

Sommaire

Remerciements	
Résumé	
Listes des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	1

Chapitre I : Les moteurs à combustion interne diesel

I.1.Introduction.....	4
I.2.Histoire des moteurs à combustion interne.....	5
I.3.Description générale d'un moteur diesel	5
I.3.1. Histoire du moteur diesel	5
I.4.Architecture d'un moteur diesel.....	8
I.4.1. Organes fixes.....	8
I.4.1.1. Le bloc-cylindres	8
I.4.1.2. La culasse	8
I.4.1.3. Carter	9
I.4.2. Organes mobiles	9
I.4.2.1. Le piston.....	9
I.4.2.2. La bielle.....	10
I.4.2.3. Le vilebrequin.....	10
I.4.2.4. Volant d'inertie.....	11
I.5.Les différents moteurs diesel.....	11
I.5.1. Injection	12
I.5.1.1. Moteur à injection direct	12
I.5.1.2. Moteur à injection indirecte.....	13
I.6.Principe de fonctionnement.....	13
I.7.Déroulement de la combustion	15
I.7.1. Délai d'auto-inflammation	15
I.7.2. Phase de combustion pré-mélangée.....	15
I.7.3. Combustion turbulente	16
I.7.4. Combustion tardive	16
I.8.Diagramme indiqué.....	16
I.9.Avantages et inconvénients du moteur diesel.....	17
I.10. Formation des polluants pendant le processus de combustion dans les moteurs diesel.....	18
I.10.1. Hydrocarbures non brûlés HC.....	19

I.10.2. Le monoxyde de carbone.....	19
I.10.3. Les oxydes d'azote.....	19
I.10.4. Les suies.....	19
I.11. Paramètres influants sur la combustion et les émissions	20
1.11.1. Recirculation des gaz d'échappement (EGR)	20
1.10.2. Tubulures d'admission.....	21
1.10.3. Stratégies des systèmes d'injection	22
I.10.4. Turbocompresseur.....	23
I.10.5. Le refroidissement de l'air de suralimentation	23
I.10.6. Système d'échappement	24
I.10.7. Le système SCR du moteur TDI CR.....	25
I.11. Conclusion :	26

Chapitre II : Le système EGR

II.1. Introduction	28
II.2. Principe de fonctionnement.....	29
II.3. Les différents types de recirculation des gaz des échappements.....	31
II.3.1. Selon le type de recyclage.....	31
II.3.1.1. Le recyclage interne « par croisement des soupapes »	31
II.3.1.2. Le recyclage externe	32
II.3.2. Selon le système de commande	34
II.3.2.1. Vanne EGR pneumatique	34
II.3.2.2. Vanne EGR électrique.....	34
II.3.3. Selon la température de l'EGR	35
II.3.3.1. EGR à froid	35
II.3.3.2. EGR à chaud.....	35
II.4. Avantages et inconvénients de système EGR.....	36
II.4.1. Les Avantages	36
II.4.2. Les inconvénients	36
II.5. La formule de calcul de l'EGR.....	37
II.6. Exemples de technologie de système EGR.....	37
II.6.1. Le moteur 1.2l 3 cylindres TDI	37
II.6.2. Le moteur 2.0l TDI avec 4 soupapes par cylindre.....	39
II.6.3. Moteur 1.9 l TDI	42

II.7.Conclusion	45
-----------------------	----

Chapitre III : Formulation mathématique

III.1. Introduction	47
III.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente	48
III.2.1. La phase fluide	48
III.2.1.1. L'équation de continuité de l'espèce chimique m	49
III.2.1.2. L'équation de conservation de la masse totale	49
III.2.1.3. L'équation de quantité de mouvement	49
III.2.1.4. L'équation de conservation d'énergie.....	50
III.2.1.5. L'équation d'état.....	50
III.3. Equations de l'écoulement moyen	51
III.4. Les Modèles physiques.....	52
III.4.1. Turbulence.....	52
III.4.1.1. Modèle de Turbulence k-ε	52
III.4.1.2. Le Modèle de Turbulence RNG k-ε	53
III.4.2. Modélisation du Jet.....	54
III.4.2.1. Formulation Mathématique	55
III.4.2.2. Modèles d'atomisation	56
III.4.2.2.1. Modèle hybride KH-RT.....	56
III.4.2.3. Collision	59
III.4.2.4. Evaporation.....	60
III.4.2.5. Accélération de la gouttelette	61
III.4.2.6. Interaction Jet- Gaz.....	61
III.4.3. Modèle de dégagement de chaleur	62
III.4.4. Transfert thermique	62
III.4.4.1. Loi de paroi.....	62
III.5. Les Modèles chimiques	63
III.5.1. Modélisation de la combustion turbulente.....	63
III.5.1.1. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente.....	63
III.5.2. Modèle d'Allumage	65
III.5.3. Formations des polluants	66
III.5.3.1. Le modèle de formation de NOx	66
III.5.3.2. Modèle de formation des suies	67
III.6. Le code de calcul CFD 'CONVERGE'	68

III.6.1. Structure standard de CONVERGE.....	68
III.6.2. Algorithme de calcul de CONVERGE V2.3.0	70
III.6.3. Techniques de maillage	71
III.7. Conclusion.....	71

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction	73
IV.2. Présentation du moteur MK-DIR620-145.....	73
IV.3. Maillage	75
IV.3.1. Conditions initiales	76
IV.3.2. Condition aux limites	76
IV.3.3. Profil d'injection de carburant	76
IV.3.4. Choix des modèles de simulation pour le moteur diesel	77
IV.3.4. Mécanisme réactionnel	78
IV.4. Temps de résolution	78
IV.5. Résultats et discussions	78
IV.5.1. Validation du code.	78
IV.5.1. Le Taux de dégagement de chaleur et la température	78
IV.5.2. Emissions du cycle	80
IV.5.3. Champs scalaires.....	84
IV.6. Investigation numérique sur l'influence de système EGR	86
IV.6.1. Pression moyenne	88
IV.6.2. Taux de dégagement de chaleur	88
IV.6.3. Température moyenne	88
IV.6.4. Oxyde d'azote	89
IV.6.5. Particules de suies	90
IV.6.6. Les hydrocarbures	91
IV.6.7. Monoxyde de carbone.....	91
IV.6.8. Comparaison des contours (NOx/suie)	92
IV.7. Conclusion.....	95
Conclusion générale.....	97
Bibliographie.....	99
Annexes.....	102

Listes des figures

Figure I.1 : Moteur Diesel à quatre cylindres en ligne.	4
Figure I.2 :Rodolphe Diesel (1858-1913).....	7
Figure I.3 : Le bloc-cylindres	8
Figure I.4 : La culasse.....	8
Figure I.5 : Le carter.....	9
Figure I.6 : Le piston	9
Figure I.7 : La bielle.	10
Figure I.8 : Vilebrequin.....	10
Figure I.9 : Volant d'inertie.....	11
Figure I.10 : Injection direct.....	12
Figure I.11 : Injection indirect.....	13
Figure I.12 : Evolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin... ..	15
Figure I.13 : Evolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin.....	16
Figure I.14 : Exemple de diagramme (p, v)	17
Figure I.15 : processus de combustion et formation des gaz polluants.....	18
Figure I.16 : principe de la recirculation.	20
Figure I.17 : circuit EGR.....	20
Figure I.18 : La tubulure d'admission avec volets de turbulence (moteur TDI).	21
Figure I.19 : Le système d'injection rampe commune (moteur 2.0l TDI).....	22
Figure I.20 : Exemple d'un Turbocompresseur.....	23
Figure I.21 : Le système de refroidissement de l'air de suralimentation Pour un moteur V6 TDI.....	24
Figure I.22 : Présentation de système d'échappement.....	25
Figure I.23 : Le système SCR du moteur TDI CR de 2,0l.	26
Figure II.1 : Le système EGR.	26
Figure II.2 : Principe du recyclage des gaz d'échappement pneumatique (moteur à essence)	28
Figure II.3 : Le recyclage interne	29
Figure II.4 : Le recyclage externe.....	30
Figure II.5 : Vanne EGR pneumatique	31
Figure II.6 : Vanne EGR électrique.	32
Figure II.7 : Le système EGR pour moteur 1.2l 3 cylindres TDI	37
Figure II.8 : Module de recyclage des gaz d'échappement	39
Figure II.9 : Conception de système de recyclage des gaz d'échappement pour moteur 1.2l 3 cylindres TDI.	39

Figure II.10 : Schématisation de système de recyclage pour moteur 2.0l TDI	40
Figure II.11 : Le radiateur de recyclage des gaz.....	41
Figure II.12 : Le refroidisseur	42
Figure II.13 : Circuit de système EGR pour le moteur 1.9 l TDI	43
Figure II.14 : Soupape de recyclage des gaz commandée électriquement	44
Figure II.15 : La soupape de recyclage	44
Figure III.1 : Schéma représentant le Jet à la sortie de l'injecteur	54
Figure III.2 : Schéma de principe du modèle KH-RT.....	56
Figure III.3 : Schéma de principe du modèle de Reitz	57
Figure III.4 : Structure standard du CONVERGE	69
Figure III.5 : Algorithme de calcul.....	70
Figure IV.1 : Banc d'essai de moteur considéré	73
Figure IV.2 : Vue 3D du moteur MKDIR620-120	74
Figure IV.3 : Présentation de maillage du moteur MKDIR620-120	75
Figure IV.4 : Système de localisation de jet	77
Figure IV.5 : Profil du taux d'injection.....	77
Figure IV.6 : Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur	79
Figure IV.7 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin.....	79
Figure IV.8 : Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin	80
Figure IV.9 : Evolution de C_7H_{16} , NO_x et N_2 en fonction de l'angle du vilebrequin.....	81
Figure IV.10 : Evolution de C_7H_{16} et les suies en fonction de l'angle du vilebrequin	81
Figure IV.11 : Evolution de C_7H_{16} , CO_2 et CO en fonction de l'angle du vilebrequin	82
Figure IV.12 : Evolution de C_7H_{16} , OH et HC en fonction de l'angle du vilebrequin... ..	83
Figure IV.13 : Evolution de C_7H_{16} et H_2O en fonction de l'angle du vilebrequin.....	83
Figure IV.14 : Contours iso-volume de jet et de la température pour EGR 0%... ..	85
Figure IV.15 : La courbe de pression moyenne en fonction de l'angle de vilebrequin	87
Figure IV.16 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin.....	88
Figure IV.17 : Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin	89
Figure IV.18 : Evolution des NO_x en fonction de l'angle du vilebrequin	90
Figure IV.19 : Evolution des suies en fonction de l'angle du vilebrequin	90
Figure IV.20 : Evolution des HC en fonction de l'angle du vilebrequin	91
Figure IV.21 : Evolution des CO en fonction de l'angle du vilebrequin	92
Figure IV.22 : Contours iso-volume des NO_x à différents angle de vilebrequin.....	93
Figure IV.23 : Contours iso-volume des suies à différents angle de vilebrequin	94

Listes de tableaux

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients du moteur diesel	17
Tableau III.3 : Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence k- ϵ , et RNG k- ϵ	54
Tableau IV.1 : Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié	74
Tableau IV.2 : Description des caractéristiques du Système d'injection du moteur étudié	75
Tableau IV.3 : Valeurs des conditions initiales	76
Tableau IV.4 : Valeurs des conditions aux limites	76
Tableau IV.5 : Choix des modèles.....	77
Tableau IV.6 : les fractions des espèces pour différentes EGR.....	87

Rapport-Gratuit.Com

Nomenclature

A	Surface de contrôle
A_{fr}	facteur pré-exponentiel
B_{rd}	Nombre de transport de Spalding
b	Paramètre d'impact de collision
b_{cr}	Paramètre d'impact critique de collision
$a_{m,r}, b_{m,r}$	Coefficients stœchiométriques intégrales pour la réaction r
C	La course [cm]
C_p	Chaleur spécifique du fluide [$j.kg^{-1}.K^{-1}$]
C_{pm}	Chaleur spécifique du fluide de l'espèce m [$j.kg^{-1}.K^{-1}$]
$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constantes des modèles $k - \varepsilon$ et RNG $k - \varepsilon$
D	Coefficient de diffusion
d_s	Diamètre de suie
E_a	Energie d'activation
E_c	Energie cinétique
F	Le taux temporel de changement individuel d'une gouttelette
f	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes
f_w	Taux de chaleur par unité de surface de la paroi
g	Force d'inertie
Δh_f^o	Chaleur de formation de l'espèce m au zéro absolu
h_m	Enthalpie spécifique de l'espèce m [$j.kg^{-1}$]
I	Matrice unité [$j.kg^{-1}$]
I_m	Energie interne spécifique de l'espèce m [$j.kg^{-1}$]
J	Vecteur du flux thermique [$W.m^{-2}$]
k	Energie cinétique turbulente
$k_c(T)$	Constante d'équilibre
k_{fr}, k_{br}	Constantes d'avancement et de la réaction r dans les deux sens
L	Chaleur latente [$j.kg^{-1}$]
$M_{m,r}$	Masse molaire
\dot{m}_a	Taux de l'entraînement de l'air
m_a	Masse d'air dans cette zone

m_f	Masse du fuel dans la zone considérée
m_{fg}	Masse du fuel vaporisé
N	Vitesse de rotation [<i>tr/min</i>]
n	Normal à la surface de la paroi
P	Pression du fluide [$N.m^{-2}$]
P_{ch}	Pression de la chambre [$N.m^{-2}$]
P_{inj}	Pression d'injection [$N.m^{-2}$]
P_{ox}	Pression partielle de l'oxygène [$N.m^{-2}$]
\dot{Q}^s	Interactions de vaporisation
\dot{Q}^c	Chaleur chimique dégagée
R	Vitesse de la gouttelette
R_C	Nombre de Reynolds critique
R_o	Constante universelle des gaz
R^*	Radical
RH	Hydrocarbure
r	Rayon de gouttelette
S	Pénétration du jet
T	Température du fluide [K]
\dot{T}	Température de la gouttelette [K]
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_f	Température de fuel [K]
u	Vitesse des gaz
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 [$kg.mol^{-1}$]
w_{wall}	Vitesse des parois
X	Vecteur de position
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
\dot{y}	Vitesse d'oscillation de la gouttelette
\dot{y}	Taux temporel de changement d'une gouttelette
Y_m^*	Valeur de la fraction à équilibre thermodynamique
Y_m	Fraction de masse de l'espèce m
\bar{Y}_m	La moyenne du terme source
$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$	Vecteurs unitaires de la base cartésienne
∇	Laplacien

Lettre grecque

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
ρ	Masse volumique [$kg.m^{-3}$]
ρ_m	Masse volumique de l'espèce [$kg.m^{-3}$]
ρ_s	Masse volumique de suie [$kg.m^{-3}$]
τ_c	Echelle de temps caractéristique de la réaction chimie
τ_l	Echelle de temps caractéristique laminaire
τ_t	Echelle de temps caractéristique de la turbulence
$\dot{\omega}_r$	Taux de réaction

α_d	Coefficient de tension superficielle de liquide
ϕ	Scalaire
$\tilde{\phi}$	Moyenne de Favre
Ω_{KH}	Taux d'accroissement
$\dot{\rho}^S$	Terme source du jet
$\dot{\rho}^C$	Terme source chimique
Λ	Longueur d'onde

Nombre sans dimension

Pr	Nombre de Prandtl
Nu	Nombre de Nusselt
ReL	Nombre de Reynolds
Sc	Nombre de Schmidt
Sh	Nombre de Sherwood
Ta	Nombre de Taylor
We	Nombre de Weber
We _L	Nombre de Weber liquide
Z	Nombre de Ohnesorge

Acronymes

CFD	Computational Fluid Dynamic
CTC	Echelle de Temps Caractéristique
CAO	Conception Assistée par Ordinateur
EGR	Exhaust Gas Recirculation
GMV	General Mesh Viewer
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HP	Horse Power
JANAF	Joint Army, Navy and Air Force
KH	Kelvin-Helmholtz
LTC	Low Température Combustion
LTE	Laboratoire de recherché en Technologie de l'Environnement
MCI	Moteur à Combustion Interne

PGS	Pressure Gradient Scaling
PMH	Point Mort Haut
PMB	Point Mort Bas
RNG	Renormalizations Group
RT	Rayleigh-Taylor
SCR	Selective Catalytic Reduction
TAB	Taylor Analogy Breakup

Introduction Générale

Introduction générale

➤ Avant-propos

Le moteur thermique est une machine permettant de convertir de l'énergie chimique issue du processus de combustion d'une certaine quantité de carburant (essence) et de comburant (air), en énergie mécanique.

Depuis leur intégration dans le moyen de transport le plus utilisé dans les civilisations dites « développées », l'automobile, les industriels n'ont cessé d'améliorer les moteurs thermiques. En effet, les systèmes mécaniques qui jusqu'à récemment permettaient de piloter complètement les moteurs (câble d'accélérateur, carburateur, arbre à cames, etc...), sont peu à peu remplacés par des systèmes de commande électromécaniques ou électroniques (papillon motorisé, injecteur, soupape électromagnétique, etc...).

L'emploi généralisé de ces nouveaux systèmes se justifie par la nécessité de maîtriser le comportement du moteur avec comme objectif de réaliser un bon compromis entre les émissions de polluants, la consommation d'essence et les performances souhaitées par le client. La demande croissante du marché ainsi que la multiplication du nombre de véhicules sont des raisons majeures de l'augmentation des émissions polluantes à effet de serre qui menacent l'avenir de l'humanité. Pour cette raison, des nouvelles normes antipollution ont été définies et sont à venir. Un intérêt particulier a alors été donné au développement des moteurs thermiques afin de les rendre plus économiques (en termes de consommation de carburant), et moins polluants.

Afin de respecter ces limitations des émissions de polluants les constructeurs automobiles ont dû s'intéresser à de nouveaux systèmes de combustion de post-traitement et à de nouvelles innovations technologiques. Les innovations technologiques telles que l'injection directe diesel la multi-injection ont été développées simultanément avec de nouveaux systèmes de post-traitement toujours plus performants cependant, à l'heure actuelle une nouvelle piste de recherche est le développement de nouveaux modes de combustion afin de s'affranchir en partie des systèmes de post-traitement devenues très complexes et trop coûteux.

En effet, il s'avère que la température et le contrôle de la richesse dans la chambre de combustion du moteur pendant la combustion jouent un rôle primordial sur les émissions de polluants.

C'est pourquoi actuellement de nombreux motoristes développent un mode de combustion où la température maximale pendant le cycle moteur est plus faible : la low température combustion (LTC), permettant ainsi d'atteindre des émissions de NOx très faibles et d'avoir un mélange

air/carburant plus homogène entraînant des émissions de particules quasiment nulles .cependant l'utilisation du mode LTC nécessite de nombreuses avancées technologique telles que la multi-injection , le Common-rail , et surtout l'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement (Exhaust gas recirculation : EGR) pour un fonctionnement optimal.

Pour la plupart des moteurs actuels, ces gaz sont recyclés afin d'éviter que le carburant ne s'enflamme pas à trop tôt et afin de conserver une température assez faible dans la chambre de combustion. Pourtant il s'avère que ces gaz pourraient aussi avoir des propriétés chimiques pouvant influencer l'initiation et de déroulement de la combustion. Cette connaissance pourrait ainsi permettre un meilleur contrôle de la combustion.

➤ Objectif du travail

Notre travail se concentre principalement sur l'étude de l'impact du système de recirculation des gaz d'échappement sur la combustion et la formation des gaz polluants dans un moteur diesel à injection directe, en utilisant dans cette étude le code de simulation CONVERGE V2.3.0, ce qu'il nous a donné une étude numérique de la combustion et la formation des émissions polluantes dans le moteur, et une meilleure présentation de l'aspect d'un écoulement tridimensionnel.

➤ Contenu du mémoire

Cette étude est structurée en quatre chapitres :

- Le premier chapitre consiste en une description détaillée sur les moteurs à combustion interne diesel à injection directe.
- Le second chapitre s'adresse en particulier le système de recirculation des gaz d'échappement (EGR), une description du principe de fonctionnement, les leurs différentes classifications. Ce chapitre décrit aussi quelque exemple de technologie de système EGR.
- Le troisième chapitre entame les différents modèles adoptés, et la formulation mathématique utilisée dans ces modèles, il contient aussi une présentation du code de simulation employé.
- Le dernier chapitre expose les résultats obtenus avec le code, et leurs analyses en se servant des potentialités de visualisation de résultats qu'offre le post-processeur du code utilisé.
- Ce mémoire se terminera sur le résumé des conclusions les plus importantes issues de ce travail et des perspectives seront proposées, allant de la connaissance scientifique au verrou technologique.

Chapitre I

Les moteurs à combustion interne diesel

I.1. Introduction

La propulsion du véhicule est habituellement obtenue au moyen de moteur, à savoir dispositifs mécaniques capables de convertir l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique. L'énergie chimique du combustible est d'abord convertie en chaleur par la combustion, puis la chaleur est convertie en travail mécanique. En effet, la chaleur produite par la combustion augmente la pression ou le volume spécifique, et grâce à son expansion, le travail mécanique est obtenu.

Aujourd'hui, Les moteurs à combustion interne se sont imposés comme moyen de production d'énergie dominant dans le marché mondial, spécialement dans le domaine de transport, et les moteurs diesel sont considérés comme l'un des principales sources de propulsion. Cela est dû aux améliorations substantielles de ces moteurs, l'essentiel est l'amélioration du rendement et la réduction des émissions polluantes. Des avantages remarquables vers le développement des moteurs diesel plus propres a été accompli, ces dernières années, en suivant plusieurs techniques, tel que par exemple l'utilisation du système d'injection moderne, comme moyen de contrôle de l'injection du combustible, la recirculation des gaz, le turbocompresseur etc. [1].

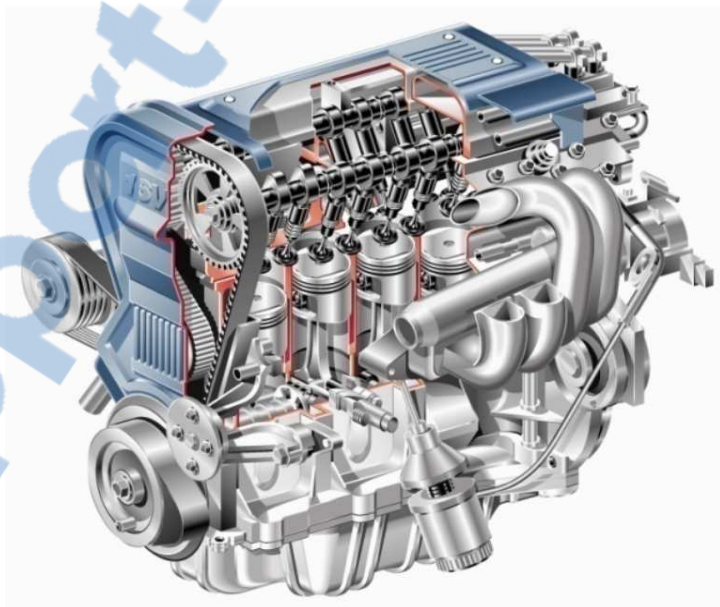


Figure I.1 Moteur diesel à quatre cylindres en ligne.

I.2. Histoire des moteurs à combustion interne

Étienne Lenoir, né le 12 janvier 1822 à Mussy-la-Ville, Belgique, décédé le 4 août 1900 à La Varenne-Saint-Hilaire (France), inventeur belge qui a conçu le premier moteur à combustion interne à succès commercial.

Le moteur de Lenoir était un moteur à vapeur à double effet converti avec des soupapes à tiroir pour admettre le mélange air-carburant et évacuer les gaz d'échappement. Un moteur à deux temps, il utilisait un mélange de gaz de charbon et d'air. Bien qu'elle n'eût consommé que 4% de carburant en moins, c'était une machine souple et durable (certaines machines étaient en parfait état après 20 ans de fonctionnement continu) et en 1865, plus de 400 étaient utilisées en France et 1 000 en Grande-Bretagne, utilisé pour des travaux de faible puissance tels que le pompage et l'impression.

En 1862, Lenoir a construit la première automobile avec un moteur à combustion interne. Il avait adapté son moteur pour fonctionner au carburant liquide et avec son véhicule, a fait un voyage de 10 kilomètres (10 milles) qui a nécessité deux à trois heures. Ses autres inventions comprennent un frein électrique pour les trains (1855), un bateau à moteur utilisant son moteur (1886), et une méthode de bronzage du cuir à l'ozone [2].

I.3. Description générale d'un moteur diesel

I.3.1. 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).

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 :

- ✓ 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 manufacturers de machines agricole's (The Holt Manufacturing Company and The C.L. Best Tractor Company) a donné naissance à Caterpillar.

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 développaient 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 Compagnie fut créée le 3 février 1919. Jessie Cycle 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 Thermodyne 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 termes de fiabilité, de puissance et d'économie, mais souvenons-nous que le principe de fonctionnement soit 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 [3].



Figure I.2 Rodolphe Diesel (1858-1913).

I.4. Architecture d'un moteur diesel

Pour comprendre comment un moteur diesel fonctionne, il est nécessaire de comprendre le fonctionnement des principaux composants ainsi que leur relation les uns aux autres.

I.4.1. Organes fixes

I.4.1.1. Le bloc-cylindres

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.

Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion [4].



Figure I.3 Le bloc-cylindres.

I.4.1.2. La culasse

Au sommet du bloc-moteur, la culasse, assure la fermeture de la chambre de combustion, elle présente de nombreux alésages dont, le logement de l'injecteur, les ports d'admission et d'échappement. La culasse supporte aussi les composants du système de distribution : les soupapes, les sièges de soupape, l'arbre à cames, etc. [4].

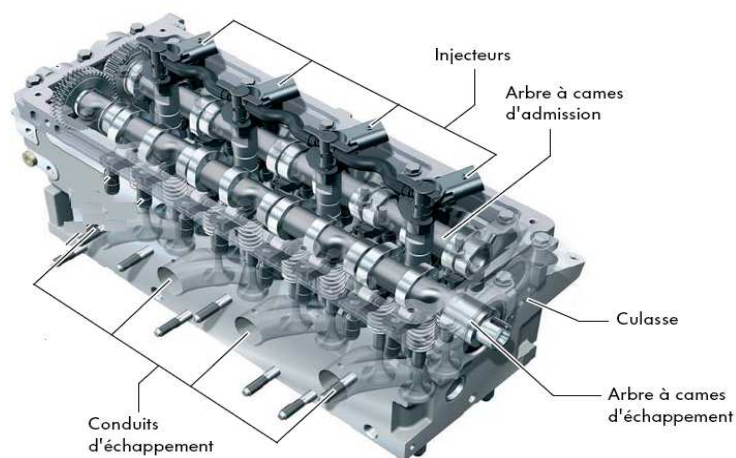


Figure I.4 La culasse

I.4.1.3. Carter

Il sert de réserve pour l'huile de lubrification et participe également à son refroidissement [4].



Figure I.5 Le carter

I.4.2. Organes mobiles

I.4.2.1. Le piston

Le piston est la partie cylindrique qui se déplace de haut en bas dans le cylindre et permet la compression et l'expansion de la charge pendant le cycle de combustion. Le diamètre du piston est légèrement inférieur au diamètre intérieur du cylindre pour éviter l'usure de la surface cylindrique du piston directement. Trois anneaux appelés segments sont montés dans des évidements circulaires formés sur la surface du piston. La forme de la cavité du piston permet une bonne mise en mouvement tourbillonnaire du carburant, ce qui améliore la formation du mélange [5].

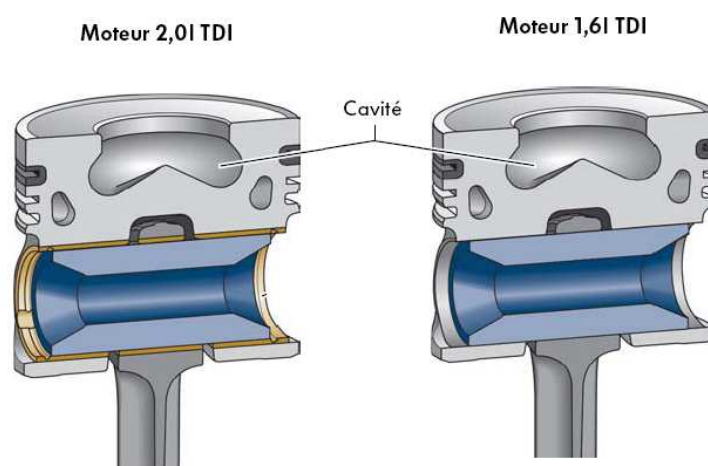


Figure I.6 Le piston

I.4.2.2. La bielle

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin. Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Tout comme le piston, la bielle doit être aussi légère que possible, mais en même temps, être capable de transmettre des forces considérables du piston au vilebrequin et inversement. A ce titre elle est fabriquée en acier forgé [5].



Figure. I.7 La bielle.

I.4.2.3. Le vilebrequin

Le vilebrequin (figure I.8) est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule.

A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation, etc. [6].



Figure I.8 Vilebrequin

I.4.2.4. Volant d'inertie

Un volant d'inertie est un dispositif mécanique rotatif utilisé pour emmagasiner l'énergie de rotation. Les volants d'inertie ont une inertie appelée le moment d'inertie et par conséquent résistent aux changements de la vitesse de rotation. La quantité d'énergie emmagasinée dans un volant d'inertie est proportionnelle au carré de sa vitesse de rotation.

Le volant d'inertie est situé à une extrémité du vilebrequin et a trois fonctions. Premièrement, en raison de son inertie, il réduit la vibration en ralentissant la course de puissance au fur et à mesure que chaque cylindre est en phase de combustion. Deuxièmement, c'est la surface de montage utilisée pour accoupler le moteur à sa charge. Troisièmement sur certains moteurs diesel, le volant d'inertie est doté de dents d'engrenage autour de son périmètre qui permettent aux démarreurs d'engager et de faire tourner le moteur au démarrage [7].



Figure I.9 Volant d'inertie.

I.5. Les différents moteurs diesel

Les principaux composants d'un moteur diesel ressemblent à celles d'un moteur à essence et effectuer les mêmes emplois. Toutefois, les pièces de moteur diesel doivent être prises beaucoup plus fort que leurs équivalents à essence en raison des charges beaucoup plus élevées supportées.

Les murs d'un bloc moteur diesel sont normalement bien plus épais qu'un bloc conçu pour un moteur à essence, et ils ont des bandes plus conséquentes afin de fournir une force supplémentaire et pour finalement absorber les contraintes. De plus, le bruit peut être réduit de part une plus grande résistance. Les pistons, bielles, vilebrequins et chapeaux de palier doivent être conçus de façon plus fort que leurs homologues à essence. La conception de culasse doit être

très différentes en raison des injecteurs de carburant et également en raison de la forme de ses combustions [8].

I.5.1. Injection

Pour n'importe quel moteur à combustion interne à fonctionner en douceur et de manière efficace, la carburant et besoin d'air pour être correctement mélangés. Les problèmes de mélange de carburant et d'air sont en particulier dans un grand moteur diesel, où l'air et le combustible sont introduits à différents moments au cours du cycle et doivent être mélangés à l'intérieur des cylindres [8].

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

Dans un moteur à injection indirecte il existe une petite chambre de turbulence en spirale (également appelée chambre de précombustion), dans lequel l'injecteur de carburant est propulsé jusqu'à atteindre la chambre de combustion principale elle-même. La chambre de turbulence crée une turbulence dans le carburant de sorte qu'il se mélange bien mieux avec l'air. L'inconvénient avec ce système est que la chambre de tourbillonnement devient effectivement une partie de la chambre de combustion. Cela signifie que la chambre de combustion est de forme irrégulière, causant des problèmes de combustion et réduisant l'efficacité.

I.5.1.1. Moteur à injection direct

Des moyens d'injection directe du carburant sont jetés directement dans la chambre de combustion dans le haut de la tête du piston. La forme de la chambre est plus adaptée, mais il est plus difficile de faire le mélange de carburant correctement avec l'air et brûler, caractéristique du diesel [8].

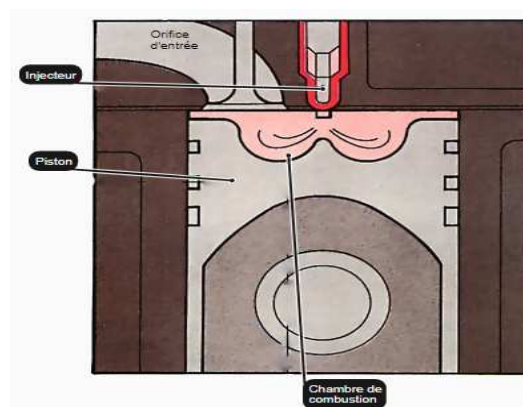


Figure I.10 Injection direct

I.5.1.2. Moteur à injection indirecte

Des moyens d'injection indirecte du carburant sont jeté dans une petite chambre de précombustion. Cela conduit à la chambre de combustion principale. Avec cette conception, la forme idéale de la chambre de combustion est compromise [8].

