

Nomenclature

| | |
|---------------------|---|
| A | Surface de contrôle |
| A_{fr} | Constante pré-exponentielle |
| a | Diffusivité thermique [$m^2 \cdot s^{-1}$] |
| B_{fr} | Nombre de transport de Spalding |
| b | Paramètre d'impact de collision |
| b_{cr} | Paramètre d'impact critique de collision |
| a_m, b_m | Coefficients stœchiométriques intégrales pour la réaction |
| C | La Course du piston [cm] |
| C_D | Coefficient de décharge |
| C_p | Chaleur spécifique du fluide [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] |
| C_{pm} | Chaleur spécifique de l'espèce m [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] |
| $C_{\varepsilon 1}$ | Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$ |
| $C_{\varepsilon 2}$ | Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$ |
| D | Coefficient de transport |
| d_s | Diamètre de suie |
| E_a | Energie d'activation |
| E_c | Energie cinétique |
| F | Vitesse de changement individuel d'une gouttelette |
| f | Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes |
| f_{bu} | Terme source de destruction |
| f_{coll} | Terme source de collision |
| f_w | Taux de chaleur par unité de surface de la paroi |
| g | Force d'inertie |
| Δh_f^0 | Chaleur de formation de l'espèce m au zéro absolu |
| h_m | Enthalpie spécifique de l'espèce m [$J \cdot kg^{-1}$] |

| | |
|-----------------|--|
| I | Energie interne spécifique du mélange [$j. kg^{-1}$] |
| I_M | Energie interne spécifique de l'espèce m [$j. kg^{-1}$] |
| J | Vecteur du flux thermique [$W. m^{-2}$] |
| k | Energie cinétique |
| K | Coefficient de transport |
| K_c^t | Constante d'équilibre |
| $K_{fr}.K_{br}$ | Constante d'avancement |
| L | Chaleur latente [$j. kg^{-1}$] |
| $M_{m,r}$ | Masse molaire |
| \dot{m}_a | Taux d'entraînement de l'air |
| m_f | Masse du carburant dans la zone considérée |
| m_{fg} | Masse du carburant vaporisé |
| m_a | Masse d'air dans cette zone |
| N | Vitesse de rotation du moteur [tr/min] |
| n | Normale à la surface de la paroi |
| P | Pression du fluide [$N. m^{-2}$] |
| p | Produit d'oxydation constitué de CO , de CO_2 et de H_2O |
| P_a | Pression à l'admission [$N. m^{-2}$] |
| P_e | Pression à l'échappement [$N. m^{-2}$] |
| P_{ch} | Pression dans la chambre [$N. m^{-2}$] |
| P_{inj} | Pression d'injection [$N. m^{-2}$] |
| P_{ox} | Pression partielle de l'oxygène [$N. m^{-2}$] |
| Q | Espèce intermédiaire |
| \dot{Q}^s | Interactions de vaporisation |
| \dot{Q}^c | Chaleur chimique dégagée par réaction chimique |
| R_c | Nombre de Reynolds critique |

| | |
|------------|--|
| R_0 | Constante universelle des gaz |
| R^* | Radical |
| RH | Hydrocarbure |
| R | Rayon de gouttelette |
| S | Pénétration du jet |
| T | Température du fluide |
| \dot{T} | Température de la gouttelette |
| t | Temps [s] |
| Δt | Pas de temps [s] |
| T_{cu} | Température de culasse [K] |
| T_{cy} | Température du cylindre [K] |
| T_p | Température des parois [K] |
| T_a | Température d'admission [K] |
| T_f | Température de carburant [K] |
| u | Vitesse des gaz |
| u | Vitesse linéaire moyenne du piston |
| u^* | Vitesse de cisaillement |
| u'' | Fluctuation de vitesse turbulente |
| u_i | Vitesse d'injection du carburant |
| U,v,w | Composante du vecteur vitesse |
| V | Volume de contrôle |
| W_m | Masse moléculaire de l'espèce m [$kg \cdot mole^{-1}$] |
| w_{wall} | Vitesse des parois |
| X | Vecteur de position |
| x, y, z | Coordonnées cartésiennes |
| \dot{Y} | Vitesse d'oscillation de la gouttelette |
| \dot{Y} | Vitesse de changement d'une gouttelette |

| | |
|-----------------------------|---|
| Y_m^* | Valeur de la fraction à l'équilibre thermodynamique |
| Y_m | Fraction massique de l'espèce m |
| $\overline{\dot{Y}_m}$ | Moyenne du terme source de l'espèce |
| $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ | Vecteurs unitaires de la base cartésienne |

Notations Grecques

| | |
|---------------------------|--|
| α_0, β_0 | Coefficient du le schéma Quick |
| Γ_ϕ | Coefficient de diffusion |
| σ | Tenseur des contraintes visqueuses [$N.m^{-2}$] |
| ε | Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente [$m^2.s^{-3}$] |
| λ | Conductivité thermique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$] |
| μ | Viscosité dynamique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$] |
| μ_t | Viscosité dynamique turbulente |
| ν | Viscosité cinématique |
| ν_t | Viscosité cinématique turbulente |
| $\nu'_{m,r}, \nu''_{m,r}$ | Coefficients stœchiométriques pour réactifs et produits |
| ρ | Masse volumique [$kg.m^{-3}$] |
| ρ_m | Masse volumique de l'espèce m [$kg.m^{-3}$] |
| ρ_s | Masse volumique des suies |
| τ_c | Echelle de temps caractéristique de la réaction chimique |
| τ_l | Echelle de temps caractéristique laminaire |
| τ_t | Echelle de temps caractéristique de la turbulence |
| w_r | Taux de réaction |
| \emptyset | Scalaire |
| $\tilde{\emptyset}$ | Moyenne de Favre. |
| α_d | Coefficient de tension superficielle de liquide |
| ξ | Nombre de Reynolds basé sur la vitesse des gaz relative à la paroi |

| | |
|----------------|-----------------------|
| Ω_{kh} | Taux d'accroissement |
| $\dot{\rho}^s$ | Terme source du jet |
| $\dot{\rho}^c$ | Terme source chimique |
| ∇ | Laplacien |

Abréviations

| | |
|--------|--|
| AOA : | Avance à l'Ouverture de l'Admission |
| AOE : | Avance à l'Ouverture de l'Echappement |
| CFD : | Computational Fluid Dynamic |
| CFR : | Cooperative Fuel Research |
| CAO : | Conception Assistée par Ordinateur |
| EGR : | Exhaust Gas Recirculation |
| GMV: | General Mesh Viewer |
| GNV : | Gaz Naturel Véhicule |
| GPL : | Gaz de Pétrole Liquéfié |
| GM : | General Motors |
| HP : | Hoors Power |
| IFP : | Institut Français de Pétrole |
| LTE : | Laboratoire de recherche en Technologie de l'Environnement |
| MCI : | Moteur à Combustion Interne |
| Mt : | Million de tonne |
| NSC : | Nagle and Strickland-Constable |
| PCI : | Pouvoir Calorifique Inferieur |
| PCS : | Pouvoir Calorifique Supérieur |
| PMH : | Point Mort Haut |
| PMB : | Point Mort Bas |
| PISO : | Pressure Implicit with Splitting of Operators |
| RFA : | Retard à la Fermeture de l'Admission |
| RFE : | Retard à la Fermeture de l'Echappement |
| RNG: | ReNormalization Group |
| RPM : | Rotation Par Minute |

Sommaire

| | |
|--|------|
| Remerciement | I |
| Dédicace | II |
| Résumés | III |
| Liste des figures | VI |
| Liste des tableaux | VIII |
| Nomenclature | IX |
| Introduction générale..... | 1 |
| | |
| Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne | |
| 1.1 Introduction..... | 4 |
| 1.2 Histoire du moteur diesel..... | 4 |
| 1.3 Définition d'un Moteur à Combustion Interne..... | 7 |
| 1.4 Architecture d'un moteur à combustion interne..... | 7 |
| 1.4.1 Organes fixes..... | 8 |
| 1.4.1.1 Bloc –moteur..... | 8 |
| 1.4.1.2 Culasse..... | 9 |
| 1.4.1.3 Carter..... | 9 |
| 1.4.1.4 Cache culbuteur..... | 9 |
| 1.4.2 Organes mobiles..... | 10 |
| 1.4.2.1 Piston..... | 10 |
| 1.4.2.2 Bielle..... | 11 |
| 1.4.2.3 Vilebrequin..... | 11 |
| 1.4.2.4 Arbre à came..... | 12 |
| 1.4.2.5 Soupapes..... | 12 |
| 1.4.2.6 Volent moteur..... | 13 |
| 1.4.2.7 Courroie de distribution..... | 13 |
| 1.4.2.8 Injecteurs..... | 14 |
| 1.4 Classifications des moteurs à combustion interne..... | 14 |
| 1.5.1 Selon le type d'allumage..... | 14 |
| 1.5.2 Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet).. | 15 |

| | | |
|---------|--|----|
| 1.5.2.1 | 4 temps (2 tours/cycle)..... | 15 |
| 1.5.2.2 | 2 temps (1 tour/cycle)..... | 15 |
| 1.5.3 | Selon le type d'injection..... | 15 |
| 1.5.3.1 | Injection directe..... | 15 |
| 1.5.3.2 | Injection indirecte..... | 16 |
| 1.6 | Principe de fonctionnement du moteur diesel..... | 17 |
| 1.6.1 | Diagramme indiqué..... | 18 |
| 1.6.2 | Comparaison entre moteur Diesel et Essence..... | 19 |
| 1.6.2.1 | Fonctionnement..... | 19 |
| 1.6.2.2 | Combustible..... | 20 |
| 1.6.2.3 | Rendement..... | 21 |
| 1.7 | La formation des polluants..... | 22 |
| 1.7.1 | Monoxyde de carbone(CO)..... | 23 |
| 1.7.2 | Oxydes d'azote (NO _x)..... | 24 |
| 1.7.3 | Hydrocarbures imbrûlés (HC)..... | 25 |
| 1.7.4 | Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques (HAP)..... | 25 |
| 1.7.5 | Particules de suies..... | 25 |
| 1.8 | Méthodes de réduction des polluants..... | 26 |
| 1.8.1 | Amélioration de la combustion dans les moteurs..... | 26 |
| 1.8.1.1 | Réduction de cylindre (downsizing)..... | 27 |
| 1.8.1.2 | Turbo Compresseur..... | 27 |
| 1.8.1.3 | Système d'injection..... | 28 |
| 1.8.1.4 | Recirculation des gaz d'échappement « EGR »..... | 29 |
| 1.8.1.5 | Refroidissement de l'air admis..... | 30 |
| 1.8.2 | Systèmes de post-traitement..... | 30 |
| 1.8.2.1 | Filtres à particules..... | 30 |
| 1.8.2.2 | Catalyseurs..... | 31 |
| 1.8.3 | Reformulation des carburants : (Les carburants alternatifs)..... | 32 |
| 1.9 | Conclusion..... | 34 |

Chapitre 2 : Les carburants

| | | |
|-----|-------------------------------------|----|
| 2.1 | Définition du Carburant..... | 36 |
| 2.2 | Différents types de carburants..... | 36 |

| | | |
|---------|---|----|
| 2.2.1 | Carburants solide..... | 36 |
| 2.2.2 | Carburants liquides..... | 36 |
| 2.2.3 | Carburants gazeux..... | 36 |
| 2.3 | Caractéristiques d'un carburant..... | 36 |
| 2.3.1 | Pouvoir calorifique..... | 36 |
| 2.3.1.1 | Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS)..... | 37 |
| 2.3.1.2 | Pouvoir calorifique inférieur (PCI)..... | 37 |
| 2.3.2 | Masse volumique..... | 37 |
| 2.3.3 | Densité..... | 38 |
| 2.3.4 | Point éclair..... | 38 |
| 2.3.5 | Température d'auto inflammation..... | 39 |
| 2.3.6 | Pression vapeur..... | 39 |
| 2.3.7 | Densité vapeur..... | 39 |
| 2.3.8 | Viscosité..... | 39 |
| 2.4 | Indice d'octane..... | 40 |
| 2.5 | Indice de cétane..... | 41 |
| 2.6 | Propriétés des quelques carburants..... | 43 |
| 2.7 | Circuit d'alimentation par carburant..... | 43 |
| 2.7.1 | Gazole..... | 43 |
| 2.7.2 | Essence..... | 44 |
| 2.8 | Recherche bibliographique sur la combustion des carburants..... | 44 |
| 2.8.1 | Carburant domestique | 44 |
| 2.8.2 | Biocarburant..... | 45 |
| 2.8.2.1 | Huiles végétales..... | 45 |
| 2.8.2.2 | Éthanol et le bioéthanol..... | 46 |
| 2.9 | Conclusion..... | 47 |

Chapitre 3 : Formulation mathématique

| | | |
|---------|---|----|
| 3.1 | Introduction..... | 49 |
| 3.2 | Equations de l'aérothermochimie turbulente..... | 49 |
| 3.3 | Approche de résolution RANS..... | 52 |
| 3.4 | Sous modèles physiques..... | 54 |
| 3.4.1 | Modèle de Turbulence..... | 54 |
| 3.4.1.1 | Modèle de Turbulence $k-\varepsilon$ | 54 |

| | | |
|---------|--|----|
| 3.4.1.2 | Modèle de Turbulence <i>RNG k-ε</i> | 55 |
| 3.4.2 | Modélisation du spray..... | 56 |
| 3.4.2.1 | Formulation Mathématique..... | 56 |
| 3.4.2.2 | Modèles d'atomisation..... | 57 |
| 3.4.2.3 | Collision..... | 60 |
| 3.4.2.4 | Evaporation..... | 62 |
| 3.4.2.5 | Accélération de la gouttelette..... | 62 |
| 3.4.2.6 | Interaction Jet- Gaz..... | 63 |
| 3.4.3 | Modèle de dégagement de chaleur..... | 63 |
| 3.4.4 | Modèle de transfert thermique (Loi de paroi)..... | 64 |
| 3.5 | Modèles chimiques..... | 65 |
| 3.5.1 | Modélisation de la combustion turbulente..... | 65 |
| 3.5.1.1 | Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente..... | 65 |
| 3.5.2 | Modèle d'Allumage..... | 68 |
| 3.5.3 | Modèle de formations des polluants..... | 70 |
| 3.5.3.1 | Modèle de formation de <i>NO_x</i> | 70 |
| 3.5.3.2 | Modèle de formation des suies..... | 73 |
| 3.6 | Conclusion..... | 74 |

Chapitre 4 : Résultats et discussions

| | | |
|-------|---|----|
| 4.1 | Introduction..... | 76 |
| 4.2 | Description du code CFD 'CONVERGE'..... | 76 |
| 4.2.1 | Structure standard de Converge V1.3..... | 77 |
| 4.2.2 | Algorithme de calcul de CONVERGE V1.3..... | 77 |
| 4.2.3 | Techniques de maillage..... | 78 |
| 4.2.4 | Étapes de résolution du problème..... | 79 |
| 4.3 | Spécification du moteur..... | 80 |
| 4.3.1 | Spécifique géométrique..... | 80 |
| 4.4 | Propriétés physico-chimiques des carburants utilisés..... | 81 |
| 4.5 | Maillage..... | 81 |
| 4.6 | Conditions initiales et aux limites..... | 82 |
| 4.6.1 | Conditions initiales..... | 82 |
| 4.6.2 | Conditions aux limites..... | 83 |

| | | |
|---------|--|-----|
| 4.6.3 | Choix des modèles de simulation | 83 |
| 4.7 | Discussion des résultats de simulation..... | 83 |
| 4.7.1 | Calage..... | 83 |
| 4.7.2 | Pression moyenne..... | 84 |
| 4.7.3 | Taux de dégagement de chaleur..... | 85 |
| 4.7.4 | Température moyenne du cycle..... | 86 |
| 4.7.5 | Formation des gaz polluants..... | 87 |
| 4.7.5.1 | Oxyde d'azote..... | 87 |
| 4.7.5.2 | Particules de suies..... | 88 |
| 4.7.5.3 | Hydrocarbures..... | 89 |
| 4.7.5.4 | Monoxyde de carbone..... | 90 |
| 4.8 | Contours..... | 91 |
| 4.8.1 | Contours de la masse du carburant injecté..... | 91 |
| 4.8.2 | Contours de température..... | 93 |
| 4.8.3 | Contours de la masse des polluants..... | 94 |
| 4.9 | Conclusion..... | 97 |
| | Conclusion générale..... | 98 |
| | Bibliographie..... | 100 |

Introduction générale

1 Avant propos :

Les habitants de la planète et les générations futures doivent réduire autant que possible les atteintes à l' environnement et les coûts économiques liés à la production/consommation d'énergie. Aujourd'hui, le pétrole constitue encore la seule source d' énergie quasi-exclusive pour le secteur des transports, contribuant en moitié à la consommation des ressources pétrolières mondiales. Selon l'IFP (l'Institut français de pétrole) les réserves mondiales en pétrole sont en diminution, le maximum de la production étant situé selon les experts entre 2010 et 2030, il y a donc nécessité de trouver des technologies permettant de réduire au maximum la pollution atmosphérique due aux transports routiers et la quantité de carburant consommée.

Actuellement, le développement des moteurs automobiles doit répondre à une volonté de réduction de la consommation du carburant et à des normes de plus en plus sévères concernant l'émission des gaz polluants. Les efforts pour diminuer la consommation spécifique des véhicules et la quantité de polluants qu'ils émettent s'orientent aujourd'hui dans trois directions principales :

- Amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants.
- Amélioration des techniques de post-traitement des gaz émis à la sortie du moteur : post catalytique, filtres à particules (La catalyse trois voies, la réduction catalytique sélective (SCR) et le piège à NOx, filtre à particules).
- Utilisation des biocarburants.

L'objectif à long terme des chercheurs se consacrant à l'étude de la combustion diesel et d'être à même de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble de ces phénomènes. Pour cela, deux voies principales peuvent être suivies : les investigations expérimentales et la modélisation numérique, toutes les deux associées à un calcul analytique.

Les grandes difficultés de mesure de certains paramètres de l'écoulement conduisent les chercheurs à utiliser la modélisation numérique comme un autre outil de recherche fiable et de développement. Dans ce contexte, l'utilisation de l'outil numérique permet alors de réduire le nombre d'essais nécessaires à l'élaboration d'un nouveau procédé. Ceci est particulièrement

intéressant pour les moteurs à combustion interne, pour lesquels les essais sur banc coûtent excessivement cher.

2 Objectif et organisations du travail :

Dans le cadre de comprendre le phénomène de combustion dans les MCI, l'objectif majeur du présent travail vise à une meilleure compréhension des procédés de simulation de combustion dans un moteur en utilisant un code de calcul comme CONVERGE. D'autre part, ce code est utilisé pour étudier numériquement la combustion et la formation des émissions polluantes d'un moteur à combustion interne alimenté par différents carburants. Une comparaison a été faite entre les différents carburants pour la combustion (pression, taux de chaleur et température), les fractions massiques des gaz polluants et les contours (jet, température, NOx et suies).

Ce travail est constitué de quatre chapitres. Le premier chapitre est une description générale sur les moteurs à combustion interne, ensuite les différents polluants émettent par ces moteurs ainsi que les techniques permettant la réduction des polluants.

Dans le deuxième chapitre, nous donnons une revue sur la nature des carburants et leur propriété physico-chimique ainsi qu'on expose le circuit du carburant dans un moteur à combustion interne.

Le troisième chapitre de ce mémoire comporte une formulation mathématique. On y trouve les équations de l'aérothermochimie décrivant les écoulements réactifs. Puis, nous donnons les détails des modèles physiques et chimiques. Par la suite, nous présentons la méthode numérique.

Le dernier chapitre, nous présentons le code de simulation CONVERGE puis la présentation et l'analyse des résultats obtenus par la simulation pour les différents carburants étudiés dans le cas de la combustion et des émissions polluants.

Les résultats seront analysés, interprétés et discutés.

À la fin, une conclusion finale résumera tous les résultats atteints et donnera les perspectives futures du développement basant sur ce travail.

Chapitre 1

Les moteurs à combustion interne

1.1 Introduction :

La machine à vapeur alternative a été le premier moteur thermique appliqué. Créée sur des bases remontant à Denis Papin (1679), elle a été développée progressivement au cours du 18^e siècle (Thomas Newcomen 1712, James Watt 1784) et a rendu possible la première phase d'industrialisation au cours du 19^e siècle. La création de la turbine à vapeur se situe vers la fin du 19^e siècle (Charles Parsons 1884 pour la turbine à réaction, Auguste Rateau 1901 pour la turbine multicellulaire à action). La première réalisation d'un moteur à explosion est due à Étienne Lenoir (Moteur à gaz sans compression préalable 1860). L'invention des principes du moteur à explosion, tel qu'il existe aujourd'hui, peut être attribuée à Beau de Rochas (1862) et la première réalisation à Nikolaus Otto (1876) ; celle du diesel revient évidemment à Rudolf Diesel (1892). Les premières réalisations, essentiellement orientées vers la propulsion automobile, s'inspirent largement de la machine à vapeur (dimensionnement, mécanismes de distribution) telle que celle de Delamare-Deboutte ville (1883) ; les réalisations ultérieures s'en sont distinguées assez rapidement. Les applications préindustrielles automobiles se sont concrétisées dans la dernière décennie du 19^e siècle (précurseurs G. Daimler, C. Benz, W. Maybach ; en France R. Panhard et E. Levassor). Le seul moteur rotatif ayant atteint le stade de développement industriel a été conçu par Félix Wankel (1929) et a été mis au point avec l'aide du constructeur automobile NSU au cours des années 1960. La turbine à gaz, dont certains auteurs font remonter le principe à l'antiquité, doit attendre le début du 20^e siècle pour voir éclore ses premières réalisations (Armangeaud et Le Male). La Seconde Guerre mondiale a accéléré le développement des propulseurs aéronautiques à réaction utilisant la turbine à gaz [1].

1.2 Histoire du moteur diesel :

Saviez-vous que le mérite du développement du moteur diesel revient à un ingénieur du nom de Rudolf Diesel, qui en 1897, mit au point un moteur à combustion interne dans lequel était utilisée la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible. Ce premier moteur diesel est un monocylindre stationnaire et pèse près de 5 tonnes. Il développe 20 chevaux-vapeur et tourne à 172 tours minute (RPM).

Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne

À ses débuts, plusieurs difficultés techniques liées à la faible résistance des métaux disponibles, au poids, à l'encombrement et la piètre réputation du carburant, ont nui au développement du diesel. En 1910, on installe un premier moteur de ce type sur un petit navire hollandais.

Ce n'est que dans les années 1920 que l'on verra apparaître les premiers moteurs diesel sur les camions. Les constructeurs découvrant les avantages de ce dernier sur le moteur à essence, c'est à dire ;



Fig.1.1 Rodolphe Diesel (1858-1913).

- ~ Le rendement élevé,
- ~ Consommation moindre,
- ~ Carburant moins coûteux,
- ~ Plus grande robustesse.

En Amérique du Nord, les premiers diesels furent utilisés sur des machines, tracteurs, génératrices.

En 1925, l'union des deux manufacturiers de machines agricoles (The Holt Manufacturing Company and The C.L. Best Tractor Company) a donné naissance à Caterpillar.

Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne

En 1928, les ingénieurs de la compagnie discutèrent de la possibilité d'équiper un tracteur avec un moteur diesel. Les moteurs disponibles à l'époque ne convenant pas, ils décidèrent alors de construire leur propre moteur diesel. En octobre 1931, Caterpillar introduit le D9900 qui produisit 89 HP à 750 RPM et pesant 2352 kg. Selon les prédictions, il allait révolutionner l'industrie. À cette époque, certains propriétaires de camion qui recherchaient davantage de puissance, d'économie et fiabilité remplaçaient le moteur à essence par un diesel Caterpillar, emprunté d'un tracteur ou acheté à part.

C'est en 1939 que Caterpillar introduisit le premier moteur diesel de camion avec le D468. Le six cylindres développait 90 HP à 1850 RPM et était vendu avec la transmission.

Un autre fabricant majeur a vu le jour à peu près à la même époque; La Cummins Engine Company fut créée le 3 février 1919. Jessie Cyle Cummins, un mécanicien inventeur autodidacte, était convaincu que l'idée de Rudolf Diesel était promise à un bel avenir.

Le premier moteur diesel construit par Cummins développait 6HP et était utilisé comme moteur stationnaire par les agriculteurs.

En 1929, Jessie Cummins, dans sa détermination de populariser le moteur diesel, construisit un camion équipé d'un moteur diesel qui parcourut les États-Unis pour la modique somme de 11,22\$ de carburant. En 1931, un véhicule équipé d'un moteur Cummins diesel établira un record d'endurance sur le circuit d'Indianapolis; 13 535 milles. Impressionnés par l'économie et l'endurance de ce prototype, un petit nombre de camionneurs et propriétaires de flottes commencèrent à remotoriser leurs véhicules avec des moteurs Cummins.

Un autre manufacturier majeur verra le jour en 1938, la Compagnie General Motors crée la division GM Diesel. Le second conflit mondial suscite une forte demande pour des moteurs de génératrices, équipements d'aérodromes, de construction de routes, etc. Les ingénieurs proposent un moteur à cycle "2temps" et polyvalent.

Après la guerre, GM développe le marché du camion. En 1957, GM introduit les séries 53 et 71. En 1988 fut introduite la série 60, un nouveau moteur diesel à quatre temps qui est le premier moteur diesel lourd à offrir le contrôle électronique de série.

En 1938, Mack deviendra le premier fabricant de camions nord-américains à concevoir et construire ses propres moteurs diesel.

En 1953 fut introduit le fameux moteur Thermo-dyne Diesel à injection directe et en 1967 le Maxidyne qui révolutionnait l'industrie par son économie et surtout par sa courbe de couple et de puissance qui réduisait les changements de vitesse.

D'autres constructeurs d'importance ont vu le jour au cours du XXe siècle en Europe et en Amérique du Nord. Parmi ceux-ci, notons VOLVO, RENAULT, M.A.N., MERCEDES, INTERNATIONAL, SCA, PERKINS.

Évidemment, le moteur diesel moderne a beaucoup évolué depuis son invention en terme de fiabilité, de puissance et d'économie, mais souvenons-nous que le principe de fonctionnement est demeuré le même.

Pour tous les fabricants, les défis demeurent les mêmes qu'aujourd'hui. Mais au tournant du XXIe siècle, le défi le plus important pour eux est sans doute la diminution des émissions polluantes dans l'atmosphère [2].

1.3 Définition d'un Moteur à Combustion Interne :

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il transforme l'énergie thermique produite par la combustion (Carburante + comburante) en énergie motrice mécanique. Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur de celle-ci. Cas d'une turbine à vapeur par exemple.

1.4 Architecture d'un moteur à combustion interne

Avant de d'écrire le fonctionnement d'un moteur à combustion interne, il est nécessaire de connaître les principaux organes qui le composent. Nous trouvons deux types d'organes fixes et mobiles [3]:

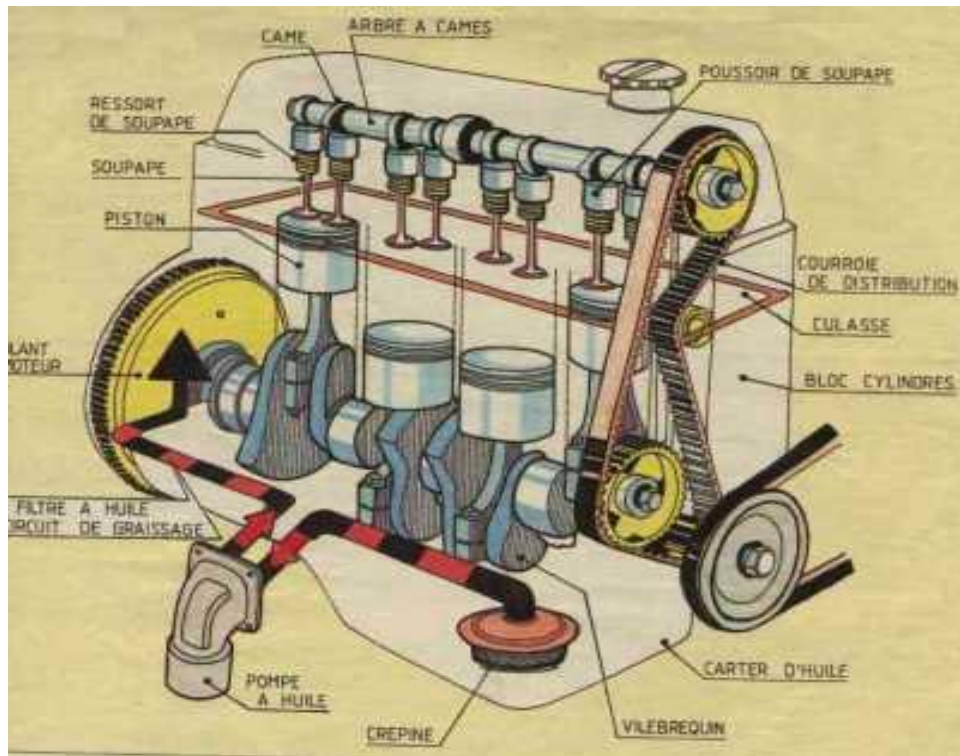


Fig.1.2 Représentation des éléments principaux constituant un moteur

1.4.1 Organes fixes :

1.4.1.1 Bloc -moteur :

Le bloc-moteur ou carter-cylindres est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : équipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires électriques,...etc. Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion [4].

