REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINSTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université YAHIA FARES de MEDEA

Faculté de la technologie

Département de génie mécanique



Projet de fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en génie mécanique

Option : Energétique

Thème

Simulation numérique de l'atomisation d'un jet liquide d'injection diesel

Réalisé par :

- BOUKABOUS BRAHIM

- MEBREK NOUREDDINE

Proposé et diriger par :

Dr. ZIRARI MOUNIR

Dr .YOUSFI MOHAMED AMINE

Dédicace

A mon cher ***Père*** *et ma chère* ***Mère*** *pour l'éducation et le grand amour dont ils m'ont entouré depuis ma naissance.*

A mes chers frères.

A mes chères sœurs.

A toute ma famille.

A tous mes profs qui nous a appris Surtout mes professeur ZIRZRI Mounir

A mon cher Binôme MEBREK Noureddinne

A mes chers amis Lakhdar, Azzddine, Brahim, mohamed,

Sofiane, et Amin.

A toutes la promo Master génie mécanique 2017/2018.

*A tous ceux que j'*aime *et qui m'*aiment.

BOUKABOUS Brahim

Dédicaces

Je dédie ce travail

A mes très chers parents qui m'ont aidé durant toutes mes études

A mes chers frères et chères sœurs et aussi à toute la famille mebrek, ainsi que tous mes proches.

A tous mes amis sans exceptions.

***S**ans oublies tout les professeures que soit du primaire, du moyen du secondaire ou de l'enseignement supérieure.*

NOUREDDINE MEBREK

REMERCIEMENT

Al Hamdou ***li-Allah****, qui nous a donné la santé, la force et la volonté pour réaliser beaucoup de choses au-delà de nos capacités normales.*

Nous tenons évidemment à débuter ces remerciements et notre reconnaissance à notre encadreur Mr. M.ZIRARI *qui a bien voulu superviser et suivre avec attention notre travail malgré les défis et pour sa grande patience et modeste qui donne de l'exemple.*

Nos remerciements vont aussi à Mr. .BELHADJE *d'avoir accepté de nous faire l'honneur de présider le jury de ce mémoire et de bien vouloir l'examiner.*

Nous adressons aussi nos vifs remerciements à Mr. M. ALICHE, Mr.Y.CHIBA e*t à*

Mr. REBHI *d'avoir accepté d'examiner ce travail.*

Nos tous sincères remerciements vont également à tous les enseignants pédagogiques du département du génie mécanique de l'université de medea qui ont contribué à notre formation.

À tous ceux et celles qui de prés ou de loin on apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

BOUKABOUS Brahim
Et
MEBREK Noureddine

Résumé

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

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

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

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

الملخص

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

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

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

الكلمات المفتاحية: حقن السائل , تشتت, الانحلال, محاكاة رقمية ,VOF,عنصر محدود, تدفق مضطرب, نمذجة.

Abstract

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

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

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

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

SOMMAIRE

Dédicaces

Remerciements

Résumé

Sommaire

Liste Des Figures

Liste Des Tables

Nomenclature

Introduction générale :..... **Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre I : recherche bibliographique

I.1- Introduction : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.2- Moteur diesel : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.2.1-Définition :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.2.2- Principe de fonctionnement : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.2. 3 Moteur à injection directe et indirect : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.3 Système d'injection automobile Diesel :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.3.1 Injecteur de type Common Rail : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.3.2 Injecteur à sac et injecteur VCO : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.4- processus d'atomisation..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.5- Les combustibles : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.5.1-Combustibles liquides et gazeux : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.5.2-Principales caractéristiques du Diesel : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6 La formation des polluants :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6.1 Formation du monoxyde de carbone (CO) : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6.2 Formation des hydrocarbures (HC) imbrûlés :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6.3 Formation des oxydes d'azote (NOx) :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6.4 Formation des suies :..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.6.5 Paramètres influents sur la combustion et les émissions : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

I.7- État de l'art : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre II : Modélisation mathématique

II.1. Introduction :..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2. Modèle dynamique : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2. Modélisation de L'écoulement des Fluides :..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.1. Equation de Navier-Stokes : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.2.Equations de continuité : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.3 Equations de conservation de quantité de mouvement :..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.4. Equations de conservation de l'énergie : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.5.La décomposition statique (La décomposition de Reynolds)..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.6. Les équation des mouvements moyennes..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.6.1..Équation de continuité de mouvement moyen ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.6. 2.Équation de Navier-stocks moyenne ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.6.3. Equation de transport des tensions de Reynolds..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.7.1.1. Hypothèse de chou..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.7.1.2.Hypothèse de viscosité turbulente de bousines..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.7.1.3.hypothèse de longueur de mélange de Prandtl..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.7.1.4. Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8. Les modèles de turbulence et leurs classifications ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.1. Modèle de turbulence K-ε..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.2. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.3. Equation de transport de l'énergie du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulent ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.4.Les modèles à une équation de transport ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.5 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM) ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.8.6. Modèle RSM : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.3.Méthode de VOF : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Conclusion :..... **Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre III : Méthode Numérique

III.1.Introduction : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.2.Les trois grandes familles de méthodes : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

II.2.1.méthode des différences finies : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.2.2.méthode des éléments finis : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.2.3.méthode des volumes finis : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.3.1Introduction méthodes des éléments finis : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.4. Mise en œuvre de la méthode des éléments finis ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.4.1. Formulation variationnelle forte : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.4.2.Formulation variationnelle faible: ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.1. Terme temporelle : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.2. Terme d'advection: ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.2.1. Monotone Streamline Upwind Approach (MSU): ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.2.2. La méthode SUPG (Stream line Up Wind/Petro-Galerkin) : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.2.3. Approche Colloquée De Galerkin (COLG): ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.3. Terme de Diffusion : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.5.4. Termes source : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.8.1.Evolution de la surface libre : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.8.2. Les méthodes Lagrangiennes ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.8.3. Les méthodes eulérienne ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.8.3.1. Méthodes de suivi de front : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.8.3.2. Méthode de suivi en volume : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.9.1 Méthode Level Set : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.9.2.Méthode Volume Of Fluide (VOF) [Hirt, 1981] : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.9.3.Couplage VOF Level Set ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Conclusion : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre IV : résultats et discussions

IV.1. Introduction : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.2 ANSYS : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.2.1.Les points forts des outils ANSYS sont : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.2.2. Les outilles de simulation se présentent sou plusieurs niveaux : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.2.3. Schéma de logiciel ANSYS : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.3. carburant utilisé : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.3.1.gasoil : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.3.2. les prospérités de carburant utilisé: ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.4. Identification : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.5. Résultats des simulations numériques : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.6 Comparaison entre les 3 cas : ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Conclusion: ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Conclusion générale ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Figure I.1 : Évolution de l'injection Diesel au cours des trente dernières années . ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure I.2 : Cycle moteur Diesel quatre temps . ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure I.3 : Moteur Diesel à injection directe ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure I.4: Moteur Diesel à injection indirecte……6

Figure I.5 : Schéma de principe d'un injecteur Common Rail ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure I.6 : Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite) ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure I.7 : Description du processus d'atomisation ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure. III-1:l'approche de ligne de courant d'up Wind ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure III-2 : bilan thermique ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure III.3 :domaine plan discrétisé en élément relies eux par nœuds ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure III-4 : (a) élément tétraédrique ;(b) élément hexaédrique..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure III-5 : Présentation des méthodes de calcul d'interface..... ***Erreur ! Signet non défini.***

a)méthode Lagrangienne, b) méthode Eulérienne, ... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure.III.6 : Exemple de maillage lagrangienne utilise par Blanco. ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure.III.7 : Exemple de maillage eulérienne. ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure.III.8: Principe de la méthode suivi de front..... ***Erreur ! Signet non défini.***

*Figure.III.9 : Différentes méthodes de suivi de volume (a) Méthode MAC, (b) Méthode VOF. ..***Erreur ! Signet non défini.**

Figure IV.1 : Schéma représente le code de calcul d'un logiciel ANSYS ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV. 2 : représentation Spatiale de la configuration géométrique et les conditions limites de Ménard[1] ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

figure IV.3 : *représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide .....* ***Erreur ! Signet non défini.***

figure IV.4 : *résultat expérimental de Ménard.……* ***Erreur ! Signet non défini.***

figure IV.5 : représentation spatiale de nos résultats de calcul..... ***Erreur ! Signet non défini.***

de la fraction volumique de liquide ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

figure IV.6 : *représentation spatiale de nos résultats de calcul*..... ***Erreur ! Signet non défini.***

De champ de vitesse associé ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

figure IV. 7 : représentation de maillage de domaine de calcul ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

et l'angle d'injection pour deux trou...... ***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV.8 : Représentation spatial montrant les trois positions radiales et la position axiale. ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV.9 : représentation spatiale de développement de la fraction volumique pour le premier cas..... ***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV.10 : Représentation spatiale de Champ de vitesse...... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.11: profiles de vitesse avec la position 12et3 dans le premier cas. .....***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.12 : profiles de vitesse axiale pour trois temps différant...... ***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV. 13 : représente les résultats de développement de la fraction volumique .. ***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV.14 : représente les résultats de simulation ANSYS11 : le champ de vitesse ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.15 : profiles de vitesse avec la position 12et3 dans le deuxième cas.....***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.16 : profiles de vitesse avec la position verticale dans le deuxième cas ..***Erreur ! Signet non défini.***

La figure IV.17 : représente les résultats de développement de la fraction volumique ... ***Erreur ! Signet non défini.***

*La figure IV.18 : Représente les résultats de simulation ANSYS11 : le champ de vitesse****Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.19 : profiles de vitesse avec la position 12et3 dans le deuxième cas.....***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.20 : profiles de vitesse avec la position verticale dans la " cas.... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.21 : Comparaison de développement de la fraction volumique des trois cas.. ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.22 : Comparaison entre les profils de vitesse axiale dans le même temps pour les 3 cas. ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Figure IV.23 : Comparaison entre les profils de vitesse radiale dans le même temps pour les 3 cas. ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Conclusion: ..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Conclusion générale..... ***Erreur ! Signet non défini.***

Tableau I.2 : caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation. . **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.3 : les valeurs pour Gazole classique. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau II.1 **:** la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier **Erreur ! Signet non défini.**

Stokes. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau. II.2: Constantes du modèle k-ε. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau II-3 : les constantes du modèle ASM. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau II.4 : Valeurs des constantes du modèle RSM ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau III.1 : Tableau de Représentation d'équation de transport..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau IV .1 : paramètres de calcul de Ménard ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau IV .2 **::** Paramètres d'injection ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau IV. 3:Cordonnée des positions dans la configuration étudiée..... **Erreur ! Signet non défini.**

Nomenclature

Lettres latines

Notation	Signification	Unité
α	Fraction de volume.	
Cp	Capacité calorifique massique à pression constante	[m².s^{-2}.K^{-1}]
D_{IJ}	Diffusion visqueuse	
D	indice de la valeur au niveau du nœud aval	
$\vec{g}$	la gravité	[N/Kg]
H	longueurs d'élément le long de la direction d'advection	[m]
Lm	Longueur de mélange	[m]
m	Masse	[Kg]
P	la pression.	[Pa]
P_r	Nombre de Prandtl	
R_e	Nombre de Reynolds	
T	Température	[°K]
T	Temps	[s]
V	Volume	[m^3]
W_e	Nombre de Weber	
x_i	Coordonnée cartésienne suivant la direction i, x, y, z	[m]
z	Altitude	[m]

Lettres grecques

λ	Conductivité thermique	[W. m^{-1}. K^{-1}]
Φi	Fonction de présence des fluides	
σ	Tension superficielle	[$N. m^{-1}$]

μ	Viscosité dynamique	$[Pa.s]$
$\emptyset$	Variable généralisée	
$C_{\emptyset}$	Coefficient d'advection transitoire	
S_{ϕ}	Termes source	
Δs	la distance du point situé en amont à l'avat nœud.	
$\Gamma_{\emptyset}$	Coefficient de diffusion	
ρ	masse volumique	$[kg.m^{-3}$
δ	coefficient d'intégration de temps	

Abréviation

ASM	Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds
RSM	Reynold stress équation modèle
CIAM	Construction de l'Interface Affine par Morceaux
CL	Condition aux Limites
EF	Elément Finis
VOF	Volume of Fluid (volume de fluid)
MSU	Monotone Streamline Upwind Approach
SUPG	Stream line Upwind/Petro-Galerkin
COLG	Approche Colloquée De Galerkin
2D	Deux Dimensions
DNS	simulation numérique direct

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. Comme les phénomènes en jeu sont excessivement rapides (de l'ordre de la microseconde) et qu'ils interviennent dans les géométries très petites (de l'ordre du micromètre), les études expérimentales sont difficiles à réaliser. On se propose donc de développer un code de simulation qui a deux buts :
accéder à une meilleure compréhension de l'écoulement dans l'injecteur (pour optimiser les géométries de l'injecteur), et prédire les conditions de sortie de l'écoulement pour fournir des conditions aux limites aux codes de simulation de combustion dans la chambre.
Dernièrement les technologies utilisées dans les systèmes d'injection ont évolué, principalement dans le domaine des véhicules particuliers, des utilitaires légers et du sport. En effet, les contraintes de hautes performances, de faibles consommations et émissions, de bas bruit, et de coût font de l'optimisation des systèmes d'injection un sujet de recherche particulièrement d'actualité.

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.

- **Objectif de travail**

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.

- **Contenu du mémoire**

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 VOF.

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

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

CHAPITRE 1

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. 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.

Le diagramme de Clapeyron d'un cycle théorique thermodynamique du moteur diesel prévoit une combustion à pression constante, assurée par le fait que le combustible est injecté progressivement et brûle au fur et à mesure de son introduction dans la chambre de combustion. Dans la réalité cependant, la combustion ne peut s'effectuer à pression constante, en raison du délai d'inflammation. Le carburant s'accumule lors de son injection augmentant la pression. On peut le réduire en donnant au jet une forte capacité de pénétration et en augmentant la turbulence. 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].

