

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ BOUIRA
FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUEES
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de Master

Option

Mécanique Energétique

THEME

**Contribution à l'étude des émissions polluantes
dans un moteur diesel par modélisation
numérique 2D**

Présenté par :

- Nedjari Rachida
- Merzouk Kahina

Soutenu le 02/ 07 / 2016 devant le Jury composé de :

M. Moussaoui	MAA	Université de Bouira	[Président]
S. Djellal	MCB	Université de bouira	[Rapporteur]
A.Laouari	MAA	Université de Bouira	[Examineur]
F. Baghdadi	MAA	Université de Bouira	[Examineur]

Année : 2015/2016

REMERCIEMENTS

Gloire au tout puissant qui nous a éclairé et donné la force nécessaire à la finalisation de
notre labeur

Au terme de ce travail, nous tenons à adresser notre profonde reconnaissance à
toutes les personnes qui nous ont soutenues, aidées et encouragées .

Nos remerciements et respects à notre encadreur **M. Djellal.S** qui par ses conseils a
éclairé notre cheminement durant nos travaux.

Et sans omettre M. Mena.A pour son aide et ses conseils très précieux.

Nos remerciements et respect aux membres du jury.

Nos remerciements et reconnaissance envers nos parents.

A tous les enseignants qui ont participé à notre formation durant toutes ces années
d'études.

Nos remerciements à tous nos amis.

Et à tous ceux qui ont contribué à la concrétisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce travail à mes chers parents, qui m'ont soutenu
pendant toute ma vie.

À mes sœurs : Nihad, Tinhinane, Asma et ma puce Cylia .

À mon frère Ghilas.

À mes grands-parents que le Dieu les accueille dans son vaste
paradis

A toute ma famille Merzouk, Abbas, sans oublier la famille
Nedjari.

À mes chères amies : Nassima, Naima, Assia, Dihia .

À mon binôme et mon amie et ma sœur « RACHIDA ».

À M.L.Bilal que je remercie beaucoup pour son aide et son
soutien.

Et à tous ceux qui me sont chers merci pour votre amour et de
votre soutien.

MERZOUK Kahina.

Dédicace

À mes chers parents qui m'ont soutenu et encouragé durant toute ma vie que dieu les garde et les protège.

À la mémoire de mon frère.

À mon petit Frère et très chères sœurs.

À mes grands-parents.

À toute ma famille.

À mon binôme « KAHINA » et sa famille.

À tous mes amis et à tous ceux qui me sont chers.

NEDJARI Rachida.

NOMENCLATURE

Abréviations:

CFD	Computational Fluid Dynamic
DNS	Direct Numerical Simulation
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Average Navier Stoke's
EDM	Eddy dissipation model
LFR	Laminar Finite Rate
LRN	Lower Reynolds Number
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
AOSA	Avance Ouverture Soupape Admission
AOSE	Avance Ouverture Soupape Echappement
RFSA	Retard Fermeture Soupape Admission
RFSE	Retard Fermeture Soupape Echappement
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
GNV	Gaz Naturel de ville
2D	Bidimensionnel
NOx	Les oxydes d'azote
UDF	Fonction définie par l'utilisateur User-Defined Function
ADM	Admission
COMP	Compression
INF-DET	Inflammation détente
ECH	Echappement
UV	Ultraviolets
HC	Hydrocarbures imbrûlés
PMI	Pression moyenne indiqué
PME	Pression moyenne effective
MC	Moteur à combustion
MCE	Moteur à combustion externe
MCI	Moteur à combustion interne
GES	Gaz à effet de serre
Nu	Nombre du Nusselt
Mw	Mégawat

NOMENCLATURE

min	Minute
Pr	Nombre de Prandtl
Pinj	Pression d'injection
SR	Rapport de Swirl
Re	Nombre de Reynolds
TR	Rapport de tumble
Tc	Température culasse
Ti	L'intensité de turbulence
tr	Toure
Tp	Température de la cellule adjacente
Tw	Température parois (piston, chemise)
Vm	Volume mort

Symboles :

Chimie :

C_nH_m	Hydrocarbure non spécifié
CO_2	Dioxyde de carbone
H_2O	Eau
O_2	Oxygène
N_2	Azote
H_2	Hydrogène
CO	Monoxyde de carbone
NOx	Les oxydes d'azote
NO	Mono-oxide d'azote
NO2	Dioxyde d'azote
SOx	Oxydes de soufre

Variables:

Γ	couple [N.m]
ω	vitesse angulaire [rd/s]
u_p	vitesse moyenne du piston [m/s]
N	Fréquence de rotation [1/S], vitesse de rotation [Tr/min]

NOMENCLATURE

P	Puissance [W]
W	Travail [J]
m	Masse [kg]
V	Volume [m ³]
C _p	Chaleur massique à pression constante [J/kg.K]
λ	Coefficient d'excès d'air
Φ	Variable physique (T, Y, u,v,w)
CS _{eff}	Consommation spécifique effective en masse ou en énergie [kg /W. S] ou [J /W]
CS _{ind}	Consommation spécifique indiquée en masse ou en énergie [kg /W. S] ou [J /W]
R	Constante universelle des gaz [J /mol. K]
δ_c	Délai chimique [s]
δ_t	Délai physique [s]
τ_{id}	Délais total d'auto-inflammation [s]
ρ	Densité du fluide [kg/ m ³]
E _a	Energie d'activation [J /mol]
U	Energie interne massique [J /kg]
Y _k	Fraction massique d'espèce k
Y _{f,R}	La fraction massique de la vapeur à la surface de la goutte
u _i	vitesse suivant la direction (i) [m/s]
H	Enthalpie [J]
$\dot{\rho}_i^c$	Terme source dans l'équation de conservation des espèces due à la combustion
$\dot{\rho}_i^s$	Terme source dans l'équation de conservation des espèces due au spray
\dot{Q}_i^c	Terme source dans l'équation d'énergie due à la combustion
\dot{Q}_i^s	Terme source dans l'équation d'énergie due au spray
h (θ)	Coefficient d'échange de chaleur [J/ K.m ² . S] ou [J/ K.m ² . °V]
θ	Angle vilebrequin °V
h	Enthalpie massique [J/ kg]
δ_{ij}	Fonction delta Kronecker
σ_{ij}	Tenseur des contraintes
P _{me}	Pression moyenne effective [Pa] ou [bar]

NOMENCLATURE

P_{mi}	Pression moyenne indiquée [Pa] ou [bar]
P	Pression [Pa] ou [bar]
Q	Quantité de chaleur [J]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques
\varnothing_s	Rapport stœchiométrique
η	Rendement
\varnothing	Richesse
T	Température [K]
τ_{ij}	Tenseur des contraintes visqueuses newtoniennes [N/m ²]
W	travail [J]
k	Énergie cinétique turbulente [m ² /s ²]
μ	Viscosité dynamique du mélange [Kg m /s]
u	Vitesse moyenne des gaz [m/s]
ζ	Facteur de correction adimensionnel
∇	Vecteur vitesse
J_{Hj}	Terme source due à la chaleur de conduction
\dot{q}^r	Le taux dus aux rayonnements
\dot{q}^s	Le taux de consommation de chaleur
\dot{q}^c	Le taux de dégagement de chaleur
J_{Hj}^c	La conduction thermique
J_{Hj}^d	La diffusion de l'enthalpie
J_{Hj}^D	le rayonnement
$\dot{\rho}^s$	Le terme source lié a l'échange de masse
$\dot{\rho}_k^s$	La production de masse
$\dot{\rho}_k^c$	La contribution résultante de l'évaporation de la phase gazeuse
$\dot{\omega}_r$	Le taux de la réaction r
$\dot{\omega}_F$	Le taux de réaction de l'espèce i

NOMENCLATURE

Indice :

Ch	chimique
ph	physique
ad	admission
eff	effectif
ind	indiqué
comb	combustion
s	spray
p	perdue
mec	mécanique
m	masse
ref	reference
thermo	thermodynamique
cyl	cylinder
ech	échappement
inj	injection
sup	supérieur
inf	inferieur
dyn	Dynamique
.in	Input
.out	Output
.dat	Fichier data
atm	atmosphère