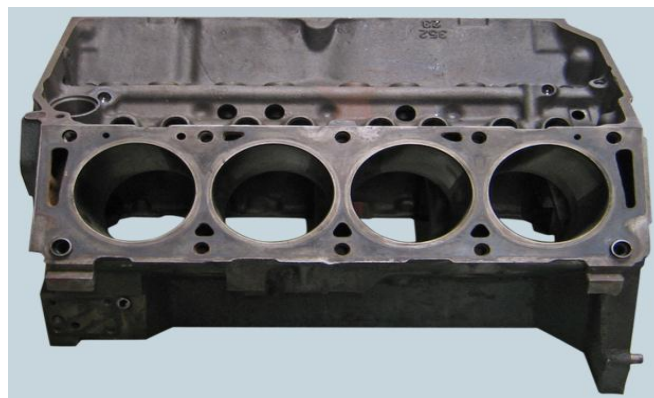


Fig.1.3 Bloc-moteur à 4 cylindres en ligne

1.4.1.2 Culasse :

Elle couvre le bloc-moteur. Elle contient les soupapes, les chambres d'admission et d'échappement et les trous de fixation des bougies.

Une culasse est dite « multisoupapes » si elle contient plus de deux soupapes par cylindre.



Fig.1.4 La culasse

1.4.1.3 Carter :

Il est placé sous le bloc moteur pouvant servir au stockage de l'huile de lubrification. Il peut contenir une crépine et un filtre à huile externe ou interne.



Fig.1.5 Carter d'huile d'un moteur

1.4.1.4 Cache culbuteur :

Elle couvre la culasse du côté supérieur.



Fig1.6 Cache culbuteur d'un moteur

1.4.2 Organes mobiles :

1.4.2.1 Piston :

Sa fonction est de transmettre toute l'énergie qu'a créé l'explosion à la bielle qui elle-même la transmettra au vilebrequin. L'étanchéité du piston est assurée par les segments qui l'entourent. La tête du piston est généralement forgée dans un alliage d'aluminium et de céramique afin de pouvoir supporter de très fortes températures.

On connaît de nombreux moteurs à combustion interne comportant une chambre de combustion et plus particulièrement un Bowl de combustion dans le piston qui est conformé en fonction du dispositif d'injection du moteur auquel il est associé. La géométrie du bowl de combustion est déterminée en fonction des caractéristiques du dispositif d'injection de manière à obtenir un mélange air-carburant propre à optimiser le fonctionnement du moteur, notamment une réduction de la consommation de carburant comme des émissions de polluants.



Fig.1.7 Le piston

1.4.2.2 Bielle :

Il s'agit d'une pièce qui assure la liaison entre le piston et le vilebrequin. La bielle se compose de trois parties:

- le pied (au niveau du piston)
- le corps
- la tête (au niveau du vilebrequin)

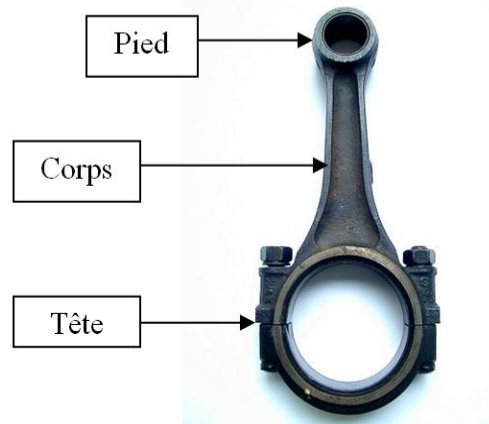


Fig.1.8 La bielle

1.4.2.3 Vilebrequin :

Le vilebrequin est une pièce de moteur à combustion interne ou de moteur Stirling. Il est l'élément principal du système bielle-manivelle, il permet la transformation du mouvement linéaire alternatif dû aux pistons en un mouvement de rotation continu [5]. Par conséquent, le vilebrequin va entraîner tous les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif comme :

- la transmission primaire
- l'alternateur
- les contre-arbres d'équilibrage



Fig.1.9 Le vilebrequin

1.4.2.4 Arbre à cames :

L'arbre à cames est une pièce principale du moteur automobile. L'arbre à cames, nommé aussi "arbre de distribution", commande l'ouverture des soupapes en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes. C'est un arbre, une pièce métallique longiligne, entraîné par une roue dentée.



Fig.1.10 Arbre à came

1.4.2.5 Soupapes :

Une soupape est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques à quatre temps permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés. De manière générale, une soupape d'admission sépare le conduit d'admission de la chambre de combustion et une soupape d'échappement sépare celle-ci du conduit d'échappement.

Les soupapes se classent principalement en trois catégories : les soupapes à tige (aussi appelées soupapes à tulipe), les soupapes rotatives et les soupapes à chemise louvoyant. Les plus répandues sont les soupapes à tige/tulipe qui équipent la quasi-totalité des moteurs à combustion interne actuels. Ces dernières soupapes sont le plus souvent actionnées par un arbre à cames et maintenues par un ou plusieurs ressorts de rappel.



Fig.1.11 Une soupape à tige démontée d'un moteur thermique.

1.4.2.5 Volant moteur :

Le volant moteur joue le rôle d'un volant d'inertie lié au démarreur du moteur et à l'embrayage dont le but est d'amortir les chocs, les vibrations et les bruits du moteur. Il peut aussi stocker un excès d'énergie au moment de l'explosion du moteur afin de dépasser le point mort qui correspond à la compression. Lorsqu'il s'agit d'un volant moteur bimasse, celui-ci est composé de deux masses reliées entre elles par un ressort, des taquets et un roulement à billes. La première masse fonctionne avec le vilebrequin et la deuxième masse fonctionne avec la transmission. Ce sont les deux masses du volant moteur qui permettent de réduire les vibrations



Fig.1.12 Volant-moteur

1.4.2.6 Courroie de distribution :

La courroie de distribution est un élément essentiel de la motorisation d'une voiture puisqu'elle permet la synchronisation de certains de ses organes. La courroie de distribution a pour principale fonction de synchroniser le mouvement des soupapes et des pistons afin que votre moteur fonctionne correctement. Elle sert également dans certains cas à entraîner la pompe à eau, organe clé du refroidissement de votre moteur.



Fig.1.13 Courroie de distribution

1.4.2.7 Injecteurs :

L'injection est un procédé permettant d'alimenter un moteur à combustion en amenant le carburant dans la chambre de combustion sous pression et avec un dosage parfait remplaçant le carburateur. Il reçoit sous pression le carburant et le libère dans le moteur (de manière directe ou indirecte) sous la forme d'un jet microscopique.

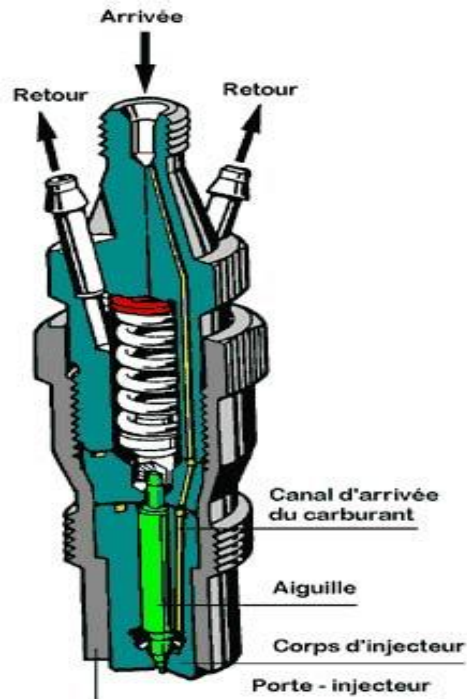


Fig.1.14 Injecteur

1.5 Classifications des moteurs à combustion interne :

1.5.1 Selon le type d'allumage :

- moteur à allumage commandé (essence) : Le démarrage de la combustion est produit par une étincelle électrique. Dans un moteur à essence, on a préparation préalable du mélange (air/combustible).
- moteur à allumage par compression (Diesel) : Le début de la combustion est produit par la haute température des gaz dans le cylindre (taux de compression élevé). Le combustible est introduit dans la chambre de combustion au moment où la combustion doit se produire nécessitant d'une pompe d'injection haute pression.

1.5.2 Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet) :

1.5.2.1 4 temps (2 tours/cycle) :

- Temps admission : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
- Temps compression : de l'air ou du mélange.
- Temps combustion-détente : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- Temps échappement: évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

1.5.2.2 2 temps (1 tour/cycle) :

Il est possible de fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs Diesel à deux temps, ayant un cycle de combustion un temps sur deux, au lieu d'un temps sur quatre pour les moteurs à quatre temps. Le rendement de tels moteurs est plus faible que celui des moteurs à quatre temps ; la puissance d'un moteur à deux temps est toujours inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable.

2 temps = 2 courses du piston (1 tour)

1er temps (du PMB au PMH)

2ème temps (du PMH au PMB)

1.5.3 Selon le type d'injection :

On distingue deux catégories de moteurs selon le type d'injection. Deux grands types d'injection existent :

1.5.3.1 Injection directe :

Le système d'injection directe est assez commun entre un moteur diesel et un moteur essence, ce qui n'est pas le cas pour l'injection indirecte dont la conception change en partie.

Ici c'est donc assez simple : le bout de l'injecteur donne directement sur la chambre de combustion (le cylindre), il va donc pulvériser le carburant directement dans cette chambre au moment voulu (3^{ème} temps sur les 4 temps).

Sur un diesel, il est un peu plus difficile d'injecter le gazole car il est moins fluide que l'essence. En conséquence, l'injection est souvent plus puissante en terme de pression. Figure (1.15)

Notez qu'il ne s'agit pas d'une bougie mais bel et bien d'un injecteur ... Le carburant est ici envoyé sous pression directement dans la chambre de combustion [6].

1.5.3.2 Injection indirecte :

En effet, ce qui arrive par la soupape d'admission dans un diesel ne se limite qu'à de l'air, alors que dans une essence c'est un mélange air/carburant. En conséquence, le mélange se fait dans une petite chambre à part qui est connectée au cylindre via un conduit, et non pas dans un autre endroit situé ailleurs (dans le circuit d'admission dans le cas d'une essence). Le mélange sera effectué encore une fois grâce aux "courants d'air" générés par les va et vient du cycle 4 temps (mais aussi par la conception aérodynamique précise de l'intérieur du moteur, qui permet alors les turbulences nécessaires au mélanges air/carburant).

Notez que les bougies de préchauffage sont plus importantes pour une injection indirecte que directe. En effet, un moteur à injection directe démarrera très bien sans elles s'il ne fait pas trop froid évidemment. Une petite chambre connectée au cylindre permet à la fois d'injecter le carburant mais aussi de le mélanger à l'air de l'admission grâce à une forme spécifique en terme d'aérodynamisme. L'air circulant dans la sphère au moment de la compression (quand le piston remonte en "écrasant" l'air) provoque un tourbillon qui brasse le tout : ce qui permet d'avoir un mélange uniforme et donc plus avantageux pour la combustion (ce qui améliore le rendement).Figure (1.16)

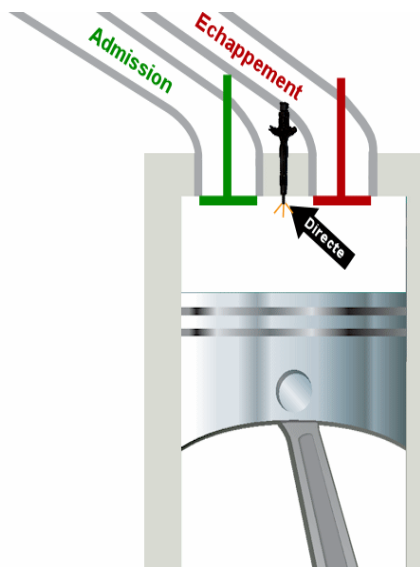


Fig.1.15 Principe d'injection directe dans un moteur diesel

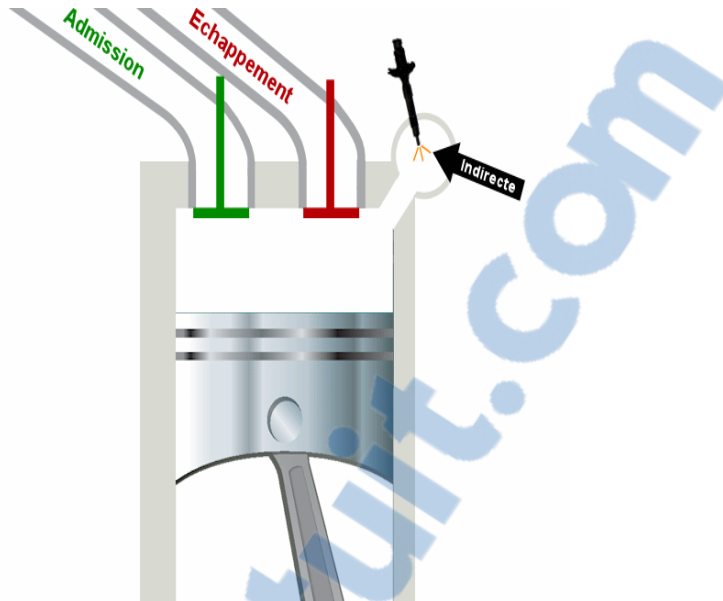


Fig.1.16 Principe d'injection indirecte dans un moteur diesel

1.6 Principe de fonctionnement du moteur diesel :

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. On distingue deux types de moteurs, les moteurs deux temps (le cycle complet s'étend sur un tour de vilebrequin) et les moteurs dont la période correspond à quatre temps (deux tours de vilebrequin). Le cadre de l'étude se limite à l'étude du moteur Diesel fonctionnant conformément au cycle à quatre temps (figure (1.17)).

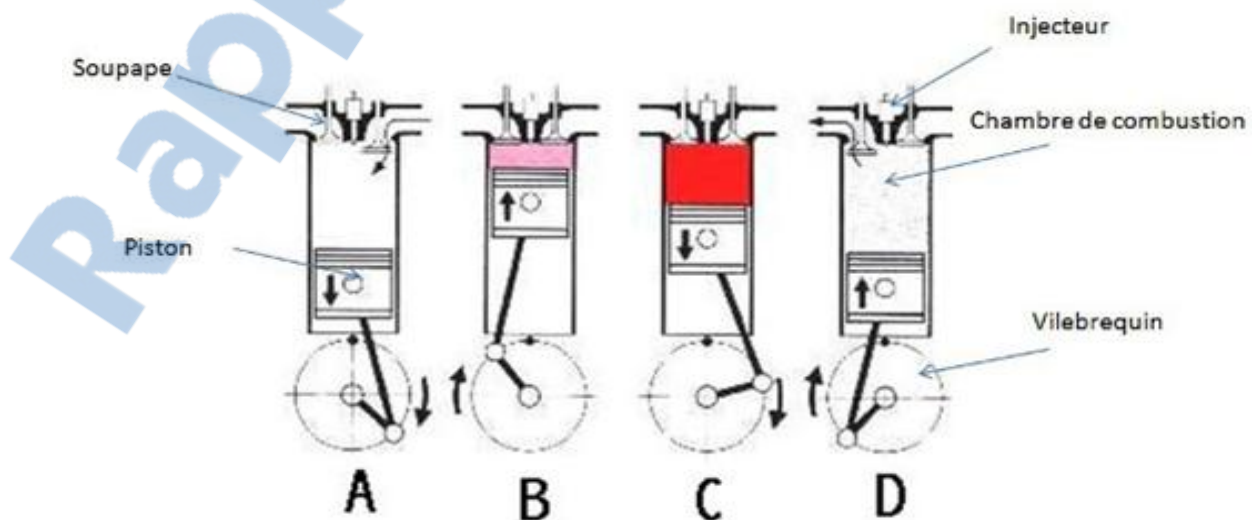


Fig.1.17 Les 4 temps du moteur Diesel

Le premier temps (A) : C'est une phase d'admission d'air pur (constitué essentiellement d'azote et d'oxygène qui est le comburant). Ainsi, lors de la descente du piston, qui crée une dépression dans la chambre de combustion, l'air est aspiré et entre via l'orifice laissé ouvert par la soupape d'admission [7].

Le deuxième temps (B) : C'est une phase de compression. Lors de la remontée du piston, les soupapes étant fermées, la chambre de combustion est complètement hermétique. Ce qui entraîne une augmentation de température (jusqu'à 800 °C).

Le troisième temps (C) : L'injection de gazole (qui est le combustible) entraîne une combustion qui dégage une grande quantité d'énergie et permet de repousser le piston. Les deux soupapes sont toujours fermées.

Le quatrième temps (D) : Il est appelé échappement. Le piston remonte, la soupape d'échappement s'ouvre et permet l'évacuation des gaz résultant de la combustion et des imbrûlés.

1.6.1 Diagramme indiqué :

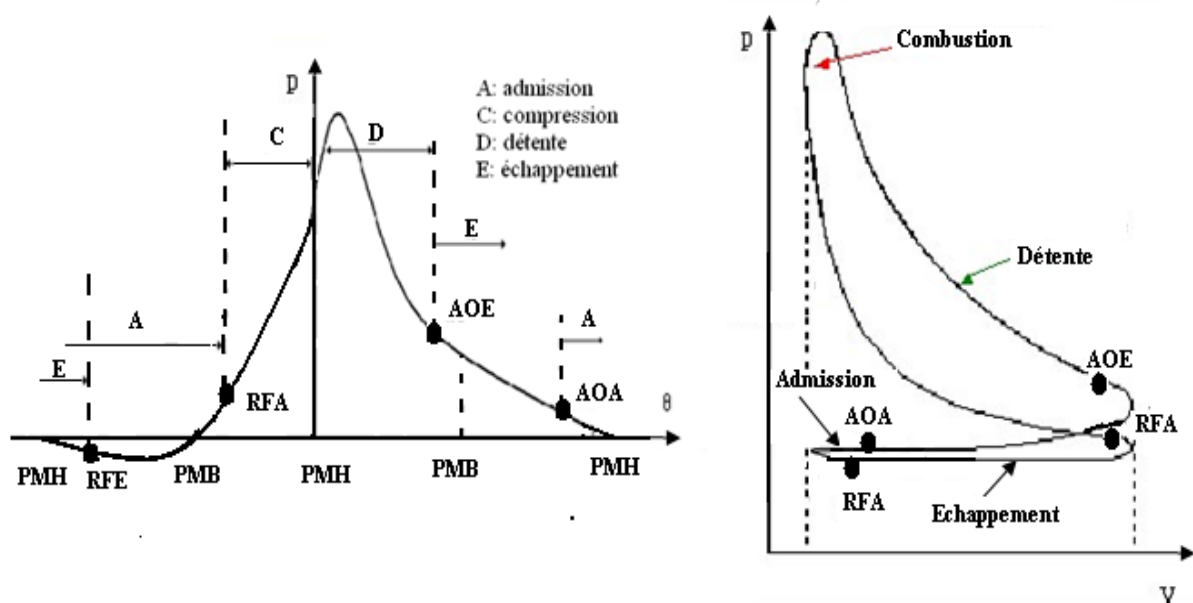


Fig.1.18 Exemple des diagrammes (p, θ) et (p, v) d'un MCI.

Habituellement, le cycle semi-réel représenté sous la forme d'un diagramme appelé diagramme indiqué par la variation de la pression dans le cylindre en fonction, soit de l'angle de rotation du vilebrequin θ , soit en fonction du volume v dans le cylindre, soit encore en

Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne

fonction de la course du piston C. Un exemple de diagramme indiqué d'un moteur Diesel est montré dans les coordonnées (p, °V) et (p, v) sur la figure (1.18).

Dans ces diagrammes, les points (AOE) et (RFE) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'échappement) et (retard à la fermeture de l'échappement). Les points (AOA) et (RFA) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'admission) et à la fin de la fermeture (retard à la fermeture de l'admission) de la soupape d'admission.

1.6.2 Comparaison entre moteur Diesel et Essence :

Nous comparerons ces deux moteurs à base de :

- ~ Leurs fonctionnements (le cycle a 4 temps)
- ~ Leurs combustibles
- ~ Leurs rendements

1.6.2.1 Fonctionnement :

En prenant comme base le cycle à 4 temps d'un moteur thermique nous constatons :

➤ Admission :

| Essence | Diesel |
|--|---|
| Le moteur à essence aspire un mélange air-essence dosée par le carburateur | Le moteur Diesel aspire de l'air frais seul |

Tableau.1.1 L'Admission dans le moteur Essence et Diesel

➤ Compression :

| Essence | Diesel |
|--|---|
| Le rapport de compression du moteur à essence est de 5/1 à 11/1 a pour effet d'engendrer une température de fin de compression d'environ 300°C et une pression de 8 à 12 bars. | Le rapport de compression élevé du moteur Diesel 15/1 à 22/1 a pour effet d'engendrer une température de fin de compression d'environ 600°C et une pression de 35 à 40 bars d'où amélioration du rendement. |

Tableau.1.2 La compression dans le moteur Essence et Diesel

➤ Combustion et Détente :

| Essence | Diesel |
|---|---|
| Une étincelle électrique provoque l'explosion du mélange air-essence. Cette combustion se propage par ondes de combustion (conductibilité thermique) | Le gazole injecté sous fort pression (90 à 175 bars) et sous forme de brouillard s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé et sous pression. Cette combustion est beaucoup plus rapide que celle de l'essence et elle se propage par ondes de choc. |

Tableau.1.3 La combustion et la Détente dans le moteur Essence et Diesel

➤ Echappement :

| Essence | Diesel |
|--|--|
| Les gaz d'échappement (très toxiques) du moteur à Essence sortent à la température de 650°C. | Les gaz d'échappement (peu toxiques) atteignent 500°C (meilleur rendement) |

Tableau.1.4 L'Echappement dans le moteur Essence et Diesel

1.6.2.2 Combustible :

Le fonctionnement différent entre le moteur Essence et Diesel exige des combustibles également différents. Chaque moteur a été conçu en fonction des propriétés du combustible utilisé

| Essence | Diesel |
|--|---|
| <p>Dans le moteur à Essence le mélange ne sera valable que si la température de vaporisation de l'Essence est voisine de la température de l'air ambiant.</p> <p>Par contre la température à laquelle l'Essence s'enflamme dans l'air comprimé doit être la plus haute possible a fin d'éviter l'auto-allumage puisqu'on comprime un mélange.</p> <p>Le taux de compression actuel est limité par cette condition.</p> | <p>Dans le Diesel le gazole n'est pas volatil à la température ordinaire. Ceci donne la force d'impact des gouttelettes à l'injection.</p> <p>La température à laquelle le gazole s'enflamme dans l'air comprimé doit être la plus basse possible. Il doit avoir des qualités d'auto-allumage c'est-à-dire s'enflammer le plus rapidement possible dans la chambre de combustion au moment de l'injection</p> |

Tableau.1.5 Le combustible utilisé dans le moteur Essence et Diesel

1.6.2.3 Rendement :

C'est le moteur Diesel qui de tous le moteurs thermiques convertit en travail utile le plus d'énergie calorifique du combustible.

Les 3 raisons qui justifient le succès du moteur Diesel à gazole :

- ~ Meilleure utilisation du combustible.
- ~ Pouvoir calorifique plus élevé au litre.
- ~ Emploi d'un combustible moins cher.

Le rendement global du diesel est meilleur avec 42% pour le diesel et 36% pour l'essence. Le rendement représente la transformation de l'énergie de départ (sous forme de carburant pour le cas d'un moteur) vers la force mécanique résultante. On est donc à 42% maxi avec un diesel, donc la chaleur et les turbulences des gaz d'échappement représentent les 58% restant [8].

Il y a aussi juste deux inconvénients du moteur Diesel par rapport au moteur Essence :

- Le moteur Diesel est plus lourd que le moteur Essence.
- Si le moteur Diesel engendre des pressions plus fortes à la compression et à la détente avec détonation rapide il doit être conçu d'une manière plus robuste.

1.7 Formation des polluants :

Les habitants de la planète et les générations futures doivent réduire autant que possible les atteintes à l'environnement et les coûts économiques liés à la production/consommation d'énergie. Aujourd'hui, le pétrole constitue encore la seule source d'énergie quasi exclusive pour le secteur des transports, contribuant en moitié à la consommation des ressources pétrolières mondiales [9]. Selon l'IFP (l'Institut français de pétrole) les réserves mondiales en pétrole sont en diminution, le maximum de la production étant situé selon les experts entre 2010 et 2030 [10], il y a donc nécessité de trouver des technologies permettant de réduire au maximum la pollution atmosphérique due aux transports routiers et la quantité de carburant consommée.

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

Les polluants majeurs émis lors de la combustion Diesel sont : le Monoxyde de Carbone(CO), les Hydrocarbures(HC) imbrulés, les Oxydes d'Azote (NO_x), les Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques(HAP), et les Particules de suies.

Certains produits de combustion peuvent présenter un danger plus ou moins prononcé. Ainsi, les oxydes de carbone et d'azote sont toxiques, certains hydrocarbures (imbrulés ou transformés lors des processus de combustion) semblent être classés parmi les substances cancérigènes.

Les suies et les fumées sont également indésirables du point de vue de la pollution de l'air. Rentre également dans la rubrique de pollution, les effets nocifs de certains bruits qui accompagnent la combustion dans ces applications.

Le tableau (1.6) illustre les propriétés nuisibles des principaux gaz polluants.

| Constituants | Propriétés nuisibles |
|--|---|
| Oxyde d'azote, de carbone, de soufre, hydrocarbures, aldéhydes | Toxiques |
| Oxyde de carbone (manque d'oxygène) | Asphyxiant |
| Acroléine, formaldéhyde, oxyde de soufre, hydrocarbures. | Irritation des muqueuses (nez, yeux, gorge) |

| | |
|---|----------------------|
| Hydrocarbures polycycliques aromatiques | Effet cancérigène |
| Aldéhydes, hydrocarbures. | Odeurs désagréables. |
| Suie, goudron, vapeur de combustible et huile, élément minéraux | Fumées |

Tableau.1.6 Propriétés nuisibles des gaz polluants [11].

1.7.1 Monoxyde de carbone(CO):

Le monoxyde de carbone(CO) est le polluant que l'on trouve en proportion la plus importante dans l'atmosphère urbaine. Il est le résultat d'une combustion de matière organique en présence d'une quantité insuffisante d'oxygène.

Le(CO)est un gaz asphyxiant parce qu'il réagit avec l'hémoglobine du sang, en compétition avec l'oxygène pour former un composé relativement stable, la carboxyhémoglobine, ce qui altère le transport de l'oxygène vers les différents organes. Le sang des habitants d'une grande ville renferme 1 à 2% de Carboxyhémoglobine du fait de la respiration d'un air pollué par les véhicules automobile, celui des fumeurs en renferme plus de 4 à 5%.

Une réaction incomplète est fréquente lorsqu'elle est rapide, comme c'est le cas dans un moteur à explosion. Ainsi, les automobiles émettent des gaz contenant des quantités dangereuses de monoxyde de carbone, parfois plusieurs pour cent, malgré les dispositifs d'antipollution destinés à maintenir leur niveau en dessous de 1 %. Dans l'air, même une proportion de un millième de 1 % de monoxyde de carbone peut provoquer des symptômes d'empoisonnement, et une proportion aussi faible qu'un cinquième de 1 % peut être fatale en moins de 30 minutes. Le monoxyde de carbone est l'un des principaux constituants de la pollution atmosphérique en zone urbaine [12].

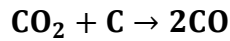
Le monoxyde de carbone (CO) est un gaz incolore, inodore, sans vapeur, inflammable, formant avec l'air un mélange explosif.

Formation du monoxyde de carbone :

Le mécanisme de formation du (CO) peut résulter [13] :

- De la combustion à faible température des flammes froides.

- De l'oxydation à haute température des hydrocarbures présents dans le combustible.
- De la décomposition des aldéhydes.
- De la dissociation du gaz carbonique à haute température.



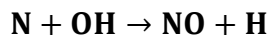
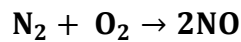
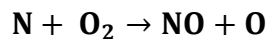
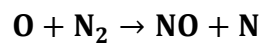
1.7.2 Oxydes d'azote (NO_x) :

(NO_x) est le terme générique qui désigne tantôt le monoxyde d'azote (NO), tantôt le dioxyde d'azote (NO_2). En réalité, peu importe l'appellation puisque le monoxyde d'azote (NO) formé dans les moteurs d'automobiles ou ailleurs n'a qu'une existence éphémère, il se transforme instantanément en dioxyde d'azote (NO_2) au contact de l'air.

(NO_2) est le symbole chimique de la molécule de *dioxyde d'azote*. Cette molécule est constituée d'un atome d'azote (symbole chimique N) et de deux atomes d'oxygène (symbole chimique O), d'où son nom.

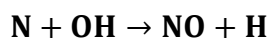
Formation d'oxyde d'azote :

Essentiellement sous forme d'oxyde nitrique (NO) est dû à l'oxydation l'azote de l'air ou de l'azote contenu dans le carburant ; dans les mélanges pauvres et aux températures et pressions élevées atteintes au moment de la combustion [14] :

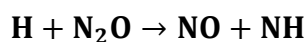
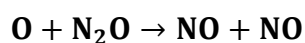


Les teneurs en (NO) produits dans la chambre de combustion sont toujours inférieures à celles correspondant à l'équilibre thermodynamique à hautes températures car le temps nécessaire à cet équilibre est grand devant le temps de séjour dans le cylindre.

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



A basses températures et avec des mélanges pauvres, la teneur en (NO) se fige par un mécanisme passant par (N_2O) est devient supérieure à celle de l'équilibre à la sortie des gaz d'échappement :



1.7.3 Hydrocarbures imbrûlés (HC) :

La formation des hydrocarbures imbrûlés est consécutive à une combustion incomplète ou, tout simplement, à l'absence de combustion. La majeure partie des (HC) rejetés correspond à la partie du carburant qui n'a pas participé à la combustion. Les (HC) imbrûlés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse [15].

1.7.4 Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques (HAP) :

Sont des composés formés de 4 à 7 noyaux benzéniques. Plusieurs centaines de composés sont générés par la combustion des matières fossiles (notamment par les moteurs diesels) sous forme gazeuse ou particulaire.

L'étape cinétiquement déterminante du mécanisme de formation des (HAP) est la formation du premier noyau aromatique le Benzène (C_6H_6).