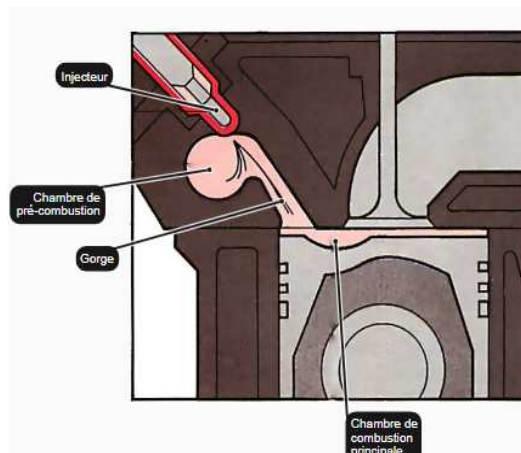


Figure I.11 Injection indirect

I.6. Principe de fonctionnement

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence, même s'ils partagent les mêmes composants principaux et travaillent tous les deux sur un cycle à quatre temps. Les principales différences sont dans la façon dont le combustible est allumé et la façon dont la puissance de sortie est réglementée.

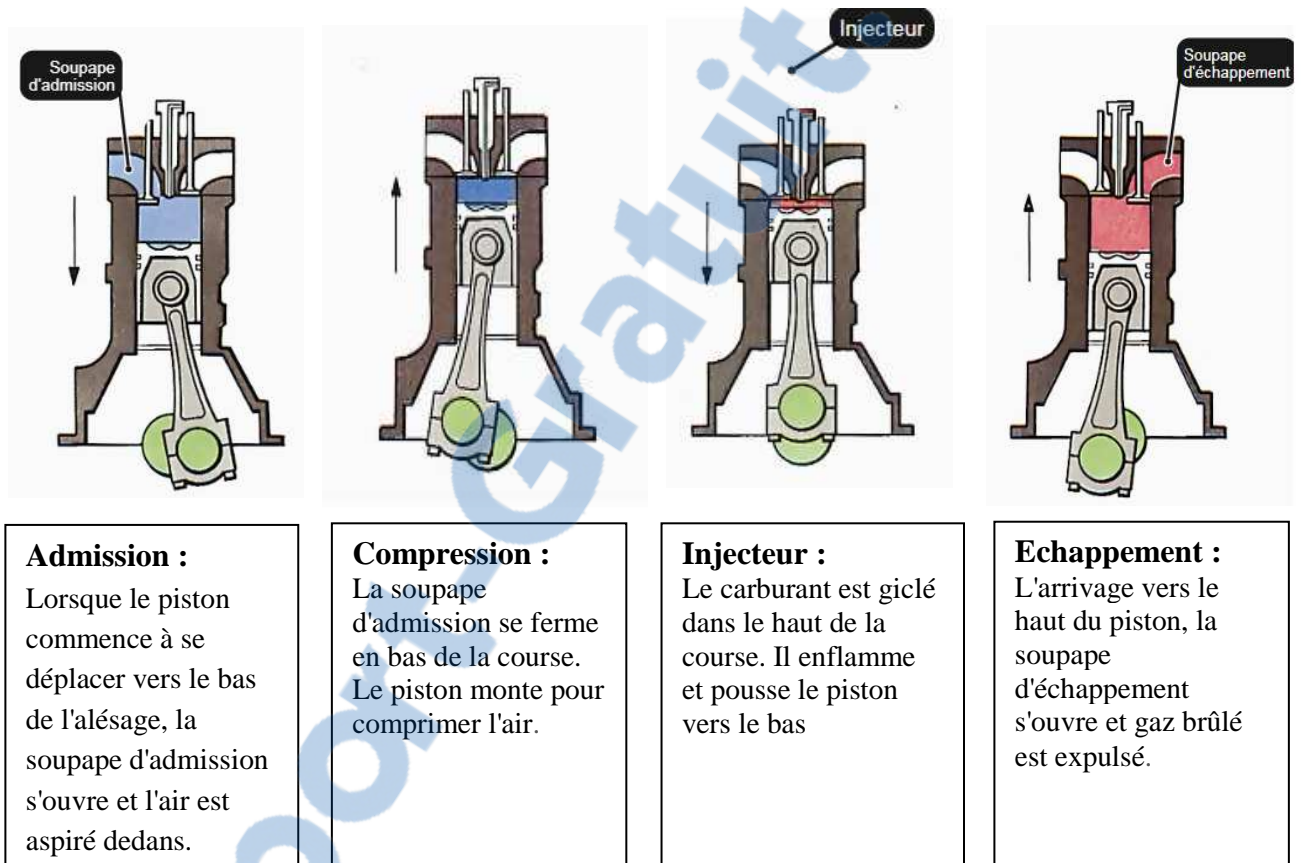
Dans un moteur à essence, le mélange carburant/air est enflammé par une étincelle. Dans un moteur diesel, l'allumage est obtenu par compression de l'air seul. Une compression typique pour un moteur diesel est de 20 :1, comparativement à 9 :1 pour un moteur à essence.

Un moteur à essence a des quantités variables d'air par course d'aspiration, la quantité exacte dépendant de l'ouverture du papillon. Un moteur diesel attire toujours de la même quantité d'air (à chaque vitesse du moteur), à travers une des voies d'entrée sans étranglement qui est ouvert et fermé seulement par la soupape d'admission (il n'y a ni un carburateur ni une vanne papillon).

Lorsque le piston atteint la fin effective de sa course d'admission, l'orifice d'entrée de la vanne se ferme. Le piston, porte tour par tour la puissance des autres pistons et l'élan du volant, se déplace vers le haut du cylindre, la compression dans l'air autour d'un vingtième de son volume d'origine. Comme pour le piston, une quantité précisément dosée de carburant diesel

est injectée dans la chambre de combustion. La chaleur de compression déclenche le mélange carburant/air immédiatement développant de l'énergie. Ceci force le piston vers le bas, en tournant le vilebrequin.

Lorsque le piston déplace le cylindre lors de la course d'échappement, la soupape d'échappement s'ouvre et permet la propagation des gaz, augmentant la pression. A la fin de la course du piston, celui-ci est de nouveau prêt à relancer le processus [4].



Admission :

Lorsque le piston commence à se déplacer vers le bas de l'alésage, la soupape d'admission s'ouvre et l'air est aspiré dedans.

Compression :

La soupape d'admission se ferme en bas de la course. Le piston monte pour comprimer l'air.

Injecteur :

Le carburant est giclé dans le haut de la course. Il enflamme et pousse le piston vers le bas

Echappement :

L'arrivage vers le haut du piston, la soupape d'échappement s'ouvre et gaz brûlé est expulsé.

I.7. Déroulement de la combustion

La combustion dans un moteur à allumage par compression se développe à travers quatre étapes distinctes identifiables grâce à l'étude de la vitesse de dégagement de chaleur [9].

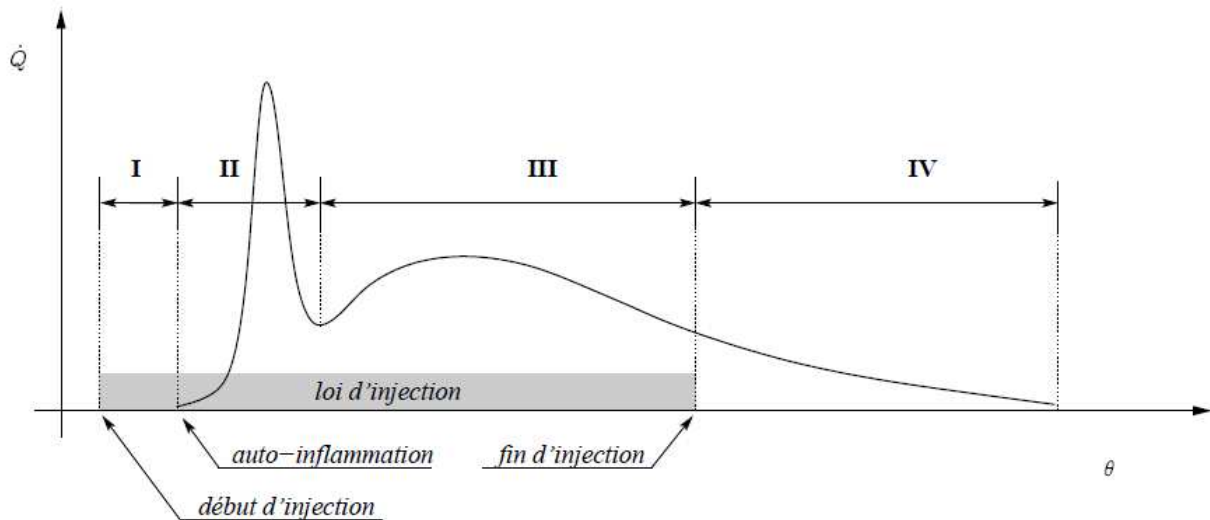


Figure I.12 Evolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin

I.7.1. Délai d'auto-inflammation

Cette étape intervient dans l'intervalle qui sépare l'injection du carburant et le début de la combustion. Elle correspond à un temps de préparation du mélange et de l'oxydation du carburant. Le point de départ de cette phase est le début d'injection, l'auto-inflammation du carburant marque son achèvement.

I.7.2. Phase de combustion pré-mélangée

La combustion s'amorce dans une zone du cylindre où le carburant injecté pendant le délai d'auto-inflammation a eu le temps de se mélanger avec l'air. La flamme qui en résulte et appelée flamme de prémélange. Pendant cette étape, les niveaux du mélange sont élevés et les rapports air/carburant locaux sont au-dessus de 14.5:1, voir stœchiométriques, au-delà de la limite de l'inflammabilité dans la frontière extérieure du jet. Ce mélange globalement pauvre est caractérisé par une combustion à basse température. La flamme de prémélange se propage extrêmement rapidement sur tout le volume du cylindre où le mélange est homogène. Pendant cette phase, la vitesse de libération de l'énergie chimique est très importante provoquant un fort gradient de pression (4 à 5 bar par degré vilebrequin). Cette étape s'étale sur la brève période angulaire (quelques degrés vilebrequin) qui sépare l'auto-inflammation de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale.

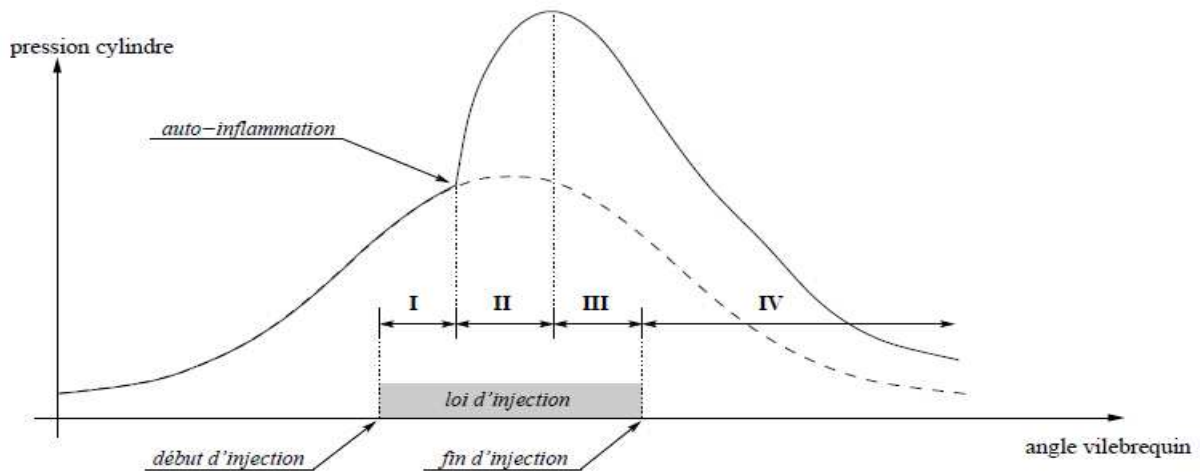


Figure I.13 Evolution de la pression en fonction de l'angle vilebrequin

I.7.3. Combustion turbulente

Du moment que le mélange homogène est totalement consommé, la vitesse de transformation des réactifs décroît en raison du temps nécessaire à l'apparition de zones favorables à la propagation de la flamme (atomisation, vaporisation) c'est pourquoi cette phase est également connue sous le nom de combustion contrôlée (mixing-controlled combustion). Pendant cette phase, la température de cylindre est élevée et les mélanges réactifs sont caractérisés par des rapports air/carburant proche de la stœchiométrie. Le régime de combustion se modifie, la flamme de prémélange laisse la place à une flamme de diffusion. La vitesse de libération d'énergie dépend alors de la diffusion entre les réactifs. La combustion est essentiellement gouvernée par la loi de débit de l'injecteur, et par les phénomènes aérodynamiques. La fermeture de l'injecteur marque la fin de cette étape.

I.7.4. Combustion tardive

La combustion tardive met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air. Durant cette période, la vitesse de libération d'énergie est tributaire de la rencontre de l'air et du carburant. La combustion du carburant non encore utilisé dépend uniquement du brassage des gaz dans le cylindre, c'est pourquoi l'aérodynamique joue un rôle décisif au cours de ce dernier épisode de la réaction.

I.8. Diagramme indiqué

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

rotation du vilebrequin θV , soit en fonction du volume v dans le cylindre, soit encore en fonction de la course du piston C . Un exemple de diagramme indiqué d'un moteur Diesel est montré dans les coordonnées $(p, \theta V)$ et (p, v) sur la figure (I.14) [10].

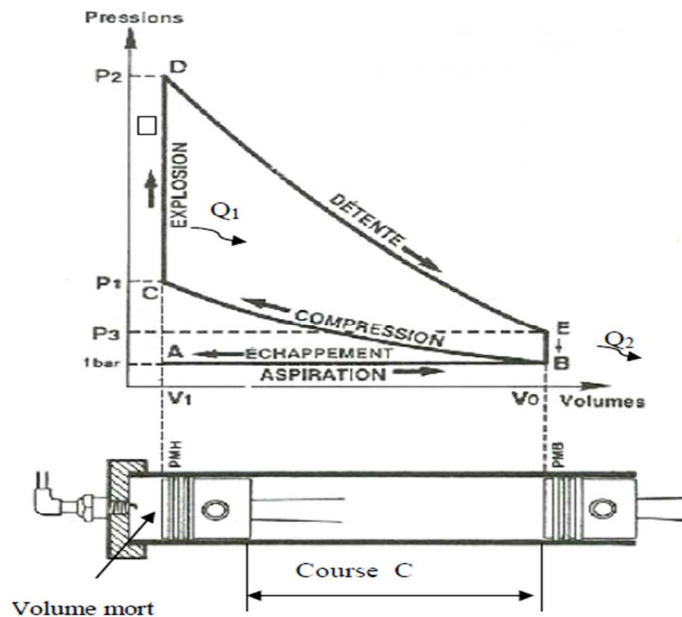


Figure I.14 Exemple de diagramme (p, v)

I.9. Avantages et inconvénients du moteur diesel

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Meilleur rendement (plus grande quantité de chaleur transformée en travail) ✓ Couple moteur chutant moins avec une baisse de régime ✓ Gaz d'échappement moins polluants ✓ Prix de revient kilométrique avantageux ✓ Risque d'incendie diminué ✓ Plus-value sur le marché de l'occasion 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Poids plus important (nécessité de surdimensionner les éléments) ✓ Prix d'achat plus élevé (précision de fabrication de certaines pièces) ✓ Bruyance relative de fonctionnement ✓ Entretien un peu plus important ✓ Odeur dans certains cas

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients du moteur diesel

I.10. Formation des polluants pendant le processus de combustion dans les moteurs diesel

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

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

HC, CO, NOx et Suie représentent les émissions considérées par des normes. Les mécanismes principaux pour leur formation sont décrits par *Heywood* [11] et sont liés aux caractéristiques de mélange et de température de flamme.

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

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

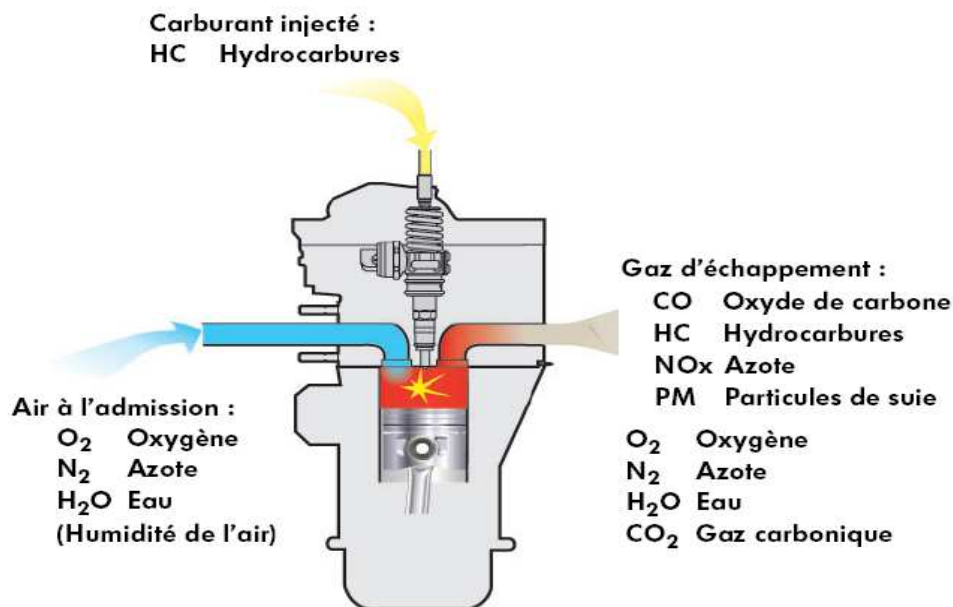


Figure I.15 processus de combustion et formation des gaz polluants

I.10.1. Hydrocarbures non brûlés HC

Les émissions des hydrocarbures non brûlés HC sont formées de deux manières possibles dans un moteur diesel conventionnel. La première est quand le mélange local fuel-air est trop pauvre pour enflammer ou supporter une propagation de flamme (limite inférieure) et la seconde est quand le mélange fuel-air est trop riche pour enflammer ou supporter une flamme (limite supérieure) [9].

I.10.2. Le monoxyde de carbone

Les émissions de CO sont formées dans les endroits de la combustion où le rapport air/carburant (A/F) est proche ou au-dessous de la stœchiométrie, reflétant un manque d'oxygène. Cela a rarement été un souci avec les moteurs diesel conventionnels depuis même dans les pires cas, la flamme est stabilisée à un mélange avec un A/F supérieur à la stœchiométrie [9].

I.10.3. Les oxydes d'azote

Les émissions de NO_x, regroupent le dioxyde d'azote NO₂ et l'oxyde nitrique NO. Ce dernier étant prédominant, les NO_x sont formés pendant la combustion quand elle atteint des températures très élevées. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion d'un mélange proche de la stœchiométrie dans un environnement à haute pression et température. Une corrélation directe a été établie entre les régimes de formation de NO_x et les températures de flamme de combustion supérieure à 700K. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion diffusive, une fois que la température de flamme est augmentée par la phase de combustion pré-mélangée et quand la flamme est stabilisée dans une zone de mélange pauvre. La combustion pré-mélangée ne contribue pas considérablement aux émissions de NO_x puisque les températures sont basses et le mélange est bien effectué [9].

I.10.4. Les suies

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

élevés de mélange défavorables pour former les PM. Toutefois, si la température de la phase de combustion diffusive est assez élevée, elle promouvra l'oxydation des PM et réduira toutes les émissions [9].

I.11. Paramètres influents sur la combustion et les émissions

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

I.11.1. Recirculation des gaz d'échappement (EGR)

Le recyclage des gaz d'échappement (EGR) est une méthode fiable et efficace pour la réduction des émissions nocives : Grâce à l'apport de gaz d'échappement, le taux d'oxygène dans le mélange air-carburant est abaissé et la température de combustion baisse dans les cylindres. Du fait que l'oxyde d'azote (NO_x) nocif est principalement développé à hautes températures et à fortes pressions, la concentration en No_x expulsée dans l'air peut être réduite jusqu'à 50%. Par ailleurs, la composition de particules de suie est réduite d'env. 10% sur les moteurs Diesel. Le recyclage des gaz d'échappement n'est actionné qu'à certains points de fonctionnement. En règle générale, c'est le cas sur les moteurs à essence depuis le ralenti jusqu'à la charge partielle supérieure, et jusqu'à env. 3000 tr/mn en charge moyenne sur les moteurs Diesel [12].

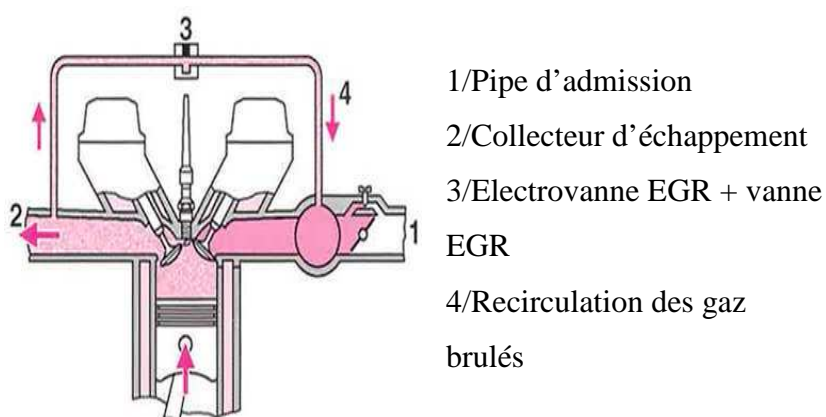


Figure I.17 circuit EGR

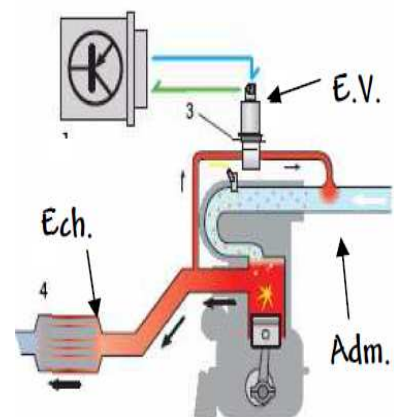


Figure I.16 principe de la recirculation

I.10.2. Tubulures d'admission

L'effet principal de la turbulence est d'accroître les interactions de combustible gazeux et d'air, augmentant de ce fait la partie de carburant brûlée dans la combustion pré-mélangée, sans affecter le délai d'auto-allumage. La nécessité de varier la turbulence devient moins importante du moment que les systèmes d'injection jouent le plus grand rôle dans le procédé de mélange.

De même, la forme, la taille et la disposition des conduits d'admission et d'échappement assurent un bon taux de remplissage et un renouvellement des gaz favorable dans la chambre de combustion.

Les conduits d'admission sont réalisés sous forme d'un conduit spiral et d'un conduit tangentiel. Par le biais du conduit tangentiel, l'air admis génère l'important déplacement de charge souhaité. Le conduit spiral garantit, à hauts régimes notamment, un bon remplissage de la chambre de combustion.

Les tubulures d'admission des deux bancs de cylindres sont dotées de volets de turbulence réglables en continu. La turbulence de l'air d'admission est réglée par la position des volets de turbulence, en fonction du régime et de la charge du moteur. Les volets de turbulence sont actionnés via une tige de poussée par le moteur de volet de tubulure d'admission. Le servomoteur est à cet effet piloté par le calculateur du moteur. Un capteur intégré sert à la rétro signalisation de la position momentanée des volets de turbulence.

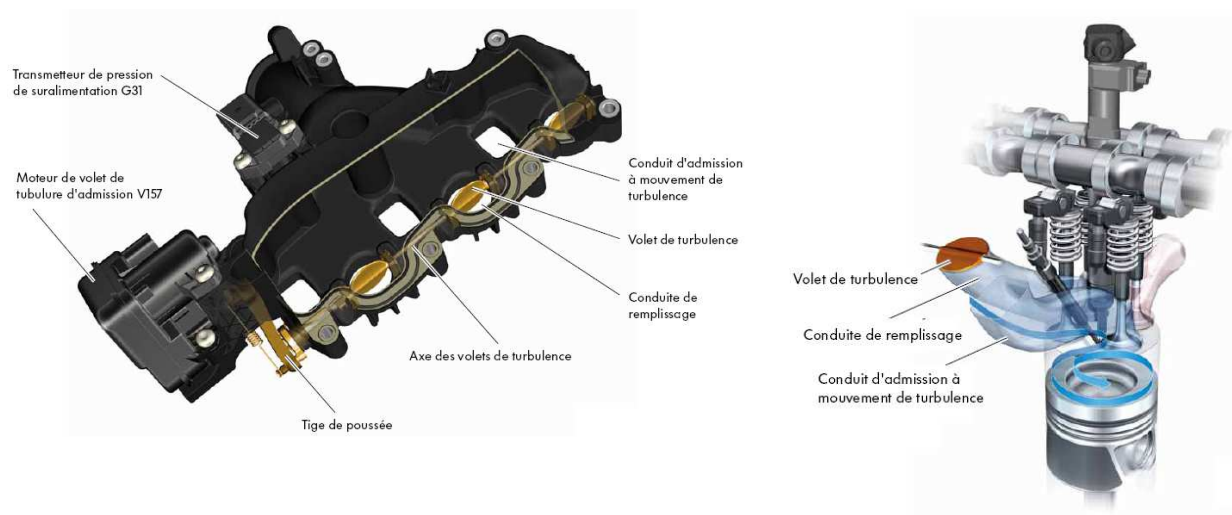


Figure I.18 La tubulure d'admission avec volets de turbulence (moteur TDI)

I.10.3. Stratégies des systèmes d'injection

Les améliorations des systèmes d'injection représentent peut-être l'opération la plus significative dans l'évolution des moteurs diesel. Une meilleure injection en termes de pulvérisation, évaporation et mélange air-carburant, mène à une combustion plus contrôlée, réduisant les émissions et la consommation de carburant.

Avec l'arrivée de la rampe commune (Common rail), les systèmes d'injection ont porté la possibilité d'exécuter des injections multiples qui donnent la possibilité d'affecter le régime de dégagement de chaleur. Au début, une combinaison d'une injection pilote et une injection principale a été employée mais actuellement, des post-injections sont ajoutées et quelques systèmes sont capables de diviser la quantité de combustible en plus de cinq injections.

L'avantage d'injecter une petite quantité de combustible avant l'injection principale est que la température au début de l'injection principale est plus haute, ce qui réduit le délai d'allumage et ainsi la combustion pré-mélangée de l'injection principale. La réduction de la phase de combustion pré-mélangée réduit le pic de pression et de température et par conséquent, des pertes mécaniques inférieures, des pertes de chaleur inférieures et moins de bruit.

Pendant que l'injection pilote peut être employée pour abaisser des émissions de NOx, ajouter une troisième injection (post-injection) peut avoir comme conséquence des réductions significatives des émissions de suie [13].

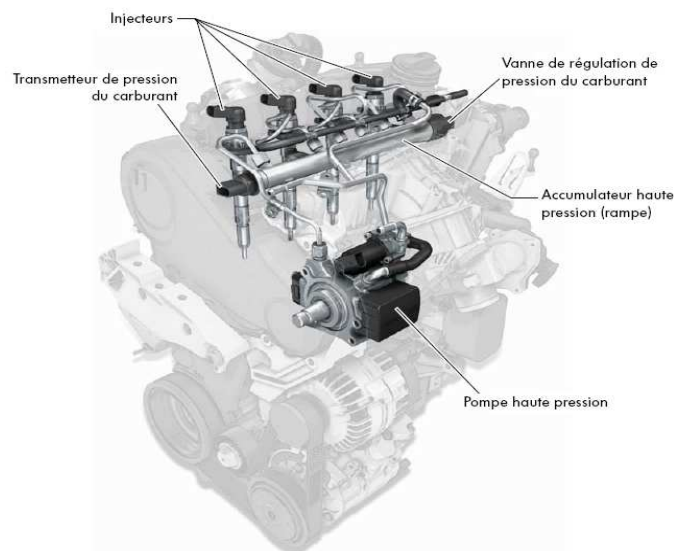


Figure I.19 Le système d'injection rampe commune (moteur 2.0 l TDI)

I.10.4. Turbocompresseur

La turbo-compression dans un moteur survient lorsque les gaz d'échappement du moteur actionnent une turbine (pompe) qui tourne et est solidaire à une seconde pompe située dans le système d'admission d'air frais. La pompe du système d'admission comprime l'air frais.

L'air comprimé a deux fonctions. Premièrement, il augmente la puissance disponible du moteur en augmentant la quantité maximum d'air (oxygène) qui est poussée dans chaque cylindre. Ainsi, une quantité plus importante de carburant peut être injectée et plus de puissance est produite par le moteur. La seconde fonction est d'augmenter la pression d'admission.

Cela améliore le balayage de l'air des gaz d'échappement hors du cylindre. La turbo-compression est habituellement disponible dans les moteurs à quatre temps puissants. Elle peut également être utilisée dans les moteurs à deux temps, où l'augmentation de la pression d'admission générée par le turbocompresseur est requise pour forcer l'air frais dans le cylindre et aider à forcer les gaz d'échappement hors du cylindre, et ce afin de permettre au moteur de fonctionner [14].

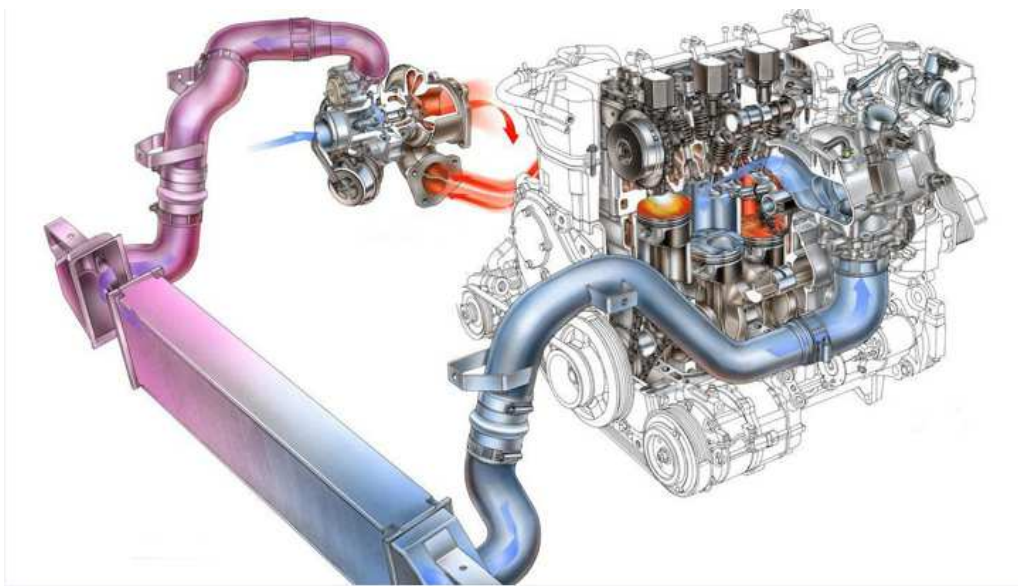


Figure I.20 Exemple d'un Turbocompresseur.

I.10.5. Le refroidissement de l'air de suralimentation

Le turbocompresseur augmente la puissance et le couple, mais augmente également la température de l'air comprimé envoyé au moteur. Ce qui réduit en fait la masse d'air envoyée au moteur en un temps donné. On perd alors une bonne partie de l'avantage du turbo. Pour pallier

cet inconvénient, on eut très tôt l'idée de refroidir l'air entre sa sortie du compresseur et son entrée dans le moteur avec un échangeur (sac/humide). La fonction de l'échangeur est de réduire la température de cet air permettant ainsi de le densifier ce qui permet d'optimiser la combustion. Le refroidisseur abaisse la température du gaz d'entrée de 130 °C à 60 °C, et augmente la puissance d'environ 20%.

Plus de 80 millions de véhicules en Europe sont équipés de systèmes de refroidisseur d'air de suralimentation. Les refroidisseurs sont conçus pour réduire la consommation de carburant tout en augmentant la puissance et l'efficacité du moteur [15].



Figure I.21 Le système de refroidissement de l'air de suralimentation Pour un moteur V6 TDI [16].

I.10.6. Système d'échappement

Les gaz d'échappement d'un moteur diesel sont une source majeure de pollution de l'air et contiennent des oxydes d'azote (NOx) et de la suie. Afin de respecter les règles et réglementations environnementales, les systèmes d'échappement sont équipés de technologies diverses.

Le système d'échappement libère les gaz d'échappement produits par le moteur dans l'atmosphère. Ce système remplit les fonctions suivantes :

- Il améliore l'efficacité du moteur en améliorant l'efficacité de l'émission des gaz d'échappement de l'engin.
- Il nettoie les gaz d'échappement en filtrant les éléments nocifs.

