

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE de TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT de Génie Mécanique

N° :



DOMAINE : Science Technologique

FILIERE : Génie Mécanique

OPTION : Modélisation Numérique

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: LEBCIR Rabah

Intitulé

Simulation Numérique d'un Ecoulement Réactif
dans une Chambre de Combustion d'un Moteur
Diesel

Soutenu devant le jury composé de:

CHINE Adel MCA

Université de M'sila

Président

BELKHIRI Khellaf MAA

Université de M'sila

Rapporteur

ZERGANE Said MAA

Université de M'sila

Examineur

Année universitaire : 2016 /2017

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

*A ma très chère **Mère** et mon très cher **Père***

*A ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse dans mes
études*

A ceux qui ont veillé pour mon bien être

A ceux qui m'ont soutenu dans les moments les plus difficiles de ma vie.

A ceux que j'aime et je respecte infiniment

Le jour est venu pour leur dire Merci...

*A toute la famille **LEBCIR** et **BOUDRAA**.*

*A tous mes amis et mes camarades du groupe qui ont toujours été
présents .*

RABAH



Remerciements

*Je tiens à remercier tout d'abord Dieu le tout puissant
pour la volonté, la santé, la patience, et la force
l'accomplir ce travail.*

*Ainsi, je tiens également à exprimer mes vifs
remerciements à mon encadreur **Mr. BELKHIRI
Khellaf** pour le suivi continuuel tout le long de la
réalisation de ce mémoire et qui n'a pas cessé de me
donner ses conseils, et la documentation qu'il a fourni.
Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants et
le chef de département **Mr. ROKBI Mansour** ainsi que
tous personnels administratifs du département de Génie
Mécanique.*

Merci



Sommaire

Liste des figures

Introduction générale

Chapitre I: Généralités sur les moteurs diesel

I.1. Historique.....	14
I.2. Définition	15
I.3. Utilisation des moteurs diesel	16
I.4. Principe de fonctionnement.....	16
I.5. Terminologie	17
I.6. Formules	18
I.7. Classification des moteurs diesel.....	19
I.7.1. Moteur à injection indirecte.....	19
I.7.2. Moteur à injection directe.....	19
I.8. Eléments constitutifs d'un moteur diesel.....	20
I.8.1. Eléments fixes.....	21
I.8.2. Eléments mobiles.....	23
I.8.3. Eléments annexes.....	26
I.9. Avantages du moteur diesel.....	27
I.10. Inconvénients du moteur diesel.....	27
I.11. Le cycle Diesel théorique.....	27
I.12. Rendement.....	29
I.13. Conclusion.....	29

Chapitre II : La combustion et la turbulence

II.1. Introduction.....	31
II.2. Combustion et Flammes.....	32
II.2.1. Notion de Cinétique Chimique.....	32
II.2.2. Modes de combustion élémentaires.....	34
II.2.3. Les Différents Types de Flammes.....	35
II.2.3.1. Flammes Laminaires de Diffusion.....	35
II.2.3.2. Flammes Laminaires de Pré-mélange.....	36
II.3. Applications industrielles de la combustion turbulente.....	39
II.4. La combustion dans les moteurs Diesel.....	39

II.4.1.Le délai d'inflammation.....	42
II.4.2.La pollution.....	43
II.5.La simulation numérique de la combustion turbulente.....	43
II.5.1. RANS.....	43
II.5.2. DNS.....	43
II.5.3. LES.....	44
II.6.Formulation mathématique.....	45
II.6.1.Equations de l'aérodynamique.....	45
II.6.2.Equations d'état.....	47
II.7. Conclusion.....	48

Chapitre III : Modélisation numérique du problème

III.1.Introduction.....	50
III.2.Méthode des volumes finis.....	50
III.3 Formulation Mathématique.....	53
III.4.Description de la méthode de résolution par le code Fluent et gambit.....	53
III.4.1.Le préprocesseur GAMBIT.....	53
III.4.2.Le code FLUENT.....	54
III.4.3.Le modèle k- ϵ	54
III.5.La configuration du problème.....	55
III.5.1.Maillages Construction du maillage sous GAMBIT.....	55
III.5.2.Les conditions aux limites.....	57
III.6.Démarche numérique du solveur.....	58
III.6.1.Les conditions aux limites sur Fluent.....	61
III.6.2.Génération des calculs par FLUENT.....	62
III.7.Résultats et discussions.....	63
III.8.Conclusion.....	71

Conclusion générale

Bibliographie

Liste des figures

Chapitre I: Généralités sur les moteurs diesel

Fig.I.1. : moteur diesel de 1897.....	14
Fig.I.2 : Vue éclaté d'un moteur Diesel moderne.....	16
Fig.I.3 : Principe de fonctionnement moteur diesel.....	17
Fig.I.4: Quelques notions des moteurs.....	18
Fig.I.5 : Injection indirect.....	19
Fig.I.6 : Injection direct.....	20
Fig.I.7 : Eléments constitutifs d'un moteur à explosion.....	21
Fig.I.8 : Piston.....	24
Fig.I.9 : Système bielle manivelle.....	25
Fig. I.10 : Diagramme de Clapeyron.....	28

Chapitre II: La combustion et la turbulence

Fig.II.1. Structure d'une flamme de diffusion laminaire.....	36
Fig. II.2. Structure du front de flamme de pré-mélange laminaire.....	37
Fig.II.3. Courbe du dégagement de chaleur et de la vitesse d'injection Dans un moteur Diesel à injection directe suralimenté.....	40
Fig.II.4. Représentation schématique des interactions régissant la combustion dans Le moteur Diesel à injection directe.....	41
Fig.II.5. Résumé des étapes avant et après l'auto-inflammation.....	42
Fig.II.6. Représentation temporelle du degré de détail des différentes méthodes de Simulation.....	44
Fig.II.7. Comparaison entre simulation numérique directe (DNS), résolution des équations moyennées (RANS) et simulations aux grandes échelles (LES).....	45

Chapitre III : Modélisation numérique du problème

Fig.III.1 Modèles des chambres des combustions.....	53
Fig.III.2 Maillage du piston 1 utilisé pour les simulations numériques.....	54
Fig.III.3 Maillage du piston 2 utilisé pour les simulations numériques.....	54

Fig.III.4 Maillage du piston 3 utilisé pour les simulations numériques.....	55
Fig.III.5 Les conditions aux limites.....	55
Fig.III.6 Définition des paramètres de la vitesse de gasoil à l'entrée.....	60
Fig.III.7 Contours des vitesses, plan xy ($z = 0$).....	61
Fig.III.8 Contours des vitesses suivant l'axe Y.....	62
Fig.III.9 Intensité de la turbulence, plan x y ($z = 0$).....	62
Fig.III.10 Energie cinétique turbulente, plan xy, ($z = 0$).....	63
Fig.III.11 La viscosité turbulente.....	63
Fig.III.12 Contours des vitesses, plan xy ($z = 0$).....	64
Fig.III.13 Contours des vitesses suivant l'axe Y.....	64
Fig.III.14 Intensité de la turbulence, plan x y ($z = 0$).....	65
Fig.III.15 Energie cinétique turbulente, plan xy, ($z = 0$).....	65
Fig.III.16 La viscosité turbulente.....	66
Fig.III.17 Contours des vitesses, plan xy ($z = 0$).....	66
Fig.III.18 Contours des vitesses suivant l'axe Y.....	67
Fig.III.19 Intensité de la turbulence, plan x y ($z = 0$).....	67
Fig.III.20 Energie cinétique turbulente, plan xy, ($z = 0$).....	68
Fig.III.21 La viscosité turbulente.....	68

Introduction générale

Introduction générale

Les processus de combustion trouvent une importante étendue pratique dans la vie quotidienne et ainsi que dans les procédés industriels. D'après Chrys (2000) et Européen Commission (2005), Un pourcentage de 79 % des besoins mondiaux en énergie (par exemple fours, moteurs automobiles ou aéronautiques et turbines à gaz) proviennent de la combustion, Malgré cette importance, les principaux processus de la combustion et leurs interactions ne sont pas encore complètement maîtrisés. Les carburants généralement utilisés dans l'industrie sont les hydrocarbures et le charbon. Ces derniers sont des ressources épuisables, d'où la nécessité d'une combustion plus économique. D'autre part, les émissions polluantes posent une menace sérieuse sur le plan planétaire. Dans ce sens, il est nécessaire d'optimiser les paramètres des modes opératoires et géométriques des processus de combustion, afin de réduire au minimum les risques environnementaux, tels que :

- l'émission de polluants nocifs à l'être humain (HC, NO_x et CO).
- l'effet de serre provoqué par l'émission de CO₂

Dans la majeure partie des cas, les systèmes industriels, impliquant des phénomènes de combustion, sont basés sur la combustion turbulente d'un carburant qui est stocké sous forme liquide puis injecté soit dans une chambre de pré vaporisation, soit directement dans la chambre de combustion. Le combustible liquide est alors dispersé sous la forme d'un nuage de gouttelettes (ou spray) tout en s'évaporant. En fonction des systèmes concernés, la combustion aura lieu soit au milieu du spray soit ultérieurement, au sein de la vapeur de combustible. Suivant les caractéristiques de l'injection (par exemple distribution et dispersion des gouttelettes et nature du combustible) et celles de la dispersion des gouttes et du mélange de la vapeur du fait de l'environnement turbulent, les propriétés cruciales des phénomènes de combustion (par exemple régimes, formation de mélange et délai d'auto inflammation) peuvent être très différentes.

L'objectif des chercheurs est de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble de ces phénomènes. Pour cela, deux voies principales sont explorées : la mesure expérimentale et la modélisation numérique. La conception des dispositifs expérimentaux pour l'étude des systèmes complexes de la combustion est difficile et coûteuse. Les simulations numériques offrent une alternative attrayante pour l'investigation et le développement de ces systèmes. De telles simulations fournissent des informations détaillées sur l'évolution des processus de la

combustion, La limitation majeure est la précision des modèles mathématiques et des schémas numériques. Cette limitation est reliée principalement aux performances de l'outil informatique. La modélisation mathématique des écoulements réactifs a reçu une attention considérable durant les dernières décennies. Une grande variété de modèles décrivant les multiples processus se produisant dans la combustion (par exemple turbulence et chimie) ont été développées, ainsi qu'une variété de méthodes numériques nécessaires pour résoudre le système d'équations fondamentales. Les progrès de l'outil informatique ont également permis de simuler ces phénomènes complexes. Néanmoins, les modèles détaillés des processus physiques (par exemple mécanismes chimiques détaillés et le transport détaillé des différentes propriétés du milieu) sont possibles pour les flammes laminaires et les flammes turbulentes avec simples géométries. Dans les géométries complexes tridimensionnelles, des modèles très simplifiés sont utilisés afin de maintenir les conditions informatiques accessibles. Cependant, si les problèmes de modélisation de la combustion turbulente au sein d'un milieu purement gazeux commencent à être bien connus, et pour la majeure partie d'entre eux, maîtrisés, ce n'est plus du tout le cas lorsqu'une phase liquide évolue au sein de la chambre.

En effet, les problèmes des écoulements diphasiques réactifs turbulents sont caractérisés par des couplages fortement non-linéaires : la turbulence influence le mouvement de la goutte, le mouvement de la goutte influence la turbulence, la turbulence influence le taux d'évaporation de la goutte, le taux d'évaporation de la goutte influence la structure de la flamme, la structure de la flamme influence la turbulence et le taux d'évaporation de la goutte, ainsi que les interactions goutte/goutte (par exemple collision et coalescence) et les interactions goutte/parois. Toutes ces interactions (spray, combustion et turbulence) peuvent jouer un rôle important, Par conséquent, il y a un besoin de nouveaux modèles simples et performants afin de capturer les phénomènes complexes.

En particulier pour les moteurs Diesel à injection directe récents, plusieurs solutions technologiques sont appliquées qui ont contribué à améliorer leur performance et à réduire leurs émissions polluantes. Parmi ces solutions, les systèmes d'injection dans les moteurs Diesel DI utilisent des injecteurs à plusieurs trous, généralement 4 à 6 trous, disposés symétriquement autour de l'extrémité. Cela implique une nature tridimensionnelle des phénomènes d'aérothermochimie et de l'évolution de la phase liquide dans la chambre de combustion.

Introduction générale

L'ensemble de ces considérations motive de nombreux travaux de recherche liés à la combustion dans les moteurs diesels. En effet, la compréhension, la modélisation et éventuellement le contrôle des phénomènes physiques interagissant au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies performantes et propres.

La consommation en carburant des véhicules est intimement liée aux émissions polluantes. Elle est aussi au cœur des préoccupations des constructeurs, motoristes et équipementiers. Ces motivations législatives et économiques sont les raisons pour lesquelles ces derniers cherchent à améliorer le rendement des moteurs et des dispositifs de traitement des polluants, Degobert (1997) et Delay (2005).

Le présent travail fait guider à l'introduction de la combustion turbulente, où nous avons connu une des machines utilisant ce mode de conversion d'énergie, telle que le moteur diesel.

Ce travail rentre dans le cadre d'un mémoire de Master, dont le plan s'articulera sur trois chapitres et une conclusion :

Le premier chapitre est une introduction générale sur le moteur diesel, ses différents types, ses composantes et leur domaine d'utilisation.

Le second chapitre est une introduction à la combustion et la turbulence. Il explique les différents modes de combustion, quelques types de flamme, et les équations gouvernantes.

Le dernier chapitre est une présentation de notre application, qu'on a fait pour simuler l'écoulement réactif dans une chambre de combustion de moteur diesel. En fin il présente les résultats obtenus suivies d'une petite discussion.

CHAPITRE I

Généralités sur les moteurs diesel

I.1. Historique

C'est un ingénieur allemand, Rudolph Diesel (1858 - 1913) qui inventa le premier moteur à combustible lourd. Ce moteur était surtout peu onéreux et d'un très bon rendement. C'est en 1896, qu'il construisit son premier moteur à 4 temps à compression préalable. La différence fondamentale avec le moteur à essence, est qu'il ne possède pas de bougies pour enflammer le carburant car celui-ci s'auto-in flamme. Le moteur Diesel qui équipe les automobiles que nous connaissons à ce jour est le fruit d'une évolution constante. Cette évolution a subi des accélérations en fonction de circonstances telles que le premier choc pétrolier et l'apparition des normes antipollution.

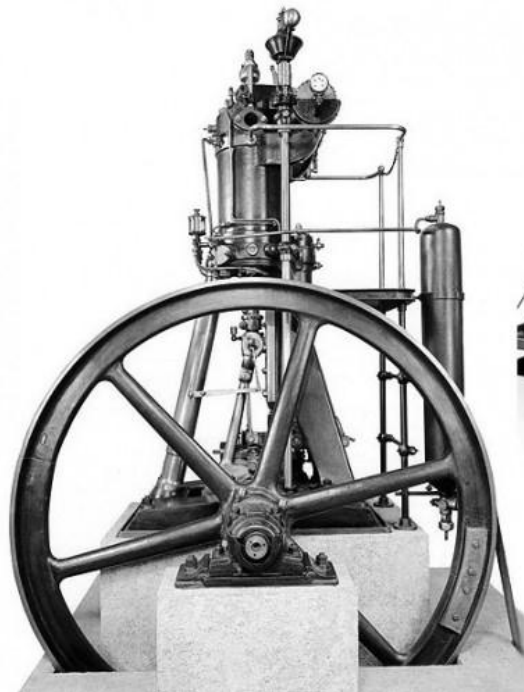


Fig.1.1.moteur diesel de 1897

- 1897 Le premier moteur conçu par un ingénieur thermicien, Rudolf DIESEL, fonctionne en Allemagne. Il résulte de travaux théoriques destinés à améliorer le rendement thermodynamique. Ce moteur, qui a un rendement de 26,2% (à rapporter aux 20 % du moteur à essence de l'époque), développe une puissance de 27 kW pour une cylindrée d'environ 20 litres.
- 1936 Mercedes produit en petite série la première voiture à moteur Diesel, la 260D.
- 1938 Peugeot réalise une série d'un millier de modèle 402 ; après la seconde guerre mondiale, ce type de véhicule est toujours produit.

- 1973 la crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel.
- 1988 Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe.
- 1989 Audi présente la première voiture équipée d'un moteur à injection directe à régulation électronique.
- 1998 premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.
- 2000 plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune. [1]

I.2.Définition

Un moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage. Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage. Cela est possible grâce à un très fort taux de compression, permettant d'obtenir une température de 600 °C.

Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique. Les moteurs Diesel fonctionnent habituellement au gazole, au fuel lourd ou aux huiles végétales. Ils peuvent aussi bien être à deux temps qu'à quatre temps. Ce type de moteur à taux de compression élevé a connu une expansion rapide en automobile à partir de 1990. Comme le moteur thermique à essence, le moteur Diesel est constitué de pistons coulissant dans des cylindres, fermés par une culasse reliant les cylindres aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames. Son fonctionnement repose sur l'auto combustion du gazole, fioul lourd ou encore huile végétale brute dans de l'air comprimé à 1:20 du volume du cylindre (environ 35bar), et dont la température est portée de 600°C à 1500°C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il ne soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston qui fournit un travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur). [1]

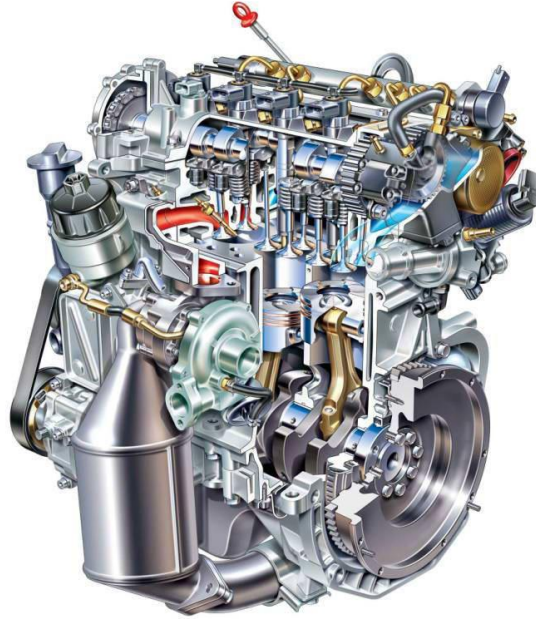


Fig.1.2. Vue éclaté d'un moteur Diesel moderne

I.3.Utilisation des moteurs diesel

Les moteurs Diesel sont des machines d'entraînement très répandues. Ils sont utilisés principalement comme moteurs de propulsion pour tous types de véhicules mais peuvent également entraîner :

- des alternateurs
- des pompes, principalement des pompes à incendie
- des compresseurs

I.4.Principe de fonctionnement

Le diesel (ou gasoil) est un carburant particulier : il ne s'enflamme pas à l'aide d'une étincelle mais mélangé à l'air, sous haute pression (et une température minimum). Ici dessous exemple d'un moteur 4 temps.

Il faut donc 4 ensembles (piston cylindre) pour permettre au moteur de tourner rond. Ces ensembles sont décalés de 180° ($2 \times 360^\circ$ divisé par 4). Ci-dessous, les 4 étapes effectuées par un seul ensemble. Grâce au décalage, chaque piston fournit un effort lors de la combustion d'un demi-tour, ce qui entraîne le vilebrequin.

Il faut deux tours à un ensemble pour que le vilebrequin fasse un tour. [2]

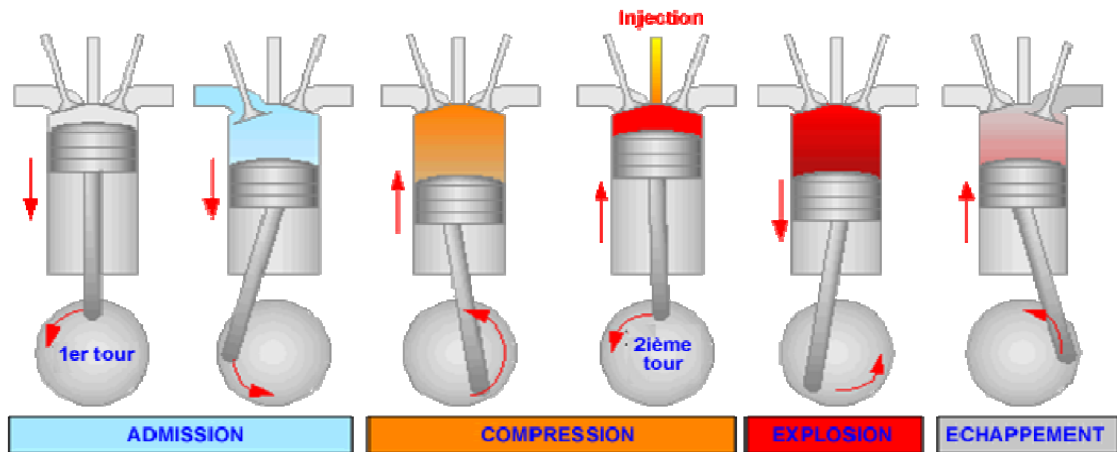


Fig.1.3.Principe de fonctionnement moteur diesel

ADMISSION : Le piston descend et la soupape d'admission s'ouvre. L'air frais s'engouffre dans le cylindre. Pour le moment il n'y a pas de carburant. Le vilebrequin fait un demi-tour.