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : la composition de l'air.....	3
Figure I.2 : l'effet de serre.....	4
Figure I. 3: structure élémentaire d'une particule de suie automobile [Barbusse et Plassat, 2005].....	6
Figure I.4:Equilibre thermodynamique entre NO et NO ₂ d'un gaz contenant 500ppm de NO ₂ , 5% d'O ₂ et 10% de H ₂ O.....	6
Figure I.5 : Répartitions des émissions polluantes et de CO ₂ par secteur d'activités.....	10
Figure I.6 : Emissions mondiales des CO ₂	10
Figure I.7 : répartition de la consommation de carburant dans le monde.....	11
Figure I.8 : différents chemins de formation des NO _x pendant la combustion.....	12
Figure I.9 : mécanismes de formation de la suie : 1/formation d'espèce intermédiaire, 2/ Nucléation, 3/coagulation, 4/Agrégation.....	13
Figure II.1: (a) : Le moteur Stirling (1844), (b) : Le moteur Ericsson (1852).....	17
Figure II.2: Evolutions successives du cycle d'un moteur à piston rotatif.....	19
Figure II.3: moteur à piston alternatif.....	19
Figure II.4: principaux cycle du MCI.....	21
Figure II.5 : admission/compression d'un cycle 2temps.....	22
Figure II.6 : détente/échappement d'un cycle 2temps.....	22
Figure II.7: moteur à combustion interne (type diesel).....	25
Figure II.8: disposition de l'arbre à came : en tête (droite), latérale (gauche).....	26
Figure II.9: Géométrie des soupapes : plate (droite), convexe (gauche).....	26
Figure II.10: disposition des cylindres : Moteur en ligne, Moteur en V, Moteur boxer de droite a gauche.....	27
Figure II.11: Géométrie de la chambre 1-Cylindrique 2- Hémisphériques3-Triangulaire 4- Trapézoïdale latérales.....	28
Figure III.1 : Architecture générale du moteur diesel.....	30
Figure III.2 : types du moteur diesel a) à injection directe b) à injection indirecte.....	30
Figure III.3: Principe de fonctionnement d'un moteur à 4temps.	31

LISTE DES FIGURES

Figure III.4 : Epuré circulaire de distribution.....	32
Figure III.5: Ordre de fonctionnement d'un MCI à 4 temps.....	33
Figure III.6: Cycle de fonctionnement réel du moteur diesel.....	34
Figure III.7 : Caractéristiques du cylindre.....	37
Figure III.8 : Courbe de déroulement de la combustion.....	40
Figure III.9 : Aérodynamique du moteur à combustion interne.....	41
Figure IV.1: Interactions Turbulence, Combustion Et Spray.....	43
Figure IV.2: Spray en sortie d'injecteur.....	44
Figure IV.3 : Transfert de la chaleur de la masse et la quantité de mouvement.....	45
Figure IV.4: Oscillation de la goutte liquide autour de son état d'équilibre.....	47
Figure IV.5: Principe du model de Reitz.....	51
Figure IV.6: Etude de stabilité d'une colonne liquide en vue d'une modélisation de type « WAVE ».....	53
Figure IV.7: schéma représentatif de la vaporisation d'une goutte.....	55
Figure IV.8: Comparaison des approche DNS, LES, RANS dans l'espace spectral et temporel	61
Figure V.1 : Représentation des liens entre la réalité et les résultats de simulation.....	70
Figure V.2: Vue d'ensemble du banc d'essai Lister Petter de série TS1.....	71
Figure V.3: La forme géométrique du banc d'essai Lister Petter	72
Figure V.4 : Géométrie du cylindre de Lister Petter.....	73
Figure V.5: Organigramme de l'utilisation FLUENT et GAMBIT.....	75
Figure V.6: Maillage de la géométrie 2D du moteur diesel type de Lister Petter ST1.....	76
Figure V.7: Evolution du domaine de calcul bidimensionnel.....	77
Figure V.8: a)Différents zone du maillage stationnaire et dynamique,b) Décomposition de la chambre de combustion.....	78
Figure V.9: Les zones d'interfaces du model bidimensionnel traité.....	80
Figure V.10: Organigramme de modélisation numérique sous FLUENT et Gambit.....	85
Figure V.11: Maillage dynamique de type LAYERING	87
Figure V.12: Conditions initiales et aux limites du domaine de calculs.....	89
Figure V.13: Levées des soupapes en fonction de l'angle vilebrequin.....	89

LISTE DES FIGURES

Figure V.14: graphe de l'erreur relative en fonction des cellules au PMB.....	99
Figure VI.1 : Comparaison des courbes de la pression pour les deux charge 30% et 40% à 1500 Tr/min.....	101
Figure VI.2: Evolution de la température pour Différents phi.....	102
Figure VI.3 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	104
Figure VI.4: évolution de pression pour Différents phi selon.....	105
Figure VI.5 : Contours de la pression pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	106
Figure VI.6: fraction massique des suies en fonction des degrés vilebrequin pour différentes valeurs phi.....	107
Figure VI.7 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	108
Figure VI.8: fraction massique de NOx en fonction des degrés vilebrequin pour différentes valeurs phi.....	109
Figure VI.9 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	110
Figure VI.10: Fraction massique des produits de la combustion O2 CO2 H2O C10 en fonction des degrés vilebrequin pour différentes richesses.....	111
Figure VI.11: Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	113
Figure VI.12 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	114
Figure VI.13 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	115
Figure VI.14: Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V].....	116

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Impacte sur l'environnement.	8
Tableau I.2 : Impacte sur les êtres vivants.	9
Tableau I.3 : Limites d'émission UE pour les véhicules particuliers en g/km.	14
Tableau II.1 : Panorama du marché applicatif des moteurs.	18
Tableau III.1 : Ordre d'allumage d'un moteur à 4temps.	33
Tableau III.2 : propriétés du combustible diesel.	33
Tableau IV.1 : Mécanisme de fractionnement d'une goutte.	48
Tableau V.1 : Principales caractéristiques du banc d'essai Lister Petter.	72
Tableau V.2 : dimension du cylindre Lester Petter.	73
Tableau V.3 : Temps d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement en fonction de l'angle vilebrequin.	74
Tableau V.4 : Le nom des zones, Le type et l'état du maillage.	75
Tableau V.5 : Position des soupapes dans le maillage 2D.	80
Tableau V.6 : Position de l'injecteur dans la géométrie 2D.	81
Tableau V.7 : Modèles de calcul.	86
Tableau V.8 : Paramètres de dynamique mesh « layering method ».	88
Tableau V.9 : Schéma de discrétisation numérique.	88
Tableau V.10 : Position des soupapes au PMH et PMB donnée par la loi de cosinus et expérimentalement.	90
Tableau V.11 : Conditions des températures de soupapes d'échappement.	92
Tableau V.12 : Les données expérimentales des températures des parois.	93
Tableau V.13 : Propriétés de la paroi du modèle 2D.	93
Tableau V.14 : Propriétés du fluide du model 2D.	93
Tableau V.15 : Paramètres de combustion.	94
Tableau V.16 : les paramètres de l'injecteur.	94
Tableau V.17 : Débit d'injection du combustible pour 2D [kg/s].	95
Tableau V.18 : Modèles physique du modèle 2D.	96
Tableau V.19 : Facteur de relaxation du modèle 2D.	97
Tableau V.20 : paramètres d'initialisation du modèle 2D.	97
Tableau V.21 : Critère de convergence.	97
Tableau V.22 : Variation du pas de temps durant tout le cycle.	97
Tableau V. 23 : Paramètres du model EDM et d'autoallumage.	98
Tableau V.24 : Influence du maillage sur la résolution numérique.	99

TABLE DES MATIERES

NOMENCLATURE.	
LISTE DES FIGURES.	
LISTE DES TABLEAUX.	
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : LA POLLUTION ET LE TRAFIC AUTOMOBILE.	
I.1.Introduction	3
I.2.La pollution atmosphérique et ses principales sources.....	3
I.2.1.Pollution anthropique	4
I.2.2.Pollution naturelle	4
I.3.L'effet de serre et le réchauffement climatique.....	4
I.4.Principaux polluants de l'air	5
I.4.1.Polluants locaux « primaires ».....	5
I.4.1.1.Hydrocarbures imbrulés HC.....	5
I.4.1.2.Dioxyde de carbone CO ₂	5
I.4.1.3.Monoxyde de carbone CO.....	5
I.4.1.4.Oxydes de soufre SO _x	5
I.4.1.5.Particules de suies.....	6
I.4.1.6.Oxydes d'azote NO _x	6
I.4.2.Polluants du fond « secondaires »	7
I.5.Effet sanitaire de la pollution d'air.....	7
I.5.1.Impact sur l'environnement.....	8
I.5.2.Impact sur les êtres vivant.....	9
I.6.Le trafic automobile	10