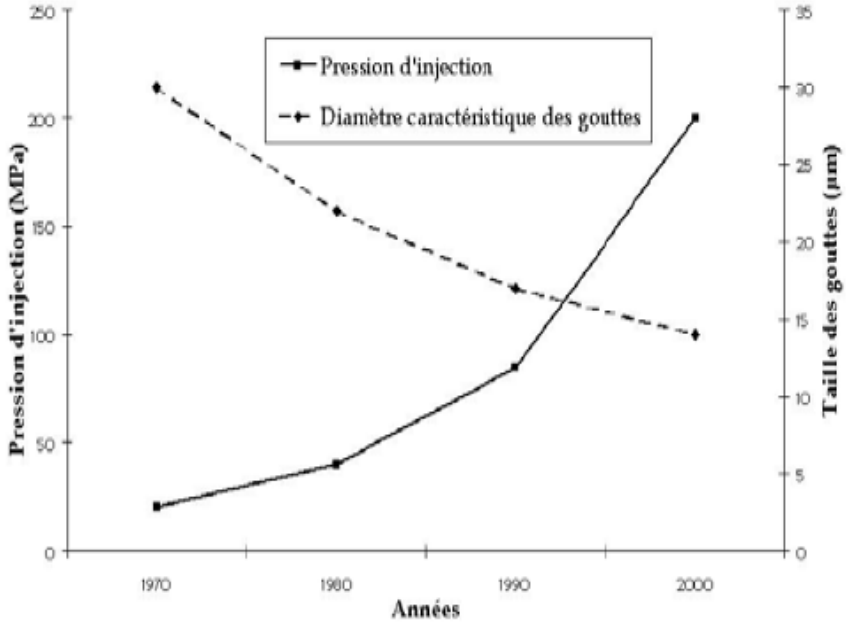


Figure I.1 **: Évolution de l'injection Diesel au cours des trente dernières années** [2].

I.2- Moteur diesel :

I.2.1-Définition :

Le moteur Diesel est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une flexibilité d'utilisation remarquable. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Cette dernière est, en grande partie, liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ainsi qu'à la façon dont le combustible y est introduit : le système d'injection. Il existe deux grandes catégories de moteur Diesel : le moteur à injection indirecte (aujourd'hui presque abandonné dans l'automobile) et le moteur à injection directe. [3]

I.2.2- Principe de fonctionnement :

Le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres fermés par une culasse reliant le cylindre aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames. Le cycle d'un moteur Diesel quatre temps est réalisé sur deux tours moteurs. La figure I.1 décrit l'évolution du piston dans le cylindre pendant le cycle moteur, tandis que la figure I.2 montre l'évolution à la fois du volume de la chambre de combustion et de sa pression interne.

Le cycle moteur se décompose comme suit, (le cycle commence avec le piston au point mort haut et les deux soupapes fermées) :

– Admission (1) : la soupape d'admission s'ouvre, le piston descend, augmentant le

Volume de la chambre de combustion pendant qu'elle se remplit d'air,

– Compression (2) : le piston est au point mort bas5, la soupape d'admission se ferme, le piston monte, diminuant le volume de la chambre de combustion et ainsi augmentant la pression de l'air,

– combustion, détente (3) : peu avant le point mort haut, le carburant est injecté dans l'air, la combustion se réalise, les gaz chauds repoussent le piston,

– Echappement (4) : la soupape d'échappement s'ouvre, et les gaz brûlés sont évacués, poussés par la remontée du piston.

La commande d'ouverture et de fermeture des soupapes est mécanique et directement liée à la position du vilebrequin.

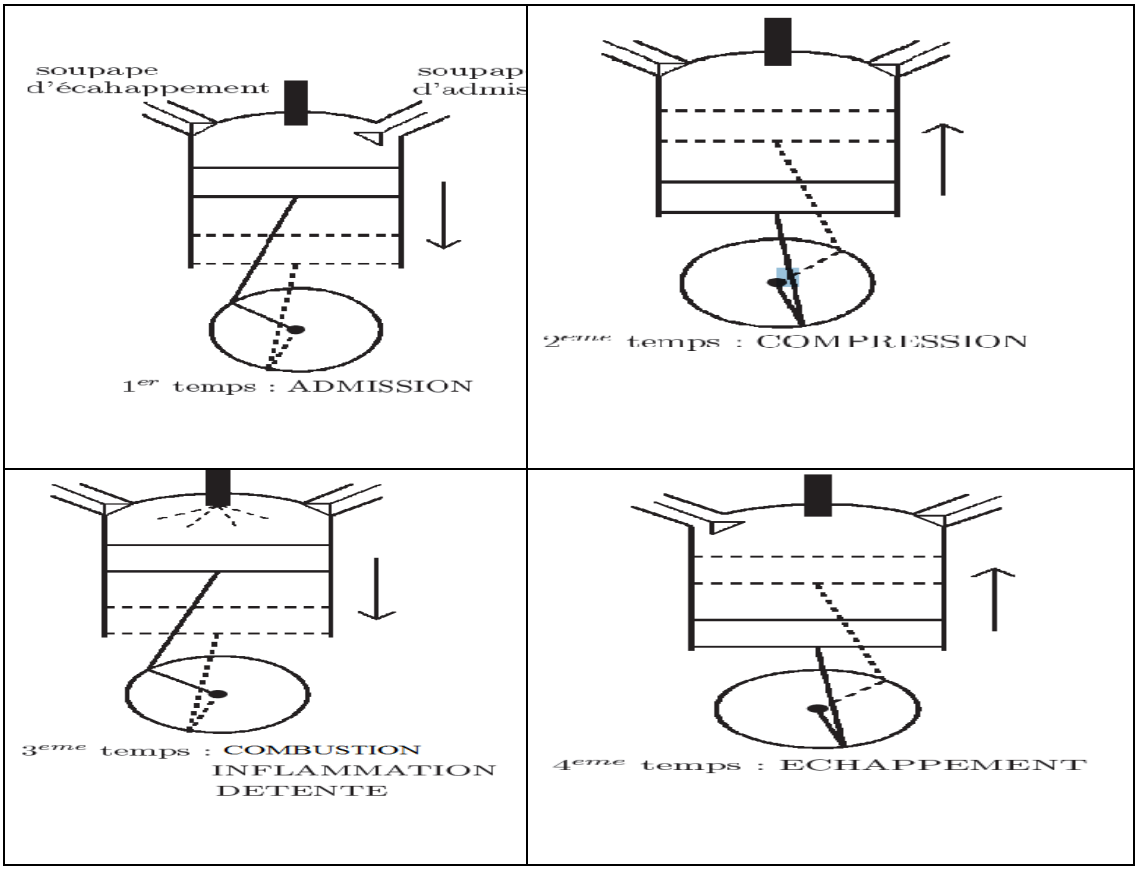


Figure I.2 : Cycle moteur Diesel quatre temps [3].

I.2. 3 Moteur à injection directe et indirect :

Le moteur à injection directe consiste à injecter le carburant liquide directement dans la chambre de combustion (***Figure I.3)***. Il s'impose pour son rendement supérieur à celui du

moteur à injection indirecte pour lequel le carburant est injecté dans une préchambre en amont de la chambre de combustion (***Figure I.4***). En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible que pour un moteur à injection indirecte, qui possède une préchambre. De plus la durée de la combustion est beaucoup plus courte dans un moteur à injection directe. Ces deux paramètres diminuent fortement les échanges thermiques entre la chambre de combustion et l'extérieur (système de refroidissement). Le rendement est aussi meilleur, car on évite les pertes de charge au passage de la préchambre à la chambre de combustion.

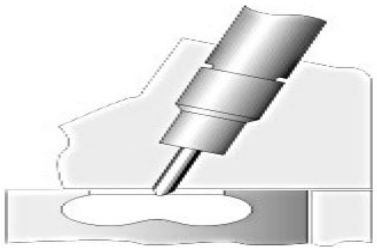


Figure I.3 : Moteur Diesel à injection directe [4]

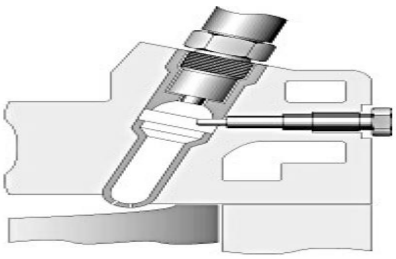


Figure I.4: Moteur Diesel à injection indirecte [4]

I.3 Système d'injection automobile Diesel :

Le système d'injection et les principes physiques qui le gouvernent sont des paramètres importants dans le déroulement du cycle moteur. Ils conditionnent l'introduction de la charge de carburant dans une masse d'air en compression. Les phénomènes régissant le taux d'introduction (débit instantané dans la buse d'injection), la pulvérisation et la vaporisation sont des processus à comprendre, pour évaluer leurs implications respectives sur la qualité de la combustion dans la chambre.

Le système d'injection assure l'alimentation en carburant du moteur Diesel. Il existe plusieurs types de système d'injection : les pompes d'injection en ligne, les pompes d'injection distributrices, les pompes d'injection unitaires basse et haute pression, l'injecteur pompe, le système d'injection Common Rail… Ce dernier permet de réaliser des injections multiples indépendamment de la pression d'injection qui est maintenue constante dans un accumulateur de carburant. Le phasage d'injection et la durée d'injection peuvent être contrôlées de façon très précise grâce à la commande électronique de l'injecteur.

I.3.1 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.5***) :

- 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.

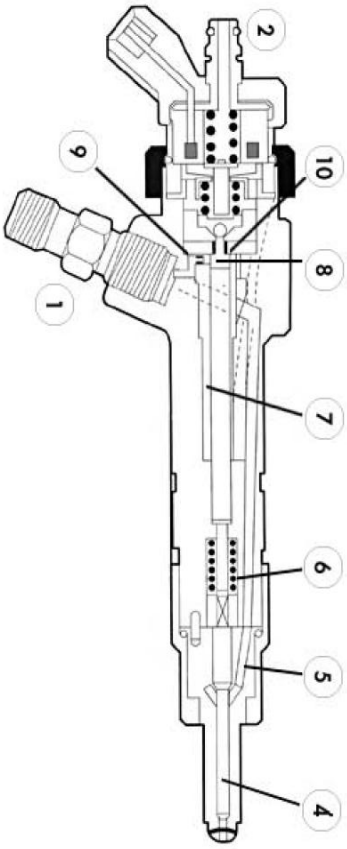


Figure I.5 **:** Schéma de principe d'un injecteur Common Rail [4]

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

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.

I.3.2 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.6)*. 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 4 Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite)

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.

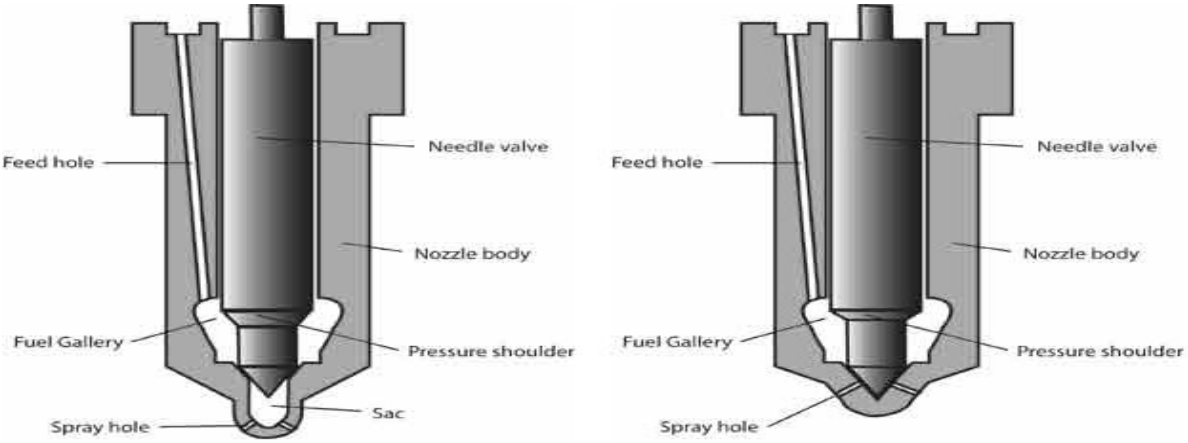


Figure I.6 : Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite) [4]

I.4- processus d'atomisation

Le processus d'atomisation est de première importance dans les moteurs à combustion interne. Dans ce système, on injecte une quantité de combustible sous forme liquide afin de le brûler sous forme gazeuse. Le processus d'atomisation permet de fractionner le jet liquide en de multiples gouttelettes qui, à l'aide du processus d'atomisation. L'atomisation est séparable en trois zones distinctes : l'atomisation primaire, l'atomisation secondaire et enfin la zone diluée. Celles-ci sont décrites en ***Figure I.7***

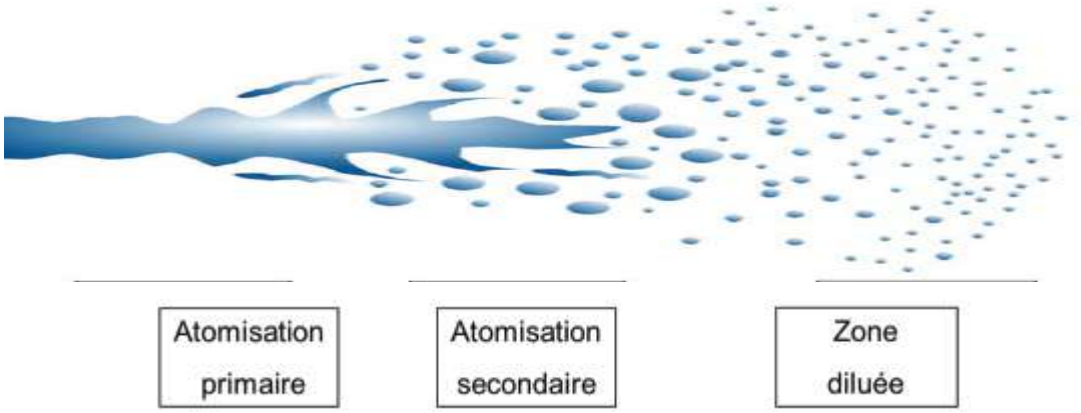


Figure I.7 : Description du processus d'atomisation [5]

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…

Tableau I.2 : caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation. [6]

	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

I.5.2-Principales caractéristiques du Diesel :

Les carburants diesels sont constitués d'un grand nombre d'hydrocarbures (entre 12 et 22 atomes de carbone chacun) ayant des propriétés différentes et notamment un point d'ébullition qui peut varier de 180°C à 360°C. Ils sont obtenus par distillation étagée dans des tours de raffinage à partir de pétrole brut. Les diesels contiennent également des additifs variés qui influent fortement sur les propriétés de stockage (tenue au froid), de combustion (consommation, pollution) et de lubrification (usure du moteur).