COMPRESSION : La soupape d'admission se ferme et le piston remonte. L'air est comprimé et s'échauffe fortement. Lorsque le piston atteint la 9/10ème de sa course environ, on injecte sous pression une quantité définie de carburant.

COMBUSTION DETENTE : Les soupapes sont fermées. L'air et le carburant contenus dans le cylindre sont sous pression. La température (400 à 600°C) est suffisamment élevée pour que ce mélange s'enflamme créant une surpression qui pousse le piston vers le bas (et fait tourner le vilebrequin d'un demi-tour). [2]

ECHAPPEMENT : Enfin, la soupape d'échappement s'ouvre et le piston remonte chassant l'air brûlé qui est éjecté vers le pot d'échappement.

On distingue 3 classes de moteur diesel :

- Les moteurs lents moins de 200 tr/mm
- Les moteurs semi rapide entre 400 et 1000 tr/mm
- Les moteurs rapides plus de 1000 tr/mm

I.5.Terminologie

Alésage : Diamètre intérieur du cylindre en mm.

Course : Distance comprise entre le PMH et le PMB en mm.

Points Morts : Position extrême du piston en haut ou en bas, pour un moteur vertical.

Point mort haut (PMH) : Position de montée maximum du piston.

Point mort bas (PMB) : Position de descente maximum du piston.

Chambre de combustion : Espace compris au-dessus du piston entre le PMH et la culasse en CC.

Volume mort : C'est le volume de la chambre de combustion quand le piston est au PMH.

Cylindrée unitaire : Volume compris entre le PMH et le PMB en CC.

Rapport volumétrique : Rapport entre le volume total (V) et le volume de la chambre de combustion (v) :

$$V = \frac{Vu+V}{v} \quad (1.1)$$

Moteur super carré : Moteur où l'alésage est supérieur à la course.

Moteur carré : Moteur où l'alésage est égal à la course.

Moteur long course : Moteur où l'alésage est inférieur à la course.

I.6. Formules

La cylindrée unitaire : $((\text{pie} \times \text{alésage}^2) / 4) \times \text{la course}$

La cylindrée totale : cylindrée unitaire x le nombre de cylindre

La course : $(\text{cylindrée unitaire} \times 4) / (\text{pie} \times \text{l'alésage}^2)$

L'alésage : racine carré de $(\text{cylindrée unitaire} \times 4) / (\text{pie} \times \text{la course})$

Le rapport volumétrique : $(\text{grand volume} + \text{petit volume}) / \text{petit volume}$

Le grand volume : chambre de combustion x $(\text{rapport volumétrique} - 1)$

La puissance maximale (en watt) : couple (N.m) x $((2\pi \times \text{régime moteur (tour minute)}) / 60)$

La puissance spécifique (chevaux par litre) : puissance maximum en chevaux / cylindrée total en litre

Plage d'utilisation : régime de puissance maxi - régime de couple maxi

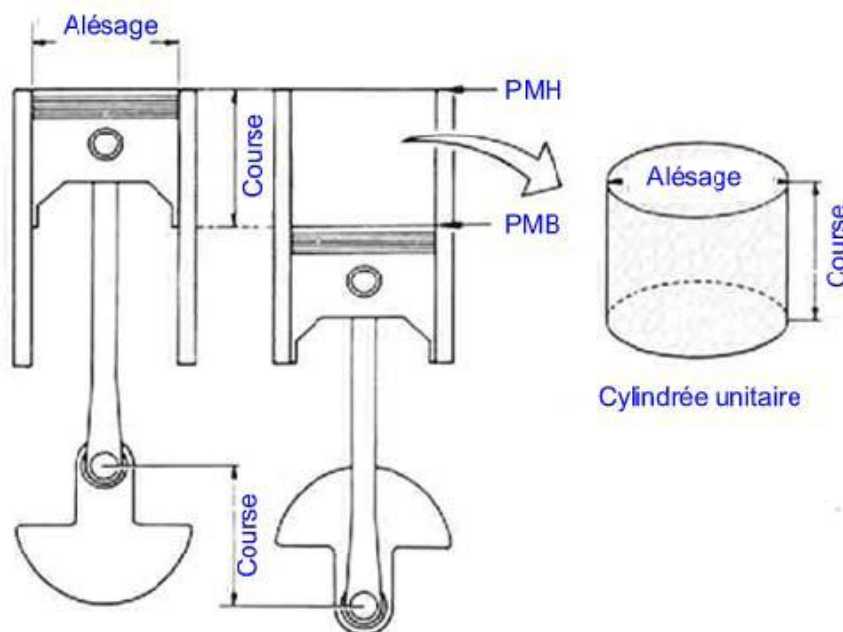


Fig.1.4. Quelques notions des moteurs

I.7. Classification des moteurs diesels

I.7.1. Moteur à injection indirecte

Les véhicules diesel avec ou sans turbo équipés de bougies de préchauffage sur lesquels on a obligation de faire préchauffer avant de démarrer sont des moteurs dit à injection indirecte car l'injecteur n'injecte pas directement dans le cylindre mais dans une préchambre.

Ils sont équipés d'une pompe injection rotative H P manuelle (ou un peu d'électronique) qui distribue le carburant successivement à chaque cylindre en ouvrant les injecteurs les uns après les autres par la pression du gasoil. [1]

- Avantage increvable
- Inconvénients: ca rame dans les côtes sauf les turbos et ça fume dans les régimes transitoires au moment de l'accélération.
- Leur pression d'injection est d'environ 130 bars

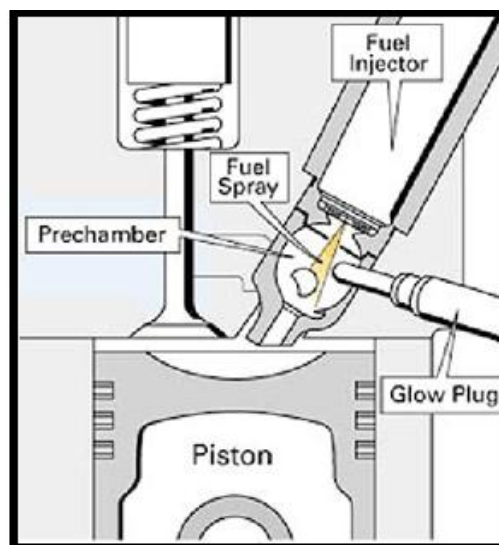


Fig.1.5. Injection indirecte

I.7.2. Moteur à injection directe

Les TDI dans le groupe WW, les "anciens moteurs" 90 et 110 CV des Golf et Passat par exemple, les dti chez Renault, et les tddi (ou les transit) chez Ford, les IVECO et les FIAT TDI équipés des moteurs SOFIM sont des moteurs diesel à injection directe (direct injection en anglais).

- **Avantage:** increvables et consommation plus faible, très fiables, moins de ruptures des joints de culasses sur le Sofim (Iveco Master et Fiat Ducato)
- **Inconvénients** ils sont "assez bruyants" on les reconnaît à leur claquement particulier lié à la pression d'injection plus élevée et ils auraient eu du mal à remplir les conditions des lois anti- pollution futures (surtout les modèles sans turbo).
- Leur pression d'injection est comprise entre 180 et 250 bars.

Oui, on a droit de plus polluer si on a un turbo que si on en n'a pas. Le lobby des constructeur quand ils tiennent les politiques par lesIls sont équipés d'une pompe injection rotative HP manuelle (avec des éléments électroniques et parfois même un calculateur). La pompe à injection distribue le carburant successivement à chaque cylindre en ouvrant les injecteurs les uns après les autres par la pression du gasoil mais là l'injecteur injecte directement dans le cylindre. Ces moteurs ne sont pas (en général) équipés de bougies de préchauffage, il n'est pas nécessaire de préchauffer le moteur pour démarrer. Ils sont par contre souvent équipe d'un Thermostat situé dans la pipe d'échappement pour réchauffer l'entrée d'air (au démarrage). [1]

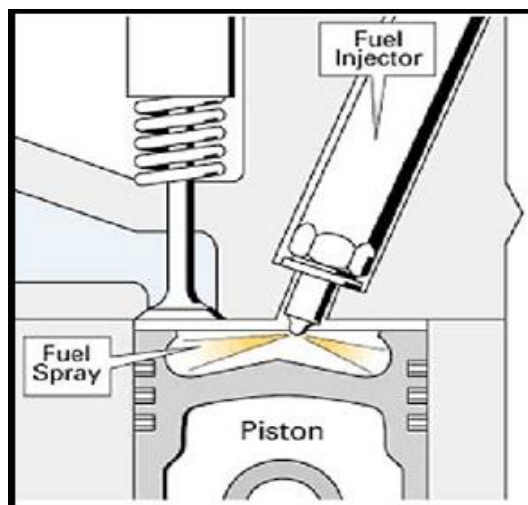


Fig.1.6.Injection direct

I.8.Eléments constitutifs d'un moteur diesel

Le moteur se compose principalement de L'équipage mobile constitué par le vilebrequin, les bielles, les pistons et le volant moteur, le bloc-cylindres en fonte ou en alliage léger comprenant un certain nombre de cylindres logements des pistons, les paliers de vilebrequin, des passages de liquide de refroidissement et des conduits d'huile.

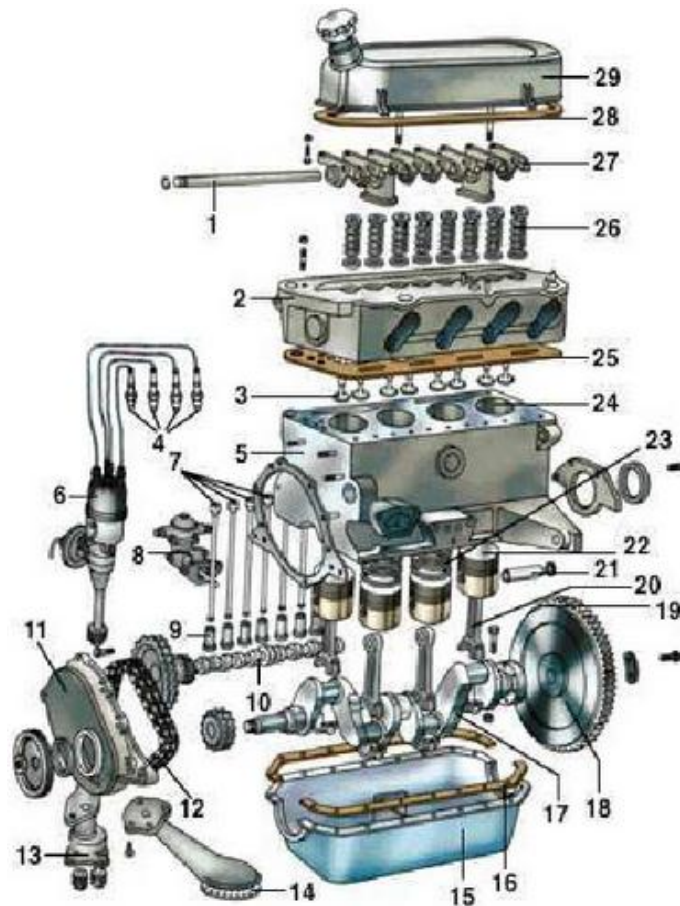


Fig.1.7.Eléments constitutifs d'un moteur à explosion

1) Axe des culbuteurs ; 2) culasse ; 3) soupapes ; 4) bougies ; 5) bloc ; 6) allumeur; 7) tiges de commande des culbuteurs ; 8) pompe à essence ; 9) poussoirs ; 10) arbre à cames ; 11) carter de distribution ; 12) chaîne de distribution ; 13) pompe à huile ; 14) crépine de pompe à huile ; 15) carter d'huile ; 16) joint de carter ; 17) vilebrequin ; 18) volant moteur ; 19) couronne dentée entraînée par le démarreur ; 20) bielle ; 21) axe de piston; 22) piston ; 23) segments ; 24) cylindre ; 25) joint de culasse ; 26) ressorts de soupapes ; 27) culbuteurs ; 28) joint de cache-culbuteurs ; 29) cache-culbuteurs

I.8.1.Eléments fixes

➤ Le bloc moteur

Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur et dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-

moteur. Sa partie supérieure est dressée pour former plan de joint : la culasse vient, en effet, s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres.

Ses fonctions principales sont les suivantes :

- Contenir les cylindres.
- Supporter le vilebrequin, la culasse ainsi que les accessoires.
- Servir de support pour l'huile de lubrification.
- Servir de support pour l'eau de refroidissement Pour assurer ces fonctions, le bloc moteur doit.
- Être rigide (sinon risque de bruits, problèmes d'étanchéité ou de pertes mécaniques).
- Avoir une conductivité thermique suffisante.
- Être coulable et usinable.
- Être étanche (huile et eau).

➤ **La culasse**

La culasse est aussi en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Les contraintes mécaniques étant moins importantes que pour le bloc-moteur, les constructeurs ont pratiquement abandonné la fonte au profit d'aluminium, en raison de sa légèreté et sa très bonne conductibilité thermique. Un réseau de conduits d'eau et d'huile est dans la culasse, l'étanchéité bloc culasse est assurée par le joint de culasse. La culasse assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, constituant ainsi la chambre de combustion. Elle permet l'arrivée et l'évacuation des gaz. Elle permet fonctionnement correct des soupapes et maintien de la bougie. Support le (ou les) arbres(s) à cames et les systèmes de distribution (poussoirs, culbuteurs, linguets,...), pour cela, on doit utiliser un matériau qui ait une bonne conductivité thermique, la meilleure rigidité possible, qui ne soit pas sensible aux criques thermiques et qui soit coulable et usinable.

➤ **Les carters de protection**

Ce sont les couvercles qui couvrent ou ferment les différentes faces du moteur.

- Le carter inférieur :

C'est une pièce en forme de cuvette qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient la réserve d'huile de graissage. En général, il est en tôle emboutie. Il peut être en alliage léger moulé avec nervures extérieures pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur. L'étanchéité entre le carter-moteur et le carter

inférieur doit être parfaite : elle est assurée par un joint plat à liège ou bien par un joint cylindrique, en caoutchouc synthétique, logé dans une gorge.

- Le carter de distribution:

Pratiquement la distribution est matérialisée par une liaison mécanique entre le vilebrequin et l'arbre à cames. Cette liaison est protégée par un carter étanche entôle ou en alliage léger, appelé le carter de distribution.

- Le couvre culasse:

Ce carter ferme la culasse des moteurs à soupapes en tête. Son intérêt est lié au fait que sa disposition permet l'opération d'atelier: "réglage des soupapes". C'est un couvercle de protection étanche par joint comme le carter inférieur, Il est parfois en alliage léger.

➤ **Le collecteur**

Le collecteur d'admission regroupe les conduits qui amènent les gaz frais aux soupapes d'admission et le collecteur d'échappement contient ceux qui emmènent les gaz brûlés depuis les soupapes d'échappement. Ce sont des pièces moulées, en alliage léger pour l'admission et en fonte pour l'échappement.

I.8.2.Eléments mobiles

Dans un moteur à piston alternatif, on transforme la poussée des gaz de la combustion, force unidirectionnelle, en mouvement circulaire d'un couple de force. Les pièces mécaniques chargées de cette transformation constituent les éléments mobiles du moteur: le piston, la bielle, le vilebrequin. Et autres pour assurer le fonctionnement des différents systèmes on distingue: l'arbre à cames, les soupapes, volant moteur, etc. [1]

➤ **Le piston**

Le piston est la pièce qui va transmettre l'énergie développée par la combustion à la bielle, pour des raisons d'étanchéité, il est cerclé de joints appelés segments. Chaque segment a un rôle précis à jouer. Le segment du bas (huile), retient l'huile afin qu'elle ne monte pas jusque sur le dessus du piston; celui du centre (racleur) seconde le segment du bas en lui retournant le surplus d'huile qu'il a laissé échappé et du même coup agit un peu sur la compression; celui du haut (compression), contrôle la compression du moteur.



Fig.1.8.Piston

➤ **La bielle**

La bielle est la pièce mécanique dont l'une des extrémités est liée au piston par l'axe de piston et l'autre au maneton du vilebrequin. Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin. Une bielle de moteur automobile comporte deux alésages circulaires, l'un de petit diamètre, appelé 'pié de bielle', et l'autre de grand diamètre, appelé 'tête de bielle'.

➤ **Le vilebrequin**

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur. A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation. Le vilebrequin est composé de :

A) les portées : axe de rotation qui repose sur les paliers du carter moteur.

B) les masses : assure la liaison entre les portées et les manetons, permettent au vilebrequin de passer les temps morts (sans "explosion") du moteur grâce à son inertie.

C) les manetons : liés aux têtes de bielles

D) les queues de vilebrequin : c'est l'extrémité du vilebrequin, elle peut comporter des roues crantées qui entraîneront les autres éléments du moteur

Chaque manivelle est formée de deux bras appelés " bras de manivelle", ou flasques, et du maneton, ou portée de bielle, qui tourne dans le coussinet de la tête de bielle. Les portées sur l'axe de rotation de l'arbre sont appelées portées, ou tourillons de ligne d'arbre. Dans les moteurs en ligne, le vilebrequin comporte autant de manivelles qu'il y a de cylindres. Dans les moteurs à cylindres opposés (boxer), le nombre de manivelles peut être égal au nombre de cylindres ou à la moitié.



Fig.1.9.Système bielle manivelle

➤ **Le volant moteur**

Outre le bloc-cylindres, la pièce la plus importante que dévoile la dépose d'un moteur, c'est le volant moteur, une sorte de gros tambour entouré d'une couronne dentée (sur laquelle vient s'engrener le démarreur pour lancer le moteur) et sur lequel est fixé l'embrayage.

➤ **Les soupapes**

Elles sont de deux types: soupapes d'admission et soupapes d'échappement.

- **La soupape d'admission:** Permet aux gaz frais (gasoil + air) de rentrer dans la chambre de combustion depuis le carburateur ou l'injecteur.
- **La soupape d'échappement:** Permet aux gaz brûlés de sortir de la chambre de combustion vers l'échappement. Les soupapes doivent rester fermées pour assurer l'étanchéité de la chambre de combustion lors des phases de compression et combustion des gaz frais.

➤ **L'arbre à cames**

L'arbre à cames est une pièce mécanique utilisée dans les moteurs thermiques à combustion interne pour la commande synchronisée des soupapes. Il se compose d'une tige cylindrique disposant d'autant de cames que de soupapes à commander indépendamment, glissant sur le patin d'un culbuteur. La rotation de l'arbre déclenche le basculement de chaque culbuteur lié directement à la soupape. La came est l'objet qui permet la commande d'une ou de plusieurs soupapes, Ainsi l'arbre à came, contient plusieurs cames permettant de commander les soupapes de tous les cylindres afin de les synchroniser, Les soupapes peuvent être commandées par simple arbre à cames en tête. Cela signifie que l'arbre à cames est placé au-dessus de la culasse et qu'il actionne les soupapes d'admission et d'échappement par l'intermédiaire de culbuteur. Il existe aussi le système de double arbre à cames en tête, où dans ce cas, il y a deux arbres à came, l'un commande les soupapes d'admission et l'autre la soupape d'échappement.

I.8.3.Eléments annexes

- **Bougies de préchauffage :** Elles servent à préchauffer la préchambre d'admission pour faciliter le démarrage.
- **Relais de préchauffage :** Coupe automatiquement l'alimentation des bougies de préchauffage.
- **Thermostat :** Utilisé sur certains modèles pour réchauffer l'air d'entrée.
- **Porte injecteur :** Élément vissé dans la culasse reçoit l'arrivée du gasoil. Il comprend l'injecteur, un ressort et des cales d'épaisseur pour le réglage de l'ouverture de l'injecteur.
- **Injecteur :** Un par cylindre, pulvérise le gasoil dans la chambre de combustion. Il est composé d'un corps et d'une aiguille. Son usinage est toujours très précis.