- Il diminue le bruit de l'explosion créée par les gaz d'échappement.

Le synoptique suivant vous montre les composants du système de filtre à particules. Ce synoptique montre un système monté sur une ligne d'échappement sur un moteur V6-TDI [16]

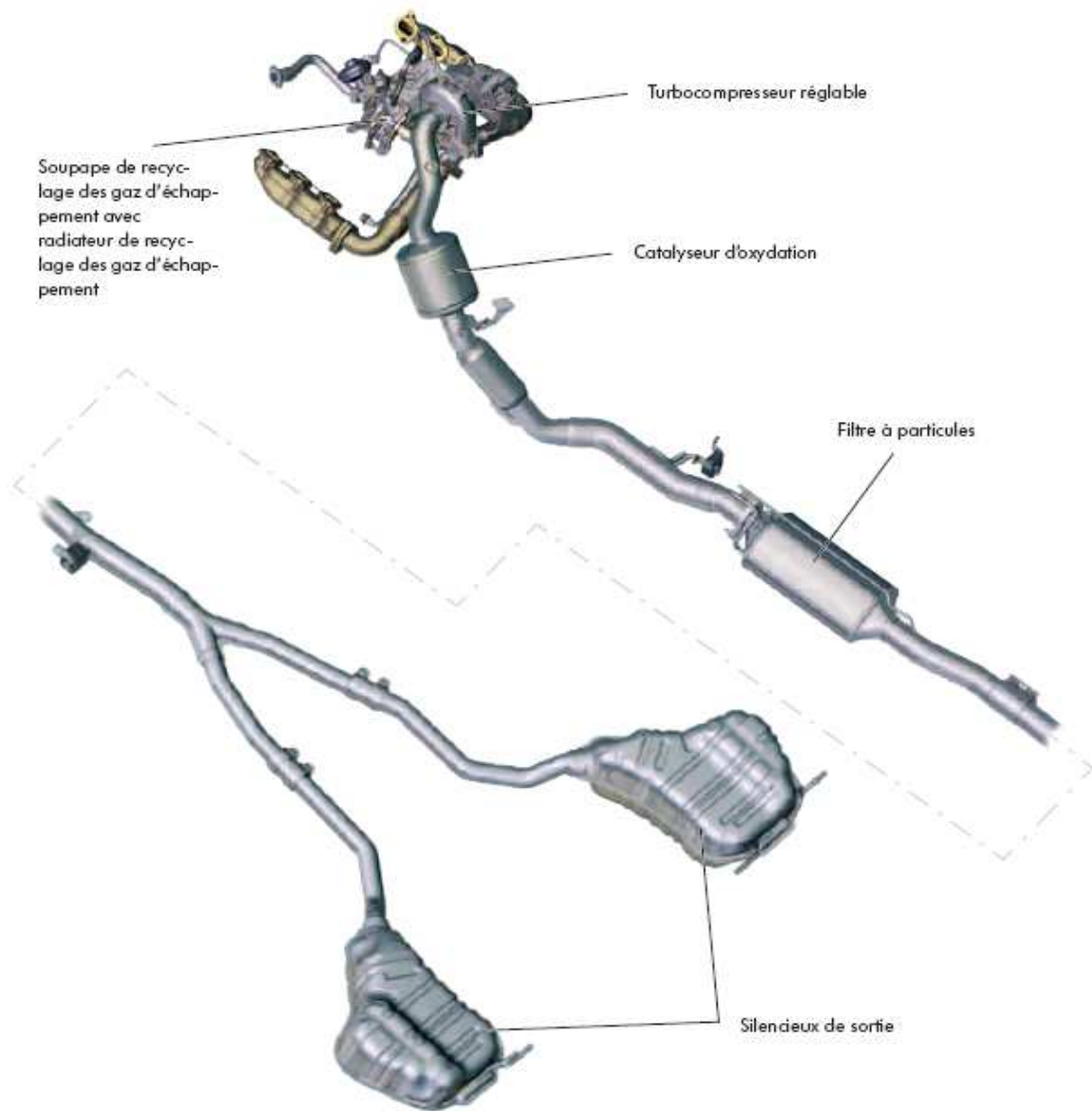


Figure I.22 Présentation de système d'échappement

I.10.7. Le système SCR du moteur TDI CR

Les moteurs diesel du nouveau sont équipés de série du système de post-traitement des gaz d'échappement Selective Catalytic Reduction (système SCR). Le système SCR permet une nouvelle réduction de la proportion d'oxydes d'azote dans les gaz d'échappement. Il a été mis en œuvre chez Volkswagen pour la première fois en 2009 sur la Passat TDI. Dans le cas du système

SCR, tous les oxydes d'azote contenus dans les gaz d'échappement sont convertis de façon ciblée en azote et en eau dans le catalyseur de réduction. À cet effet, l'agent de réduction AdBlue® est injecté en continu dans le flux de gaz d'échappement par le catalyseur de réduction. L'agent de réduction AdBlue® est une solution d'urée à 32,5%. Il est stocké dans un réservoir séparé [17].

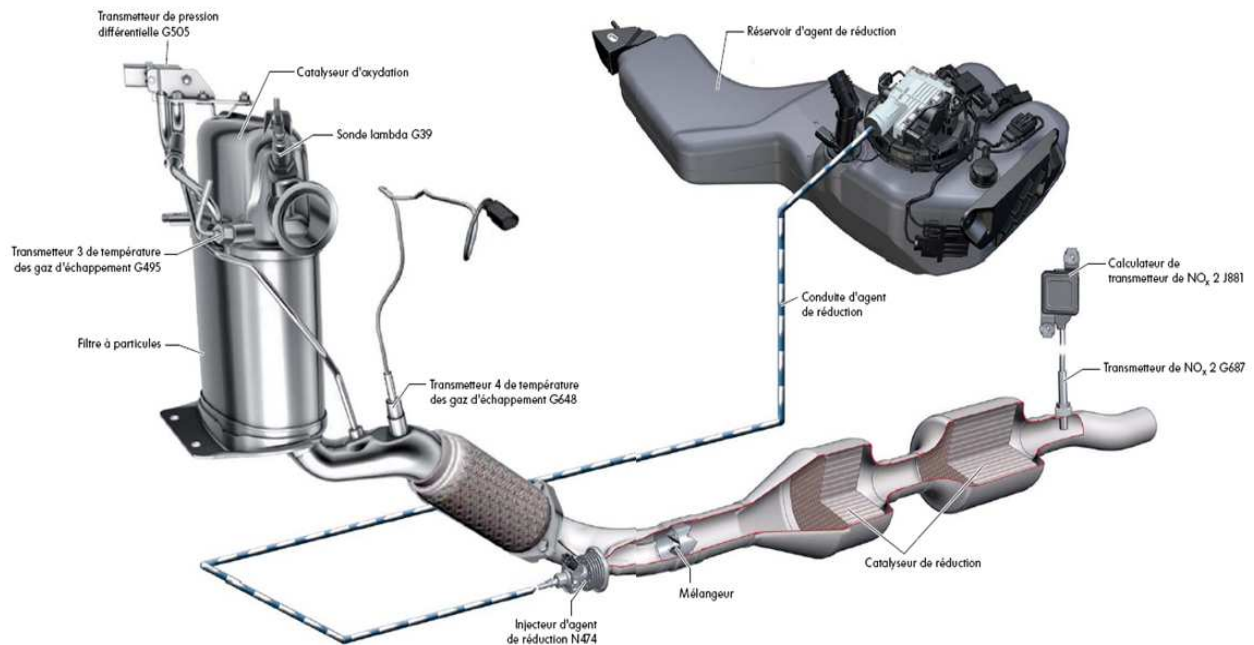


Figure I.23 Le système SCR du moteur TDI CR de 2.0 l

I.11. Conclusion

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur les moteurs à combustion interne, le comportement et le fonctionnement de moteur diesel.

L'exposé des divers aspects de la combustion dans les moteurs Diesel n'a pas la prétention d'être exhaustif. Seuls ont été retenus les points les plus marquants des très nombreux phénomènes physiques ou chimiques impliqués et les modes de réalisation retenus actuellement ou dans un proche avenir.

La complexité des phénomènes impliqués dans une combustion Diesel fait qu'il n'existe pas de chambres de combustion bonnes dans l'absolu. Seul un mariage de la chambre de combustion et du système d'injection, réussi sur toute la plage de fonctionnement du moteur, permet d'obtenir les longévités, les performances, les consommations et les émissions de polluants recherchées. La recirculation des gaz d'échappement est une voie d'avenir prometteuse pour réduire les émissions d'oxydes d'azote.

Chapitre II

Le système EGR

II.1. Introduction

La recirculation des gaz d'échappement (EGR) est une technologie de contrôle des émissions permettant de réduire considérablement les émissions de NO_x de la plupart des moteurs diesel : des moteurs légers aux moteurs moyens et lourds en passant par les moteurs marins à deux temps à faible vitesse. Alors que l'application de l'EGR pour la réduction des NO_x est la raison la plus fréquente d'application de l'EGR aux moteurs diesel commerciaux modernes, son application potentielle s'étend également à d'autres fins.

De 1972-1973 à la fin des années 1980, l'EGR était couramment utilisé pour le contrôle des NO_x dans les moteurs de voitures particulières et de camions. Après le début des années 1990, certaines applications alimentées à l'essence ont pu se passer d'EGR. Après la première application de l'essence, l'EGR a également été introduit dans les voitures particulières et les camions légers diesel, puis dans les moteurs diesel lourds. Bien qu'il y ait eu des applications au diesel lourd remontant aux années 1970, ce n'est qu'au début des années 2000 que l'EGR refroidi est devenu très courant dans les moteurs diesel. C'est cette application lourde qui a attiré le plus d'attention à EGR, en raison des défis techniques plus difficiles par rapport aux applications légères plus tôt. Après 2010, l'application de la EGR aux moteurs à essence légers a été élargie, non pas pour le contrôle des NO_x, mais pour des raisons d'économie de carburant. Une application potentielle non réductrice de NO_x EGR pour les moteurs diesel modernes consiste à la combiner avec d'autres mesures de contrôle du moteur pour augmenter la température des gaz d'échappement et faciliter la régénération des filtres à particules diesel.

Les avantages de l'EGR sur les émissions de NO_x ont un coût ; d'autres mesures sont généralement nécessaires pour éviter des augmentations inacceptables de la consommation de carburant, des émissions de particules, HC et CO, de l'usure des moteurs et de la durabilité du moteur. Afin d'aborder ces compromis dans les applications de moteurs diesel commerciaux, les constructeurs de moteurs ont dû simultanément adopter une série d'autres changements technologiques tels que :

- Des réductions de la consommation d'huile de lubrification.
- Augmente la pression d'injection de carburant.
- Utilisation accrue de catalyseurs d'oxydation pour moteurs diesel.
- Augmentation de la pression de suralimentation du collecteur d'admission.

Il existe plus d'une voie technique pour respecter une limite donnée de NO_x, et l'EGR peut parfois être utilisée comme l'une des technologies alternatives. Une telle concurrence existe, par exemple, entre la technologie EGR refroidie et la technologie SCR-urée dans les moteurs diesel

lourds Euro IV, Euro V. Cependant, pour respecter des limites d'émission de NOx plus strictes, il peut être nécessaire d'utiliser EGR en combinaison avec des catalyseurs de réduction de NOx. À plusieurs reprises, des applications EGR à petite échelle ont eu lieu plus tôt que ce qui est indiqué dans le tableau, généralement en raison de divers programmes d'incitation volontaires [18].

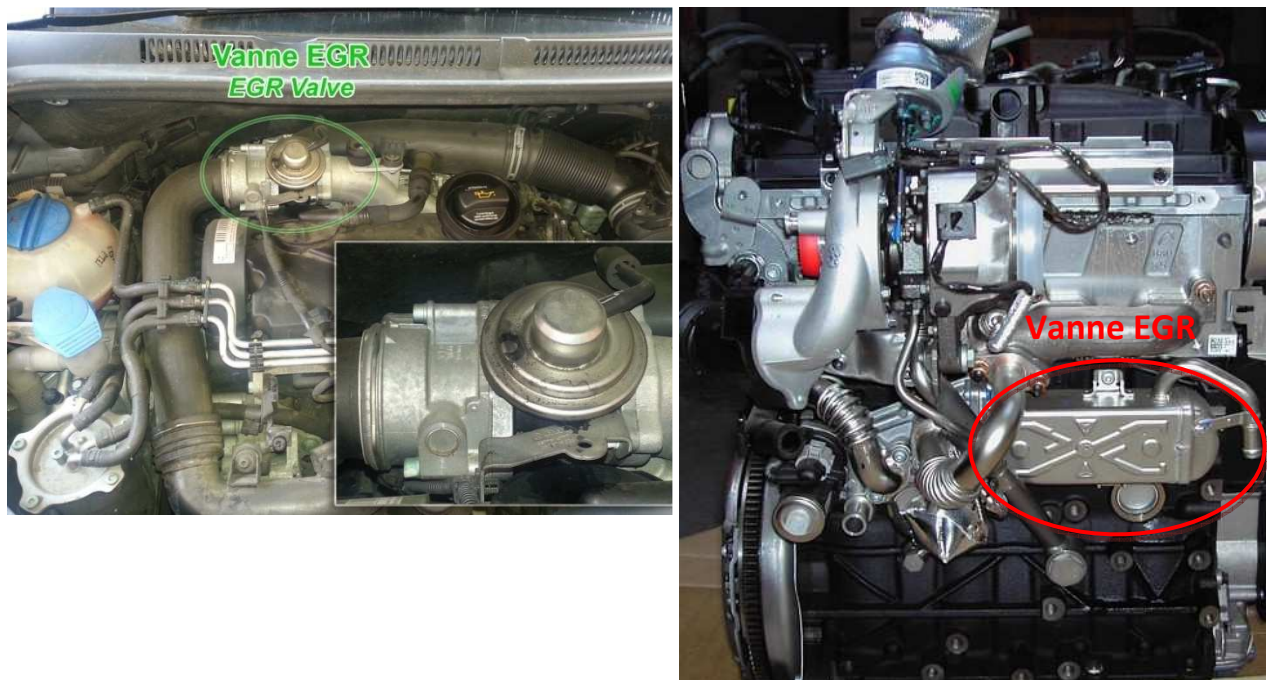


Figure II.1 Le système EGR

II.2. Principe de fonctionnement

L'objectif de la vanne EGR est de réduire les émissions polluantes de NOx sur les moteurs essence et diesel. Son principe est décrit par certains ingénieurs qui estiment que cela mène indéniablement à un encrassement du système d'admission.

La combustion Diesel s'opérant en mélange pauvre, la production d'oxydes d'azote y est élevée. Une solution efficace pour remédier à ce problème a fait l'objet de recherches dès les années 1970 et fut implantée sur les véhicules de tourisme au début des années 1990. La solution consiste à réintroduire des gaz brûlés dans les cylindres via un dispositif de recyclage. Il existe deux méthodes pour recycler les gaz d'échappement dans le cylindre : le recyclage externe, dans ce cas les gaz sont dérivés par un conduit spécifique et le recyclage interne réalisé en ajustant l'ouverture des soupapes (les échanges de gaz s'exécutent pendant le croisement des soupapes). Dans sa configuration la plus classique, le système de recirculation (ou recyclage) externe des

gaz d'échappement (EGR) se compose d'une électrovanne montée sur un conduit assurant le transfert des gaz entre le collecteur d'échappement et le collecteur d'admission. Pour un moteur atmosphérique, la circulation des gaz est unidirectionnelle puisque la pression à l'échappement est généralement supérieure à celle régnant dans le collecteur d'admission. Le débit des gaz est régulé à l'aide de la vanne (un papillon ou une soupape selon les cas). A l'origine, l'actionneur de la vanne était pneumatique mais aujourd'hui la vanne est électrique. Afin de réguler le débit des gaz brûlés pour toute la plage de fonctionnement du moteur, le système s'accompagne parfois d'un papillon secondaire pour ajuster la pression différentielle à travers la vanne EGR. Les gaz EGR peuvent être refroidis avec un petit échangeur thermique. Celui-ci n'est pas indispensable, mais il est souhaitable pour éviter la réduction de la densité des gaz admis, puisque la température des gaz dans le collecteur d'échappement fluctue entre 100 et 700° c.

De plus, à faible taux, l'EGR améliore sensiblement la consommation spécifique du moteur (en charge partielle uniquement). Les recherches sur banc d'essai moteur pourvus d'accès optiques ont démontré que l'EGR modifie la physionomie de la combustion (formation du spray, délai d'auto-inflammation, durée de la combustion). L'utilisation de l'EGR n'est pas sans contreparties et peut affecter les performances du moteur :

Dans le cas du moteur turbocompressé, la fraction de gaz d'échappement dérivée vers le collecteur d'admission n'est plus utilisable par la turbine. La puissance de celle-ci et la vitesse du turbocompresseur diminuent. D'autre part, la fraction d'EGR réchauffe les gaz contenus dans le collecteur d'admission et réduit leur densité. Ces effets cumulés détériorent le remplissage des cylindres et affectent la puissance du moteur.

Des taux d'EGR importants conduisent à des mélanges carburés très pauvres limitant la production de NOx mais propices à la formation des autres polluants (particules, hydrocarbures imbrûlés et monoxyde de carbone).

Le recyclage de gaz d'échappement est délicat pendant les régimes transitoires du moteur et peut occasionner des variations cycliques et des dispersions cylindre-à-cylindre.

Outre les systèmes de post-traitement, le recyclage des gaz d'échappement est actuellement le moyen le plus efficace et le moins coûteux pour lutter contre les émissions de Nox du moteur Diesel. Le recyclage des gaz d'échappement a contribué à abaisser les niveaux de NOx émis en deçà des valeurs préconisées par les normes actuelles. Son efficacité le rend presque indispensable malgré les inconvénients qu'il comporte. C'est la raison pour laquelle il requiert un contrôle méticuleux pour limiter les effets contraires à l'amélioration des performances du moteur [19].

1. Filtre à air
2. Débitmètre d'air massique
3. Papillon/clapet de réglage
4. Cylindre
5. Vanne de recyclage EGR
6. Electrovanne électropneumatique
7. Sonde lambda (essence)
8. Catalyseur

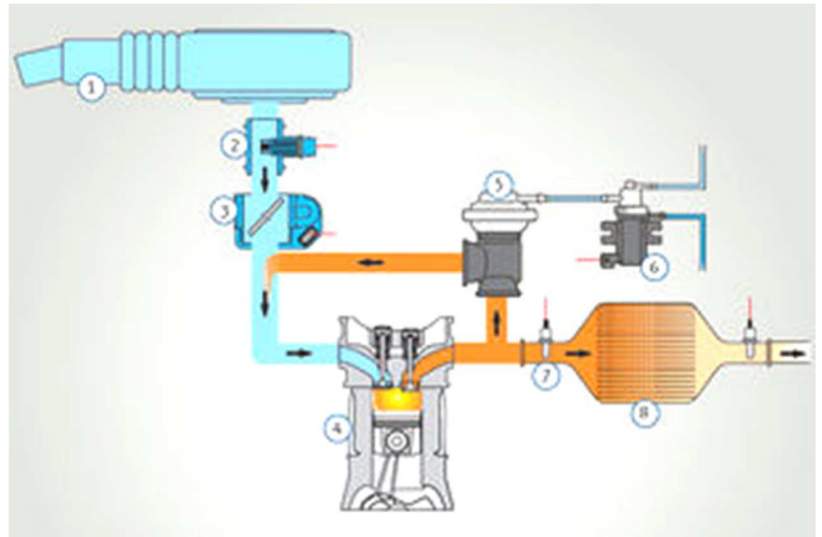


Figure II.2 Principe du recyclage des gaz d'échappement pneumatique (moteur à essence).

II.3. Les différents types de recirculation des gaz des échappements

II.3.1. Selon le type de recyclage

II.3.1.1. Le recyclage interne « par croisement de soupapes »

Des déphaseurs d'arbres à cames retardent la fermeture des soupapes d'échappement et avancent l'ouverture des soupapes d'admission. Ce croisement des soupapes, c'est-à-dire le temps où toutes les soupapes sont ouvertes, permet de ré-aspirer des gaz d'échappement dans les cylindres. Les gaz brûlés refoulés dans la tubulure d'admission, et une partie de ceux dans l'échappement, sont aspirés à la descente du piston. L'EGR interne est généralement appliqué à mi-régime et faible charge. À pleine charge, la priorité est donnée au remplissage en air frais afin de produire le maximum de couple. Quant au ralenti, son but principal est d'abaisser le régime afin de réduire la consommation, ce qui limite l'emploi de l'EGR car la présence de gaz résiduels à un fort effet déstabilisant. Cet EGR interne est économique mais n'offre cependant qu'un taux limité de recyclage. Il n'est pas possible de refroidir les gaz recyclés.

Le recyclage interne est parfois utilisé pour un objectif opposé : l'augmentation de la température de combustion lors d'un démarrage moteur à froid. Ce système est utilisé sur les moteurs essence [20].

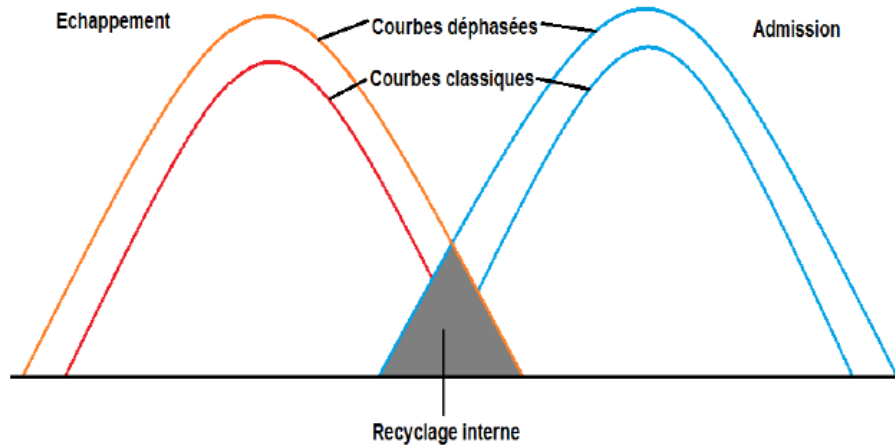


Figure II.3 Le recyclage interne.

II.3.1.2. Le recyclage externe

- *Le recyclage externe haute pression*

La dénomination « haute pression » vient du fait que les gaz d'échappement recyclés sont déviés près du collecteur, là où la pression des gaz d'échappement demeure relativement importante. Actuellement, ce système est largement utilisé sur tous les moteurs essence, et d'autant plus sur les moteurs à injection directe où la combustion en mélange pauvre accroît la formation d'oxyde d'azote. En essence, l'EGR est principalement actionné en charge partielle et presque pas au ralenti car ce dernier deviendrait instable. En revanche, sur les moteurs diesel, l'EGR peut être largement utilisé au ralenti. Le taux d'utilisation va baisser en charge partielle puis, tout comme l'injection essence, quasiment disparaître en pleine charge.

La plupart du temps, l'EGR travaille en boucle fermée. Le module déduit de la cartographie le taux de recyclage nécessaire et commande la vanne EGR. Le taux de recyclage est déterminé par le boîtier en fonction de l'état de fonctionnement du moteur. La gestion électronique doit prendre en compte, avec précision, la quantité d'oxygène contenue dans les gaz d'échappement pour adapter la quantité de carburant à injecter. Le calculateur utilise pour cela les données fournies par le signal de la sonde lambda, ainsi que du capteur de position de la vanne EGR. Dans le cadre des moteurs diesel, il suffit d'implanter dans l'admission un débitmètre d'air. Ce dernier mesure la quantité d'air admise qui sera proportionnelle à la quantité de recyclage commandée par l'ECU. L'application de l'EGR sur les moteurs à allumage commandé apporte deux avantages supplémentaires : il permet, en charge partielle, de réduire les pertes par pompage, et d'augmenter la pression en fin de compression. Il a donc un impact

positif sur la consommation de carburant et les émissions de CO₂. La réduction de la consommation est estimée entre 5% et 7% par Valeo. En revanche, un excès de recyclage favorise la formation de CO [20].

- *Le recyclage externe basse pression*

Afin de respecter les normes Euro 6 qui abaissent la quantité de NO_x de 180g/km à 80g/km, Valeo commercialise un système EGR basse pression. Ce système est monté après le filtre à particules afin de faire recirculer des gaz peu chargés en suie. Ce système vient en plus de l'EGR traditionnel.

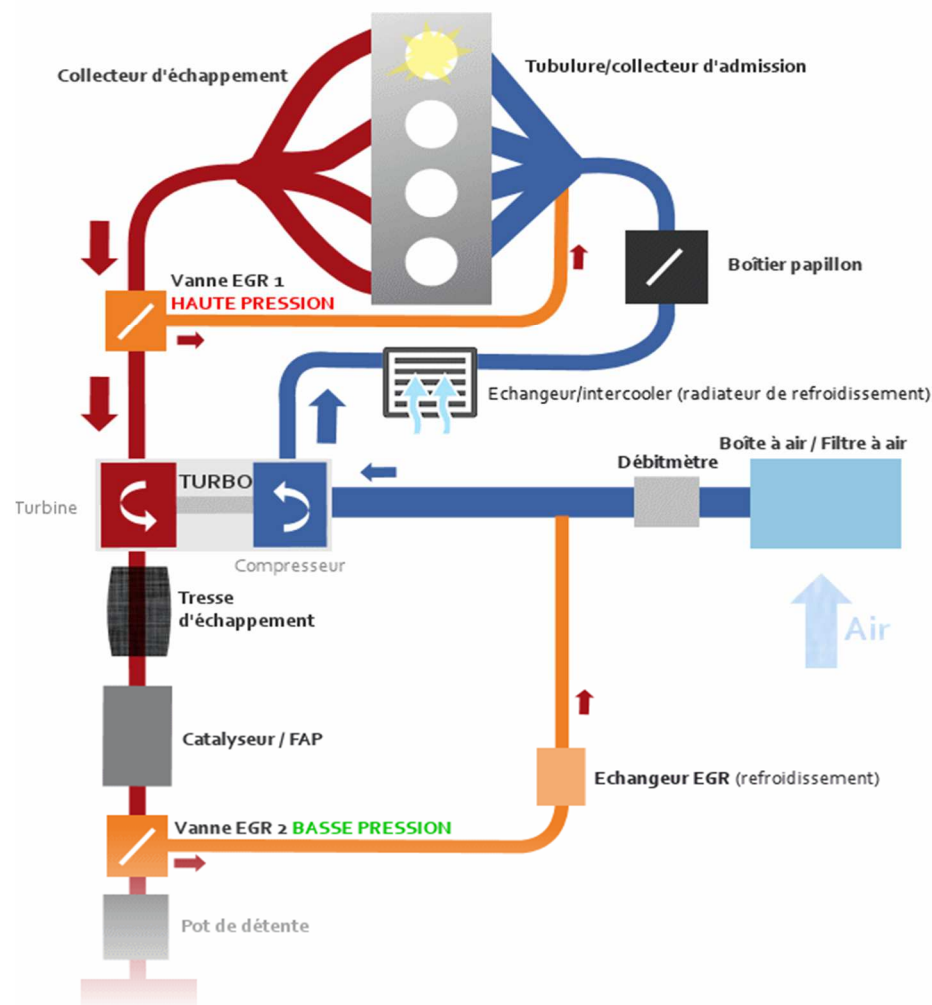


Figure.II.4 Le recyclage externe

Il existe un système combiné de recyclage à basse et à haute pression des gaz d'échappement comme les moteurs MDB de la gamme EA288 ayant la nouvelle norme d'émissions EU6 ont deux branches séparées pour le recyclage des gaz d'échappement. Celle à basse pression et celle à haute pression [20].

II.3.2. Selon le système de commande

Il existe de nombreux types et exécutions de vannes EGR : à commande électrique ou pneumatique, pour applications essence ou diesel ou avec raccordement au circuit de liquide de refroidissement.

II.3.2.1. Vanne EGR pneumatique

Les premiers systèmes étaient commandés par une soupape à plateau dont l'ouverture et la fermeture étaient produites par une chambre à dépression (commande pneumatique). La pression dans la tubulure d'admission servait de grandeur de commande pour la chambre à dépression. La position de la soupape à plateau dépendait par conséquent de l'état de fonctionnement du moteur [21].



Figure II.5 Vanne EGR pneumatique

II.3.2.2. Vanne EGR électrique

Afin de tenir compte des exigences des moteurs modernes et de s'affranchir de la dépression dans la tubulure d'admission, des entraînements électriques ont été développés pour les vannes de recyclage des gaz d'échappement. Des capteurs ont également été intégrés pour détecter la position de la vanne. Ces évolutions rendent possible une régulation précise avec des temps de réaction courts. Outre les moteurs pas à pas, les aimants de levage et les aimants de rotation, des moteurs à courant continu sont également utilisés aujourd'hui comme entraînement électrique. La soupape de régulation a, elle aussi, changé au fil du temps. En dehors des soupapes à pointeau et à plateau de différentes tailles et dimensions, on utilise également aujourd'hui des soupapes à tiroir rotatif et des soupapes à clapet [22].



Figure II.6 Vanne EGR électrique

Enfin, les anciennes (avant les années 2000) étaient pneumatiques alors que les récentes sont électriques (un problème d'ouverture ou de fermeture est donc certainement plus facilement repérable par l'électronique)

II.3.3. Selon la température de l'EGR

II.3.3.1. EGR à froid

Les gaz d'échappement sont refroidis de manière à ce que toute la masse d'admission, l'air et les gaz recirculés aient une température similaire à celle qu'ils auraient sans EGR. Ce type a l'avantage d'avoir une température d'admission plus basse, ce qui signifie des températures plus basses à la fin de la course de compression, ce qui est bénéfique en termes d'émissions de NOx. L'inconvénient est l'exigence d'un échangeur de chaleur pour refroidir les gaz [21].

II.3.3.2. EGR à chaud

Les gaz d'échappement sont introduits dans l'admission avec la même température qu'ils avaient à l'échappement, de sorte que la masse est maintenant plus grande qu'elle ne le serait sans EGR. Celui-ci combine l'effet réducteur de NOx avec la propagation de la flamme améliorée à partir de températures d'entrée plus élevées, permettant une réduction simultanée possible de HC, CO et NOx [22]. Cependant, la réduction de NOx avec cette méthode est plus limitée puisque les températures atteintes pendant la combustion sont plus élevées [21].

II.4. Avantages et inconvénients de système EGR

II.4.1. Les Avantages

C'est un dispositif de réduction des oxydes d'azotes, installé par les constructeurs pour satisfaire, à moindre coût, aux normes européennes. Ce système a pour effet de :

- Augmenter la capacité thermique des gaz et donc diminuer leur température pendant la combustion.

Ceci a pour effet de diminuer la quantité d'oxydes d'azote (NO_x) dans les gaz échappement à l'origine notamment de la pollution atmosphérique à l'ozone. La production d'oxydes d'azote dépendant notamment de la température et de la présence d'oxygène pendant la combustion, l'introduction de gaz brûlés agit sur les deux paramètres (température et proportion d'oxygène). L'influence de la température sur la production d'oxydes d'azote est modélisée par le mécanisme de Zeldovich [22].

II.4.2. Les inconvénients

L'EGR augmente la production de particules en raison de la raréfaction de l'oxygène. Un compromis existe entre la diminution des oxydes d'azote et l'augmentation de particules via le choix optimum du taux d'EGR pour chaque point de régime et charge. Les gaz recirculés sont de plus refroidis, ce qui fait baisser la température des gaz réinjectés et diminue conjointement la production de particules et d'oxydes d'azote pour le même taux d'EGR.

Un des impacts négatifs de ce système est la diminution de la vitesse de combustion qui entraîne une diminution du rendement du moteur (éloignement du cycle théorique) et induit donc une augmentation de la consommation de carburant. Cependant, la diminution du débit d'air compense partiellement la baisse du rendement.

L'augmentation de la production de suies lors de la combustion induit une salissure plus prononcée de l'huile et d'une partie de l'admission, du circuit d'échappement du moteur ainsi que le besoin éventuel d'un filtre à particules selon le niveau d'exigence des normes [22].

Ralentir la vitesse de combustion via la diminution de la proportion d'oxygène dans les gaz.

II.5. La formule de calcul de l'EGR

La sonde de l'analyseur de gaz est placée à l'entrée du moteur pour mesurer la concentration en CO₂ de l'air entrant, ensuite nous la placerons au niveau du tuyau d'échappement pour lire la concentration en CO₂ à la sortie.