Les principales valeurs permettant de caractériser les diesels sont données ci-dessous :

Le premier est le nombre de cétane ($C_{16}H_{34}$) qui donne une indication sur la faculté d'auto inflammation du combustible. Ce nombre est d'autant plus important que le principe même du moteur diesel repose sur cette auto inflammation. On estime que plus le temps de latence entre le moment où les conditions d'inflammation sont réunies et le moment où le combustible s'enflamme réellement est court, meilleur est le combustible. Un indice de cétane plus élevé favorise notamment un meilleur démarrage du moteur, un réchauffement plus rapide, un ralenti plus stable et une combustion uniforme du carburant.

Tableau I.3 : les valeurs pour Gazole classique

[6].

	Valeur inférieure	Valeur supérieure
Masse volumique à 15°C (kg/m^3)	820	860
Viscosité cinématique à 40°C (mm^2/s)	2,00	4,50
Indice de cétane	49	
Pouvoir calorifique inf (kJ/kg)	42 500	

I.6 La formation des polluants :

La réaction globale de combustion se décrit sous la forme d'une équation chimique qui tient compte de la composition initiale du mélange de réactifs. Le processus de réaction fait intervenir une succession d'un nombre très élevé de réactions élémentaires en chaine dont chacune ne met en jeu que deux ou au maximum trois espèces qui sont soit des molécules stables, soit plus généralement des radicaux libres.

Les polluants majeurs émis lors de la combustion Diesel sont le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (NC) imbrûlés, les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), et les particules de suies.

I.6.1 Formation du monoxyde de carbone (CO) :

Le paramètre principal gouvernant les émissions de CO est la richesse du mélange carburé. En mélange riche, les concentrations en CO augmentent régulièrement avec la richesse ; le défaut d'oxygène entraine une combustion incomplète.

I.6.2 Formation des hydrocarbures (HC) imbrûlés :

L'émission d'hydrocarbures imbrûlés, ou plus généralement de produits organiques, provient de combustion incomplète des hydrocarbures.

I.6.3 Formation des oxydes d'azote (NO_x) :

La formation de NO_x se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air.

I.6.4 Formation des suies :

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant gazole. [7]

I.6.5 Paramètres influents sur la combustion et les émissions :

En fait, plusieurs paramètres influent sur la combustion et les émissions qu'elle génère. On peut citer les paramètres d'injection (instant d'injection, duré et loi d'injection), les paramètres aérodynamiques (turbulence, swirl), le rapport air/fuel, la géométrie de la chambre de combustion (bowl du piston, sections des soupapes….), les conditions de fonctionnement du moteur (vitesse de rotation, charge), la qualité du carburant etc. [8]

I.7- État de l'art :

A l'heure actuelle, il existe un certain nombre de phénomènes physiques bien connus dans les écoulements de pulvérisation qui ne sont pas entièrement compris, en ce sens que leur comportement complet ne peut être prédit. L'injection à haute pression utilisée pour atomiser le carburant liquide dans les applications de combustion en constitue un exemple probant. Le processus d'atomisation complète aboutit à une granularité des gouttelettes qui ne peut pas être entièrement contrôlée par les paramètres d'injection, par exemple, la pression d'injection, la géométrie de la buse, etc. Dans le cas de l'injection de carburant diesel, les interactions entre différents paramètres sur une variété d'échelles compliquent une description complète du processus d'injection. Ces difficultés comprennent les petits diamètres (ordre 100 µm), les pressions d'injection élevées (ordre 138 MPa).

Haddad et al [9] 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.

Jung et Assanis [10] 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.

Chryssakis et Assanis [11] ont mené des investigations expérimentales et numériques sur les moteurs Diesel ID 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. Les résultats de simulation sont obtenus à l'aide du code multidimensionnel KIVA-3V.

Showry et Raju [12] ont effectué une simulation numérique sur le moteur diesel d'injection directe pour étudier le phénomène d'écoulement, de la combustion et d'émission. La turbulence et l'injection ont été modélisées par le modèle standard de k- ε et l'approche lagrangienne respectivement. La réaction a été modelée par la combustion non-pré-mélangée qui considère les effets de la turbulence et le mécanisme chimique détaillé pour définir les taux de réaction.

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.

Calimez en 1998 [13] a été l'un des premiers a avoir couplé le changement de phase avec la méthode VOF dans le domaine de l'atomisation pour des écoulements diphasiques réactifs. Ce dernier a, lui aussi, été contraint de réaliser des simulations dans des domaines confinés et d'énoncer des hypothèses thermodynamiques fortes, étant donné les moyens de calcul de l'époque. Dans la même année, **Tryggvason** [14], dans le domaine de l'ébullition, a couplé le changement de phase avec la méthode front tracking, mais elle n'était pas capable de prendre en compte de fortes déformations à l'interface à cette époque.

Le Pierre-Arnaud Beau [15].à développer, d'implémenter et de valider le modèle ELSA dans le contexte de l'injection Diesel. Ce dernier permet de décrire de façon complète le spray Diesel depuis l'intérieur de l'injecteur jusque dans la zone diluée du spray.

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

Nicolas Dumont [16]. Commençons par décrire les phénomènes intervenant dans l'injecteur et la façon dont ils influencent l'atomisation dans la chambre ont faisons ensuite une revue des modèles permettant de simuler les écoulements diphasiques, en montrant les domaines de validité de chacun d'eux. ont expliquons le modèle choisi basé sur l'hypothèse d'un écoulement homogène à l'échelle de la maille, et son implémentation dans KIVA-MB. Une attention particulière est portée sur les conditions aux limites en sortie de l'injecteur, pour

lesquelles ont utilisés des conditions non réflectives. Des résultats de simulation sont décrits et validés pour un injecteur mono-trou et un injecteur multi-trous, montrant les possibilités du code à accéder à une meilleure compréhension de la topologie de l'écoulement dans l'injecteur au cours d'une injection complète.

Ménard T. et al [17], ont proposé un modèle DNS pour valider et caler finement les équations de transport de la fraction massique moyenne de liquide et de la densité moyenne d'interface liquide et d'amélioration du modèle de spray DNS et de façon plus générale, d'amélioration de la modélisation de l'atomisation des jets Diesel.

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

CHAPITRE 2

Modélisation mathématique

II.1. Introduction :

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.

II.2. Modèle dynamique :

Le mouvement d'un fluide est modélisé par les équations de Navier-Stokes qui permet de traiter les fluides classiques comme l'air, l'eau, l'huile ou aussi les métaux fondus. Les équations gouvernantes sont :

- Equation de Navier-Stokes
- la conservation de la masse ou l'équation de continuité
- la conservation de la quantité de mouvement
- la conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique)

La formulation mathématique des lois de la conservation régissant les phénomènes physiques comme les écoulements de fluides, est généralement écrite sous forme d'équations aux dérivées partielles comme suit : [18]

II.2. Modélisation de L'écoulement des Fluides :

Les problèmes de CFD sont basés sur les lois fondamentales de mécanique des fluides ; qui sont :

II.2.1. Equation de Navier-Stokes :

On considère l'écoulement de deux fluides incompressibles, newtoniens et non-miscibles.la dynamique de chaque phase K est déterminée par les équations de Navier- Stokes [19]:

$$\frac{d\rho kv}{dt} + \nabla(\rho k) = \rho kg - \nabla \rho k + \nabla(2\mu Ksk) \qquad \text{(II-1)}$$

II.2.2.Equations de continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle Exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de

Fluide qui entre la quantité de fluide pendant le même temps.

$$\frac{\partial Ui}{\partial xi} = 0 \qquad \text{(II-2)}$$

II.2.3 Equations de conservation de quantité de mouvement : [20]

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes sont des équations seaux 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 George Stokes.

$$\rho\left\{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v}\,\nabla\,\vec{v}\right\} = -\nabla P + \mu\nabla^2\,\vec{v} + \rho\vec{g} \qquad \text{(II-3)}$$

Où

ρ : La densité considérée variable avec le temps.

μ : La viscosité dynamique aussi variable.

P : la pression.

$\vec{g}$: La gravité.

II.2.4. Equations de conservation de l'énergie :

$$\rho c\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V}.\nabla T\right) = k\nabla^2 T + q \qquad \text{(II-4)}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c}$$

T : température.

q : source volumique. [20]

II.2.5.La décomposition statique (La décomposition de Reynolds)

Elle consiste à décomposé chaque grandeur instantané φ des équations des Navier-Stokes en une grandeur moyenne $\bar{\varphi}$ et une fluctuation turbulente φ'.

Les équations de Navier -Stokes étant non linéaires, l'opération de moyenne fait apparaître de nouveaux termes qui traduisent l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen.

$$\varphi = \bar{\varphi} \varphi' \qquad \text{(II-5)}$$

Avec la valeur moyenne de φ est exprimée par la relation suivante :

$$\bar{\varphi}=\frac{1}{T}\int_0^1 \varphi \, dt \qquad \text{(II-5-a)}$$

Dans le cadre de la modélisation en un point de la turbulence, on ne s'intéresse qu'aux Moyennes statiques de la vitesse et de la pression. On décomposé ainsi les grandeurs Instantanées selon la règle de Reynolds :

$$Ui= \bar{U} + Ui \qquad \text{(II-6)}$$

$$p = \bar{p} + p$$

II.2.6. Les équation des mouvements moyennes

II.2.6.1..Équation de continuité de mouvement moyen

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation [21]:

$$\frac{\partial \bar{U}i}{\partial xi}+\frac{\partial Ui}{\partial xi}=0 \qquad \text{(II-7)}$$

II.2.6. 2.Équation de Navier-stocks moyenne

Toutes les opérations de l'équation (II-1) sont linéaires à l'exception de celui du terme D'advection donc on obtient immédiatement l'équation moyenne suivante [21]:

$$\frac{\partial \bar{U}i}{\partial t}+\overline{Uj}\frac{\partial \bar{U}i}{\partial xj}+\bar{U}j\frac{\partial \bar{U}i}{\partial xj}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{P}}{\partial xi}+V\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial xj\partial xj} \qquad \text{(II-8)}$$

Après avoir introduise la décomposition de Reynolds on écrit finalement :

$$\frac{\partial \bar{U}i}{\partial t}+\overline{Uj}\frac{\partial \bar{U}i}{\partial xj}+\bar{U}j\frac{\partial \bar{U}i}{\partial xj}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{P}}{\partial xi}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial xj\partial xj}\ (\overline{\tau ij}+R_{IJ}) \qquad \text{(II-9)}$$

L'effet de la moyenne engendre bien entendu une perte d'information, caractérisée ici Par l'apparition d'une corrélation inconnue $\overline{U_L}\ U_J$ appelé tenseur de Reynolds.

La condition d'incompressibilité implique :

$$Ui\frac{\partial \overline{Ui}}{\partial xj}=\frac{\partial \overline{UiUj}}{\partial xj} \qquad \text{(II-10)}$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{U_L}\,Uj$ peuvent être s'écrit sous la Forme suivante :

$$[Rij]=-\rho\begin{pmatrix}\overline{uu} & vu & uw\\ uv & vv & vw\\ uw & vw & ww\end{pmatrix} \qquad \text{(II-11)}$$

Où $[\tau ij]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$[\tau ij]=T\frac{\partial \overline{Ui}}{\partial xj}+\frac{\partial Uj}{\partial xi} \qquad \text{(II-11-a)}$$

Avec :

$$\frac{\partial \tau ij}{\partial xij}=T\frac{\partial^2 \overline{Uj}}{\partial xi\partial xi}\left(\frac{\partial \overline{Ui}}{\partial xj}+\frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) \qquad \text{(II-11-b)}$$

II.2.6.3. Equation de transport des tensions de Reynolds

Les équations de transport sont de la forme générale [22] : $\overline{Rij}=ujul$

$\frac{d\varphi}{dt}$ Production+ diffusion –dissipation+sources additionnelles

Ou $\frac{d}{dt}$: représente la dérivée particulaire (rappelons que $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} + Ui\ \frac{d\varphi}{dxj}$

Les équations de départ sont les équations (II.1) et (II.2) dans lesquelles on a

Introduit l'équation (II.5) et (II.6). On part de l'équation de [22]

$$\frac{\partial(\bar{U}_i+U_i)}{\partial t} + (\overline{U_K} + U_K)\frac{\partial(\bar{U}_i+U_i)}{\partial x} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{p}_i+p)}{\partial x_i} + V\frac{\partial^2(\bar{U}_i+U_i)}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{(II-12)}$$

On fait la différence (II.13)-(II.9) en tendent compte de (II.10):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \bar{U}_K\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + u_k\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_i u_k - \bar{u}_k\bar{u}_i)}{\partial x} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + V\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} \quad \text{(II-13)}$$

On peut écrire (II.14) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + \bar{U}_K\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_k\frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_j u_k - \bar{u}_k\bar{u}_j)}{\partial x_k} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_j} + V\frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k \partial x_k} \quad \text{(II-14)}$$

On multiple (II-14) par $et\ Uj$ (II-15) par Ui et on somme les deux équations obtenus. En

Regroupant certains termes, il vient [22]:

$$\frac{\partial Uj}{\partial t} + U_K\frac{\partial Rij}{\partial xk} = -R_{ik}\frac{\partial Uj}{\partial xk} - R_{ij}\frac{\partial Ui}{\partial xk} + \frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Ui}{\partial xi}\right) - \frac{\partial}{\partial xk}(\overline{UiUjUk}) - \frac{\partial}{\partial xk}\frac{\bar{p}}{\rho}\left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) -$$

$$2V\frac{\partial Ui}{\partial xk}\frac{\partial Uj}{\partial xk} + V\frac{\partial^2 Rij}{\partial xk \partial xk} \quad \text{(II-15)}$$

Cette équation fait apparaitre au second membre plusieurs contributions : les deux

Premiers termes traduisent l`action des gradients de vitesse moyenne sur le champ turbulent et représentent la production des tensions de Reynolds (son signe peut dans certain cas être Négatif). Le terme de corrélation pression-déformation s`annule par contraction et réalise Dance une redistribution d`énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds.