Ils sont un élément très important de votre moteur leur contrôle et leur remplacement en cas de fuite détermine la vie de votre moteur.

- **Pompe à Injection** : La pompe d'injection représente un élément très important du circuit d'injection. Elle permet la mise en pression, le dosage et la distribution du combustible vers les injecteurs. Il existe deux types de pompes d'injection:
 - Pompe à Injection en ligne
 - Pompe à Injection rotatives

I.9. Avantages du moteur diesel

Les raisons du succès du moteur Diesel dans l'automobile, tiennent essentiellement :

- son rendement, supérieur à celui du moteur à essence, ce rendement peut être encore amélioré par l'utilisation d'un turbocompresseur.
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses.
- Le combustible employé coûte moins cher
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

I.10. Inconvénients du moteur diesel

- Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.
- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé.

I.11. Le cycle Diesel théorique

C'est le cycle de fonctionnement des moteurs à allumage par compression. Le cycle théorique se compose d'une **détente isobare**, d'une **détente adiabatique** et d'une **transformation isochores**).

Dans les débuts, le cycle de fonctionnement comportait une phase théorique de combustion à pression constante, comme Rudolf Diesel en avait eu l'idée. Pour un fonctionnement à quatre temps du moteur, c'est-à-dire pour un cycle se déroulant pendant deux tours de vilebrequin et quatre courses du piston, les opérations à réaliser étaient les suivantes :

- Introduction de l'air dans le cylindre (par aspiration naturelle ou mécanique au moyen d'un compresseur).
 - compression de la charge d'air et, à partir d'environ 9/10 de la course de compression, injection d'huile combustible finement pulvérisée par insufflation d'air comprimé à 60 et 80 atmosphères et allumage spontané de ce combustible.
 - combustion du mélange à pression presque constante (la pression atteinte à la fin de la course de compression était d'environ 32 atmosphères) pendant 1/10 de la course de détente, suivie de la détente proprement dite des gaz brûlés, avec production de travail.
 - Expulsion mécanique des produits de la combustion par l'action de poussée du piston pendant sa remontée. Le rendement thermique était caractérisé par les valeurs de deux rapports caractéristiques.
- Le rapport volumétrique $\rho = \frac{V_i}{V_f}$ qui est le rapport du Volume initial au Volume à la fin de la compression.
 - Le rapport $\delta = \frac{V_c}{V_f}$ du volume V_c en fin de combustion au volume en fin de compression.

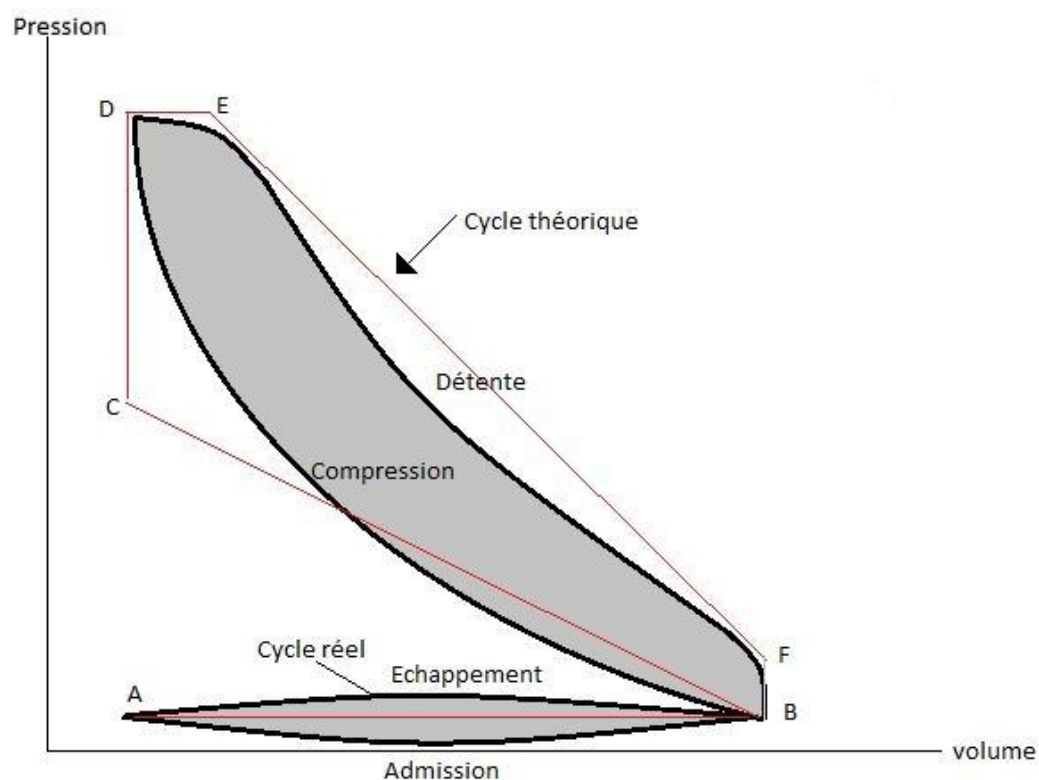


Fig.1.10.Diagramme de Clapeyron

I.12. Rendement

Les raisons du succès du moteur Diesel dans l'automobile, au-delà d'avantages fiscaux qui relèvent de choix plutôt politiques que techniques, tiennent essentiellement à son rendement supérieur à celui du moteur à essence du fait d'un taux de compression plus élevé. En résulte une consommation volumique de carburant plus faible que dans un moteur à essence.

Le rendement du Diesel profite encore de l'apport de technologies comme la suralimentation ou l'injection directe, combinées à une pulvérisation plus fine et mieux contrôlée du gazole dans la chambre de combustion, et à une gestion plus précise des ouvertures et fermetures des soupapes.

Le rendement global : on l'appelle aussi le rendement effectif η_e : il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique. Il est égal au rapport du travail mécanique effectif, W_e , sur la quantité de chaleur, Q_{comb} , susceptible d'être générée par la combustion complète du carburant introduit dans le cylindre :[3]

$$\eta_e = \frac{|W_e|}{Q_{comb}} \quad (1.2)$$

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

$$Q_{comb} = m_f PCI \quad (1.3)$$

I.13. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le moteur diesel et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que le cette dernière est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz chauds en énergie mécanique. Ainsi nous observons aussi qu'elle peut être classifié par plusieurs façons par exemple par modes de travail et par modes de fonctionnement, et on a donné aussi le principe et les domaines d'utilisation, quelques systèmes d'injection, Les avantages et les inconvénients, et on fin nous avons vu le rendement de moteur diesel.

CHAPITRE II

La combustion et la turbulence

II.1.Introduction

La combustion est encore aujourd'hui l'un des principaux moyens de production de l'énergie, que ce soit pour les transports aériens, spatiaux, routiers ou pour la production d'électricité. La plus grande partie de cette énergie est issue de combustibles fossiles dont les ressources sont limitées. Par ailleurs, la combustion de ces hydrocarbures entraîne la production d'espèces polluantes pour l'environnement, à l'échelle locale mais aussi planétaire (destruction de la couche d'ozone par les oxydes d'azote et réchauffement global par le dioxyde de carbone). Dans ce cadre général les industriels du secteur de l'énergie et des transports cherchent à perfectionner les procédés de combustion dans le but d'une part de réduire leur consommation en combustible et d'autre part de limiter leur production d'espèces polluantes. Ces objectifs, qui représentent des enjeux majeurs pour l'énergétique, nécessitent des recherches sur les aspects fondamentaux et technologiques.

Ces recherches consistent en particulier à étudier les couplages entre les différents phénomènes physiques intervenant dans les chambres de combustion, sachant que dans les moteurs ou les installations industrielles, comme les turbines à gaz ou les turboréacteurs, la combustion est fortement affectée par le caractère turbulent des écoulements. Cette interaction entre combustion et turbulence est étudiée depuis le début du siècle dernier et donne lieu aujourd'hui à de nombreux sujets de recherche sur les trois aspects expérimental, théorique et numérique. Depuis quelques décennies, par le développement des modèles et des techniques de calcul et de la puissance des ordinateurs, les études numériques de la combustion turbulente prennent une place de plus en plus importante.

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

L'objectif de ce chapitre est de rappeler les phénomènes physiques mis en jeu et les équations décrivant l'évolution des grandeurs caractéristiques. La résolution de ces équations qui représentent les différents phénomènes physiques et mécaniques et leurs interactions, doit permettre de prédire la structure et l'évolution des écoulements turbulents réactifs. Compte tenu de la complexité de ces équations et des outils mathématiques dont nous disposons, la résolution analytique de ces équations est limitée à des cas très simples et dans la plupart des cas, des méthodes numériques de résolution approchée sont nécessaires. Cependant, la résolution directe,

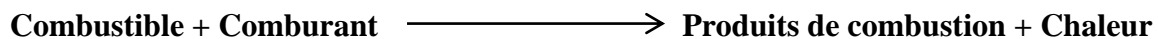
sans hypothèse simplificatrice, des équations nécessite une puissance de calcul très importante car les phénomènes physiques étudiés font intervenir un nombre important de variables et un large spectre d'échelles caractéristiques, allant des échelles de la géométrie de la chambre de combustion jusqu'à celles associées aux effets de la cinétique chimique. La puissance de calcul des machines actuelles n'est toujours pas suffisante pour simuler de façon directe des configurations réelles.

Une solution à ce problème consiste à filtrer une partie de la dynamique des phénomènes physiques mis en jeu. Les grandeurs caractéristiques que nous sommes en mesure de calculer sont alors des quantités filtrées ou moyennées et l'écriture des équations décrivant leur évolution fait apparaître des termes inconnus qui doivent être modélisés.

II.2. Combustion et Flammes

II.2.1. Notion de Cinétique Chimique

La combustion désigne une réaction chimique évoluant rapidement, accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur selon le schéma global suivant :



Un processus chimique de combustion est en fait une succession de coupures et de créations de liaisons entre les molécules. Chaque coupure et/ou création de liaison est une réaction élémentaire, l'ensemble des réactions élémentaires constitue le mécanisme cinétique du processus réactionnel. L'état final du processus réactionnel correspond à l'équilibre chimique, la composition du mélange est alors définie par les lois de la thermodynamique. Suivant les conditions de température et de pression de l'état final, des espèces chimiques apparaissent ou disparaissent. Certaines espèces produites, même en très faible proportion, ont une grande importance : c'est le cas de certaines espèces polluantes (oxyde d'azote, monoxyde de carbone ...).

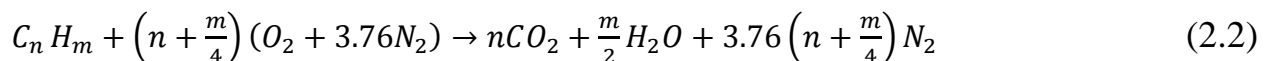
Les étapes élémentaires sont caractérisées par leur taux de réaction Ω_i qui permet de calculer l'effet de la réaction sur chaque espèce. Ω_i traduit la variation de l'espèce i au cours du temps. Le taux de réaction élémentaire est égal au produit d'une constante de vitesse par les concentrations des espèces réactives, élevées chacune à une puissance qui correspond à leur coefficient stœchiométrique. La constante de vitesse dépend de la température et est le plus souvent exprimée par une **loi d'Arrhenius** :

$$r = BT^\alpha \exp\left(-\frac{Ea}{RT}\right) = BT^\alpha \exp\left(-\frac{Ta}{T}\right) \quad (2.1)$$

Où r est la constante de vitesse, B le coefficient pré-exponentiel, R la constante des gaz parfaits, Ea l'énergie d'activation et $Ta = Ea/R$ la température d'activation. L'énergie d'activation représente la quantité d'énergie à apporter au système considéré pour que les espèces puissent réagir de façon significative.

Dans les systèmes gazeux réactifs, le processus réactionnel est composé de réactions élémentaires en chaîne : une première réaction produit des espèces qui vont amorcer la chaîne en réagissant de nouveau avec les réactifs initiaux et en déclenchant de nouvelles réactions élémentaires. Les réactifs initiaux vont être très vite consommés dès qu'une toute petite quantité du produit de la première réaction élémentaire apparaît [6].

Le processus réactionnel d'une combustion peut faire intervenir des centaines d'espèces et des milliers de réactions élémentaires, pour lesquelles il faut connaître les constantes des lois cinétiques dont les valeurs sont déterminées expérimentalement. Des logiciels utilisent des tabulations très détaillées de ces constantes. Les milliers de réactions élémentaires qui interviennent dans le processus réactionnel n'agissent pas toutes à la même vitesse, certaines ont des taux beaucoup plus forts que d'autres. Cette disparité de temps caractéristiques permet de bâtir des schémas réactionnels simplifiés. Ces schémas réduits permettent de diminuer le temps de calcul et sont tout à fait pertinents lorsqu'on ne s'intéresse qu'à un petit nombre d'espèces. La façon la plus simple d'écrire un processus réactionnel est d'exprimer le passage d'un état initial à un état final sous la forme d'une réaction globale. Soit, par exemple, pour la combustion d'un hydrocarbure dans l'air à la stœchiométrie :



Le taux de disparition du carburant peut s'exprimer en utilisant une loi d'Arrhénius (empirique), pour la réaction globale, soit :

$$\Omega_Y = Y_{C_n H_m}^a Y_{O_2}^b B T^c \exp\left(\frac{T_a}{T}\right) \quad (2.3)$$

$Y_{C_n H_m}$ est la fraction massique de l'hydrocarbure, Y_{O_2} la fraction massique d'oxygène, Ω_Y le taux de disparition exprimé en kilogramme d'hydrocarbure par kilogramme de mélange et par seconde. L'utilisation d'une réaction globale ne permet évidemment pas de représenter les processus de cinétique chimique réels, formés de réactions bi et tri moléculaires et faisant intervenir de nombreuses espèces intermédiaires.

Dans le cas des flammes, le processus réactionnel de la combustion est globalement exothermique, c'est pour cette raison qu'il peut engendrer une flamme [6].

II.2.2. Modes de combustion élémentaires

Il existe un nombre important de techniques menant à la combustion d'un carburant par un oxydant.

Dans la combustion gazeuse, deux modes de combustion élémentaires peuvent être identifiés : la combustion prémélangée et la combustion non prémélangée. Entre ces deux modes de combustion élémentaires se trouvent différents modes de combustion intermédiaires, comme le prémélange partiel ou la combustion stratifiée [7].

– **La combustion prémélangée** est un mode de combustion où le carburant et l'oxydant sont prémélangés avant d'atteindre le front de flamme. Ce mode est souvent utilisé en régime pauvre (le carburant est en quantité inférieure aux conditions stœchiométriques), permettant ainsi d'augmenter le rendement du système de combustion et de réduire la production d'oxydes d'azote, polluant très nocif dont on veut limiter la production. En contrepartie, les flammes obtenues sont souvent difficiles à maîtriser, nécessitant l'utilisation de dispositifs complexes d'accrochage de flamme. De même, la question du stockage d'un mélange air/carburant dans la gamme de flammabilité est prépondérante et n'est pas envisageable dans un contexte industriel.

– **La combustion non prémélangée** est un mode de combustion où le carburant et l'oxydant sont injectés par deux courants différents, le front de flamme se positionnant à la rencontre des deux lignes de courant. Ce mode de combustion, qui est donc plus facile à maîtriser, a le désavantage de former plus de polluants, du fait des hautes températures atteintes dans le front de flamme.

– **La combustion partiellement prémélangée** est un mode de combustion intermédiaire retrouvé fréquemment dans les applications industrielles. Pour des raisons de sécurité, l'oxydant et le carburant sont stockés séparément (l'oxydant est par ailleurs bien souvent pris dans l'environnement extérieur et n'est pas stocké par le système de combustion). L'oxydant et le carburant sont donc injectés par deux courants différents, en amont du front de flamme, et sont supposés se mélanger avant d'atteindre le front de flamme. Mais il arrive très fréquemment que le mélange ne soit pas parfait et que des hétérogénéités de mélange atteignent le front de flamme. Dans un autre sens, il est envisageable que les deux courants d'un système non prémélangé se mélangent avant d'atteindre le front de flamme. Ainsi le mode de combustion n'est plus non prémélangé mais partiellement prémélangé.

Mode de combustion	Avantages	Inconvénients
Prémélangé	Peu polluant (en régime pauvre)	Instabilités de combustion, stockage du mélange
Non prémélangé	Stabilité de la flamme, stockage du carburant en dehors des limites de flammabilité	Production d'oxydes d'azote
Partiellement prémélangé	Peu polluant (en régime pauvre), stockage du carburant en dehors des limites de flammabilité	Instabilités de combustion, hétérogénéité de mélange

Tab 2.1. Résumé des avantages et inconvénients principaux des trois modes de combustions Présentés.

II.2.3. Les Différents Types de Flamme

La réaction globale, Eq. (2.2), montre que pour qu'il y ait une réaction, il faut d'abord que les espèces réactives (combustible et oxydant) soient en contact et que l'énergie nécessaire à l'activation de la réaction soit apportée. La flamme (zone de réaction) est donc le résultat du transport des espèces, du transport de la chaleur et de la réaction chimique.

Dans un écoulement laminaire, compte tenu des différents mécanismes qui permettent l'existence d'un écoulement réactif, il est usuel de distinguer deux types différents de flammes [6] :

- les flammes laminaires de diffusion (conséquences de combustion non prémélangée) ;
- les flammes laminaires de prémélange.

II.2.3.1. Flamme Laminaires de Diffusion

Dans ce type de flammes, les réactions chimiques sont très rapides comparées aux phénomènes de convection et la combustion est contrôlée par la diffusion des espèces et de la chaleur. Les réactifs et la chaleur diffusent les uns vers les autres - c'est ce qui va prendre le plus de temps - avant de pouvoir réagir.

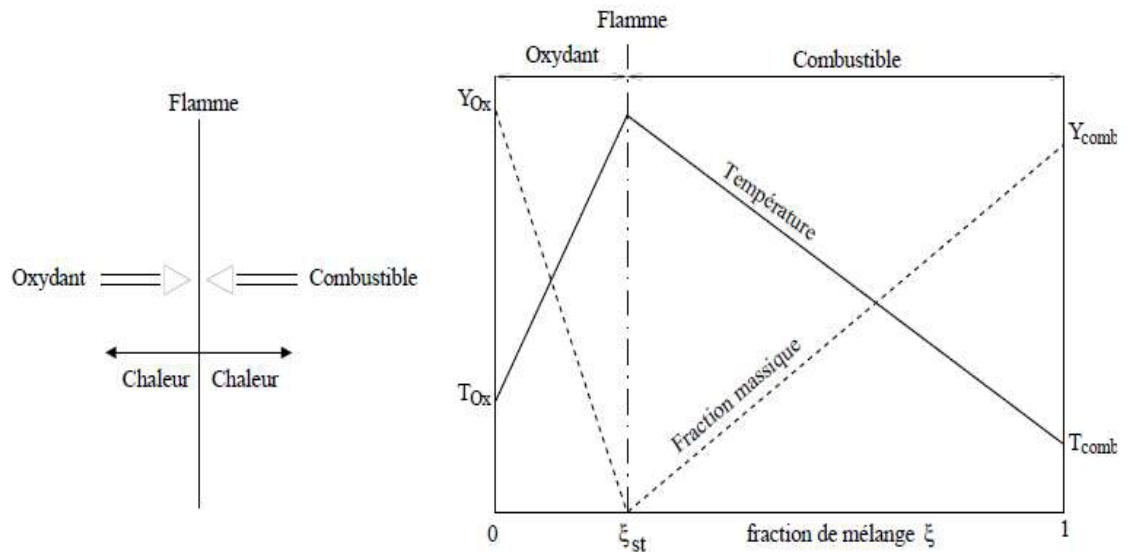


Fig.2.1. Structure d'une flamme de diffusion laminaire

Si on considère une seule réaction globale Eq. (2.2) et le cas limite d'un temps chimique infiniment court devant le temps de mélange des espèces, la flamme doit être considérée comme une surface infiniment fine dans l'écoulement. Cette interface sépare le carburant du comburant, qui ne peuvent pas coexister. En utilisant ces approximations, introduites par Burke et Schumann, on peut définir une variable unique qui permet de caractériser l'état thermochimique du mélange : la fraction de mélange ξ . Cette quantité est un scalaire passif défini de telle façon que sa valeur est nulle dans le comburant pur et égale à l'unité dans le carburant pur. La flamme se positionne alors sur l'iso-surface $\xi = \xi_{st}$, où ξ_{st} est la fraction de mélange correspondant à la stœchiométrie.