Le taux d'EGR permet de calculer par la formule suivante :

$$\%EGR = \frac{CO_2 \text{ entrant}}{CO_2 \text{ sortant}} \times 100 \dots\dots\dots (II.1)$$

La régulation du taux d'EGR, est possible de deux manières :

- en modifiant le débit des gaz recirculés au niveau de la vanne : réglage manuel
- en modifiant le débit de l'air neuf à l'aide d'un couvercle coulissant installé à l'entrée de l'admission de l'air neuf, afin de permettre une meilleure régulation du mélange [23].

II.6. Exemples de technologie de système EGR

II.6.1. Le moteur 1.2l 3 cylindres TDI

Le recyclage des gaz d'échappement est une mesure permettant de réduire les émissions d'oxyde d'azote. Le recyclage des gaz consiste à réadmettre une partie des gaz d'échappement dans le processus de combustion [24].

La teneur en oxygène du mélange carburant-air est alors réduite, ce qui entraîne une combustion plus lente. Le pic de température de la combustion est abaissé, et les émissions d'oxyde d'azote sont réduites.

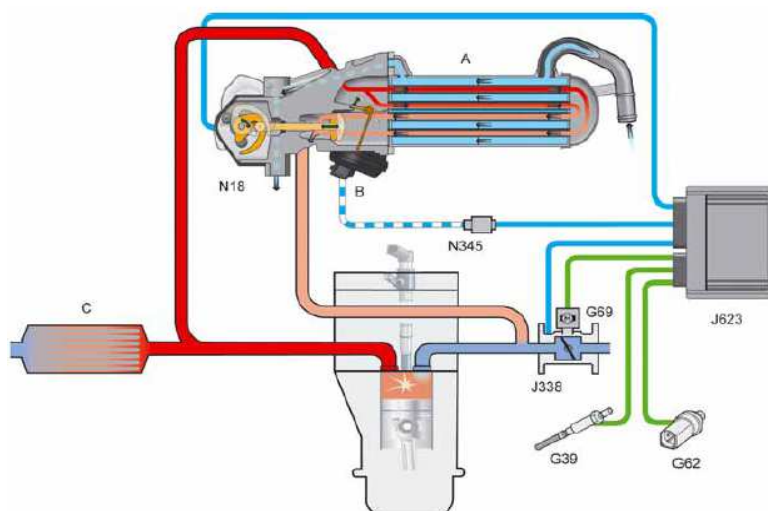


Figure II.7 Le système EGR pour moteur 1.2l 3 cylindres TDI

G62. Transmetteur de température de liquide de refroidissement	N345. Vanne de commutation du radiateur du système de recyclage des gaz
G39.Sonde lambda	N18. Soupape de recyclage des gaz
G69. Potentiomètre de papillon	A. Module de recyclage des gaz
J338. Unité de commande de papillon	B. Capsule à dépression
J623.Calculateur du moteur	C. Catalyseur

➤ **Fonctionnement**

Le débit de recyclage des gaz est déterminé par une commande cartographique enregistrée dans le calculateur du moteur. Cette commande prend en compte le régime moteur, le débit d'injection, la masse d'air d'admission, la température de l'air d'admission et la pression de l'air. Une sonde lambda à large bande est montée dans la ligne d'échappement, en amont du filtre à particules. Grâce à cette sonde lambda, la teneur en oxygène des gaz d'échappement peut être mesurée sur une plage de mesure étendue. Le système de recyclage des gaz d'échappement utilise le signal de la sonde lambda comme une valeur de correction pour la régulation du débit de recyclage des gaz

Un refroidisseur de recyclage des gaz, en refroidissant les gaz d'échappement recyclés, abaisse encore la température de combustion et permet le recyclage d'un débit plus important de gaz d'échappement. Cet effet est encore renforcé par le recyclage des gaz à basse température.

➤ **Module de recyclage des gaz d'échappement**

Sur le moteur 1.2l TDI, la soupape de recyclage des gaz et le refroidisseur de gaz d'échappement avec volet de gaz d'échappement sont regroupés en un module. Les avantages de la conception modulaire sont un volume de montage compact ainsi qu'un circuit de régulation plus court. Le module de recyclage des gaz d'échappement est vissé sur la culasse et le collecteur d'échappement, du côté échappement. Le conduit de liaison du module à la tubulure d'admission passe directement à travers la culasse. Les gaz recyclés peuvent ainsi subir un refroidissement supplémentaire.

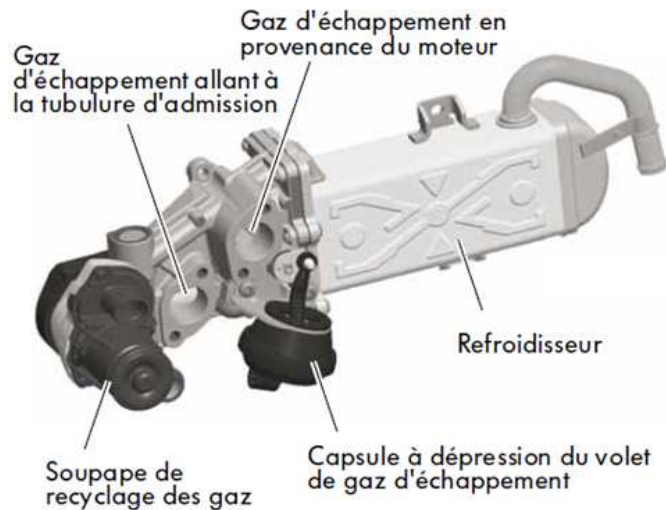


Figure II.8 Module de recyclage des gaz d'échappement

➤ Conception

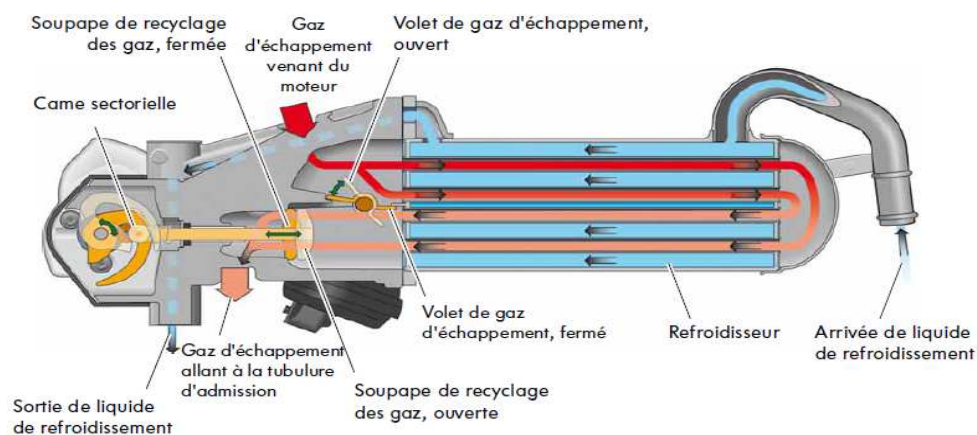


Figure II.9 Conception de système de recyclage des gaz d'échappement pour moteur 1.2/3 cylindres TDI

II.6.2. Le moteur 2.0/ TDI avec 4 soupapes par cylindre

Le système de recyclage des gaz du moteur TDI de 125 kW a été reconçu. En raison du rajout du filtre à particules, du nouveau positionnement du turbocompresseur au-dessus de la tubulure d'admission et de l'augmentation de la puissance du moteur, il était nécessaire d'adapter le système de recyclage des gaz [25].

- a - Air d'admission
- b - Volet de tubulure d'admission avec transmetteur de position du volet de tubulure d'admission et moteur de volet de tubulure d'admission V157
- c - Soupape de recyclage des gaz avec potentiomètre de recyclage des gaz G212 et soupape de recyclage des gaz N18
- d - Vanne de volet de tubulure d'admission N316
- e - Calculateur du moteur J623
- f- Conduite d'alimentation en gaz d'échappement
- g - Tubulure d'admission
- h - Transmetteur de température de liquide de refroidissement G62
- i - Collecteur d'échappement
- k - Radiateur de recyclage des gaz
- L - Vanne de commutation du radiateur du système de recyclage des gaz N345

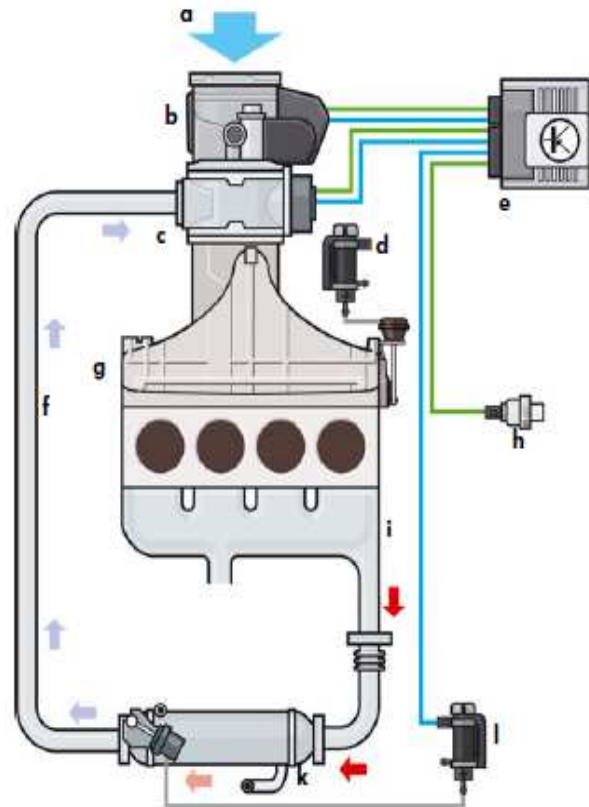


Figure II.10 schématisation de système de recyclage pour moteur 2.0l TDI.

➤ Fonctionnement

Le système de recyclage des gaz a pour objectif de réduire les émissions d'oxydes d'azote. Le système permet cette réduction car :

- les gaz réadmis réduisent la quantité d'oxygène disponible pour la combustion.
- la rapidité de la combustion et donc l'augmentation de la température sont réduites par les gaz réadmis.

➤ Conception

Côté échappement du moteur, les gaz sont acheminés depuis le collecteur d'échappement vers le radiateur de recyclage des gaz avec une vanne de commutation. De là, un tuyau contournant le moteur conduit les gaz dans la soupape de recyclage des gaz. La soupape de recyclage des gaz se situe en aval du volet de tubulure d'admission dans le sens d'écoulement du flux.

➤ **Le radiateur de recyclage des gaz**

En raison de sa plus forte puissance, le moteur TDI de 125 kW possède un radiateur de recyclage des gaz de taille plus importante que le moteur TDI de 103 kW. Le radiateur de recyclage des gaz est vissé sur le bloc moteur, en dessous du turbocompresseur.

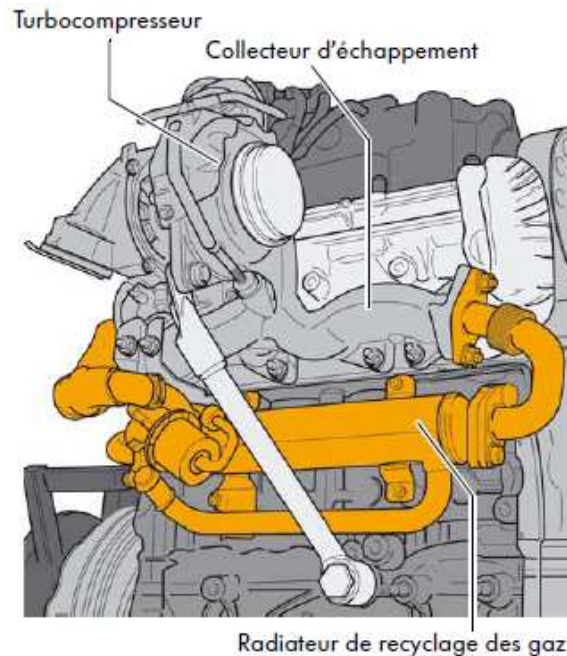


Figure II.11 Le radiateur de recyclage des gaz

➤ **Fonctionnement**

Lorsque la température du liquide de refroidissement est inférieure à 34°C, le refroidissement des gaz d'échappement est interrompu. Le volet ferme les conduits de refroidissement et le by-pass est ouvert. Les gaz d'échappement sont admis dans la tubulure d'admission sans être refroidis. En cas de démarrage à froid du moteur, l'introduction de gaz d'échappement non refroidis permet au moteur et au catalyseur d'atteindre plus rapidement leur température de fonctionnement. C'est pourquoi le radiateur est fermé jusqu'à ce que les conditions de commutation soient atteintes.

A partir d'une température de liquide de refroidissement de 35°C, le volet obture le tuyau de by-pass, mettant le radiateur de recyclage des gaz en circuit. Pour ce faire, le calculateur du moteur active la vanne de commutation du radiateur du système de recyclage des gaz. Les gaz recyclés traversent à présent les conduits de refroidissement. L'introduction de gaz d'échappement refroidis permet une réduction des oxydes d'azote, notamment à des températures de combustion élevées.

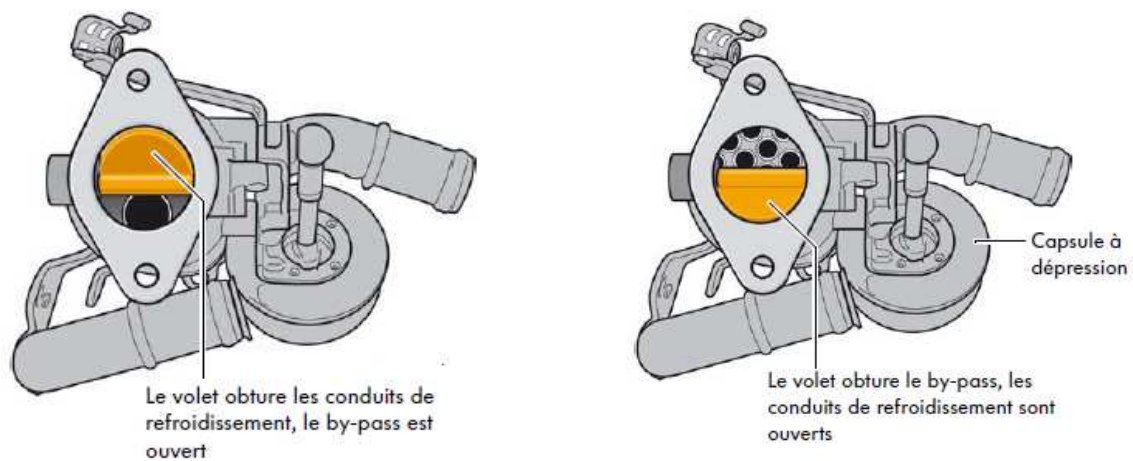


Figure II.12 Le refroidisseur

II.6.3. Moteur 1.9 TDI

Grace au système EGR, des gaz brûlés sont ajoutés à l'air frais d'entrée, ce qui provoque que la quantité d'air à combuster soit plus réduite, ainsi qu'une diminution de la température de combustion.

La quantité des gaz à recycler est réglée par l'unité de contrôle en fonction d'un champ de courbes caractéristiques qui dépend de la masse d'air aspirée, du débit de combustible injecté et du régime.

Le signal du débit de carburant injecté et le signal du régime déterminant, dans le champ des courbes, une masse spécifique de gaz à recycler pour ces valeurs, des gaz d'échappement étant recyclés, ce qui fait disparaître la masse d'air frais aspirée et, en conséquence, diminuer la création d'oxydes nitriques (NOx).

Cette fonction de réglage n'est activée que lorsque la température du moteur, au moment de démarrage, est supérieur à +15°C. Si la température est inférieur à celle-ci un temps de désamorçage du système est établi, qui est d'autant plus grand que la température du liquide de refroidissement est basse au moment du démarrage.

Une fois la quantité des gaz d'échappement à recycler connue, l'unité de contrôle transforme cette valeur en un signal électrique. L'EGR n'est activé qu'au-dessous des 3000 tpm du moteur, étant donné qu'à partir de ce régime, l'émission de (NOx) lors de la combustion du moteur est notamment réduite, en raison de la réduction du temps de la combustion et de la quantité plus basse d'air excédentaire.

Le signal de l'appareil pour mesurer la masse d'air sert au même temps à régler le recyclage des gaz d'échappement, ce qui évite des excès ou défauts éventuels au volume des gaz d'échappement, en raison des variations de pression dans le collecteur d'échappement, voire de la saleté des conduites ou de la soupape de recyclage.

La soupape magnétique commande l'entraînement de la soupape mécanique de l'EGR par le réglage de la dépression qu'elle reçoit [26].

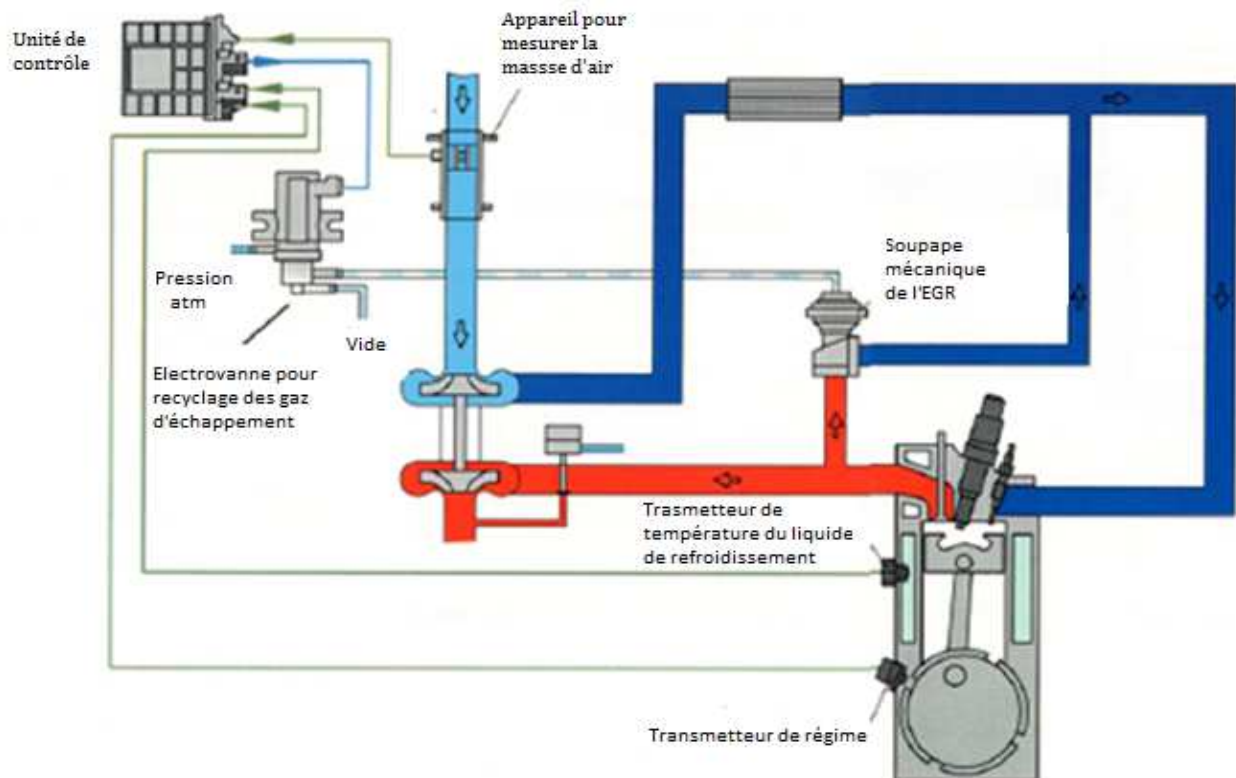


Figure II.13 Circuit de système EGR pour le moteur 1.9 l TDI

Actuellement les moteur TDI de 125 kW sont doté d'une nouvelle soupape de recyclage des gaz. Celle-ci est logée directement sur l'entrée de la tubulure d'admission, elle est commandée électriquement.

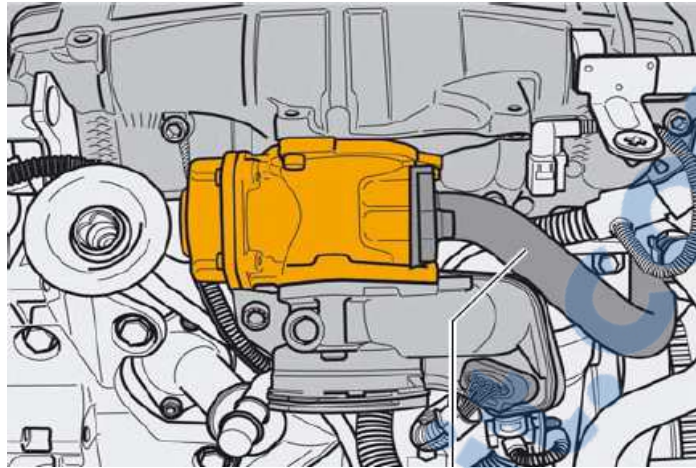


Figure II.14 Soupape de recyclage des gaz commandée électriquement

➤ **Fonctionnement**

Le calculateur du moteur commande l'entraînement de la tête de soupape (commande cartographique) et détermine ainsi en fonction de l'état de fonctionnement quel volume de gaz est admis dans la tubulure d'admission à longueur variable.

➤ **Conception**

La soupape de recyclage des gaz possède un flasque latéral raccordé à la conduite d'admission des gaz provenant du radiateur de recyclage des gaz. Une tête de soupape (soupape de recyclage des gaz N18) commandée par un moteur électrique ouvre ou ferme la liaison avec la conduite d'admission des gaz. Un engrenage à vis sans fin permet de régler la course de la tête de soupape en continu. Il est ainsi possible de réguler le débit de gaz d'échappement admis. La position de la tête de soupape est relevée par un capteur intégré, sans contact (potentiomètre de recyclage des gaz G212). Un ressort de rappel garantit la fermeture de la tête de soupape en cas de défaillance de la soupape de recyclage des gaz.

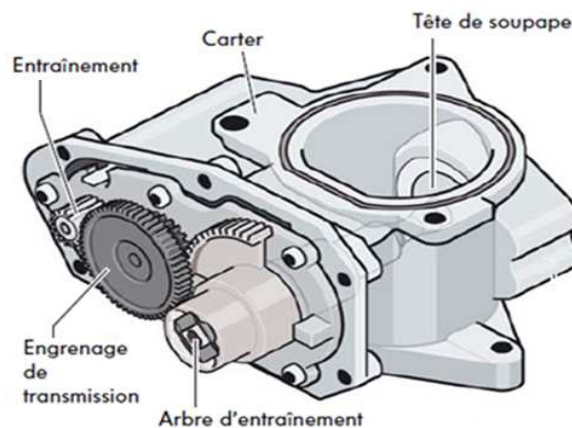


Figure II.15 La soupape de recyclage

II.7. Conclusion

Les émissions due aux moteurs automobiles, en particulier les oxydes d'azote (NO_x), sont devenues une menace majeure pour l'environnement, les constructeurs doivent donc trouver des solutions pour les réduire, et nous avons discuté dans ce chapitre les plus importante de ces solutions, c'est le système de recyclage des gaz d'échappement (EGR).

Ce chapitre a permis de parcourir les travaux effectués avec les procédés de recirculation des gaz d'échappement. A travers cette recherche, les scientifiques ont pu mettre en œuvre la corrélation qui lie les gaz nocifs et la combustion ainsi que le processus à mettre en œuvre pour leur réduction. Les chercheurs ont obtenu des résultats significatifs avec les systèmes EGR pouvant aller jusqu'à 90% de réduction d'oxyde d'azote dont les conséquences peuvent impacter sur le fonctionnement du moteur si le taux de recirculation est élevé. Des études ont permis de trouver la valeur optimale du taux de recirculation pour une meilleure efficacité des EGR.

Chapitre III

Formulations mathématiques

III.1. Introduction

Les réactions chimiques sont le résultat d'un changement de la configuration électronique de deux réactifs à l'échelle moléculaire, qui peut conduire à former ou à casser des liaisons chimiques. Pour réaliser une combustion efficace il faut mélanger complètement les réactifs. Or, porter ces deux réactifs, à savoir le carburant et l'oxygène, dans une grande proximité l'un à l'autre à l'échelle moléculaire, reste un challenge dans la conception de n'importe quel système de combustion avancé.

Dans les applications industrielles, la majorité des combustibles utilisés sont des mélanges de plusieurs espèces chimiques. Chacune de ces espèces réagit avec l'oxygène en relâchant une quantité de chaleur respective à cette réaction. Ces réactions ne se produisent pas en une simple étape mais constituent plusieurs étapes élémentaires concernant beaucoup d'espèces intermédiaires. La connaissance de telles opérations et espèces intermédiaires est nécessaire pour comprendre le comportement exact de combustion des carburants.

Ainsi, en plus de la connaissance de la chimie détaillée et du comportement turbulent du processus de la combustion, il est également nécessaire de disposer d'une méthode descriptive pour simuler les interactions entre les deux (à savoir l'interaction turbulence-chimie).

Durant les dernières années, le nombre de travaux consacrés à la modélisation et aux simulations numériques des moteurs à combustion interne n'a cessé de croître. La modélisation des moteurs dans l'optique du contrôle ou du diagnostic des performances énergétiques et environnementales implique des chercheurs issus de champs disciplinaires très différents.

Un modèle est une abstraction, sous forme mathématique, d'un phénomène observé. Il joue un rôle fondamental dans toute démarche scientifique; il fait poste de jonction entre l'objet et la science, c'est-à-dire entre le réel et l'abstrait. En fait, la modélisation est étroitement liée au besoin péremptoire non seulement de mieux comprendre mais aussi de maîtriser notre environnement.

Ce chapitre englobe l'essentiel des techniques de modélisation reposant sur les lois de la physique ainsi que les modèles. Ces deux catégories sont largement explicitées dans la littérature scientifique, notamment dans les ouvrages de *Heywood* [11], de *Warnatz* [27], *Baumgarten* [28]. Dans la suite on expose les équations qui gouvernent la phase gazeuse, la phase liquide suivies par les modèles physiques « injection, turbulence, transfert de chaleur... », les modèles chimiques « combustion, allumage, et formations des polluants ».

III.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente [29]

La modélisation numérique d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. Le système composé des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, des espèces chimique et de l'énergie. Dans ce qui suit on expose les équations gouvernantes de la phase fluide, suivies par les modèles physiques « Turbulence, Jet et Dégagement de Chaleur », les modèles chimiques « Combustion, Allumage, et Formations des Polluants », et enfin les conditions aux limites.

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

$$X = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k} \dots\dots\dots(III.1)$$

L'opérateur ∇ est donné par :

$$\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z} \dots\dots\dots(III.2)$$

Et le vecteur de vitesse du fluide \vec{U} :

$$\vec{U} = u(x,y,z,t)\vec{i} + v(x,y,z,t)\vec{j} + w(x,y,z,t)\vec{k} \dots\dots\dots(III.3)$$

III.2.1. La phase fluide [30]

La modélisation 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 maintenant sous forme générale pour une variable contenant des termes dus à la convection diffusion et des termes sources , il est donné par:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{u}\varphi) = \nabla(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi) + S_\varphi \dots\dots\dots(III.4)$$

Accumulation Convection Diffusion Source

ρ est la densité, \vec{u} est le vecteur vitesse, $\Gamma\varphi$ est le coefficient de diffusion, et $S\varphi$ est le terme source.

III.2.1.1. L'équation de continuité de l'espèce chimique m

La fraction massique pour chaque espèce, m, est déterminée par la résolution de l'équation de transport de la forme :

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s \delta_{m_1} \quad ; \quad m = 1 \div n \dots\dots\dots(III.5)$$

Où ρ_m est la masse volumique de l'espèce, ρ est la masse volumique totale, et \vec{u} est la vitesse du fluide, avec $\dot{\rho}_m^c$ et $\dot{\rho}^s$ les termes sources dus à la chimie et le spray respectivement.

On suppose que toutes les espèces ont des diffusivités égales, données par $D = \frac{\mu}{\rho Sc}$ μ est la viscosité dynamique et Sc est le nombre de Schmidt (le nombre de Schmidt compare les effets de la viscosité et de la diffusion du fluide), $Sc = \frac{v}{D}$

III.2.1.2. L'équation de conservation de la masse totale

Par sommation de l'équation pour toutes les espèces on obtient l'équation de la masse volumique totale du fluide.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots(III.6)$$

Donc la masse est conservée dans les réactions chimiques.

III.2.1.3. L'équation de quantité de mouvement

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

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot u_i \cdot u_j) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \sigma + F^S + \rho g \quad , \quad i=1:3 \dots\dots\dots(III.7)$$

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).

Dans l'équation (III.7) la quantité A_0 est égale à zéro pour les écoulements laminaires, et à l'unité si l'un des modèles de turbulence est utilisé. Le tenseur des contraintes visqueuses est de forme newtonienne :

$$\sigma = \mu [\nabla u + (\nabla u)^T] + \lambda \nabla \cdot u I \dots\dots\dots(III.8)$$

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

III.2.1.4. L'équation de conservation d'énergie

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

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u - \nabla J + (1 - A_o) \sigma : \nabla u + A_o \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \dots\dots(III.9)$$

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

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum h_m \nabla (\rho_m / \rho) \dots\dots\dots(III.10)$$

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 .

$$K = \frac{\mu C_p}{Pr} \dots\dots\dots(III.11)$$

La chaleur spécifique des espèces C_{pm} comme les enthalpies spécifiques h_m dans l'équation (III.10) sont obtenues à partir des tables de JANAF en fonction de la température. Deux termes sources surgissent dans l'équation (III.9) : \dot{Q}^c due à la chimie et \dot{Q}^s due au spray.

III.2.1.5. L'équation d'état

L'équation d'état donne l'équation supplémentaire pour relier la température, la pression et la masse volumique. L'une des équations d'état les plus simples à cette fin est la loi des gaz parfaits. Cette loi est acceptable pour le cas des gaz réels à basses pressions et à températures élevées. Cependant, cette équation devient de plus en plus imprécise à des pressions plus élevées et des températures plus basses [30]. A des pressions normales, le volume occupé par les particules de gaz est négligeable devant le volume total du gaz. Mais aux grandes pressions, ceci n'est plus vrai et le comportement des gaz réels à fortes pressions s'éloigne de celui des gaz parfaits.

En 2007 R. Algate [30] dans ses travaux de simulation sur la combustion dans les moteurs diesel a introduit une correction à la loi des gaz parfaits sur la base de l'équation d'état de Redlich-Kwong qui n'a produit aucun changement significatif (différence de moins de 2%) dans les profils de pression et de température. De ce fait le fluide est supposé comme un mélange homogène de gaz parfait, et on peut écrire les relations suivantes :

$$P = R_0 T \sum_m (\rho/W_m) \dots\dots\dots(III.13)$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m/\rho) I_m(T) \dots\dots\dots(III.14)$$

$$C_p(T) = \sum_m (\rho_m/\rho) C_{pm}(T) \dots\dots\dots(III.15)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0(T)/W_m \dots\dots\dots(III.16)$$

Ou R_0 est la constante universel 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 issue de la base de données thermodynamiques de la table JANAF.

III.3. Equations de l'écoulement moyen

La solution numérique complète des équations instantanées de l'écoulement est une tâche très ardue et elle n'est réalisable que si toutes les échelles de temps et de longueur sont résolues. Ceci est limité à quelques cas relativement simples.

Pour beaucoup d'applications, seules les grandeurs moyennes des écoulements ont une importance, les valeurs instantanées le sont beaucoup moins. On ne s'intéresse alors qu'à ces valeurs moyennes et on utilise la décomposition de Reynolds qui consiste à séparer chaque variable de l'écoulement en la somme de sa moyenne d'ensemble (moyenne de Reynolds) et de sa fluctuation.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \dots\dots\dots(III.17)$$

$$\bar{\phi} = \lim_{N_s \rightarrow \infty} \sum_{m=1}^{N_s} \frac{\phi^{(m)}}{N_s} \dots\dots\dots(III.18)$$

L'application de cette moyenne aux équations de conservation, fait apparaitre des termes représentant la composante turbulente de l'écoulement, qui ne sont pas connus à priori telle que

la corrélation $\overline{u'\phi'}$. La fermeture du problème consiste à les modéliser (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

Dans le cas des écoulements compressibles, le cas du moteur diesel, le dégagement de chaleur provoque de grandes fluctuations de la densité dont l'influence devient importante et la solution des équations moyennées de Reynolds devient plus difficile (introduction des corrélations $\overline{\rho'\phi'}$). La modélisation de ces termes, peut être évitée si l'on introduit une moyenne pondérée par la masse appelée "moyenne de Favre".

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \qquad \tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \dots\dots\dots(III.19)$$

III.4. Les Modèles physiques

Les modèles employés pour décrire les divers processus physiques dans la simulation du moteur diesel sont décrits ci-après. Ces modèles, utilisés en conjonction avec les modèles chimiques et les équations gouvernantes, complètent la formulation mathématique nécessaire pour simuler le processus de combustion dans un moteur diesel.

