zeta(\sum_{i=1}^{n} Nti\overline{ui})\ d\Omega = 0$ (III-5)

On dit que u ε $H^1{}_0$ (Ω) est une solution faible de (III-4) si :

$\forall$ v $\epsilon H_0^1(\Omega)$ a ($\overline{U}$, V) (III-6)

a ($\overline{U}$, V) est la forme bilinéaire associée à (ζ) soit Ωun ouvert borné R^d et dΩ est régulier.

on considéré alors le problème :

Lu = f sur Ω et u= 0 sur dΩ= 0

III.5- Forme générale des équations du système : [46]

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_\varphi \phi)+\frac{\partial}{\partial t}(\rho V_x C_\phi \phi)+\frac{\partial}{\partial t}(\rho V_r C_\phi \phi)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)+S_\varphi \quad \text{(III-7)}$$

Ou :

Φ: Variable généralisée

C_ϕ: Coefficient d'advection transitoire.

ΦΓ: Coefficient de diffusion.

S_ϕ : Termes source

Tableau III.1 : Tableau de Représentation d'équation de transport. [47]

Variable $\emptyset$	coefficient d'advection $c_\emptyset$	Diffusivité $\Gamma_\emptyset$	Termes source $S_\emptyset$
Vx	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu\frac{\partial u}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\mu\frac{\partial u}{\partial y})-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}\right\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}$
T	1	$\frac{K}{\rho C^e}$	$\frac{\varphi}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par EF consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire [47].

$$([A_e^{transient}] + [A_e^{Advection}] + [A_e^{transien}])(\phi e) = (S_e^{\phi}) \quad \text{(III-8)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé

III.5.1- Terme temporelle :

Le premier des contributions de l'élémentaire est le terme de transition, sa forme générale est simplement [48] :

Générale est simplement [48] :

$$[A_e^{transien}] = \int w^e \frac{\partial \rho c \phi}{\partial t} d\,(vol) \quad \text{(III-9)}$$

Avec :

w^e= la fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme pour le nœud :

$$\int w^e \frac{(\partial_e C \phi \phi)^i}{\partial t} d\,(vol) = \int w_i^e \rho c \phi\ w_j^e\, d(vol) \frac{\partial \phi_i^e}{\partial t} + \int w_i^e \frac{\partial \rho c \phi}{\partial t} w_j^e\, d\,(vol)\ \phi_j^e \quad \text{(III-10)}$$

Les indices inférieurs I et j indiquent le nombre de nœud, si la deuxième partie de l'équation (III-16) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme :

$$M_{tj} = \int w_i^e\ \rho\ c \phi w_j^e d\,(vol) \quad \text{(III-11)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée

$$M_{tj} = \delta ij \int w_i^e\ \rho c \emptyset\ d\,(vol) \quad \text{(III-12)}$$

Ou: δij = delta de kronecker (o si i≠j, 1si i=j)

il ya deux méthode d'intégration temporelles : Newmarket et (Packard différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de new mark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \nabla t[\delta(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}) + (1-\delta)(\frac{\partial i\rho\emptyset)}{\partial t})_{n-1} \quad \text{(III-13)}$$

Ou :

δ= coefficient d'intégration de temps pour la méthode new mark l'équation (III-13) est écrite comme suite :

$$(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_n = \frac{1}{\nabla t\delta}(\rho\emptyset)_n - \frac{1}{\nabla t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + (1 - \frac{1}{\delta}) \quad \text{(III.14)}$$

Pour la méthode de différence en arrière, l'étape de temps courant est la nième étape de fois et l'expression comporte les deux résultats précédents d'étape de temps.

$$\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t} = \frac{(\rho\emptyset)_{n-2} - 4(\rho\emptyset)_{n-1} + 3(\rho\emptyset)_n}{2\Delta t} \quad \text{(III.15)}$$

Pour la méthode (VOF) l'équation ci-dessus est modifiée lorsque les résultats à une étape précédente de temps sont nécessaires:

$$\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t} = \frac{(\rho\emptyset)_n - (\rho\emptyset)_{n-1}}{\Delta t} \quad \text{(III.16)}$$

L'arrangement de premier ordre ci-dessus de différence de temps est choisi pour être conformé à l'algorithme courant d'advection de VOF.

La nième étape de fois produit une contribution à la diagonale de la matrice élémentaire, alors que les dérivés de l'étape précédente de temps forment des contributions au terme source[49]

III.5.2-Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection.

L'approche e dite ligne de courant monotone up Wind (MSU), La ligne profilée up Wind/Petro-Galerkin (SUPG) et les approches colloquées de Galerkin (COLG). [48]

III.5.2.1- Approche monotone Streamline Upwind (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des caractéristiques, il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans domaine connu de vitesse.

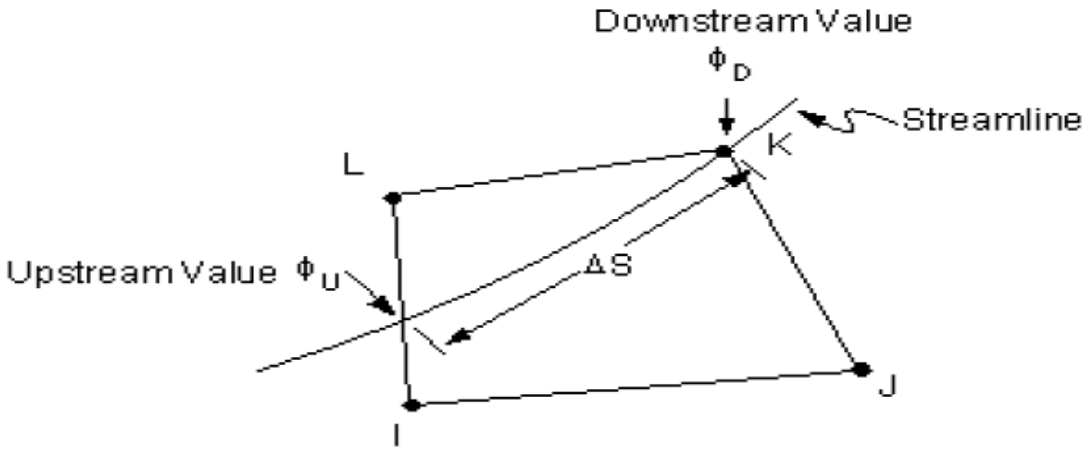


Figure. III-1:l'approche de ligne de courant d'up Wind.

Le champ de vitesse lui-meme peut etre envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse.

Les limites d'advection peuvent donc etre exprimées en termes de vitesse aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection.

On suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques. C-à-d tout le transfert se produit le long des lignes profilées. Par conséquent on peut d'advection , s'écrit [48] :

$$\frac{\partial(\rho V_x C\Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y C\Phi\Phi)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s C\Phi)}{\partial s} \qquad \text{(III-11)}$$

Une foi exprimé le long d'une ligne profilée,et donc constant dans tout l'élément ,on peut écrire :

$$[A_e^{advection}] = \frac{d(\rho V_s C\Phi\Phi}{dy} \int W^e \, d(vol) \qquad \text{(III-12)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément , dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément . le dérivé est calculé en utilisant une différence simple :

$$\frac{d(\rho V_s C\Phi)}{ds} = \frac{(\rho V_s C\Phi)_u}{Ds} \qquad \text{(III-13)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit ou la rationalisation dans e nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

Δs: la distance du point situé en amont à l'avat nœud.

La valeur à l'endroit ascendant ast inconnue mais peut etre exirmée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'avat .

Le processuse consiste à cycle par tous pour l'élement et identifier les nœuds arriére ,le calcul effectué est base sur les vitesse ,pour vois d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud.

Des facteurs pesants sont calculés ,basé sur la proximite de l'éndroit d'upwind aux noeuds Voisins.

III.5.2.2-La méthode SUPG (Stream line Up Wind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection [48]

$$[A_e^{advection}] = \int W^e \left\{ \frac{\partial(\rho Vx C\emptyset\emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vy C\emptyset\emptyset)}{\partial y} \right\} d(vol) + C_2\tau \int \frac{H}{2umag} \left\{ Vx\frac{\partial W^e}{\partial x} + Vy\frac{\partial W^e}{\partial x} \right\} \left\{ Vx \frac{\partial(\rho C\emptyset\emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vy C\emptyset\emptyset)}{\partial y} \right\} d(vol) \quad \text{(III-14)}$$

Ou :

$C_2\tau$: coefficient global réglé à 1.0.

H : longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$umag = \sqrt{Vx^2 + Vy^2}$$

$$\begin{cases} 1 & si \quad 0 \le pe \le 3 \\ \frac{pe}{3} & si \quad pe \ge 0 \end{cases}$$

$pe = \frac{\rho C_p U mag}{2T}$ nombre de peclet

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à l'exactitude du second degré, et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente la discrétisation pure de Galerkin.

III.5.2.3- Approche Colloquée De Galerkin (COLG):

L'approche de GOLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué, dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesse,

(la vitesse nodales élément – élément –based) qui sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement [48].

$$[A_e^{advection}] = \int w^i \left\{ \frac{\partial(\rho V_x C\emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y C\emptyset)}{\partial y} \right\} d\ (vol) + C_2\tau \int \frac{ah}{2U_{mag}^e} \left\{ \frac{V_x^e \partial w^i}{\partial v} + \frac{V_y^e \partial w^i}{\partial v} \right\}$$

$$\left\{ \frac{V_x^e \partial(\rho C\emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho C\emptyset)}{\partial y} \right\} d\ (vol) \qquad \text{(III-15)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément –élément –basé), et elle est généralement asymétrique la conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.5.3- Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au –dessus du domaine .De problème après la multiplication par la fonction pesante [49].

$$\text{Diffusion contribution} = \int w^e \frac{\partial}{\partial x}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\ d\ (vol) + \int w^e \frac{\partial}{\partial y}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y})\ d\ (vol)) \qquad \text{(III-16)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable, par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x, une intégration par pâtie est appliquée [50] :

$$\int w^i \frac{\partial}{\partial x}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\ d\ (vol) = \int \frac{\partial w^i}{\partial x}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\ d\ (vol) \qquad \text{(III-17)}$$

Une fois que le dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnement, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = w_x^e \emptyset \qquad \text{(III-18)}$$

$$w_x^e = \frac{\partial w^i}{\partial x} \qquad \text{(III-19)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme

$$[A_e^{diffusion}] = \int w_x^e\ T\emptyset\ w_y^e T\emptyset\ )\ d\ (vol) \qquad \text{(III-20)}$$

III.5.4- Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [49] :

$$s_\emptyset^e = \int w^e\ S\emptyset\ d\ (vol) \qquad \text{(III-21)}$$

Equation de chaleur : soit V une partie quelconque de V limitée par la surface S

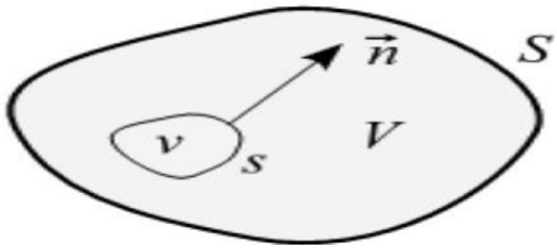


Figure III-2 : bilan thermique

La puissance thermique stockée dans V est égale a la somme de la puissance thermique q généré e par les sources volumiques contenues dans V et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface S [49] :

$$\int \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -n (-\overrightarrow{\lambda grad} T)\, ds \qquad \text{(III-22)}$$

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

$$\rho C_p \dot{T} - \text{div}(\overrightarrow{\lambda grad} T)\, q = 0 \qquad \text{(III-23)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-21) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y) [48] :

$$\rho C_p \dot{T} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + q \qquad \text{(III-24)}$$

III.5.5- Forme discrétisée : éléments finis

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.[49]

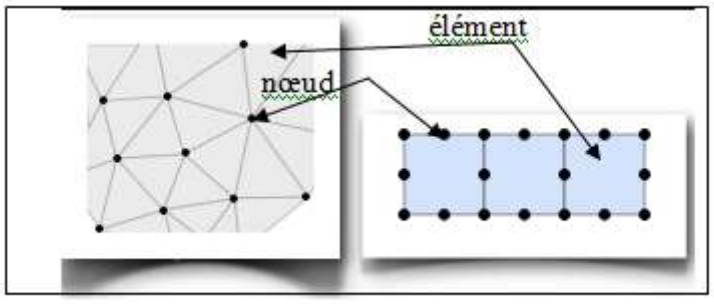


Figure III.3 : domaine plan discrétisé en élément relies eux par nœuds

III.6- méthodes de discrétisations :

L'ensemble des étapes de résolution des équations différentielles par la voie numérique s'appelle méthode de discrétisation. La mise en œuvre d'une méthode numérique de calcul des champs débouche inévitablement sur un logiciel qui lui est associé, on peut écrire pour chaque problème un programme qui tient compte de sa géométrie, ses propriétés physiques et ses conditions aux limites. Il existe aujourd'hui des logiciels généraux appropriés nommés techniques de la CAO dont les structures informatiques sont adaptées aux traitements d'un grand nombre de problèmes d'un même type tels que PDETOOL sous MATLAB, ANSYS,

- Description du problème (Géométrie, caractéristiques physiques, maillage, limites du domaine d'étude).
- Mise en œuvre de la méthode numérique de simulation (Différences finies, éléments finis, volumes finis, intégrales de frontière) plus une méthode itérative

III.7-choix d'un maillage :

La méthode des éléments finis repose sur découpage de l'espace selon un maillage d'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interrit de choisir des maillage plus complexe, 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'intétères (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 vraie solution de l'équation aux dérivès partiels. même si une géométrie complexe peut être maillée avec des éléments tétraédriques, elles mai exigent de nombreux éléments et que mai conduire à léchele parce que la simulation des ressources informatiques même un volume de forme régulière mais exigent de nombreux éléments tétraédriques, si elle a un ratio très grand aspect ,ici les éléments hexaèdres ou d'un coin serait un meilleur choix ,(figure III-4) « objet avec un aspect Ratio large », illustre cette différence, il montre que le nombre d'élément tétraédrique (a) est beaucoup plus grand quelle nombre d'élément hexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversal.