La structure d'une flamme de diffusion est schématisée sur la figure (2.1) La fraction massique d'oxydant est maximale dans l'oxydant pur et diminue car l'oxydant se mélange aux produits de combustion. Il n'y a plus d'oxydant au niveau de la flamme car la réaction chimique l'a intégralement consommé. L'évolution est la même pour le combustible. La température de flamme T_f est celle des produits de combustion à l'état d'équilibre. Ce type de flammes, qui est donc plus facile à maîtriser, a le désavantage de former plus de polluants, du fait des hautes températures atteintes dans le front de flamme.

II.2.3.2. Flammes Laminaires de Pré-mélange

Lorsqu'on allume un mélange gazeux où le combustible et l'oxydant sont initialement mélangés, un front de flamme, séparant les gaz frais des gaz brûlés, se propage dans tout l'espace à une certaine vitesse. Si les gaz réactifs sont initialement placés dans un tube et qu'on allume le

mélange à une extrémité du tube, un certain temps après l'inflammation, une flamme plane se propage à vitesse constante perpendiculairement à l'axe du tube.

En réalité, la flamme ne peut pas être exactement plane compte tenu de la présence des parois. De fait, la flamme a une épaisseur finie δ_L et sa vitesse S_L est une caractéristique intrinsèque du mélange et des conditions de pression et de température. La propagation de la flamme est le résultat de l'action de deux phénomènes : tout d'abord les gaz brûlés chauffent par conduction thermique les gaz frais, puis lorsque la température de ces gaz frais est suffisamment élevée ils réagissent en dégageant à leur tour de la chaleur ; cette chaleur va servir à chauffer les gaz frais plus en aval et ainsi de suite. Si l'on considère que les espèces et la température diffusent de la même manière et que les processus sont adiabatiques, la flamme peut être représentée par l'évolution d'une seule variable. Cette variable représente à la fois l'avancement de la réaction chimique et la température ; on choisit en général une variable d'avancement notée c qui est nulle dans les gaz frais et égale à l'unité dans les gaz brûlés, assimilable à la fraction massique des gaz brûlés ou à la température réduite. Dans le cas simple d'une seule réaction globale, Eq. (2.2), on peut directement utiliser la fraction massique de combustible pour caractériser intégralement la composition du mélange.

La structure de la flamme plane laminaire de prémélange dans un repère lié à la flamme est donnée par la figure (2.2).

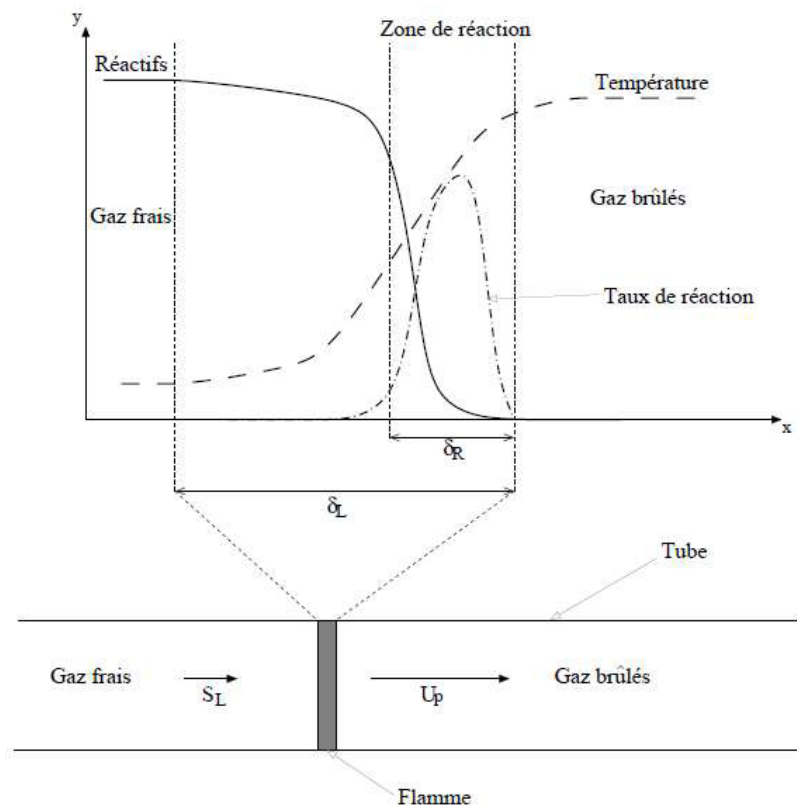


Fig.2.2. Structure du front de flamme de pré-mélange laminaire

Dans l'épaisseur de la flamme δ_L , la température des gaz frais augmente par conduction de la chaleur et la concentration des réactifs diminue par diffusion moléculaire des gaz brûlés ; les réactions chimiques se produisent uniquement dans une seconde zone d'épaisseur δ_R encore plus fine que la première. On peut démontrer théoriquement cette structure de flamme laminaire de prémélange lorsque les énergies d'activation sont importantes (théorie asymptotique à grande énergie d'activation). Dans ce cas le taux de consommation du combustible exprimé par la loi d'Arrhenius devient négligeable partout (car le facteur exponentiel tend vers zéro) sauf dans une zone de très faible épaisseur δ_R où se concentrent les réactions chimiques. Le rapport entre l'épaisseur de cette zone réactive et l'épaisseur de flamme δ_L est inversement proportionnel à l'énergie d'activation.

Le dégagement de chaleur engendré par les réactions chimiques a une conséquence autre que celle de la propagation de la flamme. En effet, dans le cas d'un écoulement à petit nombre de Mach dans lequel on peut considérer la pression comme thermodynamiquement constante, l'augmentation de la température s'accompagne d'une diminution de la masse volumique des gaz suivant : $\rho T \approx \text{cte}$. La conservation de la masse à la traversée de la flamme conduit ainsi à une accélération des gaz brûlés ($U_P > S_L$) par rapport aux gaz frais :

$$\rho_r S_L = \rho_P U_P \quad (2.4)$$

ρ_r et ρ_P sont respectivement les masses volumiques dans les gaz frais et dans les gaz brûlés.

S_L est la vitesse des gaz frais par rapport à la flamme (ou de la flamme par rapport aux gaz frais), U_P est la vitesse des gaz brûlés par rapport à la flamme.

Le mode de combustion qui donne ce type de flammes est souvent utilisé en régime pauvre (le carburant est en quantité inférieure aux conditions stœchiométriques), permettant ainsi d'augmenter le rendement du système de combustion et de réduire la production d'oxydes d'azote, polluant très nocif dont on veut limiter la production. En contrepartie, les flammes obtenues sont souvent difficiles à maîtriser, nécessitant l'utilisation de dispositifs complexes d'accrochage de flamme. De même, la question du stockage d'un mélange air/carburant dans la gamme de flammabilité est prépondérante et n'est pas envisageable dans un contexte industriel.

Pour résumer, une flamme de diffusion sépare le combustible de l'oxydant alors qu'une flamme de prémélange sépare les gaz frais des gaz brûlés. Ces deux types de flammes ne sont que des cas limites, des flammes correspondant à un type intermédiaire sont possibles. Il existe, par exemple, des structures de flammes qui peuvent à la fois présenter une structure de prémélange et de diffusion, on parle alors de flammes triples ; elles jouent un rôle important dans le processus de stabilisation des flammes non prémélangées.

II.3.Applications industrielles de la combustion turbulente

- Dans le cas des **moteurs à combustion interne** de type "Diesel", le combustible est souvent injecté sous forme de spray, menant à des régimes de combustion de type prémélange partiel ou combustion stratifiée. A l'inverse, dans le cas des moteurs de type HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), le mélange air-carburant est mélangé de la manière la plus homogène possible (comme dans les moteurs à essence) et est comprimé assez fortement pour atteindre le point d'auto-allumage. De simples hétérogénéités de mélange influencent alors très fortement les performances du moteur. [7]

- Dans le cas des **turbines aéronautiques**, le carburant est, la plupart du temps, injecté sous forme liquide (spray). Ceci mène inévitablement à un mode de combustion de type prémélange partiel. L'utilisation de jets de dilution peut aussi mener à des flammes non prémélangées.

- Dans le cas des **turbines de production d'énergie**, la combustion est souvent prémélangée.

A ce titre, de faibles hétérogénéités de mélange peuvent influencer fortement la performance des turbines, mettant en lumière l'importance d'un bon prémélange.

II.4.La combustion dans les moteurs Diesel

Les phases de la combustion

Dans le moteur Diesel, le gazole liquide est injecté à haute pression (200 à 600 bars) à travers des orifices de faibles diamètres (0.20 à 0.35 mm) dans la chambre de combustion. Au contact de l'air chaud à une température de 700 à 1000 K sous une pression de 30 à 60 bars, il se prépare à la combustion pendant une période appelée délai d'auto-inflammation. Il se pulvérise d'abord et forme un jet de gouttes animées d'une vitesse de 100 à 250 m/s. Ces gouttes en mouvement s'échauffent par convection forcée et s'évaporent pour former un jet diphasique instationnaire et turbulent. La température locale dans le jet est plus faible que la température de l'air dans le reste de la chambre de combustion. Le processus d'échauffement et d'évaporation absorbe l'énergie thermique de l'air. L'entraînement d'air par le jet dû à la différence de vitesse entre le jet et l'air et à la diffusion de la vapeur de gazole dans l'air augmente le volume du jet au fur et à mesure qu'il pénètre dans la chambre de combustion. [4]

Après la préparation physico-chimique du mélange air-vapeur de gazole, il y a auto inflammation dans les régions où la température et la richesse optimales sont atteintes. La flamme se propage ensuite très rapidement à l'ensemble des régions où existe déjà un prémélange, produisant ainsi une déflagration accompagnée d'une augmentation brusque de la pression dans le cylindre. Dans cette première phase de la combustion, la vitesse de dégagement de chaleur est caractérisée par la quantité de mélange préparé avant l'inflammation et par les

richesses locales. La vitesse de combustion est plus grande dans les régions où la richesse est voisine de l'unité. [4]

Après la flamme de prémélange vient la flamme de diffusion où la masse brûlée est principalement contrôlée:

1/ par le débit de combustible défini par la vitesse d'injection.

2/ par la diffusion de l'oxygène et de la vapeur de gazole puisqu'on est en présence d'une forte hétérogénéité à proximité de la flamme.

3/ par la convection produite par les tourbillons présents dans la chambre de combustion.

Ainsi au cours de cette phase de combustion, la vitesse de dégagement de chaleur est caractérisée par le taux de vaporisation, par l'intensité des tourbillons dans le voisinage du jet et par l'apport par diffusion. Vu la complexité du processus de combustion dans les moteurs Diesel, il est extrêmement difficile d'étudier la totalité des phénomènes séparément. La figure (2.3) montre les courbes de l'énergie libérée par la combustion et de la vitesse instantanée d'injection). Ces courbes ont été calculées par le modèle multizone pour un cylindre de moteur Diesel à injection directe suralimenté.

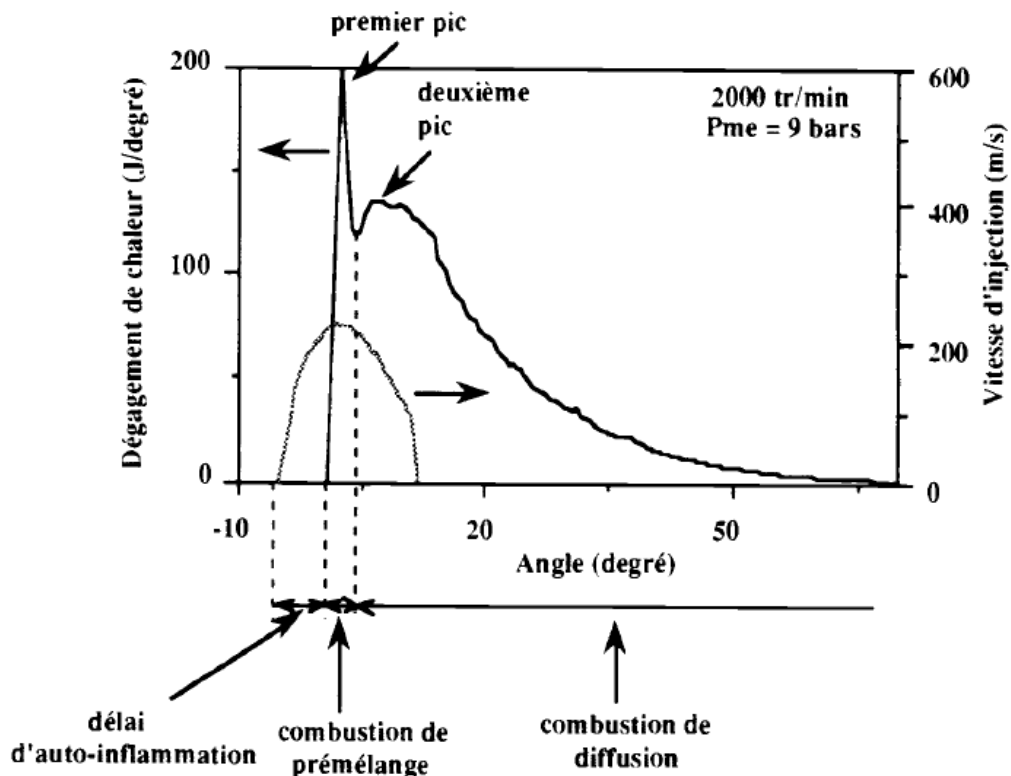


Fig.2.3. Courbe du dégagement de chaleur et de la vitesse d'injection Dans un moteur Diesel à injection directe suralimenté

Ainsi la combustion dans les moteurs Diesel sera contrôlée à la fois par:

- le mouvement d'air généré pendant la phase d'admission qui évolue pendant la phase de compression en fonction de la géométrie de la chambre de combustion et de la vitesse du piston,
- les caractéristiques de l'injection que sont l'avance, la durée, la pression d'injection, le diamètre et la longueur de l'orifice d'injecteur.

Les trois derniers paramètres définissent la vitesse, l'angle d'ouverture, la longueur de pulvérisation (break-up length) du jet ainsi que la taille des gouttes. L'ensemble des interactions qui existent dans la chambre de combustion et qui contrôlent le dégagement de chaleur est schématisé dans la figure (2.4)

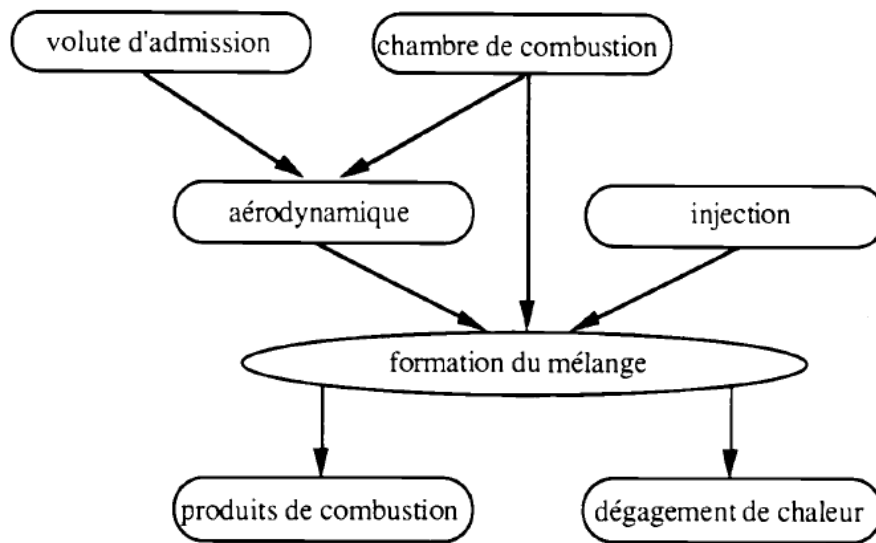


Fig.2.4.Représentation schématique des interactions régissant la combustion dans Le moteur Diesel à injection directe

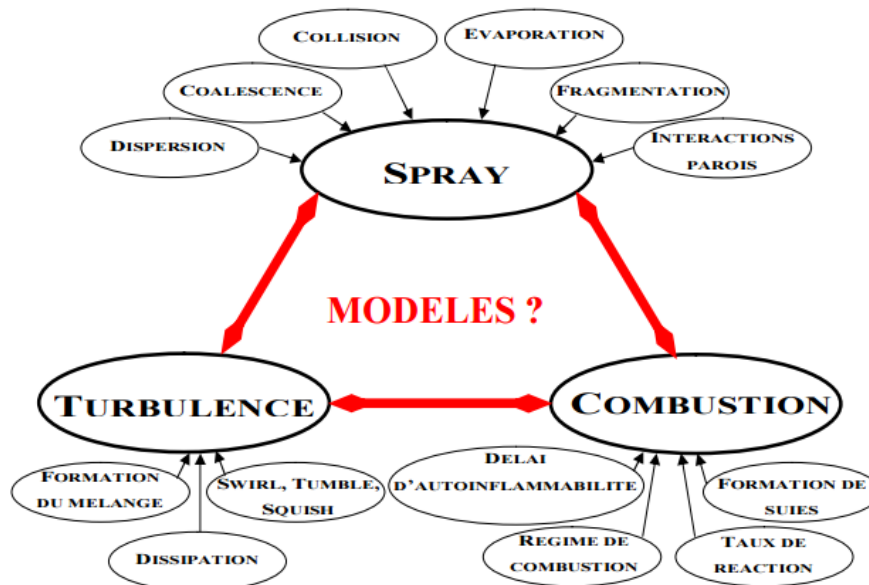


Fig.2.5.Résumé de quelques interactions spray / combustion / turbulence

II.4.1. Le délai d'inflammation

Le délai d'inflammation correspond à la durée entre le début de l'injection et le début de l'inflammation. Le début de l'injection est généralement considéré comme le moment où l'aiguille de l'injecteur décolle de son siège (déterminée par un capteur de levée d'aiguille). Le début de la combustion est plus difficile à déterminer précisément, la localisation de l'auto-inflammation au sein du spray étant variable. L'auto-inflammation du carburant Diesel met en jeu des phénomènes physiques et chimiques, qui sont extrêmement complexes. On distingue généralement le délai d'inflammation physique et le délai d'inflammation chimique. La Figure (2.6) donne un résumé des étapes physiques et chimiques avant et après l'auto-inflammation.

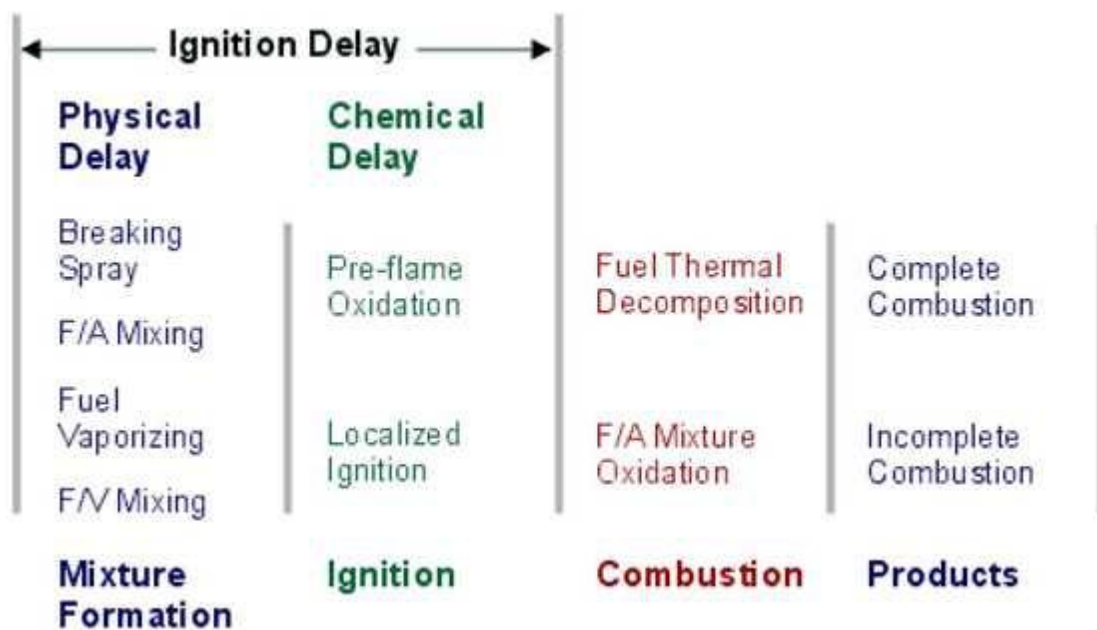


Fig.2.6. Résumé des étapes avant et après l'auto-inflammation [5]

Le délai d'inflammation physique comprend les processus d'atomisation du spray, d'évaporation du carburant, et de mélange du carburant vapeur avec l'air qui génère un mélange d'air-carburant inflammable, qui est aussi souvent désigné comme la formation du mélange. Le délai d'inflammation chimique comprend la période pendant laquelle les radicaux d'inflammation (OH, etc.) sont formés dans les réactions de précombustion, qui se caractérisent par un mécanisme très complexe, puis l'inflammation localisée qui se déroule en plusieurs endroits dans la chambre de combustion. Ces processus sont affectés par la conception des moteurs, les paramètres de fonctionnement, ainsi que par les caractéristiques du carburant. [5]

II.4.2. La pollution

La pollution réglementée dans les moteurs Diesel est représentée par quatre corps bien identifiés dont les formations sont difficiles à contrôler dans une flamme confinée à haute pression.