III.4.1. Turbulence

Dans certains cas simples on peut aujourd'hui faire de la simulation directe, c'est-à-dire mettre en œuvre directement les équations de bilans avec des conditions aux limites et initiales connues. Mais, dans la plupart des applications, on est conduit à faire une modélisation des effets des petites structures de turbulence.

Les modèles basiques développés sont pour l'essentiel les suivants:

- tension de Reynolds (fermeture au second ordre).
- viscosité turbulente (fermeture algébrique ou transport $k-\epsilon$)
- spectraux (ou fermeture en deux points - corrélation de vitesses entre 2 points).

III.4.1.1. Modèle de Turbulence $k-\epsilon$ [31]

L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide des 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, quant à elle est 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. 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. En définitif deux équations de transport additionnelles sont résolues pour l'énergie cinétique k et le taux de dissipation ε .

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{u} + \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \overline{W^s} \dots \dots \dots (III.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & - \left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] \\ & + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left[C_{\varepsilon 1} \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + C_s \overline{W^s} \right] \dots \dots \dots (III.21) \end{aligned}$$

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 (III.21) explique le changement de l'échelle des longueurs en présence d'une vitesse de dilatation. Le terme source $\overline{W^s}$ 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.

III.4.1.2. Le Modèle de Turbulence RNG k - ε [30]

Ce modèle appelé *RNG k - ε* (Yakhot et Orszag 1986), 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.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + (\nabla \cdot \bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & - \left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 2} - C_{\varepsilon 3} \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \nabla \cdot \tilde{u} \right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_{eff}}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] \\ & + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left[(C_{\varepsilon 1} - C_\eta) \sigma : \nabla \tilde{u} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + C_s \overline{W^s} \right] \dots \dots \dots (III.22) \end{aligned}$$

Avec :

$$C_\eta = \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1-\eta\beta^3} \dots\dots\dots(III.23)$$

$$\eta = \frac{sk}{\varepsilon} \dots\dots\dots(III.24)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \dots\dots\dots(III.25)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \dots\dots\dots(III.26)$$

Constante	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	C_S	C_{PS}	Pr_k	Pr_l	η_0	β	C_μ
Standard $k-\varepsilon$	1.44	1.92	-1.0	1.5	0.16432	1.0	1.3	-	-	0.09
RNG $k-\varepsilon$	1.42	1.68	-1.0	1.5	0.16432	0.719	0.719	4.38	0.012	0.0845

Tableau III.1 Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence $k-\varepsilon$, et $RNG k-\varepsilon$

III.4.2. Modélisation du Jet [30]

Le jet liquide issu de l’orifice de l’injecteur doit être réduit en de fines gouttelettes, qui vont s’évaporer facilement et favoriser ainsi le mélange 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, on exige des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation).

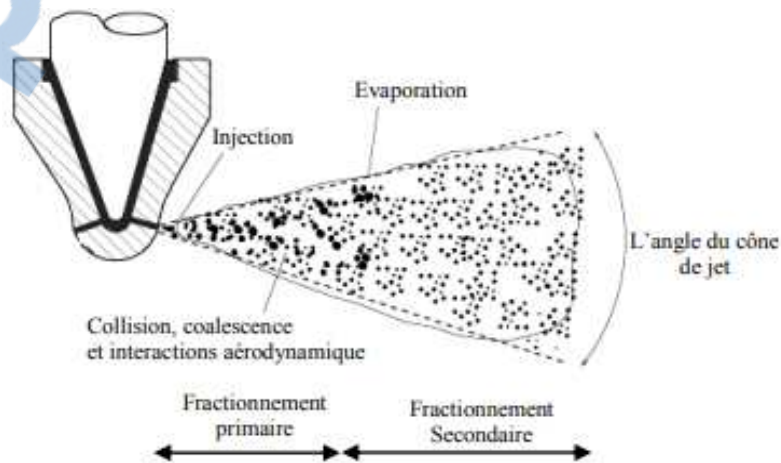


Figure III.1 Schéma représentant le Jet à la sortie de l’injecteur

III.4.2.1. Formulation Mathématique [31]

Pour calculer la masse, la quantité de mouvement, et l'échange d'énergie entre le spray et le gaz, on doit présenter une distribution des tailles, des vitesses, et des températures de gouttes. Dans la plupart des sprays, les nombres de Weber de la goutte sont plus grands que l'unité, et les oscillations, les distorsions et la fragmentation des gouttes doivent être considérées. Les collisions et les coalescences des gouttes se sont avérées importantes dans la modélisation des sprays dans un moteur.

Une formulation mathématique basée sur une technique discrète de Monte Carlo est capable de représenter ces processus physiques complexes. f est une fonction de densité de probabilité telle que :

$$f = f(\vec{x}, \vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, t) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots\dots\dots(III.27)$$

qui représente le nombre probable de gouttelettes par unité de volume à la position \vec{x} et au temps t . Elle est fonction de dix variables indépendantes en plus du temps :

- Les trois coordonnées spatiales \vec{x} .
- Les trois composants de vitesse \vec{v} .
- Le rayon d'équilibre d'une gouttelette r .
- La température d'une gouttelette T_d .
- La déformation de la sphéricité y .
- La vitesse de déformation d'une gouttelette $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$

L'équation du spray s'écrit:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + div_{\vec{x}}.(f\vec{v}) + div_{\vec{v}}.(f\vec{F}) + \frac{\partial}{\partial r}(fR) + \frac{\partial}{\partial T_d}(f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial y}(f\dot{y}) \frac{\partial}{\partial \dot{y}}(f\ddot{y}) = \dot{f}_{coll} + \dot{f}_{bu} \dots\dots(III.28)$$

Dans cette dernière équation, f est la fonction de probabilité et les quantités, F , R , \dot{T}_d et \dot{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. Le \dot{f}_{coll} et le \dot{f}_{bu} sont des termes sources dus aux collisions et au fractionnement de la gouttelette. Ils sont définis dans (III.38) à (III.42).

III.4.2.2. Modèles d'atomisation

Dans le code CONVERGE 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 [29]. D'autres modèles comme KH/RT (*Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor*) ont été implémentés dans CONVERGE V2.3.0 [29].

Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de *Kelvin-Helmholtz* (KH) et *Rayleigh-Taylor* (RT).

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 [32-34].

III.4.2.2.1. 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.

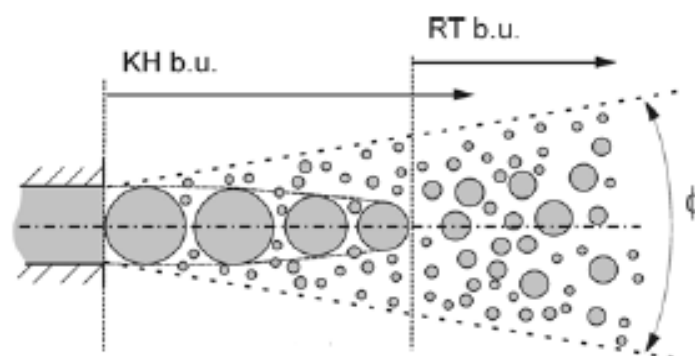


Figure III.2 Schéma de principe du modèle KH-RT [29]

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz et Bracco* (1986) , 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-Helmholtz* 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 [29]:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T_a^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \dots\dots\dots(III.29)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T_a^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r^3}} \dots\dots\dots(III.30)$$

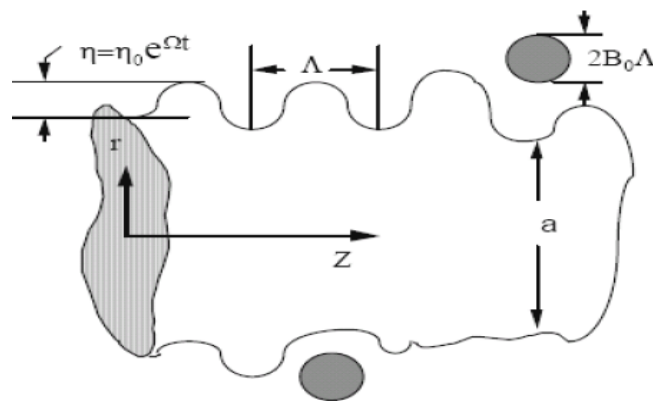


Figure III.3 Schéma de principe du modèle de *Reitz*.

Où We et Z sont définis avec le rayon du jet et $T_a = Z We^{0.5}$

Avec:

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

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

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

$$We_L = \frac{\rho L u_r^2 r}{\sigma} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

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

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots(III.31)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots(III.32)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0,61, 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 [29].

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 :

$$\frac{dr_0}{dt} = - \frac{(r_0 - r)}{\tau_{KH}}, \quad r \leq r_0 \dots\dots\dots(III.33)$$

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 [29] :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT}(\rho_l - \rho_g)}} \dots\dots\dots(III.34)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{\sqrt{27}\sigma} \frac{|g_{RT}(\rho_l - \rho_g)|}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots(III.35)$$

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

$$g_{RT} = \left(g + \frac{du_d}{dt} \right) \cdot \frac{u_d}{|u_d|} \dots\dots\dots(III.36)$$

$$\tau_{RT} = \frac{1}{\Omega_{RT}} \dots\dots\dots(III.37)$$

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

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) \dot{y}_1 B(\vec{v}_1, r, T_d, \dot{y}_1, \vec{x}, t) d\vec{v}_1 dr_1 dT_{d1} d\dot{y}_1 \dots\dots\dots(III.38)$$

III.4.2.3. Collision [30]

Dans le modèle standard de collision de la gouttelette 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 [29].

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 :

$$b_{cr} = \frac{1}{We} \left[\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right] \dots\dots\dots(III.39)$$

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

$$We = \frac{\rho_d |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| r_1}{\alpha_d (\bar{T}_d)} \dots\dots\dots(III.40)$$

Avec :

$$\bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \dots\dots\dots(III.41)$$

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

Si $b < b_{cr}$, alors la collision existe.

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

$$\begin{aligned} \dot{f}_{coll} = & \frac{1}{2} \iint f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\vec{x}, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| \\ & [(\sigma(\vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2))(-\delta(\vec{v} - \vec{v}_1)\delta(r - r_1) \\ & \delta(T_d - T_{d1})\delta(y - y_1)\delta(\dot{y} - \dot{y}_1))] - \delta(\vec{v} - \vec{v}_2)\delta(r - r_2)\delta(T_d - T_{d2})\delta(y - y_2) \\ & \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \times (d\vec{v}_1 dr_1 dT_{d1} dy_1 d\dot{y}_1 d\vec{v}_2 dr_2 dT_{d2} dy_2 d\dot{y}_2) \dots\dots\dots(III.42) \end{aligned}$$

III.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 :

$$4\pi r^2 \dot{Q}_d = \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 C_{P,l} \dot{T}_d - \rho_d 4\pi r^2 RL(T_d) \dots\dots\dots(III.43)$$

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

$$\dot{Q}_d = \frac{K_{air}(\hat{T})(T-T_d)}{2r} Nu_d \dots\dots\dots(III.44)$$

Avec : $\hat{T} = \frac{2}{3} T_d + \frac{1}{3} T \dots\dots\dots(III.45)$

Le transfert convectif de la gouttelette est donné par le nombre de Nusselt :

$$Nu_d = (2 + 0.6Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3}) \frac{\ln(1+B_d)}{B_d} \dots\dots\dots(III.46)$$

Le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl est calculé de la manière suivante :

$$Re_d = \frac{2\rho|\vec{u}-\vec{u}''-\vec{v}|r}{\mu_{air}(\hat{T})} \dots\dots\dots(III.47)$$

$$\mu_{air}(\hat{T}) = \frac{A_1 \hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+A_2} \dots\dots\dots(III.48)$$

$$A_1 = 1.457 \times 10^{-5}$$

$$A_2 = 110$$

$$Pr_d = \frac{\mu_{air}(\hat{T})Cp(\hat{T})}{K_{air}(\hat{T})} \dots\dots\dots(III.49)$$

$$K_{air}(\hat{T}) = \frac{K_1 \hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+K_2} \dots\dots\dots(III.50)$$

$$K_1 = 252$$

$$K_2 = 200$$

Et le nombre de transfert de Spalding est défini comme suit :

$$Br_d = \frac{Y_1^* - Y_1}{1 - Y_1} \dots\dots\dots(III.51)$$

Le nombre de Spalding représente les gradients sur la surface de la gouttelette. Y_1 est la fraction de masse du carburant dans la phase gazeuse, Y_1^* la fraction de masse sur la surface.

La chaleur latente L dans l'équation (III.43) est donnée par :

$$L(T_d) = E_1(T_d) + \frac{RT_d}{M_1} - E_1(T_d) - \frac{P_v(T_d)}{\rho_d} \dots\dots\dots(III.52)$$

III.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 :

$$F = \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_d} \frac{|\vec{u} - \vec{u}'' - \vec{v}|}{r} (\vec{u} - \vec{u}'' - \vec{v}) C_D + \vec{g} \dots\dots\dots(III.53)$$

C_D : le coefficient de résistance.

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

III.4.2.6. Interaction Jet-Gaz

Une fois que f a été déterminé, les sources dues au jet sont données en rapprochant les intégrales suivantes :

$$\rho \bar{Y}_m^S = - \int f \rho_d 4\pi r^2 R d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots\dots\dots(III.54)$$

$$\bar{F}^S = - \int f \rho_d \left(\frac{4}{3} \pi r^3 \vec{F} + 4\pi r^2 R \vec{v} \right) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots\dots\dots(III.55)$$

$$\bar{Q}^S = - \int f \rho_d \left(4\pi r^2 R \left[E_1(T_d) + \frac{1}{2} (\vec{v} - \vec{u})^2 + \frac{4}{3} \pi r^3 [Cp_1 \dot{T}_d + \vec{F}(\vec{v} - \vec{u} - \vec{u}'')] \right] \right) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots\dots\dots(III.56)$$

III.4.3. Modèle de dégagement de chaleur

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [31], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \dots\dots\dots(III.57)$$

- Avec :
- Q_n le dégagement de chaleur.
 - V le volume de la chambre de combustion.
 - P et la pression cylindre.

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

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5}T + 1.0 \times 10^{-8}T^2 \dots\dots\dots(III.58)$$

III.4.4. Transfert thermique

Le mécanisme du transfert de chaleur dans des moteurs diesel suit un mode triple, à savoir : la conduction dans le film proche de la paroi, la convection dans la phase gazeuse et le rayonnement dans des régions à hautes températures et aux zones riches en suie.

La compréhension de ces modes est très importante vu qu'ils influent sur le rendement et les émissions. Dans ce qui suit, on n'expose que le transfert de chaleur à travers la paroi, le mode principal de transfert thermique dans les moteurs.

III.4.4.1. Loi de paroi [29]

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 *Launder et Spalding*, est donnée dans la section suivante :

$$Q_w = \frac{\rho V_l C_p}{Pr_l} \frac{u^*}{y} (T - T_w) \dots\dots\dots(III.59)$$

Avec :

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l^* RPR}{1/k \ln y^* + B + 11.05(Pr_l^* RPR - 1)} & y^* > 11.2 \\ 1.0 & y^* < 11.2 \end{cases} \dots\dots\dots(III.60)$$

Et :

$$y^* = \frac{c_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{V_l} \dots\dots\dots(III.61)$$

Dans ces équations, V_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.

III.5. Les Modèles chimiques

III.5.1. Modélisation de la combustion turbulente

III.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.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, CONVERGE V2.3.0 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue [29]:

- ❖ 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 CONVERGE V2.3.0).

Des quatre modèles citées ci-dessus, le modèle SAGE est le plus adapté par rapport aux autres modèles au contexte de la combustion du n-heptane.

- **Le modèle SAGE**

Afin de comprendre les effets de la chimie détaillée dans les applications de combustion, le modèle SAGE (*Senecal et al.* 2003) [29] 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:

$$\sum_{m=1}^M V'_{m,r} x_m \iff \sum_{m=1}^M V''_{m,r} x_m \text{ pour } r = 1, 2, \dots, R \dots\dots\dots(\text{III.62})$$

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 :

$$\dot{\omega}_m = \sum_{r=1}^R V_{m,r} q_r \text{ pour } m = 1, 2, \dots, M \dots\dots\dots(\text{III.63})$$

Où

$$V_{m,r} = V''_{m,r} - V'_{m,r} \dots\dots\dots(\text{III.64})$$

Et q_i taux variable de réaction est :

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{V'_{m,r}} - k_{rr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{V''_{m,r}} \dots\dots\dots(\text{III.65})$$

Dans l'équation (III.65), $[X_m]$ est la concentration molaire de l'espèce m , k_{fr} et k_{rr} et sont et 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 :

$$k_{fr} = A_r T^{b_r} e^{(-E_r/R_u T)} \dots\dots\dots(\text{III.66})$$

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 l'équation (III.66), ou calculée à partir du coefficient d'équilibre K_{Cr} :

$$k_{rr} = k_{fr}/K_{Cr} \dots\dots\dots(\text{III.67})$$

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

$$\frac{d[X_m]}{dt} = \dot{\omega}_m \dots\dots\dots(III.68)$$

Et :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum_m (\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] \bar{C}_{p,m})} \dots\dots\dots(III.69)$$

Où $\dot{\omega}_m$ est déterminé par l'équation (III.63), \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 (III.69) 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.

III.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* [35]. 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* [11] par exemple suggère la relation suivante :

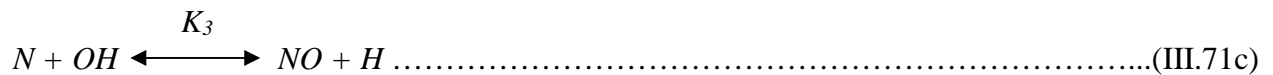
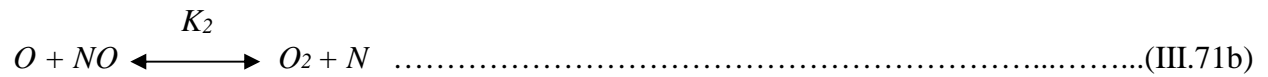
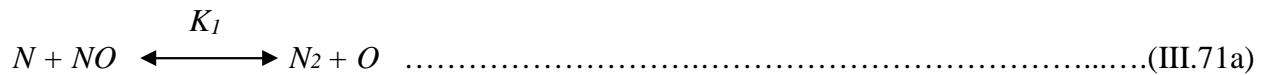
$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \dots\dots\dots(III.70)$$

III.5.3. Formations des polluants [29,35]

III.5.3.1. Le modèle de formation de NOx

Ces émissions de NOx, groupant le dioxyde d'azote NO₂ et l'oxyde nitrique NO, qui est prédominant dans les moteurs diesel. L'approche adoptée pour la modélisation du monoxyde d'azote consiste à ne tenir compte que du NO formé par voie thermique.

La cinétique de la formation de l'oxyde nitrique est prise en compte par le mécanisme de *Zeldovich* étendu, constitué des trois réactions suivantes:



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

$$k_{1f} = 7.6 \times 10^{13} \exp[-38000/T] \dots\dots\dots(III.72a1)$$

$$k_{1b} = 1.6 \times 10^{13} \dots\dots\dots(III.72a2)$$

$$k_{2f} = 6.4 \times 10^9 \times T \times \exp[-3150/T] \dots\dots\dots(III.72b1)$$

$$k_{2b} = 1.5 \times 10^9 T \times \exp[-19500/T] \dots\dots\dots(III.72b2)$$

$$k_{3f} = 4.1 \times 10^{13} \dots\dots\dots(III.72c1)$$

$$k_{3b} = 2.0 \times 10^{14} \times \exp[-23650/T] \dots\dots\dots(III.72c2)$$

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 (III.73), établie à partir des réactions réversibles du mécanisme de *Zeldovich* :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R\{1-([NO]/[NO]_e)^2\}}{1+([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2+R_3)} \dots\dots\dots(III.73)$$

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

La concentration de NO dans l'équation (III.73) peut être convertie en fraction massique comme :

$$\frac{dX_{NO}}{dT} = \frac{2(M_{NO}/\rho_{c.v})R_1\{1-([NO]/[NO]_e)^2\}}{1+([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2+R_3)} \dots\dots\dots(III.74)$$

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, l'équation (III.74). 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 :

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{m_{NO}}{m_{tot}} \right) = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{X_{NO}}{m_{tot}} \cdot \frac{dm_{tot}}{dt} \dots\dots\dots(III.75)$$

III.5.3.2. Modèle de formation des suies

La détermination des taux de formation des suies à été l'objet de plusieurs travaux de modélisations. La concentration des suies à l'échappement est gouvernée par la quantité des suies formées et celles oxydées, selon la formule suivante :

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \dots\dots\dots(III.76)$$

Les indices s , sf , so , dénotent les suies émises, formées, et oxydées respectivement.

- **Le modèle de Hiroyasu** : est très utilisé dans les modélisations multizones. Il exprime ces taux précités sous la forme :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \dots\dots\dots(III.77)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_0 m_s \frac{P_{ox}}{P} P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \dots\dots\dots(III.78)$$

$E_{sf} = 1.25 \times 10^4 \text{ Kcal/Kmol}$, $E_{so} = 1.40 \times 10^4 \text{ Kcal/Kmol}$ 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.

III.6. Le code de calcul 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* [29].

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 comme la turbulence, spray et des sous-modèles chimiques comme l'allumage, combustion, formation des polluants.

III.6.1. Structure standard de CONVERGE

CONVERGE V2.3.0 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 pré-processeur « **pre-processing** ».
- Le solveur "**CONVERGE**".
- Le post-processeur "**post-processing**".

➤ Pré-processeur (Génération de maillage)

CONVERGE V2.3.0 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 V2.3.0 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 V2.3.0**

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 des différentes formes (GMV, Tec plot, ...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

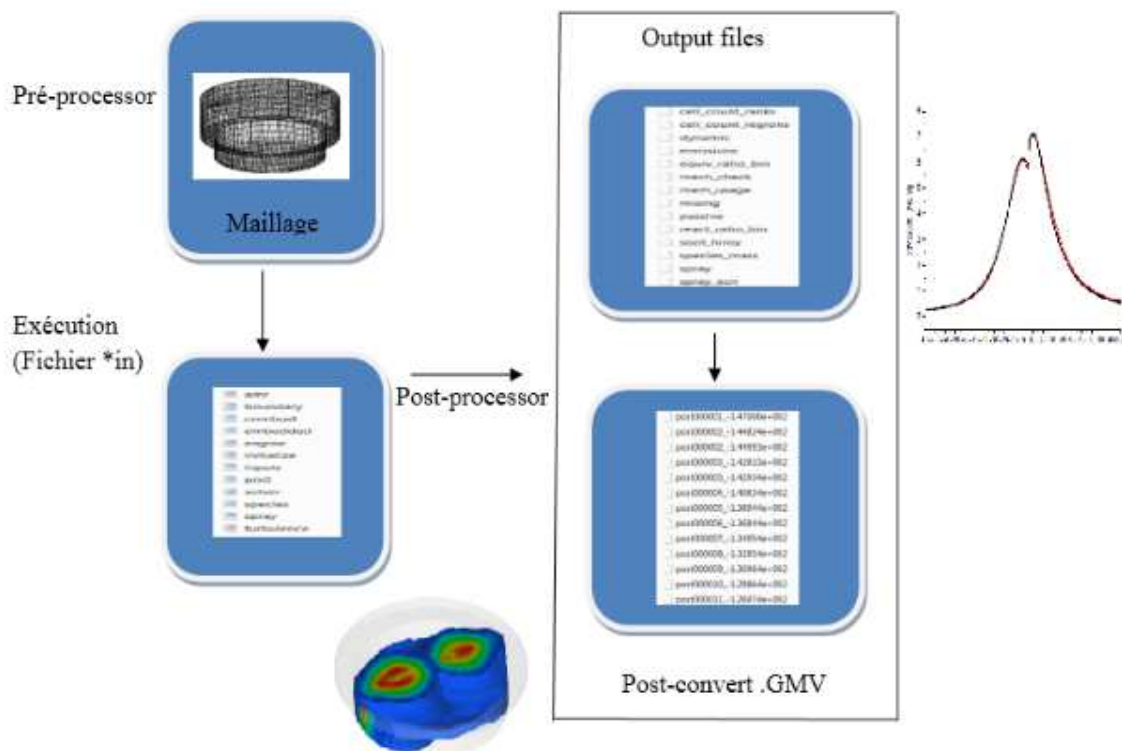


Figure III.4 Structure standard du CONVERGE

III.6.2. Algorithme de calcul de CONVERGE V2.3.0

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 converge $\|P^P - P^C\| < TOL$.

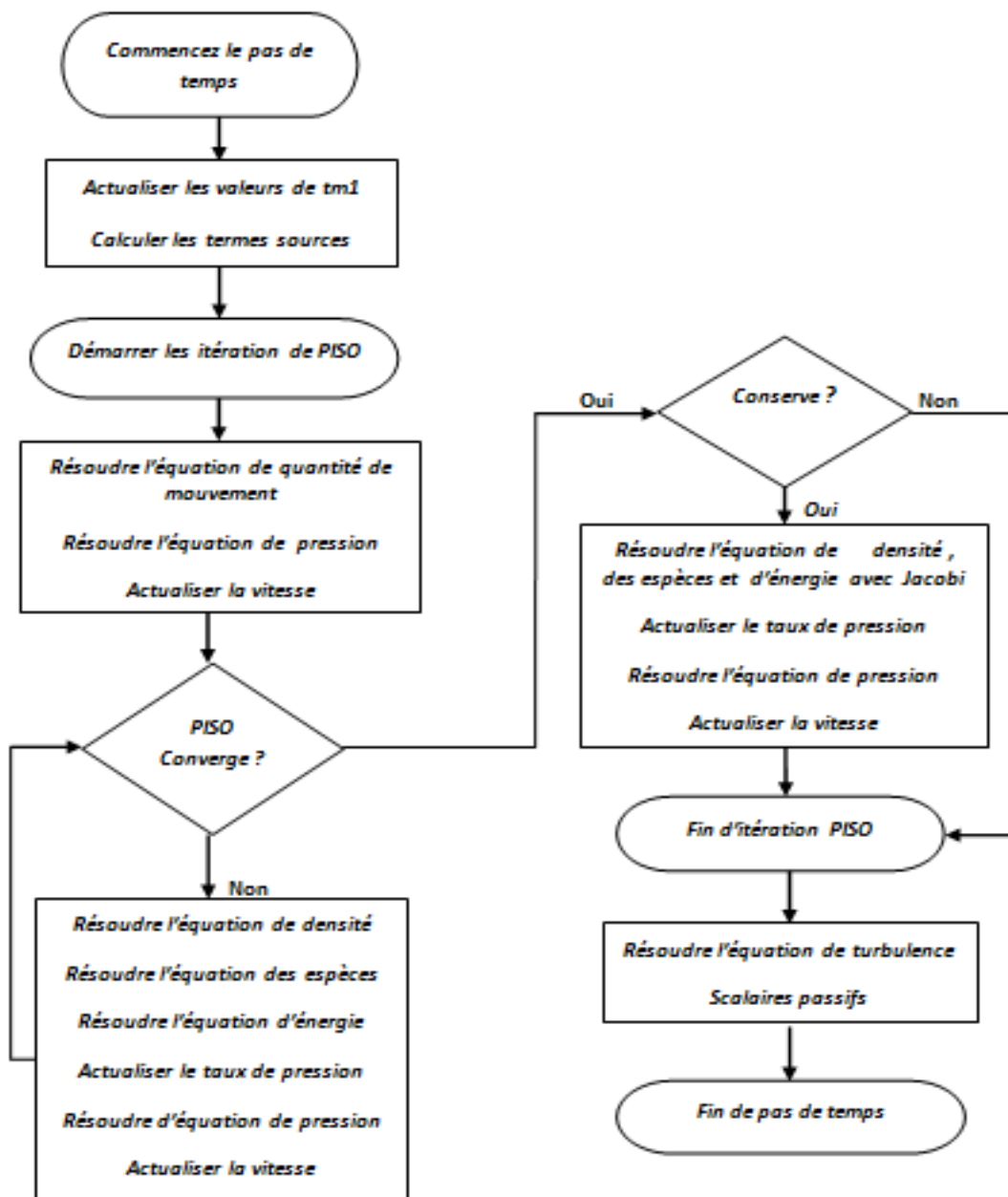


Figure III.5 Algorithme de calcul

III.6.3. Techniques de maillage [29]

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. CONVERGE V2.3.0 [29] 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.

III.7. Conclusion

La présentation de l'outil mathématique et le code de calcul CFD 'CONVERGE' exploités dans ce travail a été présentée dans ce chapitre. Premièrement on a décrit les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation. Les modèles de turbulence exposés dans cette section s'appuient sur la procédure de modélisation des écoulements non réactifs. Ils sont fortement discutés même pour ces applications parce qu'ils se fondent sur l'empirisme et un certain genre d'intuition complétés par des arguments physiques. Il apparaîtra clairement qu'avec la combustion, l'empirisme et le nombre de simplifications nécessaires augmentent. Ceci est reflété par la grande variété de différents modèles de combustion qui ont été formulés et qui sont poursuivis et sans interruption améliorés par différents groupes dans la communauté des chercheurs en combustion.

Dans la dernière partie de ce chapitre on a donner un aperçu sur la génération des géométries 3D, et de mettre en évidence les paramètres nécessaires pour de bons résultats par la mise en application du code de calcul CONVERGE V2.3.0.

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous examinons l'influence de système EGR sur la combustion ainsi la formation des polluants dans un moteur diesel à injection directe.

On expose une série de résultats issus de la simulation numérique, effectuée à l'aide d'un code de calcul. Pour valider les résultats numériques on se réfère au calage de la courbe de pression cylindre, tout en considérant le moteur diesel de type MKDIR-620-145 à moyenne charge. Enfin on exposera les résultats numériques accompagnés des commentaires et des explications, les résultats seront comparés avec les données expérimentales [31].

IV.2. Présentation du moteur MK-DIR620-145

Le moteur de série MK DIR 620-145 est un moteur diesel à injection direct avec six cylindres en ligne, suralimenté par un turbocompresseur à géométrie variable. La simulation numérique a été accomplie pour une charge moyenne à 1400 tr/min.

Le moteur est relié à un frein pour assurer le réglage de charge moteur. Les signaux émanant des capteurs de la pression cylindrent et de la pression d'injection sont prélevés à l'aide d'un système d'acquisition rapide (à hautes fréquences) et acheminés vers un ordinateur.

Pour valider les résultats de notre étude numérique, on a choisi le moteur expérimental MK-DIR 620-145.