Les structures saturées présentes dans les carburants peuvent aux hautes températures régnant dans les flammes, donner lieu à des réactions de déshydrogénation conduisant à la formation de radicaux vinyloxy qui eux-mêmes pourront se transformer en acétylène, après déshydrogénation.

Le risque de cancer lié aux (HAP) est l'un des plus anciennement connus.

1.7.5 Particules de suies :

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant gazeux. La température de la région de flamme varie entre $1000^\circ K$ et $2800^\circ K$ d'où la pyrolyse du combustible par les gaz brûlés chauds qui l'environnent et forment donc les particules des matières.

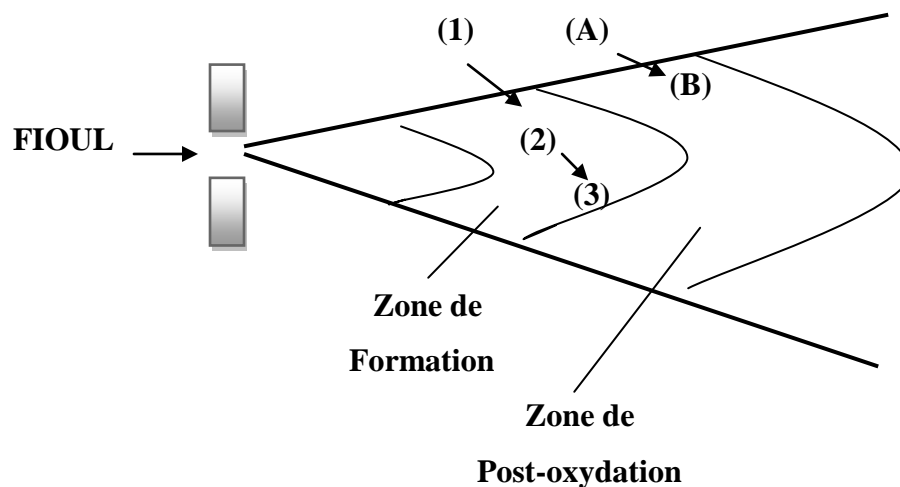


Fig.1.19 Formation et destruction de suies dans la flamme de diffusion

Au voisinage de l'injecteur, un volume d'air **(1)** qui pénètre dans le jet y rencontre une grande quantité de combustible. Si l'allumage a eu lieu, le carburant utilise tout l'oxygène disponible dans ce volume **(1)** qui se transforme en gaz brûlés chauds notés **(2)**. En migrant vers le cœur du jet, ce volume **(2)** chauffe le combustible en l'absence d'oxygène, ce qui conduit en **(3)** à la formation de suies par pyrolyse des hydrocarbures.

Plus loin en aval de l'injecteur, un volume d'air **(A)** qui se mélange au jet ne rencontre pas de gazole à sa périphérie puisqu'il a déjà été brûlé en amont. Sous réserve que la température soit alors suffisante, l'oxygène ainsi apporté permet de brûler les suies en **(B)** : C'est le mécanisme de Post-oxydation.

Lorsque la température devient trop faible, le blocage thermique de la post-oxydation se produit. Les quantités de suies restent alors constantes ; il y a uniquement dilution par l'air mélangé à la flamme.

Il est donc clair que les quantités de suies émises seront le résultat de la compétition entre la pyrolyse et la post-oxydation et dépendront fortement de l'instant où le blocage thermique a lieu. Les suies émises ne représentent qu'une faible fraction de celles qui ont été formées en début de combustion.

Même si la combustion Diesel se déroule en excès de dioxygène, le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation de suies.

1.8 Méthodes de réduction des polluants [16,17] :

On constate 3 méthodes pour la réduction des polluants d'échappement d'un moteur :

- Amélioration de la combustion dans les moteurs.
- Les systèmes de post-traitement.
- Reformulation des carburants.

1.8.1 Amélioration de la combustion dans les moteurs :

L'effort de recherche des motoristes pour l'amélioration de la combustion dans les moteurs a principalement porté sur quatre axes :

- la réduction de cylindrée (Downsizing).
- Le système d'injection.
- Utilisation d'EGR.
- Refroidissement de l'air admis.

1.8.1.1 Réduction de cylindre (downsizing) :

Le downsizing repose sur le principe de réduction de la consommation en carburant par diminution de la taille du moteur avec suralimentation (Turbo Compresseur) en carburant pour une performance équivalente.

1.8.1.2 Turbo Compresseur :

~ Emplacement :

Sur le moteur, dans le collecteur admission et échappement: turbine - admission sur l'admission, turbine échappement sur l'échappement.

~ Rôle :

Augmenter le rendement du moteur par une meilleure admission d'air dans les cylindres et une combustion plus importante de carburant.

~ Principe de fonctionnement :

Quand le moteur fonctionne, il émet une certaine quantité de gaz sous pression (gaz d'échappement). La pression de ces gaz varie avec la vitesse du moteur. C'est ce flux de gaz d'échappement qui entraîne la première turbine. La deuxième turbine, entraînée par la première par l'intermédiaire de l'arbre de liaison, comprime l'air dans la pipe d'admission. Il y a donc un meilleur remplissage des cylindres.

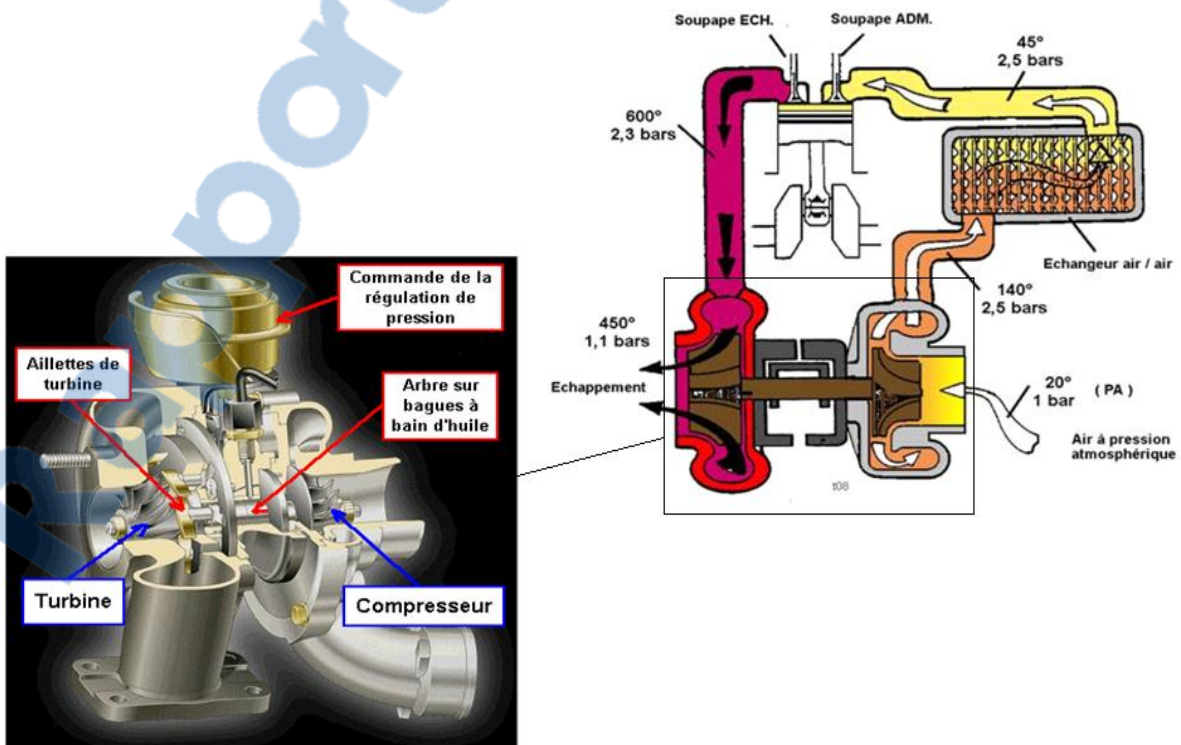


Fig.1.20 Principe de fonctionnement d'un Turbo Compresseur

1.8.1.3 Système d'injection :

Le mode d'injection des carburants dans la chambre de combustion a fait l'objet de nombreux changements au cours de la dernière décennie aussi pour les nouveaux moteurs Diesel.

Le terme d'injection peut-être associé à différentes notions : mécanique, électrique, directe, indirecte, à rampe commune ... Il est important que vous soyez alerte sur la différence entre certains éléments, notamment entre l'injection classique et l'injecteur à rampe commune ou common rail.

- Différence entre rampe commune (common rail) et injection classique : Une injection classique se compose d'une pompe à injection qui est elle-même reliée à chaque injecteur. Cette pompe s'occupe donc d'envoyer sous pression le carburant aux injecteurs figure (1.21) ... Un système de rampe commune est très ressemblant, sauf qu'entre la pompe à injection et les injecteurs il y a une rampe commune figure (1.22). Il s'agit d'une sorte de chambre où l'on envoie le carburant qui s'accumule sous pression (grâce à la pompe) [18].

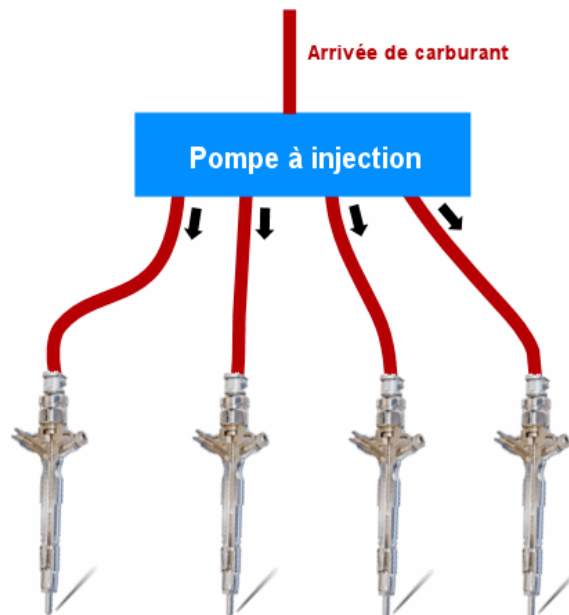


Fig.1.21 Injection classique

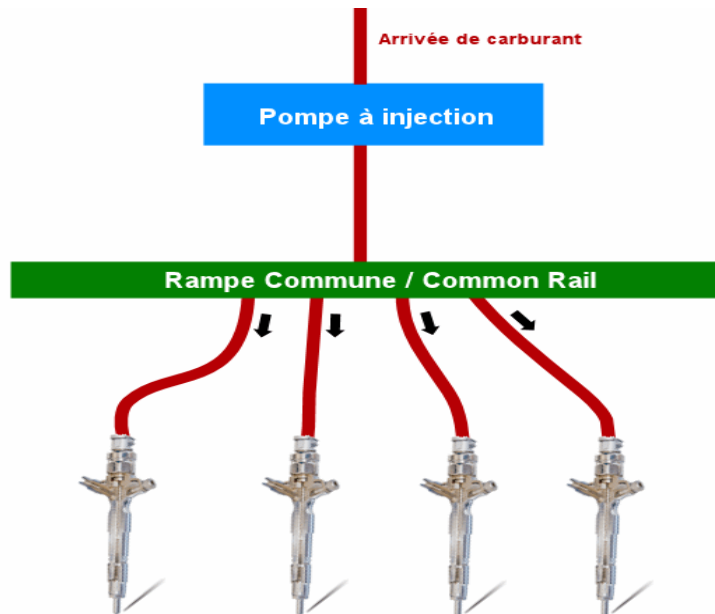


Fig.1.22 Un système common rail

Avantages du système d'injection :

- ~ L'augmentation des performances du moteur (couple, puissance,...).
- ~ Economie de carburant grâce au dosage très précis.
- ~ Diminution des émissions toxiques (meilleure combustion).
- ~ Meilleur remplissage en air des cylindres donc souplesse accrue.

1.8.1.4 Recirculation des gaz d'échappement « EGR » :

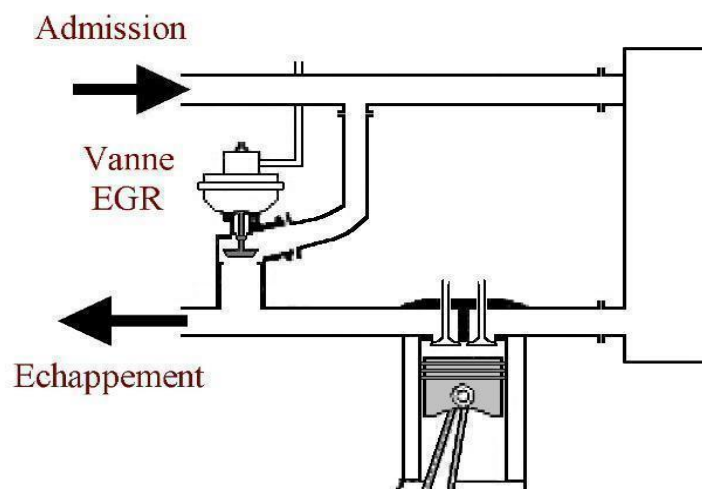


Fig.1.23 Recirculation des gaz d'échappement dans un moteur.

Ce procédé est souvent appelé EGR (Exhaust Gases Recirculation). L'objectif principal de l'EGR est de réduire la formation des (NO_x) par réduction simultanée de la température maximale atteinte lors de la combustion et de la concentration en oxygène. En effet, dans ce procédé, une partie des gaz d'échappement est recirculée et mélangée à l'air lors de l'admission. Cette quantité de gaz d'échappement recirculée, remplace une quantité égale l'air frais. La température de la combustion diminue, les (NO_x) aussi.

De fort taux de recirculation de gaz d'échappement permettent d'obtenir des émissions de (NO_x), très faibles. Dans ce cas, en l'absence de modifications du système de suralimentation, la réduction de la quantité d'oxygène disponible accroît considérablement les émissions de fumées du moteur. Il faut alors utiliser un filtre à particules pour ramener les émissions à des niveaux acceptable.

1.8.1.5 Refroidissement de l'air admis :

Le refroidissement intermédiaire de l'air admis, pour les moteurs suralimentés, entre la sortie du compresseur et l'admission du moteur, permet d'obtenir des températures de combustion faibles ; et de réduire ainsi les émissions d'oxydes d'azote.

Cependant pour les points de fonctionnement à faible charge ou il ya arrosage des parois, il est préférable de fonctionner avec des températures d'admission plus élevées pour réduire ces arrosages, ainsi que les émissions d'hydrocarbures et de particules résultantes. Dans ces cas, le refroidisseur intermédiaire est directement néfaste.

1.8.2 Systèmes de post-traitement :

1.8.2.1 Filtres à particules :

Les suies qui n'ont pas pu être brûlées dans la chambre de combustion peuvent être détruites par un filtre à particules. Celui-ci n'agit que sur les particules qui sont captable à la température où les gaz d'échappement les traversent. Il faudra prévoir les modes de fonctionnement suivantes :

- ~ Filtration et combustion quasi simultanée des particules lorsque la température des gaz d'échappement le permet.
- ~ Rétention et accumulation des particules de suies dans le filtre lorsque la température des gaz d'échappement est trop faible.
- ~ Régénération du filtre avant que les pertes de charge dues à l'accumulation de suies deviennent inacceptables.

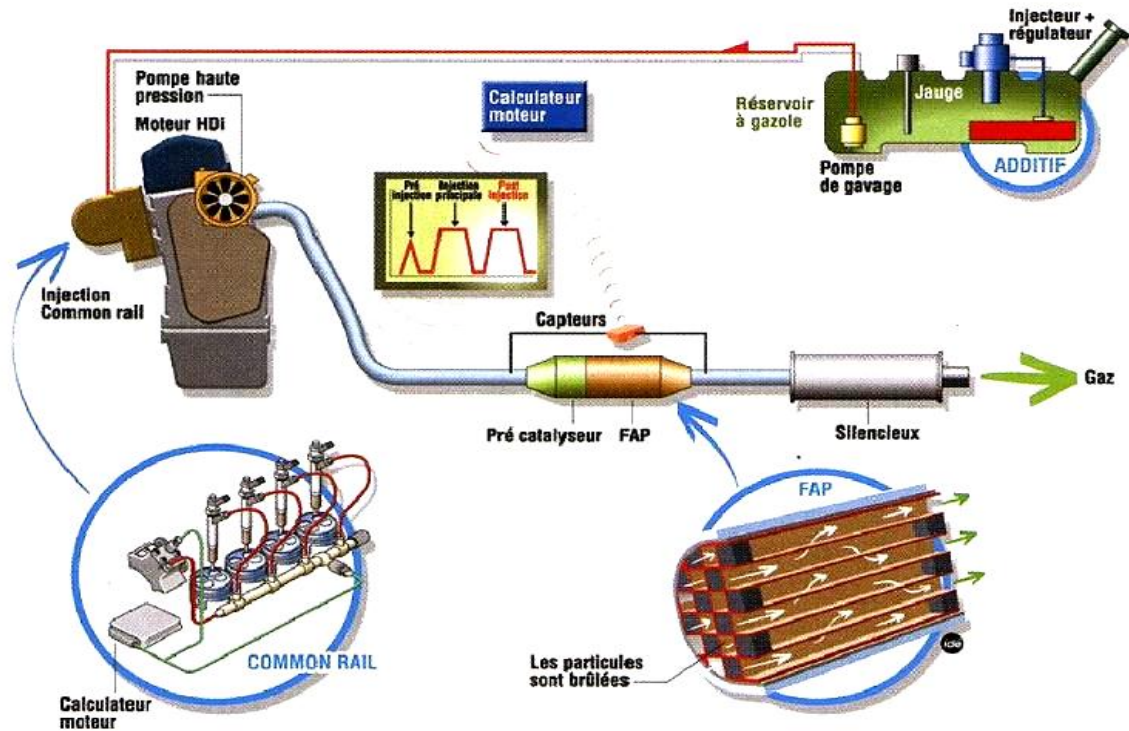


Fig.1.24 L'emplacement des filtres à particules dans un moteur

Les suies qui n'ont pas pu être brûlées dans la chambre de combustion peuvent être détruites par un filtre à particules. Celui-ci n'agit que sur les particules qui sont captées à la température où les gaz d'échappement les traversent. Il faudra prévoir les modes de fonctionnement suivants :

- ~ Filtration et combustion quasi simultanée des particules lorsque la température des gaz d'échappement le permet.
- ~ Rétention et accumulation des particules de suies dans le filtre lorsque la température des gaz d'échappement est trop faible.
- ~ Régénération du filtre avant que les pertes de charge dues à l'accumulation de suies deviennent inacceptables.

1.8.2.2 Catalyseurs :

Les catalyseurs d'oxydation permettent de transformer en aval des soupapes d'échappement les hydrocarbures HC imbrûlés en produits moins toxiques tels que le dioxyde de carbone (CO_2) et l'eau (H_2O). Contrairement aux filtres à particules, les catalyseurs d'oxydations ne posent pas le problème de colmatage par accumulation d'un produit solide retenu.

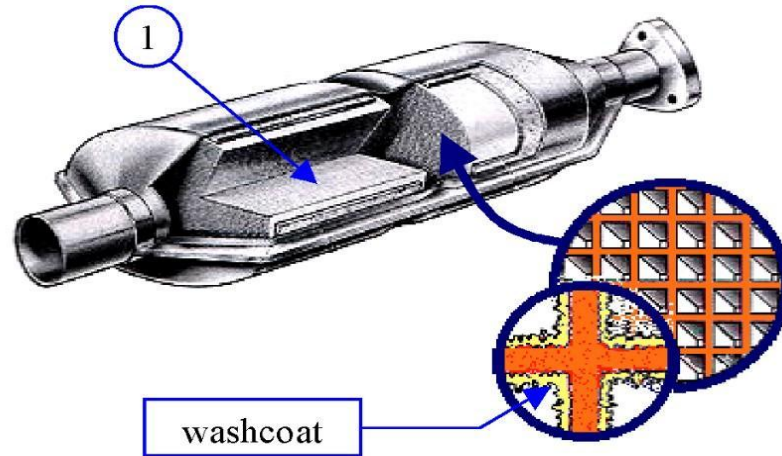


Fig.1.25 Un catalyseur

Un catalyseur est constitué d'un support céramique ou acier (1) recouvert d'alumine poreuse (washcoat) pour augmenter la surface de traitement des gaz. Dans les cellules du bloc, sont parsemés des microcristaux de métaux précieux : (~ 1,4 g/l) :

- ~ Platine
- ~ Palladium
- ~ Rhodium

En présence des ces métaux, les gaz d'échappement subissent une réaction chimique et sont rendus inoffensifs.

1.8.3 Reformulation des carburants : (Les carburants alternatifs)

La pénurie et l'épuisement des ressources conventionnelles (carburants d'origine pétrolière) sont également un des soucis majeur des pays occidentaux, ce qui a incité les scientifiques à développer des carburants alternatif à savoir les biocarburants, le gaz de pétrole liquéfié GPL, le gaz naturel véhicule GNV et enfin carburants liquides de synthèse.

➤ **Biocarburants :**

L'utilisation de nouveaux carburants (biocarburant). Les biocarburants sont des carburants d'origine végétale ou animale issus de la biomasse, ils semblent être source d'énergie "plus verte" (plus propre) et sont des combustibles alternatifs pouvant remplacer potentiellement les combustibles fossiles.

L'idée d'utiliser les huiles végétales au lieu du diesel n'est pas récente, elle date de 1928, mais elle a été abandonnée pour l'approvisionnement à bon marché en carburants fossiles.

En 1973, le projet a été relancé pour des soucis environnementaux et économiques surtout avec la diminution incessante des réserves pétrolière dans le monde et aux deux chocs pétroliers de années 70 [19]. Les biocarburants sont beaucoup moins polluants que les dérivés du pétrole, leur utilisation est particulièrement intéressante du point de vue de la production de (CO₂) et de l'effet de serre qu'il implique.

Cependant, les biocarburants ne peuvent pas être considérés comme une solution à long terme. Leur développement restera probablement limité.

➤ **Gaz de pétrole liquéfié GPL :**

Est un mélange de butane et de propane qui a deux origines : il peut provenir directement des opérations de dégazolinage lors de la production sur champs ou du raffinage de pétrole brut. Il était autrefois considéré comme un résidu de l'extraction du pétrole et directement brûlé au sommet de torchères. Il est dorénavant récupéré par distillation. Considéré comme propre, il préserve les performances du véhicule, réduit l'usure du moteur et sa combustion est plus propre. En 2004, Z.D. Ristovski et al [11] ont mesuré les taux d'émission de CO₂ et de particules en utilisant le GPL et de l'essence sur un groupe de voiture FORD. IL a été conclu que le GPL est un carburant plus propre avec 80% de moins de particules émises et de 10% à 13% de moins du taux de CO₂ émis par les voitures. Par conséquent, l'utilisation du GPL est valorisée dans le transport et n'apporte rien en matière de production de gaz à effet de serre. Ce carburant est, quoiqu'il en soit, disponible en quantité limitée et ne constituera pas une alternative après le pic pétrolier.

➤ **Gaz naturel véhicule GNV [20] :**

est essentiellement du méthane réduit à l'état liquide, son faible contenu en carbone permet des réductions d'émissions de gaz à effet de serre supérieures à 20 % par rapport à l'essence, tout comme pour le GPL, il permet d'atteindre de bons rendements énergétiques pour un véhicule dédié.

1.9 Conclusion

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur les moteurs à combustion interne sur le plan de structure ou de fonctionnement.

Les combustibles d'origine fossiles représentent actuellement la principale source énergétique utilisée dans le monde pour combler les besoins des populations en énergie. Les contraintes actuelles, écologiques et économiques, imposent aux constructeurs automobiles de réduire la consommation des moteurs Diesel et leurs émissions des gaz à effet de serre.

Dans ce sens les biocarburants dans les moteurs sont considérés comme les premières possibilités pour la motorisation future, car leur utilisation est à la fois sécuritaire et a un impact environnemental positif.

Chapitre 2

Les carburants

2.1 Définition du Carburant:

On désigne sous ce nom tout produit combustible capable de fournir en brûlant l'énergie thermique nécessaire pour mettre en action un moteur à combustion interne.

2.2 Différents types de carburants :

On distingue 3 types de carburants :

2.2.1 Carburants solide : non employés en automobile.

2.2.2 Carburants liquides : les plus utilisés.

2.2.3 Carburants gazeux : surtout employés dans les régions voisines des centres de production de gaz naturel.

Il existe aussi (comme carburant gazeux de remplacement) le gaz de gazogène obtenu à partir du charbon de bois, et le gaz de pétrole liquéfié (GPL).

2.3 Caractéristiques d'un carburant :

2.3.1 Pouvoir calorifique :

Le pouvoir calorifique d'un carburant est la quantité de chaleur exprimée en joules par kilogramme unité S.I (J/kg) ou en kilojoules par kilogramme (kJ/kg) (unité pratique), pour les carburants liquides ou solides. Pour les carburants gazeux le pouvoir calorifique s'exprime en joules par mètre cube (unité S.I) (J/m^3) ou en kilojoules par mètre cube (kJ/m^3) (unité pratique). Il y a toujours avantage à utiliser dans un moteur un carburant au pouvoir calorifique élevé [21].

| Combustible | PC (MJ/kg) |
|---------------------------|-------------------|
| Essence | 47,3 |
| Gazole (carburant Diesel) | 44,8 |
| Éthanol | 29,7 |
| Propane (C_3H_8) | 50,35 |
| Butane (C_4H_{10}) | 49,51 |

Tableau.2.1 Pouvoir calorifique moyen de quelques combustibles

2.3.1.1 Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) :

Quantité de chaleur exprimée en kWh ou MJ, qui serait dégagée par la combustion complète de un (1) Mètre Cube Normal de gaz. L'eau formée pendant la combustion étant ramenée à l'état liquide et les autres produits étant à l'état gazeux.

2.3.1.2 Pouvoir calorifique inférieur (PCI) :

Se calcule en déduisant par convention, du PCS la chaleur de condensation (2511 kJ/kg) de l'eau formée au cours de la combustion et éventuellement de l'eau contenue dans le combustible.

| Combustible | PCI (kWh/kg) | PCI (MJ/kg) |
|--------------------|---------------------|--------------------|
| Gaz naturel | 14.10 | 50.76 |
| Fioul | 11.70 | 42.12 |
| Ethanol | 8.30 | 29.88 |
| Biogaz | 5.00 | 18.00 |
| Essence | 11.81 | 42.50 |

Tableau.2.2 Pouvoir calorifique inférieur de quelques combustibles

La différence entre le PCI et le PCS est la chaleur latente de vaporisation de l'eau (L_V), qui vaut à peu-près $2\,250\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ (cette dernière valeur dépend de la pression et de la température), multipliée par la quantité de vapeur produite (m).

On a la relation : $PCS = PCI + m \cdot L_V$

2.3.2 Masse volumique :

La masse volumique d'un carburant liquide est la masse de l'unité de volume de ce carburant. Cette notion est très importante quand on cesse d'utiliser de l'essence pour utiliser un carburant différent : alcool ou carburants spéciaux.

Dans le système S.I la masse volumique est exprimée en (kJ/m^3 normale). Dans la pratique, on utilise le (kg/dm^3) ou encore le (g/cm^3).

Pour les carburants gazeux, on obtient la masse volumique en divisant la masse molaire par 22.4 litres.

Exemple : la masse volumique de l'oxyde de carbone CO est :

$$\frac{M}{22.4} = \frac{28}{22.4} = 1.25 \text{ (Mengrammes)}$$

M : masse molaire du CO.

Cette masse volumique est exprimée en grammes par litre (*g/l*) soit : 1.25 *g/l*.

2.3.3 Densité:

Donne le poids pour un volume de 1 dm³ (ou 1 l) de cette matière par rapport à l'eau qui a un poids de 1 kg pour 1 l.

L'essence a un poids de 0,755 kg par litre [22].

| Fuel | Densité - ρ - (kg/m^3) |
|-----------------|---------------------------------|
| Gasoil | 835 |
| Carburant lourd | 930 |
| Kérosène | 790 |

Tableau.2.3 La Densité de quelques combustibles

2.3.4 Point éclair:

C'est la température la plus basse où la concentration des vapeurs émises est suffisante pour produire une déflagration au contact d'une flamme ou d'un point chaud, mais insuffisante pour produire la propagation de la combustion en l'absence de la flamme "pilote".

| Produits | Point éclair °C |
|-------------|-----------------|
| Alcool Etyl | 13° |
| Benzène | 11° |
| Essence | - 43° |
| Gasoil | 70° |
| Kérosène | 37,8° |

Tableau.2.4 Point d'éclair de quelques combustibles

2.3.5 Température d'auto inflammation :

C'est la température minimale pour laquelle un mélange combustible, de pression et de composition donnée, s'enflamme spontanément sans contact avec une flamme.

| Substance | Température |
|----------------|-------------|
| Éther | 160 °C |
| Méthanol | 455 °C |
| Hydrogène | 571 °C |
| Huile végétale | 350 °C |
| Gazole | 257 °C |
| Butane | 287 °C |
| Benzène | 555 °C |

Tableau.2.5 Température d'Auto inflammation de quelques combustibles

2.3.6 Pression vapeur :

La pression de vapeur est la pression sous laquelle le corps placé seul à une température donnée constante, est en équilibre avec sa vapeur. Autrement dit, c'est la pression sous laquelle le liquide bout, à la température considérée [23].

2.3.7 Densité vapeur :

Cette donnée indique le nombre de fois les vapeurs d'un produit sont plus lourdes ou plus légères que l'air. Cette mesure est prise au point d'ébullition.

Si la densité de vapeur est supérieure à 1, les vapeurs d'un produit auront tendance à se maintenir près du sol.

2.3.8 Viscosité :

La viscosité désigne la capacité d'un fluide à s'écouler, en mécanique des fluides. En langage courant, on utilise aussi le terme de fluidité.