Les particules solides résultent du phénomène de pyrolyse des molécules du combustible dans les régions pauvres en oxygène. Le mot 'pyrolyse' englobe une multitude de réactions chimiques, crackage du combustible à hautes températures et polymérisation, addition d'autres molécules pour des basses températures. Ces particules sont formées en grande quantité au début de la combustion de diffusion et sont brûlées partiellement dans la deuxième partie de cette phase, si la température et la concentration d'oxygène locales sont suffisamment élevées.

Les hydrocarbures imbrûlés gazeux sont produits par une oxydation partielle du combustible dans les régions froides de la flamme, surtout dans les zones pariétales. [4]

Les oxydes d'azote, principalement représentés par le monoxyde d'azote (NO), prennent naissance dans les zones très chaudes et très riches en oxygène.

Le monoxyde de carbone est émis en faible quantité par suite du fort excès d'air.

II.5. La simulation numérique de la combustion turbulente

Pendant de nombreuses années, les études expérimentales ont servi à développer et valider les méthodes de simulation numérique. De nos jours, la simulation numérique est devenue suffisamment développée pour être utilisée en parallèle des essais expérimentaux, et devient ainsi un outil prédictif.

Mais la simulation numérique n'apporte pas toujours les réponses aux problèmes des constructeurs. Lorsqu'on s'intéresse aux écoulements turbulents et réactifs dont la complexité mène aux instabilités qui ont été évoquées, il faut considérer un large spectre d'échelles à la fois en espace et en temps et autoriser de nombreux phénomènes physiques.

Il existe trois principales approches de résolution numérique des phénomènes physiques [7].

II.5.1. RANS

Historiquement la plus ancienne, la résolution des équations moyennées (RANS pour Reynolds Average Navier-Stokes) se contente de décrire le comportement moyen de l'écoulement mais nécessite la modélisation de tous les effets instationnaires. Bien adaptée au dimensionnement des moteurs, elle a toujours été en peine lorsqu'il a été question d'aborder les instabilités de combustion.

II.5.2. DNS

Au contraire, la simulation numérique directe (DNS pour Direct Numerical Simulation)

consiste à calculer toutes les structures de l'écoulement sans modélisation autre que le choix d'un schéma cinétique et la description du transport moléculaire. Malheureusement, cette approche est numériquement extrêmement coûteuse (la qualité des résultats ne doit pas être oblitérée par la diffusion numérique du code de calcul) et limitée à de faibles nombres de Reynolds (qui contrôlent la gamme des tailles de structures présentes dans l'écoulement). Cette approche est donc restreinte à des situations académiques simples, malgré la puissance des machines de calcul disponibles aujourd'hui, mais constitue un outil irremplaçable pour étudier précisément certains phénomènes fondamentaux et aider au développement de modèles. Il est hors de question de simuler un foyer aéronautique ou industriel avec une telle méthode.

II.5.3. LES

Relativement récente, la simulation aux grandes échelles (LES pour Large Eddy Simulation) apparaît comme intermédiaire entre la RANS et la DNS. Il s'agit cette fois de calculer complètement les plus grandes structures turbulentes présentes dans l'écoulement comme en DNS tandis que seul l'effet des plus petites structures est modélisé comme en RANS. Nettement plus coûteuse que la RANS (il faut calculer un écoulement instationnaire, tridimensionnel, et renoncer aux simplifications usuelles de la RANS telles que la symétrie, la bi-dimensionnalité, etc.), cette approche est beaucoup moins limitée que la simulation directe et donne accès à une précision jamais égalée avec la RANS.

L'échelle de coupure est en principe choisie dans la zone inertielle du spectre de turbulence en raison des hypothèses faites pour développer les modèles. L'impact des modèles sur le résultat final est logiquement moindre qu'en RANS. Enfin, il faut surtout retenir que couplée à des études acoustiques, là LES apparaît comme un outil adapté à l'étude des phénomènes d'instabilités de combustion.

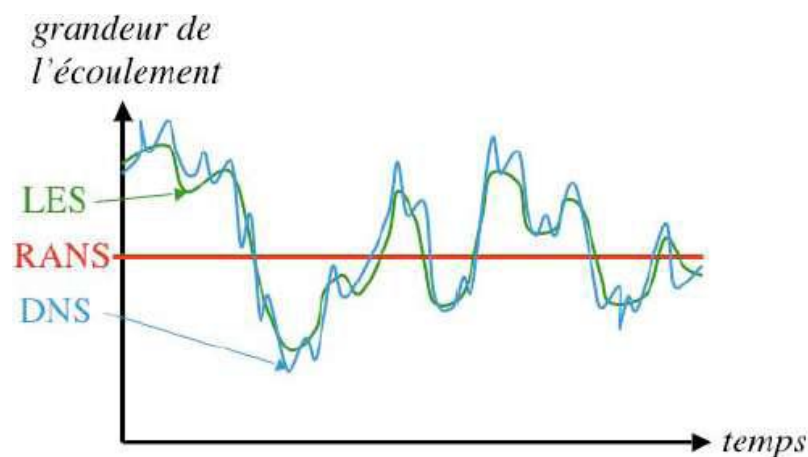


Fig.2.7.Représentation temporelle du degré de détail des différentes méthodes de Simulation

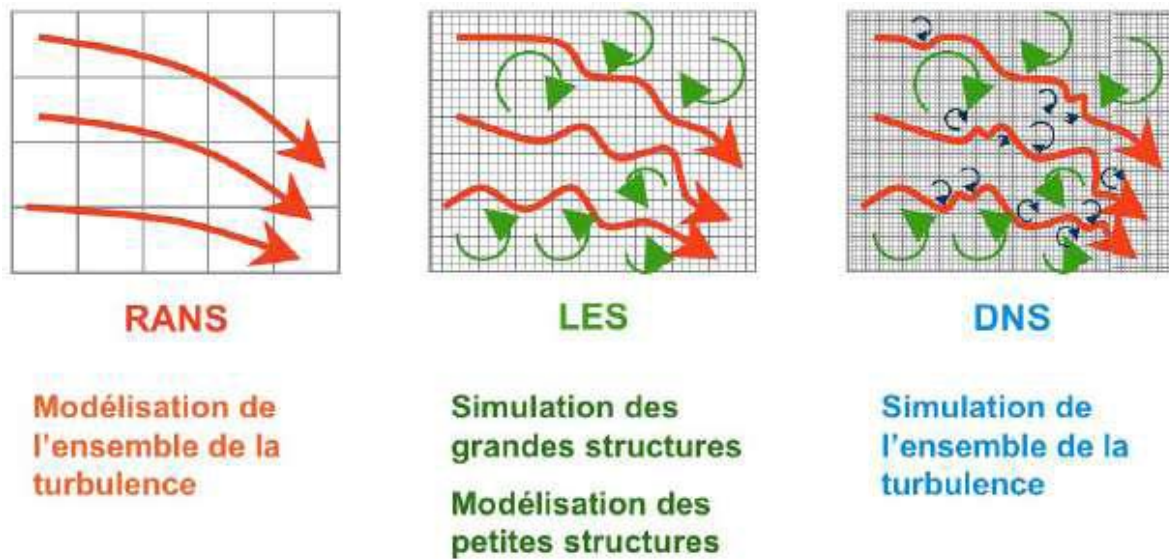


Fig.2.8. Comparaison entre simulation numérique directe (DNS), résolution des équations moyennées (RANS) et simulations aux grandes échelles (LES).

II.6. Formulation mathématique

Equations de l'aérothermochimie turbulente

Les équations mathématiques qui régissent l'aérothermochimie du mélange de combustible dans la flamme, traduisent les bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Il est à noter que le lecteur peut se référer au manuel du code de calcul qui on utilisera pour une présentation relativement détaillée de la plupart des relations utilisées le long de travail.

II.6.1. Equations de l'aérodynamique

Equation de continuité pour l'espèce m

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \text{div}(\rho_m \vec{u}) = \text{div} \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c \quad (2.5)$$

ρ_m est la masse volumique de l'espèce m .

ρ est la masse volumique du mélange.

\vec{u} est la vitesse du mélange.

D est la diffusivité massique de l'espèce dans le reste du mélange (*loi de Fick*).

$\dot{\rho}_m^c$ regroupe les termes sources d'origine chimique.

Equation de continuité pour le mélange

L'équation de continuité pour le mélange est déduite en sommant l'équation (2.6) sur

toutes les espèces et en tenant compte du fait que la masse est conservée au cours des réactions chimiques.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.6)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \text{div} \sigma + \rho \vec{g} \quad (2.7)$$

Avec

$$\sigma = \mu [\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T] + \lambda \text{div} \vec{u} \text{Id}_3 \quad (2.8)$$

Où :

p est la pression du mélange.

α est une quantité sans dimension utilisée conjointement avec la méthode PGS (*Pressure Gradient Scaling*). Cette dernière permet d'améliorer la précision du calcul dans le cas des écoulements à faible nombre de Mach.

k est l'énergie cinétique turbulente.

σ est le tenseur newtonien des contraintes visqueuses.

λ, μ sont les coefficients de viscosité.

Id_3 représente la matrice identité.

\vec{g} est l'accélération due à la gravité.

Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} I) = -p \text{div} \vec{u} + \rho \varepsilon - \text{div} \vec{J} + \dot{Q}^c \quad (2.9)$$

Avec :

$$\vec{J} = -K \nabla T - \rho D \Sigma_m h_m \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (2.10)$$

Où :

I est l'énergie interne spécifique du mélange.

\vec{J} est le vecteur densité de flux de chaleur dû à la conduction et à la diffusion d'enthalpie (*effet de Duffour*).

ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

T est la température du mélange.

K est la conductivité du mélange.

h_m est l'enthalpie spécifique de l'espèce m .

\dot{Q}^c représente l'énergie produite ou consommée par les réactions chimiques.

Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \text{div} \vec{u} + \sigma : \nabla \vec{u} + \text{div} \left(\frac{\mu}{Pr_k} \nabla k \right) - \rho \varepsilon \quad (2.11)$$

Pr_k : est le nombre de Prandtl associé à l'énergie cinétique turbulente k .

Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}\right) \rho \varepsilon \text{div} \vec{u} + \text{div} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \sigma : \nabla \vec{u} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (2.12)$$

Pr_ε est le nombre de Prandtl associé au taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, Pr_\varepsilon, Pr_k$: sont les constantes usuelles du modèle de turbulence k - ε standard, données comme suite :

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad Pr_k = 1.0$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad Pr_\varepsilon = 1.3$$

$$C_{\varepsilon 3} = -1.0$$

Les coefficients de transport sont donnés par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = \mu_{air} + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \lambda = A_3 \mu \\ K = \mu \frac{C_p}{Pr} \\ D = \frac{\mu}{\rho Sc} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

Avec :

C_μ est une constante empirique qui a une valeur standard égale à 0.09.

μ_{air} est donnée par la formule de Sutherland :

$$\mu_{air} = \frac{A_1 T^{\frac{3}{2}}}{T + A_2} \quad (2.14)$$

Où A_1 et A_2 sont des constantes valant respectivement 1.457×10^5 et 110, *Yang (2000)* et la constante A_3 est prise égale à $(-2/3)$.

Les nombres de Prandtl et Schmidt (Pr et Sc) sont des constantes données.

II.6.2. Equations d'état

On suppose que le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits. Ainsi, on peut écrire les relations suivantes :

$$p = R_0 T \sum_m \frac{\rho_m}{w_m} \quad (2.15)$$

$$I = I(T) = \sum_m \frac{\rho_m}{\rho} I_m(T) \quad (2.16)$$

$$C_p = C_p(T) = \sum_m \frac{\rho_m}{\rho} C_{p_m}(T) \quad (2.17)$$

$$h_m = h_m(T) = I_m(T) + R_0 \frac{T}{w_m} \quad (2.18)$$

Où

R_0 est la constante universelle des gaz parfaits.

W_m est la masse molaire de l'espèce m .

I_m est l'énergie interne de l'espèce m .

C_p est la chaleur spécifique du mélange à pression constante.

C_{p_m} est la chaleur spécifique de l'espèce m à pression constante.

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre on a pu prendre une idée générale concernant la combustion et ses différents modes, les types de flammes, et quelques domaines d'application.

Aussi on a vu quelques méthodes numériques qui peuvent utiliser pour simuler l'interaction entre un processus chimique de combustion et la turbulence.

CHAPITRE III

Modélisation numérique du problème

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, l'investigation numériques réalisées sur les trois formes d'une chambre de combustion pour un moteur diesel et position de l'injecteur déférent ont porté essentiellement et dans leur globalité sur la compréhension des phénomènes aérothermochimiques fondamentaux de base. Cet outil a permis la constitution d'une excellente banque de donnée sur les flammes non prémélangées, d'une grande importance quant à la maîtrise des processus physiques et chimiques prépondérants au sein des systèmes de combustion. L'interaction entre la turbulence et les réactions chimiques et le comportement dynamique des flammes représentent l'intérêt majeur rencontré dans la quasi-totalité des applications de la combustion non prémélangée.

Les calculs numériques ont été menés à l'aide du code de calcul "Fluent" Version 6.3, qui utilise la méthode des volumes finis. Nous présentons les détails de la méthodologie de résolution du problème avec ce code dont l'utilisation nous a pris énormément de temps. La construction des géométrie avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le préprocesseur GAMBIT.

III.2.Méthode des volumes finis

Le logiciel " Fluent " utilise la méthode des volumes finis. La discrétisation des équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie associées à l'autres scalaires dépendants de la nature de l'écoulement est faite en se basant sur la technique de la méthode des volumes finis, elle consiste en :

- La division du domaine de calcul en des volumes de contrôle discret par un maillage de calcul.
- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnus), tels que les vitesses, pressions, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultants pour pouvoir adapter les valeurs des variables dépendantes. [8]

III.3.Formulation Mathématique

Les équations gouvernantes notre problème (écoulement compressible turbulent) sont les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie [10].

Equation de continuité

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \quad (3.1)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} u_i \widetilde{u_j''}) \quad (3.2)$$

Equation de conservation d'énergie

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{h}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{h} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \alpha \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} - \bar{\rho} u_j \widetilde{h''} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{q}_r) + \bar{S}_{hc} \quad (3.3)$$

La barre (au-dessus des symboles) indique la moyenne de Reynolds, et le tilde indique la moyenne de Favre

ρ la masse volumique

u la vitesse

p la pression

h l'enthalpie, calculé d'après la formule suivante

$$h = \sum_s Y_s \int C_{p,s} dT \quad (3.4)$$

T La température

Y_s La fraction massique de l'espèce s

$C_{p,c}$ La capacité calorifique de l'espèce s dans le mélange

α La diffusivité thermique

q_r Représente la perte de chaleur radiative

S_{hc} Représente le terme source due à la combustion

$C_{p,s}$ Calculer d'après une fonction de température à partir des coefficients fixes existant dans les tables thermochimique de NIST-JANAF.

La diffusivité thermique modélisé comme suite :

$$\bar{\rho} \alpha = \mu \frac{C_v}{C_{pBar}} \left(1.32 + 1.77 \frac{R}{C_v} \right) \quad (3.5)$$

μ La viscosité moléculaire (calculé d'après la loi de Sutherland)

R La constante du gaz

C_v La capacité calorifique à volume constante

C_{pBar} La chaleur spécifique moyenne

$$C_{pBar} = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad (3.6)$$

Où $\Delta T = \widetilde{T} - T_{ref}$

$$\Delta h = \widetilde{h}(T) - \widetilde{h}(T_{ref})$$

\bar{S}_{hc} défini par la formule suivante :

$$\bar{S}_{hc} = - \sum_{S=1}^N \frac{\bar{\omega}_s}{M_s} h_{f,s}^{\theta} \quad (3.7)$$

$h_{f,s}^{\theta}$ L'enthalpie de formation des espèces

M_s La masse moléculaire des espèces

$\bar{\omega}_s$ Taux de réaction des espèces

Le flux turbulent $u_j \widetilde{h}$ est le dérivé accord l'hypothèse de gradient

$$-\bar{\rho} u_j \widetilde{h} \approx \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \widetilde{h}}{\partial x_j} \quad (3.8)$$

Où

μ_t La viscosité turbulente

Pr_t Nombre de Prandtl turbulent

Pour un mélange de N_s espèces (où $s = 1, \dots, N_s$), l'équation de transport pour la fraction massique moyenne d'une seule espèce Y_s peut définir comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \widetilde{Y}_s) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \widetilde{Y}_s \widetilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\bar{\rho} D_{m,s} + \frac{\mu_t}{Sc_t}) \frac{\partial \widetilde{Y}_s}{\partial x_j} \right) + \bar{\omega}_s \quad s = 1, \dots, N_s \quad (3.9)$$

$D_{m,s}$ Coefficient de diffusion massique pour l'espèce s dans le mélange

Sc_t Nombre de Schmidt turbulent ($Sc_t = \mu_t / \rho D_t$, où D_t est la diffusivité turbulente).

La température reliée à la mass volumique et la pression d'après la loi des gaz parfaits.

Le tenseur de contraintes pour un fluide Newtonien exprimé par

$$\bar{\tau}_{i,j} = \mu \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial \widetilde{u}_k}{\partial x_k} \quad (3.10)$$

Les contraintes de Reynolds modelé comme suite :

$$\widetilde{u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \widetilde{u}_k}{\partial x_k} \right) + \frac{2}{3} \bar{\rho} \widetilde{k} \delta_{ij} \quad (3.11)$$

Le modèle k-ε standard basé sur l'énergie cinétique turbulente (\widetilde{k}) et le taux de dissipation ($\widetilde{\varepsilon}$)

La viscosité turbulente défini ici par

$$\mu_t = C_{\mu} \bar{\rho} \frac{\widetilde{k}^2}{\widetilde{\varepsilon}} \quad (3.12)$$

La forme de l'équation de transport devient :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{k}\tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\tilde{k}}{\partial x_j}\right) + G - \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}\tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\tilde{\varepsilon}}{\partial x_j}\right) + C_{\varepsilon 1}\frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}G - C_{\varepsilon 2}\bar{\rho}\frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} \quad (3.14)$$

μ la viscosité moléculaire

Le taux de production de l'énergie cinétique turbulente G donné par :

$$G = -\bar{\rho}u_i''\tilde{u}_j''\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.15)$$

Les valeurs standards sont utilisées on mode constants $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k$ et σ_ε

III.4. Description de la méthode de résolution par le code Fluent et Gambit

Comme tout logiciel de CFD, il est composé de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le post processeur.

- La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur GAMBIT.

Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine.

- Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites.

Enfin, il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

- Le post processeur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs du vecteur de vitesse, les champs de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

III.4.1. Le préprocesseur GAMBIT

GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage (Mailler). Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D

et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs. Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- le nombre de mailles ;
- la distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- la forme de la maille ;
- les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

III.4.2.Le code FLUENT

Fluent est logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machine tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes.

Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. Le code de calcul FLUENT comprend :

Le solveur : le menu est tel que opérations se font de gauche vers la droite.

- Importer et dimensionner le maillage.
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.
- Lancer le calcul et surveiller la solution.

III.4.3.Le modèle k-ε

Le modèle k-ε standard est basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et de sa dissipation ε et est un modèle semi-empirique. L'équation modélisée de l'énergie turbulente est dérivée de l'équation exacte. Celle de la dissipation est obtenue sur la base d'un raisonnement physique. Dans ce modèle, l'écoulement est supposé complètement turbulent.