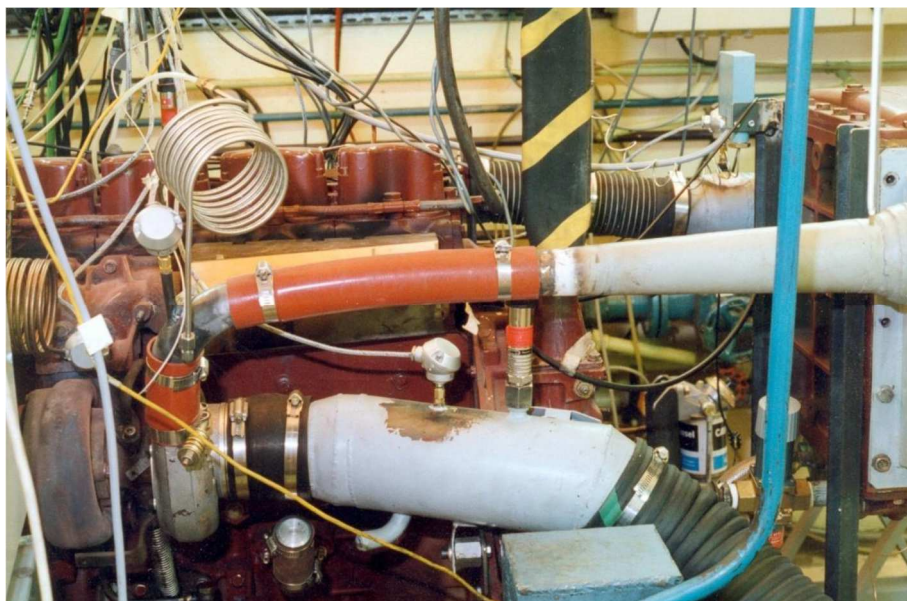


Figure IV.1 Banc d'essais du moteur considéré

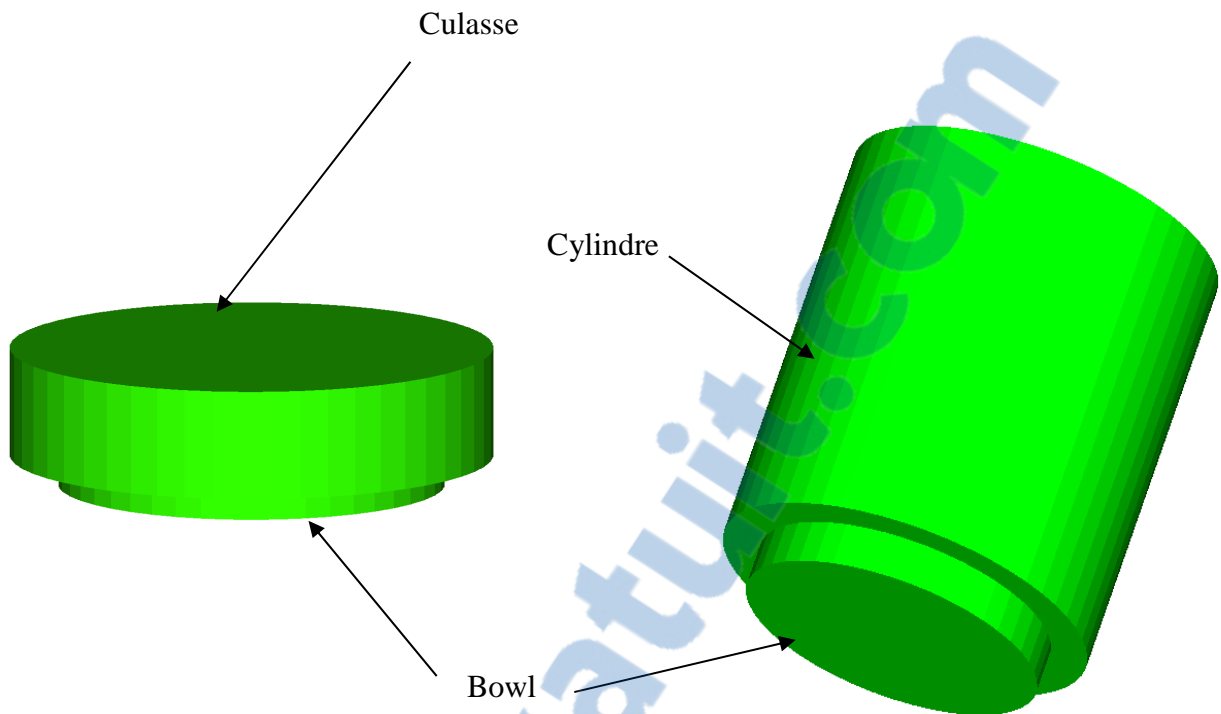


Figure IV.2 Vue 3D du moteur MKDIR620-145

Géométrie de base	
Type de moteur	RENAULT 620-145
Type de chambre	Vertical valve
Nombre de cylindre	6
Diamètre de cylindre	12 cm
Course	14.5 cm
Longueur de bielle	22.7 cm
Squish	0.17 cm
Taux de compression	17
Vitesse de moteur	1400 tr/min
Turbocompresseur	Schwitzer type S2BV
Refroidisseur intermédiaire	CHAUSSON 70CV
Torsion maximale	158 m daN (ISO) à 1200 tr/min
EGR	0%
Profil de Swirl	3.11

Tableau IV.1 : Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié

Système d'injection du carburant	
Fuel	Df2'C7h16'
Pompe d'injection	Bosch type P.7100
Mode d'injection	Profil
Température de fuel	344k
Angle entre les jets	125 deg
Débuts d'injection	8 deg avant PMH
Durée d'injection	23 deg
Diamètre du trou d'injection	2.59E-01 mm
Nombre de bec	2

Tableau IV.2 : Description des caractéristiques du Système d'injection du moteur étudié

IV.3. Maillage

La figure (IV.3) présente un maillage structuré de moteur RENAULT de type MKDIR 620-145 sous trois plans de coupe particuliers avec une vue perspective. Ce maillage a été créé par le pré-processeur de CONVERGE et il contient 18938 cellules à 90°V.

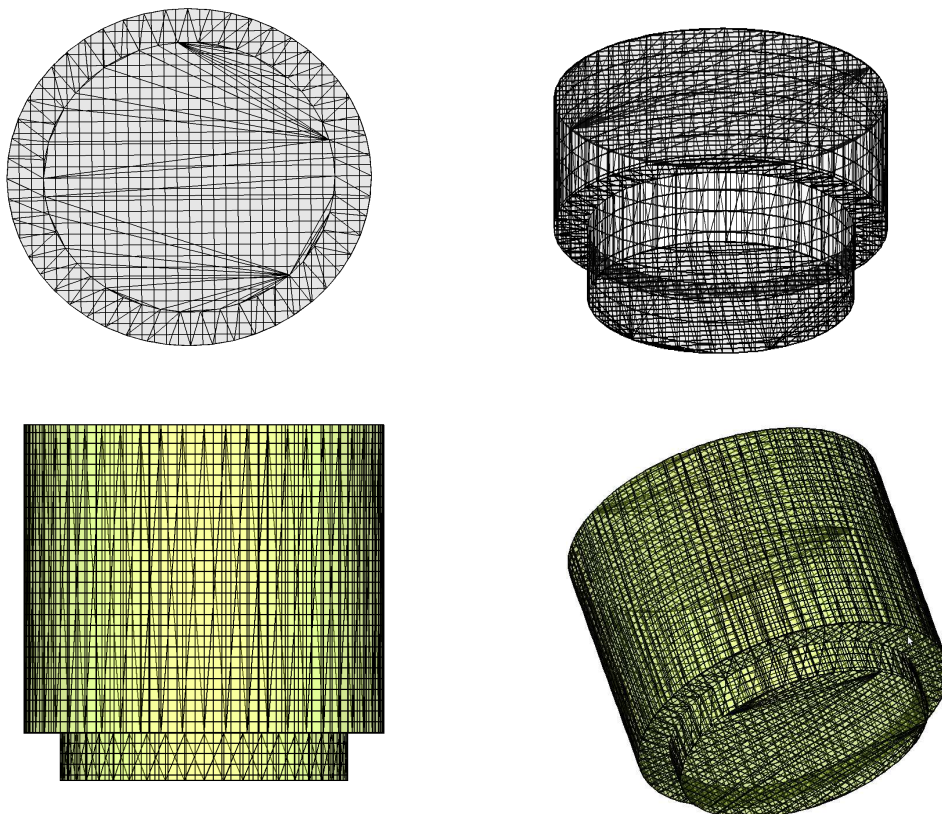


Figure IV.3 Présentation de maillage du moteur MKDIR620-145

IV.3.1. Conditions initiales

Aux conditions initiales nous avons introduit la pression ‘ P_{ch} ’ et la température ‘ T_{ch} ’ de la chambre de combustion.

Charge Moyenne Régime=1400tr /min	
P_{ch} [bar]	1.765
T_{ch} [K]	355

Tableau IV.3 : Valeurs des conditions initiales

IV.3.2. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont :

- La température de la culasse ‘ T_{cu} ’
- La température du cylindre ‘ T_{cy} ’.
- La température du piston ‘ T_p ’.

Charge Moyenne Régime=1400 tr/min	
T_{cy} [K]	433
T_{cu} [K]	523
T_p [K]	553

Tableau IV.4 : Valeurs des conditions aux limites

IV.3.3. Profil d’injection de carburant

Le profil d’injection est un des paramètres les plus importants dans le fonctionnement des moteurs. Il est souvent appelé “le cœur du moteur” : il assure une pression d’injection requise pour l’atomisation dans la chambre de combustion et détermine les caractéristiques de la combustion. Ce paramètre a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général. Pour ces effets dans les travaux de simulation avec les codes de calcul comme CONVERGE il faut accorder un soin particulier au profil d’injection afin d’assurer un bon ajustement et éviter ces phénomènes [31].

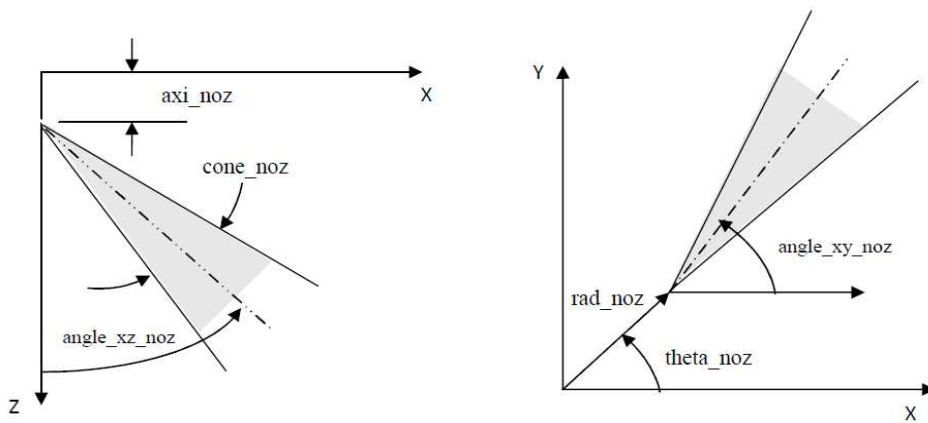


Figure IV.4 Le système de localisation de jet

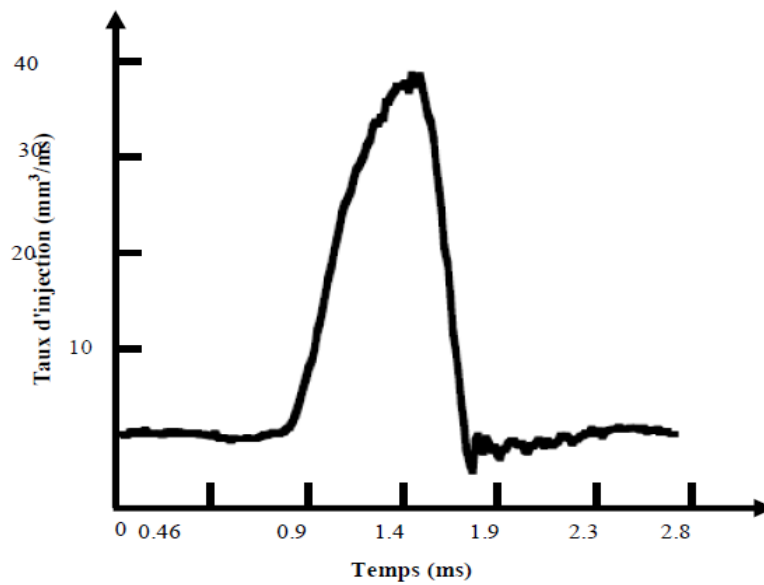


Figure IV.5 Profil du taux d'injection

IV.3.4. Choix des modèles de simulation pour le moteur diesel

	Processus	Modèle
1	Combustion	SAGE
2	Turbulence	RNG k-ε
3	Atomisation	KH-RT
4	Transfert de la chaleur	Loi de paroi
5	Suie	Hiroyasu
6	NOx	Zeldovich

Tableau IV.5 : Choix des modèles.

IV.3.5. Mécanisme réactionnel

Dans ce travail le mécanisme réactionnel considère le n-heptane (nC_7H_{16}) au lieu du diesel, car son indice est l'ordre de 56 ce qui est similaire au nombre de cétane des diesel conventionnels. Le mécanisme réactionnel réduit du n-heptane est utilisé pour la simulation de la phase de combustion.

Le mécanisme se compose d'une équation globale, suivie de 167 équations de dissociation décrivant la cinétique de 42 espèces (voir annexe), pour plus de détails consultez le site web de Engine Research Centre d'université Wisconsin-Madison [36].

IV.4. Temps de résolution

La modélisation multidimensionnelle de la combustion, la tubulure...etc. nécessite un temps de calcul important et des ordinateurs très puissants. Cependant le présent travail est effectué dans le laboratoire LTE (laboratoire de recherche en technologie de l'environnement) sur une machine HP Z400, 64 bits à haute précision de calcul avec une plateforme WINDOWS 7 (un CPU W3565 de 3.2GHz, une RAM de 8Go et une carte graphique GeForce T430 d'une capacité de 1Go) le temps de calcul est estimé à 2 heures. Pour un PC personnel (Compaq, 64 bits avec une plateforme WINDOWS 7, une RAM de 4 Go et une carte graphique AMD Radeon E1-2100 d'une capacité 2032 Mo) le temps de calcul est estimé à 8 heures. Toutefois un tel maillage exige une performance particulière de la machine en fonction du CPU et de la RAM requis.

IV.5. Résultats et discussions

IV.5.1 Validation du code

Pour la validation de code, se fait tout d'abord une comparaison entre la courbe de pression cylindre calculée avec celle mesurée sur banc d'essais moteur Diesel MKDIR 620-145 à injection directe à 1400 tr/min à moyenne charge.

La figure (IV.6) représente une comparaison entre la pression cylindre mesurée et celle obtenue par simulation pour la vitesse $N=1400$ tr/min à moyenne charge. Comme on peut le constater que la courbe de pression obtenue par la simulation coïncide bien avec celle qui est mesurée, avec des petits écarts sont aperçus.

IV.5.2. Le Taux de dégagement de chaleur et la température

Les figures (IV.7) et (IV.8) illustrent l'évolution du taux de chaleur et de température en fonction du degré de vilebrequin, pendant un cycle moteur. On remarque une augmentation très rapide de taux de chaleur qui atteint une valeur maximale de 350 KJ qui signifie le démarrage de

combustion. Pour le profil de température moyenne, au début d'admission, la température dans la chambre de combustion est d'environ 400 K. Cette température augmente pendant la majeure partie de la compression. Toutefois, cette température remonte jusqu'à une valeur de 950 K. Lors de la combustion, la température monte régulièrement jusqu'à sa valeur maximale de 1350 K (combustion à pression constante). Elle diminue ensuite rapidement pendant la phase de détente, puis plus calmement pendant l'échappement.

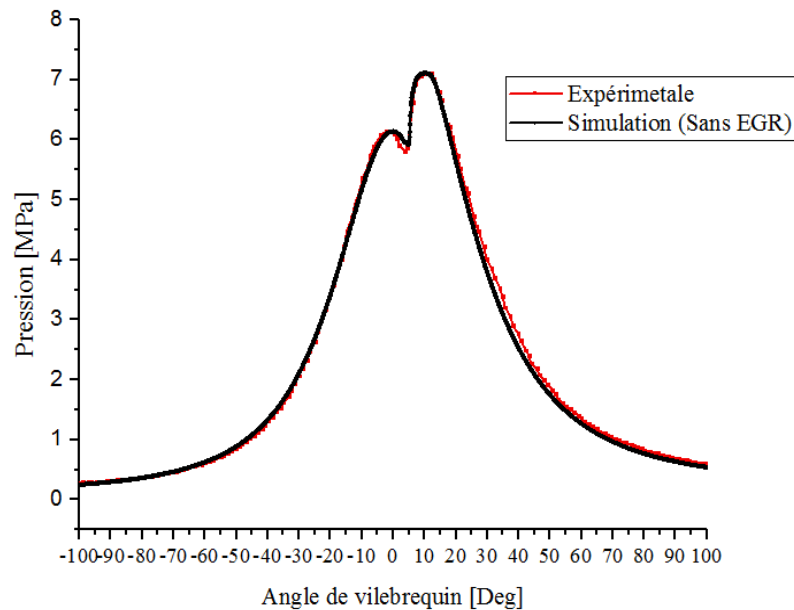


Figure IV.6 Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur.

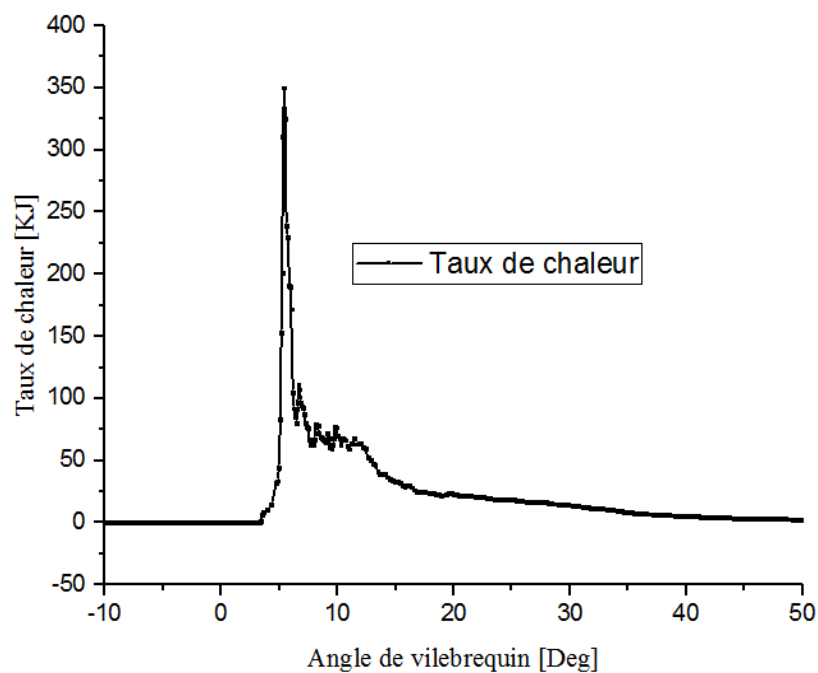


Figure IV.7 Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin

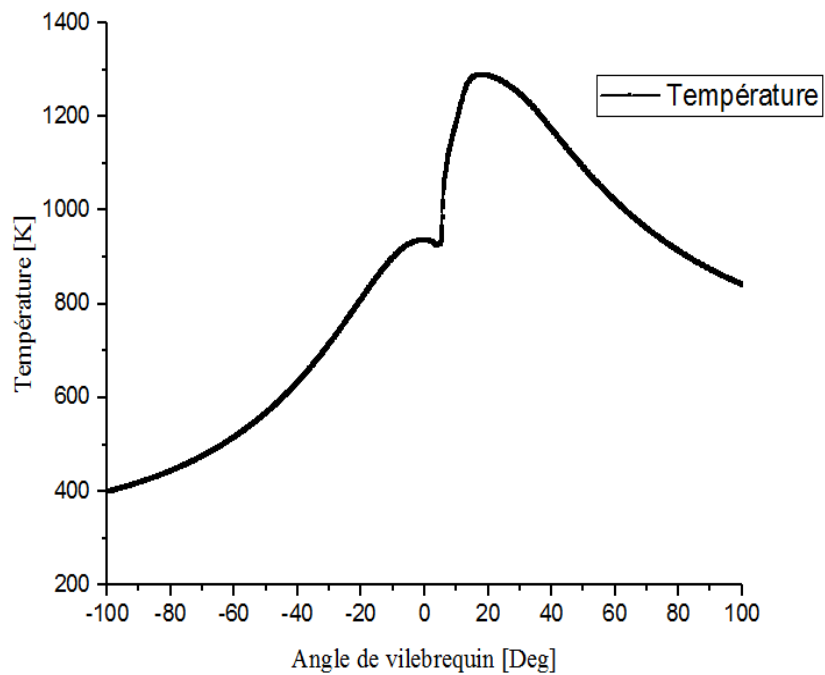


Figure IV.8 Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin

IV.5.3. Emissions du cycle

L'évolution du taux de n-heptane (C_7H_{16}) dans le cylindre présentée dans la figure (IV.9). Le mécanisme d'interaction air-fuel et la location spatiale de début de combustion ont été déterminés par les processus d'injection, vaporisation, auto inflammation et combustion.

Les évolutions de NO_x et N_2 sont aussi présentées sur la même figure. Le terme NO_x regroupe les deux espèces chimiques NO et NO_2 . La formation du NO lors de l'oxydation du C_7H_{16} avec l'oxygène de l'air, exactement par la transformation de N_2 de l'air, présente une évolution le long du parcours de piston.

L'élévation de la concentration moyenne en NO_x se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion. La formation de NO_x augmente avec l'avance de la combustion et l'augmentation de la pression moyenne dans le cylindre. Après le pic de la pression, les températures des gaz brûlés diminuent en raison de leur détente et à cause des transferts de chaleur à travers les parois du cylindre. Cet abaissement de température amorti la chimie de NO_x et sa concentration demeure relativement constante.

La courbe de N_2 présentée par la même figure, signifie que la quantité initiale de N_2 est constante puis commence à diminuer avec le début de combustion jusqu'à obtention des valeurs minimales.

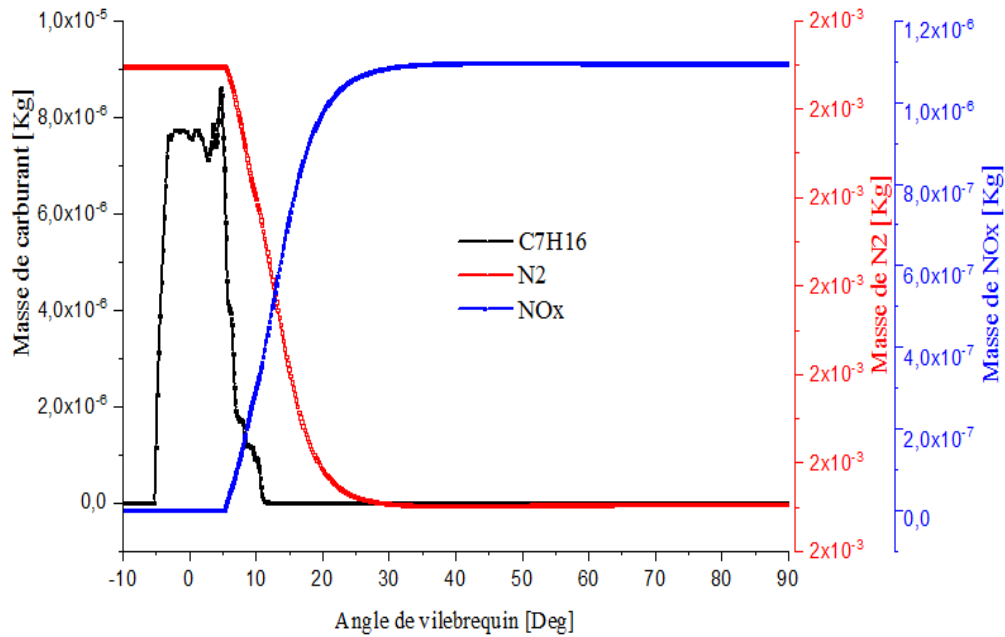


Figure IV.9 Evolution de C₇H₁₆, NO_x et N₂ en fonction de l'angle du vilebrequin

La variation d'émission des suies pendant la combustion est représentée par la figure (IV.10). La masse des suies atteint le niveau maximal au début de combustion, ce qui est dû à la richesse du carburant et à ce que le mélange air/carburant n'est pas homogène, puis elle devient inférieure à la fin de la phase de combustion de diffusion.

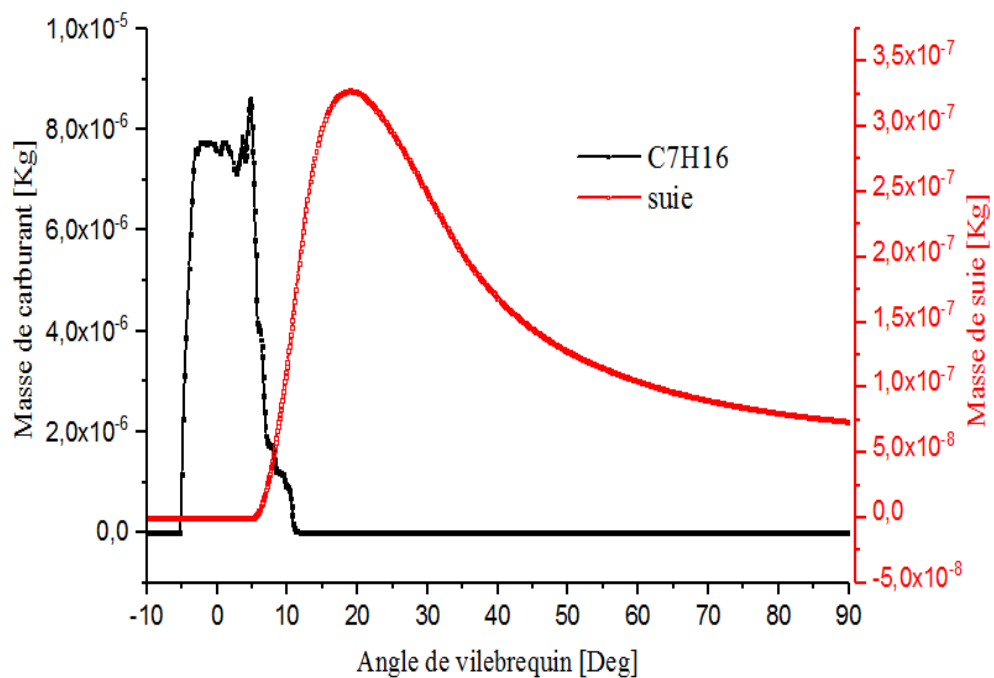


Figure IV.10 Evolution de C₇H₁₆ et les suies en fonction de l'angle du vilebrequin

Le dioxyde de carbone (CO_2) et le monoxyde de carbone (CO), sont considérés comme des polluants, produits de processus de combustion, résultants de l'interaction directe entre le combustible injecté et l'air comprimé dans le cylindre. Les premières traces de CO_2 et de CO apparaissent presque à la fin de l'injection du carburant. On remarque une augmentation de CO_2 lors de la phase de combustion jusqu'à l'obtention de stabilité.

Avec l'existence des réactions de dissociation, le CO_2 produit se transforme en CO . En montre que la masse de ce dernier augmente au début de combustion à cause de la richesse de mélange carburé (excès d' O_2) et en explique leur diminution par le mélange pauvre. L'évolution de la formation de ces substances est schématisée sur la figure (IV.11).

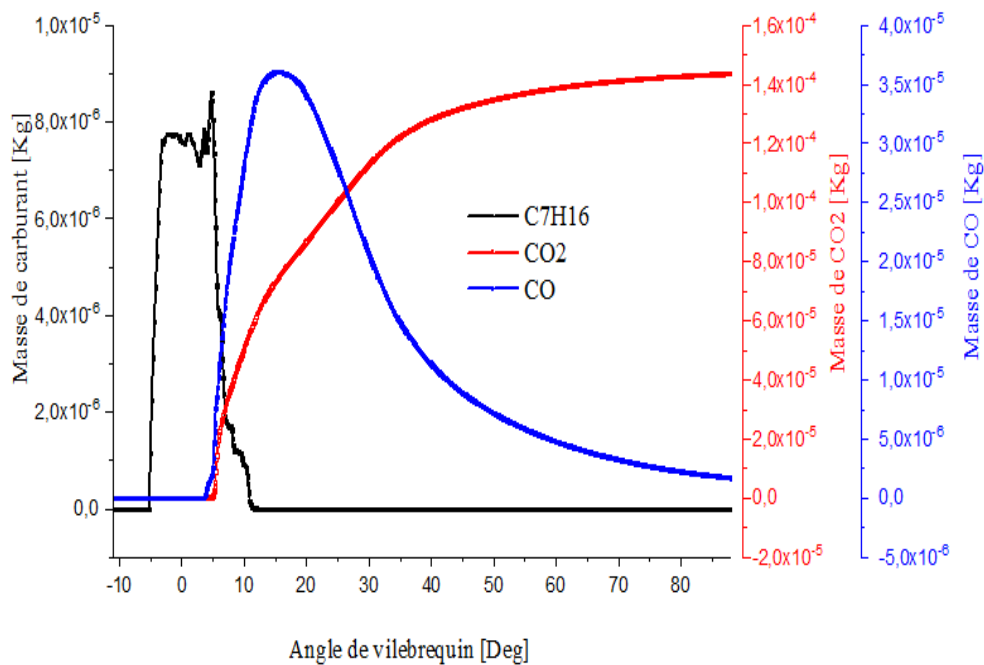


Figure IV.11 Evolution de C_7H_{16} , CO_2 et CO en fonction de l'angle du vilebrequin.

La figure (IV.12) représente l'évolution des espèces HC et OH en fonction de l'angle de vilebrequin.

La cause de la formation de ces émissions est entièrement liée au processus de combustion.

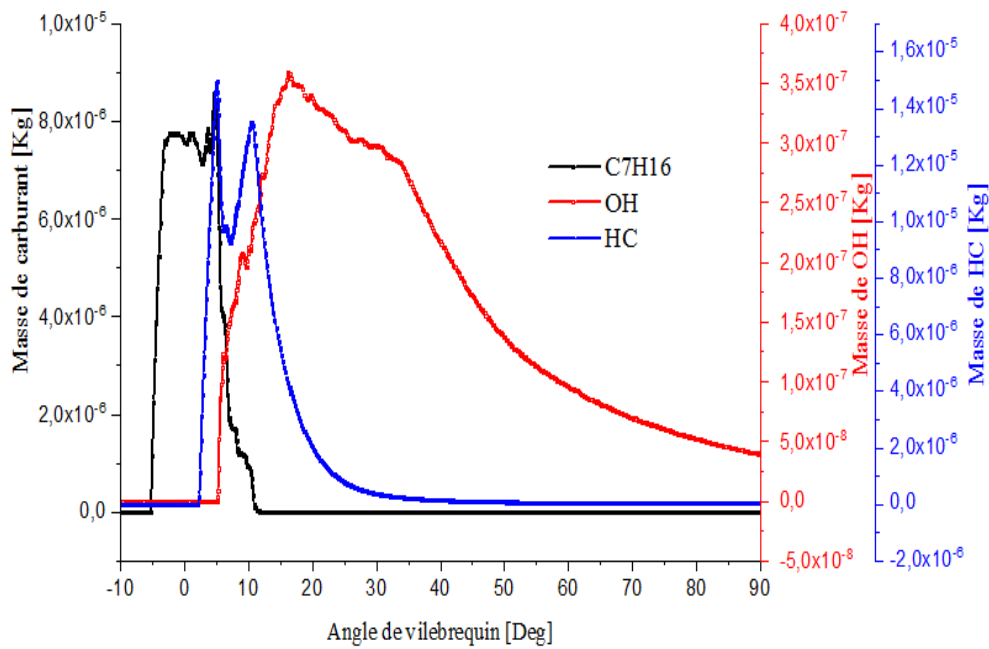


Figure IV.12 Evolution de C_7H_{16} , OH et HC en fonction de l'angle du vilebrequin

La variation de la masse du H_2O obtenue lors de la combustion du n-heptane à moyenne charge est représentée par la figure (IV.13). On remarque bien que la quantité de H_2O formée augmente au début de la phase de combustion jusqu'à l'atteindre de sa valeur maximale d'environ 6.8×10^{-5} , et stabilisée à ce niveau à la fin de cette phase.