Schématiquement on écrira [23]

$$\frac{\partial Rij}{\partial t} + \overline{Uk}\frac{\partial Rij}{\partial xk} = pij + Tij + Dij - \varepsilon ij + v\frac{\partial^2 Rij}{\partial xk \partial xk} \quad \text{(II-16)}$$

T_{ij} = Transport diffusif du à la fluctuation de vitesse et aux fluctuations de pression.

P= production.

εij= Dissipation visqueuse (car il constitue un puits du a la viscosité' moléculaire).

D_{IJ} = Diffusion visqueuse.

L'équation (II.14) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations Doubles $R_{IJ}=\overline{U_J U_I}$

II.2.7. Problème de fermeture des équations

Le système à résoudre comporte alors plus d'inconnues que d'équation, d'où la

Nécessite d'utiliser des modèles de fermeture pour le fermer.

On pourrait poursuivre la démarche, on trouve de nouvelles équations qui introduiraient à leur tour de nouvelles inconnues, ainsi que l'équation exacte d'un moment d'ordre N= ($\overline{U_{i1}U_{i2}U_{i3}\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots U_{ni}}$) implique nécessairement un moment d'ordre supérieur.

Il est donc nécessaire de modéliser les inconnues supplémentaires à l'aide de lois Complémentaire n'introduisant pas de nouvelle inconnue : modèle de fermeture.

Tableau II.1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes.

Inconnue à Calculer	Equation disponible	Nombre des équation	Inconnue supplémentaires	Nombre total des Inconnues
Champ de vitesse moyenne u_i (3) moyenne (1)	(1) continuité (3) N_S moyenne	(4)	Tension de Reynolds $\overline{U_\iota U_J}$ (6)	(10)
Champ de vitesse moyenne u_i (3) pression (1) Moyenne (1) Tension de Reynolds $\overline{U_\iota U_J}$ (6)	(1) continuité (3) N_S moyenne (6) Tension de Reynolds	(10)	Corrélation triple $\overline{u_\iota u_J u_k}$ (10) Corrélation Pression vitesse $\overline{u_\iota \frac{\partial \rho}{\partial x_J}}$ (9) Corrélation Gradient de vitesse $\overline{\frac{\partial U_\iota}{\partial x_k}\frac{\partial U_J}{\partial x_k}}$ (6)	(35)

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ Moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront Nécessaires pour traduire le comportement du milieu turbulent, il permet alors d'obtenir un Nombre d'équation égale à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues Par voie numérique.

II.2.7.1. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence

II.2.7.1.1. Hypothèse de chou

$$\upsilon_t = C\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad \text{(II-17)}$$

II.2.7.1.2.Hypothèse de viscosité turbulente de bousines

$$-\overline{UjUl} = v\left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) - \frac{2}{3} k\delta_{ij} \quad \text{(II-18)}$$

II.2.7.1.3.hypothèse de longueur de mélange de Prandtl

$$\upsilon_t = L^2 m\left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) \quad \text{(II-19)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$\upsilon_t = L^2 m \frac{\partial U1}{\partial U2} \quad \text{(II-20)}$$

Lm : Etant la longueur de mélange qui peut être détermine' facilement pour un certain nombre d`écoulement.

II.2.7.1.4. Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov

$$\upsilon_t = C_v \sqrt{KL}$$

II.2.8. Les modèles de turbulence et leurs classifications

II.2.8.1. Modèle de turbulence K-ε

Le modèle K-ε standard se base sur la conception Bousineq (1977) (cours turbulence université medea). Les termes des contraintes de Reynolds sont :

$$-\rho\overline{u_i u_j} = 2\mu_i s_{ij} - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}$$

$$s_{ij} = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$

$$\mu_t = \rho v_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Avec C_μ=0.09

L'énergie cinétique turbulente est définie par :

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_\iota u_j} = \frac{1}{2}\left(\overline{u_1{}^2 u_2{}^2 u_3{}^2}\right) \quad \text{(II-21)}$$

Le taux de dissipation ε de l'énergie cinétique k est donné par :

$$\varepsilon = v\frac{\overline{\partial u_\iota \partial u_\iota}}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{(II-22)}$$

L'adaptation des constantes standards du modèle donné par launder et Spalding (1974) (cours turbulence université medea) rend le système d'équation opérationnel. Elles sont réunies dans le tableau1 :

C_u	$C\varepsilon_1$	$C\varepsilon_2$	σ_K	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Tableau. II.2: Constantes du modèle k-ε.

Il est indispensable de savoir que le modèle K-ε est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé. [23]

II.2.8.2. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k : [24]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho K U_j) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left[\left(\mu\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial K}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \quad \text{(II-23)}$$

II.2.8.3. Equation de transport de l'énergie du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulent : [24]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho K U_j) = \frac{\partial}{\partial X_J}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial K}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\frac{\epsilon^2}{k} \quad \text{(II-24)}$$

II.2.8.4.Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition de VT au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer VT par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl [25].

$V_T = Ca\ Ls\ \sqrt{k}$ (II-25)

Où Ls est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque PT de l'écoulement.

II.2.8.5 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM) :

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a proposé que le transport (Convection plus diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel a celui de L'énergie cinétique turbulente on a [25] :

$$\frac{\partial(\rho Uk\overline{UiUJ}}{\partial xk} - D_{ij} = \frac{\overline{UiUJ}}{k}(P_K - \rho\varepsilon) \qquad \text{(II-26)}$$

Ou : $\frac{\overline{UiU}j}{k}$ Est le coefficient de proportionnalité qui n'est pas une constante en générale L'introduction de cette hypothèse (II. 18) Dans l'équation de transport est de la forme Suivante :

$$\frac{\partial(\rho Uk\overline{UiUJ}}{\partial xk} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E\delta ij \qquad \text{(II-27)}$$

Ou [26] , [19]

$$\overline{U_I U_J} = k\left(\frac{\frac{2}{3}\delta_{IJ} + ((C_1 - C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon} - \frac{2P_K}{3\ \varepsilon}\delta_{ij}\right)))}{(\rho c_1 + \frac{p_k}{\varepsilon} - \rho)}\right) \qquad \text{(II-28)}$$

Avec :

Ou :

$$P_{ij} = -\rho\overline{UiUk}\frac{\partial U}{\partial xt} - \rho\overline{UiUJ} - \frac{\partial Ui}{\partial xk} \qquad \text{(II-29)}$$

La sommation de [27.28] donne la production d'énergie turbulente :

Ou :

$$Pk = \frac{1}{2}P_{ij} \qquad \text{(II-30)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code (TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,W} \qquad \text{(II-31)}$$

Ou :

$$R_{ij,1} = C_1\,\rho\varepsilon\left(\frac{\overline{UiUJ}}{k} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\right) \qquad \text{(II-32)}$$

$$R_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}Pk\delta ij\right) \qquad \text{(II-33)}$$

Et, w (les termes a la proximité de la par

$$R_{11,w} = \left\{C'_1\frac{\varepsilon}{K}V''^2 - C_2C'_2(P_{22} - \frac{2}{3}P_K)\right\}\ f$$

$$R_{11,w}=\left\{2C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2(P_{22} - \frac{2}{3}P_K)\right\} f \quad \text{(II-34)}$$

$$R_{11,w}=\left\{C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2(P_{22} - \frac{2}{3}P_K)\right\} f$$

$$R_{11,w}=\left\{-1.5C'_1\frac{\varepsilon}{K}\overline{UV} + 1.5C_2C'_2P_{12}\right\}f$$

Et le terme F est donnée par:

$$F = \frac{k^{3}/_{2}}{2\varepsilon xn} \quad \text{(II-35)}$$

La fermeture de l'équation (II, 30) est enfin achevée par l'équation suivante pour l'énergie turbulente K:

$$\frac{\partial}{\partial xi}(\rho UK) = \frac{\partial}{\partial xk}(C_k\frac{k}{\varepsilon}\overline{UkUı}\frac{\partial k}{\partial xi}) + P_k - \rho\varepsilon \quad \text{(II-36)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$$\frac{\partial}{\partial xi}(\rho U1\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial xk}(C\varepsilon\frac{k}{\varepsilon}\overline{UKUJ}\frac{\partial\varepsilon}{\partial xj}) + \frac{\varepsilon}{K}(C\varepsilon 1Pk - C\varepsilon 2\rho\varepsilon) - \rho\varepsilon \quad \text{(II-37)}$$

Tableau II-3 : les constantes du modèle ASM.

C_S	C_1	C_2	$C\varepsilon$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\acute{C}_1$	$\acute{C}_2$
0.22	1.8	0.6	0.15	1.44	1.92	0.5	0.3

2L'ensemble des équations (II.36), (II.37) et (II.28) constitue le modèle de contrainte algébrique.

La distribution des équations (II-37) à (II-36) dans l'équation (II-28) donne le système algébrique suivant :

$$\alpha i1\,\overline{U'^2} + \alpha_{i2}\overline{U'^2} + \alpha i3\overline{U'V'} + \alpha_{i4}\overline{W'^2} = b_i \quad \text{(II-38)}$$

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la

Détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix}\alpha 11 & \alpha 12 & \alpha 13\\ \alpha 21 & \alpha 22 & \alpha 23\\ \alpha 31 & \alpha 32 & \alpha 33\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\rho\overline{U^2}\\ \rho\overline{V^2}\\ \rho\overline{W^2}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}b1\\ b2\\ b3\end{pmatrix} \quad \text{(II-39)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$$\alpha ij \leq 0 \quad \text{pour} \quad i\neq j \quad \text{(II-40)}$$

Le système algébrique (II-39) est résolu par le théorème de cramer.

Soit :

$\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla 1}{\nabla}$, $\rho\overline{v^2} = \frac{\nabla 2}{\nabla}$, $\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla 3}{\nabla}$

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement Par :

$\overline{UV'} = -\frac{\alpha 31}{\alpha 33} U'^2 - \frac{\alpha 33}{\alpha 33} V'^2 - \frac{\alpha 32}{\alpha 33} W'^2 - \frac{b3}{\alpha 33}$

II.2.8.6. Modèle RSM :

Les équations de transport des contraintes de Reynolds dans Fluent sont écrites: [29]

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\rho U_k \overline{u_\iota u_J}\right)}_{1} = -\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\overline{\rho u_\iota u_J u_k} + p\left(\delta_{kJ}u_\iota + \delta_{\iota k}u_J\right)\right]}_{2} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\mu\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{u_\iota u_J}\right)\right]}_{3} - \underbrace{\left[\overline{u_\iota u_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_J u_k}\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\right]}_{4} + p\underbrace{\overline{\left(\frac{\partial u_\iota}{\partial x_J} + \frac{\partial u_J}{\partial x_\iota}\right)}}_{5} - 2\mu\underbrace{\overline{\frac{\partial u_\iota}{\partial x_k}\frac{\partial u_J}{\partial x_k}}}_{6} \quad \text{(II-41)}$$

1- $c_{ij} \equiv$ convection ; 2-$T_{,ij} \equiv$ diffusion turbulente ;

3-$Dl_{;ij} \equiv$diffusion moléculaire ; 4-$p_{ij} \equiv$ terme de production de contrainte ;

5-$\varphi_{ij\equiv}$pression taux de déformation ; 6-$\varepsilon_{ij} \equiv$dissipation ; $\frac{u_\iota u_j}{\partial x_1}$

$$D_{T,ij} = c_s\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{\rho k\frac{U_k U_1}{\varepsilon}\frac{\partial U_\iota U_J}{\partial x_1}}\right)$$

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(\frac{\mu_t}{\mu_k}\overline{\frac{\partial U_\iota U_J}{\partial x_k}}\right)$$

L'équation de pression – taux de déformation s'écrit:

$$\varphi_{ij} = \varphi_{ij,1} + \varphi_{ij,2} + \varphi_{ij,w}$$

$$\varphi_{ij,1} = -C_1\rho\frac{\varepsilon}{k}\left[\overline{u_\iota u_J} - \frac{2}{3}\delta_{ij}k\right] \text{ Terme lent}$$

$$\varphi_{ij,2} = -C_2\left[\left(P_{ij} + C_{ij}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}(p-c)\right] \text{ Terme rapide}$$

$$\varphi_{ij,w} = C"_1\frac{\varepsilon}{k}\left(\overline{u_k u_m}n_k n_m\delta_{ij} - \frac{3}{2}\overline{u_\iota u_k}n_j n_k - \frac{3}{2}\overline{u_J u_k}n_j n_k\right)\frac{K}{C_1\varepsilon d}^{\frac{3}{2}} + C"_2\left(\varphi_{km,2}n_k n_m\delta_{ij} - \frac{3}{2}\varphi_{ik,2}n_j n_k - \frac{3}{2}\varphi_{jk,2}n_i n_k\right)\frac{K}{C_1\varepsilon d}^{\frac{3}{2}} \quad \text{(II-42)}$$

$$C_1 = \frac{Cu^{3/4}}{k}$$

L'expression (42) représente un terme pour amortir la fluctuation et il est inclus par défaut dans le modèle RSM.

Tableau II.4 : Valeurs des constantes du modèle RSM [29]

C_1	C_2	p	C	$C"_1$	$C"_2$	$C\mu$	K
1.8	0.6	1.68	0.7179	0.5	0.3	0.09	0.4187

II.3.Méthode de VOF :

Les méthodes VOF construisent la surface libre, à partir de la valeur de la fraction de volume. Il est important de préciser que l'appellation VOF « Volume Of Fluide » est une technique de reconstruction de surface libre bien précise, même si généralement elle est associée à toutes les méthodes qui utilisent les fractions de volume pour rechercher la surface libre.

La fraction de volume est une fonction, bornée entre 0 et 1. Elle fournit l'information sur le taux volumique occupé par l'un des deux fluides dans chaque cellule. La fraction de volume est égale à 1, si la cellule est remplie du fluide choisi. Elle est égale à 0, si la cellule ne contient pas le fluide. Elle prend une valeur entre 0 et 1, si la cellule est traversée par l'interface, c'est-à-dire si la cellule contient les deux fluides. La fraction de volume est transportée par les fluides. Ainsi, son évolution est gouvernée par l'équation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(a) + \frac{\partial}{\partial x_i}(au_i) = 0$$

a: Fraction de volume.