III.5.La configuration du problème

Dans notre travail on a créé la configuration à l'aide du logiciel " GAMBIT " puis la génération de maillage pour faire la discrétisation.

La configuration qu'on a étudiée pour comprendre quelques caractéristiques des écoulements réactifs turbulents, c'est un modèle de piston d'une chambre de combustion d'un moteur diesel, on a choisi 3 formes des chambre de combustion différents comme il est indiqué sur la figure (3.1).

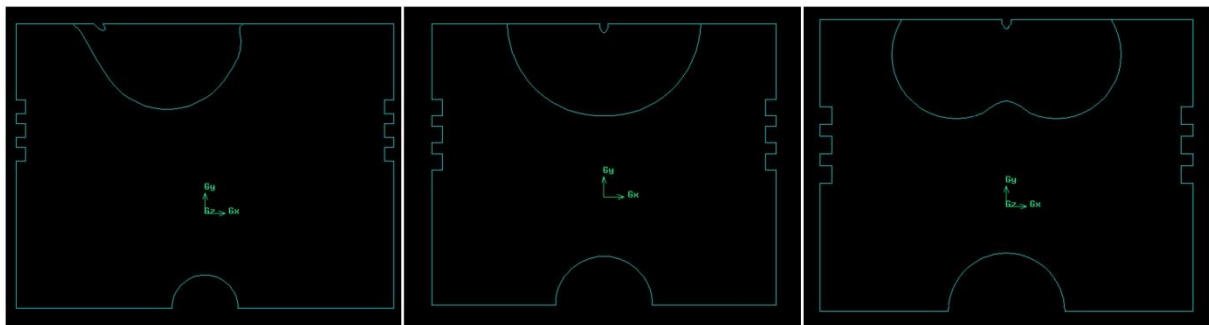


Fig.3.1.Modèles des chambres des combustions

III.5.1.Maillages

Quand la géométrie est régulière, le choix du maillage est simple. Les lignes du maillage suivent souvent les directions des coordonnées. Pour les géométries complexes, le choix n'est pas tout à fait simple. Le maillage est souvent sujet de contraintes imposées par la méthode de discrétisation.

Si l'algorithme est désigné pour un maillage curviligne et orthogonal, le maillage non orthogonal ne peut pas être utilisé. Si les volumes de contrôles sont exigés pour être quadratiques ou hexaédriques, les mailles constituées par des triangles ou tétraèdres ne peuvent pas être utilisés ...etc. quand la géométrie est complexe et les contraintes ne peuvent pas être accomplies nous rencontrerons bien sûr des compromis.

Les maillages non orthogonaux adaptés sont le plus souvent utilisés pour les calculs des écoulements à géométries complexes (la plus parts des codes commerciaux utilisent ce genre de maillage). Ils peuvent être structurés ou non structurés, leur avantage c'est qu'ils peuvent s'adapter n'importe qu'elle géométrie, et que l'on peut mieux atteindre les propriétés optimales que les maillages curvilignes orthogonaux. [8]

Les maillages non orthogonaux ont aussi de sérieux inconvénients, les équations transformées contiennent plus de termes, ce qui augmente d'une part la difficulté de programmer et d'autre part le coût de résolution des équations. Le non orthogonalité du

maillage peut engendrer des solutions non physiques et irréelles et l'arrangement des variables sur ce maillage affecte la fiabilité et l'efficacité de l'algorithme.

Construction du maillage sous GAMBIT

La première étape dans le processus de génération du maillage consiste à ouvrir le logiciel GAMBIT et tracer la configuration dont on souhaite faire la simulation.

Le maillage employé pour réaliser la simulation de l'écoulement réactif est présenté sur les figures 3.2, 3.3 et 3.4.

Le maillage doit être suffisamment fin, afin de pouvoir capter les grandes structures turbulentes et les autres caractéristiques de l'écoulement.

On fait, après, un maillage petit pour les zones importantes, et grand pour les zones moins d'importance, par l'utilisation de la commande " Opeation /Mesh/Faces ", puis on lance le maillage du surface totale (le piston), on utilise des mailles quadratique (type/Submap, Spacing 0.2) pour les chambres et triangulaires (type/Pave, Spacing 0.3) pour les solides

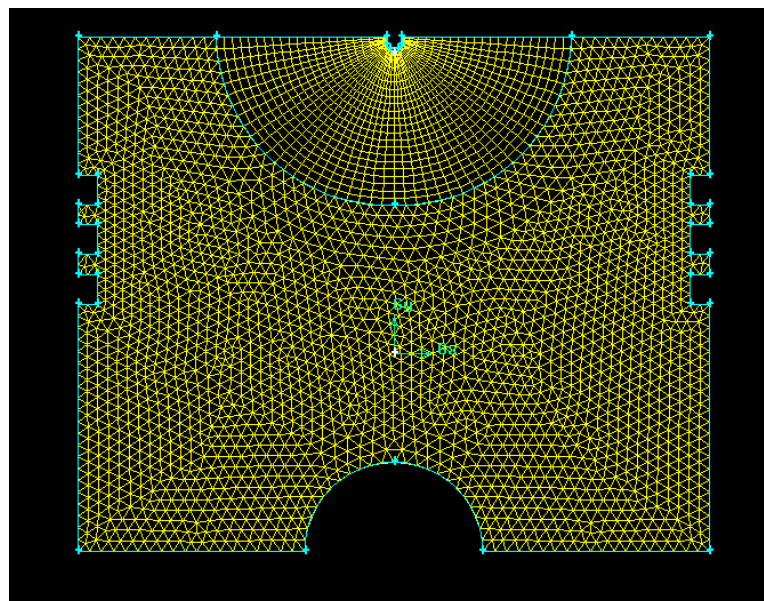


Fig.3.2.Maillage du piston 1 utilisé pour les simulations numériques

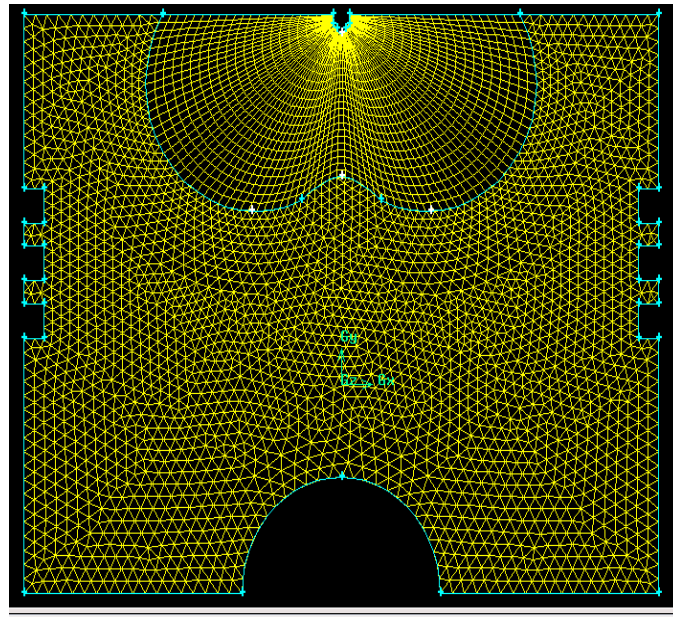


Fig.3.3.Maillage du piston 2 utilisé pour les simulations numériques

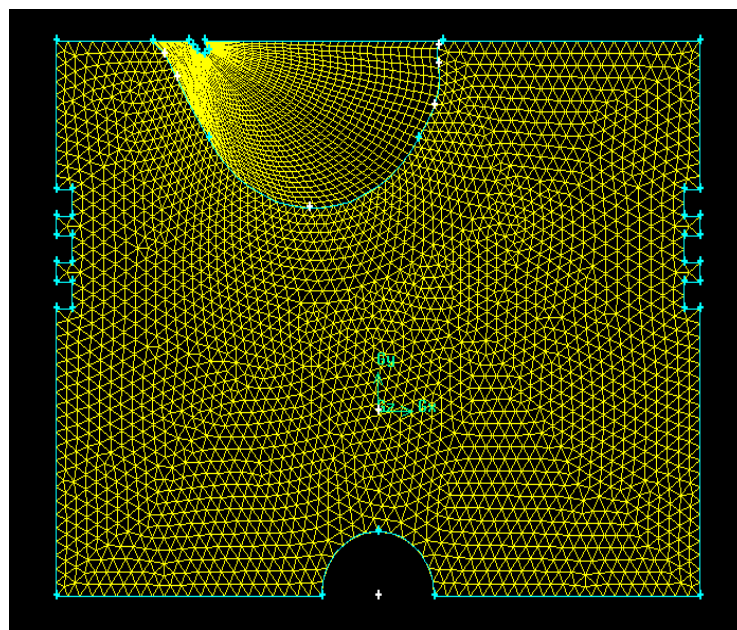


Fig.3.4.Maillage du piston 3 utilisé pour les simulations numériques

III.5.2.Les conditions aux limites

Il faut définir le type des conditions aux limites que l'on souhaite imposer sur les différentes limites du domaine de calcul. On commence par choisir le solveur qui sera utilisé par la suite : Solver/Fluent6/3.

On impose la condition " mass-flow-inlet " sur les parois d'entrées (Gasoil liquide). GAMBIT s'impose sur le reste des parois par défaut le type «Wall». Ces différents choix sont récapitulés ci-dessous :

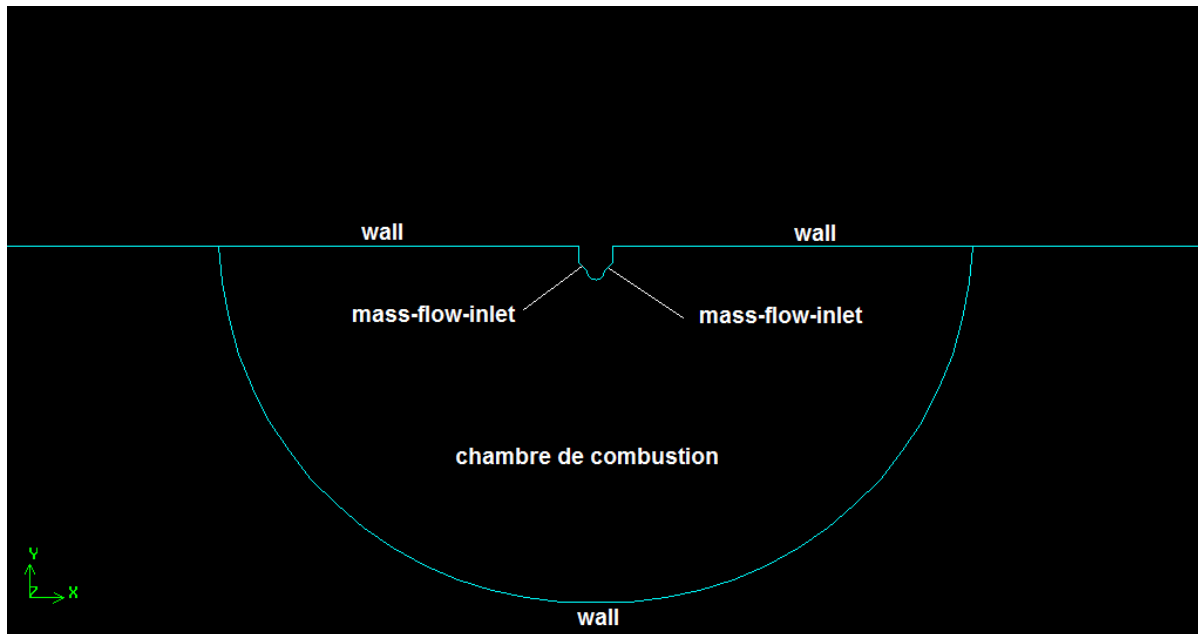


Fig.3.5.Les conditions aux limites

Lorsque le maillage est terminé et les conditions aux limites sont correctement imposées, il ne reste qu'à exporter ce maillage dans un format lisible par le solveur. Ceci se fait par la commande File/Export/Mesh qui permet d'écrire un fichier de maillage avec l'extension (.msh).

III.6.Démarche numérique du solveur

La procédure de simulation par le logiciel " Fluent " s'effectue suivant les étapes de l'algorithme ci-dessous, qui décrit les différents paramètres de la solution.

Etape 1 : Choix du solveur

Les possibilités offertes sur " Fluent " pour définir le type du solveur sont :

Coupled-Implicit, Coupled-Explicit, ou Segregated- Implicite.

Les ' Coupled solvers ' sont recommandés si une forte interdépendance existe entre la densité, l'énergie, les moments, et/ou les espèces. (Ex, écoulement compressible à haute vitesse ou les écoulements réactifs). En général, le solveur 'coupled-implicit' est recommandé par rapport au solveur 'coupled-explicit'. En gros, il est à noter que le temps nécessaire pour le solveur implicite est deux fois plus rapide et il nécessite une capacité mémoire deux fois plus de que celle-ci du 'coupled-explicit' ou 'segregated-implicite'. Il faut noter aussi que, le solveur 'coupled-explicit' doit être utilisé uniquement pour les écoulements instationnaires. l'approche segregated offre de la flexibilité dans le traitement de la solution et nécessite moins de mémoire que le solveur 'coupled-implicit'.

Etape 2 : Schéma de discrétisation (Méthodes d'interpolation)

Les variables Φ (stockées au centre des cellules) doivent être interpolées aux faces des volumes de contrôle, " Fluent " propose de nombreux schéma d'interpolation :

$$\frac{(\rho\phi)^{t+\Delta t} - (\rho\phi)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{faces} \rho_f \phi_f V_f A_f = \sum_{faces} \Gamma_f (\nabla\phi)_{\perp, f} A_f + S_\phi \Delta V \quad (3.16)$$

- Schéma « Upwind » du 1^{er} ordre : Facile à converger mais seulement au premier ordre.
- Schéma « Power Law » loi de puissance : Plus précis que le premier ordre quand $Re_{cell} < 5$ (Écoulement de type bas Reynolds).
- Schéma « Upwind » du 2nd ordre : Utilise des plus grands 'stencil' pour une précision au 2^{ème} ordre, essentiel avec tri/tet maillage ou quand l'écoulement n'est pas aligné avec le maillage.
- Schéma « Quadratique Upwind Interpolation » (QUICK): Appliquer avec le maillage quad./hex. et hybrides (pas aux tri.), utile pour les écoulements en rotation et swirlé, précis à l'ordre 3 sur un maillage régulier.
- Schéma « Bounded Central Differencing » : Appliquer au maillage mixte et non uniforme des géométries complexes.

Etape 3 : Méthodes d'interpolation pour la pression

Des options supplémentaires sont disponibles sur le code " Fluent " pour calculer la pression aux faces en utilisant le solveur 'segregated'. Les schémas des méthodes d'interpolation pour les pressions aux faces sont :

- Standard : Schéma par défaut, précision réduite pour les écoulements avec forts gradients de pression normaux à la surface près des frontières.
- Linear : à utiliser quand les autres options ont des difficultés de convergence ou des comportements non-physiques.
- Second-Order: à utiliser pour les écoulements compressibles; ne pas utiliser dans les matériaux poreux, discontinuités, turbines ou méthodes VOF.
- Body Force Weighted : à utiliser quand les forces de gravité sont importantes, (ex., convection naturelle à Re élevé ou écoulements fortement swirlés).
- PRESTO! : à utiliser avec les écoulements swirlés, les milieux poreux ou les domaines fortement courbés.

Etape 4 : Couplage pression vitesse

Le couplage pression-vitesse se réfère à la manière dont la conservation de la masse est prise en compte quand on utilise le solveur « segregated ». On a trois méthodes possibles :

- SIMPLE : schéma par défaut, robuste.
- SIMPLEC : utiliser dans le cas des maillages complexes non uniformes, convergence plus rapide pour les problèmes simples.
- PISO : schéma utile pour les écoulements instationnaires ou pour les schémas contenant des cellules avec des skews plus élevé que la moyenne.

Etape 5 : Initialisation

La procédure d'itération nécessite que toutes les variables soient initialisées avant le démarrage du calcul. Une initialisation 'réaliste' améliore la stabilité et la vitesse de convergence. Dans certain cas, une solution initiale correcte est nécessaire (ex : le champ de température permettant l'initialisation d'une réaction chimique).

Etape 6 : Convergence

L'équation de transport de ϕ se présente simplement :

$$\alpha_p \phi_p + \sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} = b_p \quad (3.17)$$

Les coefficients α_p , α_{nb} dépendent de la solution et mis à jour à chaque itération. Au début de chaque itération, l'égalité est fautive. Le décalage est appelé le résidu R_p , avec :

$$R_p = \alpha_p \phi_p + \sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} - b_p ; R = \sum_{cells} |R_p| \quad (3.18)$$

R_p doit devenir négligeable au fur et à mesure des itérations. Les résidus que vous suivez sont sommés sur toutes les cellules:

$$R = \sum_{cells} |R_p| \quad (3.19)$$

Les résidus suivis pour le solveur couplé sont basés sur la rms du taux d'évolution temporelle de la variable conservative.

A la convergence, toutes les équations de conservation discrétisées (momentum, energy, etc.) se conforment dans chaque cellule à une tolérance spécifiée et la solution ne change plus avec le temps.

Etape 7 : Suivi de la Convergence

Le Suivi de la convergence se fait avec les résidus. Le tracé des résidus montre quand ceux-ci atteignent le seuil de tolérance. En général, une décroissance d'un ordre 10^{-3} en magnitude des résidus indique une convergence au moins qualitative et les caractéristiques

principales de l'écoulement sont établies. Les résidus de l'énergie doivent atteindre 10^{-6} et des espèces 10^{-5} afin d'obtenir la conservation.

Etape 8 : Stabilité

Des instabilités numériques peuvent apparaître avec un problème mal posé, un mauvais maillage et/ou un mauvais réglage du solveur. Cela est détecté par des résidus qui augmentent ou restent « bloqué », indiquant une divergence des résidus. C'est-à-dire qu'il y a un déséquilibre dans les équations de conservation.

Les solutions possibles pour remédier ce problème sont:

- Vérifier que le problème est bien posé.
- Calculer une première solution avec un schéma à l'ordre 1.
- Diminuer la sous-relaxation pour les équations ayant des problèmes de convergence (segregated).
- Réduire le nombre de Courrant (coupled).
- Remailler ou raffiner le maillage.

Etape 9 : Réglage des facteurs sous-relaxation

Le facteur de sous-relaxation α , est utilisé pour stabiliser le processus itératif du solveur 'segregated'.

$$\phi_p = \phi_{p,old} + \alpha \Delta \phi_p \quad (3.20)$$

Si les moniteurs indiquent que la solution est convergée, mais la solution change toujours on a un déséquilibre de masse ou d'énergie. Il y a une possibilité de réduire le critère de convergence ou désactiver 'Test Convergence'.

Diminuer les facteurs de la relaxation pour les 'momentum' aide à converger. Les réglages appropriés sont connus via les tests et l'expérience, alors calculé jusqu'à ce que la solution converge.

III.6.1. Les conditions aux limites sur Fluent

En plus d'un maillage adéquat, les conditions aux limites sont très importantes pour obtenir une solution précise avec une convergence rapide. Ce paragraphe présente de façon succincte les conditions aux limites qu'on a utilisées.

Afin de définir un problème avec une solution unique, on doit fournir des informations sur les variables aux frontières du domaine. Spécifier les flux de masse, quantité de mouvement, énergie, ... etc. la définition des conditions aux limites implique :

- Identifier la position des frontières (ex : entrées, parois, symétrie)
- Donner les informations sur ces frontières.

Les données dépendent du type de conditions aux limites et des modèles employés. On doit connaître l'information nécessaire aux frontières et positionner ces frontières où l'information est connue ou peut être correctement approchée.

Les mauvaises conditions aux limites ont toujours un impact sur les résultats. Le logiciel " Fluent " offre la possibilité de changer le type de conditions aux limites et de régler les données suivant nos besoins (exp : définir par des UDFs) [9].

Les conditions aux limites de notre problème sont définies comme suit :

Condition d'entrée : On a choisi le type vitesse à l'entrée « Velocity-Inlet » pour toutes les entrées, et on caractérise les informations de chacune comme le montre la figure (3.6) pour le gasoil.