TABLE DES MATIERES

I.6.1.Dépendance du secteur automobile à l'énergie fossile	11
I.7.Mécanisme de formation des polluants dans les moteurs thermiques.....	11
I.7.1.Oxyde d'azote NOx.....	11
I.7.2.Monoxyde de carbone CO	12
I.7.3.Hydrocarbures imbrulés HC.....	12
I.7.4.Particules des suies.....	13
I.8.Perspectives de réduction des émissions polluantes dans le transport.....	13
I.8.1.Les normes anti-pollution.....	14
I.8.2.Utilisation des nouveaux carburants à faible émissions de CO ₂	15
I.8.3.Amélioration du moteur thermique	15
CHAPITRE II:TECHNOLOGIES DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE	
II.1.Généralité sur les moteurs à combustions MC.....	17
II.2.Type de moteur à combustion.....	17
II.2.1.Moteur à combustion externe (MCE).....	17
II.2.2.Moteur à combustion interne (MCI).....	18
II.2.2.1.Moteur fournissant un couple sur un arbre.....	18
II.2.2.1.1.Moteur à pistons rotatifs	18
II.2.2.1.2.Moteur à pistons alternatifs	19
II.3.Moteur à combustion interne à pistons alternatifs.....	20
II.3.1.Historique	20
II.3.2.Définition du moteur à combustion interne.....	20
II.3.3.Principaux cycles du (MCI) à piston alternatif	21
II.3.4.Principe de fonctionnement des MCI à piston alternatif.....	21

TABLE DES MATIERES

II.3.4.1.Moteur à combustion interne MCI à deux temps	21
II.3.4.2.moteur à combustion interne MCI à quatre temps	23
II.3.5.Architecture Générale.....	23
II.3.6.Les principaux éléments d'un moteur.....	23
II.3.7.Disposition ou géométrie de certains organes du moteur	25
II.3.7.1.Dispositions de l'arbre à came	25
II.3.7.2.Géométrie des soupapes.....	26
II.3.7.3.Disposition des cylindres	26
II.3.7.4.Géométrie de la chambre	27
CHAPITRE III : DESCRIPTION DU MOTEUR DIESEL.	
III.1.Moteur diesel.....	30
III.1.1.définition	30
III.1.2.différents types d'un moteur diesel	30
III.2.Phases de combustion du cycle 4 temps	31
III.2.1.Admission	31
III.2.2.Compression.....	31
III.2.3.Combustion	31
III.2.4.Echappement.....	31
III.3.Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupapes.....	32
III.4.Ordre de fonctionnement.....	33
III.5.Grille de fonctionnement du cycle 4 temps.....	33
III.6.Cycle réel du moteur Diesel	34
III.7.Performance du cycle réel du moteur diesel.....	35

TABLE DES MATIERES

III.7.1.Le travail	35
III.7.2.Le rendement.....	35
III.7.3.La puissance.....	36
III.7.4.La pression.....	36
III.7.5.Consommation spécifique du combustible Cs	36
III.8.Caractéristiques Dimensionnelles	37
III.8.1.Caractéristiques du cylindres.....	37
III.8.2.Taux de compression ϵ	38
III.8.3.La vitesse moyenne du piston	38
III.8.4.Position du piston dans le cylindre.....	38
III.9.Caractéristique de la combustion.....	38
III.10.déroulement de la combustion	39
III.10.1.Délai d'auto-inflammation.....	39
III.10.2.Combustion pré mélangée.....	40
III.10.3.Combustion de diffusion.....	40
III.10.4.Combustion tardive.....	40
III.11.La turbulence dans la chambre à combustion.....	41
III.11.1.Squish.....	41
III.11.2.Swirl.....	41
III.11.3.tumble	41
CHAPITRE IV : LES EQUATIONS REGISSANT LES ECOULEMENTS.	
IV.1.Equation de la phase liquide.....	44
IV.1.1.Approche lagrangienne	45

TABLE DES MATIERES

IV.1.2.Approche eulérienne.....	45
IV.1.3.Trajectoire d'une particule.....	45
IV.1.3.1.Equation du mouvement d'une particule.....	46
IV.1.3.2.La traînée dynamique.....	47
IV.1.4.Model d'atomisation du spray	48
IV.1.4.1.Atomisation primaire	49
IV.1.4.2.Atomisation secondaire	50
IV.1.4.2.1.Nombres adimensionnels caractérisant un spray	51
IV.1.4.2.2.Model Helmholtz (model wave)	52
IV.1.5.Evaporation d'une goutte	54
IV.1.5.1.Modélisation de transfert de masse	55
IV.1.5.2.Modélisation du transfert de l'énergie.....	56
IV.2.Equation de la phase gazeuse.....	57
IV.2.1.Equation de l'énergie.....	57
IV.2.2.Equation de continuité	58
IV.2.3.Equation de transport des espèces.....	59
IV.2.4.Equation de quantité de mouvement.....	60
IV.3.Modélisation de la turbulence	60
IV.3.1.L'approche RNS.....	62
IV.3.2.Model de turbulence k- ϵ	63
IV.3.2.1.Model k- ϵ standard.....	63
IV.3.2.2.Model RNG k- ϵ (Yakhot et Orszag 1986).....	63
IV.3.2.3 Model k- ϵ réalisable.....	64

TABLE DES MATIERES

IV.3.2.4.Model k- ω SST (Shear-Stress Transport).....	65
IV.4.Modélisation de la combustion.....	65
IV.4.1.Le model « Eddy dissipation model ».....	66
IV.5.Modélisation des polluants.....	67
IV.5.1.La formation des oxydes d'azote.....	67
IV.5.1.1.Formation des NO thermique.....	67
IV.5.1.2.Formation des NO précoces.....	68
CHAPITRE V:MODELISATION NUMERIQUE DU MOTEUR DIESEL EN CFD	
V.1.contexte du travail	71
V.1.1.Configuration expérimentale du cylindre.....	71
V.1.2.Conditions du fonctionnement du moteur.....	72
V.1.3.Temps d'ouverture et de fermeture des soupapes.....	73
V.1.4.Système d'injection du carburant dans la chambre de combustion.....	74
V.2.Présentation du code FLUENT et GAMBIT.....	74
V.3.Conception de la géométrie 2D sous gambit.....	76
V.3.1.Nombre de nœuds	78
V.3.2.Zone, Type et Etat du maillage	79
V.3.3.zone interface.....	79
V.3.4.Position des soupapes au PMH	80
V.3.5.Position de l'injecteur dans la chambre à combustion	81
V.3.6.dimensionnement, calcul est correction du taux de compression.....	81
V.3.7.correction du volume.....	82
V.4.Simulation numérique en CFD.....	83

TABLE DES MATIERES

V.4.1.Simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission.....	83
V.4.2.Simulation à froid	83
V.4.3.Simulation de la combustion.....	83
V.4.4.Simulation du cycle globale du moteur	83
V.5.discrétisation numérique et physique.....	84
V.5.1.Méthode des volumes finis	84
V.6.Etude du maillage 2D.....	84
V.6.1.Modèles de calculs utilisés.....	86
V.6.2.Maillage dynamique (DYNAMIC MESH).....	87
V.6.3.Schéma de discrétisation.....	88
V.6.4.Conditions initiales et conditions aux limites.....	89
V.6.4.1.Loi de levée des soupapes	89
V.6.4.2.Notion de levée de soupape minimale.....	90
V.6.4.3.Soupape d'admission.....	91
V.6.4.4.Soupape d'échappement.....	91
V.6.5.Parois de la chambre de combustion.....	92
V.6.6.Propriétés de la paroi du moteur.....	93
V.6.7.Propriétés du fluide.....	93
V.6.8.Choix du model de	94
V.6.9.Paramètre de l'injecteur	94
V.6.10.Model de turbulence.....	95
V.6.11.Facteurs de relaxation	96
V.6.12.Paramètres d'initialisation.....	96