Conclusion :

Dans ce chapitre et pour prédire les phénomènes physique de la dispersion diphasique dans un injecteur, on à présenté tous d'abord, les formulations mathématiques du modèle dynamique et thermique utilisées dans cette étude et l'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre k_ε est qu'ils permettent de s'affranchir d'une relation locale entre les tensions de Reynolds et l'écoulement moyen. Ainsi une présentation de la méthode de volume de fluide (VOF) utilisée pour simuler le transport de fluide bi phasique. Pour résoudre le système d'équations, une méthode numérique est nécessaire, et qui va être présenté dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 3

Méthode Numérique

III.1.Introduction :

Pour trouver la solution d'un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Les méthodes numériques (éléments finis, différences finies, volumes finies, méthode des éléments frontières) permettent de trouver une solution avec discrétisation du domaine et la résolution d'équation. Les équations de ce chapitre sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées.

III.2.Les trois grandes familles de méthodes :

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.

II.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 prise en

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 **s**ommets 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.3.1Introduction : 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 : [30-31]

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

Trouver 3u(x) u(x) ∈ espace des solutions Us tel que:

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

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

III.4.2.Formulation variationnelle 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 $\bar{u}= \sum_{i=1}^{n} Ni\, \overline{Ui}$ (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≠0 (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……..N (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:

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

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

$\forall$ v ϵH $_0^1$ (Ω) a ($\bar{U}$, V) (III-6)

a ($\bar{U}$, V) est la forme bilinéaire associée à (ζ) soit Ωun ouvert borné R^d et dΩ est réqulier.on considére alors le probléme :

Lu = f sur Ω et u= 0 sur dΩ= 0

III.5. Forme générale des équations du système [33]

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

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

Ou :

Φ: Variable généralisée

C_ϕ: Coefficient d'advection transitoire.

$\Phi\Gamma$: Coefficient de diffusion.

S_ϕ : Termes source

Tableau III.1 : Tableau de Représentation d'équation de transport. [34]

Variable Ø	coefficient d'advection $c_\emptyset$	Diffusivité $\Gamma_\emptyset$	Termes source $S_\emptyset$
V_X	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
Vy	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
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 [34].

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

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 [35] :

Générale est simplement [35] :

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

Avec :

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

$$\int w^e \frac{(\partial \rho C \phi \phi)^2}{\partial t} \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) = \int w_i^e\, \rho c \phi\, \mathrm{w_j}^e\, \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \frac{\partial \phi_i^e}{\partial t} + \int w_i^e \frac{\partial \rho c \phi}{\partial t} w_j^e\, \mathrm{d}\,(\mathrm{vol})\, \phi_j^e \qquad \text{(III-10)}$$

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 :

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

Si l'approximation localisée de masse est employée

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

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.

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

Ou :

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

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

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.

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

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

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

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[35]

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). [35]

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.

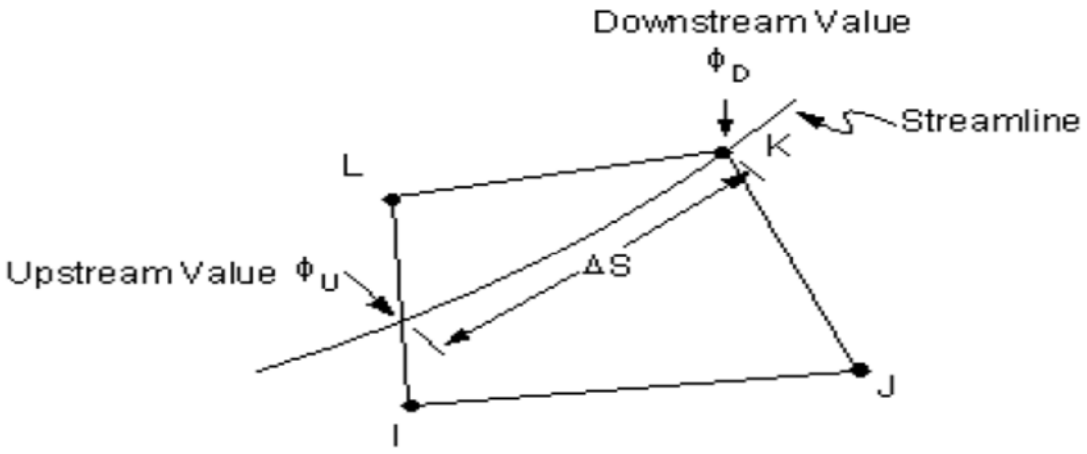


Figure. III-1:l'approche de ligne de courant d'up Wind

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 [35] :

$$\frac{\partial(\rho VxC\emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VyC\emptyset\emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho VsC\emptyset)}{\partial s} \qquad \text{(III-11)}$$

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

$$[A_e^{advection}] = \frac{d(\rho VsC\emptyset\emptyset}{dy} \int w^e \, \mathrm{d(vol)} \qquad \text{(III-12)}$$

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 :

$$\frac{d(\rho VsC\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho VsC\emptyset)u}{Ds} \qquad \text{(III-13)}$$

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 [35]

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

Ou :

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

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

$$\text{umag} = \sqrt{Vx^2 + Vy^2} \begin{cases} 1 & si \quad 0 \le p \le 3 \\ \frac{pe}{3} & si \quad pe \ge 0 \end{cases}$$

$pe = \frac{\rho CpUmag}{2T}$ 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 [35].

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

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

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 [36].

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

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 [36] :

$$\int w^2 \frac{\partial}{\partial x}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}) \text{ d (vol)} = \int \frac{\partial w^2}{\partial x}(T\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}) \text{ d (vol)} \qquad \text{(III-17)}$$

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

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

$$w_x^e = \frac{\partial w^2}{\partial x} \qquad \text{(III-19)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme

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

III.5.4. Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [36] :

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

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

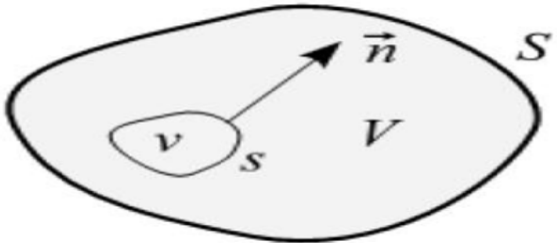


Figure III-2 : bilan thermique

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 [36] :

$\int \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$ dv =$\int qdv + \int -n$ (-$\overline{\lambda grad}$T) ds (III-22)

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

$\rho C_p \dot{T}$ - div($\overline{\lambda grad}$T) q =0 (III-23)

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-21) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y) [35] :

$\rho C_p \dot{T} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$ +q (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.[36]

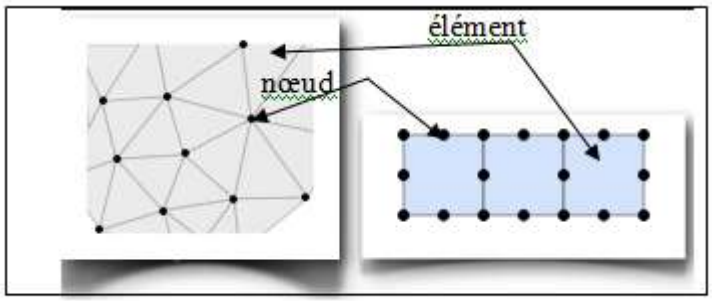


Figure III.3 : domaine plan discrétisé en élément relies eux par nœuds

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'in territ 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 prés des endroits d'in tétères (par exemple aux endroits ou 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 dériva ès partiels. même si une géométriquement complexe peut être maillée avec des éléments tétraédriques, elles mais exigent de nombreux éléments et que

mai conduire à lécha parce que la simulation des ressources informatiques même un volume de forme régulière mai 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-3) « objet avec un aspect Ratio large », illustre cette différence, il montre que le nombre d »éléments tétraédrique (a) est beaucoup plus grand quelle nombre d »élément hexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversal

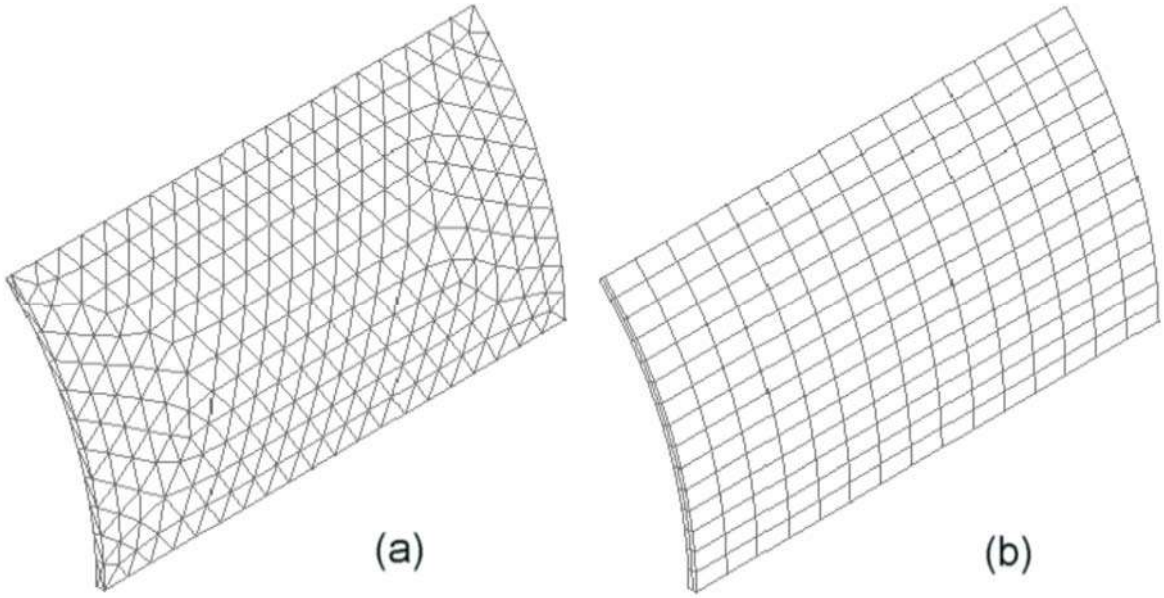


Figure III-4 : (a) élément tétraédrique ;(b) élément hexaédrique

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.

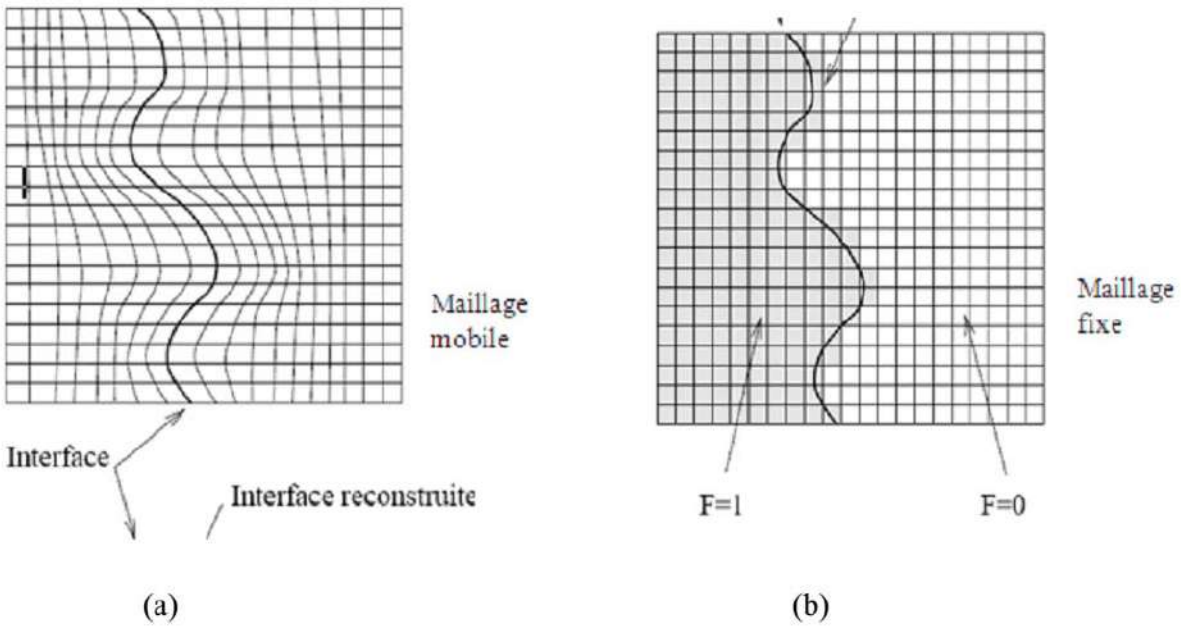


Figure III-5 : Présentation des méthodes de calcul d'interface
a)méthode Lagrangienne, b) méthode Eulérienne, [37].

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. [38]

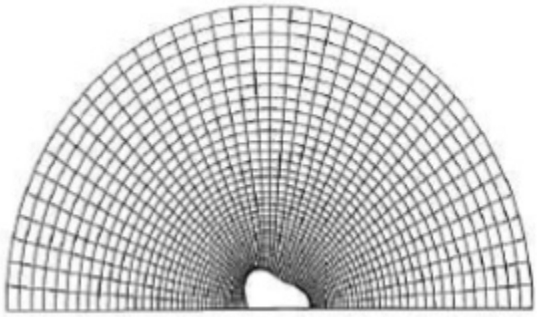


Figure.III.6 : Exemple de maillage lagrangienne utilise par Blanco. [38]

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. [38]

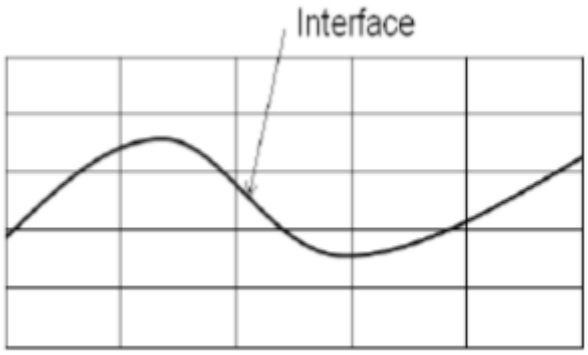


Figure.III.7 : Exemple de maillage eulérienne**.**

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.