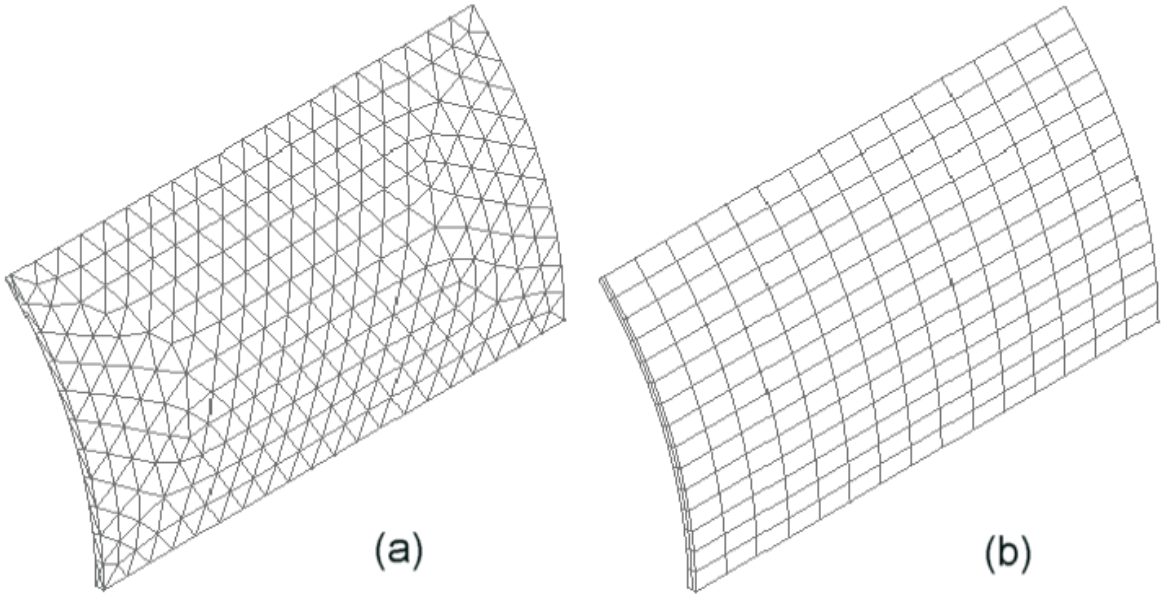


Figure III-4 : (a) élément tétraédrique ;(b) élément hexaédrique

III.8-Calcul d'interfaces :

La résolution des problèmes diphasiques avec des fluides non miscibles pose le problème de la présence d'une interface séparant les fluides. Pour déterminer entièrement l'écoulement, est nécessaire :

• de résoudre les équations du mouvement dans les deux phases,

• de représenter l'interface dans l'espace,

• de caractériser le mouvement de l'interface, sachant que sa dynamique est étroitement liée à celle des fluides environnants.

III.8.1-Evolution de la surface libre :

Le choix d'une méthode numérique dépend étroitement du type de problème considéré. Il existe deux types de méthodologies différentes pour résoudre les problèmes diphasiques : la méthode Lagrangienne et la méthode Eulérienne.

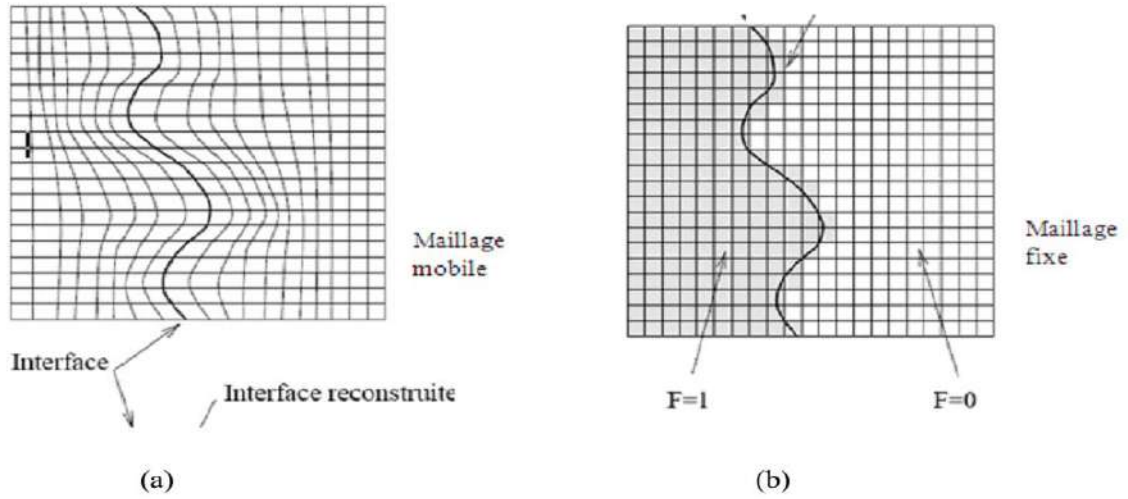


Figure III-5 : Présentation des méthodes de calcul d'interface[50].
a)méthode Lagrangienne, b) méthode Eulérienne, [50].

III.8.2- Les méthodes Lagrangiennes :

Les méthodes lagrangiennes sont caractérisées par utilisation d'un maillage mobile dont des frontières représentent les interfaces (Figure.III.6). Ce maillage est remis à jour à chaque de temps. Cette approche offre les possibilités d'accéder à tous les détails de l'hydrodynamique de l'écoulement, d'appliquer facilement et rigoureusement les conditions à la traversée des interfaces et de suive de façon précise l'évolution des interfaces. Cependant, utilisation de ce type de méthodes est compromise quand il s'agit de traiter des écoulements à interface froment déformables pouvant conduire à des phénomènes de rupture ou de reconnexion d'interfaces. [51]

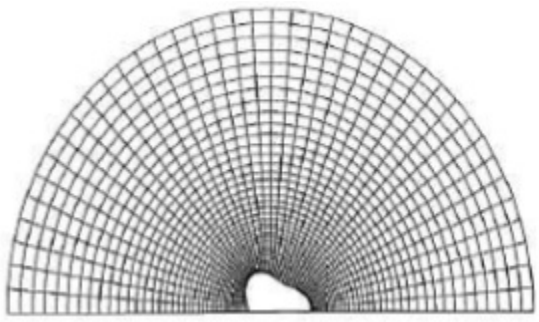


Figure.III.6 : Exemple de maillage lagrangienne utilise par Blanco. [51]

III.8.3- Les méthodes eulérienne :

Les méthodes qualifiées d'eulériennes utilisant fixe sur lequel les interfaces se déplacent librement. Le maillage n'assure plus explicitement la séparation entre les fluides (figure III.7).

Des cellules de calcul peuvent être traversées par les interfaces. Ces cellules sont ainsi occupées par écoulement multiphasique composé par les différents fluides en présence.

La caractérisation des interfaces permettent de classer les méthodes eulériennes en deux catégories, à savoir les méthodes de suivi de front et les méthodes de suivi en volume. [51]

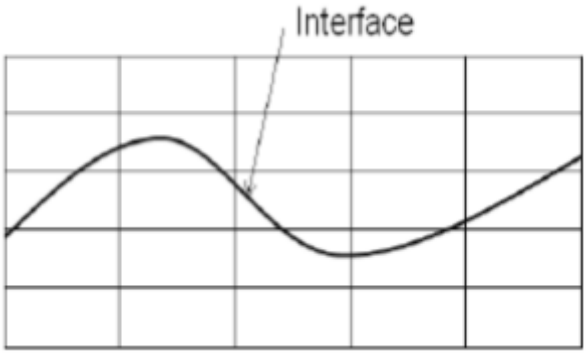


Figure.III.7 : Exemple de maillage eulérienne**.**

III.8.3.1-Méthodes de suivi de front :

Une méthode de suivi de front consiste à utiliser un ensemble de point liés entre eux par des segments fictifs pour représenter l'interface (figure III.8). Ces points également appelé marqueurs sont situés exactement sur l'interface. A chaque pas de temps, une équation d'évolution est résolue afin de déterminer les nouvelles positions des marqueurs. Cela permet de connaître avec précision la position et l'orientation de l'interface et donc d'évaluer rigoureusement les contraintes et les efforts an niveau de celles-ci. L'efficacité de ce type de méthodes est étroitement liée à la gestion et à la distribution des marqueurs. En effet, dans certains cas, les marqueurs peuvent se concentrer sur une partie de l'interface au détriment d'une autre. Il est donc nécessaire de contrôler leur distribution en imposant par exemple des distances minimale et maximale entre deux marqueurs voisins. Dans d'autres cas, il faudra ajouter des nouveaux marqueurs pour améliorer la résolution d'une partie de l'interface. A cela s'ajoute la difficulté pour traiter à l'aide de marqueurs des problèmes de rupture et de reconnexion d'interface.

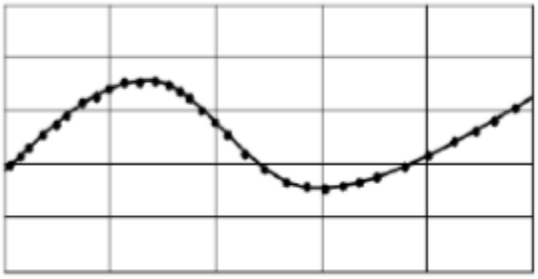
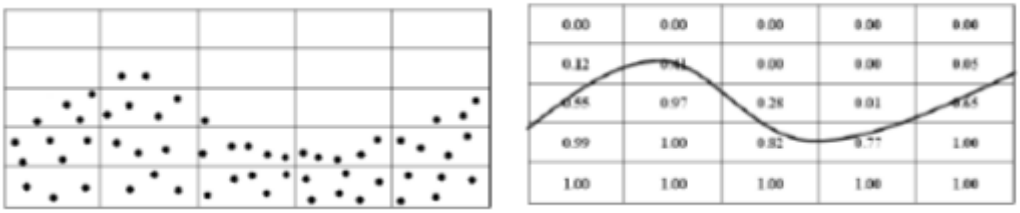


Figure.III.8: Principe de la méthode suivi en front. [52]

III.8.3.2- Méthode de suivi en volume :

Dans une méthode de suivi en volume, on ne s'attache plus à suivre explicitement l'interface mais plutôt les phases continues par le biais d'une fonction indicatrice de phase.



(a) **(b)**

Figure.III.9: Différentes méthodes de suivi de volume

(a) Méthode MAC, (b) Méthode VOF. **[53]**

III.9-Méthode de calcul :

Nous présentons brièvement, dans cette partie, les différentes méthodes utilisées par Ménard [Ménard, 2006] pour réaliser la simulation numérique directe d'un écoulement diphasique de type injection Diesel.

III.9.1- Méthode Level Set :

La méthode Level Set est basée sur le transport d'une fonction ϕ qui décrit l'interface entre deux phases différentes [Sussman, 1997] [53].

Cette fonction est définie comme la distance algébrique entre un point du domaine de calcul et l'interface.

La position de l'interface est décrite comme le niveau 0 de la fonction Level Set.

La résolution d'une équation de transport de cette fonction détermine l'évolution de l'interface entre les deux phases dans un champ de vitesse V.

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + V\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0$$

L'avantage de cette méthode est qu'elle permet une connaissance précise de la topologie de l'interface dans le cas d'écoulement diphasique complexe.

En revanche, cette méthode n'est pas strictement conservative en masse.

Elle doit être couplée à une autre méthode qui doit être conservative, dans le cas d'écoulements fortement contraints.

III.9.2.Méthode Volume of Fluid (VOF) [Hirt, 1981]:

La méthode VOF [Hirt, 1981] est basée sur le transport de la fraction volumique de liquide φ.

La résolution de l'équation de transport de cette grandeur permet de connaître la fraction volumique de liquide dans chacune des mailles de calcul.

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + V\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0$$

L'avantage de cette méthode est qu'elle est conservative en masse. Dans le cas d'écoulements diphasiques, elle ne permet pas, en revanche, de localiser de façon précise l'interface liquide/gaz.

Cela est pourtant nécessaire pour représenter l'action des forces de tension de surface. Ce défaut peut être pallié par la méthode Level Set. .

III.9.3.Couplage VOF Level Set

Sussman [Sussman, 2000] propose une procédure de couplage entre les méthodes VOF et Level Set. Cette méthode permet une connaissance fine de la topologie de l'interface liquide/gaz (même dans les zones très plissées) et assure une conservation de la masse (de chaque deux phase). Cette procédure de couplage est relativement complexe puisque la fonction Level Set est corrigée par la fraction volumique de liquide et inversement.

Conclusion :

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendre en compte tout les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème était nécessaire.

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 choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur.

La résolution de ces équations nécessite deux méthodes principalement. La première méthode des éléments finis et la deuxième méthode VOF (volume of fluide).

Pour éviter les étapes de programmation numérique on utilise le programme ANSYS-CFD représenté dans le chapitre suivant.

Chapitre IV
Résultats et discussions

IV.1- Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats d'étude de la simulation numériques de l'atomisation et la dispersion d'un jet liquide injecté dans un cylindre pour une configuration proposé par **Ménard [48].**

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence des paramètres géométriques sur la dispersion d'un jet liquide injecté dans un cylindre. Nous proposant des simulations numériques pour la dispersion d'un jet liquide injecter dans un cylindre passant par des changements d'angles d'injection, des changements de l'espace entre les deux injecteurs) et l'utilisation des perturbateurs de jet pour l'injecteur diesel à deux trous.

Les résultats obtenus sur les profils de vitesse et le champ de pression ont été réalisés à l'aide du logiciel de simulation « ANSYS(APDL) », qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode des éléments finis.

IV.2 -ANSYS :

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une Large variété de problèmes physique en général et de mécanique en particulier. Ces problèmes portent notamment : analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique.