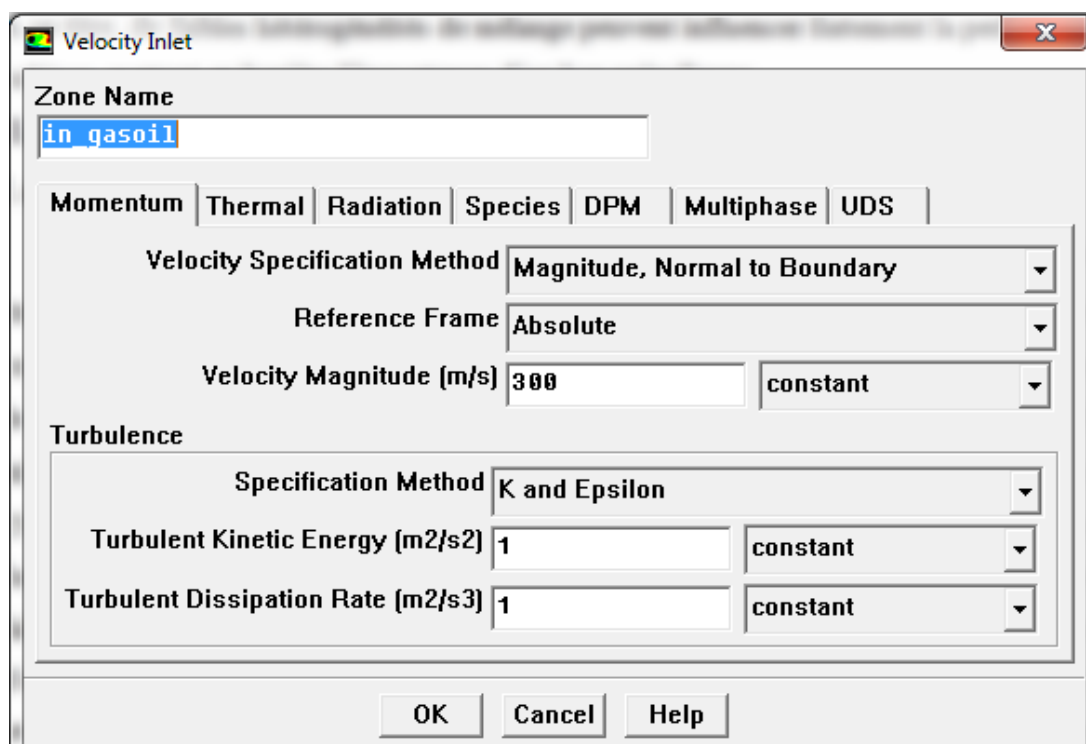


Fig.3.6. Définition des paramètres de la vitesse de gasoil à l'entrée

III.6.2. Génération des calculs par FLUENT

Nous avons suivi pour générer le calcul dans " FLUENT " les étapes suivantes :

1. Chargement de la géométrie par Fluent. File → Read → Case
2. Vérification du maillage. Grid → Check
3. Choisir l'unité de la géométrie. Grid → Scale
4. Définir le Model de solution. Define → Solver

5. Définir le Model de Turbulence. Define → Models → Viscous
6. Définir la Matière. Define → Materials
7. Définir les conditions aux limites. Define → Boundary → Conditions
8. Choix du control de solution. Solve → Controls → Solution
9. Enregistrer les informations liées au problème. File → write → Case &Data
 - Le fichier Case (regroupe toutes informations liées à la géométrie).
 - Le fichier Data (contient tous les paramètres et données des calculs).
10. Initialiser le calcul. Solve → Initialize → Initialize
11. Vérifier les résidus des calculs. Solve → Monitors → Residual
12. Choisir du nombre des itérations et lancer les calculs. Solve → Iterate
13. Post traitement des résultats. (Display, Plot, Repport ...etc)

Remarque : La même démarche peut faire pour le calcul de n'importe quelles configurations, et les étapes précédentes seront répétées.

III.7.Résultats et discussions

Dans cette partie, on présente les résultats de notre étude concernant le comportement des écoulements réactifs dans une chambre de combustion, La distribution des vitesses, de température et des espèces constituant le mélange.

Les figures suivantes montrent les résultats qui nous avons obtenu.

➤ Pour premier modèle

Champ dynamique

▪ Champ de vitesse

La figure (3.7) présente les contours des vitesses dans la direction de l'écoulement où il est clair que l'écoulement est fortement accéléré.

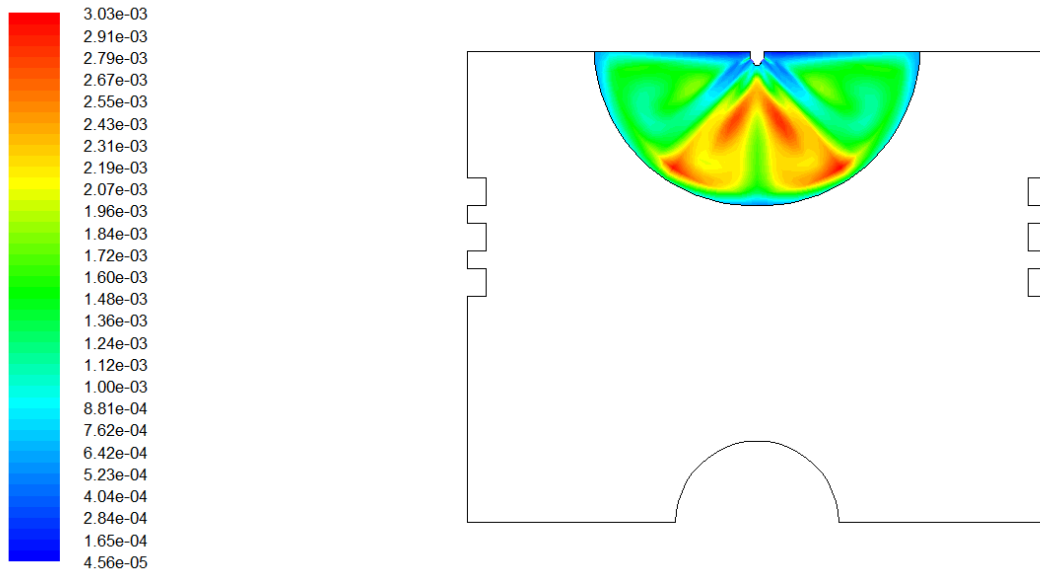


Fig.3.7. Contours des vitesses, plan xy ($z = 0$)

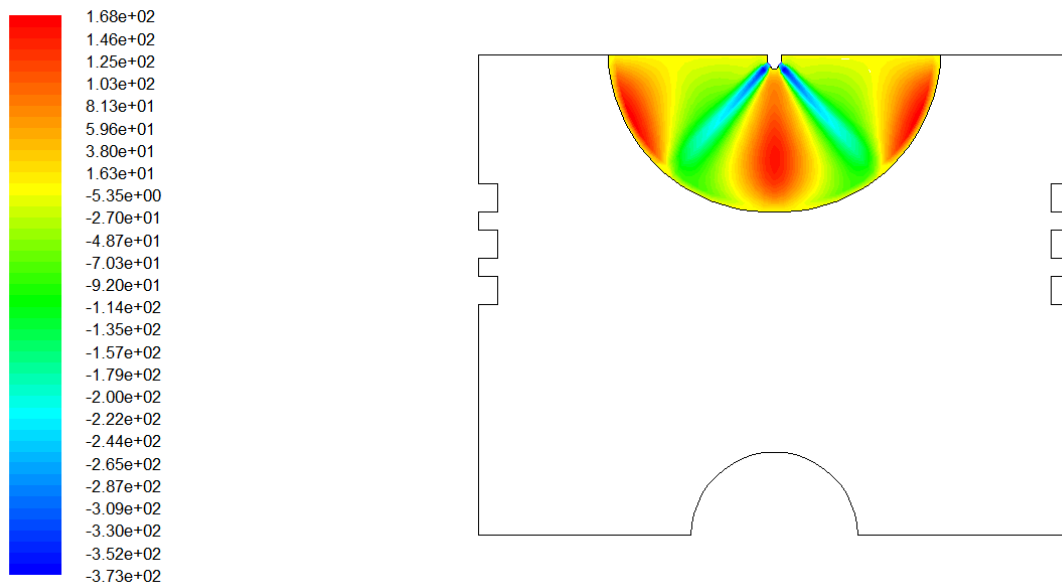


Fig.3.8. Contours des vitesses suivant l'axe Y

▪ **L'intensité de la turbulence**

La figure (3.9) montre les contours de l'intensité de la turbulence suivant la direction de l'écoulement, les fortes valeurs sont observées à la zone de mixage (ce qui fait un bon mélange air/combustible).

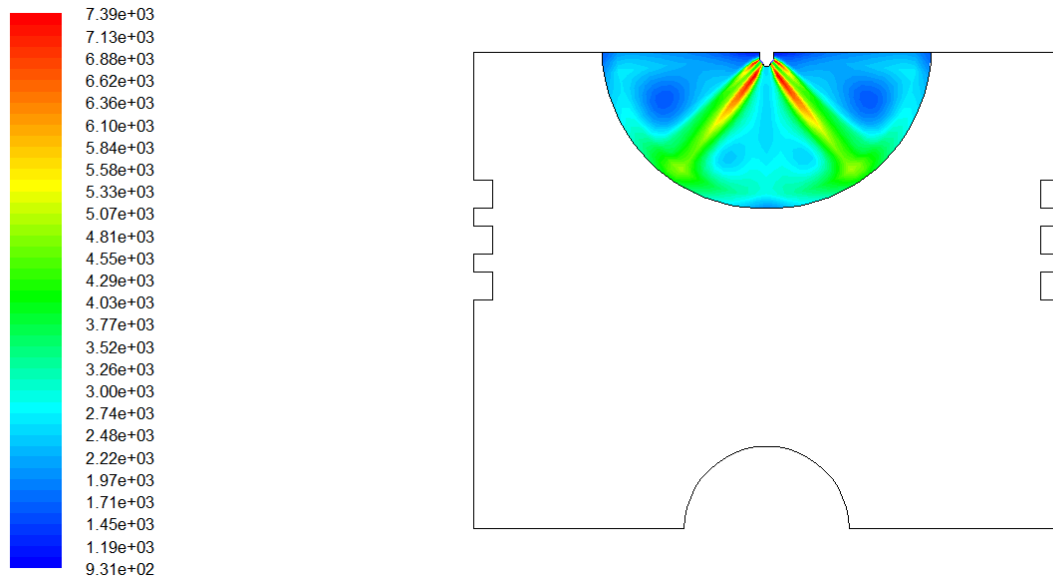


Fig.3.9.Intensité de la turbulence, plan x y (z = 0)

▪ **L'énergie cinétique turbulente**

On observe dans la figure suivante la concentration de l'énergie cinétique turbulente elle est concentrée à la zone de mixage, où elle aide de faire un bon mélange air/combustible pour obtenir une bonne combustion.

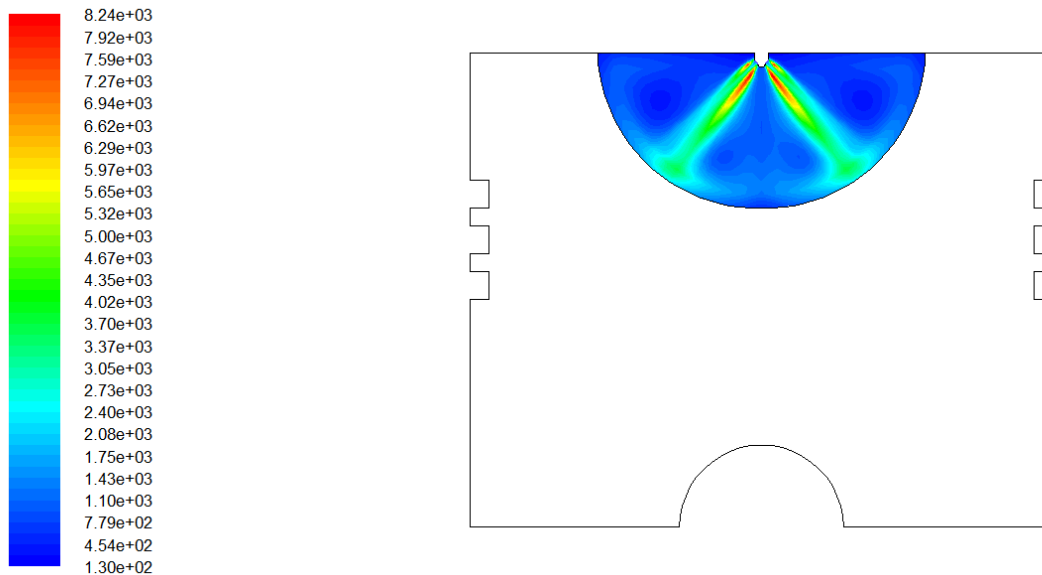


Fig.3.10.Energie cinétique turbulente, plan xy, (z = 0)

▪ **La viscosité turbulente**

Dans la figure suivante on localise les zones dont la viscosité turbulente est élevée.

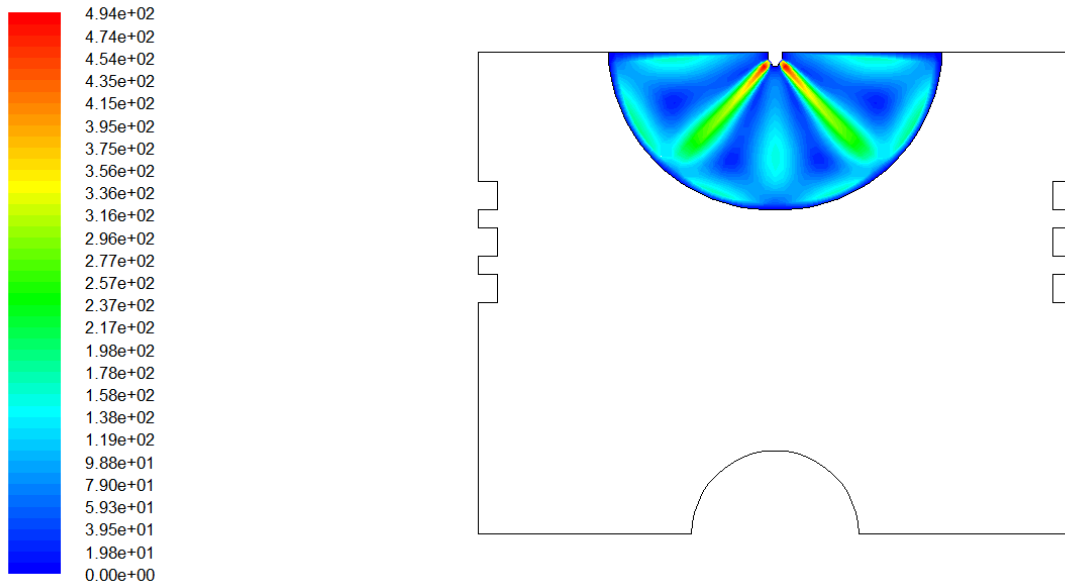


Fig.3.11.La viscosité turbulente

➤ **Pour Deuxième modèle**

Champ dynamique

▪ **Champ de vitesse**

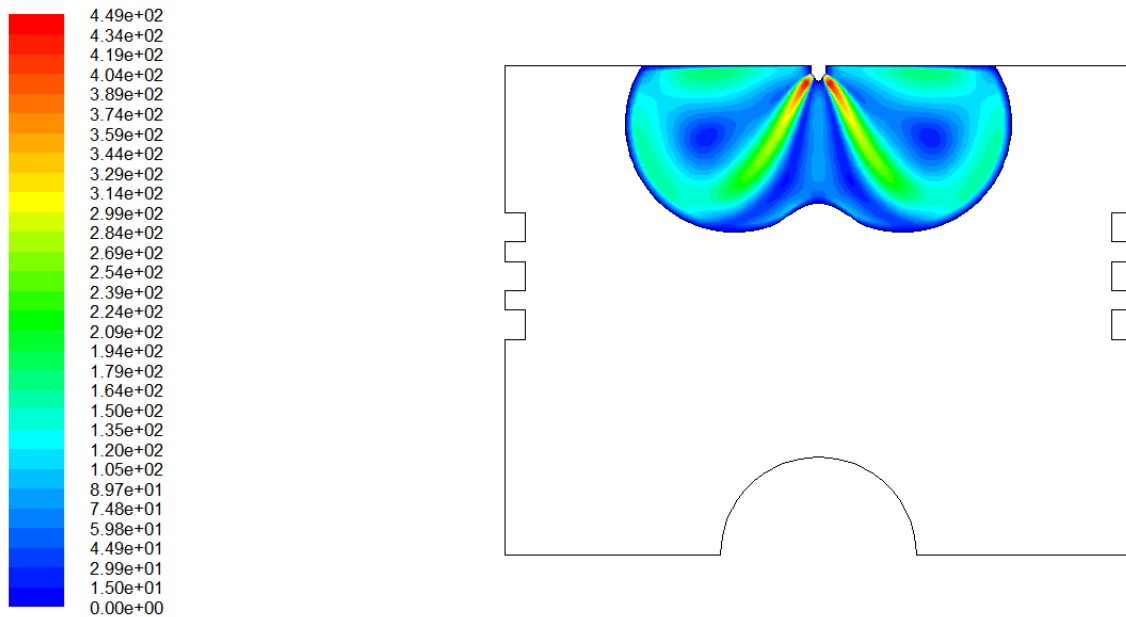


Fig.III.12 Contours des vitesses, plan xy (z = 0)

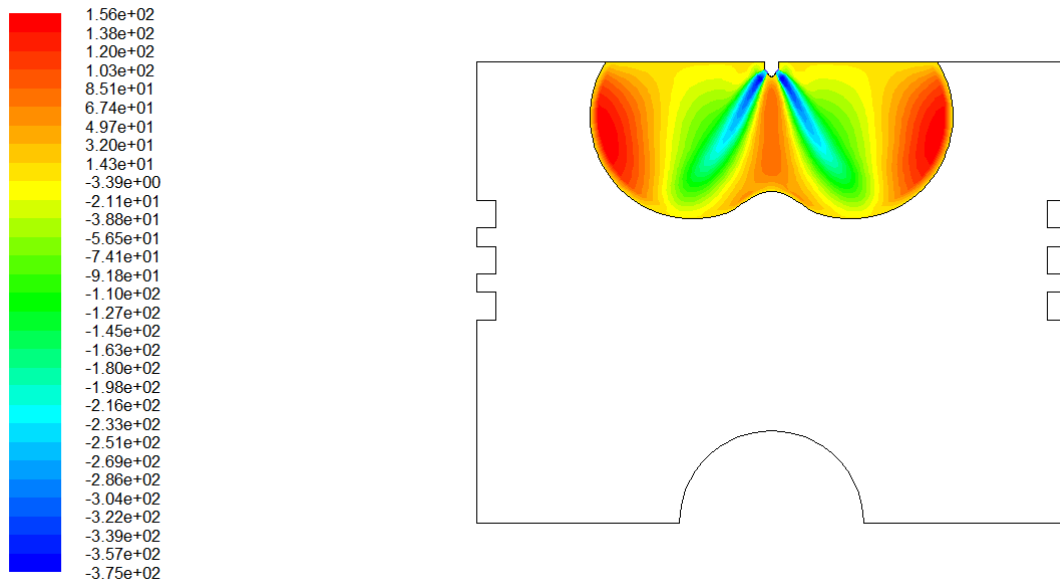


Fig.III.13 Contours des vitesses suivant l'axe Y

▪ **L'intensité de la turbulence :**

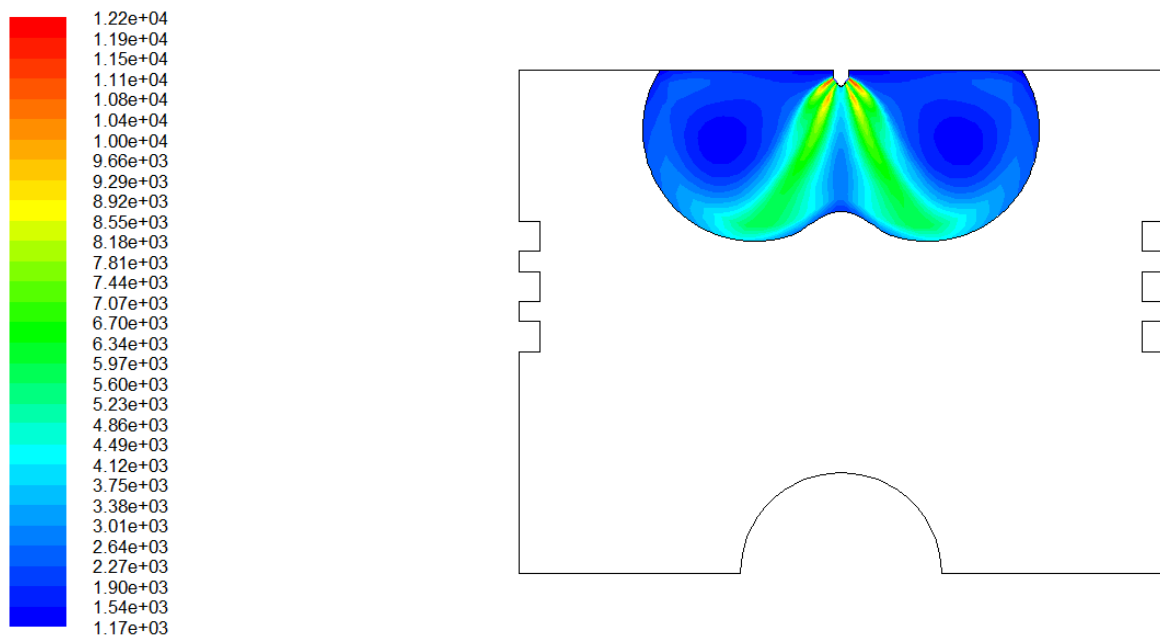


Fig.III.14 Intensité de la turbulence, plan x y (z = 0)