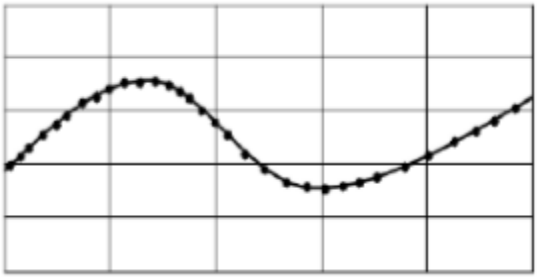
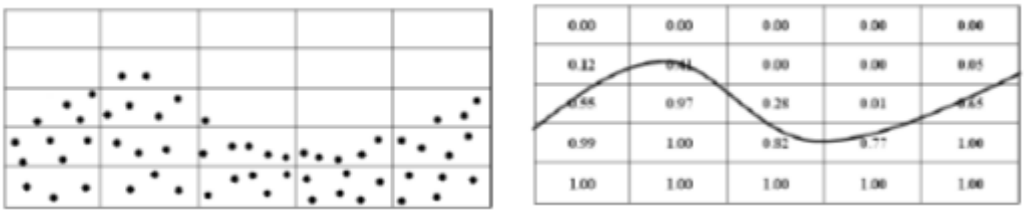


Figure.III.8: Principe de la méthode suivi en front. [39]

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. [39]

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][40]. 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 :

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 4

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 de fuel diesel a l'intérieur de chambre de combustion pour une configuration proposé par **Ménard** [41] d'autre part, nous proposant des simulations numériques pour la dispersion de fuel diesel a l'intérieur de chambre de combustion passant par des changements d'angles d'injection pour l'injecteur diesel à deux trous. Les calculs faites à l'aide de code de calcul ANSYS(APDL).

❖ IV.2 ANSYS :

Le code de calcul ANSYS(APDL) est un programme Elément Finis permettant des structures tridimensionnelles dans les domaines suivants : thermiques, mécanique, statiques et dynamique linéaires et nom-linéaires, interaction fluide-structure, analyse à la fatigue…

Le code propose une libraire d'étalement pour modéliser correctement les structures et les différents effets recherchés (poutres, coques, solide, fluide, matrices de raideur, de masse, d'amortissement, etc.).

❖ IV.2.1.Les points forts des outils ANSYS sont :

- Une interface WORKBENCH intuitive et très facile à prendre en main.
- Des notes de calcules automatiques.
- Des meilleurs robustes.
- Des outils de convergence automatique.
- Une gestion automatique des assemblages et des contacts.
- La possibilité d'avance progressivement dans la complexité des phénomènes traités.

❖ IV.2.2. Les outilles de simulation se présentent sou plusieurs niveaux :

- ANSYS DesignScape est un logiciel d'aide à la conception pour les bureaux d'études adapté aux environnements Windows standards. Il utilise la méthode des éléments finis pour analyser rapidement le comportement mécanique, thermique et vibratoire de vos conceptions. Il permet de traiter les assemblages et donc d'attribuer un type de contact entre les différentes pièces les constituants.
- ANSYS Professional permet des analyses plus complexes : réponses spectrales et harmoniques, calculs transitoires : mécaniques et thermiques. Il comprend des outils

de contrôle avancés tels que les options de contacts surfaces/surfaces, surfaces/lignes, les combinaisons de solution, le post traitement de zones de contacts.

- ANSYS Structural et Mechanical permettent d'accéder à tous les types de non linéaire : matériaux, grandes déformations et grands déplacements. Ils sont dédiés à des utilisateurs confirmés qui disposent de connaissances théoriques sur les éléments finis.

❖ IV.2.3. Schéma de logiciel ANSYS :

Le logiciel ANSYS calcul par la méthode des éléments finis contient les étapes caractéristique ou blocs fonctionnels décrits sur la figure IV.1

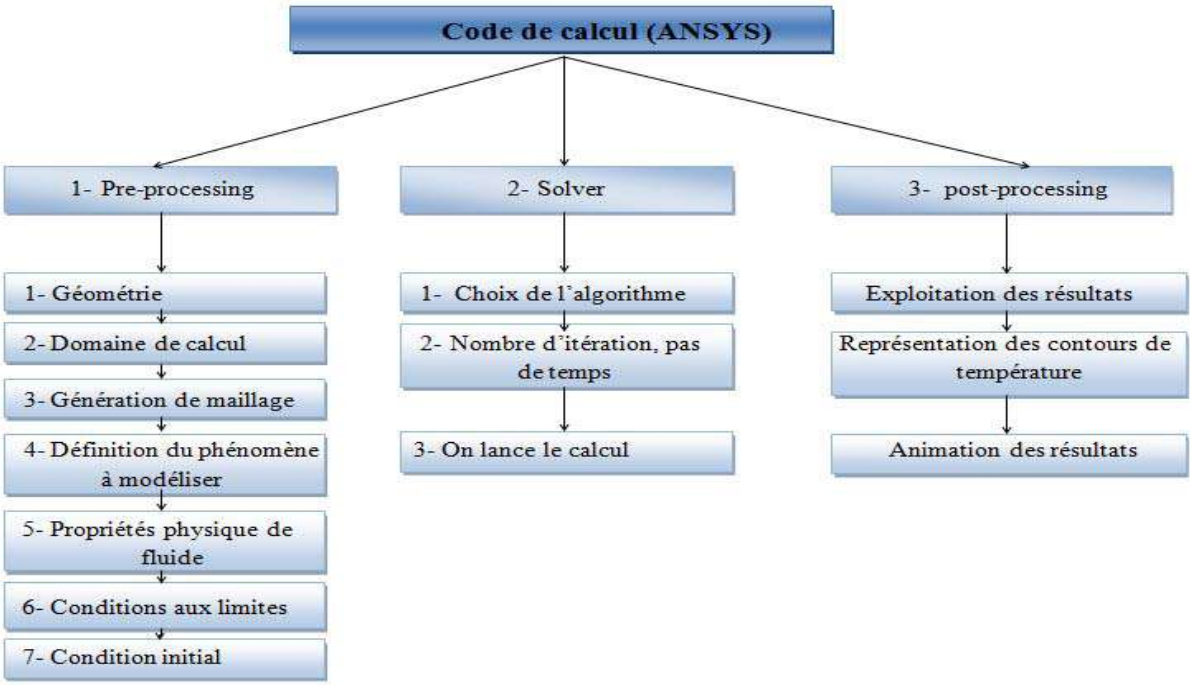


Figure IV.1 *: Schéma représente le code de calcul d'un logiciel ANSYS*

❖ IV.3. carburant utilisé :

Dans cette étude numérique nous sommes intéressés à de gasoils injectés dans une chambre de combustion ; le choix de diesel a été orienté par des nombreuses études déjà menées, telle que les travaux expérimentaux de **Ménard** [41] ont été consacrés à l'étude de l'atomisation et la dispersion de fuel diesel et qui serons l'objet d'identification de nos résultats.

❖ IV.3.1.gasoil :

Le gazole, gasoil, gas-oil, diesel, ou encore diésel, est un carburant pour moteur à allumage par compression (moteur diesel) Physiquement, c'est un fioul léger et, un carburant issu du pétrole.

Gros émetteur d'oxydes d'azotes et de particules fines nocives pour le système respiratoire [42]

❖ IV.3.2. les prospérités de carburant utilisé: [42]

- **Température d'ébullition** : 170à390°C.
- **Solubilité :** pratiquement insoluble dans l'eau
- **La masse volumique :** 820à860 kg. m³
- **Température d'auto inflammation** : 220°C
- **Le point d'éclair est :** 55°C
- **Viscosité cinématique :** 2–3mm²/s à 40°C

❖ IV.4. 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** [41].

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** [41]

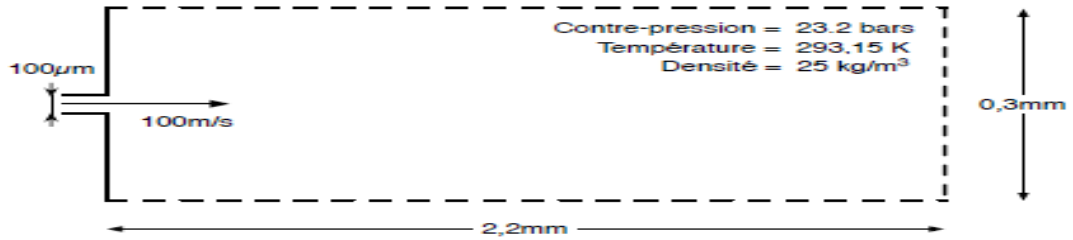
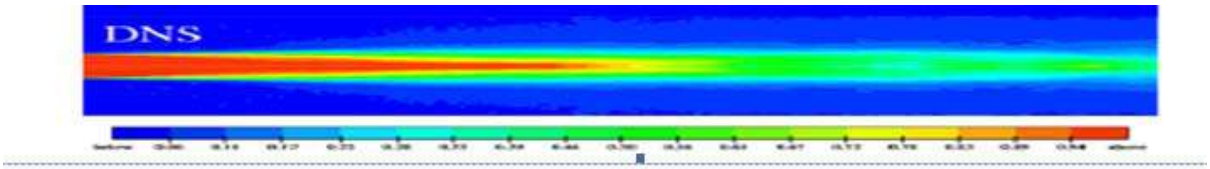


Figure IV. 2 : *représentation Spatiale de la configuration géométrique et les conditions limites de* **Ménard** [41]

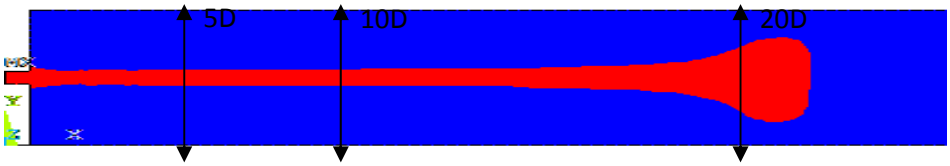


La figure IV.3 représentation spatiales de la fraction volumique moyenne de liquide

Ménard [41]



La figure IV.4 : résultat expérimental de **Ménard** [41].



La figure IV.5 *:* représentation spatiale de nos résultats de calcul de la fraction volumique de liquide



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

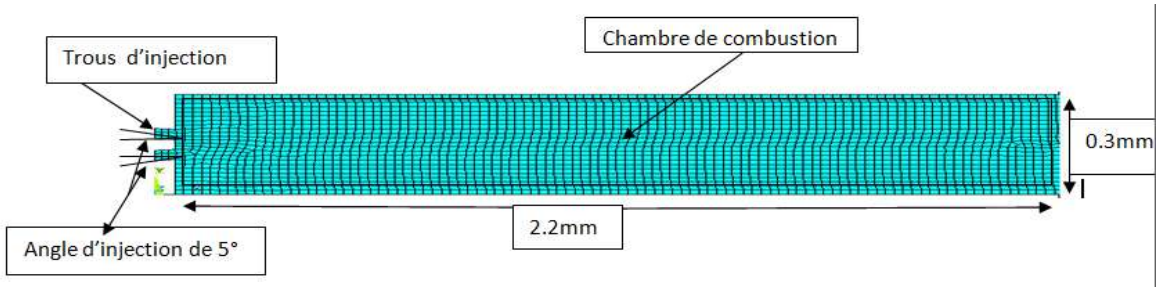
On compare nos résultats de calcul avec les résultats expérimentaux de **Ménard** [41], nous constatons qu'ils montrent un bon accord, ce qui justifie le modèle mathématique et numérique utilisés.

❖ IV.5. Résultats des simulations numériques :

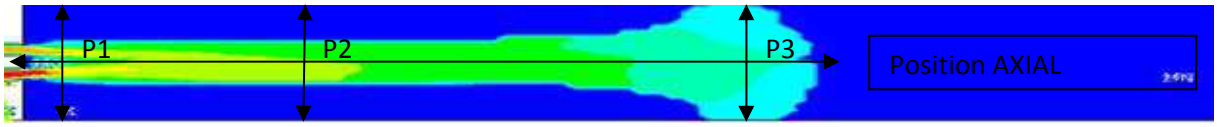
Nous avons afin de montrer l'intérêt de l'outil numérique dans la caractérisation et la compréhension de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel. Dans cette partie d'étude nous effectuons des calculs en deux dimensions de l'injection diesel dans la chambre de combustion par injecteur à deux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

Pression d'injection **(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. 7 *:* représentation de maillage de domaine de calcul et l'angle d'injection pour deux trou.

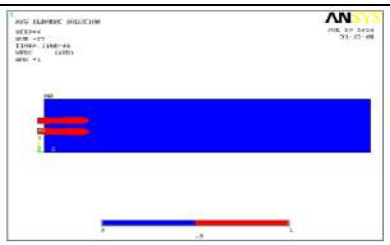
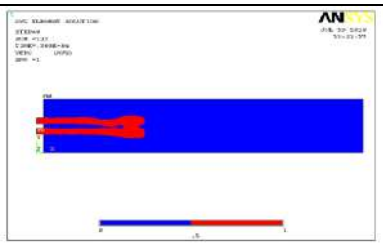
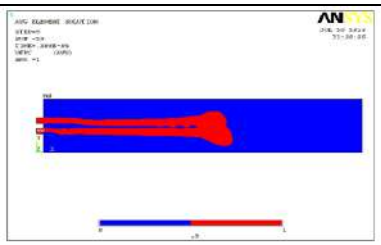


La figure IV.8 : Représentation spatial montrant les trois positions radiales et la position axiale.

les positions	P1	P2	P3
X(m)	**X=0,412E-3 m**	**X=0,179E-2 m**	**X=0,282E-2**

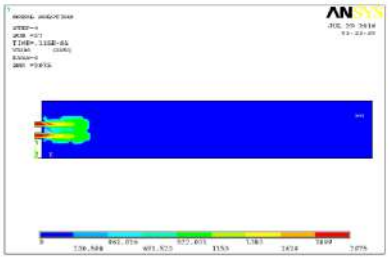
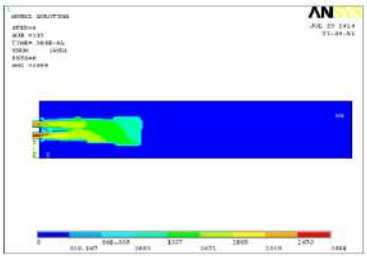
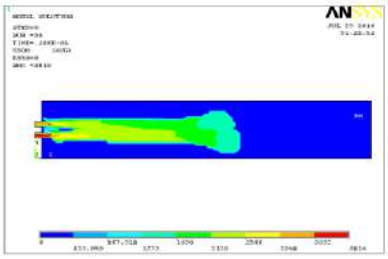
Tableau IV. 3: Cordonnée des positions dans la configuration étudiée

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

TEMPS= 1.5µs	TEMPS=2µs	TEMPS= 3 µs
		

La figure IV.9 : représentation spatiale de développement de la fraction volumique pour le premier cas.