TABLE DES MATIERES

V.7.Critère de convergence.....	97
V.8. Paramètres temporels.....	97
V.9.Etude paramétrique du model EDM et le model d'autoallumage.....	98
V.10.Influence du maillage sur la solution numérique.....	98
CHAPITRE VI: RESULTETS ET DESCUSSION.	
VI.1.Validation des résultats.....	101
VI.1.1.La pression dans le cylindre.....	101
VI.2.Etudes des performances du moteur pour une vitesse de rotation 1500 tr/min et différentes richess.....	102
VI.2.1.Température dans le cylindre.....	102
VI.2.2.1.La température pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min.....	103
VI.2.2.2.La Température en fonction de la richesse.....	103
VI.2.2.3.Les contours de la Température en fonction de l'angle vilebrequin pour 1000.. tr/min	104
VI.2.2.Pression dans le cylindre.....	105
VI.2.2.1.La pression pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min.....	105
VI.2.2.2.La pression en fonction de la richesse	106
VI.2.2.3.Les contours de la pression pour différents angle vilebrequin pour 1000 tr/min	106
VI.3.Performance environnementale.....	107
VI.3.1.Formation des suies.....	107
VI.3.1.1.La formation des suies en fonction de la richesse.....	107
VI.3.1.2.Les contours des suies pour différents angle vilebrequin pour [1000 tr/min]	108
VI.3.2.Formation des NOx.....	109

TABLE DES MATIERES

VI.3.2.1.La formation des NOx en fonction de la richesse.....	109
VI.3.2.2.Les contours des NOx pour différents angles vilebrequin pour 1000 Tr/min.....	
.....	110
VI.3.4.Produits de la combustion O ₂ , CO ₂ , H ₂ O, C ₁₀ H ₂₂	111
VI.3.4.1.La formation des produits de la combustion en fonction de la richesse.....	112
VI.3.4.2.Les contours des produits de la combustion pour différents angles vilebrequin pour 1000 tr/min.....	113
Conclusion générale.....	118
Références bibliographique.	

Résumé :

Le travail présenté est une contribution à l'étude des émissions polluantes dans un moteur diesel par modélisation numérique 2D, ce moteur est de type diesel LISTER PETTER à aspiration naturelle, monocylindrique, à injection directe sous le code CFD ANSYS-Fluent 16, pour sept richesses différentes à une vitesse de 1500 [tr/min]. La première partie est consacrée à l'étude bibliographique des moteurs à combustion interne, la deuxième partie est consacrée à la modélisation numérique des écoulements turbulents réactifs bi-phasiques et la troisième partie est consacrée aux résultats de la simulation numérique du moteur. Finalement on a présenté les performances énergétiques et environnementales.

Mots clés : Simulation numérique, ANSYS Fluent 16, moteur diesel, modélisation de la combustion.

ملخص:

العمل المقدم في هذه الدراسة هو عبارة عن مساهمة لدراسة ظواهر الانبعاثات الملوثة داخل محرك ديزل جوي Lister Petter TS1 وحيد الاسطوانة ذو حقن مباشر من اجل سبعة ثروات مختلفة وسرعة دوران (1500 دورة / دقيقة) وتعتمد على خاصية الدراسة العددية باستعمال برنامج ANSYS FLUENT 16 .
الجزء الأول هو عبارة عن دراسة مرجعية عن المحركات ذات احتراق داخلي، الجزء الثاني يتمثل في المحاكاة الرقمية للسريان الهائج بوجود تفاعل كيميائي، أما الجزء الثالث يتضمن إبراز و ترجمة نتائج المحاكاة الرقمية، وفي الأخير قمنا بتمثيل مختلف الانبعاثات الملوثة وفعاليات الأداء في محرك الديزل.

كلمات مفتاحية: المحاكاة الرقمية، محرك الديزل، نموذج الاحتراق، برنامج فلونت 16

Abstract:

The aim of this work is a contribution to the study of pollutants emissions in conventional diesel engine. It is based essentially on the numerical simulation, using the ANSYS-FLUENT 16 software of the mono-cylinder diesel engine cycle with direct injection for seven riches and a speed of 1500 rpm. The first part of this work presents a bibliographic study of internal combustion engine, the second one is devoted to the numerical modeling of the turbulent flow with combustion and the third one presents the numerical results. Finally we presented the energetic and environmental performance.

Keys words: Numerical simulation, ANSYS Fluent 16, diesel engine, modeling of combustion.

INTRODUCTION GENERALE

Nous assistons ces 20 dernières années à une croissance significative de la demande mondiale en énergie primaire qui signifie un recours accru aux énergies fossiles. Une telle évolution n'a pu se faire sans poser un certain nombre de problèmes écologiques dus à une forte aggravation de l'effet de serre dont les émissions de CO₂, issues de la combustion des hydrocarbures d'origine fossile.

Parmi les facteurs les plus polluants « le secteur automobile », qui par son extension rapide semble poser un problème insoluble à moyen terme. Les accords de Kyoto (1992) affichent clairement la volonté de changement qui vise à la réduction des émissions des gaz à effet de serre.

Pour améliorer les performances énergétiques et environnementales des moteurs à combustion interne, il faut d'abord comprendre les phénomènes physiques mis en jeu à savoir, l'injection, la turbulence et la combustion ainsi que les interactions existent entre eux. Les chercheurs automobiles disposent de deux moyens pour y arriver, les essais expérimentaux et la simulation numérique.

Le coût de la simulation numérique est relativement faible (en argent et en temps), la simulation numérique permet d'avoir accès à l'ensemble des paramètres (physiques, chimiques...) de l'écoulement dans la chambre de combustion aussi en amont (admission, écoulement dans l'injecteur...). Il existe plusieurs niveaux de simulation (0D, 1D, 2D et 3D) qui peuvent être utilisés par les chercheurs suivant l'objectif recherché : dimensionnement, calibration ou compréhension. Pour la simulation numérique 2D différents outils existent: RANS, LES et DNS.

L'objectif de la présente étude est la contribution des émissions polluantes dans un moteur diesel par modélisation numérique 2D, Ce manuscrit est divisé en 6 chapitres, les trois premiers chapitres concernent une étude bibliographique sur la pollution et les moteurs à combustion interne, Le 4ème et le 5ème chapitres abordent la modélisation numérique du moteur Diesel avec la conception de la géométrie ainsi que l'étude du maillage et les paramètres de simulation. A la fin les résultats numériques et leurs interprétations qui constituent l'essentiel de la contribution de ce travail sont présentés dans le 6ème chapitre.

Le manuscrit est clôturé par une conclusion générale.

Chapitre I :

LA POLLUTION ET LE TRAFIC AUTOMOBILE

I.1.Introduction :

Depuis son existence l'être humain utilise l'énergie fossile comme principale source d'énergie pour satisfaire ses besoins quotidiens.

Avec la révolution industrielle du XIXème siècle ; l'homme voit sa qualité de vie améliorée grâce a l'usage effréné des énergies fossiles polluantes, ce qui a entraîné une dégradation progressive de la nature.

Parmi les facteurs les plus polluants « le secteur automobile » qui par son extension rapide semble poser un problème insoluble à moyen terme. Les niveaux atteints par la pollution ont obligé les états à imposer de sévères restrictions aux émissions nocives et conduit les constructeurs à s'engager en proposant plusieurs solutions techniques dont l'amélioration du moteur thermique ou de la transmission restent les plus prometteuses.

I.2.La pollution atmosphérique et ses principales sources:

C'est la dégradation de la qualité et la pureté de l'air composé essentiellement de 78% d'azote et 21% d'oxygène par la présence de plusieurs substances et particules émissent naturellement ou par les activités humaines, C'est un phénomène très complexe compte tenu de la diversité des polluants susceptibles d'être présents dans l'atmosphère. [Figure I.1]

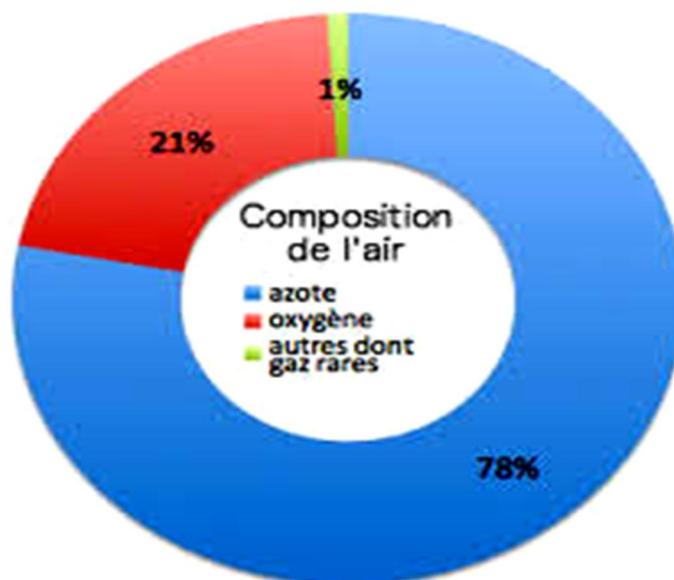


Figure I.1 : la composition de l'air.