Lorsque la viscosité augmente, la capacité du fluide à s'écouler diminue. La viscosité tend à diminuer lorsque la température augmente.

On classe notamment les huiles mécaniques selon leur viscosité, en fonction des 4 besoins de lubrification du moteur et des températures auxquelles l'huile sera soumise lors du fonctionnement du moteur.



Une formule intéressante, la relation entre le volume et la température:

1 litre par degré et par 1000 litres soit si la température de 1000 litres de carburant liquide à pression atmosphérique s'élève de 1°C, alors il y a 1001 litres. (Mais la masse reste la même, bien entendu)

| Produit | Température °C | Viscosité (mm²/s) |
|----------------|-----------------------|-------------------------------------|
| Hexane | 20 | 0.49 |
| Heptane | 20 | 0.60 |
| Isooctane | 20 | 0.73 |
| Benzène | 20 | 0.74 |
| Gazole | 40 | 3.3 |
| Essence | 40 | 0.35 |

Tableau.2.6 La Viscosité de quelques combustibles

2.4 Indice d'octane :

L'indice d'octane caractérise la résistance à l'auto-inflammation des carburants dans le moteur expérimentale au laboratoire conçu spécialement pour cet usage appelé moteur CFR (Cooperative Fuel Research).

Dans le cas d'un cliquetis, il s'agit d'une auto-inflammation instantanée et en masse d'une partie de la charge. Il en résulte une augmentation locale très forte de la pression qui provoque une vibration de la masse gazeuse brûlée.

Deux hydrocarbures sont donc pris :

~ Isooctane

Très résistant à l'auto-inflammation. On lui attribue l'indice **100**

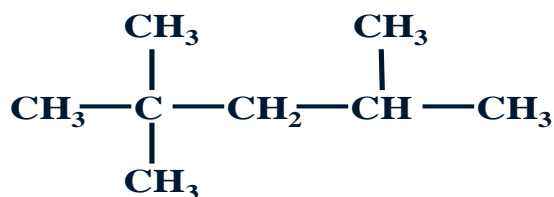


Fig.2.1 L'Isooctane

~ n-heptane

S'auto-inflamme facilement, qui reçoit l'indice 0



Fig.2.2 n-heptane

Le carburant testé présente un indice d'octane de X s'il se comporte comme un mélange de X % d'isooctane et de (100 - X) % de n-heptane.

Ces tests sont effectués dans un moteur de référence appelé Moteur CFR (Cooperative Fuel Research).

$$\text{Indice d'octane} = 100 + \frac{28.28 T}{1 + 0.736 T + (1.0 + 1.472 T - 0.435216 T^2)}$$

T désigne la teneur en PTE en millilitres par gallon (1 gal = 3.785 l)

Exemple : une addition de 0.40 g Pb/litre dans l'isooctane, on obtient par définition un indice d'octane de 110,8.

Normes algériennes pour l'indice d'octane :

- ~ Essence Normal : entre 89 et 92
- ~ Essence Super : entre 97 et 99
- ~ Essence sans plomb : 95

2.5 Indice de cétane :

C'est une mesure qui représente le délai d'allumage du gas-oil, c'est à dire le temps que met le combustible à s'enflammer à partir du moment où il est injecté.

Dans un moteur Diesel, contrairement à celui à explosion, il est nécessaire que le carburant présente une structure chimique favorable à l'auto-inflammation. Cette qualité s'exprime par l'indice de cétane.

Mesure indice de cétane :

- ~ Le n-cétane ou hexadécane

Auquel on attribue l'indice 100



Fig.2.3 Le hexadécane

~ l' α -méthyl-naphtalène

Qui reçoit l'indice 0

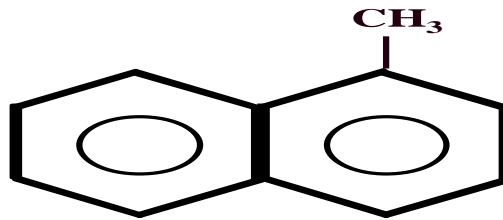


Fig.2.4 α – méthyl – naphtalène

Un gazole présentera un indice de cétane X, s'il se comporte comme un mélange binaire de X % de n-cétane et de (100 – X) % d' α -méthyl-naphtalène

En réalité, on préfère à ce dernier le HMN (hepta-méthyl-nonane), qui présente un indice de cétane de 15.

$$\text{IC} = Y + 0.15(100 - Y) \quad Y: \% \text{ de n - cétane.}$$

La mesure se fera dans un moteur CFR équipé d'une chambre de combustion Diesel.

L'indice de cétane n'a pas d'effet direct sur le moteur et son rendement, Par contre il permet d'éviter les démarrages difficiles à froid, limiter les fumées et les bruits ainsi que la pollution.

Pour les zones à climat « tempéré », les normes demandent un indice de cétane minimal de 49, et les constructeurs de 50. Généralement, il se situe entre 50 et 55.

Pour les zones très froides dites « arctique », les normes se situent dans une fourchette comprise entre 45 et 50.

2.6 Propriétés des quelques carburants :

| Propriétés | Unité | Gazole | Ester méthylique de colza | Ester méthylique de coton | Essence |
|------------------|--------------------|--------|---------------------------|---------------------------|---------|
| Densité à 20 °C | g/cm ³ | 0.836 | 0.880 | 0.885 | 0,755 |
| Viscosité à 40°C | mm ² /s | 3.3 | 6.7 | 4 | 0.35 |
| PCI | MJ/Kg | 43.7 | 37.7 | 37.5 | 42,7 |
| Point éclair | °C | 63 | 171 | 110 | -40 |
| Indice de cétane | | 50 | 49 | 52 | / |
| Indice d'octane | | / | / | / | 96-100 |

Tableau.2.7 Propriétés des quelques combustibles

2.7 Circuit d'alimentation par carburant :

2.7.1 Gazole :

- 1 —> Réservoir
- 2 —> Filtre à carburant
- 3 —> Pompette d'amorçage
- 4 —> Pompe à injection
- 5 —> Injecteur

- Circuit haute pression
- Circuit basse pression
- Circuit de retour

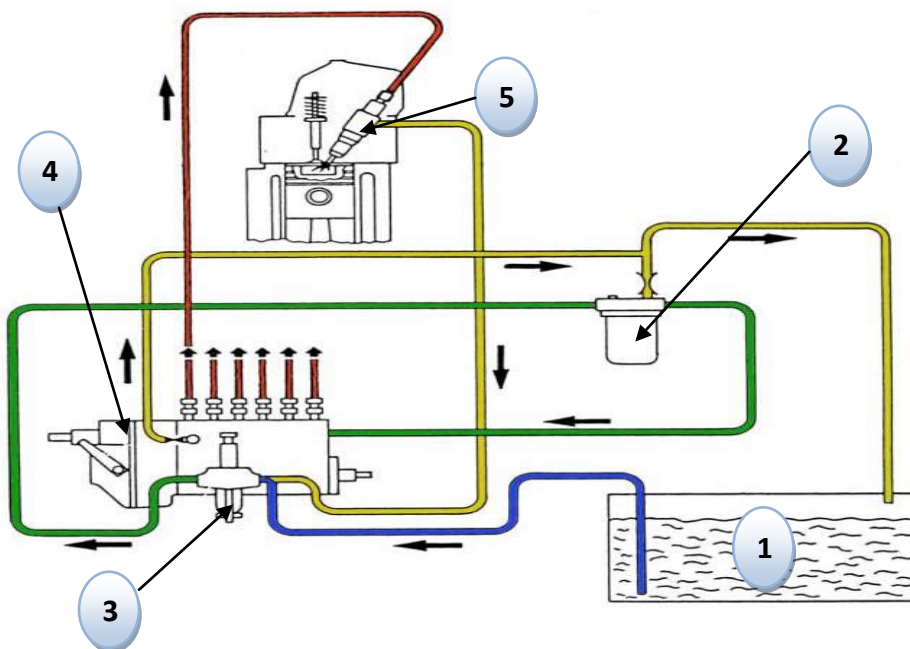


Fig.2.5 Circuit d'alimentation d'un moteur Diesel

2.7.2 Essence :

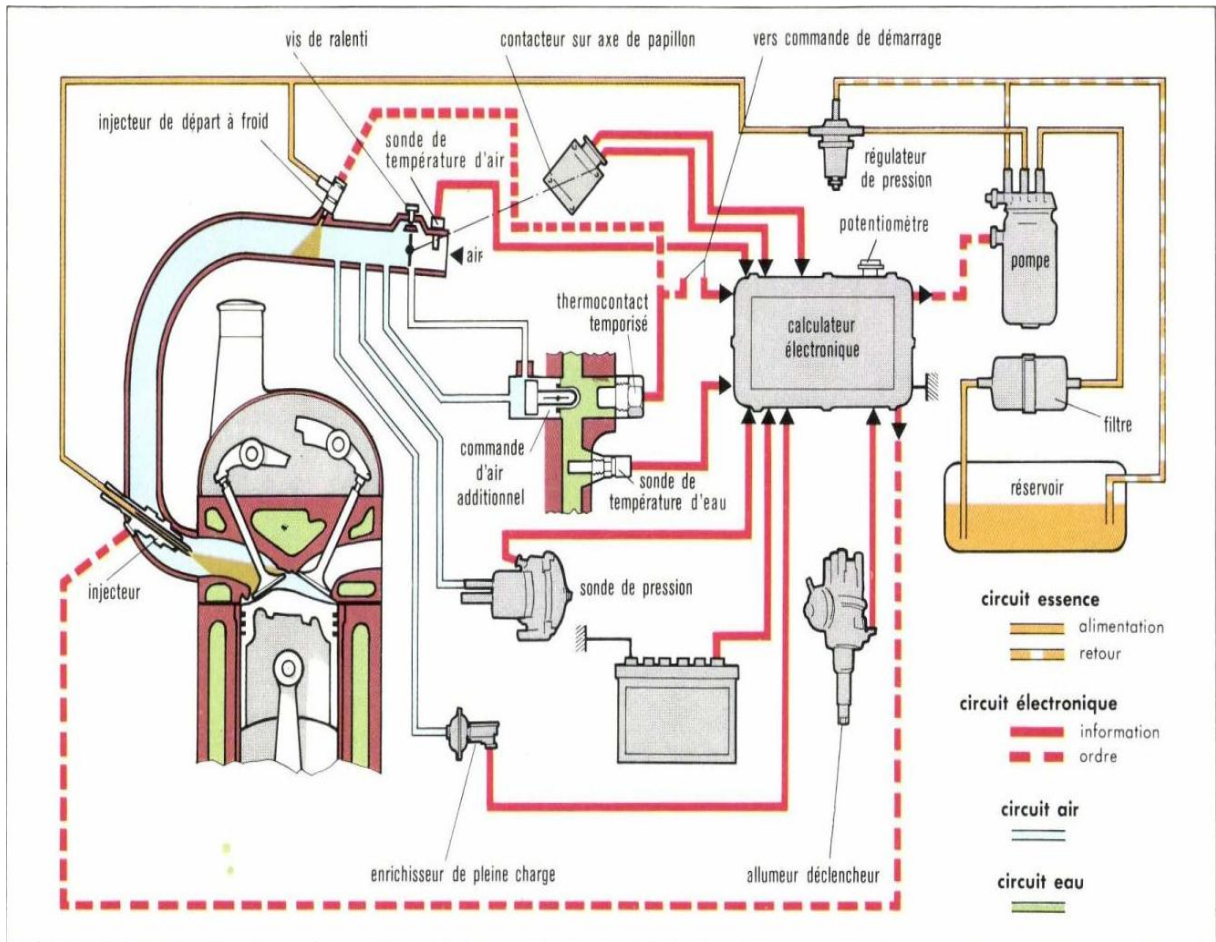


Fig.2.6 Circuit d'alimentation d'un moteur Essence

2.8 Recherche bibliographique sur la combustion des carburants :

2.8.1 Carburant domestique :

Face à l'accroissement du nombre de véhicules dans le monde, la réduction de consommation des moteurs alternatifs à combustion interne est actuellement un problème crucial pour les constructeurs automobiles. Les moteurs du futur devront en effet répondre à des normes anti-pollution de plus en plus draconiennes, tout en conservant des performances élevées. Afin d'améliorer le rendement des moteurs, il convient donc de maîtriser la combustion à l'intérieur du cylindre. En effet, la compréhension, la modalisation et éventuellement le contrôle des phénomènes physiques et chimiques interagissant au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement des nouvelles technologies.

L'approche numérique permet alors de tester un grand nombre de solutions pour ne retenir que les plus pertinentes pour des tests expérimentaux. Diverses études et recherches commencent à étudier sérieusement la combustion dans les moteurs à combustion interne (diesel) avec des travaux théoriques et expérimentaux, citons par exemple :

En 1999 R.Younes, A.Liazid, et J.C.Champoissin [24] ont montré avec des résultats expérimentaux et théoriques l'influence du turbocompresseur à géométrie variable sur l'optimisation de couple consommation/polluants d'un moteur Diesel ID.

En 2001 F.E.Corcine, M.Costa, S.S.Merola, B.M.Vaglietto ont effectué un travail numérique avec KIVA-3 et une investigation expérimentale pour l'analyse de la formation des polluants dans les moteurs diesel. La modélisation des NO_x est représentée par le modèle de Zeldovich, la formation des suies par le modèle Hiroyasu, l'allumage par le modèle de Shell, et l'oxydation par le modèle de NSC (Le modèle NSC explique le mécanisme d'oxydation des suies, en anglais Nagle and Strickland-Constable). Les résultats numériques sont en bon accord avec les données expérimentales.

En 2005 T.J.Jacobs et al ont effectué une série d'investigations expérimentales concernant la réduction des émissions polluantes (NO_x , HC et CO), et la consommation du fuel. En variant la durée d'injection et l'EGR. Les résultats sont comparés avec les données d'un diesel conventionnel classique. Les expériences montrent clairement que ces investigations donnent des résultats très intéressants sur la réaction des polluants.

2.8.2 Biocarburant :

Cette revue bibliographique traite des travaux théoriques et expérimentaux antérieurs effectués sur les divers types des biocarburants dominant le secteur des transports dans le monde, ainsi que de leur production et utilisation dans les moteurs diesels.

2.8.2.1 Huiles végétales :

La première utilisation des huiles végétales en tant que carburant a été testée par Rudolf Diesel, l'inventeur du moteur qui porte son nom. L'intérêt porte sur l'utilisation des huiles végétales a continué à se manifester dans différentes régions du monde au cours de la seconde guerre mondiale où l'effort de guerre a créé le besoin de recherche de nouvelles sources d'énergie. Mais, par la suite, la recherche des carburants de remplacement du diesel a été rendue superflue avec l'arrivée de la période de paix et l'abondance relative des combustibles fossiles. Toutefois, dans les années 70, l'augmentation des prix du pétrole de 2 à 12 dollars le

baril et la crainte d'une pénurie de carburant ont fait raviver l'intérêt pour des carburants de remplacement y compris les huiles végétales comme carburants dans les moteurs diesel.

De même, dans les dernières années, la production mondiale d'huiles végétales est évaluée à 130 Mt en 2007, alors qu'elle n'atteignait que 86 Mt en 1999 et 101 Mt en 2003. Cette forte progression devrait se poursuivre dans les années puisque les premières estimations donnent des chiffres de production nettement supérieurs à 230 Mt en 2013. Il faut ajouter à ces sources de corps gras, de l'ordre de 20 à 25 Mt de graisses animales. L'huile de palme arrive en tête de la production globale d'huiles végétales (de l'ordre de 30% des huiles produits) devant l'huile de soja dans les dernières années. Les huiles de colza et de tournesol viennent ensuite, avec des volumes voisins de la moitié des deux premières huiles, voir la figure (2.7) [25].

Donc, les biocarburants d'origine végétale pourront constituer un complément sérieux à la fourniture d'énergie dans le secteur des transports. Notons que les biocarburants à base des huiles végétales peuvent être utilisés purs ou en mélange avec gazole.

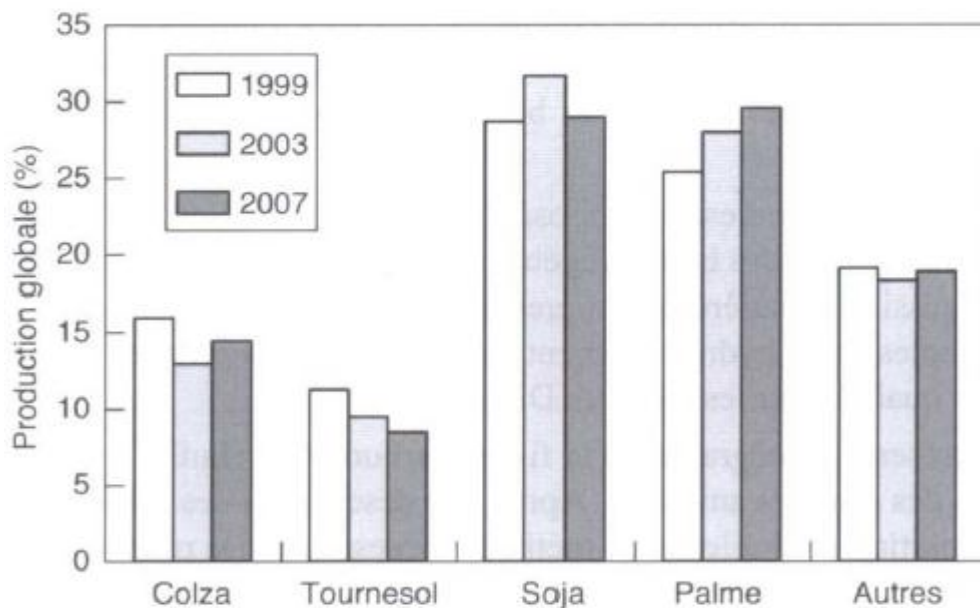


Fig. 2.7 Production des différentes huiles végétales [25].

2.8.2.2 Éthanol et le bioéthanol :

Le bioéthanol est produit à partir de la fermentation des matières premières d'origine végétale (canne à sucre, maïs et sucre de betterave). Néanmoins, l'amélioration des techniques de production d'éthanol et la réduction des coûts de production est nécessaire au développement de la production de biodiesel. L'éthanol (habituellement le plus utilisé) peut être utilisé comme biocarburant ou comme additif soit avec de l'essence ou du gazole à de faibles

proportions. Les proportions d'éthanol sont désignées par la lettre E suivie du pourcentage d'éthanol dans le mélange. Ainsi, l'éthanol pur est désigné par E100. Certains chercheurs se sont intéressés à l'utilisation d'éthanol dans les MCI. Parmi ces travaux nous citons ;

En 2004, Can et al. [26] ont effectué sur un moteur une étude expérimentale concernant l'effet de l'ajout de l'éthanol (E10 et E15) dans les carburants de type gazole. Les résultats expérimentaux ont montré que l'ajout de l'éthanol réduit la formation de CO, des suies et du SO₂ mais augmente malheureusement l'émission des NO_x d'environ 12.5% jusqu'à 20%, ce qui a été confirmé également par les travaux de Niven [27] en 2005, de farrell [28] en 2006, P. Kwanchareon en 2007 [29].

Plus récemment, en 2008 D.C. Rakopoulos et al. [30] ont effectué une série d'investigations expérimentales concernant la réduction des émissions des polluants (NO_x, HC et CO) et la consommation de carburant dans un moteur diesel ID turbocompressé, en variant la concentration du mélange éthanol/gazole (E5, E10). Trois niveaux de charge et deux vitesses ont été considérés. Les résultats sont comparés avec les données d'un gazole. Les expériences montrent clairement que ces investigations donnent des résultats très intéressants sur la réduction des polluants (d'environ 2.3% des NO_x, 7% de CO et 50% des suies), avec une augmentation d'environ 23% de HC. De plus, on observe une augmentation de la consommation spécifique d'environ 2% avec l'augmentation de la concentration d'éthanol et une augmentation très légère d'environ 2% l'efficacité thermique. Ces résultats confirment que le mélange éthanol-gazole peut être utilisé sans risque et avantageusement dans le moteur diesel. De nombreuses études ont été faites par d'autres chercheurs. Ces études confirment bien l'utilisation d'éthanol comme biocarburant pur, ou mélangé avec le gazole [31-34]. Pour réduire ou éliminer les émissions des NO_x et les particules de suies. D'autres chercheurs ont proposé l'utilisation des systèmes de post-traitement (les catalyseurs) [35,36].

2.9 Conclusion

Dans ce chapitre, on a entamé une généralité sur les carburants, leurs propriétés physiques et chimiques ainsi que leurs différentes caractéristiques. On a exposé le circuit d'alimentation d'essentiels carburants domestique (gazole et essence).

On a donné aussi un aperçu sur les différents travaux présentés au cours de dernières années sur la combustion des moteurs.

Chapitre 3

Formulation mathématique

3.1 Introduction :

La combustion dans les moteurs diesel à injection directe est un processus très complexe, mettant en cause l'interaction d'une multitude de phénomènes tels que: la turbulence, le transfert thermique et les réactions chimiques complexes qui agissent simultanément dans la chambre de combustion. De plus, les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion turbulente. De ce fait, il est nécessaire de comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion qui permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies.

Dans ce contexte, l'utilisation de l'outil numérique permet de réduire les coûts et les temps d'études. Il est très simple de modifier numériquement la géométrie ou les conditions d'utilisation (pression, température...). Les investigations réalisées avec les codes CFD (Computational Fluid Dynamics) par exemple CONVERGE, KIVA, Fluent et CFX... permettent alors de tester un grand nombre de solutions pour ne retenir que les plus pertinentes pour des tests expérimentaux.

Dans le cadre de la modélisation de la combustion turbulente, l'utilisation d'un code de calcul comme Converge représente une bonne démarche de compréhension et de prédiction des phénomènes qui se manifestent à l'intérieur du cylindre d'un moteur à combustion interne alimenté par un biocarburant.

Nous avons utilisé, dans le cadre de ce travail et grâce à un programme de coopération, le code CFD Converge V1.3, qui a été développé à l'université de Middleton, Wisconsin en 2008 [37].

3.2 Equations de l'aérothermochimie turbulente :

La simulation numérique d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. Il s'agit du système composé des équations de conservation de la masse, de conservation de la quantité de mouvement, de conservation des espèces chimique et de conservation de l'énergie.

Dans ce qui suit on expose les équations gouvernantes de la phase fluide, suivies par les sous-modèles physiques. Ces sous modèles décrivent la turbulence, le spray et le dégagement de chaleur. Les sous-modèles chimiques décrivent la combustion, l'allumage et la formation de polluants.

Les vecteurs unités suivant les directions en coordonnées cartésiennes x , y , et z , seront notés, i , j , et k respectivement. Le vecteur de position X est défini comme suit :

$$X = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k} \quad (3.1)$$

L'opérateur mathématique ∇ est donné par :

$$\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (3.2)$$

et le vecteur vitesse du fluide \vec{U} est donné par :

$$\vec{U} = u(x, y, z, t)\vec{i} + v(x, y, z, t)\vec{j} + w(x, y, z, t)\vec{k} \quad (3.3)$$

La simulation mathématique d'un écoulement turbulent avec ou sans réaction chimique est classiquement menée à l'aide de la résolution des équations aux dérivées partielles non linéaires et couplées.

Le système d'équations à résoudre peut s'écrire dans sa forme générale pour une variable ϕ contenant des termes dus à la convection, à la diffusion et des termes sources :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{u}\phi) = \nabla(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (3.4)$$

Accumulation Convection Diffusion Source

ρ est la densité, \vec{u} est le vecteur vitesse, Γ_ϕ est le coefficient de diffusion, et S_ϕ est le terme source.

- **Equation de continuité de l'espèce chimique m :**

La détermination de la fraction massique pour chaque espèce, m , s'obtient par la solution de l'équation de transport de la I^{eme} espèce, sous la forme [37,38]:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \delta_{m1} \quad (3.5)$$

Où ρ_m est la masse volumique de l'espèce, ρ est la masse volumique globale, et \vec{u} est la vitesse du fluide.

Avec $\dot{\rho}_m^c$ et $\dot{\rho}_m^s$ les termes sources dus à la chimie et le spray respectivement.

On suppose que toutes les espèces ont des diffusivités égales, données par $D = \frac{\mu}{\rho S_c}$

μ est la viscosité dynamique et S_c est le nombre de Schmidt (le nombre de Schmidt compare les effets de la viscosité et de la diffusion du fluide), $S_c = \frac{\nu}{D}$

- **Equation de conservation de la masse totale :**

Par sommation des équations (3.5) sur toutes les espèces, on obtient l'équation de la conservation de la masse totale du fluide.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \quad (3.6)$$

La masse est conservée dans les réactions chimiques.

- **Equation de conservation de quantité de mouvement :**

L'équation de conservation de la quantité de mouvement du fluide est donnée par:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho . u . u) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \sigma + F^s + \rho g \quad (3.7)$$

Où p est la pression du fluide. La quantité α est utilisée en conjonction avec la méthode de l'échelle de gradient de pression PGS (Pressure Gradient Scaling). Cette méthode paraît efficace pour les faibles nombres de Mach.

Dans l'équation (3.7) la quantité A_0 est égale à zéro pour les écoulements laminaires et à l'unité si un modèle de turbulence est utilisé. Le tenseur des contraintes visqueuses est de forme newtonienne :

$$\sigma = \mu \left[\nabla u + (\nabla u)^T \right] + \lambda \nabla \cdot u \mathbf{I} \quad (3.8)$$

Les deux coefficients de viscosité μ et λ , seront définis dans ce qui suit. L'exposant T indique la transposée d'une matrice et \mathbf{I} représente la matrice unité. F^s est le gain du taux de quantité de mouvement par unité de volume dû au spray. La force d'inertie g est considérée constante.

- **Equation de conservation de l'énergie :**

L'équation de l'énergie interne I est, exclusive à l'énergie chimique.

$$\frac{\partial \rho \mathbf{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{I}) = -p \nabla \cdot u - \nabla J + (1 - A_0) \sigma : \nabla u + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (3.9)$$

Le vecteur du flux thermique J est la somme des contributions dues à la conduction thermique et à la diffusion de l'enthalpie :

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla (\rho_m / \rho) \quad (3.10)$$

Où T est la température du fluide et h_m l'enthalpie spécifique de l'espèce m , K est la conductivité thermique. K est calculé à partir du nombre de Prandtl et la chaleur spécifique à pression constant C_p

$$K = \frac{\mu C_p}{Pr} \quad (3.11)$$

La chaleur spécifique du mélange est calculée selon la relation

$$C_p(T) = \sum_m \frac{\rho_m}{\rho} C_{p_i}(T) \quad (3.12)$$

La chaleur spécifique des espèces C_{p_m} comme les enthalpies spécifiques h_m dans l'équation (3.10) sont obtenues à partir des tables de JANAF en fonction de la température. Le terme $\rho \varepsilon$ de l'équation (3.9) représente la dissipation visqueuse, où ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Deux termes sources surgissent dans l'équation (3.9) : \dot{Q}^c due à la chimie et \dot{Q}^s due au spray.

• Equation de comportement du fluide :

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

$$p = R_0 T \sum_m (\rho / W_m) \quad (3.13)$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) I_m(T) \quad (3.14)$$

$$C_p(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) c_{p_m}(T) \quad (3.15)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T / W_m \quad (3.16)$$

Où R_0 est la constante universelle des gaz, W_m est la masse moléculaire de l'espèce m , $I_m(T)$ est son énergie interne spécifique. La chaleur spécifique des espèces est fournie par la table des données thermodynamiques JANAF.

3.3 Approche de résolution RANS [39, 40] :

La méthode RANS constitue un outil performant et moins complexe dans l'étude des écoulements réactifs, particulièrement adaptées à l'étude du comportement instationnaire des écoulements turbulents. Cette méthode consiste à résoudre les équations de Navier Stokes moyennées statistiquement.

Elle permet d'avoir accès uniquement aux grandeurs moyennes. Cet outil de simulation nécessite un plus grand effort de modélisation. Il est aujourd'hui l'outil le plus utilisé dans la

recherche industrielle car son coût de mise en place est le plus faible. Nous considérons dans ce travail une approche 3D.

RANS est une méthode statistique qui consiste à décomposer chaque variable de l'écoulement en la somme de sa moyenne d'ensemble (moyenne de Reynolds) et de sa fluctuation :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.17)$$

$$\bar{\phi} = \lim_{N_s \rightarrow \infty} \sum_{m=1}^{N_s} \frac{\phi(m)}{N_s} \quad (3.18)$$

En appliquant cette opération de décomposition aux équations de conservation, un terme représentant la composante turbulente de l'écoulement apparaît. Ce terme s'appelle le tenseur de cisaillement de Reynolds et n'est pas connu à priori. La fermeture du problème consiste à le modéliser.

Dans le cas des écoulements de fluide avec importante variation de la densité, Favre a proposé d'utiliser une moyenne pondérée par la masse:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (3.19)$$

$$\text{Avec : } \phi = \tilde{\phi} + \phi', \quad \overline{\rho\tilde{\phi}} = \overline{\rho\phi} + \overline{\rho'\phi'}$$

La décomposition de Favre appliquée aux équations (3.5), (3.6), (3.7) et (3.9) donne un nouveau système d'équations, semblable au système initial (avec la densité des espèces $\rho_i = \rho Y_i$).

Y_i : est la fraction de massique de l'espèce i .