La figure (IV.9) montre une représentation spatiale de développement de la fraction volumique en fonction de temps, nous notons que l'atomisation et la dispersion du carburant diesel à l'intérieur de la chambre de combustion au début est très faible et au fil de temps, le carburant commence à se dispersé de fassent relativement faible.

TEMPS= 1.5 µs	TEMPS=2 µs	TEMPS= 3µs
		

La figure IV.10 : Représentation spatiale de Champ de vitesse.

La figure (IV.10) montre une représentation spatiale du champ de vitesse dans la géométrie étudiée pour l'angle d'injection de (0°). On remarque que la vitesse juste au niveau des trous débute par une valeur maximale, jusqu'à une valeur minimale dans la limite de jet diesel, justifiée par l'influence des forces aérodynamiques situé à l'intérieur de chambre de combustion, et spécialement la pression dans la chambre de combustion.

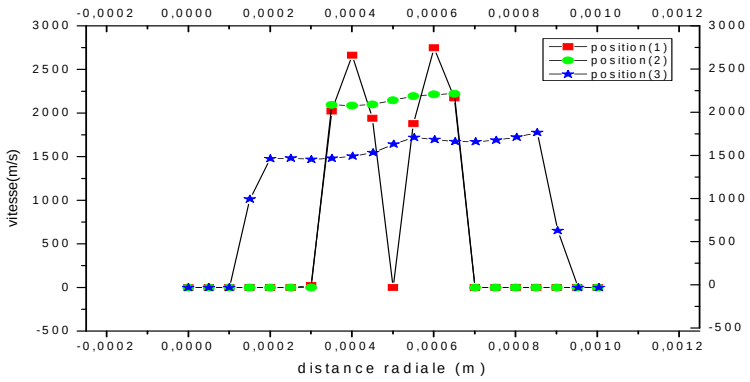


Figure IV.11: *profiles de vitesse avec la position transversale dans le premier cas.*

Figure (IV.15), On note que la vitesse de spray diesel Dans les trois positions est augmente jusqu'a une valeur maximale puis diminue et plus grand pour la première position car il est proche du nez de l'injecteur. Cela est peut être causé par l'influence de la pression de chambre sur le spray diesel.

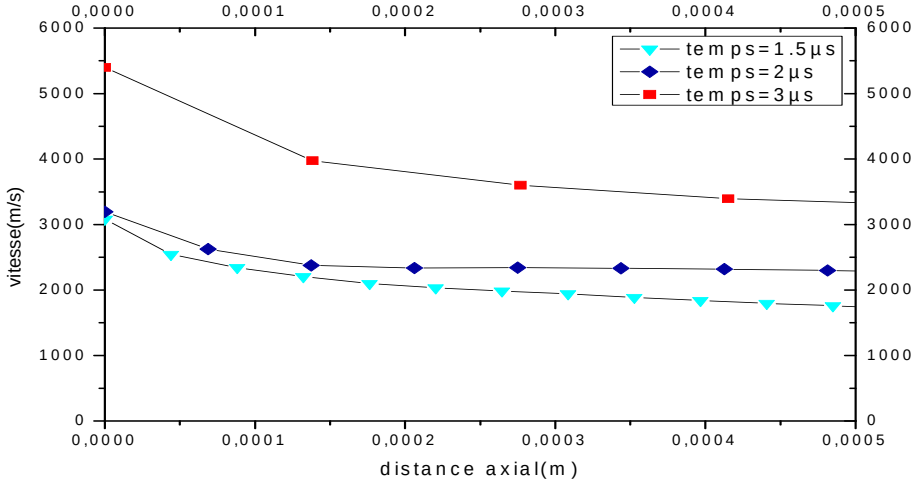
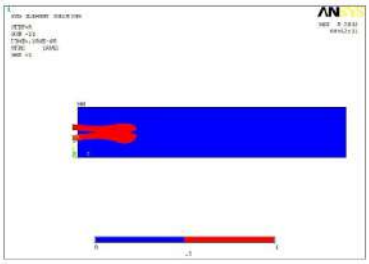
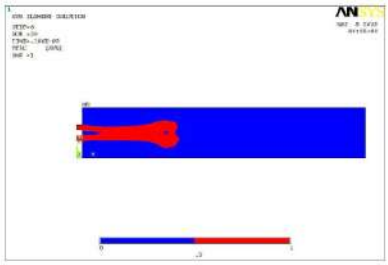
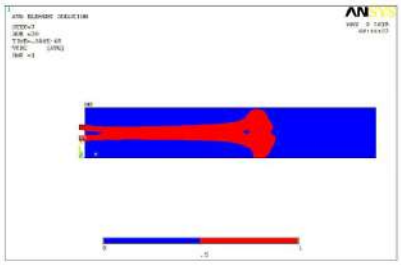


Figure IV.12 : profiles de vitesse axiale pour trois temps différant.

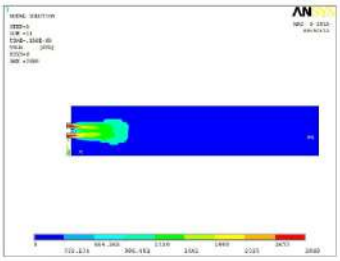
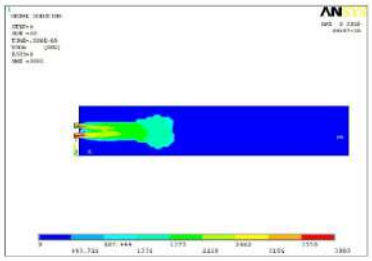
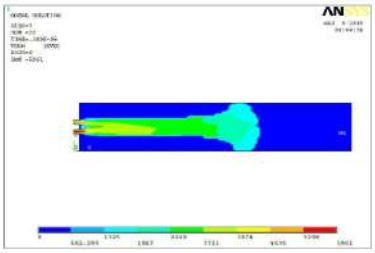
La figure (IV.12) montre les profils de vitesse axiales pour des différents temps et dans la même Le résultat obtenue confirme les constatations présidente, d'où au filé de temps la vitesse axiale diminue et pour assuré la conservation de masse, la dispersion est déclenchée.

- ***Deuxième cas :*** Angle d'injection de (5°)

TEMPS= 1.5 µs	TEMPS=2 µs	TEMPS= 3µs
		

La figure IV. 13 : représente les résultats de développement de la fraction volumique

La figure (IV.13) montre une représentation spatiale de développement de la fraction volumique en fonction de temps, nous notons que l'atomisation et la dispersion du carburant diesel à l'intérieur de la chambre de combustion au début est très importance et au fil de temps, le carburant commence à se dispersé, mais dans ce cas, la dispersion et l'atomisation du carburant étaient meilleures par rapporte le 1er cas justifiée par l'influence de l'angle d'injection.

	TEMPS= 1.5µs	TEMPS=2µs	TEMPS= 3 µs
			

La figure IV.14 : représente les résultats de simulation ANSYS11 : le champ de vitesse

Les figures (IV.14) : représente le développement de champ de vitesse on fonction de temps, en remarque le jet diesel prend une vitesse maximal dans les trous d'injection puis diminue le devant du jet. Justifié par l'influence de la pression de chambre.

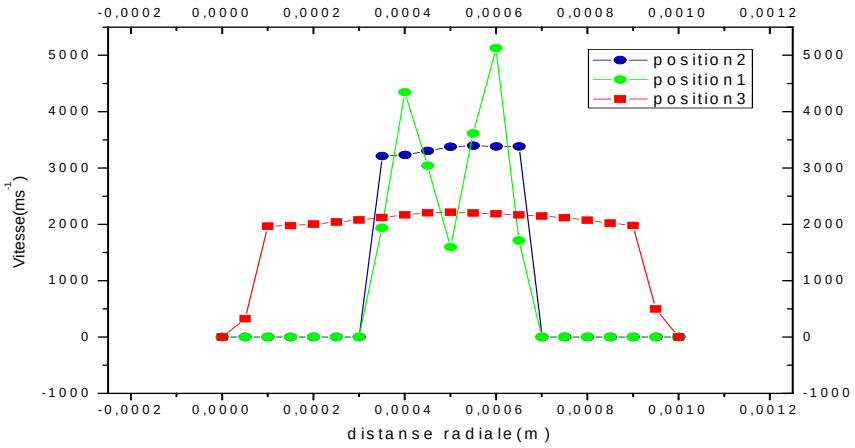


Figure IV.15 : *profiles de vitesse avec la position 12et3 dans le deuxième cas*

Figure (IV.15), On note que la vitesse de spray diesel Dans les trois positions est augmente jusqu'a une valeur maximale puis diminue et plus grand pour la première position car il est proche du nez de l'injecteur mais de manière plus importante que dans le 1 cas. Cela est peut être causé par l'influence de la pression de chambre sur le spray diesel.

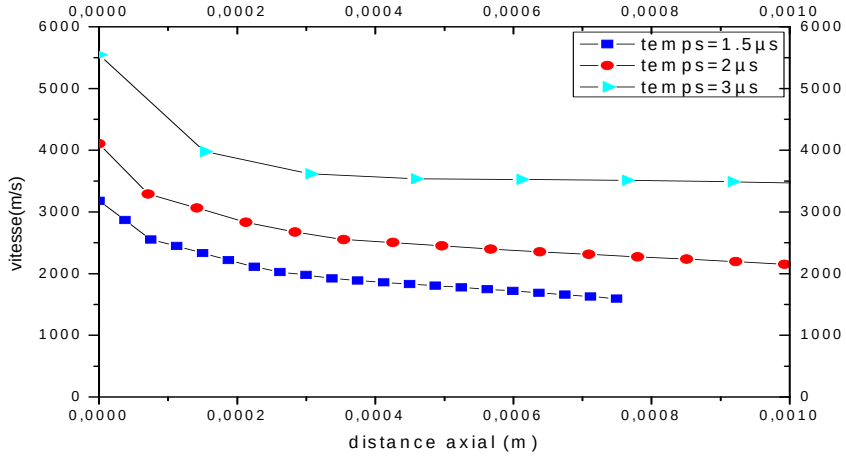
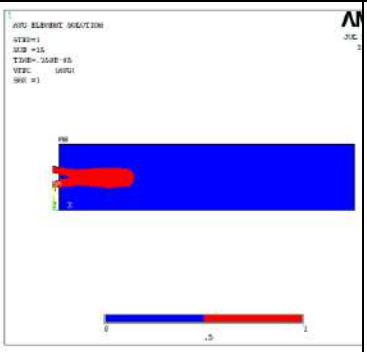
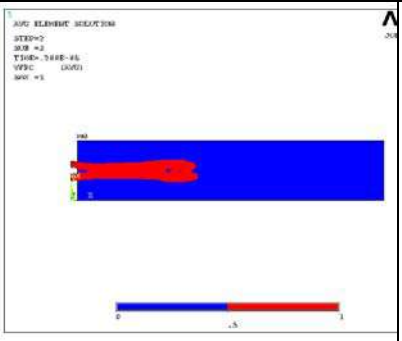
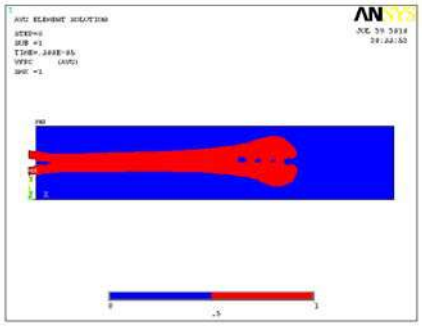


Figure IV.16 : *profiles de vitesse avec la position verticale dans le deuxième cas*

La figure (IV.16) montre une représentation de profil de vitesse pour des différents temps et dans la même position verticale.

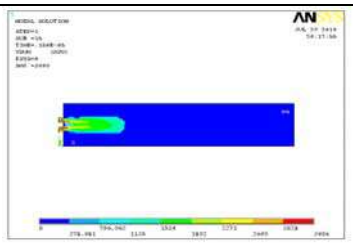
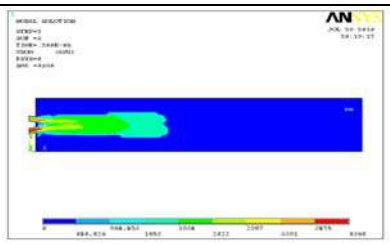
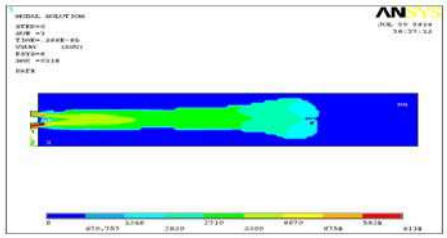
D'après cette figure, on constat que la vitesse de jet diesel toujours diminue en tout temps dans même position verticale telle que dans le temps 3µs prend la valeur maximale par rapport d'autres temps mais de manière moins importante que dans le premier cas pour le temps t2 et t1.

- ***Troisième cas*** : Angle d'injection de (10°)

TEMPS= 1.5 µs	TEMPS=2 µs	TEMPS=3 µs
		

La figure IV.17 : représente les résultats de développement de la fraction volumique

La figure (IV.17) montre une représentation spatiale de développement de la fraction volumique en fonction de temps, nous notons que l'atomisation et la dispersion du carburant diesel à l'intérieur de la chambre de combustion au début est moins importante au fil de temps, le carburant commence à se dispersé, mais dans ce cas, la dispersion et l'atomisation du carburant étaient meilleures par rapporte le 1^{ier} cas mais de manière faible que dans le deuxième cas, justifiée par l'influence de l'angle d'injection.