De façon générale, une résolution par éléments finis comporte trois étapes :

VI.2.1- Préparation des données:

Définir le problème; les étapes majeurs sont données ci-dessous :

- Définition des points clés /lignes/surfaces/volumes.
- Définir le type d'élément fini, ses propriétés géométriques et les propriétés physiques des matériaux.
- Maillage des lignes /surfaces/volume.

Les données nécessaires dépendent évidemment de la dimension du problème. (1D, 2D, 3D).

VI.2.2- Traitement:

Assigner les charges, contraintes (conditions aux limites) et résolution; on spécifie notamment la nature des grandeurs physiques (température, pression, vitesse …), contraintes ou conditions aux limites et, finalement, on résout le système d'équations.

VI.2.3-Analyse et visualisation des résultats :

- Lors de cette étape, on peut examiner.
- La liste des déplacements nodaux.
- Les forces et des moments au niveau des éléments.
- Tracé des Iso contours des contraintes.

IV.3-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 a l'intérieur de chambre de combustion dans les mêmes conditions des travaux numérique et expérimental de **Ménard [48].**

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

Tableau IV .1 : paramètres de calcul de **Ménard [48]**

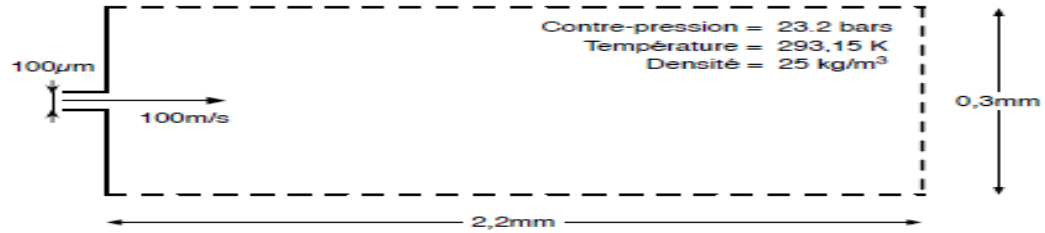
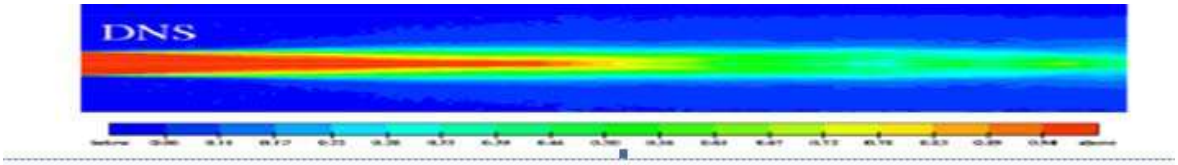
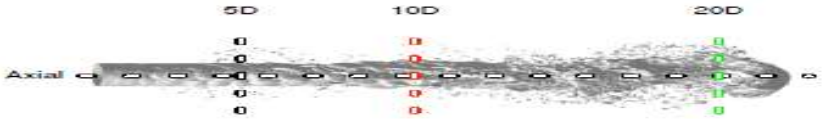


Figure IV. 1 : *représentation Spatiale de la configuration géométrique et les conditions limites de* **Ménard [48]**



La figure IV.2 représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide Ménard **[48]**



La figure IV.3 : résultat expérimental de **Ménard [48].**



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

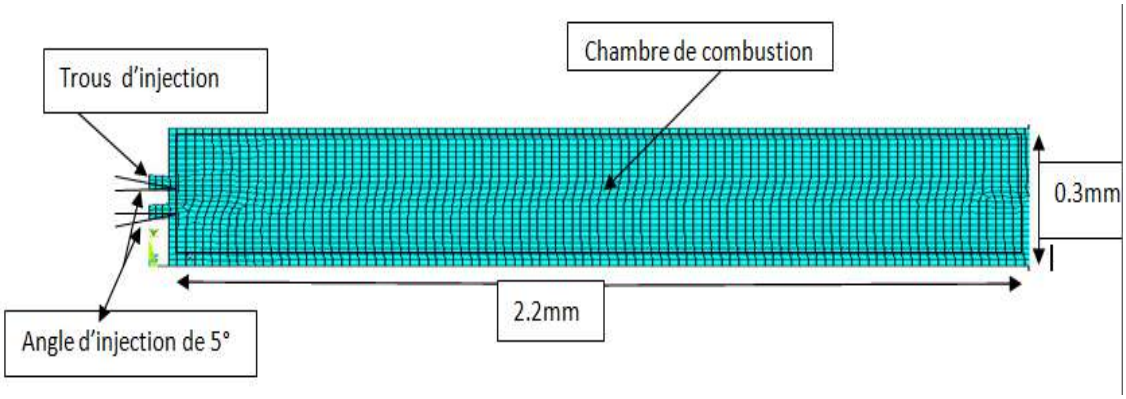
On compare nos résultats de calcul avec les résultats expérimentaux de **Ménard [48],** nous constatons qu'ils montrent un bon accord, ce qui justifie le modèle mathématique et numérique utilisés.

IV.4-Résultats des simulations numériques :

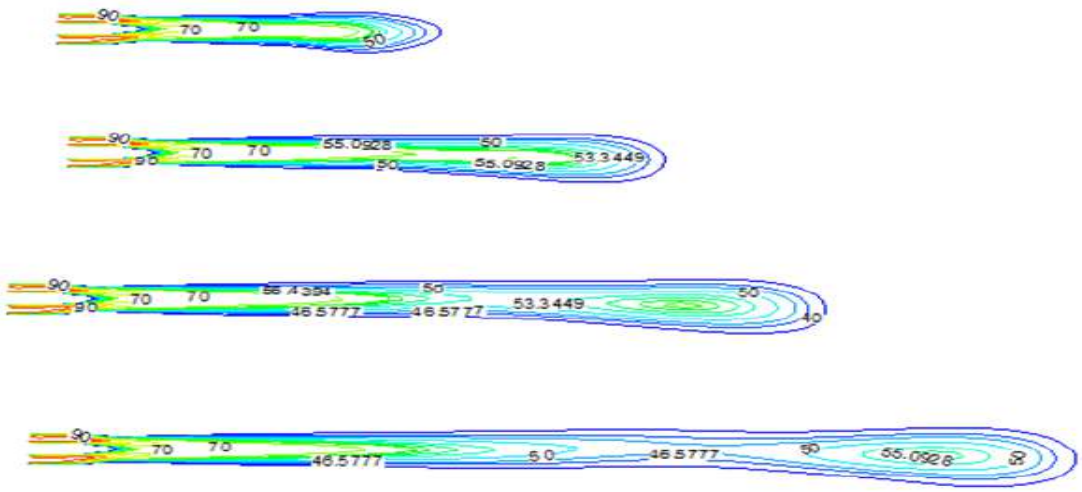
Nous avons afin de montrer l'intérêt de l'outil numérique dans la caractérisation et la compréhension de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel. Dans cette partie d'étude nous effectuons des calculs en deux dimensions de l'injection diesel dans la chambre de combustion par injecteur à deux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

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

Tableau IV.2 : Paramètres d'injection



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



La figure IV.6: représentation spatiale de nos résultats de calcul de champ de vitesse associé

IV.4.1-Variation d'angle :

- **Champ de pression :**

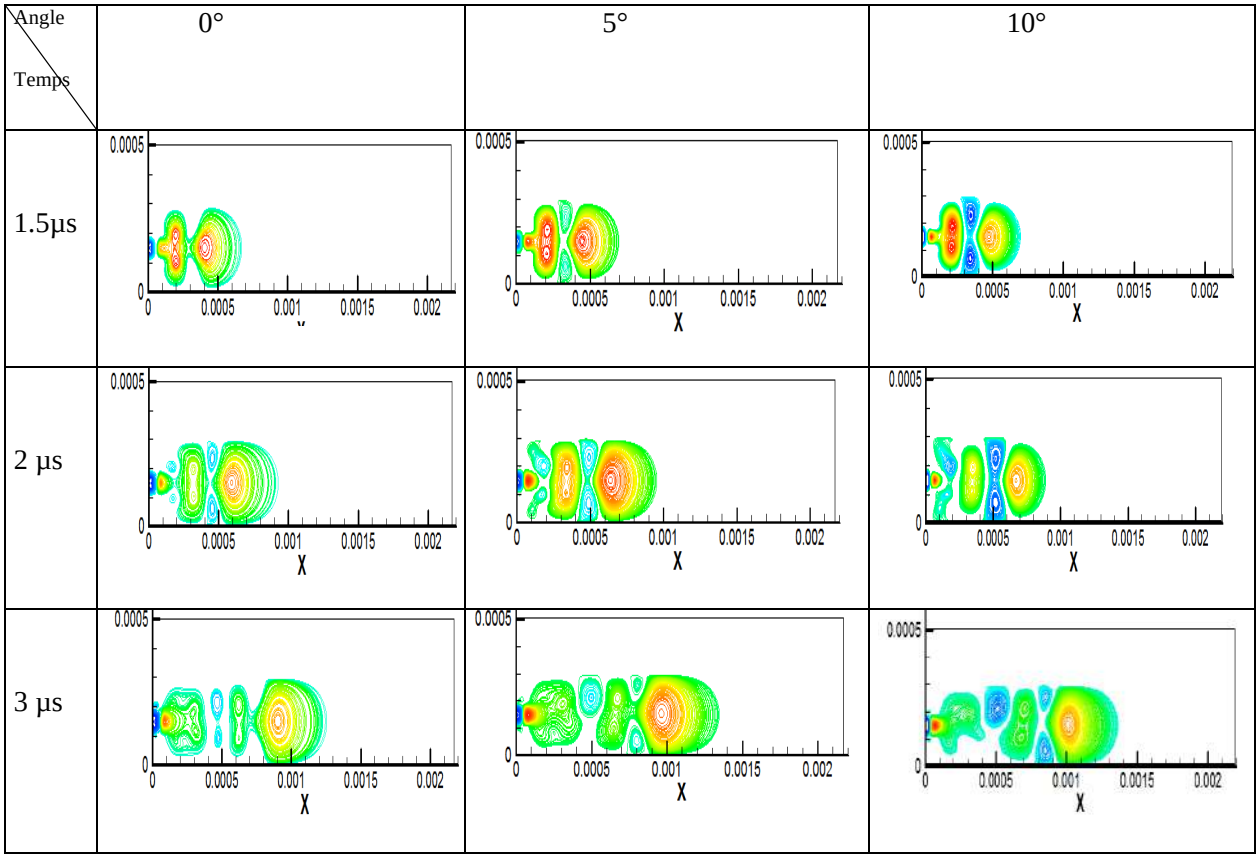


Figure IV.7: présentation de développement de champ de pression des trois cas

La figure (IV.7) montre une représentation spatiale du champ de pression pour les trois angles d'injection en fonction de temps et présente l'influence des variations d'angle sur les géométrique étudiées. On remarque que la pression juste au niveau des injecteurs débute par une valeur maximale et diminuer jusqu'à une valeur minimale dans la limite de jet diesel, donc les angles ont perturbés le champ de pression, c'est –à-dire la symétrie est influencer négativement.

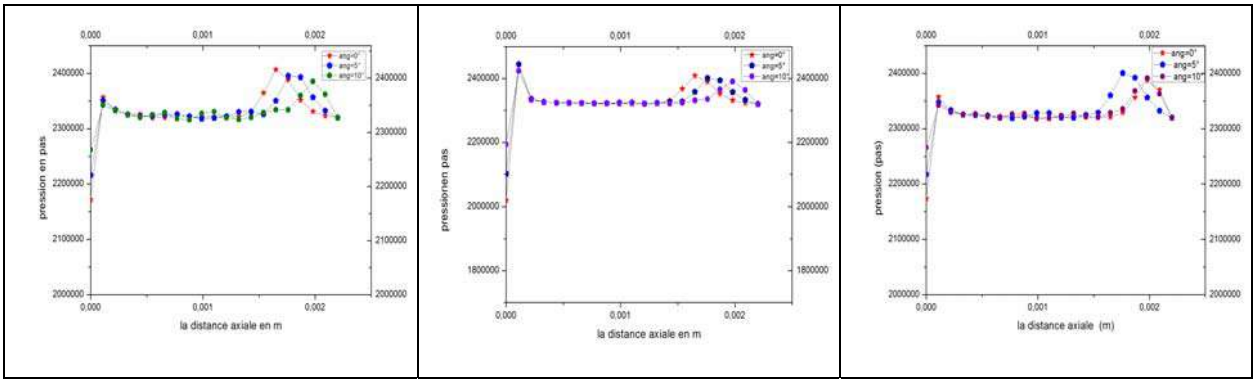


Figure IV.8 : profils de pression axiale aux trois positions différentes

La figure (IV.8) représente une comparaison entre les profils de pression axiale aux trois positions différentes et avec la variation de temps, on constate que axialement la variation d'angle agit également sur le champ de pression, c'est pour ça le profil de pression de chaque angle débute avec une valeur minimale différente avec la variation d'angle puis augmenter jusqu'à une valeur maximale presque 2.4MPas.

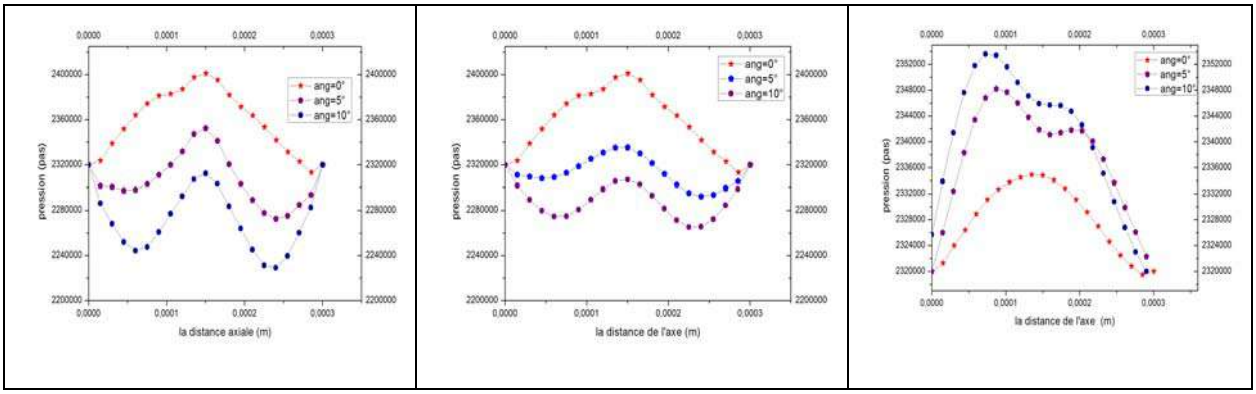


Figure IV.9 : profils de pression radiale pour trois instants différents (1.5 µs, 2 µs et3 µs) à Mi-distance du nez d'injecteur.