- **Equation de continuité de l'espèce m :**

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{Y}_m \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [\overline{\rho D \nabla Y_m} - \overline{\rho \tilde{\mathbf{u}}' Y'}] + \overline{\rho \dot{Y}_m^c} + \overline{\rho \dot{Y}_m^s} \quad (3.20)$$

- **Equation de conservation de la masse totale**

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = \overline{\dot{\rho}_m^s} \quad (3.21)$$

- **Equation de conservation de la quantité de mouvement :**

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{\rho \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}}) = \nabla \cdot (\overline{\sigma} - \overline{\rho \tilde{\mathbf{u}}' \tilde{\mathbf{u}}'}) - \nabla \tilde{p} + \overline{\mathbf{F}^s} + \overline{\rho \tilde{\mathbf{g}}} + A_0 \nabla (2/3 \rho k) \quad (3.22)$$

- **Equation de conservation de l'énergie interne :**

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{I}) = - \tilde{p} \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot (\bar{J} + \overline{\rho \tilde{u}'' I''}) + A_0 \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \bar{Q}^c + \bar{Q}^s \quad (3.23)$$

Les équations pour les variables moyennes obtenues pour le régime turbulent sont différentes des équations pour les variables instantanées en régime laminaire à cause de l'apparition d'un nouveau terme lié à l'effet du champ fluctuant qui est le terme appelé « Contrainte de Reynolds » ($-\overline{\rho \tilde{u}'' \tilde{\phi}''}$), ce terme traduit l'effet de la turbulence sur le mouvement moyen.

3.4 Sous modèles physiques :

Les termes qui apparaissent dans les équations moyennées présentent l'interaction du mouvement moyen et de l'agitation turbulente. Ce sont des termes supplémentaires qui posent un problème de fermeture du système d'équations. Le nombre d'inconnues devenant plus grand que le nombre d'équations, nous avons donc besoin de modèles de turbulence qui permettent d'estimer les contraintes de Reynolds afin de fermer le système d'équations à résoudre.

3.4.1 Modèle de Turbulence [37] :

Pour calculer les contraintes de Reynolds, deux possibilités sont envisageables. La première repose sur les corrélations doubles qui peuvent être calculées à partir des valeurs moyennes de l'écoulement en faisant appel au concept de viscosité turbulente. Cette première approche est chronologiquement la plus ancienne. La seconde approche consiste à décrire sous forme d'équation de transport des contraintes de Reynolds mais, dans ces nouvelles équations, interviennent des termes de corrélations qu'il faut à nouveau modéliser.

3.4.1.1 Modèle de Turbulence k - ε :

L'utilisation de ce modèle est très répandue dans les milieux industriels. L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations. L'échelle de vitesse est obtenue par l'intermédiaire de l'énergie cinétique turbulente (k). L'échelle de longueur est, quant à elle, plus délicate à définir et l'on a recours à une nouvelle équation de transport portant sur le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ε). Ce taux de dissipation est relié, par l'intermédiaire de l'hypothèse de l'unicité de l'échelle des temps, à l'échelle de longueur l .

Quand ce modèle de turbulence est utilisé ($A_0 = 1$), deux équations de transport additionnelles sont résolues pour l'énergie cinétique k et son taux de dissipation ε .

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{u} + \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \bar{W}^s \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & -\left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon_1} - c_{\varepsilon_3} \right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] \\ & + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left[c_{\varepsilon_1} \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} - c_{\varepsilon_2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + c_s \bar{W}^s \right] \end{aligned} \quad (3.26)$$

Ce sont les équations k - ε standards avec quelques termes additionnels. Le terme source $(c_{\varepsilon_3} - \frac{2}{3} c_{\varepsilon_1}) \nabla \cdot \tilde{u}$ dans l'équation (3.26) explique le changement de l'échelle des longueurs en présence d'une vitesse de dilatation. Le terme source \bar{W}^s est dû à l'interaction avec la vapeur. Les quantités sont constantes, leurs valeurs sont déterminées à partir des travaux expérimentaux et quelques considérations théoriques.

3.4.1.2 Modèle de Turbulence RNG k - ε

Un nouveau modèle, fondé sur les méthodes utilisant le groupe de rénormalisation est apparu. Appelé modèle RNG k - ε (*Yakhot et Orszag, 1986*) [41], il utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles de turbulence sont étudiées précisément. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle k - ε standard. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [40].

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u} \varepsilon) = & -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon_2} - C_{\varepsilon_3} - \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \vec{u} \right) \bar{\rho} \varepsilon \nabla \cdot \vec{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_{eff}}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[(C_{\varepsilon_1} - C_\eta) \bar{\sigma} : \nabla \vec{u} - C_{\varepsilon_2} \bar{\rho} \varepsilon + C_s \bar{W}^s \right] \end{aligned} \quad (3.27)$$

Avec :

$$c_\eta = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3} \quad (3.28)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (3.29)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \quad (3.30)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.31)$$

| Constant | $c_{\varepsilon 1}$ | $c_{\varepsilon 2}$ | $c_{\varepsilon 3}$ | c_s | c_{ps} | Pr_k | Pr_ε | η_0 | β | c_μ |
|--------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|-------|----------|--------|------------------|----------|---------|---------|
| Standard $k-\varepsilon$ | 1.44 | 1.92 | -1.0 | 1.5 | 0.16432 | 1.0 | 1.3 | - | - | 0.09 |
| RGN $k-\varepsilon /$ | 1.42 | 1.68 | -1.0 | 1.5 | 0.16432 | 0.71 | 0.719 | 4.38 | 0.012 | 0.0845 |

Tableau 3.1 Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence $k-\varepsilon$, et $RNG k-\varepsilon$

3.4.2 Modélisation du spray :

Dans les moteurs diesel à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur se pulvérise et doit ensuite être réduit-en de fines gouttelettes qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser le mélange air/carburant et la combustion. Transformer le jet liquide en " spray" (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser. Cette transformation s'effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide. Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou plusieurs processus à savoir, l'atomisation, la collision et l'évaporation. Par conséquent, sont exigés des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation).

3.4.2.1 Formulation Mathématique :

La formulation mathématique du jet est basée sur une technique discrète de Monte Carlo et se compose des fonctions de probabilité f des gouttelettes de distribution.

La fonction de probabilité f est fonction de dix variables indépendantes du temps :

- Les trois coordonnées spatiales, x
- Les trois composantes de vitesse, v
- Le rayon d'équilibre, r
- La température, T_d .
- La déformation de la sphéricité, y , et

- Le taux temporel de changement d'une gouttelette, $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$

La fonction de distribution des gouttelettes f est définie comme :

$$f(\vec{x}, \vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, t) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (3.32)$$

L'évolution à travers le temps de f est obtenue par résolution d'une forme de l'équation du jet [44]:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}_{\vec{x}} \cdot (f\vec{v}) + \text{div}_{\vec{v}} \cdot (f\vec{F}) + \frac{\partial}{\partial r} (fR) + \frac{\partial}{\partial T_d} (f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial y} (f\dot{y}) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}} (f\ddot{y}) = \dot{f}_{coll} + \dot{f}_{bu} \quad (3.33)$$

Dans cette dernière équation, les quantités, F , R , \dot{T}_d et \ddot{y} sont le taux temporel de changement individuel d'une gouttelette, de sa vitesse, de son rayon, de sa température, et de sa vitesse d'oscillation respectivement. Les termes \dot{f}_{coll} et \dot{f}_{bu} sont des termes sources dus aux collisions et au fractionnement de la gouttelette. Ils sont définis dans (3.38) à (3.46).

3.4.2.2 Modèles d'atomisation :

Au cours des années, plusieurs modèles d'atomisation primaire et secondaire ont été proposés. La grande majorité des auteurs a montré que les effets aérodynamiques sont le facteur principal qui jouent un rôle très important avec l'augmentation de la vitesse et de la pression d'injection sur l'atomisation du jet dans les moteur diesel à ID.

Dans le code ConvergeV1.3 il existe plusieurs modèles pour l'atomisation du jet. On cite : les modèles basés sur la croissance d'ondes de perturbation initiée en sortie d'injecteur (KH et RT) et ceux basés sur l'amplification de l'oscillation ou de la déformation d'une goutte (TAB), expliquées par les effets aérodynamiques. Même si ce modèle traite principalement le fractionnement secondaire des gouttes, il a été utilisé dans Converge pour l'atomisation primaire du jet [37]. D'autres modèles comme KH-RT (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor) et LISA [37,42-46] ont été implémentés dans Converge. Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT), figure (3.1). Le modèle LISA basé sur l'analyse de l'instabilité linéaire des nappes liquide libre, comme par exemple dans une ouverture de l'injecteur d'essence ou gazole vers l'extérieur.

Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé, à cause de grand nombre de Weber, de plus il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement indépendamment. De même habituellement, les gens utilisent beaucoup le modèle KH-RT pour modéliser la pulvérisation de spray comme le gazole [40, 43-50].

❖ Modèle hybride KH-RT

Le modèle KH-RT suggère que la perturbation du liquide est due à deux types d'instabilités: la première instabilité est de type Kelvin-Helmholtz (modèle Wave pour les grand nombre de Weber) et la seconde de type Rayleigh-Taylor. Ces deux instabilités sont mises en concurrence et celle qui donnera l'onde produisant la déstabilisation la plus rapide sera utilisée pour le fractionnement.

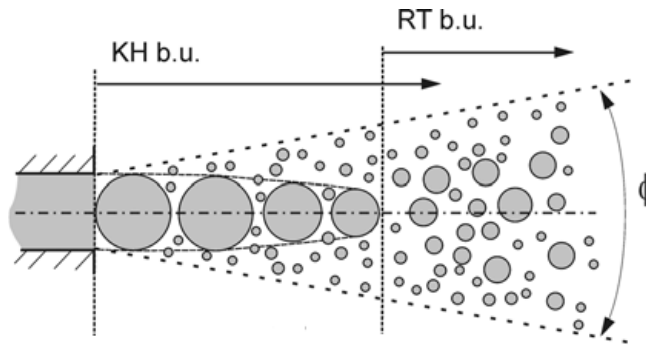


Fig.3.1 Schéma de principe du modèle KH-RT [46].

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz et Bracco* (1986) [37], dans leur modèle Wave, considère une approche différente en prenant la croissance des instabilités de Kelvin-Helmholtz à la surface d'un jet de diamètre a et de vitesse relative gaz-liquide u_r .

Ce modèle de fractionnement primaire suppose que l'atomisation se produit du fait du développement d'instabilités de surface de type Kelvin Helmotz à la sortie de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, *Reitz* obtient la longueur d'onde Λ_{KH} et le taux d'accroissement Ω_{KH} de l'onde qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème, *Reitz* obtient les corrélations suivantes [37,51]:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T_a^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \quad (3.34)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r^3}} \quad (3.35)$$

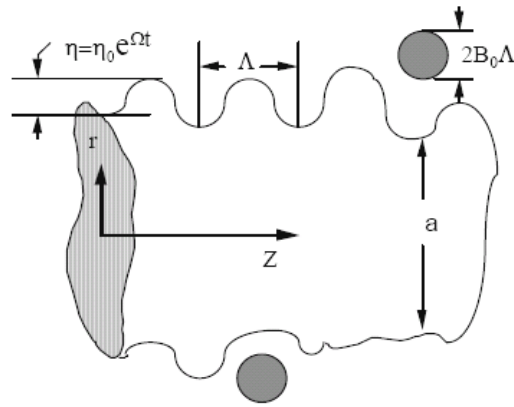


Fig.3.2 Schéma de principe du modèle de Reitz.

Où We et Z sont définis avec le rayon du jet et $Ta = Z We^{0,5}$

Avec:

$$We = \frac{\rho_g u_r^2 r}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber}$$

$$Z = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L} \quad \text{Nombre d'Ohnesorge}$$

$$Ta = Z \sqrt{We} \quad \text{Nombre de Taylor}$$

$$We_L = \frac{\rho_L u_r^2 r}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber liquide}$$

$$Re_L = \frac{u_r r \rho_L}{\mu_L} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

Dans le modèle KH, le rayon des gouttes filles r , obtenu après un temps de rupture τ_{KH} , est donné par :

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \quad (3.36)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad (3.37)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0, 61 [40], la constante B_1 dépend du niveau des perturbations initiales dans le jet liquide et varie d'un injecteur à un autre. *Reitz* fixe cette constante, qui dépend de la géométrie de l'injecteur, à 10, la valeur typique dans *Converge* varie entre 5 et 100 [37,38].

Durant le processus de fractionnement, le rayon (initialement égal au rayon de la colonne liquide r_0) décroît pour atteindre le rayon de stabilité r_s , suivant la loi :

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{(r_0 - r)}{\tau_{KH}}, \quad r \leq r_0 \quad (3.38)$$

Le modèle RT fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde Λ_{RT} et le taux d'accroissement Ω_{RT} de l'onde en fonction des nombres adimensionnels sont données comme suivant [37,51] :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT}(\rho_l - \rho_g)}} \quad (3.39)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{|g_{RT}(\rho_l - \rho_g)|^{3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \quad (3.40)$$

Avec g_{RT} c'est la décélération de gouttelette donnée par la relation suivante :

$$g_{RT} = \left(g + \frac{du_d}{dt}\right) \cdot \frac{u_d}{|u_d|} \quad (3.41)$$

$$\tau_{RT} = \frac{1}{\Omega_{RT}} \quad (3.42)$$

Le terme source de destruction \dot{f}_{bu} prend la forme suivante :

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) \dot{y}_1 B(\vec{v}_1, r, T_d, \dot{y}_1, \vec{x}, t) d\vec{v}_1 d_{r1} dT_{d1} d\dot{y}_1 \quad (3.43)$$

3.4.2.3 Collision:

Dans le modèle standard de collision de la gouttelette [40] deux parties peuvent entrer en collision quand elles occupent la même cellule de calcul et la collision est basée sur une fonction de probabilité. Le modèle de la collision est un des modèles les plus faibles pour les sous modèles de spray [52].

On distingue deux types de collisions:

- Pour donner une gouttelette simple. Dans ce cas-ci, la température et la vitesse de la nouvelle gouttelette sont calculées en utilisant un procédé faisant la moyenne de masse. La nouvelle taille de gouttelette peut être calculée à partir du volume de gouttelette.
- Les deux gouttelettes peuvent entrer en collision, mais sans aucun transfert de masse et d'énergie entre les deux gouttelettes. Elles maintiennent leurs tailles et leurs températures, mais subissent des changements de vitesse.

Afin de décider quel type de collision, un paramètre d'impact de collision, b est comparé au paramètre critique d'impact, b_{cr} qui est donné par :

$$b_{cr} = \frac{1}{We} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right] \quad (3.44)$$

Le nombre de Weber s'écrit de la manière suivante :

$$We = \frac{\rho_d |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| r_1}{\alpha_d (\bar{T}_d)} \quad (3.45)$$

$$\text{Avec : } \bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \quad (3.46)$$

Où ρ_d est la densité, α_d coefficient de tension superficielle de liquide.

Si $b < b_{cr}$, alors la collision existe. Ainsi, on peut obtenir une fonction de densité de probabilité de collision σ qui donne le nombre probable de gouttelettes résultant d'une collision entre la gouttelette 1 et 2.

$$\begin{aligned} \sigma = & \frac{b_{cr}^2}{(r_1 + r_2)^2} \delta \left[r - (r_1^3 + r_2^3)^{\frac{1}{3}} \right] \delta \left[\vec{v} - \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2}{r_1^3 + r_2^3} \right] \delta(T_d - \bar{T}_{d1}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \\ & + \frac{2}{(r_1 + r_2)^2} \int_{b_{cr}}^{r_1 + r_2} \delta(r - r_1) \delta(\vec{v} - \vec{v}_1) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_1) \delta(\dot{y} - \dot{y}_1) \\ & + \delta(r - r_2) \delta(\vec{v} - \vec{v}_2) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2)] b db \end{aligned} \quad (3.47)$$

Avec :

$$\vec{v}_1 = \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2 + r_2^3 (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) \frac{b - b_{cr}}{(r_1 + r_2 - b_{cr})}}{r_1^3 + r_2^3} \quad (3.48)$$

$$\vec{v}_2 = \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2 + r_2^3 (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \frac{b - b_{cr}}{(r_1 + r_2 - b_{cr})}}{r_1^3 + r_2^3} \quad (3.49)$$

Le terme source de collision \dot{f}_{coll} est donné par la relation :

$$\begin{aligned}
 \dot{f}_{coll} = & \frac{1}{2} \iint f(\bar{x}, \bar{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\bar{x}, \bar{v}_2, r_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\bar{v}_1 - \bar{v}_2| \\
 & [(\sigma(\bar{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \bar{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \bar{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2))(-\delta(\bar{v} - \bar{v}_1)\delta(r - r_1) \\
 & \delta(T_d - T_{d1})\delta(y - y_1)\delta(\dot{y} - \dot{y}_1))] - \delta(\bar{v} - \bar{v}_2)\delta(r - r_2)\delta(T_d - T_{d2})\delta(y - y_2) \\
 & \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \times (d\bar{v}_1 dr_1 dT_{d1} dy_1 d\dot{y}_1 d\bar{v}_2 dr_2 dT_{d2} dy_2 d\dot{y}_2)
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

3.4.2.4 Evaporation :

Comme on a pu le voir en introduction de la modélisation du jet, le combustible liquide injecté issu de l'orifice de l'injecteur doit ensuite être réduit-en de fines gouttelettes, qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion. Le flux d'énergie sur la surface de la gouttelette avec la température de la gouttelette comme variable peut être écrit comme [37, 40]:

$$4\pi r^2 \dot{Q}_d = \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 C_{p,l} \dot{T}_d - \rho_d 4\pi r^2 RL(T_d) \tag{3.51}$$

\dot{Q}_d : Le taux de conduction de la chaleur est donné par la corrélation de *Ranz-Marshell*

La chaleur latente L dans l'équation (3.51) est donnée par :

$$L(T_d) = E_1(T_d) + \frac{RT_d}{M_1} - E_1(T_d) - \frac{p_v(T_d)}{\rho_d} \tag{3.52}$$

R : représente le taux du changement du rayon de la gouttelette et est défini par la corrélation de *Frossling* :

$$R = - \frac{(\rho D)_{air} (\hat{T})}{2\rho_d r} B_d Sh_d \tag{3.53}$$

3.4.2.5 Accélération de la gouttelette :

Le terme d'accélération de la gouttelette F a des contributions dues à la charge aérodynamique et à la force de la gravité :

$$F = \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_d} \frac{|\bar{u} - \bar{u}'' - \bar{v}|}{r} (\bar{u} - \bar{u}'' - \bar{v}) C_D + \bar{g} \tag{3.54}$$

C_D : le coefficient de résistance.

\bar{u}'' : Vitesse turbulente de gaz.

3.4.2.6 Interaction Jet- Gaz :

Une fois que f est déterminée, les sources dues au jet sont données en rapprochant les intégrales suivantes :

$$\overline{\rho Y}_m^S = -\int f \rho_d 4\pi r^2 R d\bar{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (3.55)$$

$$\overline{F}^S = -\int f \rho_d \left(4/3\pi r^3 \bar{F} + 4\pi r^2 R \bar{v} \right) d\bar{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (3.56)$$

$$\overline{Q}^S = -\int f \rho_d \left(4\pi r^2 R \left[E_1(T_d) + \frac{1}{2}(\bar{v} - \bar{u})^2 + \frac{4}{3}\pi r^3 [C_{p1} \dot{T}_d + \bar{F}(\bar{v} - \bar{u} - u'')] \right] \right) d\bar{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (3.57)$$

$$\overline{W}^S = -\int f \rho_d \frac{4}{3}\pi r^3 \bar{F} \bar{u}'' d\bar{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (3.58)$$

3.4.3 Modèle de dégagement de chaleur :

Le dégagement de chaleur se produit généralement dans une zone très mince (les épaisseurs typiques des flammes sont de l'ordre du millimètre ou du dixième de millimètre), ce qui induit des gradients thermiques et massiques très élevés (le rapport des températures entre réactifs et produits de combustion est couramment de 6 à 8) et de larges variations de la masse volumique sur des échelles très faibles.

Dans les écoulements réactifs, le dégagement de chaleur génère un bruit intense. On peut noter le claquement caractéristique des moteurs diesel provenant de l'auto inflammation du mélange carburant/air.

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [53], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \quad (3.59)$$

Avec :

- Q_n le dégagement de chaleur ;
- γ le rapport des chaleurs spécifiques $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ (ou rapport isentropique) ;
- V le volume de la chambre de combustion ;

- P et la pression cylindre.

γ : Rapport des chaleurs spécifiques, calculé par une corrélation relativement simple :

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \quad (3.60)$$

3.4.4 Modèle de transfert thermique (Loi de paroi) :

Une manière traditionnelle pour traiter le transfert de chaleur à travers la paroi est basée sur l'analogie de Reynolds. Une mise à jour a été implantée dans Converge, conforme étroitement à l'expression d'origine proposée par *Lauder et Spalding*, est donnée dans la section suivante [37] :

$$Q_w = \frac{\rho \nu_l c_p}{Pr_l} \frac{u^*}{y} (T - T_w) \quad (3.61)$$

Avec :

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l^* RPR}{1/k \ln y^* + B + 11.05(Pr_l^* RPR - 1)} & y^* > 11.2 \\ 1.0 & y^* < 11.2 \end{cases} \quad (3.62)$$

Et

$$y^* = \frac{c_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{\nu_l} \quad (3.63)$$

Dans ces équations, ν_l est la viscosité cinématique laminaire de l'air, Pr_l est le nombre Prandtl laminaire, K est la constante de Von Karman, RPR est le réciproque du nombre de Prandtl turbulent, T_w est la température de paroi, T est la température de gaz et k est l'énergie cinétique turbulente.

Les équations (3.60), (3.61), et (3.62) peuvent être remplacées par la valeur u , qui peut être trouvée dans [37,38]:

$$u = \frac{u^*}{k} \ln \frac{yu^*}{\nu_l} + B \quad (3.64)$$

Où u^* est la vitesse de cisaillement de la couche de frontière, donnée par :

$$u^* = c_{\mu}^{1/4} K^{1/2} \quad (3.65)$$

3.5 Modèles chimiques :

3.5.1 Modélisation de la combustion turbulente :

En turbulence classique, les équations pour les divers moments des variables dépendantes sont dérivées à partir des équations de conservation. On montre alors que ces équations ne peuvent être 'fermées' à aucun niveau et que des hypothèses de fermeture, souvent empiriques, sont nécessaires. Ces hypothèses proposent de relier les moments d'ordre supérieur aux moments d'ordre inférieur par des relations universelles.

Les chercheurs se sont attachés alors à examiner la physique des phénomènes afin de pouvoir proposer des modèles de combustion turbulente.

3.5.1.1 Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente :

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence, puisque celle-ci joue un rôle important pour les modèles basés sur la solution de l'équation de transport des fractions massiques des espèces, donc il ne peut pas prendre en compte les effets de la turbulence. Les termes sources qui apparaissent dans les équations de transport des espèces sont calculés d'après l'expression du taux d'Arrhenius pour les combustions non pré-mélangées et pré-mélangées. Les mécanismes des réactions chimiques seront prédéfinis.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, Converse V1.3 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue [37,38]:

- ❖ Le modèle du temps caractéristique de la combustion (taux de progression CTC).
- ❖ Le modèle d'équilibre chimique (Chemical Equilibrium-CEQ).
- ❖ Modèle de chimie cinétique détaillée (Detailed Chemical Kinetics Model-SAGE).
- ❖ Modèle G-équation (prévu dans la version Converse 1.4.1).

Des quatre modèles cités ci-dessus, le premier (CTC) est le plus adapté par rapport aux autres modèles au contexte de la combustion du gazole et des biocarburants.

❖ Modèle CTC

Pour la combustion non pré mélangée, on cite le modèle de *Abraham et al*, 1985, *Xin et al*, 1997 [54, 55], pour lequel le taux de réaction du changement d'une quantité de la masse de l'espèce m , due à la conversion d'une espèce chimique à une autre, est donné par la relation :

$$\dot{\omega}_r = \frac{dY_m}{dt} = - \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \quad (3.66)$$

Y_m Représente la fraction massique de l'espèce m , Y_m^* est la valeur de cette fraction à l'équilibre thermodynamique, et τ_c est le temps caractéristique de l'achèvement de l'équilibre.

Il est donné par la relation :

$$\tau_c = \tau_{chim} + f\tau_t \quad (3.67)$$

Où τ_{chim} représente le temps chimique, τ_t est le temps de mélange turbulent, et $f = (1 - e^{-\delta})/0.632$ est le paramètre qui simule l'influence décroissante de la turbulence sur le processus de combustion.

$$\tau_t = \frac{1}{2} A^{-1} [fuel]^{0.75} [O_2]^{1.5} \exp \frac{E}{RT} \quad (3.68)$$

$$\tau_t = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.69)$$

Où $C_2 = 0.1$, $E = 77.3 \text{ kJ / mol}$ Représente l'énergie d'activation, $A = 7.68 \times 10^8$ est la constante pré-exponentielle, R est la constante universelle des gaz, et T est la température du gaz [37,38].

❖ SAGE Modèle Cinétique chimique détaillé :

Afin de comprendre les effets de la chimie détaillée dans les applications de combustion, le modèle SAGE (Senecal et al. 2003) [37] a été incorporé dans converge. Cette approche permet à l'utilisateur d'introduire un mécanisme de cinétique chimique dans la simulation avec un fichier d'entrée créé par le programme CHEMKIN qui donne un mécanisme chimique.

Comme décrit Turns (1996), un mécanisme de réaction chimique en plusieurs étapes peut être écrit sous la forme:

$$\sum_{m=1}^M V'_{m,r} x_m \Leftrightarrow \sum_{m=1}^M V''_{m,r} x_m \text{ pour } r = 1, 2, \dots, R \quad (3.70)$$

où $V'_{m,r}$ et $V''_{m,r}$ sont les coefficients stœchiométriques des réactifs et des produits, respectivement, pour les espèces et la réaction r, m et m_x représente le symbole chimique pour les espèces m . Le taux des espèces m de production nette est donnée par :

$$\dot{\omega}_m = \sum_{r=1}^R V_{m,r} q_r \quad \text{pour } m = 1, 2, \dots, M \quad (3.71)$$

Où

$$V_{m,r} = V''_{m,r} - V'_{m,r} \quad (3.72)$$

Et q_i taux variable de réaction est :

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{V'_{m,r}} - k_{rr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{V''_{m,r}} \quad (3.73)$$

Dans l'équation. (3.73), $[X_m]$ est la concentration molaire de l'espèce m , et k_{fr} et k_{rr} sont vers l'avant et inversement au coefficient de vitesse de la réaction r . Dans SAGE, le coefficient de taux à terme est exprimée par la d'Arrhenius :

$$k_{fr} = A_r T^{b_r} e^{(-E_r/R_u T)} \quad (3.74)$$

Où A_r est le facteur pré-exponentiel, b_r est l'exposant de la température, E_r est l'énergie d'activation, et R_u est la constante universelle des gaz. En outre, le coefficient de vitesse inverse peut être soit spécifié d'une manière analogue comme Eq. (3.74), ou calculée à partir du coefficient d'équilibre K_{cr} :

$$k_{rr} = k_{fr} / K_{cr} \quad (3.75)$$

Les équations régissant la conservation de la masse et de l'énergie peuvent être résolues pour une cellule de calcul donné. Les équations sont:

$$\frac{d[X_m]}{dt} = \dot{\omega}_m \quad (3.76)$$

Et:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum_m (\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] \bar{c}_{p,m})} \quad (3.77)$$

Où $\dot{\omega}_m$ est déterminé par l'équation. (3.71), \bar{h}_m et $\bar{c}_{p,m}$ sont l'enthalpie molaire spécifique et la chaleur molaire spécifique à pression constante des espèces m , respectivement. Les équations ci-dessus sont résolus à CONVERGE chaque pas de temps de calcul et les espèces sont mis à jour de manière appropriée. C'est important de noter que la température obtenue à partir de l'équation (3.77) est utilisé pour mettre à jour le taux coefficients que SAGE est de résoudre le système d'équations et ne sont pas utilisés pour mettre à jour la température de la cellule. La température de la cellule est mise à jour après la chimie détaillée calcul par le code en utilisant les concentrations d'espèces calculées.

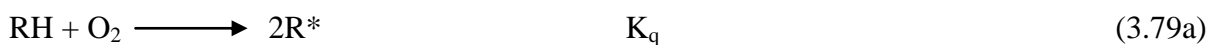
3.5.2 Modèle d'Allumage :

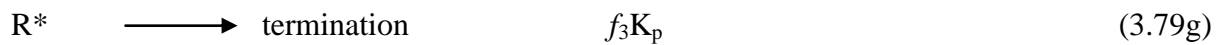
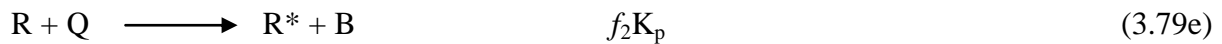
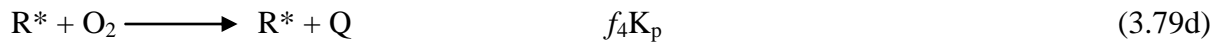
La cinétique de l'allumage est un processus à basse température de réactions en chaîne. Nous avons choisi un modèle global, le modèle Shell, puisque ce modèle représente bien les étapes de base du phénomène d'allumage. Le modèle d'allumage Shell a été développé par *Halstead* [56]. C'est un modèle thermocinétique basé sur un mécanisme réduit pour l'oxydation d'un hydrocarbure. Il a été testé qualitativement en confrontation à des résultats expérimentaux pour des flammes froides et un allumage à deux étapes obtenu dans une bombe fermée. Ce modèle est basé sur un schéma général à huit étapes.

Cependant il est à noter qu'il existe un facteur influent sur la valeur de l'énergie d'activation de l'inflammation c'est l'indice de cétane (CN). Dans la littérature on trouve plusieurs suggestions estimant l'influence de ce dernier. *Heywood* [53] par exemple suggère la relation suivante :

$$E_A = \frac{618840}{CN + 25} \quad (3.78)$$

Le mécanisme simplifié se compose de huit réactions. Ces dernières se présentent comme suite [37,46, 56] :





Où RH est l'hydrocarbure introduit, R* radical composé à partir de l'hydrocarbure, B agent de branchement, Q espèce intermédiaire, et p est un produit d'oxydation constitué de CO, de CO₂ et de H₂O. La définition des facteurs $K_q, K_p, K_b, K_t, f_1, f_2, f_3, f_4$ est donnée par Halstaed et al (1977) [37].