L'air est considéré altéré quand la quantité croissante de gaz et de particules contribue à la modification de sa composition et le déséquilibre de l'écosystème entraînant des dommages sur la santé humaine et l'environnement. On distingue :

I.2.1.Pollution anthropique : causée principalement par les activités humaines (industrie, transport. Agriculture.....etc.)

I.2.2.Pollution naturelle : les incendies des forêts, volcans, émissions naturelles de méthane (marécages).

I.3.L'effet de serre et le réchauffement climatique :

C'est un phénomène naturel, vital pour le maintien des conditions de vie sur le globe ; il est possible grâce à la couche d'ozone qui a l'aide des gaz à effet de serre GES conserve sous forme de chaleur une partie des rayonnements solaire 90% réfléchis par la terre. Sans cette couche atmosphérique tous les rayonnements solaires seraient renvoyés et on notera une température du globe de -18°C alors que la moyenne est de 15°C .

Le CO_2 principal gaz à effet de serre a vu sa concentration augmenter de 30% depuis 1750. Ses émissions proviennent à 90% de la combustion des énergies fossiles (produits pétroliers, charbon, gaz naturel), et en particulier à 34 % du secteur des transports, premier secteur en terme d'émissions de gaz à effet de serre.

Les modèles climatiques du GIEC et IPCC constatent que les gaz à effet de serre voient leur concentration augmenter dès 1950 - 60 ce déséquilibre de la composition de l'atmosphère a contribué à l'augmentation de la température du globe, un phénomène appelé « réchauffement climatique ». Les perspectives sont variables mais ce réchauffement est constaté et corrélé avec les activités humaines. [Figure I.2]

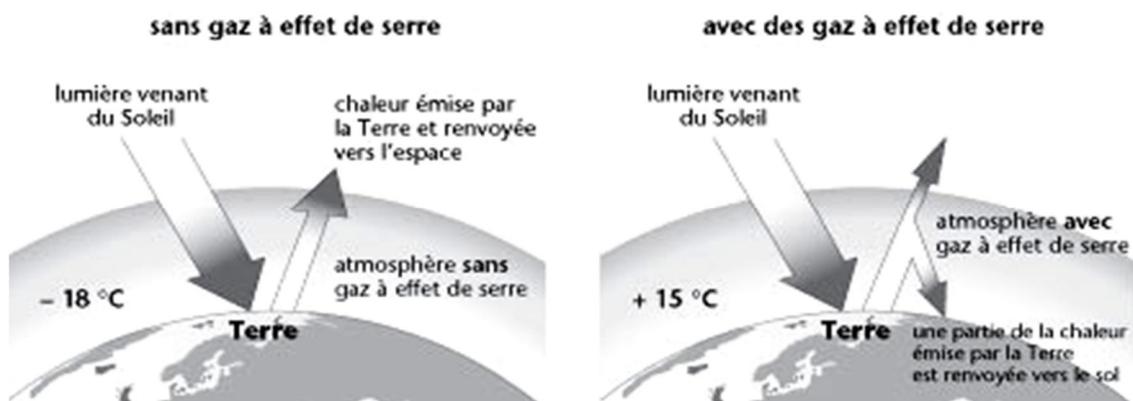


Figure I.2 : l'effet de serre.

I.4.Principaux polluants de l'air : Ils sont très néfastes et leurs grandes concentration engendre un déséquilibre environnemental désastreux, on dénombre :

I.4.1.Polluants locaux « primaires » : Directement issus des sources polluantes liées aux activités humaines, ils dépendent des conditions géographiques et atmosphériques du site, les principaux polluants sont :

I.4.1.1.Hydrocarbures imbrulés HC: [Loun 2011]

C'est des composés hydrocarbonés résultants d'une combustion incomplète, ils sont inertes et jouent un rôle majeur dans la formation du smog ; selon Heywood, les carburants ayant une grande concentration de composés aromatiques et oléfines induisent un pourcentage plus élevé d'hydrocarbures réactifs.

I.4.1.2.Dioxyde de carbone CO₂ : [Stew 2008]

Principale gaz a effet de serre et naturellement présent dans l'atmosphère, le CO₂ est un gaz non toxique et non classé comme gaz polluant, mais l'augmentation de sa concentration dans l'atmosphère due aux activités humaines accroît l'effet de serre. C'est le produit des combustions incomplètes. Ces émissions proviennent essentiellement de la biomasse et les énergies fossiles.

I.4.1.3.Monoxyde de carbone CO : [Stew 2008]

Issu de l'oxydation partielle des combustibles de chaînes carbonées (hydrocarbures C_nH_m), le CO est un gaz inodore, incolore et inflammable dû principalement, à l'utilisation de combustibles fossiles ; il est produit suite à une combustion incomplète du carburant généralement due à un manque d'oxygène dans le mélange et formé lors de la phase secondaire de la combustion. Lorsque les constituants intermédiaires (H₂, O, H et OH) sont créés par réactions en chaîne.

I.4.1.4.Oxydes de soufre SO_x : [Bouss 2010]

On dénombre le dioxyde de soufre SO₂ et le trioxyde de soufre SO₃, Emis principalement par les moteurs thermiques, ces composés sont issus de la combustion des fuels et du charbon .Un des principaux produit d'oxyde du soufre est l'acide sulfurique, un composant très dangereux qui résulte d'une combinaison entre le SO₃ et l'eau alors que le NO₂ est oxydé dans l'atmosphère pour former le SO₃ avant de réagir et former l'acide sulfurique.

I.4.1.5. Particules de suies : [Bouss 2010]

C'est un ensemble de matériaux solides et liquides, constitué de noyaux de carbone qui incluent des inorganiques, des hydrocarbures absorbés, du SO_3 , de l'acide sulfurique et d'eau, c'est le résultat d'une combustion incomplète, sa formation est liée à une richesse élevée du mélange air-combustible. [Figure I. 3]

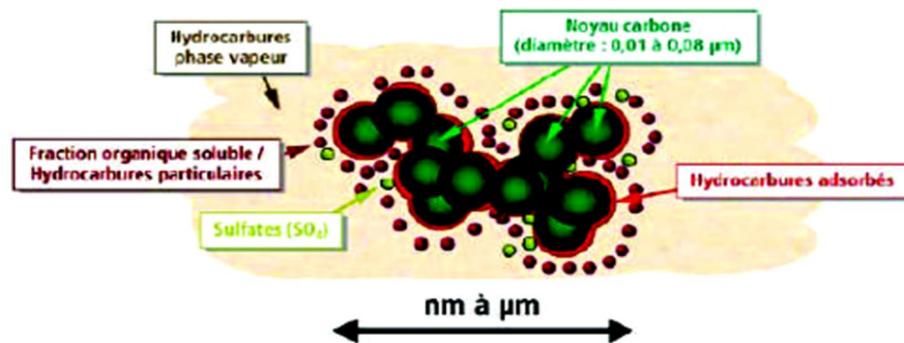


Figure I. 3: structure élémentaire d'une particule de suie automobile [Barbusse et Plassat, 2005]

I.4.1.6. Oxydes d'azote NO_x : [Bilc 2003], [Bouss 2010]

On dénombre : Dioxyde et monoxyde d'azote (NO , NO_2), contributeurs majeurs de la formation des pluies acides et perturbent l'équilibre atmosphérique (Pauwels, 2006). Ils forment le ("smog") dans la troposphère par des réactions photochimiques et participent à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. Il est odorant, toxique à faible dose, sa formation commence à partir 1600°C maintenu pendant un temps suffisant. [Figure I.4]

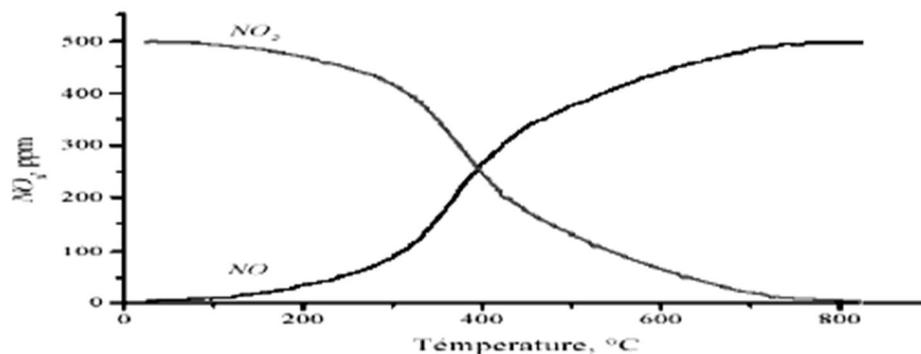


Figure I.4: Equilibre thermodynamique entre NO et NO_2 d'un gaz contenant 500ppm de NO_2 , 5% d' O_2 et 10% de H_2O .