Le figure (IV.9) représente une comparaison entre les profils de pression radiale aux trois instants différents (1.5 µs, 2 µs et3 µs) ; on constate que lorsque l'angle est diminué la pression est augmenté et l'angle le plus petite prendre la grande valeur maximale 2.4MPas mais avec le temps l'angle le plus grand (10°) prendre la valeur maximale de pression, donc des contraintes thermique et mécanique plus importantes sur les éléments du moteur.

- **Champ de vitesse :**

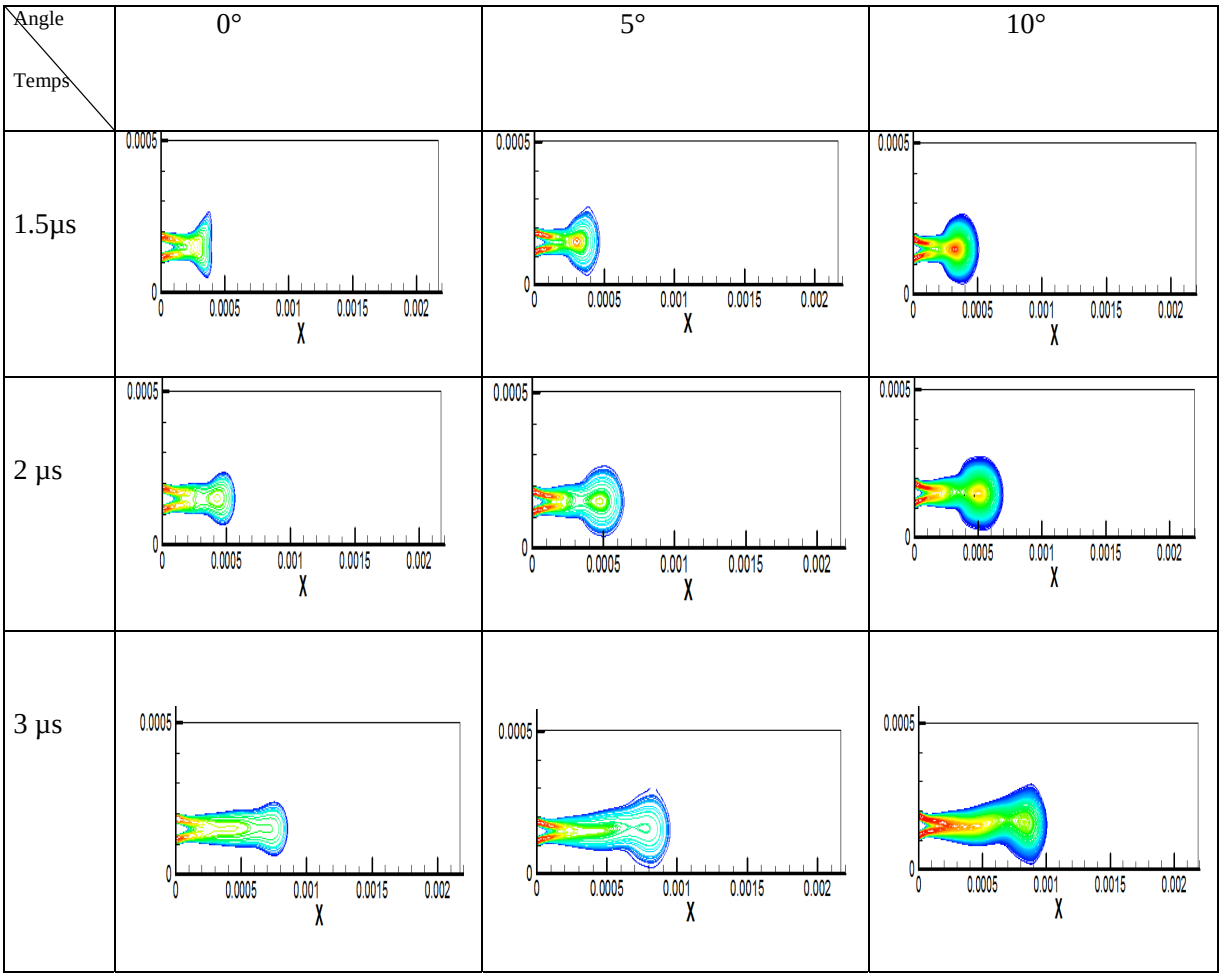


Figure IV.10 : représentation de développement de champ de vitesse des trois angles différents

La figure (IV.10) montre une représentation spatiale du champ de vitesse dans les géométries étudiées pour les trois angles d'injection en fonction de temps. On note que la vitesse juste au niveau des injecteurs débute par une valeur minimale, jusqu'à une valeur maximale dans la limite de jet diesel donc l'espace est infectée par le champ dynamique, propage axialement par contre la diffusion radiale sont change, avec l'influence des variations d'angle on peut justifier ces résultats par l'influence des forces aérodynamiques situé à l'intérieur de chambre de combustion, et spécialement la pression au voisinage de l'injecteur.

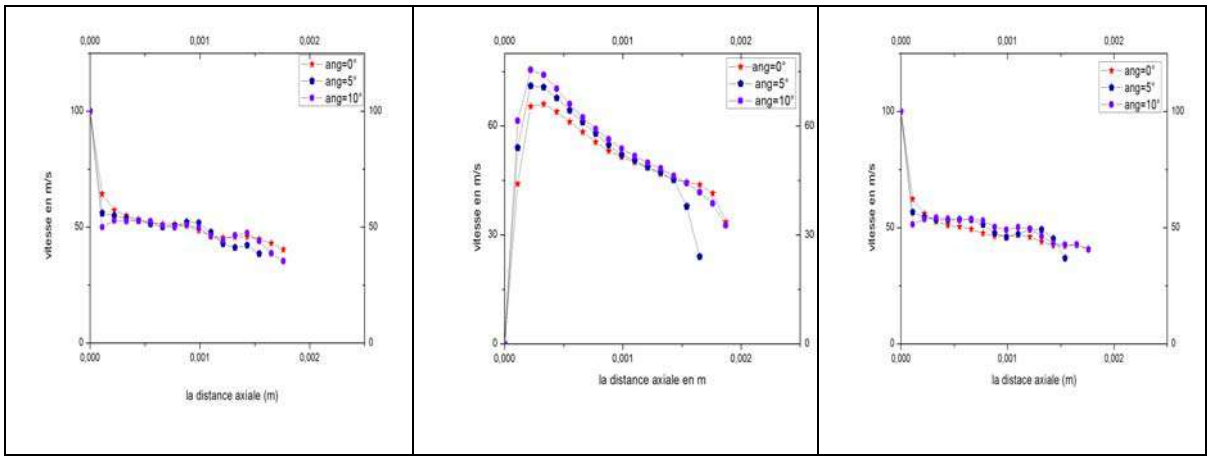


Figure IV.11 : représentation des profils de vitesse axiale aux trois positions différentes

Le figure (IV.11) représente une comparaison entre les profils de vitesse axiale aux trois positions différentes et l'effet de variation d'angle d'injection et la pression au voisinage de l'injecteur sur les géométries étudiées, on constate que à position 01 et 03 la vitesse au niveau des injecteurs entrer avec une valeur constants 100m/s et avec le temps elle diminué jusqu'à une valeur minimale presque 40m/s mais à position 02 , le profil de vitesse entrer avec 0 m/s après augmenter jusqu'à une valeur maximale 75m/s puis diminué jusqu'à une valeur minimale presque 25m/s.

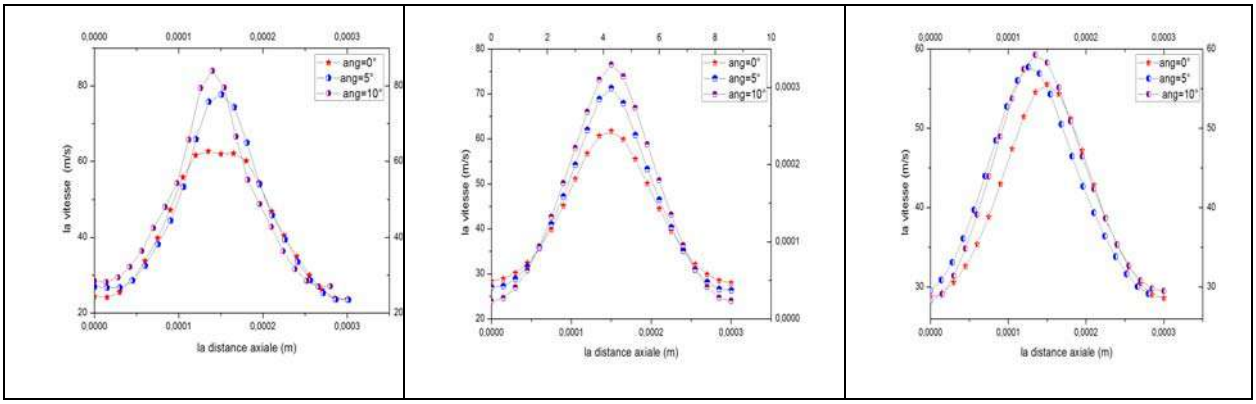


Figure IV.12 : profils de vitesse radiale aux trois instants différents (1.5 µs,2 µs et3 µs).

Le figure (IV.12) représente une comparaison entre les profils de vitesse radiale aux trois instants (1.5 µs,2 µs et3 µs) et l'effet de variations d'angle d'injection sur les géométries étudiées, on constate que les trois profils de vitesse augmentent jusqu'à une valeur maximale mais cette valeur différente avec chaque angle, lorsque on augmenter l'angle et ave le temps la vitesse augmente également, l'angle (10°) prendre la valeur maximale 60m/s à dernière instant.

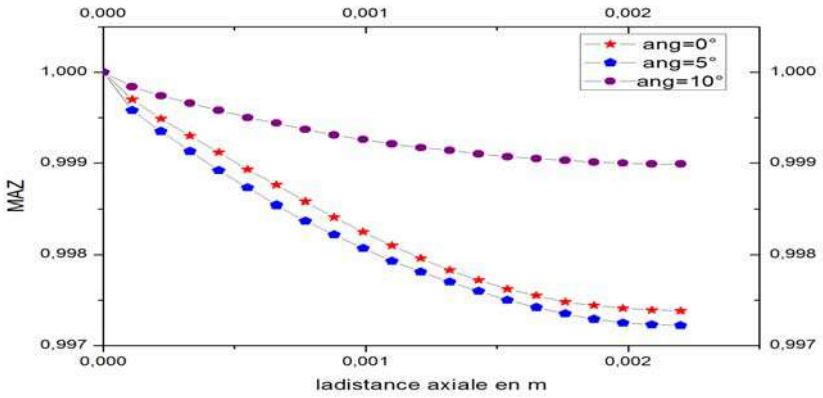


Figure IV.13 : les variations axiales des profils de MAZ en fonction de la distance axiale

Le figure (IV.13) représente la variation axiale de MAZ en fonction de la distance axiale et l'effet d'angle d'injection sur les géométries étudiées, à cause de champ de pression et de vitesse qui agit également sur la dispersion de MAZ on constate que les profils de MAZ diminuent jusqu'à une valeur minimale différentes avec chaque angle, et on remarque que l'angle (5°) donner la meilleure valeur.

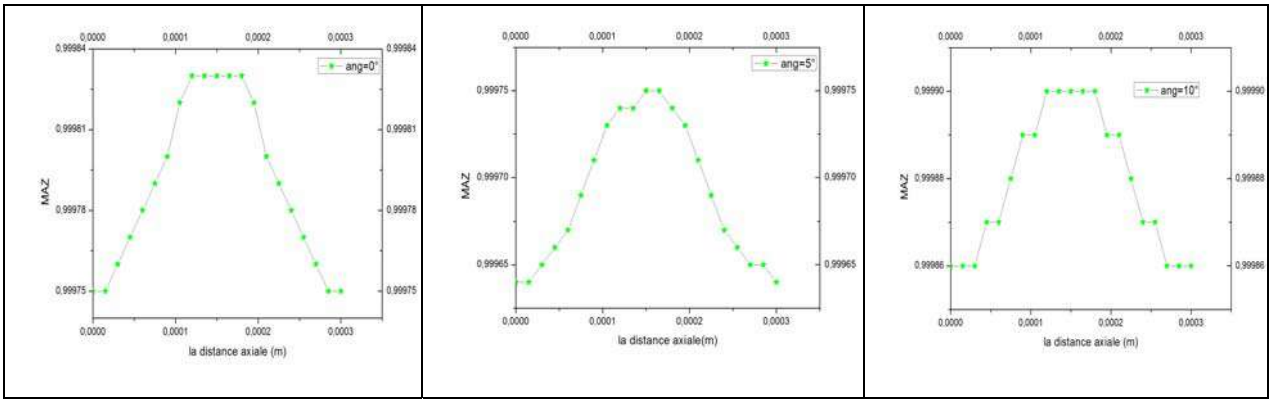


Figure IV.14 : les variations radiales des profils de MAZ des trois angles différents

Le figure (IV.14) représente la variation radiale des profils de MAZ des trois angles (0°,5°et10°) et l'effet de de variation d'angle d'injection sur les géométries étudiées, dans chaque cas on note que le MAZ débuté avec une valeur minimale et augmente jusqu'à une valeur maximale puis diminue jusqu'à la valeur minimale d'entré ces valeurs différentes avec chaque angle, avec l'influence des variation d'angle d'injection sur la dispersion de MAZ, la cause le plus efficace qui agit sur la variation de MAZ est le champ de pression et de vitesse.