Les concentrations des différentes espèces peuvent être calculées comme:

$$\frac{d[R^*]}{dt} = 2k_q[RH][O_2] + 2k_b[B] - f_3 k_p [R^*] - k_t [R^*]^2 \quad (3.80a)$$

$$\frac{d[B]}{dt} = f_1 k_p [R^*] + f_2 k_p [R^*][Q] - k_b [B] \quad (3.80b)$$

$$\frac{d[Q]}{dt} = f_4 k_p [R^*] - f_2 k_p [R^*][Q] \quad (3.80c)$$

$$\frac{d[O_2]}{dt} = - p k_p [R^*] \quad (3.80d)$$

$$\frac{d[RH]}{dt} = \frac{[O_2] - [O_2]_{(t=0)}}{p.m} + [RH]_{(t=0)} \quad (3.80e)$$

La quantité m dépend du nombre d'atome hydrogène dans une molécule de carburant C_nH_{2m}, $p = (n(2-\gamma) + m) / 2m$, et $\gamma \approx 0,67$ est le rapport de CO/CO₂. Les facteurs sont:

$$f_1 = A_{f1} \exp(-E_{f1} / RT) [O_2]^{x1} [RH]^{y1} \quad (3.81a)$$

$$f_2 = A_{f2} \exp(-E_{f2} / RT) \quad (3.81b)$$

$$f_3 = A_{f3} \exp(-E_{f3} / RT) [O_2]^{x3} [RH]^{y3} \quad (3.81c)$$

$$f_4 = A_{f4} \exp(-E_{f4} / RT) [O_2]^{x4} [RH]^{y4} \quad (3.81d)$$

$$k_i = A_i \exp(-E_i / RT), i = 1, 2, 3, 4, q, b, t \quad (3.81e)$$

3.5.3 Modèle de formations des polluants :

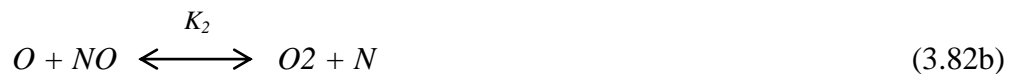
3.5.3.1 Modèle de formation de NO_x :

Les oxydes d'azote (typiquement rassemblés sous le sigle NO_x , qui représentent l'ensemble des molécules NO , NO_2 et N_2O , sont produits lors de la combustion dans le moteur. Ces molécules ont des origines diverses :

- le NO précoce, qui est formé à l'aide de radicaux hydrocarbures,
- et le NO thermique, qui représente le mécanisme de formation de NO le plus important dans les moteurs.

Contrairement aux moteurs à allumage commandé, la combustion en Diesel est hétérogène. Par conséquent, même si le mélange est globalement très pauvre en carburant, il y a toujours des zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stœchiométrie. La formation de NO se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés : l'azote et l'oxygène.

Le mécanisme de formation du NO a été étudié par de nombreux chercheurs. *Zelzdovitch et al* [37, 57,58] ont cependant montré le rôle particulier des réactions suivantes dans la formation de NO thermique :



Les valeurs des constantes k_1 , k_2 et k_3 sont données par les relations :

$$k_{1f} = 7.6 * 10^{13} \exp[-38000/T] \quad (3.83a1)$$

$$k_{1b} = 1.6 * 10^{13} \quad (3.83a2)$$

$$k_{1f} = 6.4 * 10^9 T * \exp[-3150/T] \quad (3.83b1)$$

$$k_{1b} = 1.5 * 10^9 T * \exp[-19500/T] \quad (3.83b2)$$

$$k_{1f} = 4.1 * 10^{13} \quad (3.83c1)$$

$$k_{1b} = 2.0 * 10^{14} * \exp[-23650/T] \quad (3.83c2)$$

En considérant que les propriétés thermochimiques des gaz et que la chaleur dégagée par les réactions chimiques n'est pas modifiée par la formation des oxydes d'azote en raison de leur faible concentration, le champ de température dans la chambre de combustion est supposé indépendant de la formation du *NO*-thermique. En considérant, par ailleurs, que les radicaux participant aux réactions de formation du *NO* par ce mécanisme sont à l'état d'équilibre partiel par rapport aux espèces majoritaires telles que *N2* et *O2*, la concentration en *NO* est calculée de manière découplée par rapport au phénomène de combustion, c'est à dire par une procédure de post-traitement, par la relation (3.84), établie à partir des réactions réversibles du mécanisme de *Zeldovich* :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R \left\{ 1 - ([NO]/[NO]_e)^2 \right\}}{1 + ([NO]/[NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (3.84)$$

Où les notations suivantes ont été introduites, en désignant par $[]_e$ les concentrations à l'équilibre :

$$R_1 = K_1^f [O]_e [N_2]_e = K_1^r [NO]_e [N]_e \quad (3.85a)$$

$$R_2 = K_2^f [N]_e [O_2]_e = K_2^r [NO]_e [O]_e \quad (3.85b)$$

$$R_3 = K_3^f [NO]_e [H]_e = K_3^r [OH]_e [N]_e \quad (3.85c)$$

La concentration de *NO* dans l'équation (3.84) peut être convertie en fraction massique comme :

$$\frac{dX_{NO}}{dt} = \frac{2(M_{NO}/\rho_{C.V.}) R_1 \left\{ 1 - ([NO]/[NO]_e)^2 \right\}}{1 + ([NO]/[NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (3.86)$$

Où X_{NO} est la fraction de masse de *NO*; M_{NO} est la masse moléculaire de *NO*; et $\rho_{C.V.}$ est la masse du volume de contrôle.

En conséquence, la fraction de masse de *NO* de chaque zone ne peut pas être calculée en sollicitant le mécanisme de *Zeldovich* étendu simplement, équation (3.86). L'effet d'entraînement de l'air devrait être considéré. La dérivée de la fraction de masse du *NO* dans une zone par rapport au temps est :

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{m_{NO}}{m_{tot}} \right) = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{X_{NO}}{m_{tot}} \cdot \frac{dm_{tot}}{dt} \quad (3.87)$$

D'après le principe de conservation de la quantité de mouvement du début et fin d'injection, on obtient l'égalité suivante :

$$m_f u_i = (m_f + m_a) \frac{dS}{dt} \quad (3.88)$$

m_f : Masse du carburant dans la zone considérée

m_a : Masse d'air dans cette zone.

S : Pénétration du jet.

u_i : Vitesse d'injection du carburant.

En réarrangeant l'équation (3.88) on obtient la relation reliant la masse de l'air d'entraînement à celle du carburant comme suit :

$$m_a = m_f \left(u_i \frac{dt}{dS} - 1 \right) \quad (3.89)$$

Par dérivation de l'équation (3.89) on aboutit à la relation du taux d'entraînement de l'air (débit d'air).

$$\dot{m}_a = - \frac{m_f \cdot u_i \cdot d^2 S}{(dS/dt)^2 \cdot dt^2} \quad (3.90)$$

La masse totale d'une zone change seulement par l'entraînement de l'air ($\dot{m}_a \gg \dot{m}_f$), donc le taux de l'entraînement de l'air \dot{m}_a donné dans l'équation (3.91) est le même que le dernier terme de l'équation (3.90) tel que :

$$\dot{m}_a = \frac{dm_{tot}}{dt} \quad (3.91)$$

Ce qui implique que l'équation (3.82) devient:

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{\dot{m}_a}{m_{tot}} X_{NO} \quad (3.92)$$

Et en substituant l'équation (3.88) dans l'équation (3.87), la dérivée de la fraction de massique de *NO* par rapport au temps dans le système ouvert est obtenue:

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{2(M_{NO}/\rho_{C.V})R_1 \left\{ 1 - ([NO]/[NO]_e)^2 \right\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2 + R_3)} - \frac{\dot{m}_a}{m_{tot}} X_{NO} \quad (3.93)$$

Enfin, la richesse augmente en fonction de la quantité de carburant injectée, les émissions de *NO* sont grossièrement proportionnelles à cette quantité de carburant.

3.5.3.2 Modèle de formation des suies [37] :

Le mode de combustion par diffusion utilisé dans les moteurs Diesel est naturellement générateur de suies. Si le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation de suies. En revanche, comme nous l'avons rappelé dans le paragraphe précédent, la formation des *NOx* est favorisée par une élévation de la température dans les zones où c'est l'excès d'air qui est plus important. Il en résulte donc un compromis *NOx*/particules qui sont illustrées par le diagramme de *Pischinger* [58], figure (3.3). Ce diagramme décrit les zones paramétriques de formation des *NOx* et des particules de suies en termes de température et de richesse locale.

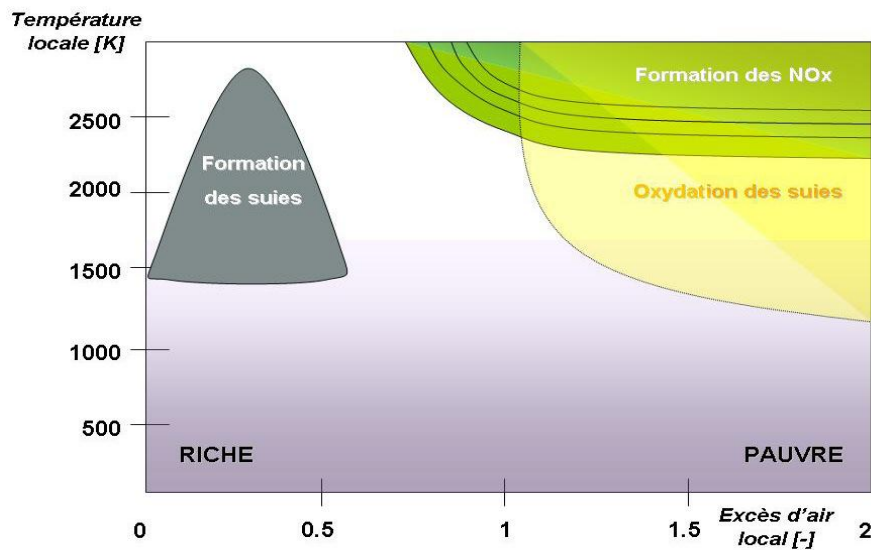


Fig.3.3 Diagramme Φ -T de *Pischinger* [58].

La concentration des suies à l'échappement est gouvernée par la quantité des suies formées et celles oxydées, comme le montre la formule suivante :

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \quad (3.94)$$

Les indices *s*, *sf*, *so*, dénotent les suies émises, formées, et oxydées respectivement. La détermination des taux de formation des deux derniers types de suies a été l'objet de plusieurs

modélisations. Le modèle de *Hiroyasu* [59, 60] est utilisé dans plusieurs modèles multizones, il exprime les deux taux précités sous la forme :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad (3.95)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{P_{ox}}{p} P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \quad (3.96)$$

$E_{sf} = 1.25 \times 10^4 \text{ Kcal / Kmol}$, $E_{so} = 1.40 \times 10^4 \text{ Kcal / Kmol}$, sont des énergies d'activation.

Avec A_f et A_o des constantes déterminées par l'expérience, m_{fg} et m_s représentent respectivement la masse du carburant vaporisé et les suies émises à l'échappement.

3.6 Conclusion

La combustion turbulente est un domaine très vaste, d'une grande complexité à cause des couplages et de la forme non-linéaire des équations régissant. Les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation ont été décrits dans ce chapitre.

Lors du traitement d'un phénomène de combustion turbulente, on se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, où il faudrait relever la fermeture par l'un des modèles de la turbulence ($k-\varepsilon$, $RNG k-\varepsilon$, ...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de *Boussinesq*. La combustion est un phénomène thermo-chimique. Il faut donc choisir un modèle pour représenter le phénomène. Il doit respecter le genre de la combustion (pré mélange ou non-pré mélange) car chaque type doit être modélisé par ses propres modèles.

Chapitre 4

Résultats et discussions

4.1 Introduction :

La simulation numérique des fluides ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil puissant qui permet de réduire le nombre d'essais nécessaires à l'élaboration d'un nouveau procédé. Ceci est particulièrement intéressant pour les moteurs à combustion interne, pour lesquels les essais au banc coûtent chers. La CFD est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique des fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique. En effet, son faible coût par rapport à celui des mesures expérimentales, permet de multiplier les essais numériques.

Dans ce chapitre, il sera exposé premièrement, les valeurs nécessaires pour la simulation, les conditions initiales et le maillage généré. Les résultats obtenus de la simulation numérique en utilisant le code CONVERGE, des gaz polluants CO, HC, NO et suies émis par le moteur diesel choisi pour les différents types de carburants seront présentés.

4.2 Description du code CFD 'CONVERGE' :

Le laboratoire CONVERGENT Science basé à Middleton, Wisconsin a développé un code de simulation 3D appelé «Converge». En effet, ce code est bien connu par le monde industriel et universitaire aux USA. Il est structuré en modules permettant une prise en main rapide. Bien qu'il soit spécifiquement conçu pour exécuter des calculs sur des moteurs à combustion interne, la modularité du code permet des modifications faciles pour résoudre une variété de problèmes hydrodynamiques impliquant des réactions chimiques. Les équations de conservation de masse, d'espèces chimiques, de quantité de mouvement, d'énergie interne spécifique, d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont résolues par l'approche des volumes finis. Pour plus d'informations sur le code Converge, le lecteur peut consulter les références originales de *Richards, K. J. et al.*

En Algérie, suite à une convention de coopération, Converge a été doté le laboratoire de recherche LTE du code Converge pour effectuer des simulations de la combustion dans les moteurs et pour faire des développements de sous-modèles physiques. De nouvelles versions se développent pour intégrer davantage des sous-modèles physiques relatifs à la turbulence ou à la combustion.

4.2.1 Structure standard de Converge V1.3 :

Converge V1.3 simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout code de type CFD, de trois modules qui sont: le préprocesseur « **pre-processing** », le solveur "**Converge**" et le post-processeur "**postprocessing**".

- **Génération de maillage :**

CONVERGE UI est un logiciel de construction de modèles physiques et de maillages.

Il permet de créer la géométrie ou de l'importer à partir d'un autre logiciel de CAO (Solid Works, Solid Concept, etc...) sous format de fichier "STL". Il dispose d'une boîte à outils complète pour réaliser ou importer une géométrie, effectuer des modifications géométriques, générer des maillages plus ou moins complexes conformément à la géométrie, de contrôler leur qualité ainsi que définir les conditions aux limites du domaine de calcul. Ensuite, CONVERGE UI importe un fichier sous format '.dat' noté (surface.dat). Ce dernier s'exporte vers le code de calcul afin d'effectuer les simulations numériques.

- **Converge V1.3:** Programme principal de calcul.

Ce module résout l'ensemble des équations discrétisées.

- **Post-processing :** Ce module produit les fichiers des résultats.

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (Champs de vitesse, lignes de courant, champs de turbulence, contours de la surface, etc...) et scalaires (contours de température, contours des concentrations d'espèces chimiques, etc...). De même, ce module permet d'exporter les résultats sous différentes formes (GMV, Tecplot...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

4.2.2 Algorithme de calcul de CONVERGE V1.3 :

Il s'agit d'une méthode itérative dont la structure globale peut être résumée selon les étapes suivantes :

- Prédiction de la Pression P^p .
- Résolution de la vitesse (équation de la conservation de la quantité de mouvement).
- Résolution de l'équation d'énergie.
- Résolution de la pression P^c , Transport de pression (équation combinée).
- Teste de convergence $\|P^p - P^c\| < TOL$.

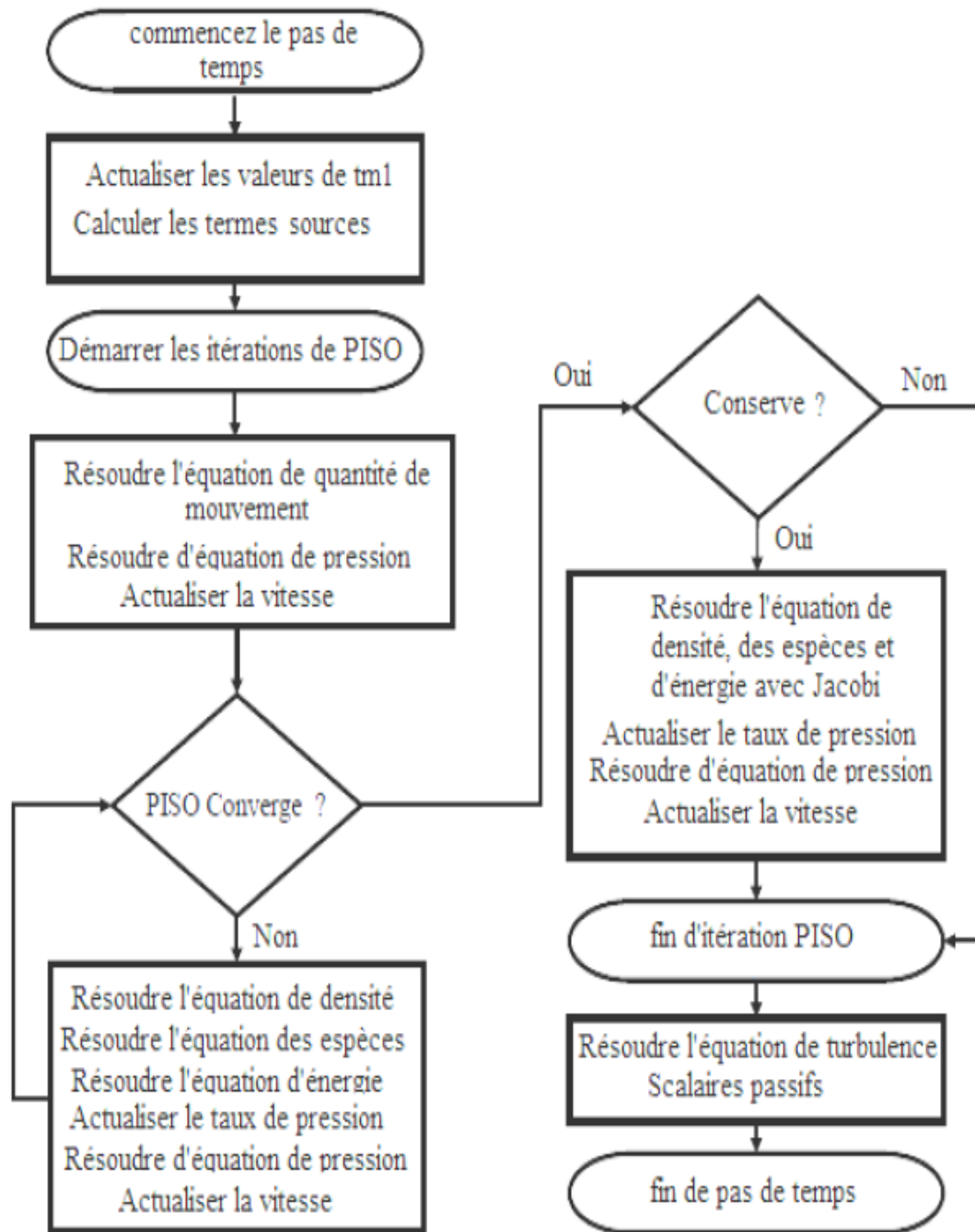


Fig.4.1 Algorithme de calcul

4.2.3 Techniques de maillage [37] :

Les techniques de génération de maillages sont employées de manière intensive dans de nombreux domaines. De nombreuses études ont montré que les techniques utilisant les maillages offrent de bonnes performances ainsi que des fonctionnalités intéressantes.

ConvergeV1.3, et ConvergeV1.4 [37] offrent la possibilité de réaliser un maillage structuré, d'ajouter des soupapes verticales, piston sans ou avec bowl ω et d'autres formes. De plus, différentes techniques de raffinement du maillage ont été implantées dans le code Converge parmi lesquelles : Le raffinement de base.

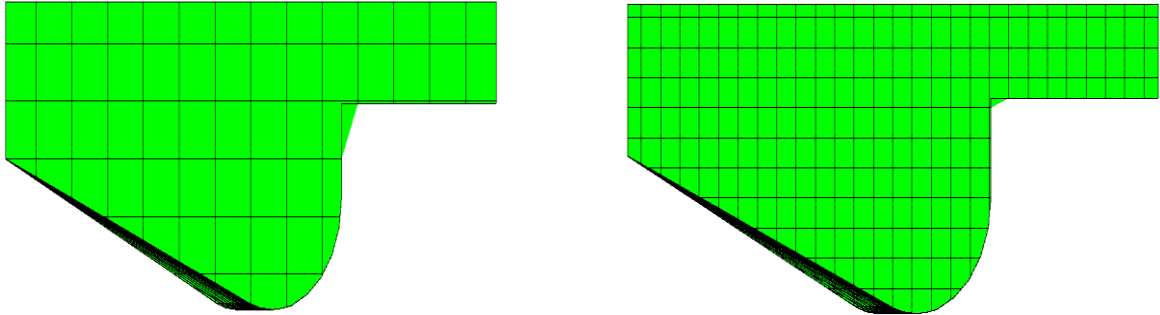


Fig.4.2 Maillage

4.2.4 Etapes de résolution du problème :

La mise en œuvre de la simulation numérique impose de suivre un certain nombre d'étapes détaillées ci-dessous :

Pré-processing

1. Créer la configuration géométrique avec Solid Works et générer le maillage,

Converge V1.3 :

1. Importer et dimensionner le maillage,
2. Sélectionner les modèles physiques,
3. Définir les propriétés (carburant, jet...)
4. Définir les conditions de calcul,
5. Définir les conditions aux limites,
6. Définir les conditions initiales,
7. Régler les paramètres du solveur,
8. Démarrer le calcul.

Post-Processing :

1. Produire les fichiers des résultats (fichier .out),
2. Visualiser les différents résultats des champs dynamiques et scalaires,
3. Représenter les résultats sous forme de graphes,

4.3 Spécification du moteur :

4.3.1 Spécifique géométrique :

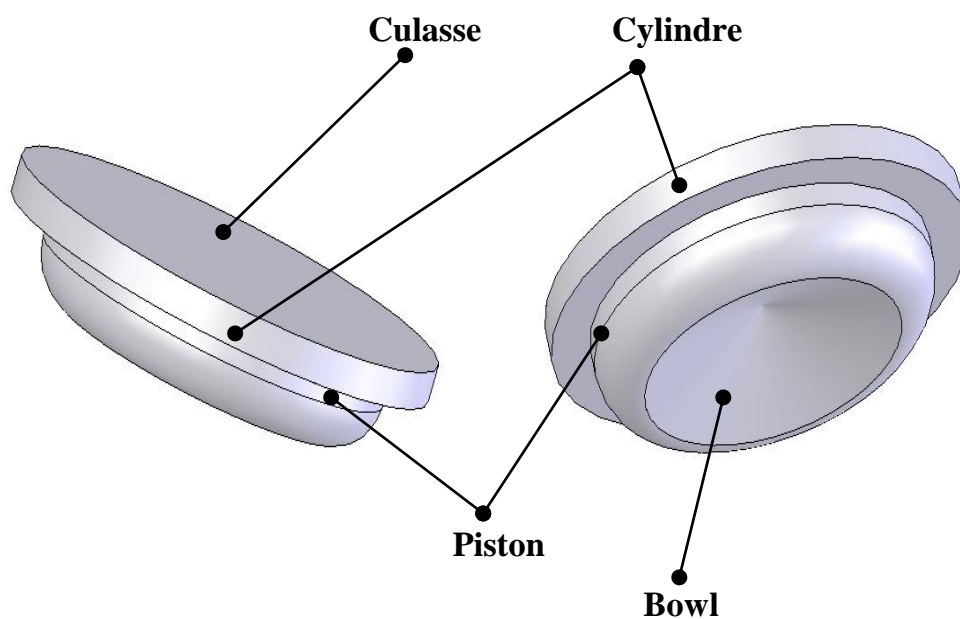


Fig.4.3 Vue 3D pour le moteur Caterpillar 3401

| Paramètres | Spécifications |
|--|------------------|
| Type du moteur | Caterpillar 3401 |
| Diamètre de cylindre | 13.716 cm |
| La course | 16.51 cm |
| Longueur de bielle | 26.3 cm |
| Longueur entre culasse et le piston en PMH | 0.4221 cm |
| Taux de compression | 15.1 |
| Taux de turbulence | 0.98 |
| Vitesse de moteur | 1600 tr/min |

Tableau.4.1 Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié

| Système d'injection du carburant | |
|----------------------------------|--|
| Fuels | $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} , C_2H_5OH |
| Mode d'injection | Profil |
| Système d'injection | Common Rail |
| Diamètre du trou d'injection | 2.6×10^{-4} |
| Masse du fuel injecté | 0.1621 g/cycle |
| Durée d'injection | 21 degré |
| Début d'injection | -9 deg APMH |
| Température du fuel injecté | 341 K |
| Nombres des Bec | 6 |

Tableau.4.2 Description des caractéristiques du système d'injection du moteur étudié.

4.4 Propriétés physico-chimiques des carburants utilisés :

Pour les quatre carburants choisis les paramètres nécessaires pour la simulation sont illustrés dans le tableau ci-dessous :

| | $C_{14}H_{30}$ Tétradécane | $C_{16}H_{34}$ Héxadécane | C_8H_{18} Octane | C_5H_{12} Péntane | C_2H_5OH Ethanol |
|---|-------------------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|
| Densité (g/ml) | 0.759 | 0.773 | 0.691 | 0.618 | 0.789 |
| Viscosité (mPa.s) à 24.95°C | 3.25 | 4 | 1.25 | 2.25 | 6 |
| Indice d'Octane | / | / | 100 | 104 | 120 |
| Indice de Cétane | 52 | 40 | / | / | / |
| Pouvoir calorifique inférieur PCI (MJ/Kg) | 42.49 | 41.5 | 44.427 | 45.241 | 29,7 |

Tableau.4.3 Propriété physico-chimiques des carburants utilisés [Annexe] [37].

4.5 Maillage :

La Figure (4.3 a et b) contient un maillage structuré créé par le préprocesseur de converge, il contient environ 32184 cellules à 180 °V et 4462 cellules à 25 °V pour le moteur Caterpillar 3410.

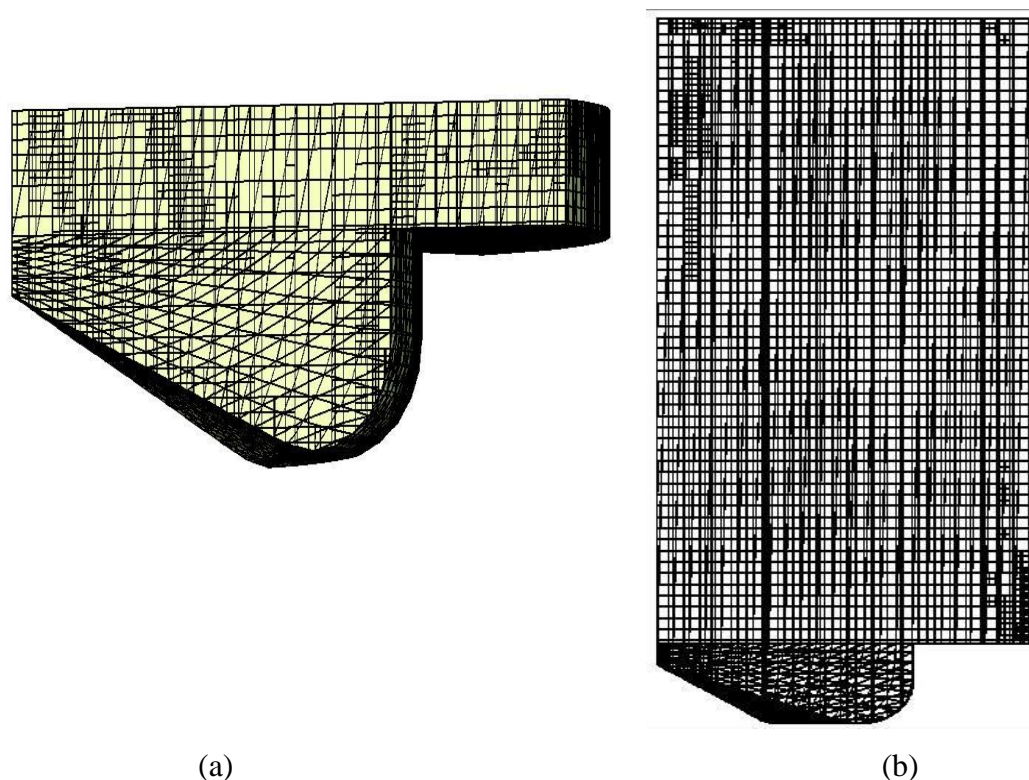


Fig.4.4 Maillage structurée

4.6 Conditions initiales et aux limites :

4.6.1 Conditions initiales :

Quant aux conditions initiales, nous avons introduit la pression ‘pres_init’, la température de chambre ‘temp_init’, l’énergie cinétique ‘tke_init’, et le taux de dissipation ‘eps_init’.

Les données sont montrées dans le tableau (4.4)

| Régime = 1600 tr/min | |
|--|------------|
| pres_init [Pa] | 1.9700e+05 |
| temp_init [K] | 300 |
| tke_init [m ² /s ²] | 62.02710 |
| eps_init [m ² /s ³] | 17183.40 |

Tableau.4.4 Valeurs des conditions initiales

4.6.2 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont données par les températures de culasse T_{cu} , du cylindre T_{cy} et du fond de piston T_p . Les données sont montrées dans le tableau (4.5).

| Régime = 1600 tr/min | |
|----------------------|-------|
| T_{cu} [K] | 523.0 |
| T_{cy} [K] | 433.0 |
| T_p [K] | 553.0 |

Tableau.4.5 Valeurs des conditions aux limites

4.6.3 Choix des modèles de simulation :

| | Processus | Modèle |
|---|-------------------------|--------------|
| 1 | Combustion | SAGE – CTC |
| 2 | Turbulence | RNG k-ε |
| 3 | Délai Allumage | Shell |
| 4 | Atomisation | KH-RT |
| 5 | Transfert de la chaleur | Loi de paroi |

Tableau.4.6 Choix des modèles

4.7 Discussion des résultats de simulation :

4.7.1 Calage :

La validation du code, se base sur une comparaison entre des résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation numérique, la grandeur de comparaison est la pression du cylindre pour le régime 1600 tr/min ; ce qui est représenté dans la figure (4.5). On fait le calage avec le $C_{14}H_{30}$, on remarque que le résultat est en bon accord avec les données expérimentales, erreurs ne dépasse pas le 3%. La comparaison de la pression calculée et mesurée montre bien que le modèle CTC est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion.