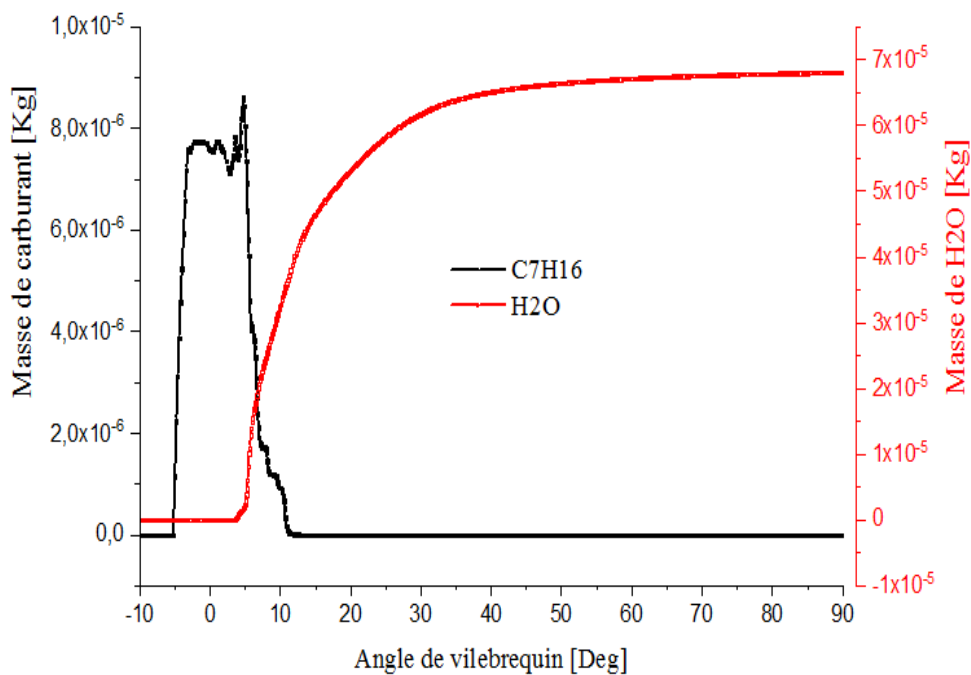
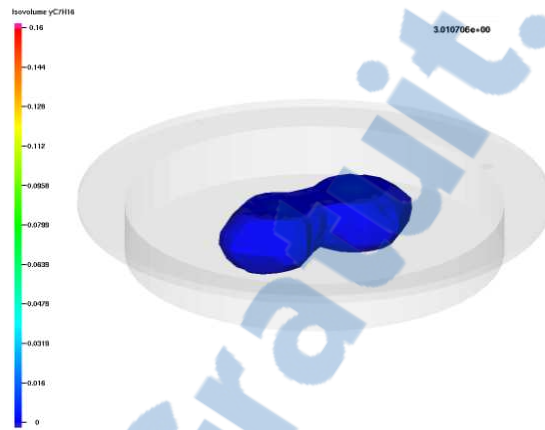


Figure IV.13 Evolution de C_7H_{16} et H_2O en fonction de l'angle du vilebrequin

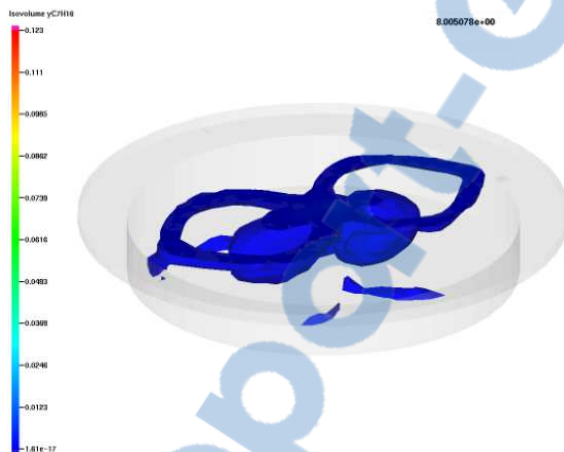
IV.5.4. Champs scalaires

L'évolution de la flamme est représentée sur les champs scalaires et les iso-volume du jet de carburant et de la température, ces contours montrent que le cœur du jet froid est trop riche en carburant tandis que la flamme se produit entre le jet et l'air

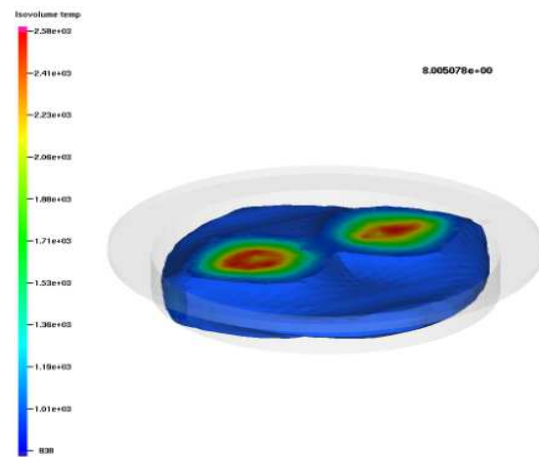
En remarque que l'évolution de la température dans la chambre de combustion augmente de façon régulière.



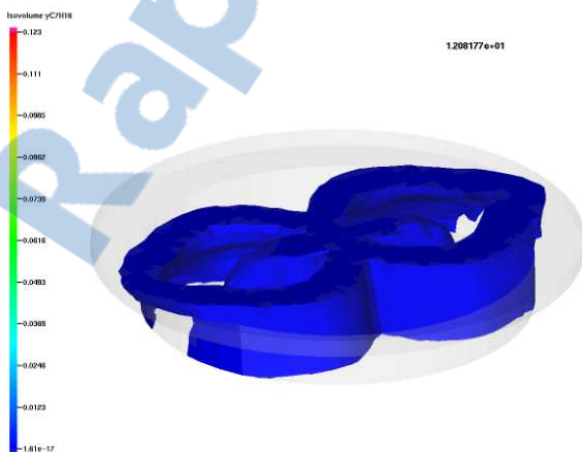
Le jet à 3°V après PMH



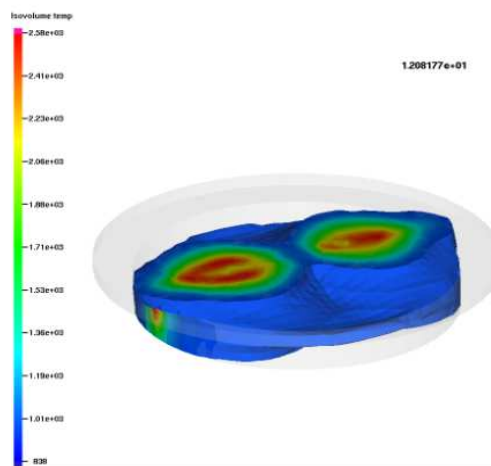
Le jet à 8°V après PMH



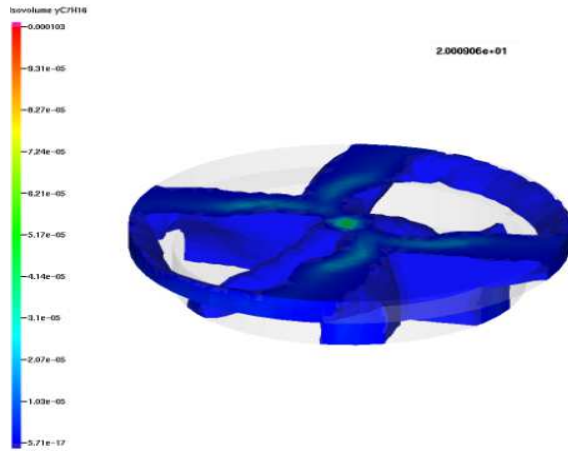
La température à 8°V après PMH



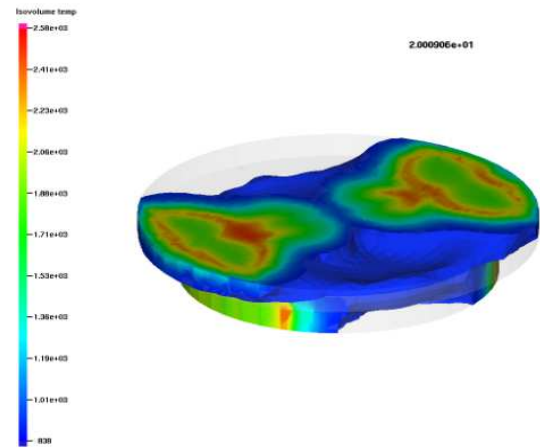
Le jet à 12°V après PMH



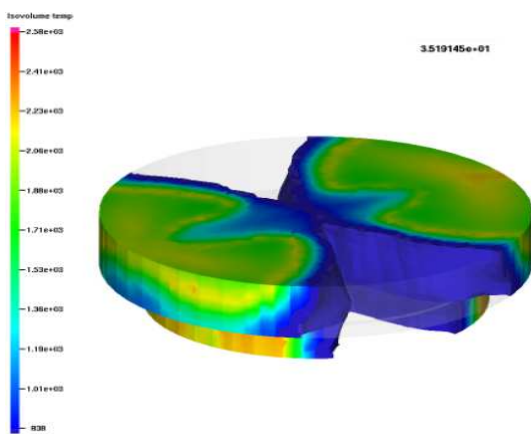
La température à 12°V après PMH



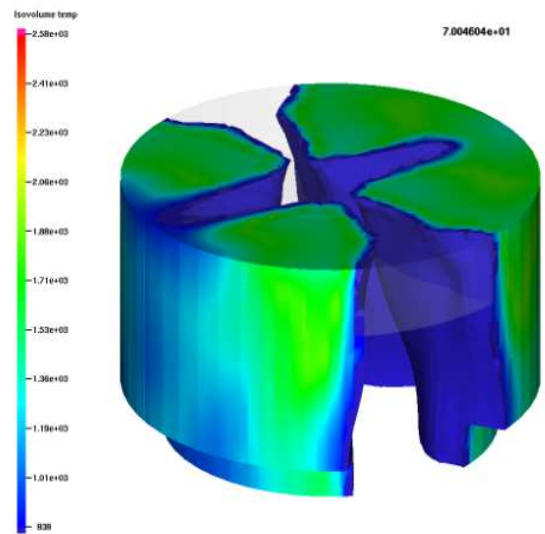
Le jet à 20°C après PMH



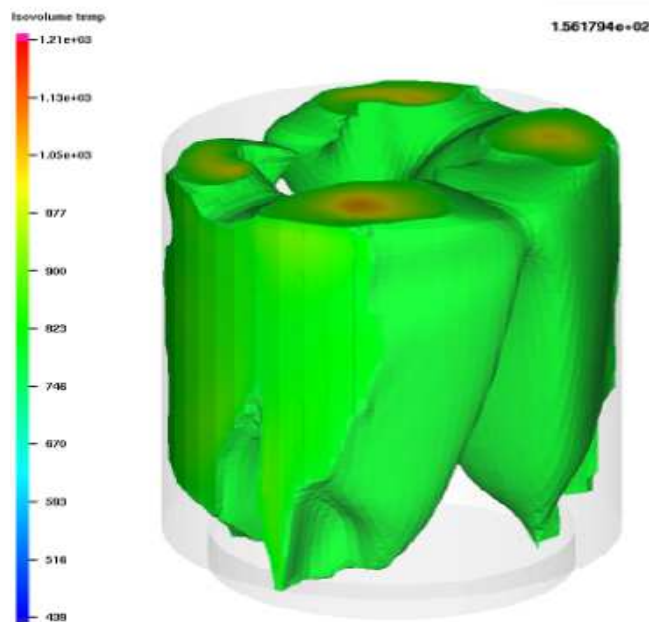
La température à 20°C après PMH



La température à 35°C après PMH



La température à 70°C après PMH



La température à 155°C après PMH

Figure IV.14 Contours iso-volume du jet et de la température pour EGR=0%.

IV.6. Investigation numérique sur l'influence de système EGR

Nous présentons par la suite une simulation numérique pour montrer l'influence de système EGR sur la combustion et l'évolution de la formation des gaz polluants dans un moteur diesel ID en utilisant le code CONVERGE V2.3.0.

Pour une combustion complète avec un excès d'air on a la fraction des espèces $Y_{i \text{ out}}$.

Les espèces	M_i	$n_{i \text{ out}}$	$X_{i \text{ out}}$	$X_{i \text{ out}} M_i$	$Y_{i \text{ out}}$
O ₂	32,000	0,00000	0,00000	0,000	0,00000
N ₂	28,016	3,77300	0,71553	20,046	0,72536
CO ₂	44,011	0,50000	0,09482	4,173	0,15101
H ₂ O	18,016	1,00000	0,18965	3,417	0,12363
SOM		5,27300	1,00000	27,636	1,00000

Avec :

M_i : la masse molaire

n_i : nombre de mole

X_i : la fraction molaire

Y_i : $X_i M_i / \text{SOM}$

Pour EGR 0%

Air frais

Espèces	$Y_{i \text{ in EGR0\%}}$
C ₇ H ₁₆	0,00000
O ₂	0,23238
N ₂	0,76762
SOM	1,00000

Pour EGR 5%

$Y_{i \text{ in EGR5\%}} = Y_{i \text{ out}} * (\text{EGR}_{\text{diesel}}/100)$, $\text{EGR}_{\text{diesel}} = 5\%$

Donc;

Espèces	$Y_{i \text{ in EGR5\%}}$
C ₇ H ₁₆	0,00000
O ₂	0,22076
N ₂	0,76551
CO ₂	0,00755
H ₂ O	0,00618
SOM	1,00000



Les fractions massiques de l'air d'admission relative à simulations effectuées sont présentées sur le tableau IV.6.

EGR		0%	5%	10%	15%	20%	25%
ESPECES	O2	0.23238	0.22076	0.20914	0.19752	0.18591	0.17429
	N2	0.76762	0.76551	0.76339	0.76128	0.75917	0.75705
	CO2	/	0.00755	0.01510	0.02265	0.03020	0.03775
	H2O	/	0.00618	0.01236	0.01854	0.02473	0.03091

Tableau IV.6 : les fractions des espèces pour différentes EGR.

A propos ces fractions d'espèces, on étudie l'influence de système EGR à partir des profils des pressions, température, taux de chaleur et des émissions de gaz polluants (suies, NOx, CO, HC).

IV.6.1. Pression moyenne

La figure (IV.15) représente l'évolution de la pression en fonction du degré d'angle vilebrequin pour les différents cas (0%-25% EGR). On remarque que la pression la plus élevée est celle de moteur sans EGR, et diminue progressivement en augmentant la fraction de l'EGR jusqu'au cas EGR=25% où on a une pression de 6.5MPa à cause de faible quantité d'oxygène.

A partir de ces résultats on conclure que la pression dans le cylindre diminue lorsque le taux d'EGR augmente. De même, l'utilisation d'un fort pourcentage d'EGR est aussi un moyen de limiter le gradient de pression et donc le bruit engendré par la combustion en contrôlant le début de la combustion.

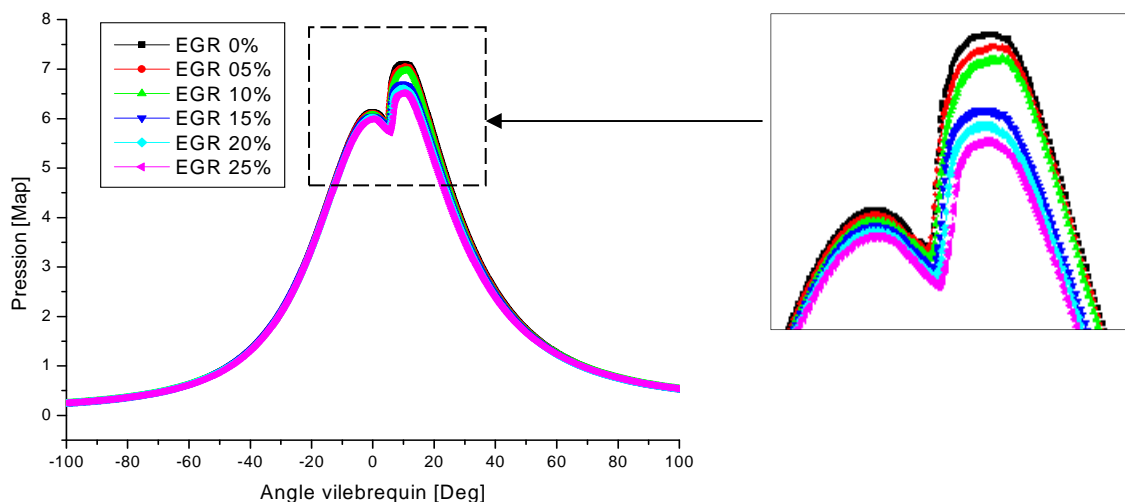


Figure IV.15 La courbe de pression moyenne en fonction de l'angle de vilebrequin

IV.6.2. Taux de dégagement de chaleur

La figure (IV.16) représente l'évolution des taux de chaleur dégagée par degré de vilebrequin pour les différents cas (0%-25% EGR). On observe une augmentation rapide de taux de la chaleur pour tous les cas d'EGR qui signifie la combustion. La valeur maximale obtenue est d'environ 350 J/CA pour le cas sans EGR. Par contre on observe que la chaleur dégagée par la combustion dans le cas EGR=25% est faible en comparaison aux autres cas, ceci signifie la mauvaise qualité de la combustion qui provoque ensuite le problème de création des suies. De plus, il est clair que le système EGR affiche un délai d'auto inflammation plus long par rapport au cas sans EGR.

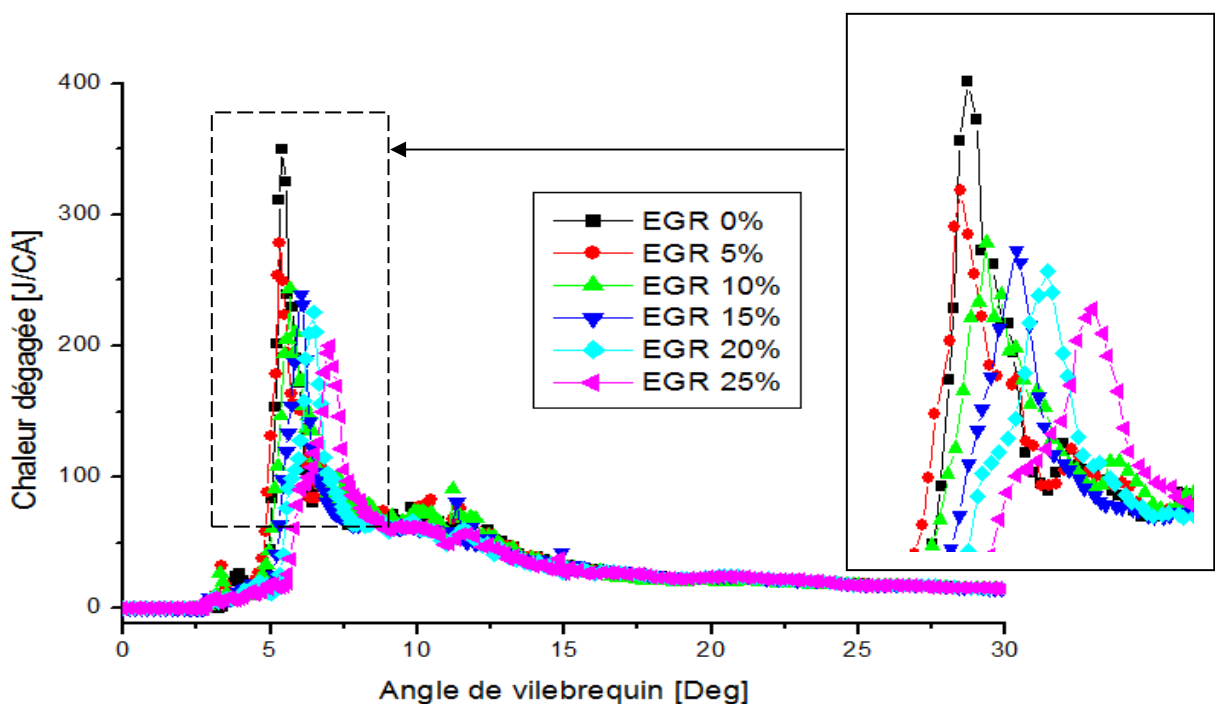


Figure IV.16 Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle du vilebrequin

IV.6.3. Température moyenne

La figure (IV.17) représente l'évolution de la température moyenne des gaz dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents cas (0%-25% EGR). On observe une augmentation rapide de la température lors de la phase de compression, suivie par une autre augmentation plus rapide qui signifie le début de combustion, après elles reculent à la fin de cette dernière. Ceci est présent dans tous les cas de taux d'EGR. La température moyenne maximale pour EGR 0% atteinte 1300 K. Cependant avec augmentation de concentration de l'EGR la température de flamme chute, pour aller environ 1180K pour EGR=25%.

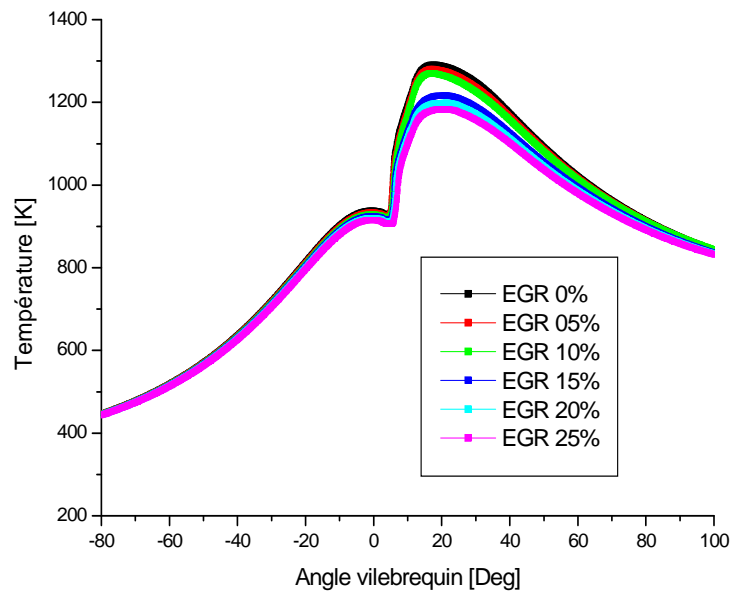


Figure IV.17 Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin

IV.6.4. Oxyde d'azote

La Figure (IV.18) représente l'évolution des oxydes d'azote en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différentes valeurs d'EGR, L'élévation de cette concentration en NO_x se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion net atteint une valeur au maximum de $1.1 \cdot 10^{-6}$ kg pour EGR 0%. Et être moins rapide pour chaque augmentation de proportion d'EGR, ce qui signifie qu'il y a une diminution des émissions de NO_x. Ceci est probablement dû à la température élevée dans la chambre de combustion.

Cependant, à cause de la température basse dans le cylindre (augmentation de taux de l'EGR/ concentration en oxygène faible) la production des oxydes d'azote diminue rapidement.

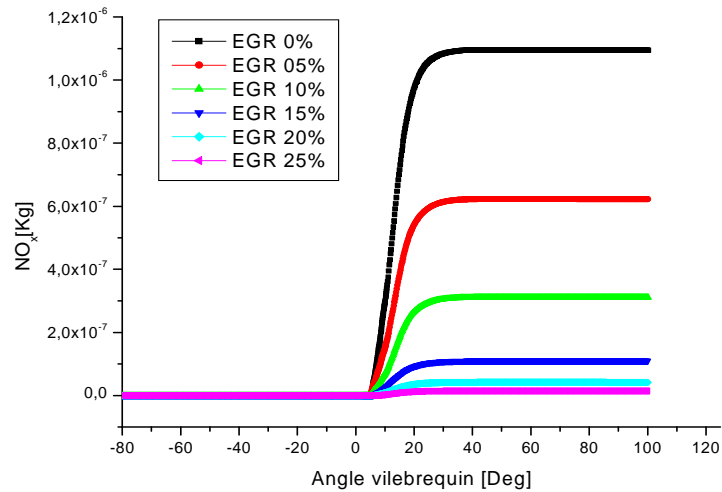


Figure IV.18 Evolution des NOx en fonction de l'angle du vilebrequin

IV.6.5. Particules de suies

La figure (IV.19) représente l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents cas (0%-25% EGR). On remarque que la quantité des suies produites par les différents cas augmente jusqu'à sa valeur maximale entre 20°V et 25°V après le PMH, puis elle diminue à la fin de la phase de diffusion. Nous observons que les émissions des suies dans les cas EGR=5% et 10% sont nettement réduites par rapport aux autres cas testés EGR=15%, 20% et 25% à cause de la teneur d'oxygène qui favorise la combustion.

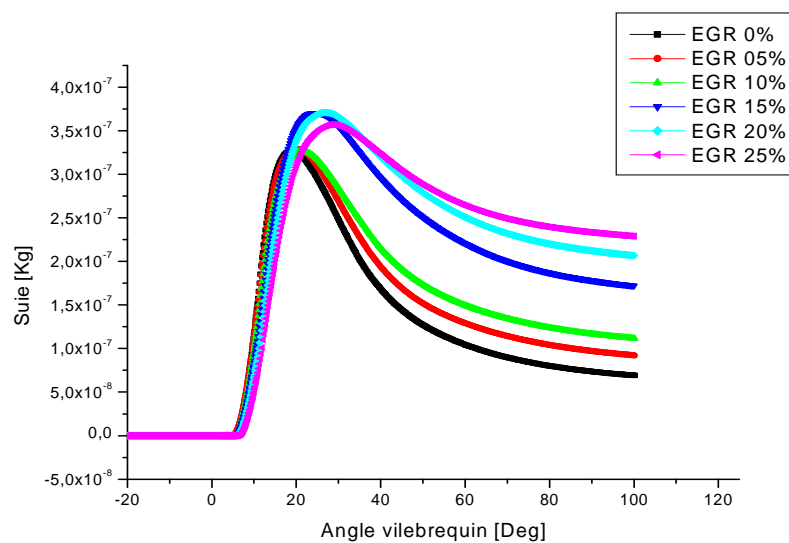


Figure IV.19 Evolution des suies en fonction de l'angle du vilebrequin

IV.6.6. Les hydrocarbures

La figure (IV.20) représente 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. L'élévation de la masse de HC se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion pour tous les cas d'EGR, avec une concordance bien déterminée entre les courbes.

Les émissions des HC atteignent le niveau maximum environ $2.1 \cdot 10^{-5}$ kg pour EGR 25% puis elles commencent à diminuer jusqu'à la fin de la phase de combustion de diffusion.

D'après l'analyse de la figure, les températures très basses de combustion engendrant des émissions d'HC très importantes

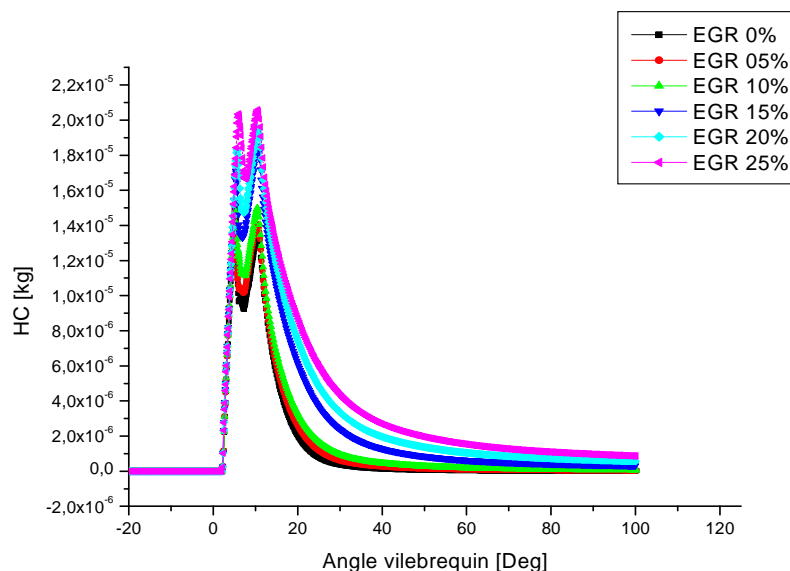


Figure IV.20 Evolution des HC en fonction de l'angle du vilebrequin.

IV.6.7. Monoxyde de carbone

L'évolution des oxydes de carbone CO en fonction de l'angle de vilebrequin pour les cas testés est illustrée sur la figure (IV.21). 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 environ $3.7 \cdot 10^{-5}$ kg pour EGR 0% qui traduit la combustion, suivie ensuite par une diminution considérable, puis une stabilisation des masses de CO dans tous les cas d'EGR à la fin de la phase de combustion de diffusion. Ainsi, cette figure montre que les émissions de CO sont plus faibles dans le cas à l'EGR=25%.

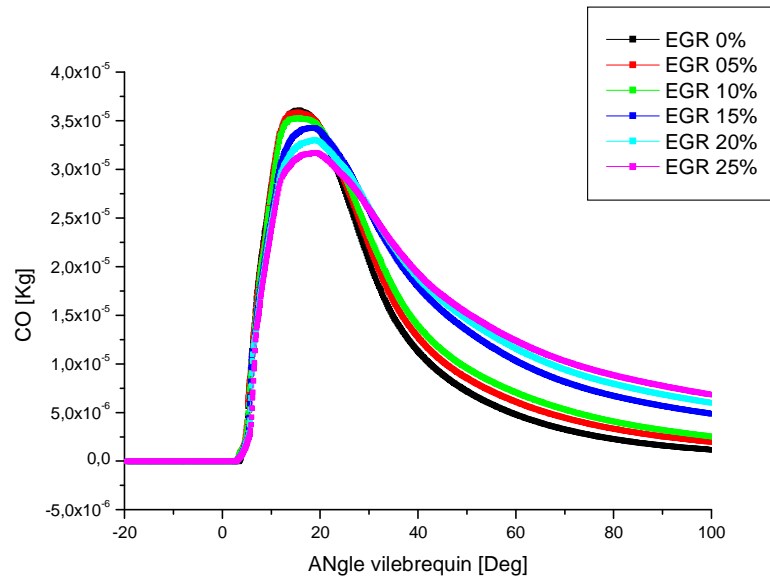


Figure IV.21 Evolution des CO en fonction de l'angle du vilebrequin

Les résultats de simulation montrent clairement le potentiel de l'utilisation de système EGR comme moyen de réduire les émissions de NOx.

Ont conclue que le meilleur cas dans ce travail c'est avec EGR=25%, mais il faut le combiné avec la stratégie d'injection, pression et température d'admission, qualité du mélange et la post-combustion pour le contrôle de la combustion et la réduction des émissions polluantes. Ces résultats ont été confirmés par d'autres recherches [25, 40,41]

IV.6.8. Comparaison des contours (NOx/suie)

Les figures (IV.22 et IV.23) représentent les contours de NOx et suies correspondants aux 30°V et 70°V après le PMH pour les NOx et 30°V et 50°V après le PMH pour les suies. D'après les contours nous remarquons la formation des NOx diminué avec l'augmentation de l'EGR dans le cylindre. Par contre la formation des suies augmente avec l'augmentation de l'EGR. Ces résultats confirment clairement l'évolution des NOx et suies représentée sur les figures (IV.17 et IV.18).