IV.4.2-Influence de l'espace entre les deux injecteurs :

- **Champ de pression :**

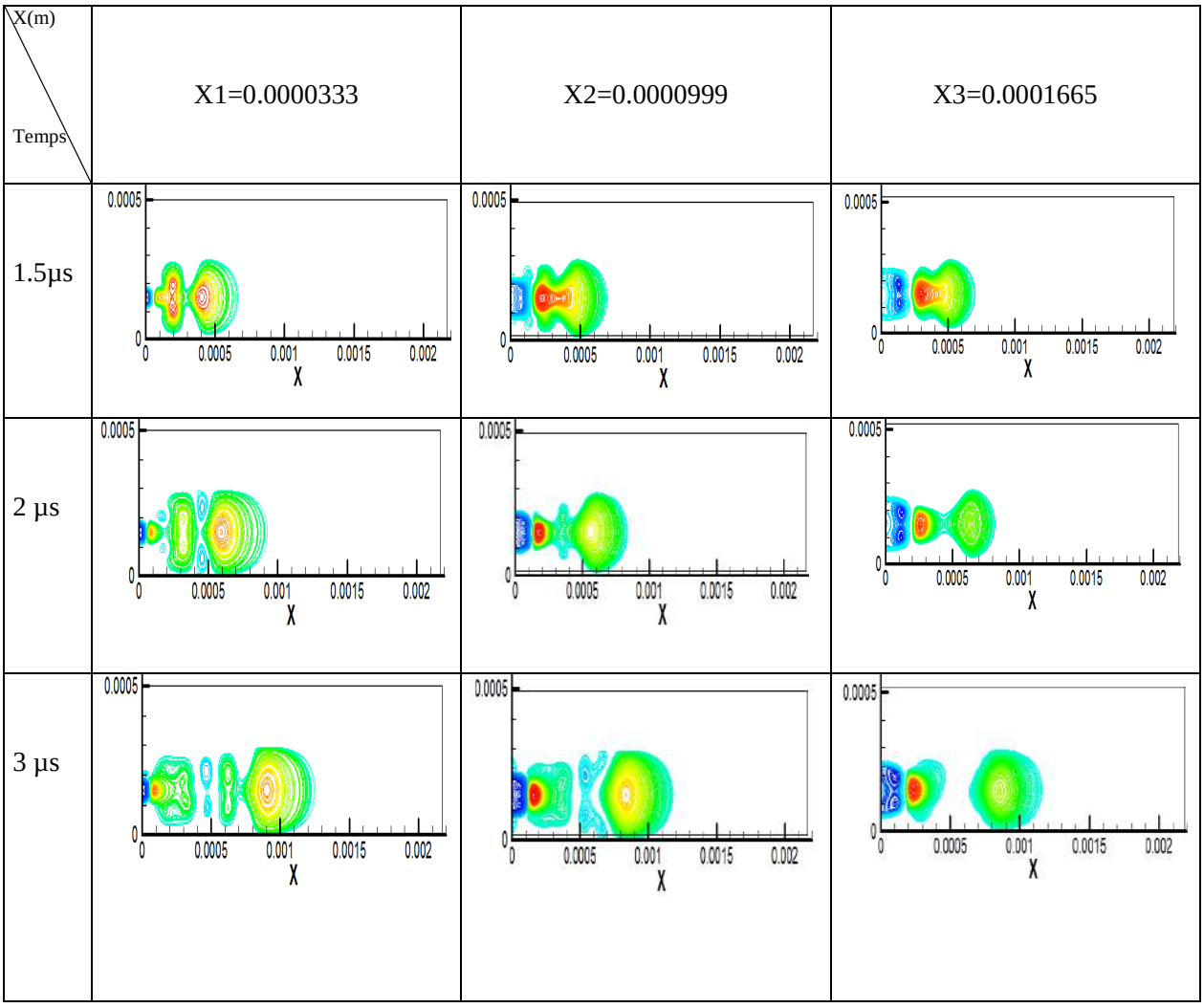


Figure IV.15 : développement de pression des trois cas

La figure (IV.15) représente une comparaison de développement du champ de pression des trois cas avec le temps et l'influence de variation de l'espace entre les deux injecteurs sur les la dispersion, on note que lorsqu'on augmente X et avec le temps on remarque que la pression est diminuée c'est-à-dire débute avec une valeur maximale jusqu'à une valeur minimale donc la dispersion radiale est plus intersaison pour la distance citée entre X1et X3 et on peut Justifier par les forces aérodynamiques situées à l'intérieur de chambre de combustion.

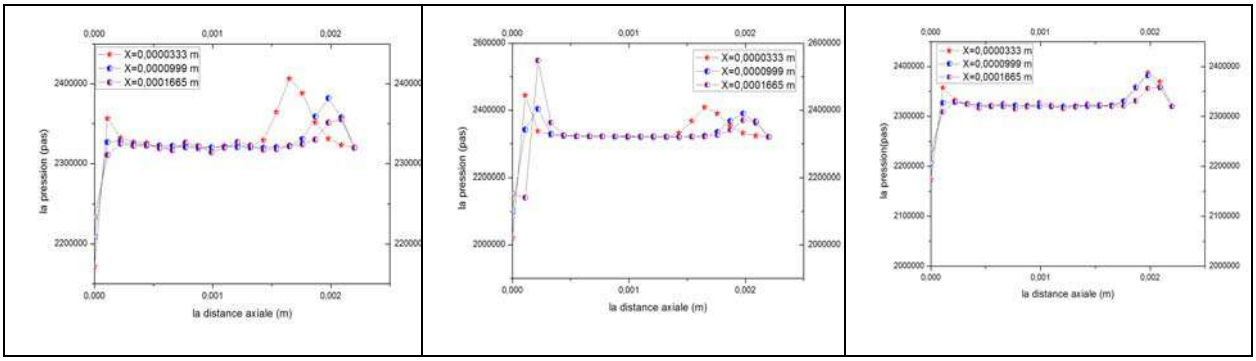


Figure IV.16 : profils de pression axiale des trois positions différentes

La figure (IV.16) représente une comparaison entre les profils de pression axiale des trois positions différentes et l'effet de variation d'espace entre les deux injecteurs , on constate que la variation de X agit également sur le champ de pression, les profils de pression augmente jusqu'à une valeur maximale différentes avec chaque variation de X et lorsque X diminue le champ de pression augmenter, c'est-à-dire la valeur minimale de X prendre le maximale valeur de pression ces valeurs différentes avec chaque valeur de X, donc on peut justifier les constatations prédicants par la stabilité de pression.

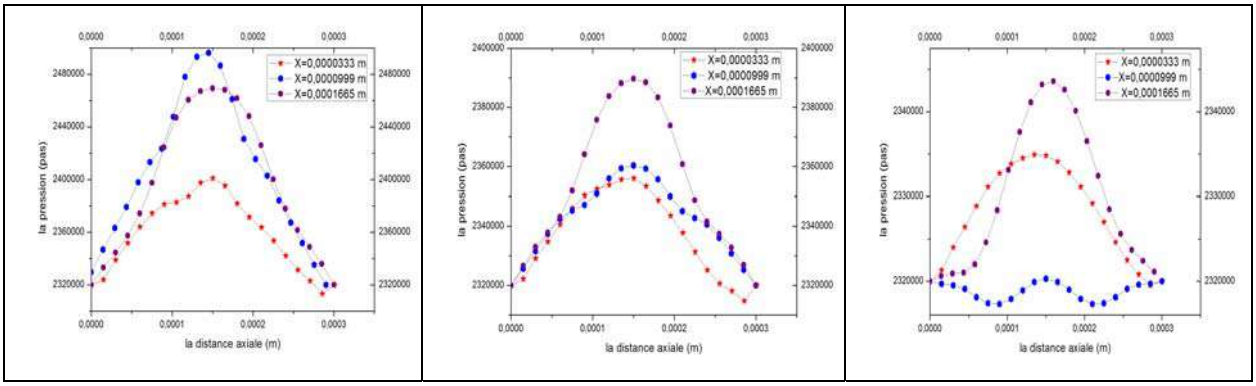
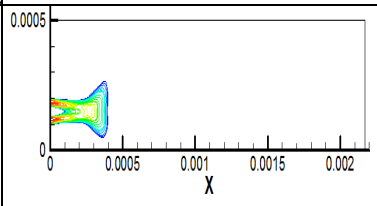
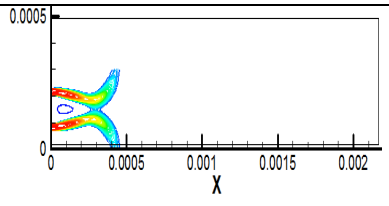
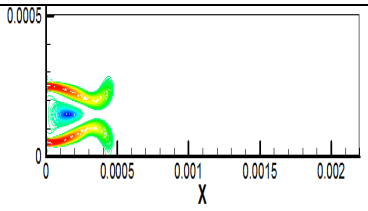
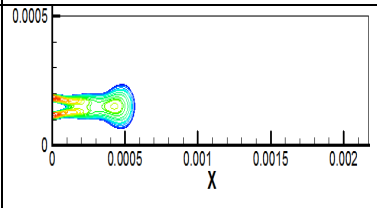
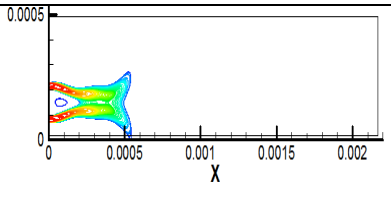
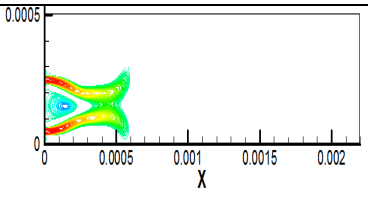


Figure IV.17 : profils de pression radiale aux trois instants différents (1.5µs, 2µs et 3µs)

Le figure (IV.17) représente une comparaison entre les profils de pression radiale aux trois instants différents (1.5µs,2µs et 3µs) et l'effet de variation de X sur les géométriques étudiées, on constate que les résultats sont différentes à chaque instant, la pression augmenter jusqu'à une valeur maximale et après diminué jusqu'à la valeur minimale d'entré, ces résultats donner une contrainte thermique et mécanique plus important sur les éléments du moteur.

- **Champ de vitesse :**

X(m) / Temps	X1=0.0000333	X2=0.0000999	X3=0.0001665
1.5µs			
2 µs			

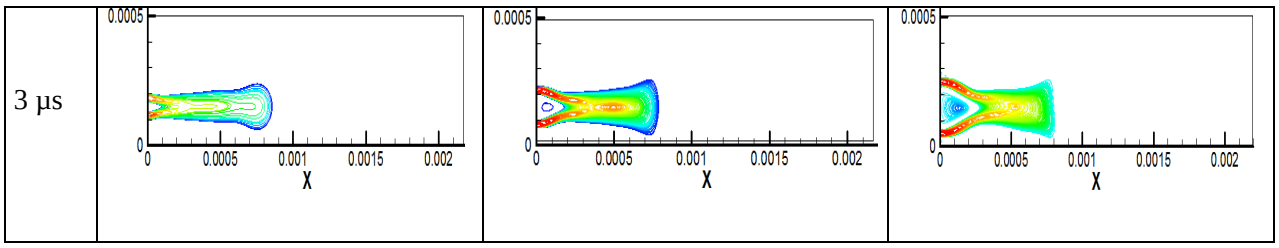


Figure IV.18 : développement de champ de vitesse des trois cas

La figure (IV.18) représente une comparaison de développement de champ de vitesse des trois cas avec la variation de temps et l'effet de variation de l'espace entre les deux injecteurs sur les géométriques étudiées, au début le champ de vitesse prendre une valeur minimale puis augmente avec le temps, on peut conclure que la pression au voisinage de l'injecteur et chaque augmentation de X améliorent la dispersion du jet liquide et le champ de pression.

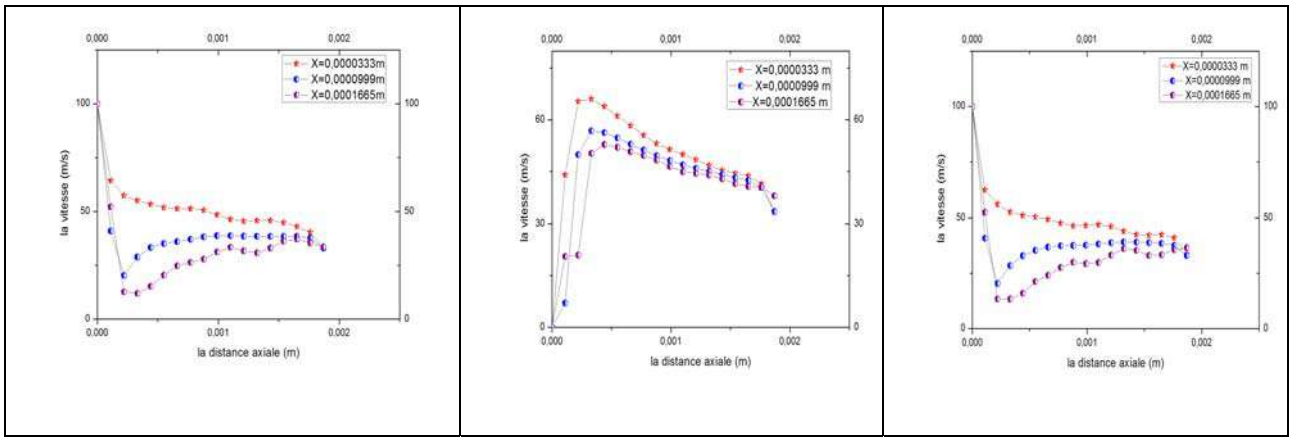


Figure IV.19 : profils de vitesse axiale des trois positions différentes

La figure (IV.19) représente une comparaison entre les profils de vitesse axiale des trois positions différentes et l'effet de variation de X sur les géométriques étudiées, on remarque que aux positions 01et03 la vitesse entrer avec une valeur maximale 100m/s et diminue jusqu'à une valeur minimale presque 40m/s et à position 02 on note que le profil de vitesse entre avec une valeur minimale et après augmente jusqu'à une valeur maximale 70 m/s pour X=0.3mm puis diminue jusqu'à la valeur minimale 35m/s.