a- Le monoxyde d'azote NO : [Heyw 1988], [warn et al 2006]

Lorsque le NO est directement émis, il se transforme en NO₂ en présence d'O₂, d'O₃, de COV. Il est formé selon quatre modes, chacun a ses propres caractéristiques; Formation thermique "Thermal NO_x", Réaction des intermédiaires hydrocarbures oxydés formés au cours de la combustion avec l'azote atmosphérique " Prompt NO_x", N₂O intermédiaire "NO_x intermediate" et Oxydation des dérivés azotés contenus dans les carburants " Fuel NO_x "

b- Le dioxyde d'azote NO₂ : [Mena 2013]

Il se forme par l'oxydation du monoxyde d'azote, si la température de la zone de formation diminue le NO ainsi formé est stable, si au contraire la flamme continue sa propagation le NO₂ se transforme en monoxyde d'azote.

I.4.2.Polluants du fond « secondaires » :

C'est la transformation photochimique des polluants primaires en polluants secondaires, ils peuvent se réduire à un seul polluant : l'ozone troposphérique (O₃) qui résulte d'une transformation complexe entre COV et NO_x sous l'effet des ultraviolets (UV). Ils sont aussi à l'origine des « smogs » photochimiques.

I.5.Effet sanitaire de la pollution d'air :

Un déséquilibre planétaire provoquera des conséquences néfastes et irréversibles sur les êtres vivants et l'environnement. Selon des études récentes, la pollution de l'air, principalement ses particules fines, fait 348 000 décès prématurés par an en Europe dans la population de plus de 30 ans. Chaque hausse de 10 µg de PM_{2.5} par mètre cube d'air (µg/m³) entraîne une augmentation de 6 % de risque de mortalité due à des maladies chroniques.

I.5.1. Impact sur l'environnement :

Un déséquilibre de la composition de l'air peut être désastreux pour l'écosystème et parfois une destruction irréversible de la vie aquatique. [Tableau I.1]

Impact sur l'environnement	
CO	Il contribue indirectement à la formation de l'ozone troposphérique en se combinant avec d'autres agents, il produit le CO ₂ , principal gaz à effet de serre.
CO₂	Principal gaz à effet de serre, non polluant, à forte concentration, il fait augmenter l'effet de serre, agent prépondérant pour la protection du globe donc sa destruction endommage l'écosystème
HC	Contribue à la formation de l'ozone.
SO_x	Il se transforme en acide sulfurique en contact avec l'humidité ; participe à la formation du smog et des pluies acides. il dégrade la pierre et les bâtiments .
PM	Effets d'encrassement des monuments et bâtiments.
NO_x	Perturbe l'équilibre environnemental en contribuant a la formation du smog dans la troposphère et les pluies acides, il détruit l'ozone O ₃ et les forets et engendre la corrosion des monuments. La limite environnementale, demande à ne pas dépasser 0,04 ppm pour le NO ₂

Tableau I.1 : Impact sur l'environnement.

I.5.2.Impact sur les êtres vivants :

L'air est constamment présent dans la nature ce qui fait que son action est permanente sur les êtres vivants directement ou indirectement soit par le système respiratoire, digestive ou cutanée. [Tableau I.2]

Impacte sur les êtres vivants	
CO	Inodore, incolore et très toxique, Il ralentit l'oxygénation des tissus et se combine avec l'hémoglobine du sang a la place de l'O ₂ et forme la carboxyhémoglobine. le système nerveux central et les organes sensoriels sont les premiers affectés provoquant des céphalées vertiges asthénies ou troubles sensoriels mortel dans les 30minutes à 0.3% .D'après l'Organisation Mondiale de la Santé, la teneur en CO acceptable est inférieure à 50 ppm .
CO₂	C'est un gaz non toxique, il est naturellement présent dans l'air atmosphérique et n'est pas classé comme gaz polluant mais il prend la place de l'O ₂
HC	Ils sont cancérigènes tels que NAH NAHP et affecte les voies respiratoire, le système nerveux les plaquettes de sang et les globules rouges ils provoquent des leucémies des anomalies chromosomiques.
SO_x	Un gaz irritant, il provoque des Troubles respiratoires surtout chez les personnes asthmatiques. D'après l'Organisation Mondiale de la Santé La limite atmosphérique est fixée à 2ppm.
PM	plus elles sont fines (plus petites que 2,5 µm) plus elles pénètrent dans les poumons et accoraient la toxicité en provoquant des allergies et nombreuse maladies respiratoire et cardiovasculaires, Suspectées d'être mutagène et cancérigènes dans les mêmes conditions que les HAP et NHAP
NO_x	Peu toxique et à des teneurs volumiques >0.0013% il irrite les muqueuse et altère les structures pulmonaires, il affaiblit les défenses de l'organisme et rend sensible aux microbes.

Tableau I.2 : Impact sur les êtres vivants.

I.6. Le trafic automobile :

Il est bien connu que les activités humaines sont la principale cause de la pollution atmosphérique ; en effet selon les statistiques le secteur des transports est classé en tête en raison de ses émissions (43.5%) dont 76.1 % sont dus aux transports routiers. Les véhicules légers représentent environ 15% des émissions de dioxyde de carbone européennes. Les véhicules lourds représentent 25 % des émissions de CO₂ dues au transport routier. Suivi par le secteur de l'industrie avec (28%) et 14% du secteur résidentiel commercial et institutionnel. [Figure I.5] ; [Stew 2008]

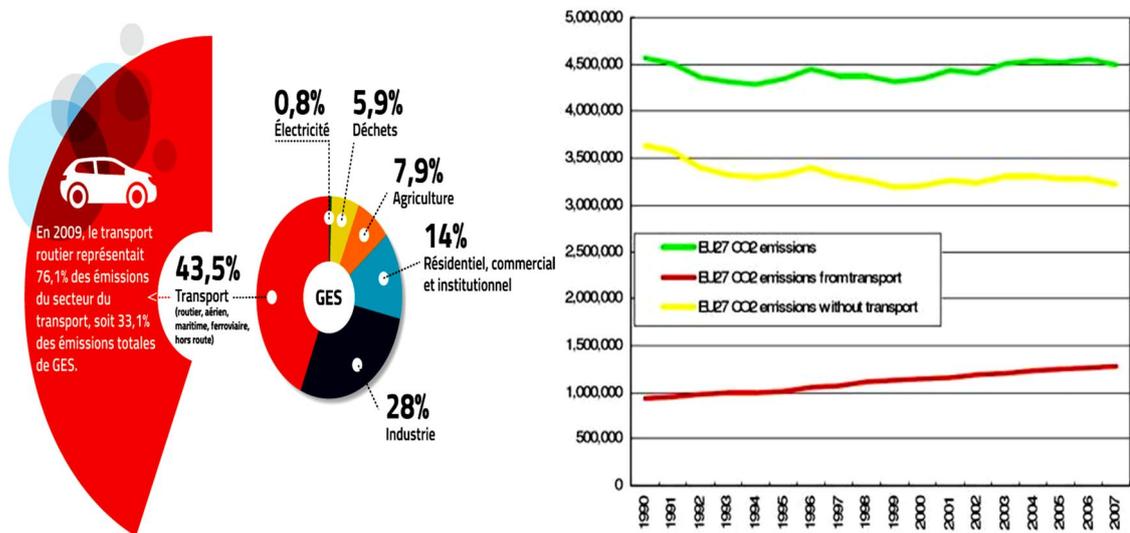


Figure I.5 : Répartitions des émissions polluantes et de CO₂ par secteur d'activités.