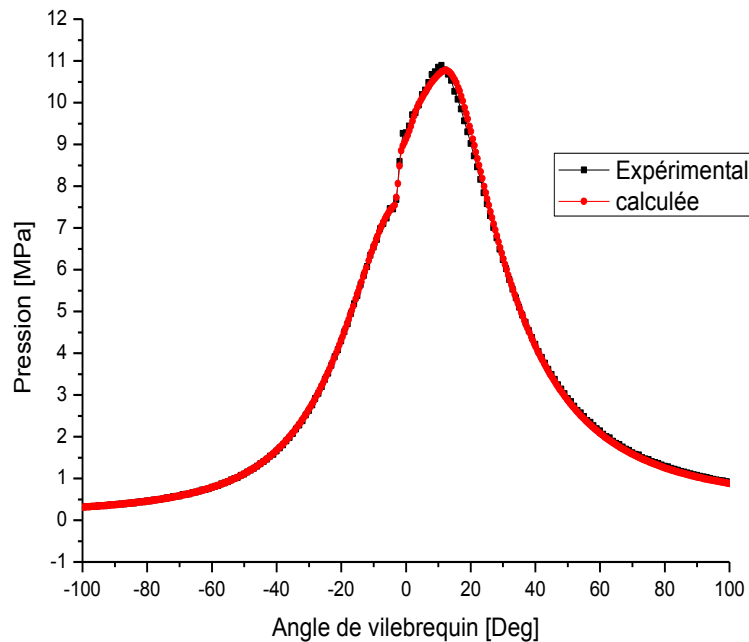


Fig.4.5 Pression validée en fonction de l'angle de vilebrequin

4.7.2 Pression moyenne :

Dans ce travail, on a utilisé le modèle CTC pour prédire la combustion des carburants lourds ($C_{16}H_{34}$ et $C_{14}H_{30}$) et le modèle SAGE pour prédire la combustion des carburants légers (C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH). La pression moyenne maximale est atteinte au PMH figure (4.6). L'air est comprimé jusqu'à 70 bars avant le PMH, mais dans la phase de combustion, elle augmente jusqu'à 112 bars qui est atteinte par les gazoles et 97 bars pour l'essence après un petit moment de PMH. La pression diminue après, jusqu'à la pression initiale par la transformation de l'énergie calorifique de la combustion en énergie cinétique du mouvement descendant du piston. On remarque que le pic de pression de l'éthanol est presque égal à celui d'essence.

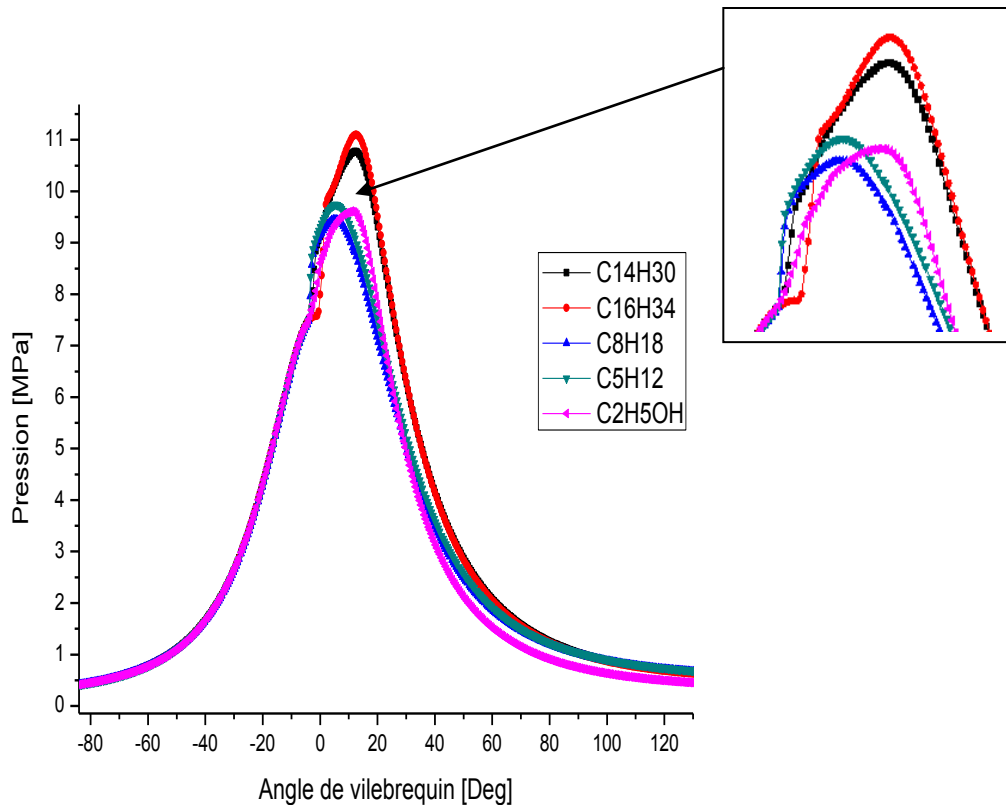


Fig.4.6 La pression en fonction de l'angle de vilebrequin

4.7.3 Taux de dégagement de chaleur :

La figure (4.7) montre l'évolution du taux de la chaleur en fonction de degré de vilebrequin calculé pendant un cycle moteur pour les cinq carburants testés. On observe une augmentation rapide de taux de la chaleur pour tous les carburants testés qui signifie la combustion.

D'après l'analyse des figures (4.7) pour les gazoles, on observe que la chaleur dégagée par la combustion est plus importante dans le cas $C_{16}H_{34}$ et $C_{14}H_{30}$ en comparaisons aux autres carburants testés à cause de son indice de cétane. Par contre, on observe que la chaleur dégagée par la combustion C_2H_5OH est faible en comparaison aux autres carburants testés à cause de PCI faible.

De plus, il est clair que le carburant $C_{16}H_{34}$ affiche un délai d'auto inflammation plus long à cause de son faible indice de cétane, par contre les carburants légers ($C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH) affichent un délai d'allumage court dû à son indice d'octane supérieur.

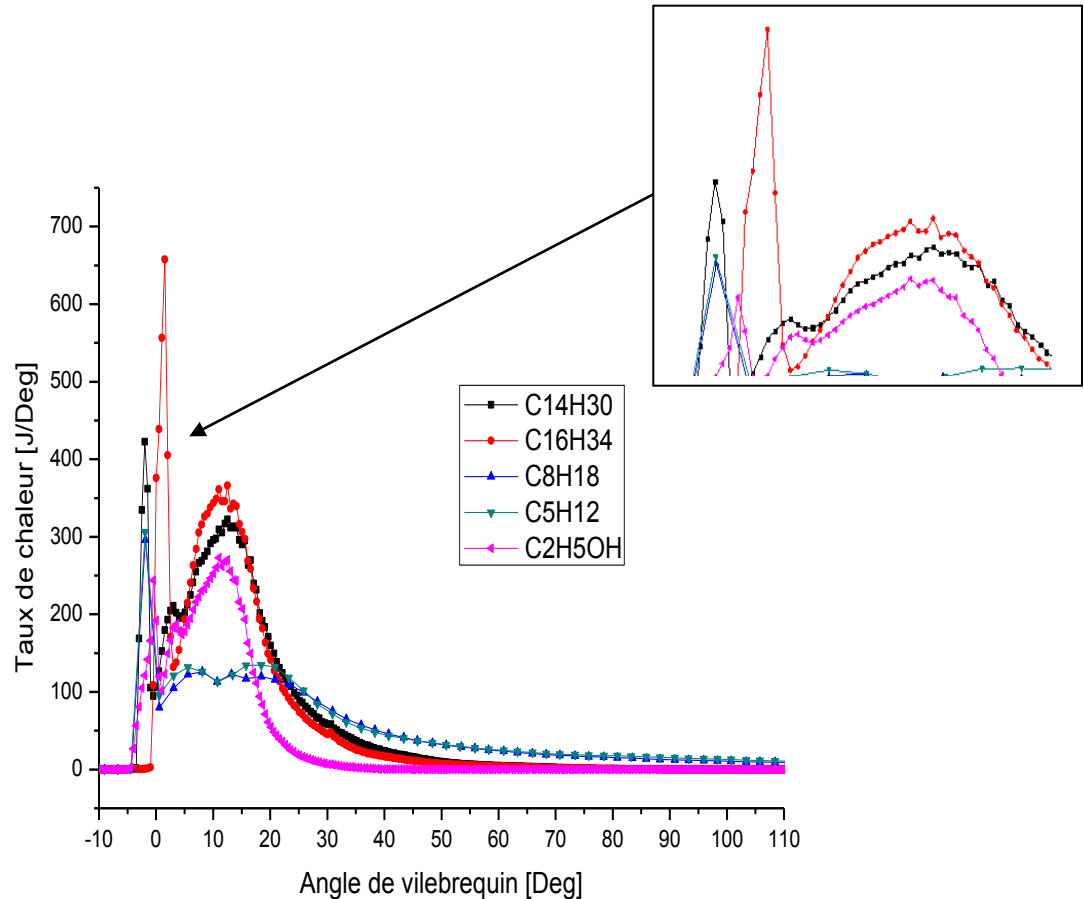


Fig.4.7 Taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin

4.7.4 Température moyenne du cycle :

La figure (4.8) représente l'évolution de la température moyenne des gaz dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents fuels. On observe une augmentation rapide de la température qui signifie la combustion. La température moyenne maximale pour le $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ est respectivement $1730^{\circ}K$ et $1800^{\circ}K$ à cause du délai d'auto inflammation plus long (qui donne une durée de combustion importante) et pour le C_2H_5OH , C_8H_{18} et C_5H_{12} est respectivement $1470^{\circ}K$, $1325^{\circ}K$ et $1390^{\circ}K$. De même, il est clair que la température des gaz d'échappement a été importante pour les deux carburants C_8H_{18} et C_5H_{12} à cause de la phase de combustion lente.

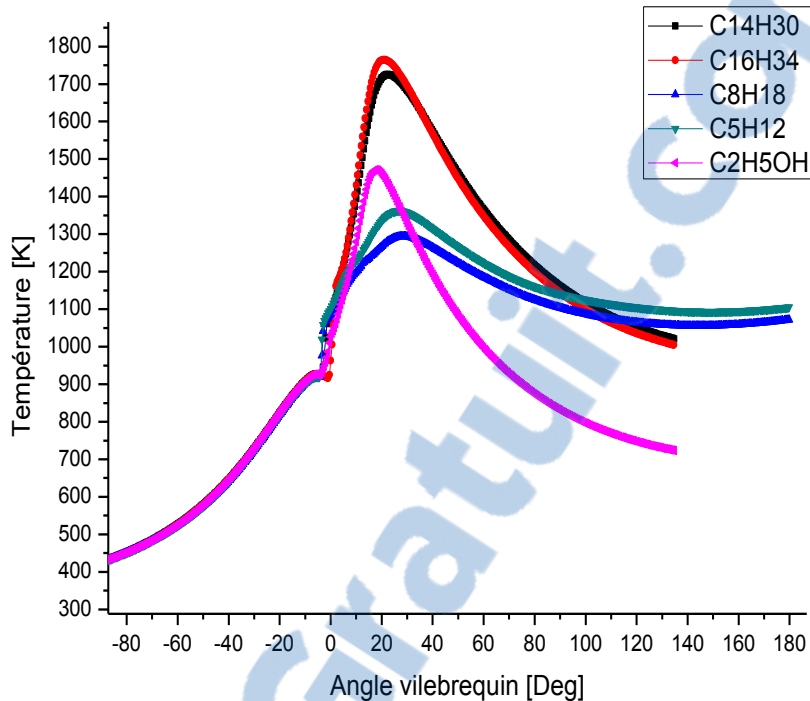


Fig.4.8 Température en fonction de l'angle de vilebrequin

4.7.5 Formation des gaz polluants :

4.7.5.1 Oxyde d'azote :

La figure (4.9) représente l'évolution des oxydes d'azote en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents fuels. On remarque que la combustion du C_2H_5OH émet une masse des NO_x moins par rapport aux autres carburants. Par contre, la combustion de $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ émet des NO_x importants par rapport au C_5H_{12} et C_8H_{18} , chacun a une masse de $6.5 \times 10^{-5}g$, $6.37 \times 10^{-5}g$, $4 \times 10^{-5}g$ et $3.4 \times 10^{-5}g$ respectivement à la fin du cycle. Ceci est probablement dû à la température élevée dans la chambre de combustion, ces résultats ont été confirmés par d'autres recherches publiées.

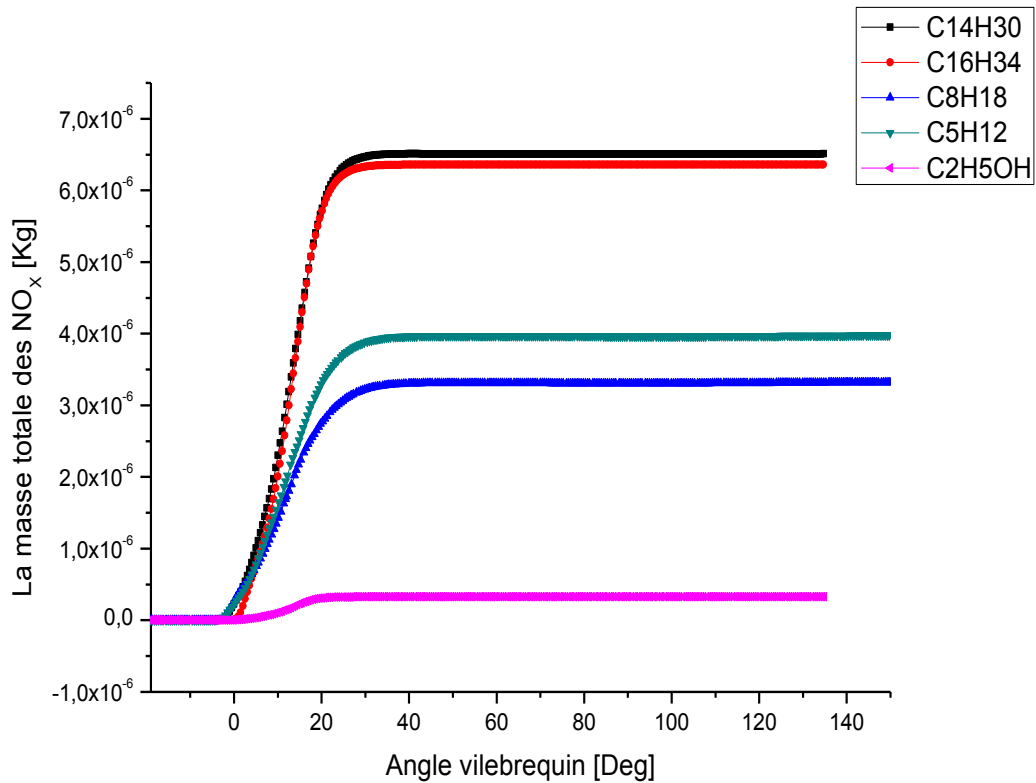


Fig.4.9 Prédiction des NOx en fonction de l'angle du vilebrequin pour les différents fuels.

4.7.5.2 Particules de suies :

La figure (4.10) représente l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents fuels. On remarque que la quantité des suies produites par les carburants augmente jusqu'à sa valeur maximale environ 10° après le PMH pour les carburants légers et environ 15° après le PMH pour les carburants lourds, puis elle diminue à la fin de la phase de diffusion. Nous avons observé que les émissions des suies dans le cas où le moteur est alimenté en C₂H₅OH sont nettement réduites par rapport aux autres cas testés (environ 5.5 × 10⁻⁷g) à cause de la teneur d'oxygène qui favorise la combustion.

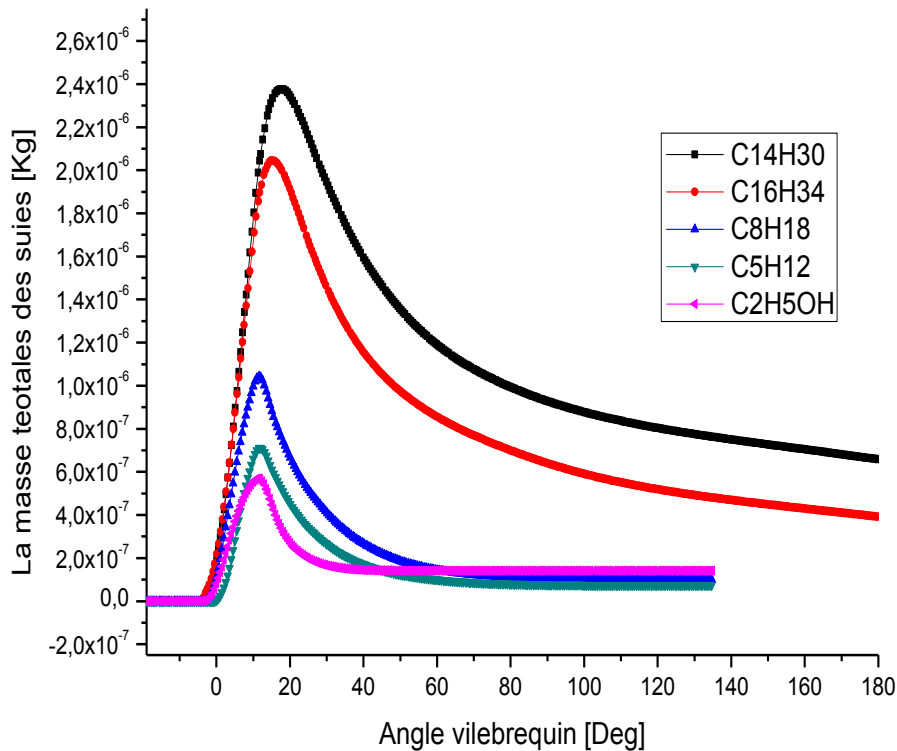


Fig.4.10 Masse totale des Suies en fonction de l'angle du vilebrequin pour les différents fuels

4.7.5.3 Hydrocarbures :

La figure (4.11) montre l'évolution des hydrocarbures imbrûlés (HC) en fonction de l'angle de vilebrequin. La cause de l'émission d'hydrocarbures est entièrement liée au processus de combustion. On remarque que la combustion de $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ émet moins d'hydrocarbures imbrûlés par rapport aux autres carburants (C_5H_{12} et le C_8H_{18}).

On note que le taux d'émission des HC est plus faible avec l'utilisation du C_2H_5OH probablement à cause de la teneur d'oxygène qui favorise la combustion malgré sa viscosité supérieure par rapport aux autres carburants.

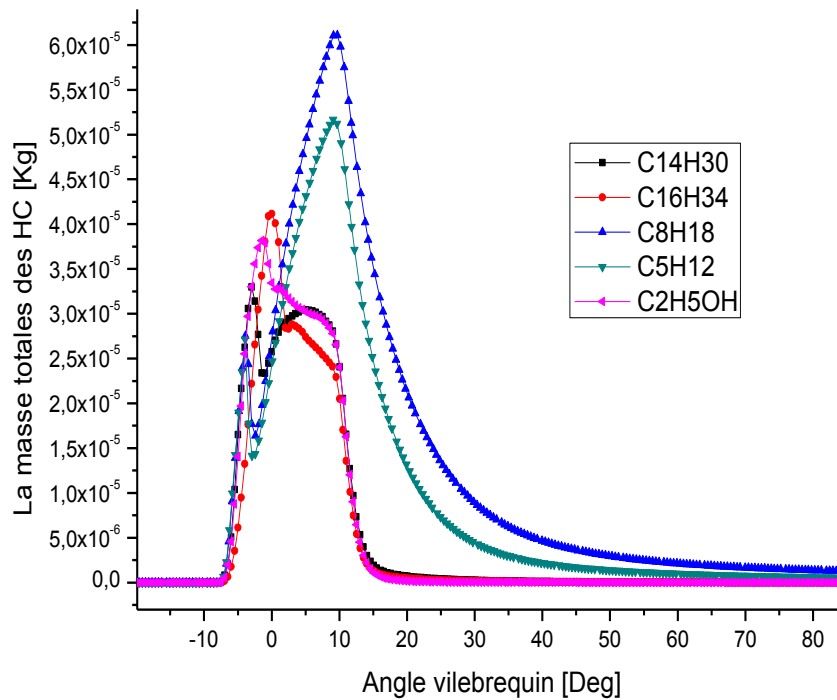


Fig.4.11 Prédiction des HC en fonction de l'angle du vilebrequin pour les différents fuels

4.7.5.4 Monoxyde de carbone :

L'évolution des oxydes de carbone CO en fonction de l'angle de vilebrequin pour les carburants testés est illustrée sur la figure (4.12). On remarque sur cette figure que pendant le délai d'auto inflammation, la fraction massique de CO reste presque constante et juste avant l'allumage, le taux de réaction monte rapidement et on aura une augmentation rapide de la masse qui traduit la combustion. Cette masse tend à se stabiliser à la fin de la phase de combustion de diffusion. La quantité des gaz de monoxydes de carbone CO produits par les carburants augmente jusqu'à sa valeur maximale entre 10° et 15° après le PMH puis elle diminue avec la fin de la combustion, qui ont chacun une masse de $3 \times 10^{-5}g$ et $5.2 \times 10^{-5}g$ respectivement à la fin de la combustion.

La combustion du C_2H_5OH conduit à des émissions de CO inférieures. Ce résultat peut être expliqué par les mêmes raisons explicitées précédemment. Le manque d'oxygène local dans les hydrocarbures (C_5H_{12} , C_8H_{18} , $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$).

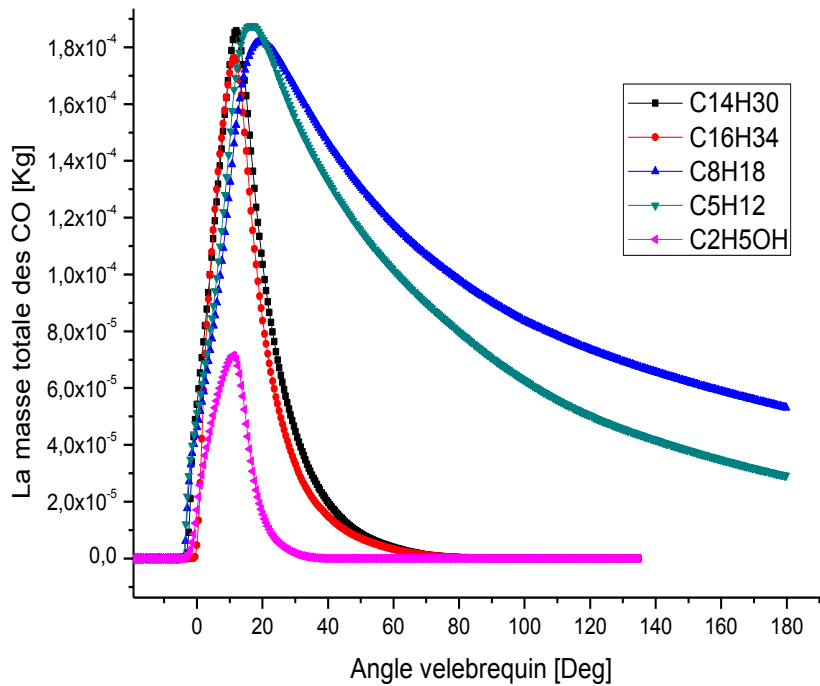


Fig.4.12 Prédiction des CO en fonction de l'angle du vilebrequin pour les différents fuels.

4.8 Contours :

4.8.1 Evolution du jet (la masse du carburant injecté) :

La figure (4.13) montre les contours du carburant injecté à différents angles de vilebrequin (5 degrés avant le PMH, en PMH, 5 et 10 degrés après le PMH) pour les différents carburants testés. D'après l'analyse des contours, il est clair que l'évolution du jet pour les $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ ainsi le C_2H_5OH est à prendre pareille à cause des propriétés de ces derniers (viscosité, densité). De même pour les carburants légers (C_8H_{18} et C_5H_{12}).

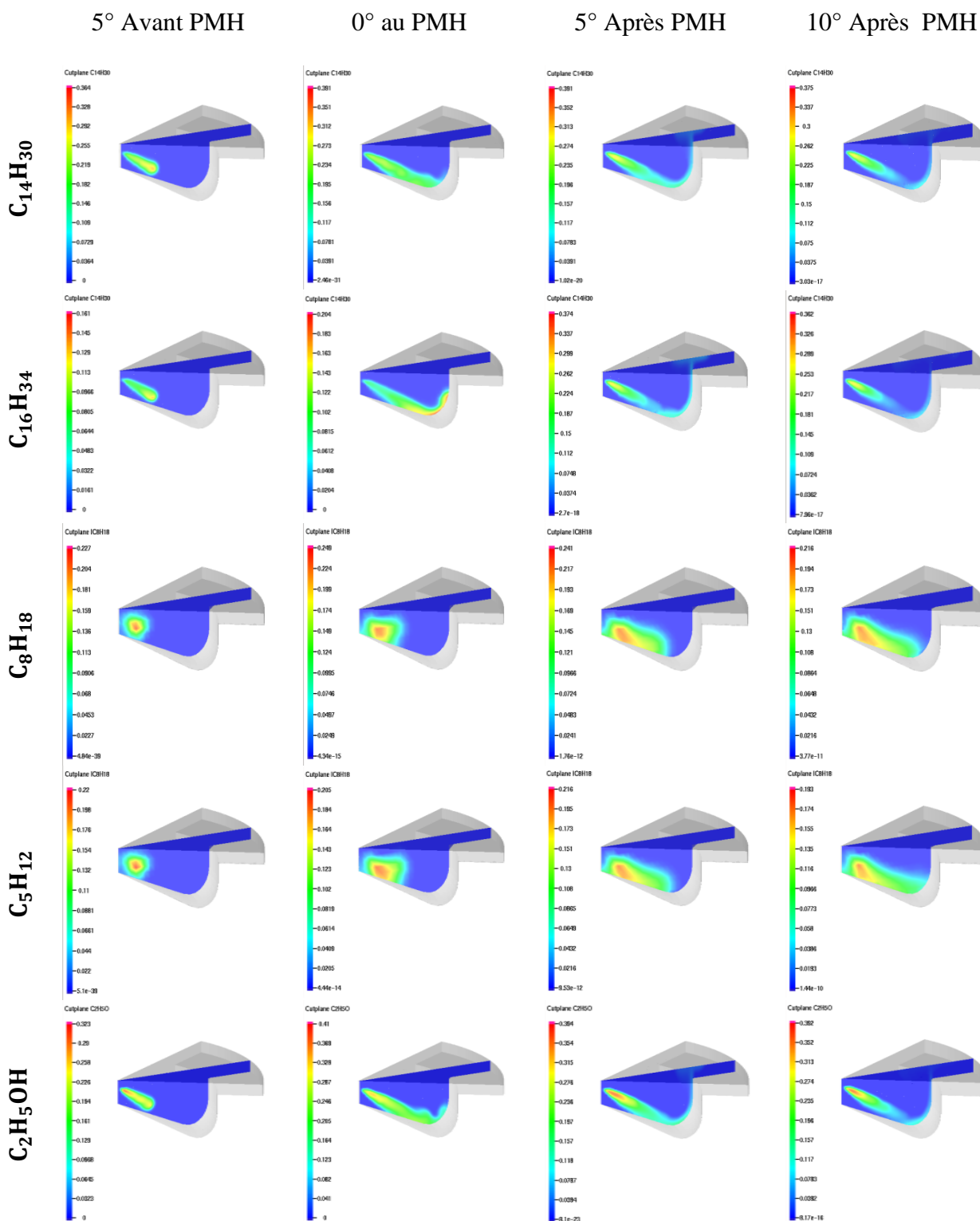
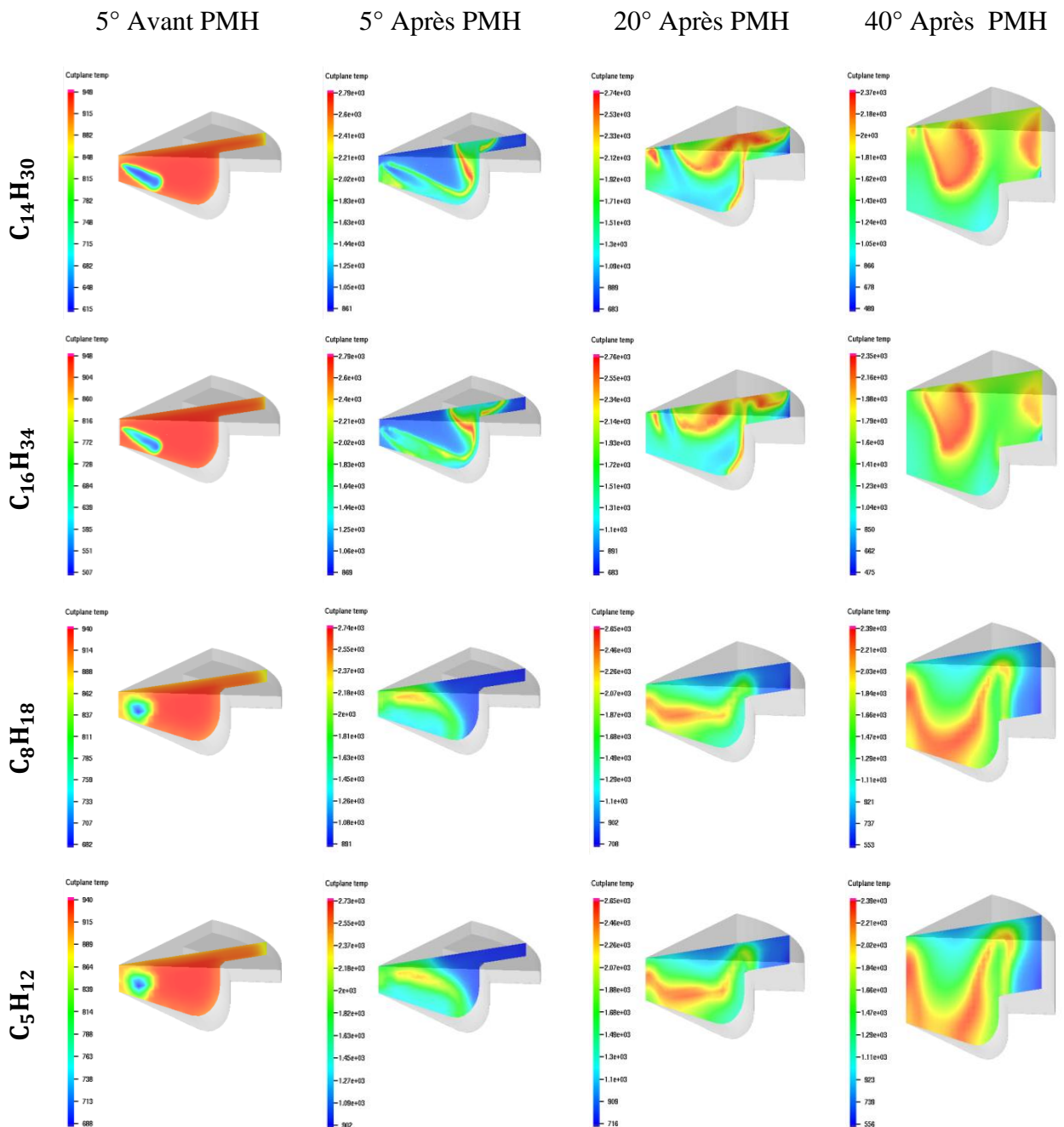


Fig.4.13 Contour de masse pour les différents fuels $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH à différents angles.