TEMPS= 1.5 µs	*TEMPS=2* µs	TEMPS=3 µs
		

La figure IV.18 *:* Représente les résultats de simulation ANSYS11 : le champ de vitesse

La figure (IV.18) montre une représentation spatiale du champ de vitesse dans les géométries étudiées pour l'angle d'injection de (10°). On remarque la vitesse juste au niveau des trous débute par une valeur maximale, jusqu'à une valeur minimale dans la

limite de jet diesel, justifiée par l'influence de pression dans la chambre de combustion.

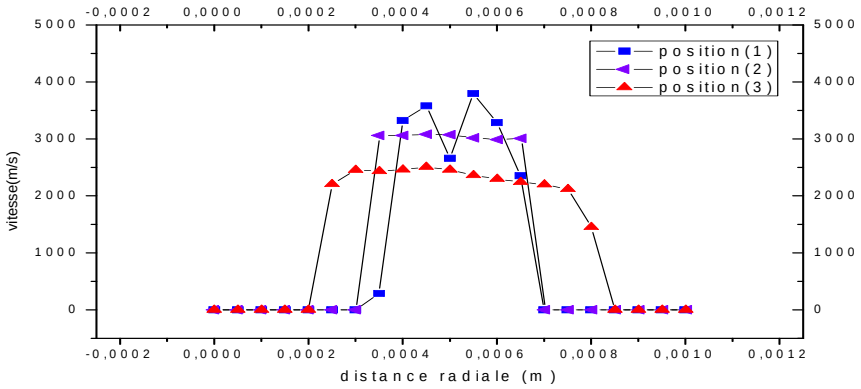


Figure IV.19 : *profiles de vitesse avec la position 12et3 dans le deuxième cas*

Figure (IV.19) : On note que la vitesse de spray diesel Dans les trois positions est augmente jusqu'une valeur maximale puis diminue et plus grand pour la première position, mais de manière moins importante que dans le deuxième cas. Cela est peut être causé par l'influence de la pression de chambre sur le spray diesel.

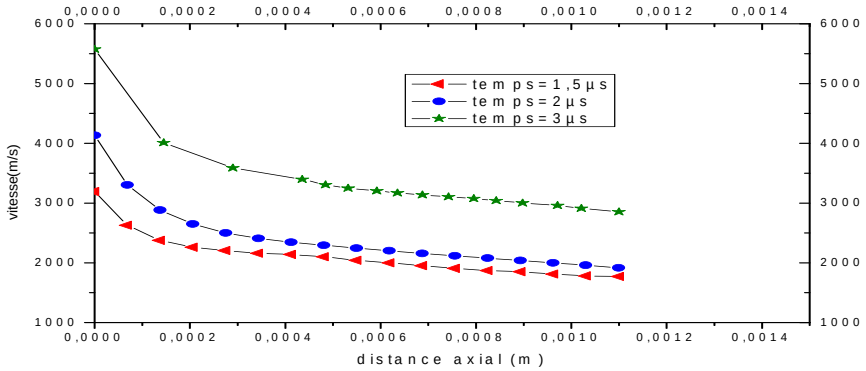


Figure IV.20 : *profiles de vitesse avec la position verticale dans la " cas*

D'après cette figure, on constat que la vitesse de jet diesel toujours diminue en tout temps dans même position verticale telle que dans le temps 3s prend la valeur maximale par rapport d'autres temps mais de manière moins importante que dans le deuxième cas pour le temps t1,

❖ IV.5 Comparaison entre les 3 cas :

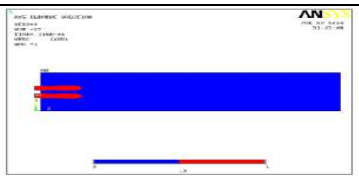
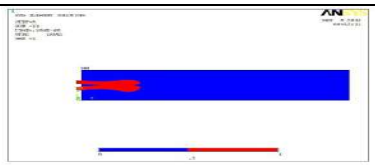
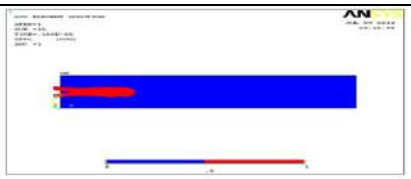
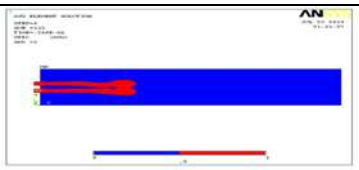
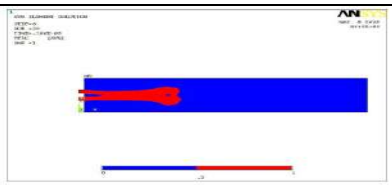
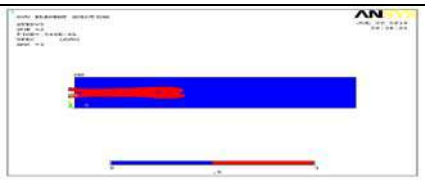
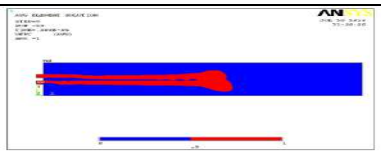
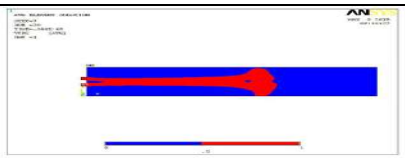
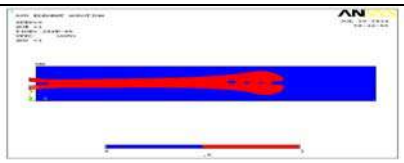
Angle / Temps	0°	5°	10°
1.5µs			
2 µs			
3 µs			

Figure IV.21 : Comparaison de développement de la fraction volumique des trois cas

La figure (IV.21) qui représente une comparaison de développement de la fraction volumique des trois cas. Toujours noter que la dispersion et l'atomisation du carburant diesel est meilleur dans le cas de l'angle d'injection de 5°.

Donc nous concluons que meilleurs cas est le deuxième cas qui est très important pour injecter du carburant dans les moteurs diesel.

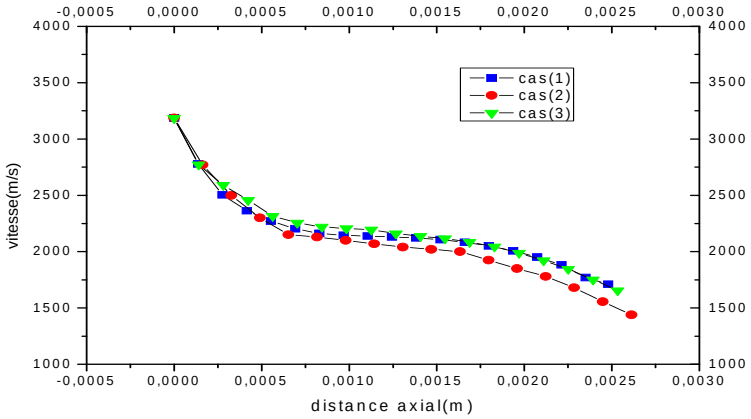


Figure IV.22 : Comparaison entre les profils de vitesse axiale dans le même temps pour les 3 cas.

La figure (IV.22) montre une représentation de profil de vitesse axiale pour des différents cas et dans le même temps t=3µS. en remarque que la vitesse de jet diesel toujours diminue en tout cas dans même position axiale telle que dans le deuxième cas la variation de vitesse prend une valeur inferieure par rapport les d'autre position ; cette baisse de vitesse dans le second cas justifie par l'existence d'une grand dispersion radial de jet diesel.

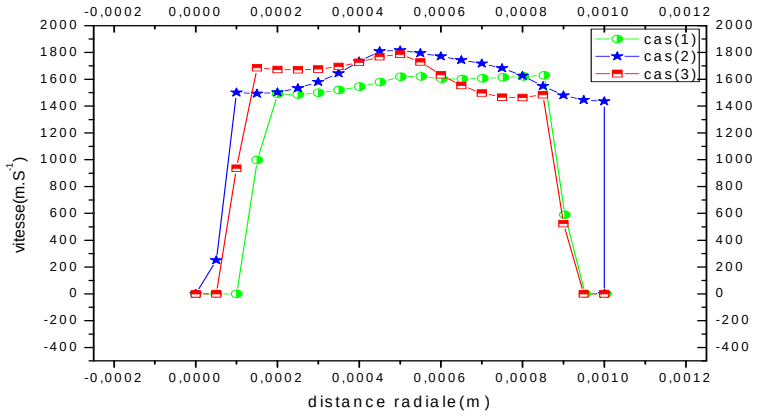


Figure IV.23 : *Comparaison entre les profils de vitesse radiale dans le même temps pour les 3 cas.*

La figure (IV.23) montre une représentation de profil de vitesse radiale pour les 3cas et dans le même temps (3µs) et la même position radiale (P3) dans les trois cas La vitesse augmente jusqu'une valeur maximale puis diminue et en remarque que la variation de vitesse dans le 3cas prend une distance radial plus grand par rapport les autre positions, c'est-à-dire il y a une dispersion plus grand dans le 2cas.

Ceci justifie le résultat obtenu dans la figure précédent.

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 la turbulence, dispersion et atomisation donne de meilleurs résultats.

- la variation de vitesse dans le 2cas prend une distance radial plus grand par rapport les autre positions, c'est-à-dire il y a une dispersion plus grand dans le 2cas.

- La variation de l'angle d'injection affecte sur le comportement de la dispersion du carburant diesel et l'améliore dans les limites calculées, dans nous résultats nous avons constaté que lors de l'injection de diesel à différents angle, nous avons vu ce changement et nous montré que le meilleur angle d'injection est de (5°) et l'existence d'une bonne dispersion et atomisation du carburant.

- on constat que la vitesse de jet diesel toujours diminue en tout temps dans même position verticale, justifiée par l'influence de pression dans la chambre de combustion.

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

Conclusion générale

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

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

L'objectif de notre étude est la simulation numérique des phénomènes 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.
En générale la simulation numérique permet de simuler et de tester différentes possibilités envisageables, ce qui réduit énormément les efforts de conception et d'expérimentation des prototypes de moteur. En résumé, la simulation est une source assez flexible d'informations utiles et peu coûteuse.
Le sujet abordé dans ce mémoire (Etude numérique de dispersion et atomisation dans une chambre combustion d'un moteur Diesel par l'injecteur) 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 d **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.

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

[2]CHRISTOPHE GAUTHIER docteur de L'INP Grenoble, Commande multi variable de la pression d'injection dans un moteur diesel Common rail, Automatique et Productique préparée au Laboratoire d'Automatique de Grenoble dans le cadre de l'Ecole Doctorale Electronique, Electrotechnique, Automatique et Traitement du Signal, 2007

[3] Pierre-Arnaud Beau, Modélisation de l'atomisation d'un jet liquide Application aux sprays Diesel, Thèse doctorat Université de Rouen CoRIA , décembre 2006

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

[5] Sandra SCHILLIGER, Simulation de l'écoulement à l'intérieur d'un injecteur Diesel et étude de l'influence des propriétés du carburant, Mémoire professionnel (niveau M).Génie Mécanique à l'INSA le : 2011

[6] .Mlle. ABDELLAOUI Amina ET. Mr. BENTAALLAH Yasser, Simulation numérique de combustion dans un moteur Diesel turbocompressée, Mémoire professionnel (niveau M).Génie Mécanique à l'Université Tlemcen le : 2011

[7] Mr. BOUSSOUFI MUSTAFA, Simulation Numérique Du Processus De Combustion Dans Un Moteur Diesel Avec Différents Temps D'injection, mémoire de magister l'USTO. MB le 2011.

[8] BENJAMIN DURET, Simulation numérique directe des écoulements liquide-gaz avec évaporation : application à l'atomisation, thèse doctoral Université de Rouen le 2013

[9] 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

[10] 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.

[11] 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.

[12] 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

[13] Calimez .Simulation a petite échelle par une méthode VOF d'écoulements diphasiques réactifs, Thèse de doctorat en Energétique Ecole centrale de Paris, 1998

[14] Damir Juric and Grétar Tryggvason. Computations of boiling flows. International Journal of Multiphase Flow, 24(3) :387 – 410, 1998.

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

[16] Nicolas Dumont, Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs diesel, Thèse de doctorat en dynamique de fluides de l'institut national polytechnique de toulouse, 2004

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

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

[19]: Mémoire baham.

[20] : TOUMI Aboubaker, BOUDERRADJI Mohamed « L'effet de la surface intermétalliquen de SnAgCu sur la fiabilité d'un ensemble de relie semi-conducteur de puissance » diplômen d'ingénieure ; Université de Yahia Fers de Médéa ; 2009.

[21] : CETIM, « guide d'emploi de la projection thermique (1PerPédition 1989) ».

[22]: E. Harscoet and D. Froelich, "Use of LCA to evaluate the environmental benefits of substituting chromic acid anodizing (CAA)", J. Clean. Prod., 16(12), p 1294-1305, 2007.

[23]: http://www.tcpp.fr/html/projectionthermique.htm.

[24] : A. ZEGHIB; K TALBI « Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone » Article ;Université des Frères Mentouri, Constantine, Algérie; 2008.

[25] : MAKHLOUFI Med Amine ; BOUDERRADJI Mohamed « Analyse par simulation numérique de l'influence des formes complexes sur l'apparition des défauts aux cours de remplissage des moules en 2D » diplôme de Master ; Université de Yahia Farés de Médéa ; 2013.

[26]: S. Audisio, M. CAILLET, A. GALERIE et H. MAZILLE, « Revêtements et Traitements de Surface », (éd.) Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 1998.

[27] : CETIM, « guide d'emploi de la projection thermique (1PerPédition 1989) ».

[28]:C. BAUDRY. Thèse doctorat : « Contribution à la modélisation instationnaire et tridimensionnelle du comportement dynamique de l'arc dans une torche de projection plasma », Université de Limoges, 2003

[29] : these A. zaghib et k. talbi

[30]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)

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

[32]:C. Baudry, Contribution à la modèle instationnaire et tridimensionnelle du comportement dynamique de l'arc dans une torche de projection plasma. Thèse de l'université de Limoges, (2003)

de Zircone et d'Acier» Thèse de doctorat, Université de Limoges.(2005)

[33] : 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

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

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

[36]: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.

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

[38]: 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

[39]: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.

[40] : [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.

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

[42] : http ://fr.wikipedia.org/wiki/Gazole