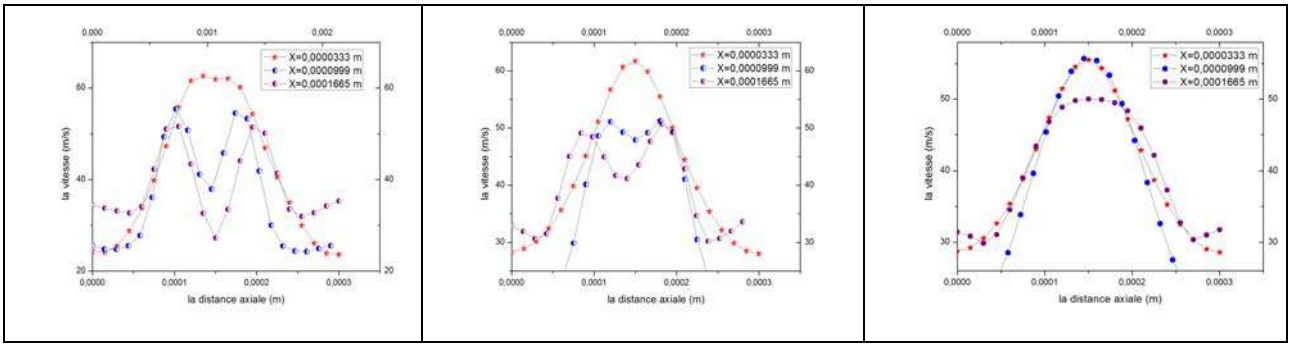


Figure IV.20: profils de vitesse radiale des trois instants différents (1.5µs, 2µs et 3µs)

La figure (IV.20) représente les profils de vitesse radiale des trois instants différents (1.5µs, 2µs et 3µs) et l'influence des variations de X sur les géométries étudiées, à chaque instant et avec chaque variation de X, on constate que le profil de vitesse augmenter jusqu'à une valeur maximale généralement X=0.3mm prendre la valeur maximale à chaque position après diminue jusqu'à la même valeur minimale d'entrée, cela peut être causé par l'influence de champ de pression de chambre de pression.

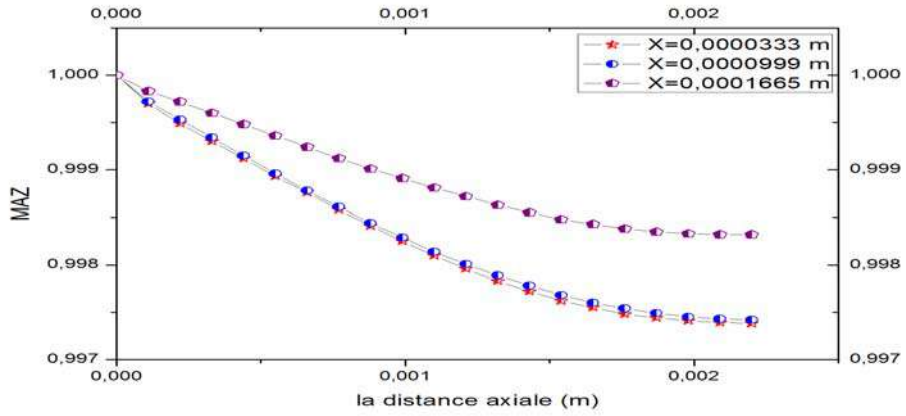


Figure IV.21 : les variations axiales de MAZ en fonction de distance axiale

La figure (IV.21) représente la variation axiale de MAZ en fonction de la distance axiale et l'influence des variations de X sur les géométries étudiées, on note que le profil de X est diminué avec chaque variation de X, donc on remarque que lorsqu'on augmente X l'abaisse de MAZ est moins que les autres cas presque 0.9985 et ce cas est le mieux, c'est- à- dire l'augmentation de X amélioré la dispersion de MAZ.

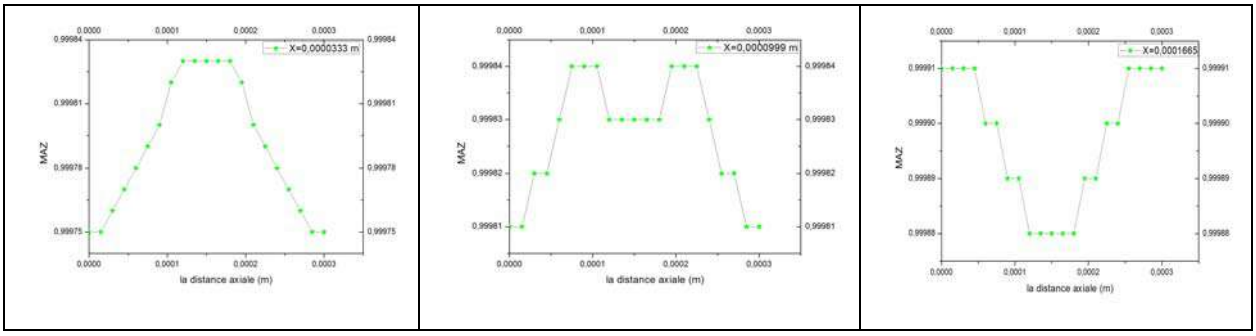


Figure IV.22 : les profils de MAZ radiale des trois variations de X en trois positions déférentes.

La figure (IV.22) montre une représentation de variation radiale de MAZ des trois variations de X, on constate que les profils de MAZ avec X=0. 3mmet X=0. 9 mm augmentent jusqu'à une valeur maximale presque 0.99984 mais lorsque on augmente X jusqu'à 1,665m m on remarque que le profil de MAZ diminue jusqu'à une valeur minimale 0.99968 puis augmenter à 0.99991, ces résultats à cause de l'influence de champ de pression et de vitesse sur la dispersion de MAZ.

IV.4.3-L'influence de présence des perturbateurs de jet:

- **La géométrique :**

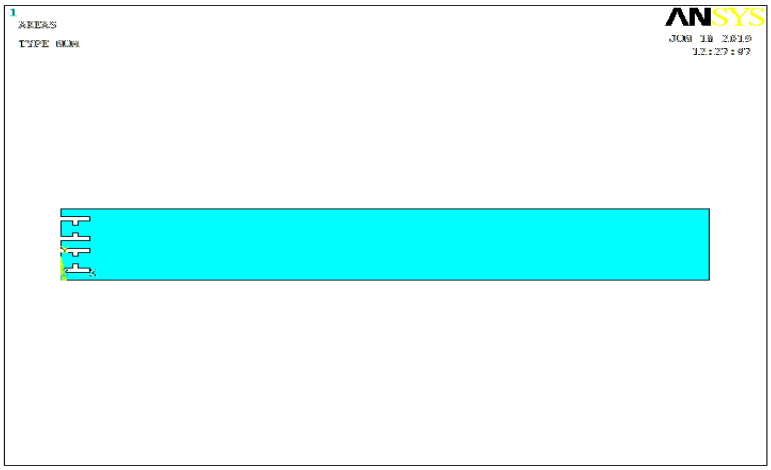


Figure IV.23 : la géométrique avec des perturbateurs.

- **Champ de pression**

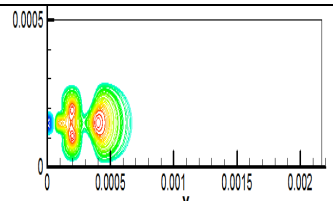
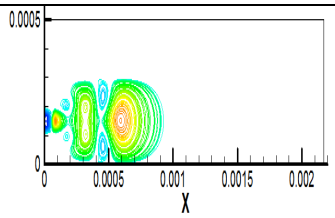
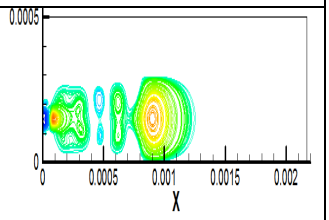
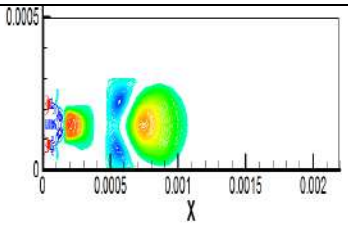
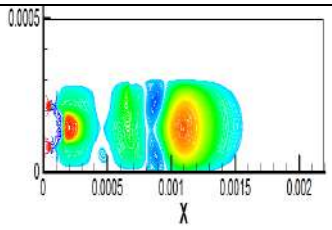
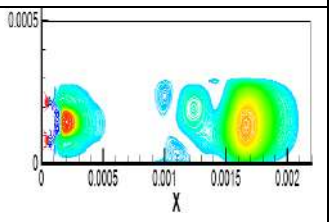
Le temps (µs) / **Les cas**	TEMPS= 1.5µs	TEMPS= 2µs	TEMPS= 3µs
Cas d'un géométrique sans perturbateurs de jet			
Cas d'un géométrique avec des perturbateurs de jet			

Figure IV.24 : Représentation spatiale de Champ de pression des deux cas.

La figure (IV.24) : représente une comparaison de champ de pression d'un géométrie sans l'utilisation des perturbateurs de jet en fonction de temps, on constate que le jet liquide des deux cas prend une pression minimale dans les injecteurs puis augmenter le devant du jet, donc l'utilisation des perturbateurs de jet accélérer le champ de pression et la dispersion d'un jet liquide plus que l'autre cas.

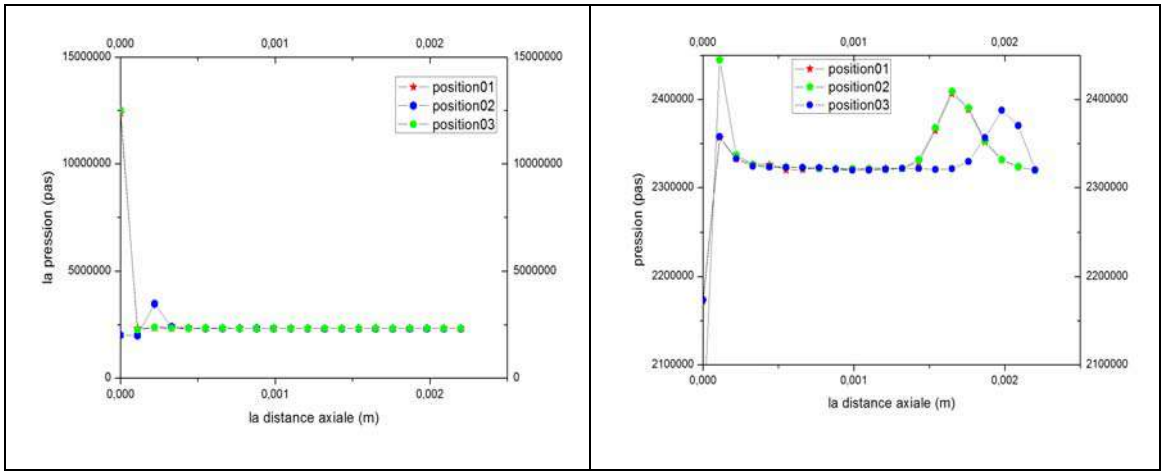


Figure IV.25: profils de pression axiale des trois positions différentes des deux cas

La figure (IV.25) montre une comparaison de variation de pression axiale des deux cas et des trois positions différentes dans chaque géométrique, on constate que les résultats des deux cas est déférentes, dans le cas d'un géométrique sans perturbateurs du jet on remarque que la pression débute avec une valeur minimale différente à chaque position puis augmenter jusqu'à une valeur maximale 2.45MPas, mais le cas d'utilisation des perturbateurs du jet et avec les trois positions différents les profils de pression presque la même, débute avec une valeur maximale 12.5M Pas puis diminuer jusqu'à une valeur minimale 2.5MPas donc on conclure que les perturbateurs du jet agit également sur le champ de pression.

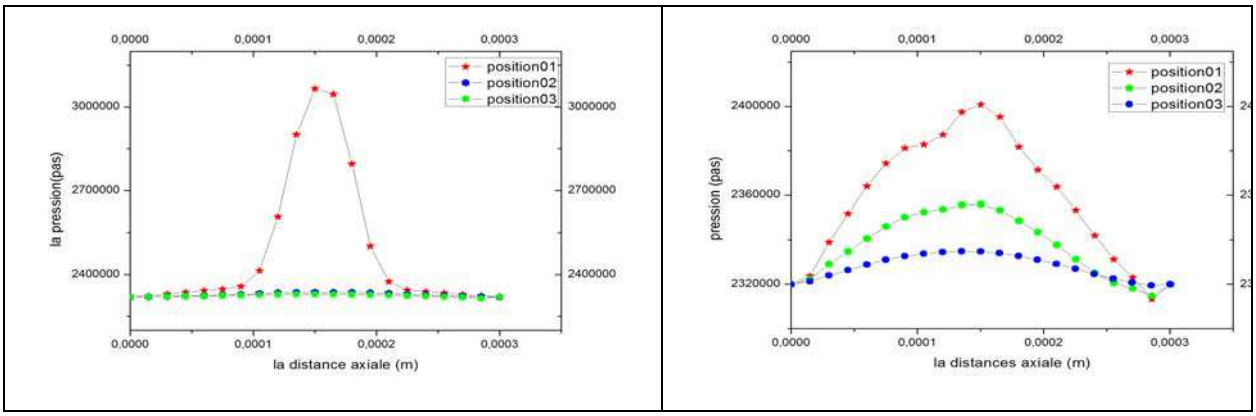


Figure IV.26: profils de pression radiale des trois positions différentes

La figure (IV.26) montre comparaison des profils de pression radiale des deux cas et avec trois positions différentes, le premier cas d'un géométrique sans des perturbateurs du jet on peut conclure que les profils de pression à chaque position augmentent jusqu'à une valeur maximale différente à chaque position puis diminuer, dans ce cas la position01 prendre la valeur le plus grande 2.4MPas, à deuxième cas et à cause de l'influence des perturbateurs du jet on constate que la pression est constant et identifier à position 2et 3 et à position 01 on constate que la pression radiale est augmenté jusqu'à une valeur maximale 3.1MPas puis diminue jusqu'à la valeur minimale d'entrée, donc des contraintes plus important sur les éléments du moteur.