4.8.2 Contours de température :

La figure (4.14) représente les champs de température pour les carburants testés à différents angles de vilebrequin (5 degrés avant le PMH, 5, 20 et 40 degré après le PMH) pour les différents carburants testés. On observe une plus grande taille de la flamme quand le moteur est alimenté en $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$ et C_2H_5OH que en C_8H_{18} et C_5H_{12} . L'évolution de la température représentée sur la figure (4.14) confirme clairement l'évolution de la température représentée sur la figure (4.8).



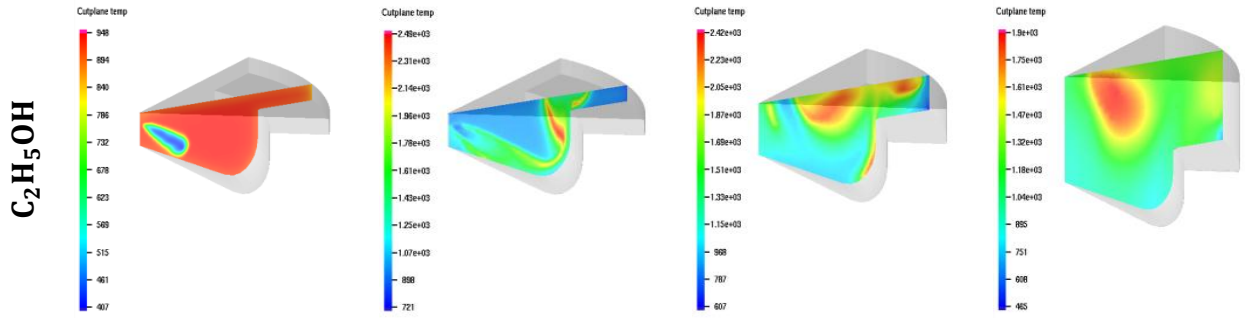
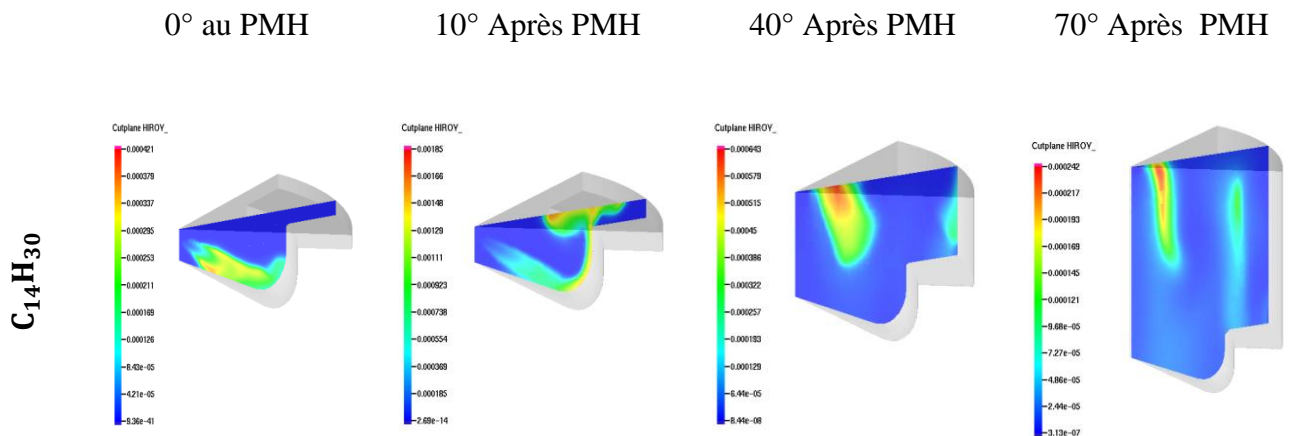


Fig.4.14 Contour de température pour les différents fuels $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH à différents angles.

4.8.3 Contours des gaz polluants :

Les figures (4.15.a et b) représentent le contour des NOx et des suies à différents angles du vilebrequin (en PMH, 10°, 40° et 70° après le PMH) pour les carburants testés. Nous remarquons que le $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ présente des émissions élevées de NOx et de suies par rapport aux autres carburants. De plus, nous avons observé que les concentrations des NOx et des suies dans le cas où le moteur est alimenté en C_2H_5OH sont moindres par rapport aux autres carburants. Ces résultats ont été confirmés par les résultats précédents, figures (4.9 et 4.10).



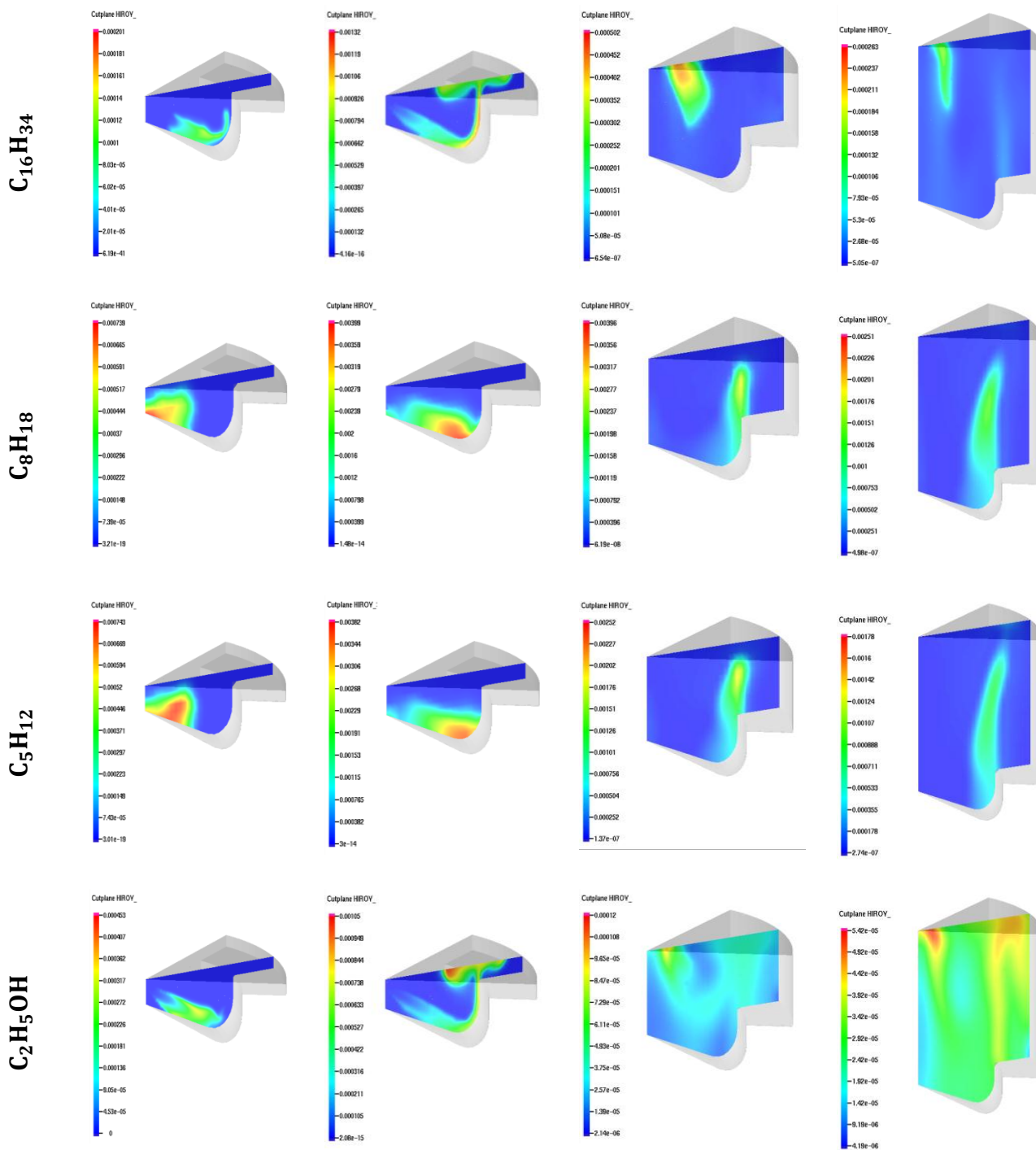


Fig.4.15.a Contour de la masse de suies pour les différents fuels $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH à différents angles.

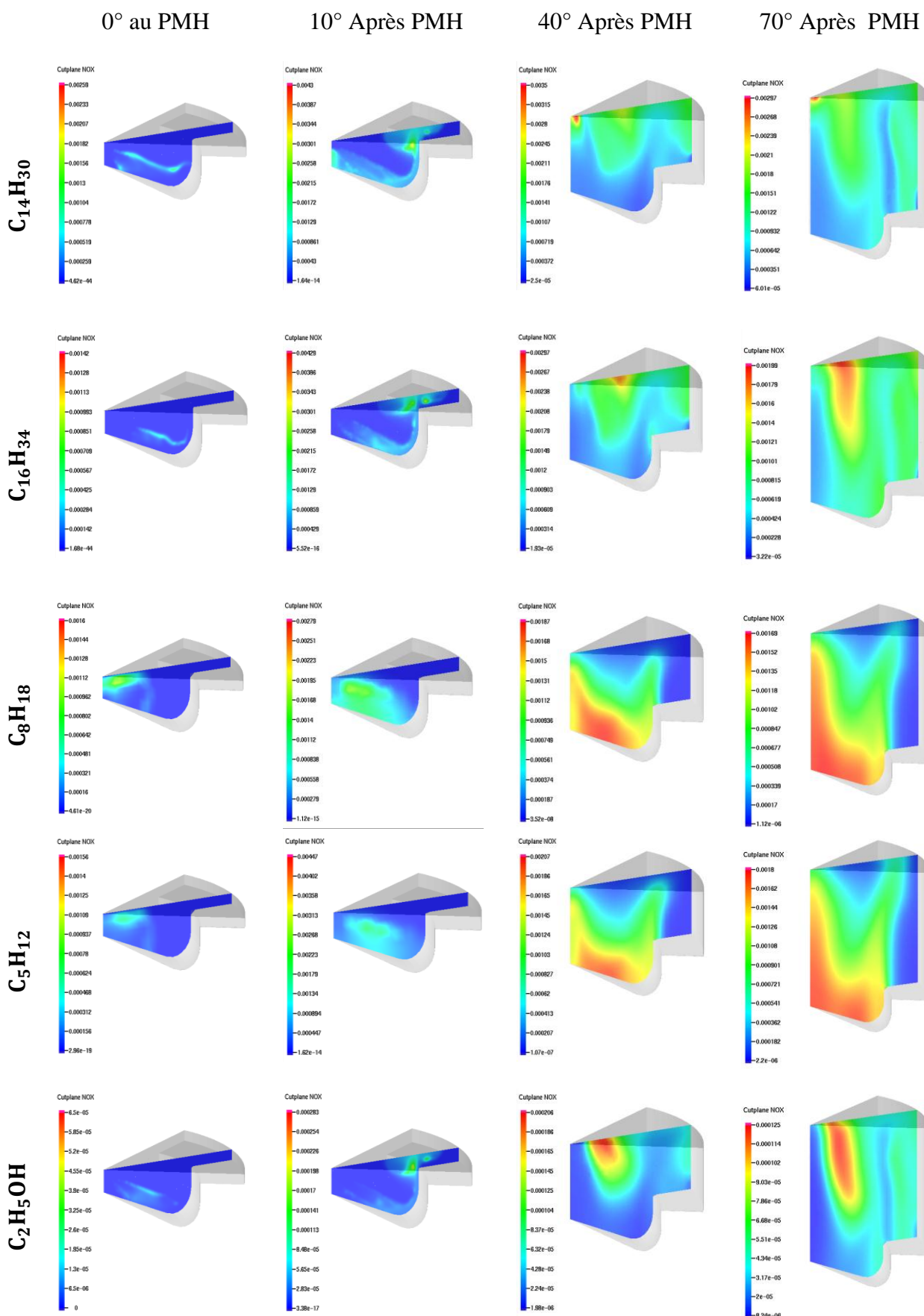


Fig.4.15.b Contour de la masse des NOx pour les différents fuels $C_{14}H_{30}$, $C_{16}H_{34}$, C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH à différents angles.

4.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons commencé par une description générale du code de calcul Converge orienté vers la modélisation de la combustion dans des MCI. Ensuite, on a décrit le choix des différents paramètres du calcul numérique et le domaine de calcul. On a ajusté et validé les résultats numériques de la combustion pour un moteur diesel Caterpillar 3401. Le résultat de pression était en bon accord avec la pression mesurée.

Les résultats obtenus pour les cinq carburants nous donnent l'analyse comparative suivante :

- Les modèles CTC et SAGE sont forts et capables de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre avec les carburants lourds ($C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$) et légers (C_8H_{18} , C_5H_{12} et C_2H_5OH).
- La pression, la température et le taux de chaleur de $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ sont plus élevées que celle du C_8H_{18} et C_5H_{12} et C_2H_5OH donc ces résultats confirment que le moteur Diesel est plus puissant qu'un moteur alimenté par des carburants légers comme le moteur à essence.
- Le C_8H_{18} (Iso – octane) a une pression, température et taux de chaleur un peu plus élevée que le C_5H_{12} (Iso – pentane).
- Pour les gaz polluants, on a les carburants lourds ($C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$) qui émettent plus de NO_x et de suies et moins d'hydrocarbures imbrûlés et de monoxyde de carbone que le C_8H_{18} . Ces résultats concluent que le problème de la combustion des gazoles est la quantité élevée des NO_x et des suies produites. Pour les essences le problème de la combustion, c'est la quantité élevée d'hydrocarbures imbrûlés et de monoxyde de carbone.
- Le C_2H_5OH peut être considéré comme un carburant alternatif pour les moteurs parce qu'il présente un niveau des émissions des NO_x et des suies moindre.
- Le présent travail constitue un outil supplémentaire à l'effet de comprendre le processus de combustion des différents carburants dans les moteurs.

Conclusion générale et Perspectives

Le secteur des transports est grandement dépendant des combustibles d'origines fossiles qui, selon de nombreuses prédictions, tendent vers un épuisement à plus ou moins long terme. De plus, l'utilisation de ces combustibles cause de nombreux problèmes reliés, entre autres, au réchauffement climatique dû aux émissions des gaz à effet de serre, à l'instabilité des prix et aux nombreuses tensions géopolitiques. C'est donc face à ces constats que les biocarburants tels que l'éthanol ont vu le jour. Ce biocarburant a en commun le critère d'être des énergies non-fossiles et renouvelables.

Dans ce travail, on a testé cinq carburants de différents types : gazoles $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$, essences C_8H_{18} et C_5H_{12} et un biocarburant C_2H_5OH dans les moteurs Caterpillar à injection directe. Il s'agit principalement d'étudier la combustion et les émissions du moteur. L'analyse des résultats a montré que les pics de pression du cylindre pour $C_{14}H_{30}$ et $C_{16}H_{34}$ sont plus importants que ceux du C_8H_{18} , C_5H_{12} et de C_2H_5OH . Pour les émissions, les résultats obtenus ont montré que, les concentrations en NO_x et en Suies plus élevées dans le cas des gazoles et aussi les CO et HC sont élevées dans le cas d'essences. Cependant, nous avons observé que les émissions des NO_x et des suies dans le cas où le moteur est alimenté en C_2H_5OH sont nettement réduites par rapport aux cas où le moteur est alimenté en hydrocarbures à cause de la teneur d'oxygène par rapport aux autres carburants. Donc, d'une manière générale les résultats de ses études confirment que les propriétés physicochimique, notamment la viscosité, indice de cétane, l'indice d'octane influent beaucoup sur la combustion et la formation des gaz polluants.

Les différents résultats trouvés permettent d'analyser à l'échelle intra-cycle les performances mécaniques et énergétiques (pression, taux de chaleur dégagé), ainsi que les émissions de différents polluants (NO_x , Suies, HC , CO). De même, ses illustrations de contours scalaires (jet, température, suies et NO_x) ont été présentées et discutées.

Les recherches futures pourraient être orientées vers l'optimisation du processus de combustion en optimisant les mélanges air-carburant (paramètres d'injection, swirl, turbulence, EGR). Aussi, sur le plan des coûts, l'utilisation d'un dispositif industriel fiable permettant de produire des biocarburants à partir de différentes natures. Par ailleurs, il serait également intéressant de réduire les émissions de NO_x et Suies. Les codes de calcul comme Converge, permettent de comprendre la combustion au sein de la chambre de combustion d'un

moteur à combustion interne. En vertu de ces résultats, il convient de proposer les perspectives suivantes :

- À fin d'améliorer le rendement écologique et économique, il faut faire une investigation numérique sur l'influence des paramètres d'injection, d'écoulement ainsi que la géométrie sur l'évolution de Suies, NO_x et consommation de carburant.
- Elaboration des études comparatives entre les performances ainsi que les nuisances en termes de polluants du moteur à combustion interne Diesel fonctionne avec le gazole et un biocarburant.

Bibliographie :

- [1] Moteurs thermiques Introduction aux moteurs alternatifs *par* Michel GRATADOUR : Président-Directeur Général du Moteur Moderne, référence B2500, date de publication, 10 mai 1995.
- [2] Cahier de l'élève, Module 3; Le moteur Diesel, DEP Conduite de camions. Centre de Formation en Transport de Charlesbourg, 10 juin 2014.
- [3] Les moteur Diesel : évolutions des 30 dernières et des 10 prochaines années, Rapport rédigé par les élèves de la promotion 2005 d'IPSA, Brice Gonier, Kevin Dubot, Florent Geneste sous le conduit de : « M.RIVERE » professeur de moteur. Mai 2003.
- [4] Olivier Grondin, Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de Doctorat à l'Université de Rouen, 2004.
- [5] (de) Klaus Grewe, « Die Reliefdarstellung einer antiken Steinsägemaschine aus Hierapolis in Phrygien und ihre Bedeutung für die Technikgeschichte. Internationale Konferenz 13.–16. Juni 2007 in Istanbul », *Bautechnik im antiken und vorantiken Kleinasien*, Istanbul, Ege Yayınları/Zero Prod. Ltd., série Byzas, vol. 9, 2009, p. 429–454 (429).
- [6] H. Jeanmart « La combustion dans les moteurs à allumage spontané ». MECA 2220 MOTEURS A COMBUSTION INTERNE, année académique 2006-2007.
- [7] O. Grondin, modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic, Thèse de Doctorat, université de Rouen (2004).
- [8] Fiches-auto.fr : Conseils et infos pour l'achat et la vente de voitures d'occasion. Fiches auto, essais, tests (fiabilité, consommation, les plus, les moins), 17/05/2013.
- [9] Klaus R.G. Hein “Future energy supply in Europe-challenge and chances” Fuel 84 (2005) 1189–1194.
- [10] Institut Français de Pétroles (IFP), Panorama 2006.
- [11] Z.D. Ristovski et al. “Particle and carbon dioxide emissions from passenger vehicles operating on unleaded petrol and LPG fuel “ Science of The Total Environment, Volume 345, Issues 1-3, 1 June 2005, Pages 93-98.
- [12] Souf. Généralités sur la pollution atmosphérique et ses effets, 1999.

- [13] P. Arqués «Inflammation combustion-pollution »COLLECTION TECHNOLOGIE, MASSON 1992.
- [14] Roland Borghi, Michel Destriau et Gérard De Soete «La combustion et les flammes » EDITION TECHNIP, Paris 1995.
- [15] Olivier Grondin. Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de Doctorat à l'Université de Rouen, 2004.
- [16] S.Touchard, construction et validation de modèles cinétiques détaillés pour la combustion de mélanges modèles des essences, thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine E.N.S.I.C.-NANCY, 2005.
- [17] H.Bennadji, Biodiesel : combustion des ester éthyliques d'huiles végétales comme additifs au pétrodiesel, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2010.
- [18] <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-1257-difference-entre-injection-classique-et-rampe-commune.php>.
- [19] M.Y.E. Selim et al. « Combustion of jojoba méthyle ester in an indirect injection diesel engin. » Renewable Energy 28 (2003) 1401–1420.
- [20] Institut Français de Pétroles (IFP), Panorama 2006.
- [21] Gustave Maillard. Collection « Alternance », Technologie de l'automobile : Le Moteur (Fonctionnement, Carburant, Allumage), éditions CASTEILLA-25, rue Monge-75005 Paris.
- [22] Jean-Claude Guibet, Carburants et moteurs: technologies, énergie, environnement; Publications de l'Institut Français du Pétrole, vol. 2, Technip, 1997, 830 p.
- [23] Charbonnier (M.A.) et Andres (M.). – A comparative study of gasoline and diesel passenger car emissions under similar conditions of use. Society of Automotive Engineers, SAE 930 779,1993.
- [24] H. Bousbaa, Etude de la combustion turbulente dans un moteur Diesel turbocompressé, Mémoire pour l'obtention du diplôme de magister, ENSET, 2008.
- [25] D. Ballerini, les biocarburants répondre aux défis énergétiques et environnementaux des transports, édition technique, Paris, 2011.

- [26] Ö. Can, I. C elikten, N. Usta, Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures, *Energy Conversion and Management* 45, pp.2429–2440, 2004.
- [27] R. K. Niven, Ethanol in gasoline: environmental impacts and sustainability review article, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 9, pp.535–555, 2005.
- [28] Alexander E. Farrell, Richard J. Plevin, Brian T. Turner, Andrew D. Jones, Michael O'Hare, Daniel M. Kammen, Ethanol Can Contribute to Energy and Environmental Goals, *SEE*, Vol 311, 2006.
- [29] P. Kwanchareon, A. Luengnaruemitchai, S. Jai-In, Solubility of a diesel–biodiesel–ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine, *Fuel* 86, pp.1053–1061, 2007.
- [30] D.C. Rakopoulos, C.D. Rakopoulos, E.C. Kakaras, E.G. Giakoumis, Effects of ethanol–diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine, *Energy Conversion and Management* 49, pp.3155–3162, 2008.
- [31] A. Turkcan, M. Canakci, Combustion Characteristics of an Indirect Injection (IDI) Diesel Engine Fueled with Ethanol/Diesel and Methanol/Diesel Blends at Different Injection Timings, *World Renewable energy Congress*, Sweden, 2011.
- [32] G. Corro, E. Ayala, Bioethanol and diesel/bioethanol blends emissions abatement, *Fuel* 87, pp.3537–3542, 2008.
- [33] C.D. Rakopoulos, K.A. Antonopoulos, D.C. Rakopoulos, D.T. Hountalas, Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends, *Energy Conversion and Management* 49, pp.625–643, 2008.
- [34] D. D. Dutcher, M. R. Stolzenburg, S. L. Thomspson, J. M. Medrano, D. S. Gross, D. B. Kittelson and P. H. McMurry, Emissions from Ethanol-Gasoline Blends: A Single Particle Perspective, *ISSN 2073-4433*, 2, pp.182-200, 2011.
- [35] C.S. Cheung, Y. Di, Zuohua Huang, Experimental investigation of regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with ultralow-sulfur diesel fuel blended with ethanol and dodecanol, *Atmospheric Environment* 42, pp.8843–8851, 2008.

- [36] Y. Di, C.S.Cheung, ZuohuaHuang, Experimental study on particulate emission of a diesel engine fueled with blended ethanol–dodecanol–diesel, *Journal of Aerosol Science*, Vol. 40 (2), pp.101-112, 2009.
- [37] K.J. Richards, P.K. Senecal, and E. Pomraning, A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flows with Complex Geometries, CONVERGE (Version 1.3), Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (2008).
- [38] K.J. Richards, P.K. Senecal, and E. Pomraning, A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flow with Complex Geometries, CONVERGE (Version 1.4.1), Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (2012).
- [39] M. J. Holst, Notes on the kiva-II software and chemically reactive fluid mechanics, Numerical Mathematics Group Computing & Mathematics Research Division Lawrence Livermore National Laboratory, California, 1992.
- [40] R. Aglave, CFD Simulation of Combustion Using Automatically Reduced Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine., thèse de doctorat, University of Heidelberg 2007.
- [41] Yakhot, V., and Orszag, S.A., Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory, *J. Sci. Comput.*, vol. 1, pp. 3-51, 1986.
- [42] B. Zuo, A.M. Gomes and C.J. Rutland, Studies of Superheated Fuel Spray Structures and Vaporization in GDI engines, 11th International Multidimensional engine Modeling User's Group Meeting, [Http://www.erc.wisc.edu](http://www.erc.wisc.edu), 2001.147.
- [43] S. C. Kong, P. K. Senecal and R. D. Reitz, Developments in Spray Modeling in Diesel and Direct-Injection Gasoline Engines, *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, Vol. 54, No. 2, pp. 197-204, 1999.
- [44] A. d. Risi, T. Donato, D. Laforgia, Theoretical investigation on the influence of physical parameters on soot and NOx engine emissions, *ASME*, pp. 53-65, 2011.
- [45] P. A. N. Nordin, Complex chemistry Modeling Diesel spray Combustion, thesis doctorat, university of Sweden, 2001.
- [46] C. Baumgarten, Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006, New York.

- [47] H. Bousbaa, K. Naima, A. Liazid, Numerical investigation on the combustion behaviors in a DI Diesel engine with various grid control strategies, 7ème Journées de Mécanique de l'Ecole Militaire Polytechnique, Avril 2010, Bordj El Bahri, Alger.
- [48] A. Teraji, Y. Imaoka, T. Tsuda, T. Noda, M. Kubo, S. Kimura, Development of a time-scale interaction combustion model and its application to gasoline and diesel engines, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32, pp.2751-58, 2009.
- [49] J. P. McCrady, V. L. Stringer, A. C. Hansen and C.F. Lee, Computational Analysis of Biodiesel Combustion in a Low-Temperature Combustion Engine using Well-Defined Fuel Properties, SAE international, 2007.
- [50] W. Yuan, Computational Modeling of NOx Emissions from Biodiesel Combustion Based on Accurate Fuel Properties, Fuel. 84: pp. 943-950, 1991.
- [51] R.D. Reitz, Computer Modeling of Sprays, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin Madison, WI 53706, 1996.
- [52] C. Correa, Combustion Simulations in Diesel Engines using Reduced Reaction Mechanisms, thèse de doctorat, University of Heidelberg, 2000.
- [53] J.B. Heywood, «Internal combustion engine fundamentals», Ed: Mc Graw Hill, 1988,930 p.
- [54] J.Abraham, F. V.Bracco, and R. D.Reitz, Comparisons of Computed and Measured Premixed Charge Engine Combustion, Combust. Flame, Vol. 60, p. 309, 1985.
- [55] J.Xin, D. T.Montgomery, Z.Han, and R. D.Reitz, Computer Modeling of the Six- Mode Emissions Test Cycle of a DI Diesel Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119, p. 683, 1997.
- [56] P. Belardini¹ and C. Bertoli, Multi-Dimensional Modeling of Combustion and Pollutants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines, Oil & Gas Science and Technology- Rev. IFP, Vol. 54, No. 2, pp. 251-257, 1999.
- [57] D. Jung and D. N. Assanis, Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions, SAE Paper No 2001-01-1246,2001.

- [58] F. Pischinger, H. Schutle, J. Hansen, The Diesel engine's future, VDI-Congress, Wolfsburg, 1988.
- [59] H. Hiroyasu, Diesel Engine Combustion and Its Modeling, International Symposium Comodia 94, Japan 1994.
- [60] V. Karel, M. Jan, B. Konstantinos, Simulation of combustion in a heavy duty diesel engine with focus on soot formation, www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2002/F02V165.pdf.

Rapport-Gratuit.com

Annexe