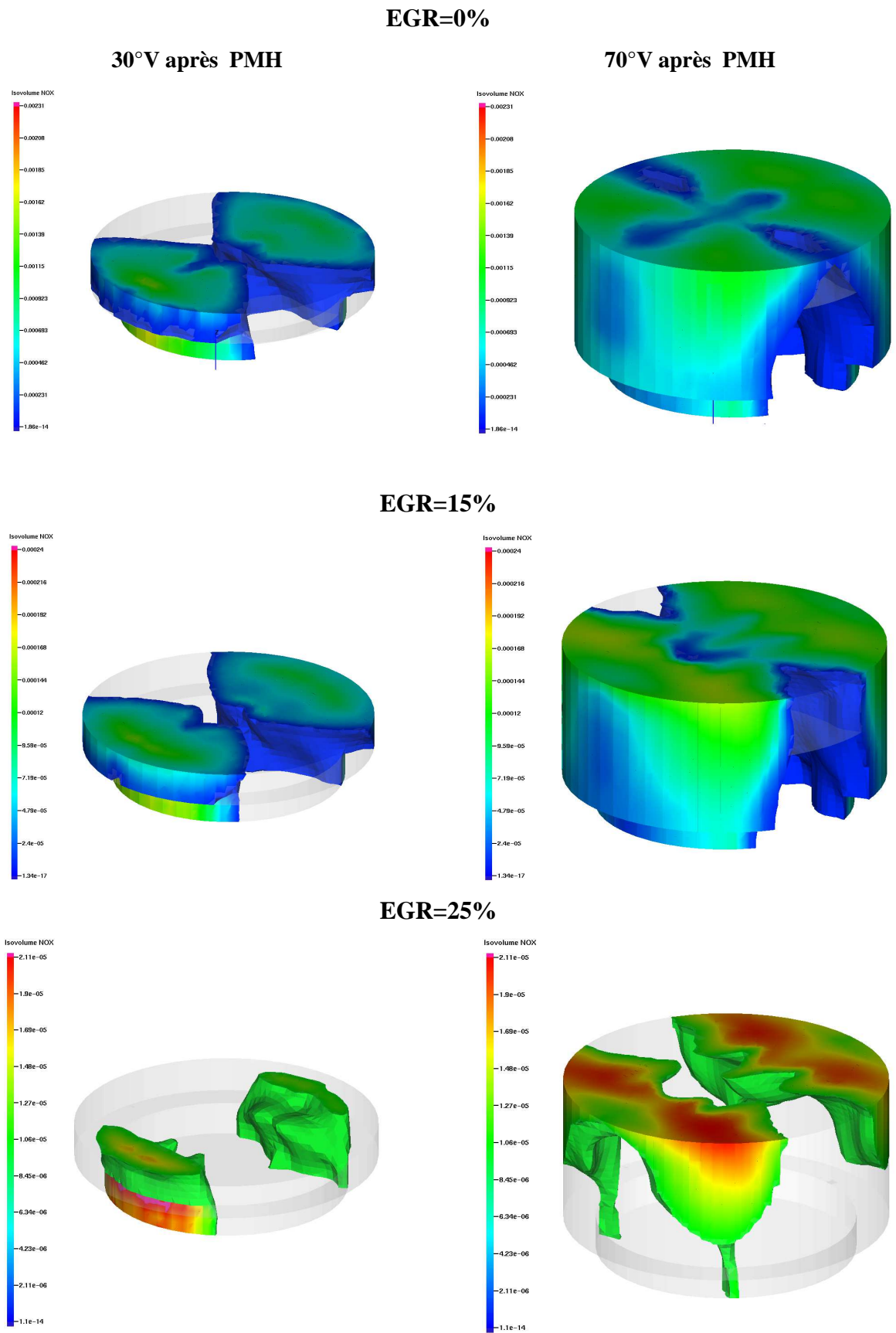


Figure IV.22. Contours iso-volume des NOx à différents angle de vilebrequin

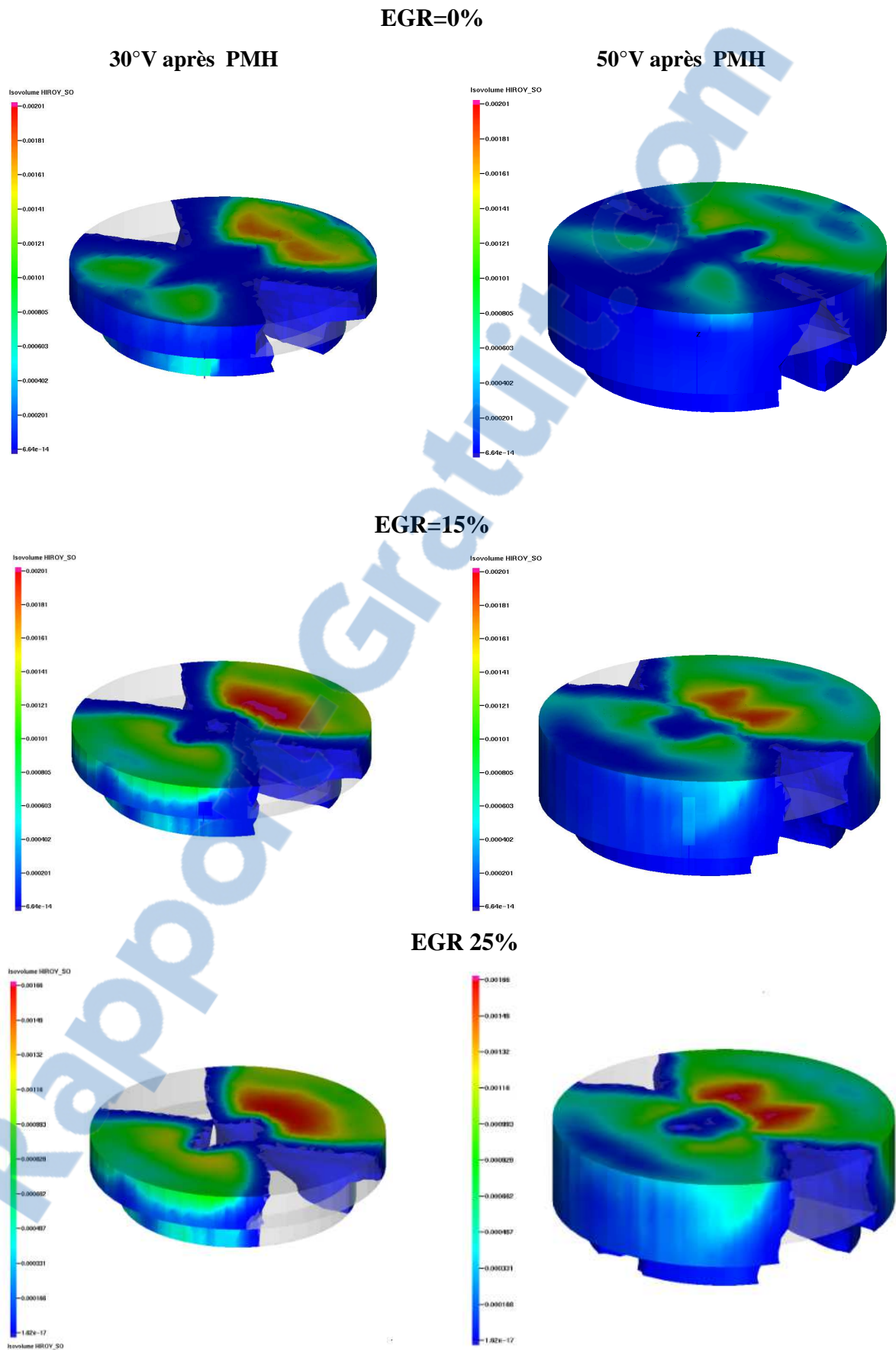


Figure IV.23. Contours iso-volume des suies à différents angle de vilebrequin

IV.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons commencé par une description de moteur MK-DIR 620-145. Ensuite on a décrit le choix des différents paramètres de calcul numérique et le domaine de calcul de code CONVERGE V2.3.0. L'objectif principal de ce chapitre d'arriver à réaliser une validation des résultats numériques par le calage de la courbe de pression. Ensuite une investigation numérique à été sélectionné afin d'étudier l'impact de EGR (0%-25%) sur la combustion et formations des polluants dans un moteur diesel à injection directe. Le résultat de calage était en bon accord avec la pression mesurée. Les résultats obtenus pour les douze cas nous donnent l'analyse comparative suivante :

- Une validation des résultats a été faite, par comparaison avec des mesures expérimentales données. Nos simulations numériques ont été présentées à différentes façon, ce forme de profil comme la pression, température, taux de chaleur et les gaz polluants et ce forme des contours comme le spray et température. Nous montrons ici que le rôle principal de simulation ces de comprendre l'évolution de combustion et la formation des polluants au sein d'un chambre de combustion.
- Le modèle SAGE est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion.
- les modèles de simulation utilisés dans ce projet pour représenter les phénomènes au sein de la chambre de combustion comme la combustion, turbulence, formation des polluants donnent des bons résultats.
- Nous avons également conclu de ces investigations que les températures moyennes des gaz lors de la combustion abaissent à cause de l'utilisation de l'EGR.
- Le système EGR a un impact significatif sur les émissions de NO_x en les réduisant notamment lorsque leur taux est élevé.
- Les différents essais avec et sans EGR ont permis de mettre en évidence l'effet EGR sur le comportement du moteur du point de vue émissions et combustion.
- Concernant les émissions polluantes, nos résultats appuient le fait que le système EGR est une technique très efficace pour réduire les émissions de NO_x .

Conclusion Générale

Conclusion générale et Perspectives

Durant ces dernières années, des progrès considérables ont été faits pour comprendre et améliorer les modes de combustion, permettant en l'espace de quelques décennies l'amélioration des performances aussi bien sur le rendement que sur les émissions polluantes. Malgré cela, les contraintes en termes d'émissions polluantes et de consommation poussent à repenser complètement les modes de combustion classique.

L'objectif principal de cette étude est la simulation numérique de combustion dans un moteur Diesel, cet objectif émane de la nécessité de comprendre les mécanismes qui régissent les écoulements réactifs dans ces moteurs, en plus la maîtrise d'un puissant code de calcul en l'occurrence le code "CONVERGE" qui peut simuler ces écoulements, et de donner des variables telle que la température, la pression, taux de chaleur et autres. De plus, des logiciels sont utilisés pour le post-traitement des résultats, tels que : Origine et GMV-plot pour les illustrations 2D et 3D.

Les conditions de fonctionnement du moteur ainsi que les modèles physique et chimique utilisé sont très nécessaires pour le mécanisme de fonctionnement des moteurs Diesel. La masse injectée du carburant, le type du carburant, les propriétés du carburant et aussi paramètres d'injecteurs, la composition d'air admis...etc. influent directement sur la température de combustion et la chaleur dégagée et toutes les performances du moteur.

La simulation numérique que nous avons menée dans ce travail est concernant l'influence du système EGR sur la combustion et la formation des polluants dans un moteur Diesel à injection directe. Elle nous donne une simplicité, une économie et une performance, pour étudier et comprendre le processus de combustion.

Les oxydes d'azote (NO_x), les suies, le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrulés (HC) sont les principaux polluants émis par la combustion. Les résultats rapportés montrent clairement que l'EGR a un impact considérable de réduire la température, la pression, le taux de chaleur durant combustion, et que la diminution de température est le facteur le plus important qui réduit les émissions de NO_x .

Ce travail préparé au Laboratoire de Recherche en Technologie de l'Environnement (LTE) ce qui nous a permis d'avancer les connaissances dans le domaine de combustion dans les moteurs à combustion interne.

- Nous avons entamé ce travail par une généralité sur les moteurs Diesel à injection directe et quelques paramètres influents sur la combustion et les émissions.

- Ensuite, nous avons donné un aperçu détaillé sur le système EGR et leur principe de fonctionnement, avec des exemples de leurs différentes technologies.
- La validation des résultats de simulation numérique montre à la fois une simplicité pour étudier et comprendre l'influence de système EGR sur les processus de combustion et la formation des polluants.
- Les modèles physiques et chimiques utilisé par le code ont ensuite été présentés.
- Les différents résultats trouvés permettent d'analyser à l'échelle intra-cycle les performances mécaniques et énergétiques (pression, température et 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.
- En fin, des calculs sur un cas d'un moteur diesel ont été réalisés. Plusieurs comparaisons ont été faite concernant l'influence du taux d'EGR sur les différentes émissions, et sur les différents paramètres comme la pression, la température et le taux de dégagement de chaleur dans la chambre de combustion.
- Lors de cette investigation, il a été clairement observé l'influence de système EGR sur le processus de combustion et les clés de son amélioration et l'évolution des gaz polluants.

Comme perspectives, plusieurs problèmes peuvent être traités à l'aide du code "CONVERGE". On peut en effet mener plusieurs recherches sur les moteurs Diesel : incorporation des différents modèles de combustion, d'allumage, d'autres modèles des NO_x, incorporation des différents modèles des suies, utilisation d'autres réactions chimiques, traitement de géométries complexes de chambres de combustion...etc.

Comme d'autre perspective dans le but de lever les verrous scientifiques en ce qui concerne l'utilisation d'EGR comme possibilité pour la combustion essence. De même, cette étude n'a traité que l'effet d'EGR sur la combustion et la formations des polluants sans pris en considération l'impact de la température. A ce titre, l'influence de température présente dans les gaz de recirculation sur l'amélioration de la combustion doit être considérée.

Finalement, afin d'améliorer le rendement écologique et économique il faut faire une investigation numérique globale sur l'influence de EGR, les paramètres d'injection, le swirl, la géométrie de bowl et la suralimentation ... sur l'évolution de combustion et la formations des polluants.

Bibliographie

- [1] BOUSBAA Hamza, moteur à combustion interne, polycopié, université de Tlemcen, 2016.
- [2] RIVIERE. M, « moteur Diesel », 2005.
- [3] Cahier de l'élève, Module 3 : Le moteur Diesel, DEP Conduite de camions. Centre de Formation En Transport de Charlesbourg, 2014.
- [4] GRONDIN Olivier, « Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic » Thèse, spécialité énergétique, Université École Doctorale Sciences Physiques et Mathématiques pour l'Ingénieur, France (Rouen), 2004.
- [5] ALBERTAL. E, « Moteurs DIESEL », série Technique Automobile, Dunod, 1974.
- [6] THONOM. J, « Moteurs à explosion », série Technique Automobile, France, Belgique, 1969
- [7] BRUN. R, « Science et technique du moteur diesel industriel et de transport » Tom 1, 1984.
- [8] Jean-baptist Moreau, « Modélisation de l'écoulement polyphasique à l'intérieure et en Sortie des injecteur diesel », Thèse doctorat de l'institut national polytechnique de Toulouse 2005.
- [9] KEZRANE Cheikh, « investigations numériques du processus de combustion dans un moteur Diesel », Mémoire Magister, université de Boumerdes-Alger, 2009.
- [10] Mr. BENAYAD Zouaoui, « Simulation numérique de l'effet du type de carburant sur la combustion et les émissions polluants dans un Moteur (MCI) », mémoire de master 2014/2015.
- [11] HEYWOOD J. B: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [12] MAIBOOM A, TAUZIA X and HETET J, Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive. Energy.33(1): p22-34.2008
- [13] PIERPONT. D, MONTGOMERY. D, REITZ. R: Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a DI Diesel, SAE Technical Paper 950217.
- [14] WHELAN. S: Down-Sizing Diesel Powertrain for Use in Fuel Efficient Mild Hybrid Vehicles J, SAE Paper 20015343.

- [15] Martin, Joseph et Wauters, Pierre, Installations thermiques motrices, Chapitre 5, les moteurs à combustion interne, p. 189, Presses universitaires de Louvain, 2009
- [16] SSP 350, Le moteur V6 TDI de 3,0l (Conception et fonctionnement), Service Training Volkswagen AG, 03.2005.
- [17] SSP 139, Système de réduction catalytique sélective des NOx, Service Training Volkswagen AG, 09.2010.
- [18] PIPEREL Aurélie, « Impacts des propriétés de gaz d'échappement recyclés sur l'initiation et le déroulement de la combustion : caractérisation paramétrique de la réactivité de l'EGR », Thèse de doctorat, Université d'Orléans, 2008.
- [19] PRADEEP.V, and SHARMA R.P., Use of HOT EGR for NOx control in a compression ignition engine fueled with bio-diesel from Jatropha oil. *Renewable Energy*, 32 : p. 1136–1154.2007
- [20] GIANSETTI Pascal. Contrôle moteur à allumage commandé Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre. Domain other. Université d'Orleans, 2005. Français.
- [21] MOLINA Alcaide, S. Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases d'escape sobre el proceso de combustión d'un motor Diésel. Editorial Reverté S.A. 276 pp. ISBN 9788429147049.
- [22] LUCKY Anetor, CHRISTOPHER Odetunde, EDWARD E. Osakue « Computational Analysis of the Extended Zeldovich Mechanism ». *Physicochimie*. 21, 577,1946.
- [23] MING Zheng, GRAHAM T. Reader, and GARY Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation-- a review on advanced and novel concepts. *Energy Conversion and Management*, 2004. 45(6) : p. 883-900
- [24] SSP 465 Le moteur 1,2 l 3 cylindres TDI à système d'injection par rampe, 07/2010.
- [25] SSP 36 Le moteur 2.0 l TDI de 125 kW avec 4 soupapes par cylindre.,10/2005.
- [26] SSP Le moteur 1.9 l TDI ,2004.
- [27] WARNATZ. J, MASS. U and DIBBLE R.W: combustion Physical and chemical fundamentals, Modeling and Simulation, Expérimentais, Polluant Formation », 3rd Editions. Springer- Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000.
- [28] Carsten, Baumgarten: Mixture Formation in Internal Combustion Engines, ISBN-10-3-540- 30835- Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2006.

- [29] RICHARDS. K.J, SENEAL.P.K., and E. Pomraning, «A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flows with Complex Geometries », CONVERGE (Version 2.3.0), Convergent Science, Inc, Middleton, WI. (2017).
- [30] AGLAVE.R., « CFD simulation of combustion Using Automatically Reduced Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine », these de doctorat, University of Heidelberg 2007.
- [31] BOUSBAA. H : Etude de Combustion Turbulente Dans un Moteur Diesel Turbocompressé, Mémoire de Magister, LTE–ENSET-Oran 2008.
- [32] KONG.S. C, SENEAL.P. K. and REITZ R. D., «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.
- [33] RISLA. D, DONATEO T, LAFORGIA D, «Theoretical investigation on the influence of physical parameters on soot and NOx engine emissions », ASME, pp. 53-65, 2011.
- [34] NORDIN P. A. N, «Complex chemistry Modeling Diesel spray Combustion », these Doctorat, university of Sweden, 2001.
- [35] BELARDINI1. P. and BERTOLI .C, «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.
- [36] site web Engine Research Centre university Wisconsin-Madison consulter 13/06/2018.

Annexe

#	SPECIES	PHASE	MW	H	C	O	N
1.	C7H16	G	100.21	16	7	0	0
2.	O2	G	32.00	0	0	2	0
3.	N2	G	28.01	0	0	0	2
4.	CO2	G	44.01	0	1	2	0
5.	H2O	G	18.02	2	0	1	0
6.	CO	G	28.01	0	1	1	0
7.	H2	G	2.02	2	0	0	0
8.	CH4	G	16.04	4	1	0	0
9.	C2H2	G	26.04	2	2	0	0
10.	C2H4	G	28.05	4	2	0	0
11.	H2O2	G	34.01	2	0	2	0
12.	HO2	G	33.01	1	0	2	0
13.	OH	G	17.01	1	0	1	0
14.	H	G	1.01	1	0	0	0
15.	O	G	16.00	0	0	1	0
16.	CH3	G	15.04	3	1	0	0
17.	CH3O	G	31.03	3	1	1	0
18.	CH2	G	14.03	2	1	0	0
19.	CH2O	G	30.03	2	1	1	0
20.	CH3O2	G	47.03	3	1	2	0
21.	CH4O2	G	48.04	4	1	2	0
22.	HCO	G	29.02	1	1	1	0
23.	C7H15-1	G	99.20	15	7	0	0
24.	C7H15-2	G	99.20	15	7	0	0
25.	C7H15O2	G	131.20	15	7	2	0
26.	C7H14O2H	G	131.20	15	7	2	0
27.	C7H14O2HO2	G	163.20	15	7	4	0
28.	C7KET12	G	146.19	14	7	3	0
29.	C6H12	G	84.16	12	6	0	0
30.	C5H11CHO	G	100.16	12	6	1	0
31.	C5H11CO	G	99.15	11	6	1	0
32.	C5H11	G	71.14	11	5	0	0
33.	C4H9	G	57.12	9	4	0	0
34.	C3H7	G	43.09	7	3	0	0
35.	C3H6	G	42.08	6	3	0	0
36.	C3H5	G	41.07	5	3	0	0
37.	C3H4	G	40.07	4	3	0	0
38.	C2H3	G	27.05	3	2	0	0
39.	C2H5	G	29.06	5	2	0	0
40.	C2H6	G	30.07	6	2	0	0
41.	NO	G	30.01	0	0	1	1
42.	N	G	14.01	0	0	0	1

REACTIONS: units for E are CAL/MOLE

#	REACTION	A	b	E
1.	C7H16+H<=>C7H15-1+H2	5.60E+007	2.00	7667.00
2.	C7H16+H<=>C7H15-2+H2	4.38E+007	2.00	4750.00
3.	C7H16+OH<=>C7H15-1+H2O	8.61E+009	1.10	1815.00

4.	C7H16+OH<=>C7H15-2+H2O	4.50E+009	1.30	690.50
5.	C7H16+HO2<=>C7H15-1+H2O2	1.12E+013	0.00	19300.00
6.	C7H16+HO2<=>C7H15-2+H2O2	1.65E+013	0.00	16950.00
7.	C7H16+O2<=>C7H15-1+HO2	2.50E+013	0.00	48810.00
8.	C7H16+O2<=>C7H15-2+HO2	2.00E+014	0.00	47380.00
9.	C7H15-1+O2<=>C7H15O2	2.00E+012	0.00	0.00
10.	C7H15-2+O2<=>C7H15O2	2.00E+012	0.00	0.00
11.	C7H15O2<=>C7H14O2H	6.00E+011	0.00	20380.00
12.	C7H14O2H+O2<=>C7H14O2HO2	4.60E+011	0.00	0.00
13.	C7H14O2HO2<=>C7KET12+OH	1.00E+009	0.00	7480.00
14.	C7KET12<=>C5H11CHO+CH2O+O	1.05E+016	0.00	41100.00
15.	C5H11CHO+O2<=>C5H11CO+HO2	2.00E+013	0.50	42200.00
16.	C5H11CHO+OH<=>C5H11CO+H2O	1.00E+013	0.00	0.00
17.	C5H11CHO+H<=>C5H11CO+H2	4.00E+013	0.00	4200.00
18.	C5H11CHO+O<=>C5H11CO+OH	5.00E+012	0.00	1790.00
19.	C5H11CHO+HO2<=>C5H11CO+H2O2	2.80E+012	0.00	13600.00
20.	C5H11CHO+CH3<=>C5H11CO+CH4	1.70E+012	0.00	8440.00
21.	C5H11CHO+CH3O2<=>C5H11CO+CH4O2	1.00E+012	0.00	9500.00
22.	C5H11CO<=>C5H11+CO	1.00E+011	0.00	9600.00
23.	C5H11<=>C2H4+C3H7	3.20E+013	0.00	28300.00
24.	C7H15-1<=>C2H4+C5H11	2.50E+013	0.00	28810.00
25.	C7H15-2<=>C4H9+C3H6	2.20E+013	0.00	28100.00
26.	C7H15-1<=>C7H15-2	3.60E+016	0.00	80700.00
27.	C4H9<=>C2H5+C2H4	2.50E+013	0.00	28810.00
28.	C3H7<=>C2H4+CH3	9.60E+013	0.00	30950.00
29.	C3H7<=>C3H6+H	1.25E+014	0.00	36900.00
30.	C3H7+O2<=>C3H6+HO2	1.00E+012	0.00	4980.00
31.	C3H6<=>C2H3+CH3	3.15E+015	0.00	85500.00
32.	C3H6+H<=>C3H5+H2	5.00E+012	0.00	1500.00
33.	C3H6+CH3<=>C3H5+CH4	9.00E+012	0.00	8480.00
34.	C3H5<=>C3H4+H	4.00E+013	0.00	69760.00
35.	C3H5+H<=>C3H4+H2	1.00E+013	0.00	0.00
36.	C3H5+O2<=>C3H4+HO2	6.00E+011	0.00	10000.00
37.	C3H4+OH<=>C2H3+CH2O	1.00E+012	0.00	0.00
38.	C3H4+OH<=>C2H4+HCO	1.00E+012	0.00	0.00
39.	CH3O+CO<=>CH3+CO2	1.57E+014	0.00	11800.00
40.	CH3O+M<=>CH2O+H+M	1.00E+014	0.00	25000.00
41.	CH3O+H<=>CH2O+H2	2.00E+013	0.00	0.00
42.	CH3O+OH<=>CH2O+H2O	1.00E+013	0.00	0.00
43.	CH3O+O<=>CH2O+OH	1.00E+013	0.00	0.00
44.	CH3O+O2<=>CH2O+HO2	1.20E+011	0.00	2600.00
45.	CH3+HO2<=>CH3O+OH	5.00E+013	0.00	0.00
46.	CH3+O2<=>CH3O+O	4.67E+013	0.00	30000.00
47.	CH3+O2<=>CH2O+OH	3.80E+011	0.00	9000.00
48.	CH3+O2<=>CH3O2	3.02E+059	-15.00	17204.00
49.	CH3O2+HO2<=>CH4O2+O2	4.63E+011	0.00	-2583.00
50.	CH3O2+CH4<=>CH4O2+CH3	1.81E+011	0.00	18480.00
51.	CH3O2+CH3<=>CH3O+CH3O	2.41E+013	0.00	0.00
52.	CH3O2+O<=>CH3O+O2	3.61E+013	0.00	0.00
53.	CH3O2+H<=>CH3O+OH	9.64E+013	0.00	0.00
54.	CH3O2+CH2O<=>CH4O2+HCO	1.00E+012	0.00	11665.00
55.	CH3O2+C2H6<=>CH4O2+C2H5	2.95E+011	0.00	14944.00
56.	CH3O2+CH3O2<=>CH3O+CH3O+O2	2.80E+011	0.00	-780.00
57.	CH3O2+H2O2<=>CH4O2+HO2	2.40E+012	0.00	10000.00
58.	CH4O2<=>CH3O+OH	3.00E+016	0.00	42920.00
59.	CH3O2+C2H4<=>C2H3+CH4O2	7.10E+011	0.00	17110.00
60.	CH4O2+OH<=>CH3O2+H2O	1.00E+013	0.00	-258.00
61.	CH4O2+O<=>CH3O2+OH	2.00E+013	0.00	4750.00

62.	CH ₃ +O<=>CH ₂ O+H	8.00E+013	0.00	0.00
63.	CH ₃ +OH<=>CH ₂ +H ₂ O	7.50E+006	2.00	5000.00
64.	CH ₃ +OH<=>CH ₂ O+H ₂	4.00E+012	0.00	0.00
65.	CH ₃ O+H<=>CH ₃ +OH	1.00E+014	0.00	0.00
66.	CO+O+M<=>CO ₂ +M	6.17E+014	0.00	3000.00
67.	CO+OH<=>CO ₂ +H	3.51E+007	1.30	-758.00
68.	CO+O ₂ <=>CO ₂ +O	1.60E+013	0.00	41000.00
69.	HO ₂ +CO<=>CO ₂ +OH	5.80E+013	0.00	22930.00
70.	H ₂ +O ₂ <=>OH+OH	1.70E+013	0.00	47780.00
71.	H ₂ +OH<=>H ₂ O+H	1.17E+009	1.30	3626.00
72.	O+OH<=>O ₂ +H	4.00E+014	-0.50	0.00
73.	O+H ₂ <=>OH+H	5.06E+004	2.67	6290.00
74.	H+HO ₂ <=>O+H ₂ O	3.10E+010	0.00	3590.00
75.	O+OH+M<=>HO ₂ +M	1.00E+016	0.00	0.00
76.	H+O ₂ +M<=>HO ₂ +M	3.60E+017	-0.72	0.00
77.	OH+HO ₂ <=>H ₂ O+O ₂	7.50E+012	0.00	0.00
78.	H+HO ₂ <=>OH+OH	1.70E+014	0.00	875.00
79.	O+HO ₂ <=>O ₂ +OH	1.40E+013	0.00	1073.00
80.	OH+OH<=>O+H ₂ O	6.00E+008	1.30	0.00
81.	H+H+M<=>H ₂ +M	1.00E+018	-1.00	0.00
82.	H+H+H ₂ <=>H ₂ +H ₂	9.20E+016	-0.60	0.00
83.	H+H+H ₂ O<=>H ₂ +H ₂ O	6.00E+019	-1.25	0.00
84.	H+H+CO ₂ <=>H ₂ +CO ₂	5.49E+020	-2.00	0.00
85.	H+OH+M<=>H ₂ O+M	1.60E+022	-2.00	0.00
86.	H+O+M<=>OH+M	6.20E+016	-0.60	0.00
87.	O+O+M<=>O ₂ +M	1.89E+013	0.00	-1788.00
88.	H+HO ₂ <=>H ₂ +O ₂	1.25E+013	0.00	0.00
89.	HO ₂ +HO ₂ <=>H ₂ O ₂ +O ₂	2.00E+012	0.00	0.00
90.	H ₂ O ₂ +M<=>OH+OH+M	4.30E+016	0.00	45500.00
91.	H ₂ O ₂ +H<=>HO ₂ +H ₂	1.60E+012	0.00	3800.00
92.	H ₂ O ₂ +OH<=>H ₂ O+HO ₂	1.00E+013	0.00	1800.00
93.	H ₂ O ₂ +H<=>H ₂ O+OH	1.00E+013	0.00	3590.00
94.	H ₂ O ₂ +O<=>H ₂ O+O ₂	8.40E+011	0.00	4260.00
95.	H ₂ O ₂ +O<=>OH+HO ₂	2.00E+013	0.00	5900.00
96.	H ₂ +HO ₂ <=>H ₂ O+OH	6.50E+011	0.00	18800.00
97.	N+NO<=>N ₂ +O	3.27E+012	0.30	0.00
98.	N+O ₂ <=>NO+O	6.40E+009	1.00	6280.00
99.	N+OH<=>NO+H	7.33E+013	0.00	1120.00
100.	CH ₂ O+O ₂ <=>HCO+HO ₂	6.20E+013	0.00	39000.00
101.	CH ₂ O+O<=>HCO+OH	1.80E+013	0.00	3080.00
102.	CH ₂ O+H<=>HCO+H ₂	2.19E+008	1.80	3000.00
103.	CH ₂ O+OH<=>HCO+H ₂ O	2.43E+010	1.20	-447.00
104.	CH ₂ O+HO ₂ <=>HCO+H ₂ O ₂	3.00E+012	0.00	8000.00
105.	CH ₂ O+M<=>CO+H ₂ +M	6.25E+015	0.00	69540.00
106.	CH ₂ O+M<=>HCO+H+M	4.00E+023	-1.66	91120.00
107.	HCO+HCO<=>CH ₂ O+CO	3.01E+013	0.00	0.00
108.	HCO+OH<=>H ₂ O+CO	1.00E+014	0.00	0.00
109.	HCO+H<=>H ₂ +CO	1.19E+013	0.30	0.00
110.	HCO+O<=>OH+CO	3.00E+013	0.00	0.00
111.	HCO+O<=>H+CO ₂	3.00E+013	0.00	0.00
112.	HCO+O ₂ <=>HO ₂ +CO	3.30E+013	-0.40	0.00
113.	HCO+M<=>H+CO+M	1.87E+017	-1.00	17000.00
114.	HCO+HO ₂ <=>CO ₂ +OH+H	3.00E+013	0.00	0.00
115.	CH ₄ +O ₂ <=>CH ₃ +HO ₂	7.90E+013	0.00	56000.00
116.	CH ₄ +H<=>CH ₃ +H ₂	6.60E+008	1.60	10840.00
117.	CH ₄ +OH<=>CH ₃ +H ₂ O	1.60E+006	2.10	2460.00
118.	CH ₄ +O<=>CH ₃ +OH	1.02E+009	1.50	8604.00
119.	CH ₄ +HO ₂ <=>CH ₃ +H ₂ O ₂	1.00E+013	0.00	18700.00

120.	CH4+CH2<=>CH3+CH3	4.00E+012	0.00	-570.00
121.	CH3+CH2O<=>CH4+HCO	5.50E+003	2.80	6000.00
122.	CH3+HCO<=>CH4+CO	1.20E+014	0.00	0.00
123.	CH3+H<=>CH4	1.90E+036	-7.00	9050.00
124.	CH3+H<=>CH2+H2	9.00E+013	0.00	15100.00
125.	CH3+CH3O<=>CH4+CH2O	4.30E+014	0.00	0.00
126.	CH3+CH3<=>C2H6	2.70E+053	-12.00	19400.00
127.	CH3+CH3<=>C2H5+H	4.99E+012	0.10	10600.00
128.	CH2+OH<=>CH2O+H	2.50E+013	0.00	0.00
129.	CH2+O2<=>HCO+OH	4.30E+010	0.00	-500.00
130.	CH2+O2<=>CO2+H2	6.90E+011	0.00	500.00
131.	CH2+O2<=>CO+H2O	2.00E+010	0.00	-1000.00
132.	CH2+O2<=>CH2O+O	5.00E+013	0.00	9000.00
133.	CH2+O2<=>CO2+H+H	1.60E+012	0.00	1000.00
134.	CH2+O2<=>CO+OH+H	8.60E+010	0.00	-500.00
135.	CH2+CH2<=>C2H2+H2	1.20E+013	0.00	800.00
136.	CH2+CH2<=>C2H2+H+H	1.20E+014	0.00	800.00
137.	CH2+CO2<=>CH2O+CO	1.00E+011	0.00	1000.00
138.	CH3+HCO<=>CH2O+CH2	3.00E+013	0.00	0.00
139.	CH3+C2H4<=>CH4+C2H3	6.62E+000	3.70	9482.00
140.	CH3+CH3<=>C2H4+H2	1.00E+015	0.00	31000.00
141.	CH3+CH2<=>C2H4+H	3.00E+013	0.00	-570.00
142.	C2H4+H<=>C2H3+H2	1.10E+014	0.00	8500.00
143.	C2H4+O<=>CH3+HCO	1.60E+009	1.20	746.00
144.	C2H4+O<=>CH2O+CH2	3.00E+004	1.88	180.00
145.	C2H4+O<=>C2H3+OH	1.51E+007	1.91	3790.00
146.	C2H4+OH<=>CH2O+CH3	6.00E+013	0.00	960.00
147.	C2H4+HO2<=>C2H3+H2O2	7.10E+011	0.00	17110.00
148.	C2H4+OH<=>C2H3+H2O	8.02E+013	0.00	5955.00
149.	C2H4+M<=>C2H2+H2+M	1.50E+015	0.00	55800.00
150.	C2H4+M<=>C2H3+H+M	2.60E+017	0.00	96570.00
151.	C2H4+H<=>C2H5	2.60E+043	-9.25	52580.00
152.	C2H6+O2<=>C2H5+HO2	1.00E+013	0.00	48960.00
153.	C2H5+O2<=>C2H4+HO2	2.00E+010	0.00	-2200.00
154.	C2H4+O2<=>C2H3+HO2	4.20E+014	0.00	57590.00
155.	C2H4+C2H4<=>C2H5+C2H3	5.00E+014	0.00	64700.00
156.	C2H5+HO2<=>C2H4+H2O2	3.00E+011	0.00	0.00
157.	C2H2+O2<=>HCO+HCO	4.00E+012	0.00	28000.00
158.	C2H2+O<=>CH2+CO	1.02E+007	2.00	1900.00
159.	C2H2+H+M<=>C2H3+M	5.54E+012	0.00	2410.00
160.	C2H3+H<=>C2H2+H2	4.00E+013	0.00	0.00
161.	C2H3+O2<=>CH2O+HCO	4.00E+012	0.00	-250.00
162.	C2H3+OH<=>C2H2+H2O	3.00E+013	0.00	0.00
163.	C2H3+CH2<=>C2H2+CH3	3.00E+013	0.00	0.00
164.	C2H3+HCO<=>C2H4+CO	6.03E+013	0.00	0.00
165.	C2H3+C2H3<=>C2H2+C2H4	1.45E+013	0.00	0.00
166.	C2H3+O<=>C2H2+OH	1.00E+013	0.00	0.00
167.	C2H2+OH<=>CH3+CO	4.83E-004	4.00	-2000.00
168.	C2H3<=>C2H2+H	4.60E+040	-8.80	46200.00