Le secteur du transport reste problématique suite à sa croissance continue et sa dépendance au pétrole, selon ADEM il représente 80% de la consommation énergétique dont 98% est liée au pétrole. La Commission européenne considère que 20% des émissions de dioxyde de carbone, principal contributeur à l'augmentation de l'effet de serre, provient du transport routier. [Figure I.6]

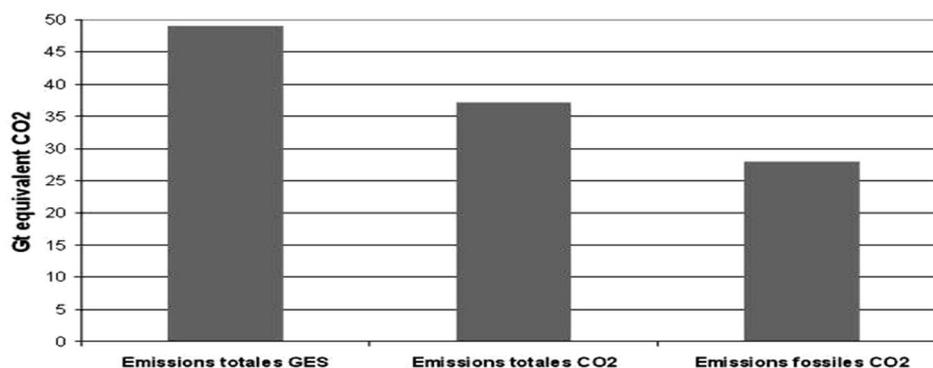


Figure I.6 : Emissions mondiales des CO₂.

I.6.1.Dépendance du secteur automobile a l'énergie fossile :

Depuis sa création l'automobile utilise les combustibles fossiles comme principale source d'énergie et en reste dépendante jusqu'à nos jours. Le transport consomme environ 2,1 Giga tonnes du pétrole par an donc environ 70% de la consommation mondiale. Cette progression de la part dédiée au transport ne fait que traduire la dépendance qu'a ce secteur face au pétrole (l'automobile en est dépendante à 98%).38.7% gazole 58.6% essence), [Figure I.7]

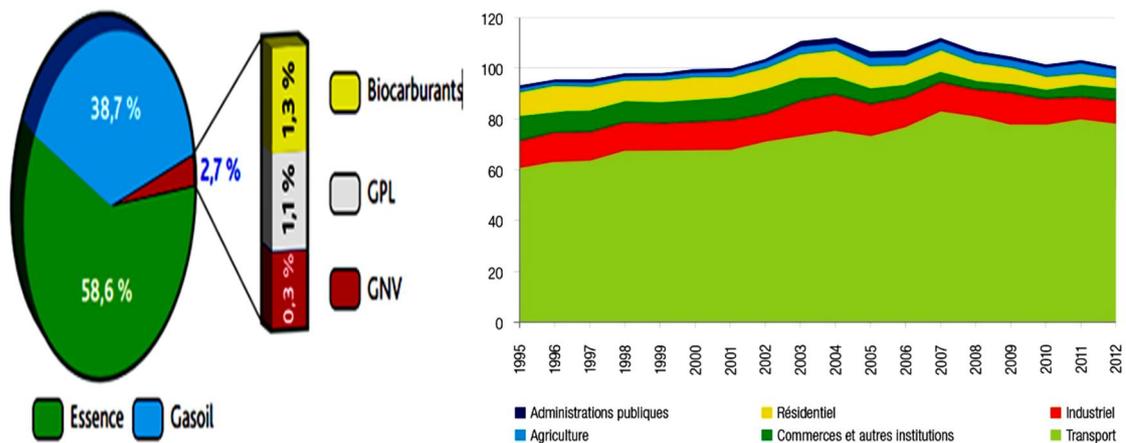


Figure I.7 : répartition de la consommation de carburant dans le monde.

I.7.Mécanisme de formation des polluants dans les moteurs thermiques :

Les polluants sont très néfastes pour les êtres vivants et l'environnement ; seulement quatre polluants émis par le moteur sont concernés par la réglementation anti pollution : le monoxyde de carbone CO, les hydrocarbures imbrulés HO, les particules PM les oxyde d'azote NOx.

I.7.1.Oxydes d'azote NOx : [Bouss 2010]

La formation des NOx est conditionnée par la température dans les moteurs à combustion interne. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion d'un mélange proche de la stœchiométrie dans un environnement à haute pression et température il se forme a partir de température > 1200K. 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. [Figure I.8]

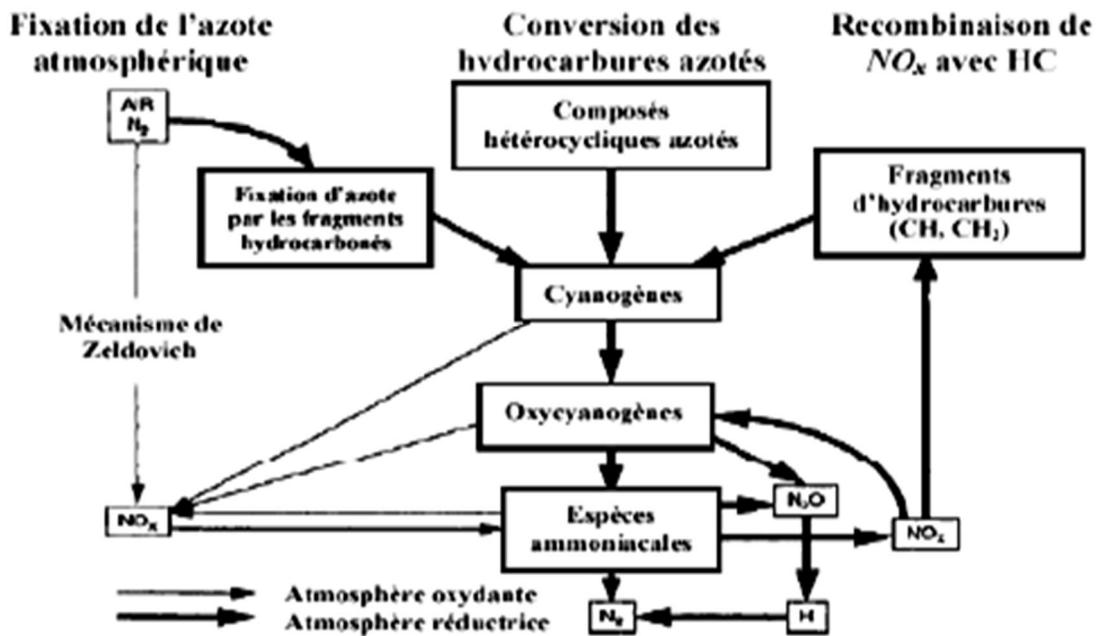


Figure I.8 : différents chemins de formation des NO_x pendant la combustion.

I.7.2. Monoxyde de carbone CO :

Les émissions de CO sont formées dans les endroits de la combustion où le rapport (air/carburant) est proche ou au-dessous de la stœchiométrie, reflétant un manque d'oxygène dans le cas du mélange riche ($\Phi > 1$). La concentration de CO augmente car ce dernier ne trouve pas assez d'air pour se combiner avec. Dans le cas des mélanges pauvres, la concentration de CO diminue sensiblement.

Deux sources principales de CO ont été identifiées dans le moteur à combustion interne. La première source est la nature du carburant, c.à.d. l'élément principal de combustible est le carbone, la seconde source est le fonctionnement en mélange pauvre.

I.7.3. Hydrocarbures imbrulés HC: [Loun 2011]

Des défauts locaux de mélange peuvent faire en sorte qu'une partie du combustible se retrouve à l'échappement, intact ou transformé chimiquement. Il existe plusieurs sources d'hydrocarbures imbrulés : vidange du sac de l'injection, levée secondaire de l'aiguille d'injecteur, blocage de la combustion près des parois et la consommation d'huile.18.