- **Champ de vitesse :**

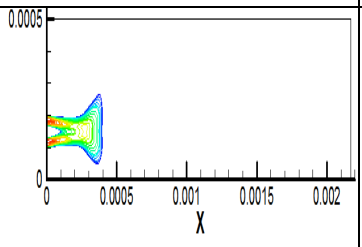
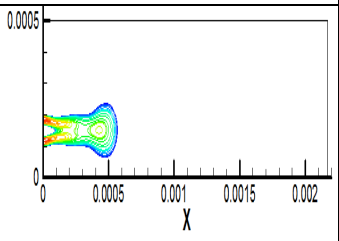
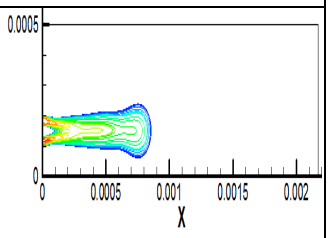
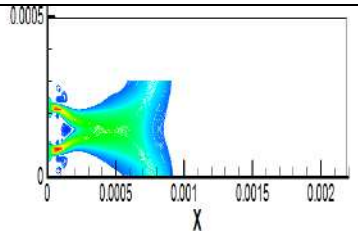
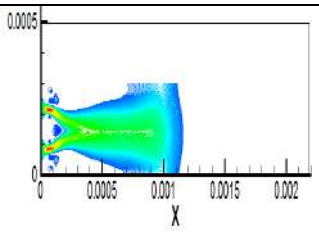
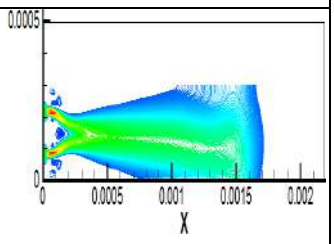
Le temps (µs) / **Les cas**	TEMPS= 1.5µs	TEMPS= 2µs	TEMPS= 3µs
Cas d'un géométrique sans perturbateurs du jet			
Cas d'un géométrique avec des perturbateurs du jet			

Figure IV.27 : Représentation spatiale de Champ de vitesse des deux cas.

Les figures (IV.27) : représente une comparaison de champ de vitesse des deux cas en fonction de temps, on constate que la présence des perturbateurs du jet accélérer le champ de vitesse et la dispersion d'un jet liquide plus que le premier cas et on peut Justifier par l'influence de la pression de chambre.

Les résultats obtenus sont :

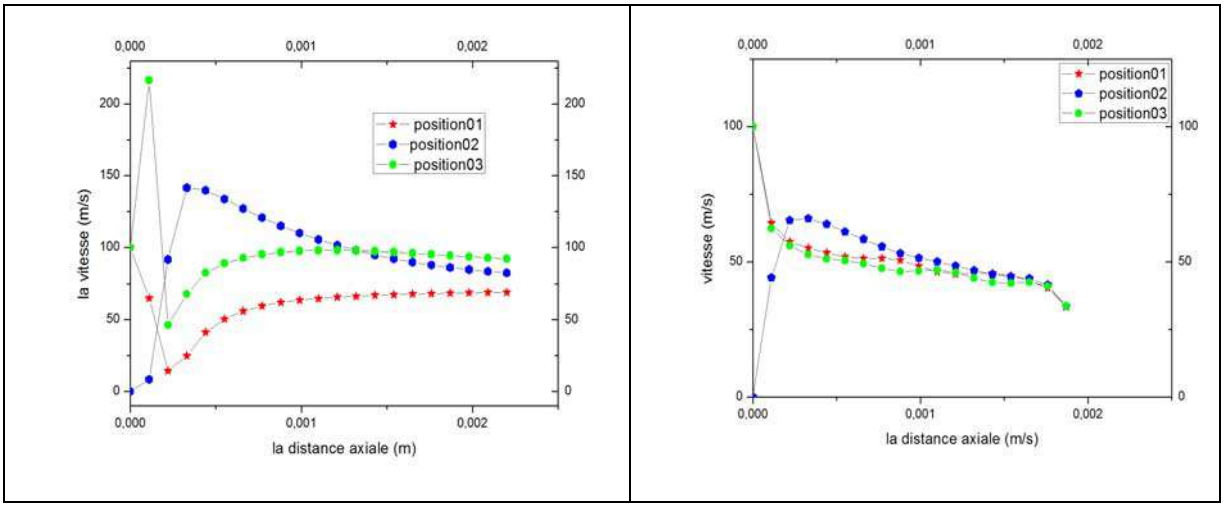


Figure IV.28 : représente la variation de vitesse axiale des trois positions différentes

La figure (IV.28) représente une comparaison de variation de vitesse axiale des trois positions différentes et l'influence des perturbateurs du jet qui utiliser à l'entrée des injecteurs, avec la présence des perturbateurs du jet les trois profils de vitesse augmente jusqu'à une valeur maximale juste au niveau des injecteurs et telle que à position 03 prendre la valeur maximale 220m/s, mais le deuxième cas et avec l'absence des perturbateurs du jet on constate que la position01 et03 entrer avec une valeur maximale 100m/s puis diminuer jusqu'à une valeur minimale 35m/s et à position 02 le profil de vitesse débute avec le zéros puis augmenter jusqu'à une valeur maximale presque 70m/s après diminuer à 35m/s.

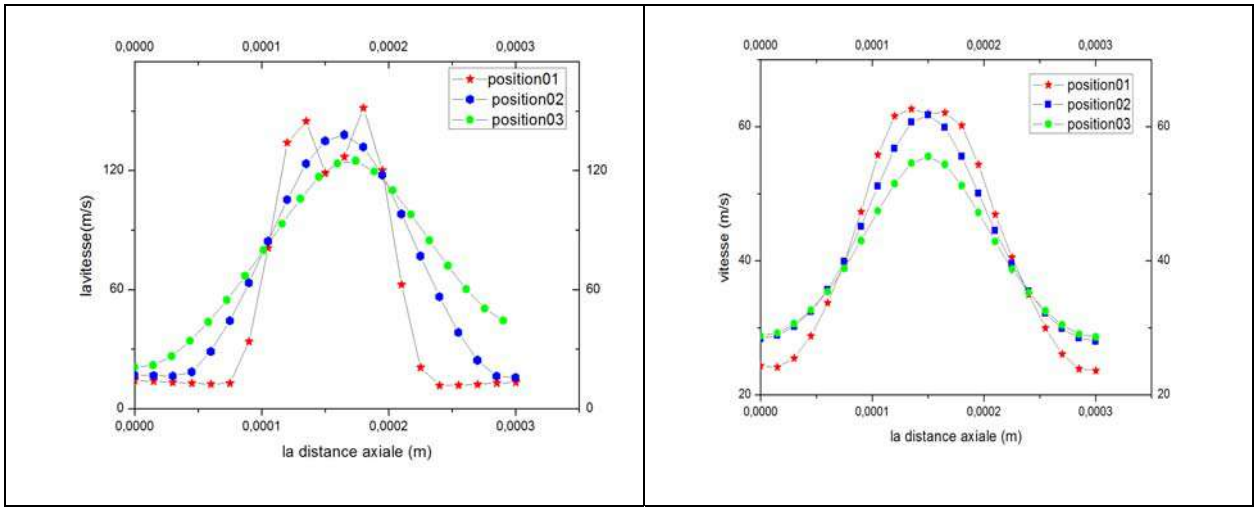


Figure IV.29 : représente la variation de vitesse radiale des trois positions différentes

La figure (IV.29) représente la variation de vitesse radiale des trois positions différentes et l'effet des perturbateurs du jet sur les géométriques étudiées, on constate que les résultats des deux cas presque la même, les profils de vitesse augmentent jusqu'à une valeur maximale puis diminue à la valeur minimale d'entrée, mais avec la présence des perturbateurs du jet, on remarque que les profils de vitesse prendre des valeurs plus grandes que l'autre cas la valeur maximale est prendre par la position 01 presque150 m/s et avec le géométrique simple 65m/s , donc on peut dire que l'utilisation des perturbateurs du jet accélérer la vitesse.

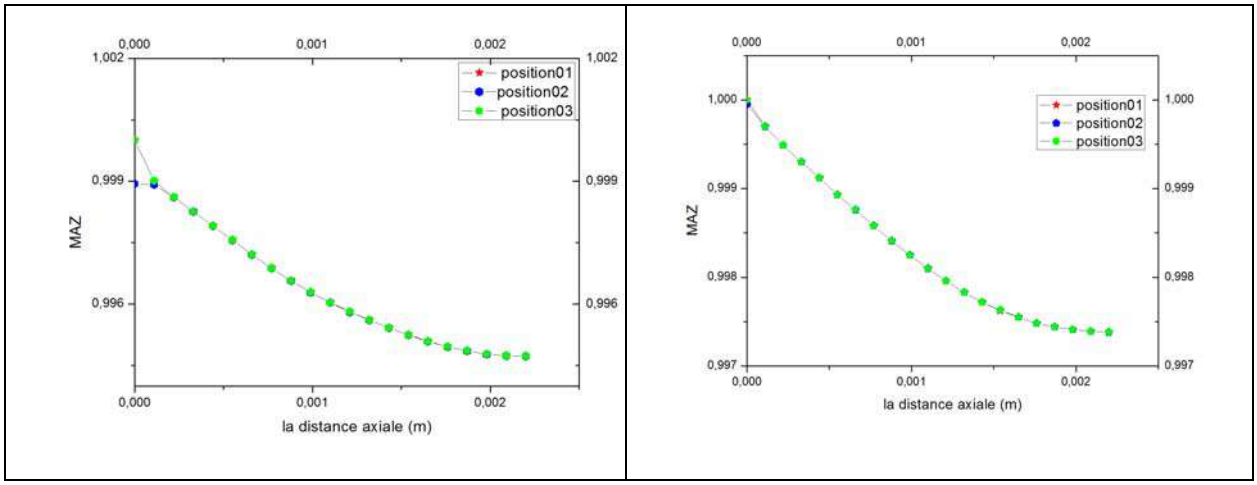


Figure IV.30 : profils de MAZ axiale des trois positions différentes.

La figure (IV.30) représente une comparaison des variations de MAZ axiale des deux cas et des trois positions différentes en fonction de distance axiale, on étude l'influence des perturbateurs du jet sur les géométriques étudiées, les profils de MAZ des deux cas prendre presque les même valeurs et les même variations, à chaque géométrique les trois profils de MAZ entrer avec une grande valeur entre 1 et 0.999 et diminuer jusqu'à une valeur minimale 0.99975.

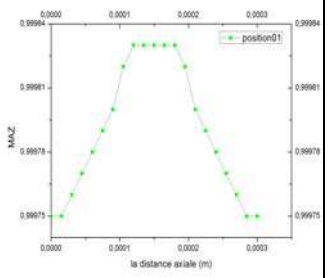
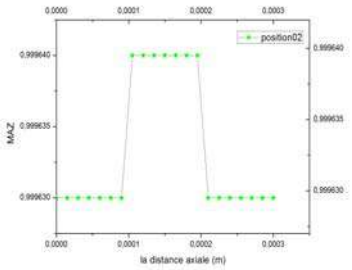
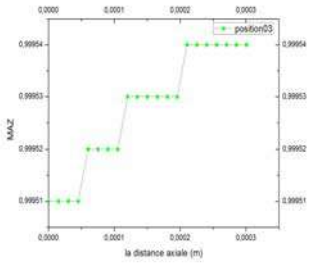
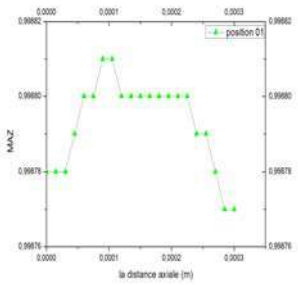
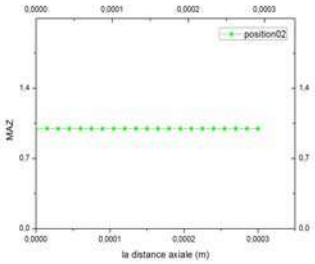
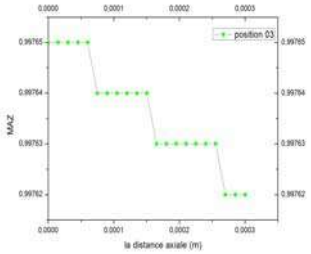
Les positions / **Les cas**	Positio01	Position02	Position03
Cas01 : géométrique sans perturbateurs de jet			
Cas 02 : d'un géométrique avec des perturbateurs de jet			

Figure IV.31 : profils radiales de MAZ des deux cas et avec trois positions différentes

La figure (IV.31) représente une comparaison des variations radiale des profils de MAZ des deux cas en fonction de distance axiale des trois positions différents, à cause de l'influence des obstacles utilisés on note que les profils de MAZ est différent à chaque cas et à chaque position, à position 01 les profils de MAZ des deux cas presque les même débutent avec une valeur minimale puis augmente jusqu'à une valeur maximale et après diminuer, à position 02 ils sont différentes c'est –à-dire le premier cas on constate une augmentation jusqu'à la valeur maximale

puis une diminution jusqu'à une valeur minimale d'entrée mais le deuxième cas on remarque qu' aucun variation et un mauvaise résultat, à position 03 le profil de MAZ avec le premier cas débute avec une minimale valeur 0.99951puis augmente jusqu'à une maximale valeur 0.99954et avec l'autre cas débute avec une grande 0.99765 valeur puis diminuer jusqu'à une valeur minimale 0.99762, avec de ça il a d'autre raison influer sur la dispersion de liquide diesel comme les champ de pression et vitesse.