▪ **L'énergie cinétique turbulente :**

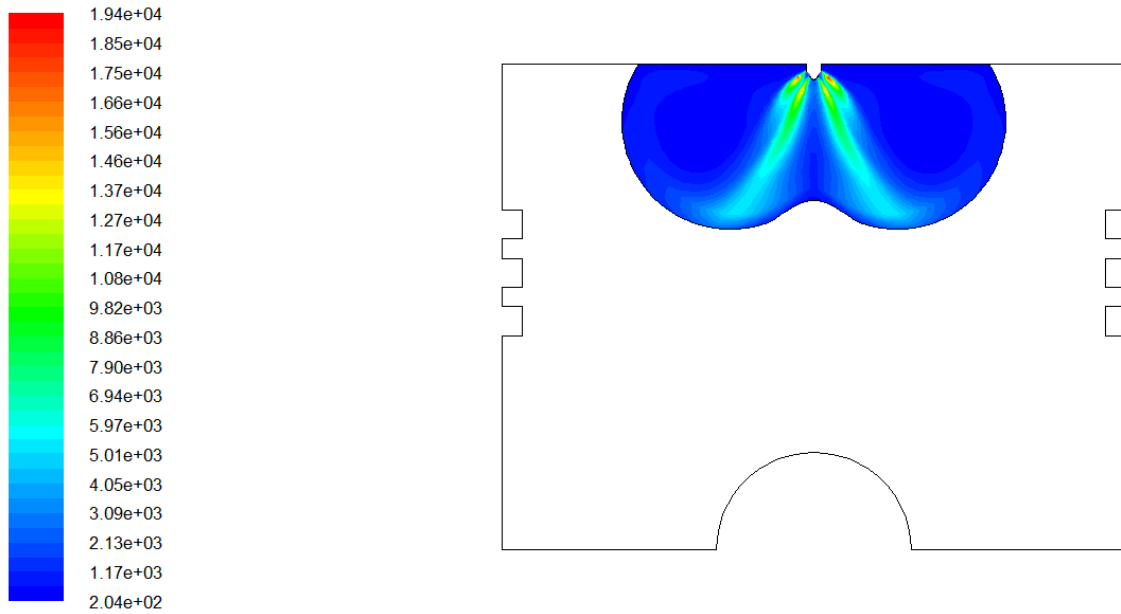


Fig.III.15 Energie cinétique turbulente, plan xy, (z = 0)

▪ **La viscosité turbulente :**

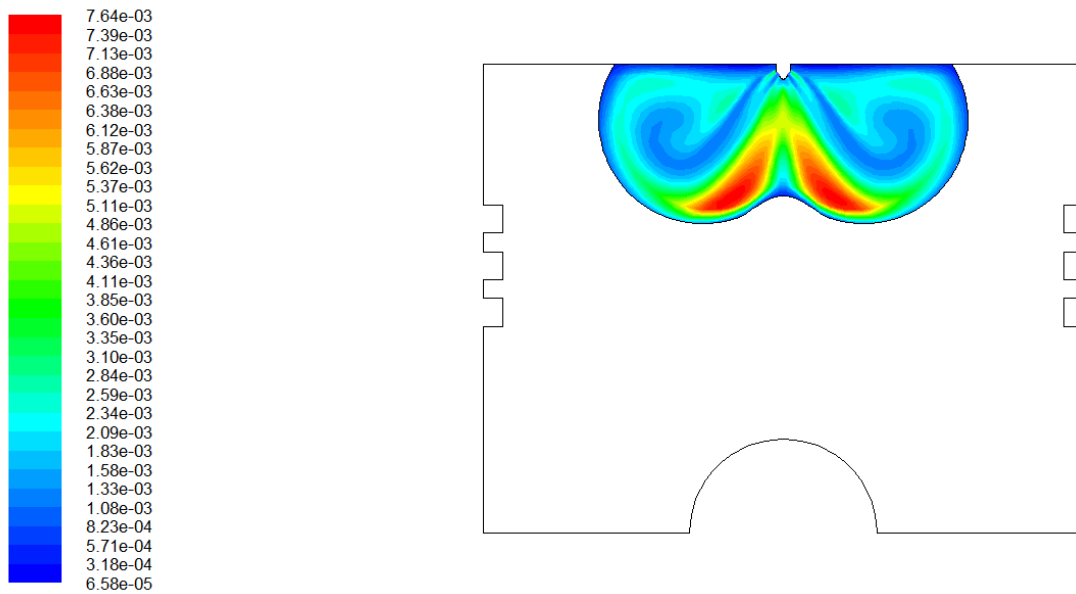


Fig.III.16 La viscosité turbulente

➤ Pour troisième modèle :

Champ dynamique :

▪ Champ de vitesse :

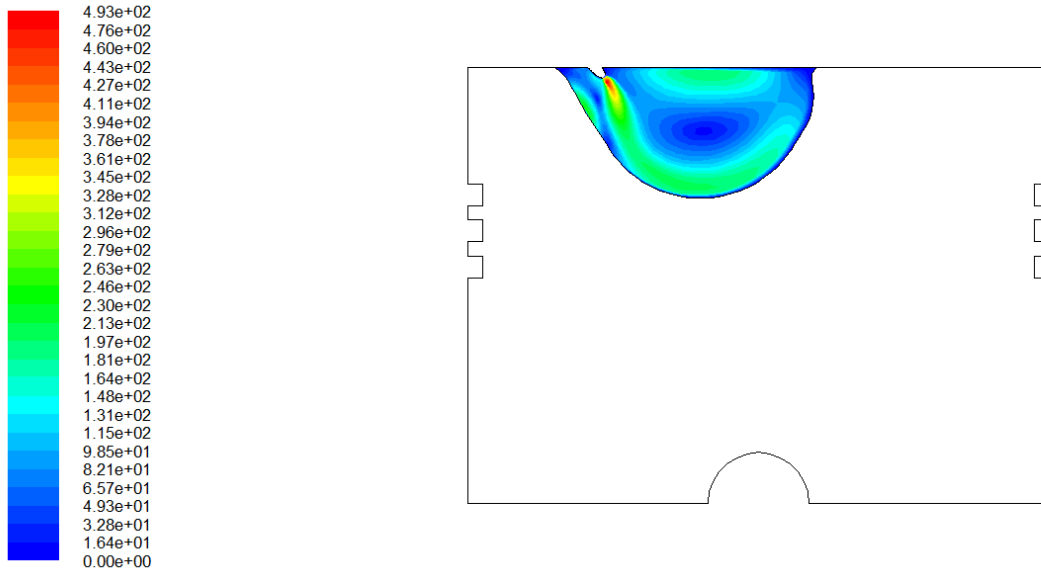


Fig.III.17 Contours des vitesses, plan xy ($z = 0$)

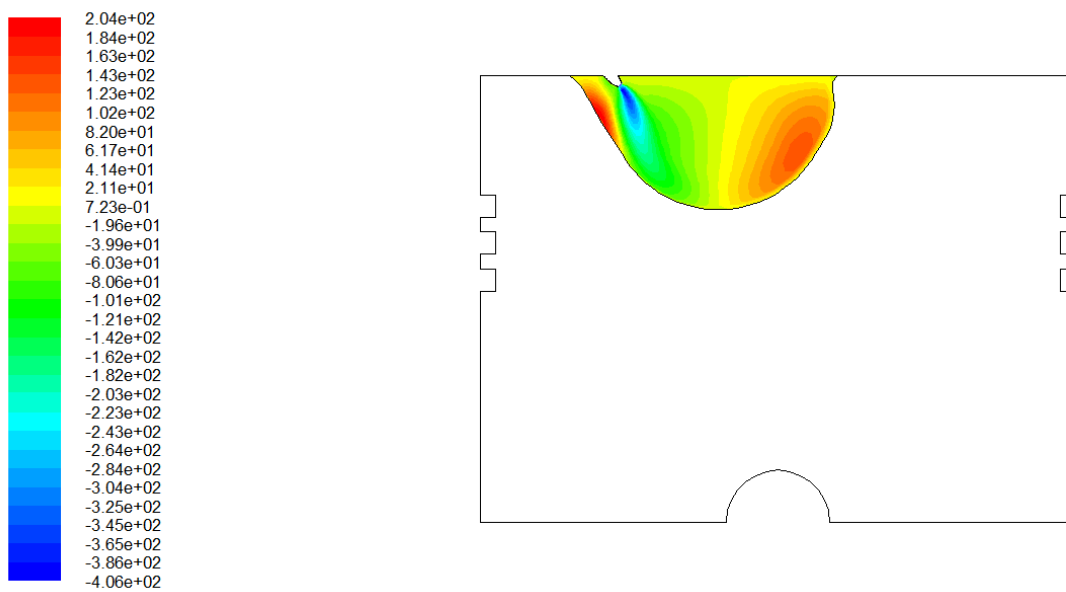


Fig.III.18 Contours des vitesses suivant l'axe Y

▪ L'intensité de la turbulence :

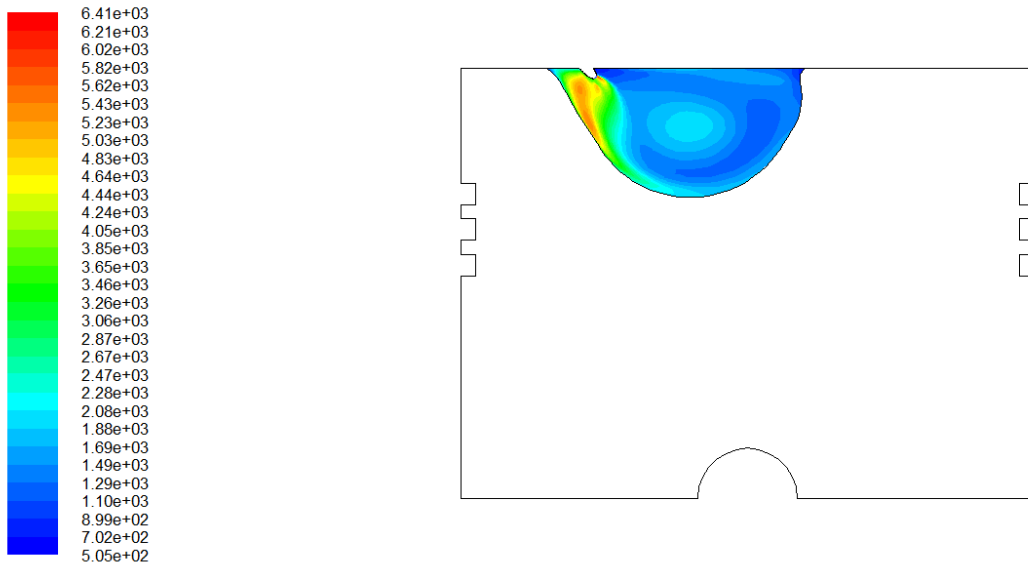


Fig.III.19 Intensité de la turbulence, plan x y (z = 0)

▪ L'énergie cinétique turbulente :

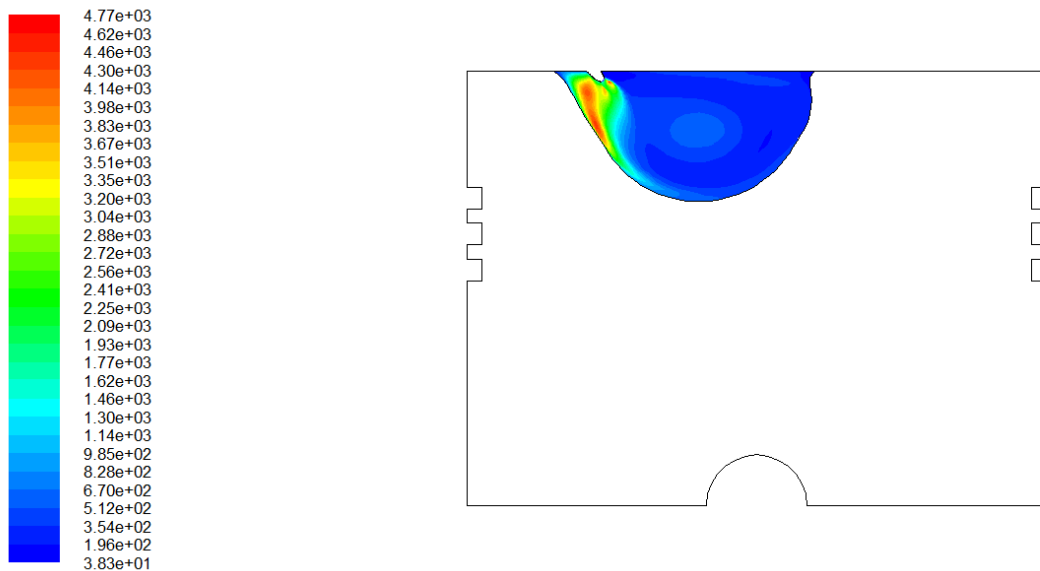


Fig.III.20 Energie cinétique turbulente, plan xy, (z = 0)

- **La viscosité turbulente :**

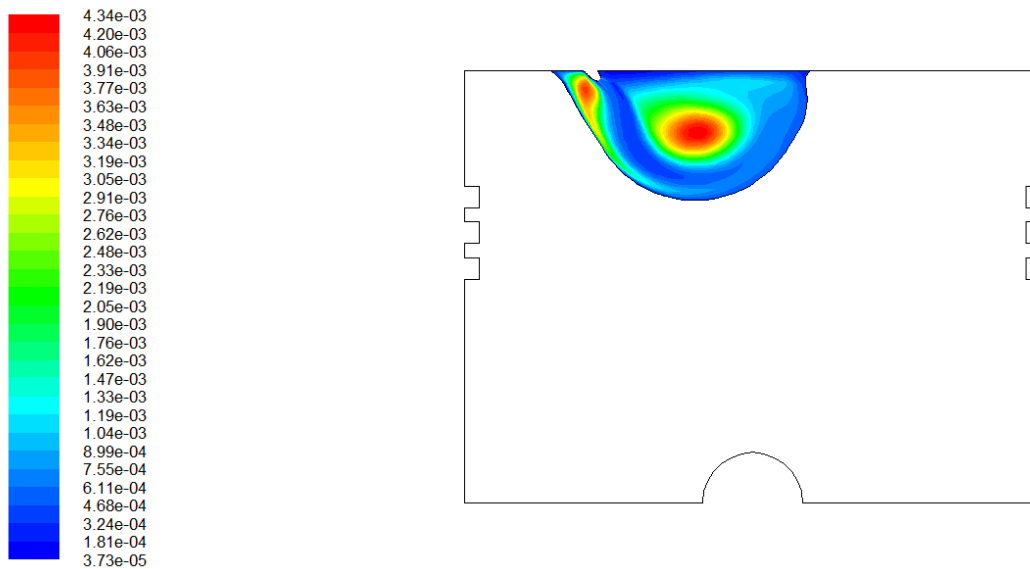


Fig.III.21 La viscosité turbulente

Il ya plusieurs facteurs qui ont un rôle très important pour obtenir la combustion total tels que les formes particulières des chambres de combustion et ce dernier augmente la turbulence pour avoir un bon mélange air-gasoil qui réduit les émissions d'imbrulés. Mais les résultats obtenus de cette simulation ne nous a pas donné le champ thermique et le champ chimique pour comparer entre les trois modèles des chambres à fin de trouver le meilleur mélange air-gasoil.

III.8.Conclusion :

D'après les résultats qu'on a trouvées, on conclut que, la turbulence perfectionne combustion à partir l'amélioration du mélange qu'on brûle.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce travail on a vu une étude numérique de l'écoulement avec réaction chimique dans une enceinte similaire à une chambre de combustion.

L'écoulement étant turbulent, tel qu'on peut rencontrer dans les flammes de diffusion (non prémélangées), en utilisant le modèle $k-\varepsilon$ et le modèle PDF. Nous avons utilisé le code CFD Fluent basé sur la méthode des volumes finis.

Les simulations numériques montrent à la fois une simplicité, économie et performance, d'étudier et comprendre (du moins en partie) comment agisse la turbulence sur les écoulements réactifs.

La géométrie du domaine physique a été sélectionnée avec succès en utilisant le meilleur Gambit.

Les principaux objectifs de ce travail sont atteints, notamment une maîtrise avancée du code de calcul " Fluent " ainsi que celui du générateur de maillage " Gambit ".

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

- [1] Daghboudj Samir " Livre Maintenance des Moteurs Diesel "
- [2] Les moteurs diesel (document total).
- [3] Olivier GRONDIN " Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic " thèse de doctorat : l'Université de Rouen, 2004.
- [4] N. GUERRASSI " Etude expérimentale et modélisation des phénomènes internes en moteur diesel à injection directe " thèse de doctorat : l'Ecole centrale de LYON, 17 Décembre 1993.
- [5] Guanqin MA " Modélisation 1d de la combustion diesel application a un moteur automobile " thèse de doctorat : l'Ecole Centrale de Nantes 2013.
- [6] Robin V., " Contribution a la modélisation des écoulements turbulents réactifs partiellement pré-mélangés ", thèse de doctorat : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2007.
- [7] Guillaume A., " Simulation aux grandes échelles des écoulements réactifs non prémélangés ", thèse de doctorat : Université de Toulouse, 2009.
- [8] ZEKKOUR Aissam "Simulation numérique d'un écoulement réactif turbulent dans une chambre de combustion d'un turboréacteur" thèse Master : Université de M'sila 2016.
- [9] Bessanane N., " Simulation numérique de la combustion turbulente dans des géométries complexes ", thèse de magistère : Université de Batna, 2008.
- [10] Dmitry A., Lysenko · Ivar S., Ertesvag · Kjell Erik Rian, " Numerical Simulation of Non-premixed Turbulent Combustion Using the Eddy Dissipation Concept and Comparing with the Steady Laminar Flamelet Model ", © Springer Science+Business Media Dordrecht, 2014.

ملخص:

الهدف الأساسي من عملنا هذا هو إنجاز محاكاة ثنائية الأبعاد لحركة الجريان وخصائصها داخل غرفة احتراق لإنجاز محاكاة ذات شكل بسيط، هذا من جهة، ومن جهة أخرى، محاولة التمكن من استعمال برنامج الحساب " Fluent " للظواهر المعقدة. وقد اخترنا نموذجا لغرفة الاحتراق لمحرك ديزل كمثال للتطبيق.

كلمات مفتاحية :

محرك ديزل، غرفة احتراق، اضطراب...

Résumé :

L'objectif principal de notre travail est d'une part de simuler en bidimensionnelles l'écoulement et ses caractéristiques dans une chambre de combustion de géométrie simple, et d'autre part, nous recherchons une maîtrise avancée du code de calcul " Fluent " pour la simulation des phénomènes complexe. On a choisi un modèle de piston d'une chambre de combustion d'un moteur diesel , comme un exemple d'application.

Mots-clés :

moteur diesel , Chambre de combustion, Turbulence ...

Abstract

The principal objective of this work is, on one hand to simulate in 2D the flow and this characteristics in combustion chamber with simple geometry. On the other hand, we search for an advanced mastery of the calculation code " Fluent " for the simulation of complex phenomena. We chose as an example of application, a diesel motors a combustion chamber.

Key Words:

diesel motors, Combustion chamber, Turbulence ...