Conclusion:

Ce chapitre était consacré à l'analyse des résultats numériques de problème d'écoulement diphasique de la dispersion et l'atomisation du carburant dans les moteurs diesel développés sur logiciel ANSYS- 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 le modèle de turbulence (shear stress transport), dispersion et atomisation donne de meilleurs résultats.
- A partir de l'expérience de premier cas, la variation d'angle d'injection affecte le comportement de la dispersion du carburant diesel et l'améliore dans les limites calculées et on peut conclure que l'angle (5°) c'est le plus influencer positivement sur la dispersion de fluide d'injection diesel, donc les angles à perturber le champ de pression c'est –à-dire nous défections la symétrie.
- Lorsque on faire des variations sur l'espace entre les deux injecteurs (X), on peut prendre une contrainte thermique et mécanique plus important sur les éléments du moteur et on constate qu'il existe une amélioration sur les résultats.
- la dernière expérience basée sur l'utilisation des perturbateurs du jet qui accélérer le champ de vitesse et améliorer la dispersion et l'atomisation du carburant injecté plus que le cas simple.

- Il existe d'autre raisons avec ces expériences qui peut agit également sur la dispersion et l'atomisation de carburant diesel les plus important sont les forces aérodynamiques situé à l'intérieur de chambre de combustion.

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

Conclusion générale

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.

Dans notre étude nous avons basé sur la modélisation numérique CFD en utilisant le solveur ANSYS par la méthode des éléments finis pour analyser la dispersion d'un jet liquide (diesel).

L'objectif de notre étude est la simulation numérique des phénomènes diphasiques (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.
Le sujet abordé dans ce mémoire (la simulation numérique et l'effet des paramètres géométrique sur la dispersion d'un jet liquide injecter dans un cylindre) s'inscrit dans le cadre de Master en Génie Energétique. Ce travail permit d'avancer les connaissances dans le domaine des moteurs à combustion interne.

- Dans la première partie de cette étude, une description générale sur l'injection dans les moteurs à combustion interne.
- Dans un second temps, nous avons présentés à la modélisation mathématique de transfert de chaleur et l'écoulement diphasique turbulent de fluide incompressible en régime variable, ou les modèles de fermeture sont abordés.
- Par la suite, La résolution de ces équations nécessite deux méthodes principalement. La première méthode des éléments finis et la deuxième méthode VOF (volume of fluide).
- Le dernier chapitre de cette étude a été consacré aux résultats de simulation. Tout d'abord, une validation des résultats de simulation avec les résultats de **Ménard** [41] qui a été faite en 2006. Ensuite, faites des simulations numériques pour étudier et

comprendre le phénomène de la dispersion et l'atomisation dans les moteurs Diesel par l'injecteur, on constate que dans l'expérience de premier cas, la variation d'angle d'injection affecte le comportement de la dispersion du carburant diesel et l'améliore dans les limites calculées et on peut conclure que l'angle (5°) c'est le plus influencer positivement sur la dispersion de fluide d'injection diesel, donc les angles à perturber le champ de pression c'est –à-dire nous défections la symétrie. Lorsque on faire des variations sur l'espace entre les deux injecteurs (X), on peut prendre une contrainte thermique et mécanique plus important sur les éléments du moteur et on constate qu'il existe une amélioration sur les résultats.la dernière expérience basée sur l'utilisation des perturbateurs du jet qui accélérer le champ de vitesse et améliorer la dispersion et l'atomisation du carburant injecté plus que le cas simple.

REFERENCHE BIBLIOGRAPHIE

REFERENCHE BIBLIOGRAPHIE

[01] JEAN-BAPTISTE Moreau, Modélisation de l'écoulement poly phasique à l'intérieure et en sortie des injecteur diesel, Thèse doctorat de l'institut national polytechnique de Toulouse 2005.

[02] A. Haupais. Combustion dans les moteurs Diesel. Techniques de l'Ingénieur, B 2700.

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

[04]PIERRE-ARNAUD BEAU Modélisation de l'atomisation d'un jet liquide Application aux sprays Diesel, thèse doctorat de l'école Doctorale de l'Université de Rouen, CoRIA,le 2008.

[05]Livre, Cours de combustion 2*iéme* partie combustion réel, combustible complexes ,Ecrie par CHRISTIAN GUILI*E* , 2012.

[06] HEYWOOD J. B: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.

[07] KEZRANE Cheikh, « investigations numériques du processus de combustion dans un moteur Diesel», Mémoire Magister, université de Boumerdes-Alger, 2009.

[08] : Jérôme Godelle, Analyse non linéaire de dynamiques des jets liquides cylindriques, Thèse de doctorat, Université de paris VII, 1999.

[09] : Hocine M'ZAID, Etude hydrodynamique et thermique lors du refroidissement sous sprayeur d'une surface à haute température, Thèse de doctorat, USTO-MB, Algérie, 2004.

[10] : Christophe Dumouchel, Module : Mises en application ; Atomisation et sprays-Injection de carburant, Université de Rouen, Master EFE, 2009-2010.

[11] : Baumgarten, carsten, Mixture formation in internal combustion. Berlin :Springer, 2006.

[12] : KADEM Naima, Atomisation du jet d'un Canon d'irrigation : Modélisation eulérienne et validation, Thèse de doctorat, Université de la méditerrané Aix-Marseille II, 2005.

[13] : C. BEKDEMIR, Numerical Modeling of Diesel Spray Formation and Combustion, Eindhoven University of Technology, the Netherlands, Conference de combustion, 2009.

[14] : Konkala Bala Showry and A.V.S .Raju "Multidimensional Modeling and Simulation of Diesel Engine Combustion Using Multi-Pulse Injections by CFD" International Journal of Dynamics of Fluids ISSN 0973-1784 Volume 6, Number 2 (2010), pp. 237–248.

[15] : Dohoy Jung and Dennis N. Assanis : Quasidimensional Modeling of direct injection diesel Engine Nitric Oxide, soot and unburned hydrocarbon emissions J. Eng. Gas Turbines Power Volume 128, Issue 2, 388 (9 pages) DOI:10.1115/1.2056027- April 2006.

[16] : Way Lee Cheng, Robert Wang, Jared Zhao and Chia-fon F.Lee: A comparaison of Numerical Results for an Optically Accessible HSDI Diesel Engine with Experimental Data, University of Illinois at Urbana-champaign, 2005.

[17] : Christos A.Chryssakis, Deniss N. Assanis: Effect of Multiple Injection On Fuel-Air Mixing And Soot Formation In Diesel Combustion Using Direct Flame Visualization And CFd Techniques, ASME Internal Combustion Division, Spring Technical Conference April 5-7, 2005,Chicago, IL, USA.

[18] : Timothy J. Jacobs, Stanislav V.Bohac, Deniss N. Assanis, Patrick G. Szmkowicz: Lean and Rich Premixed Compression Ignition Combustion in a Lightduty Diesel Engine SAE paper2005-01-0166.

[19] : A. D. Gosman, R. J. R. Johns, "Computer analysis of fuel-air mixing in directinjection engines," *SAE Transactions*, 800091, pp. 581-596, 1980.

[20] : Bencherif. M, Liazid. A, Taserout. M : Pollution Duality in Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine, International Journal Vehicle Design, Vol.50.Nos.1/2/3/4, pp182-195. 2009.

[21] : Coppo M, Dongiovanni. C and Negri. C : Effects of multi-injection Mode on diesel homogenous charge compression ignition J. Eng. Gas Turbines Power, Volume 126, Issue 4, 874 DOI:10.1115/1.1787502 - October 2004 .

[22] : S. M. Jameel Basha1, P. Issac Prasad2 and K. Rajagopal3 "simulation of incylinder processes in a di diesel engine with various injection timings" .ARPN Journal of Engineering

and Applied Sciences VOL. 4, NO. 1, FEBRUARY 2009

[23] : D. C. Haworth, S. H. El Tahry, M. S. Huebler, S. Chang, “Multidimensional portand-cylinder flow calculations for two-and fourvalve- per-cylinder engines: influence of intake configuration on flow structure,” *SAE Transactions*, 900257, pp. 647-678,1990.

[24]: Hanho Yun Rolf D. Reitz : An experimental investigation on the effect of postinjection strategies on combustion and emission, J. Eng. Gas Turbines Power Volume 129, Issue 1, 279 (8pages) DOI:10.1115/1.2180812- January 2007.

[25]: D. C. Haworth, S. H. El Tahry, “Probability density function approach for multidimensional turbulent flow calculations with application to incylinder flows in reciprocating engine,” *AIAA Journal*, vol. 29, n. 2, pp. 208-218, 1991.

[26]: K. Naitoh, H. Fujii, T. Urushihara, Y. Takagi, K. Kuwahara, “Numerical simulation of the detailed flow in engine ports and cylinders,” *SAE Transactions*, 900256, pp. 629-646, 1990.

[27]: Haiyong PENG, Yi CUI, Lei SHI, Kangyao DENG “Effects of EGR on combustion process of DI diesel engine during cold start” Front. Energy Power Eng. China 2008, 2(2): 202–210 DOI 10.1007/s11708-008-0038-x.

[28]: A. D. Gosman, P. S. Harvey, “Computer analysis of fuel-air mixing in an axisymmetric D. I. diesel,” *SAE Transactions*, 820036, pp. 121-141, 1982.

[29]: Cenk Sayin Kadir Uslu, Mustafa Canakci : Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine, Renewable Energy 33 (2007)1314-1323.

[30]: Bousbaa. H : Etude de Combustion Turbulente Dans un Moteur Diesel Turbocompressé, Mémoire de Magister, LTE–ENSET-Oran 2008.

[31]: Dohoy Jung and Dennis N.Assanis : Multi zone diesel spray combustion model for cycle Simulations studies of performance and emissions, SAE paper 2001-01-1246.

[32]: Reitz R.D and C.J Rutland: Development and Testing Of Diesel Engine CFD Models, Sri Vol.21.pp 173-196.1995.

[33]: Alberto Broatch, Xandra Margot, Antonio Gil, Christian Donayre : Influence of the injection conditions and load on the combustion chamber resonance in DI Automotive Diesel Engines, CMT- Motores Termicos, Universidad Politécnica de Valencia.Camino de vera s/n.46022Valencia.Spain, 2004.

[34]: Hountalas D.T, Mavropoulos G.C, Binder K.B : Effect of exhaust gas recirculation (EGR) Temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions, Energy 33 (2008) 272-283.

[35]: Alain maiboom, Xavier Tauzia, Jean-Francois Hetet: Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine, Energy 33(2008) 22-34.

[36]: Ramadan Bassem : A study of Swirl Generation in DI engines Using KIVA3v,Kettering University. Engine Research Center 2000.

[37]: Timothy J. Jacobs, Stanislav V.Bohac, Deniss N. Assanis, Patrick G. Szmkowicz: Lean and Rich Premixed Compression Ignition Combustion in a Lightduty Diesel Engine SAE paper2005-01-0166.

[38]:] Haddad. F, Nemouchi. Z, Boulahbib. M. S : Influence des paramètres du jet sur la formation du spray dans une chambre de combustion d'un moteur diesel,revues LEAE université Mentouri-Constantine.

[39]: Haiyong Peng, Yi Cui, Lei Shi, Kangyao: Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions during cold start of direct injection diesel engine, J Energy2006.10.014.

[40]: Joan Boulanger, Fengshan Liu, W. Stuart Neill, and Gregory J. Smallwood : An improved phenomenological soot formation sub model J. Eng. Gas Turbines Power Volume 129, Issue 3, 877 (8 pages) DOI:10.1115/1.2718234- July 2007.

[41]: Monika Krysta, *Modélisation numérique et assimilation de données de la dispersion radionucléides en champ proche et à échelle continentale*, Val de Marne, coll. « Thèse de doctorat de l'Université Paris XII ».

[42] : S. Chandra, P. Fauchai Formation of solid splats during thermal spray de position.

[43]. ANSYS help

[44]D.Vincent «Contribution à l'Etude des Propriétés Optiques de Dépôts Plasma de Zircone Yttriée : Influences de leurs Caractéristiques Microstructurales et Physico-chimiques » Thèse de doctorat, Université de Limoges.(2007)

[45] : Patru «Modélisation du Développement des Contraintes Résiduelles au Sein de Dépôts Plasma

[46] : CARREROT. H."Etude du comportement mécanique de dépôt céramique projeté par plasma pour application orthopédiques", Thèse de l'Ecole des mines de Saint Etienne, 1991

[47] : Manual of Ansys ver 11, Ansys.inc, USA

[48]: S. Chandra, P. Fauchai Formation of solid splats during thermal spray deposition. Journal of Thermal Spray Technology, 18 (2), 2009, pp. 148-180.

[49]:M. Vardelle, A. Vardelle, A. C. Léger, P. Fauchais, D. Gobin Influence of Particle Parameters at Impact on Splat Formation and Solidification in Plasma Spraying Processes. Journal of Thermal Spray Technology, 4 (1), 1995, pp.50-58.

[50]:R. Spores, E. Pfender, Flow Structure of a turbulent thermal plasma jet, Surface & Coatings Technology, 37, pp 251-270 (1989)

[51]: C.K. Lin, C.C. Bendt, Measurement and Analysis of Adhesion Strength for Thermally Sprayed Coating, Thermal Spray Technology, Vol. 3 (No.1), 1994, pp75-104

[52]:Serge ADJOUA « Développement d'une méthode de simulation de films liquides cisaillés par un courant gazeux » Thèse de doctorat à l'université de TOULOUSE ; 2010.

[53] : [Sussman, 2000] Sussman M., Puckett E.G., 2000, A coupled level set and volume-of-fluid method for computing 3D and axisymmetric incompressible two-phase flows, J. Comp. Phys., 162, p. 301-337.

[54] [Ménard, 2006] Ménard T. et al. 2006, Numerical jet atomisation. Part I: DNS simulation of primary breakup, Proceedings of ASME FEDSM, Miami.