I.7.4. Particules des suies : [Bouss 2010] , [Abdel 2011]

Les principales étapes de la formation de la suie dans un moteur diesel sont :

- 1- Formation des petites particules par pyrolyse, ces particules contiennent des hydrocarbures insaturés (acétylène et ses homologues) et des hydrocarbures aromatiques polycycliques.
- 2- La nucléation, cette étape est le résultat de la condensation des deux composants de pyrolyse qui forment des particules solides de diamètre de 1 à 2nm
- 3- La coagulation, les noyaux précédemment formés, subissent des processus d'augmentation de la surface, coagulation et agrégation, les particules se fusionnent pour former des particules de taille plus grossiers (10 – 30 nm).
- 4- Agrégation des sphérules, les particules peuvent former des agglomérations de particules de forme quelconque de taille de (0.1 – 10 µm). [Figure I.9]

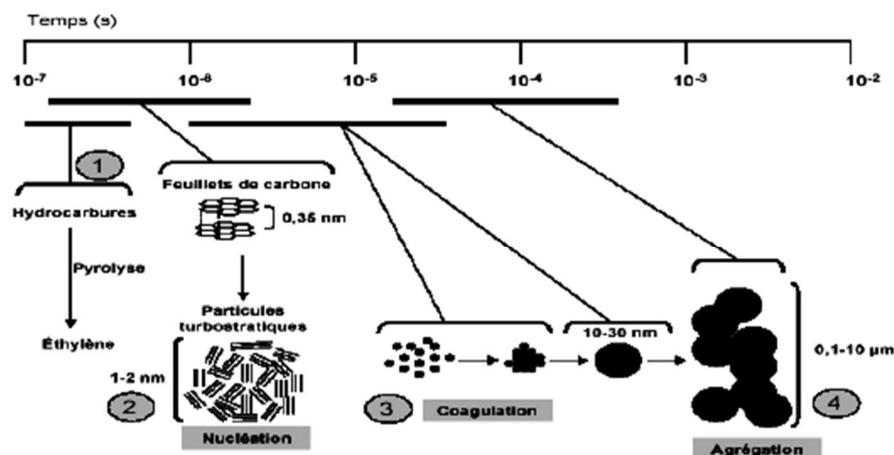


Figure I.9 : mécanismes de formation de la suie : 1/formation d'espèce intermédiaire, 2/ Nucléation, 3/coagulation, 4/Agrégation.

I.8. Perspectives de réduction des émissions polluantes dans le transport : [Tara 2012], [Loun 2011]

Les écosystèmes sont des mécanismes très complexes et fragiles, et un déséquilibre peut entraîner sa destruction ce qui fait de la pollution une préoccupation et un enjeu majeur.

En effet, le monde actuellement est confronté à deux problèmes, qui sont l'épuisement des énergies fossiles, et la nécessité de diminuer les émissions des gaz à effet de serre.

La résolution de ce problème est l'un des défis du XXI^{ème} siècle, principal responsable de ces modifications. Le secteur des transports demeure la cible de différentes démarches incitatives et légales visant à réduire les émissions de CO₂ des véhicules.

I.8.1. Les normes anti-pollution :

L'alerte sur le réchauffement climatique et la croissance très importante du parc automobile a conduit la plupart des pays à s'engager dans la maîtrise des émissions en signant le protocole de Kyoto en 1997. Entré en vigueur en 2005, et d'autres normes européennes.

Ces normes obligent les pays à réduire les émissions de gaz à effet de serre, responsables du réchauffement climatique. Les constructeurs automobiles doivent s'adapter aux nouvelles réglementations en termes d'émission de CO₂ (95 gCO₂/km en 2020).

[Tableau I.3]

normes	année		CO	HC	HC NM	HC NOx	NOx	PARTICULE
	N Type	T Type						
Euro 1	1992	-	2.720	-	-	0.970	-	0.140
			2.720	-	-	0.970	-	-
Euro 2	1996	-	1.000	-	-	0.700	-	0.080
			2.200	-	-	0.500	-	-
	1999	-	1.000	-	-	0.900	-	0.10
Euro 3	01/2000	01/2001	0/640	-	-	0.560	0.50	0.050
			2.300	0.200	-	-	0.150	-
Euro 4	01/2005	01/2006	0.500	-	-	0.300	0.250	0.025
			1.000	0.100	-	-	0.080	-
Euro 5	09/2009	01/2011	0.500	-	-	0.230	0.180	0.005
			1.000	0.100	0.068	-	0.060	0.005a
Euro 6	09/2014	09/2015	0.500	-	-	0.170	0.080	0.005
			1.000	0.100	0.068	-	0.060	0.005a

Tableau I.3 : Limites d'émission UE pour les véhicules particuliers en g/km.

- N Type (nouveaux types) : les nouveaux modèles doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée.
- T Type (tout types) : tous les véhicules neuf doivent respecter la norme a la date d'entrée en vigueur indiquée.
- **a** : moteur a injection directe d'essence mélange pauvre seulement.
- Les colonnes vertes indiquent les normes concernant les véhicules diesel.
- Les colonnes blanches indiquent les normes concernant les véhicules essence.

I.8.2.Utilisation des nouveaux carburants a faible émissions de CO₂:

Les normes de pollution de plus en plus sèvre obligent les constructeurs automobile à développer des moteurs a faible émission et consommation des énergies fossiles. Le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfiés), le GNV (Gaz Naturel de Ville) et les biocarburants (L'éthanol et le méthanol) constituent des alternatives à l'essence, tandis que le méthyle et le diméthyle Esther (DME) peuvent remplacer le carburant diesel. Les piles à combustible peuvent être une bonne alternative aux carburants conventionnels.

I.8.3.Amélioration du moteur thermique :

Depuis la mise en vigueur des législations anti pollution les constructeurs automobiles se sont trouvés contraints à réduire les émissions polluantes, plusieurs nouvelles technologies ont été introduite au moteurs thermique (« Common Rail », « Downsizing », Pot Catalyque, les EGR....etc.) et des améliorations au niveau de la chaine de traction pour satisfaire les exigences du marche.

Chapitre II :

TECHNOLOGIES DES MOTEURS

A COMBUSTION INTERNE

Dans Ce chapitre on présente une description des moteurs à combustion interne à piston alternatif. Leur architecture générale et principe du fonctionnement.

II.1.Généralité sur les moteurs à combustions MC: [Hey 1988],

Le moteur à combustion interne constitue depuis l'époque de la révolution industrielle un domaine privilégié de réflexion de la part de nombreux inventeurs.

C'est un organe convertisseur d'énergie il a pour rôle la transformation de l'énergie fossile en énergie cinétique utilisée pour la propulsion des véhicules, la production d'électricité ou autres utilisations.

Tous les moteurs à combustion font appel aux transformations thermodynamiques et selon le principe de Carnot : Une machine thermique ne peut produire du travail que si elle possède deux sources de chaleur à des températures différentes :

- La source chaude à température T_2 (lieu de la combustion du carburant).
- La source froide à température T_1 (milieu extérieur très proche du moteur).

II.2.Type de moteur à combustion:

Il existe plusieurs moteurs à combustion on distingue deux grandes familles :

II.2.1.Moteur à combustion externe (MCE) :

Le terme externe vient du fait qu'aucune combustion n'a lieu dans le moteur et que le fluide caloporteur demeure confiné dans celui-ci, L'énergie thermique fournie par deux sources de température externes (une chaude et une froide) est convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire de ce fluide qui subit un cycle thermodynamique fermé. Les moteurs les plus connus sont présentes dans la figure suivante. [Figure II.1]

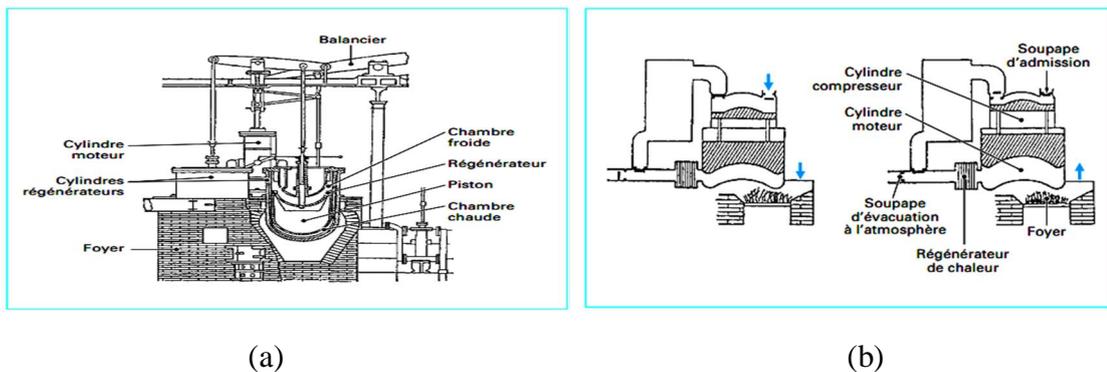


Figure II.1: (a) : Le moteur Stirling (1844), (b) : Le moteur Ericsson (1852).

II.2.2.Moteur à combustion interne (MCI) : [Sary 2011], [Mart 2009]

Le principe du moteur à combustion interne est de transformer l'énergie chimique stockée dans un carburant en énergie motrice mécanique. C'est le type de motorisation de véhicules le plus répandu de nos jours et on trouve son application dans le domaine des transports et particulièrement sur les véhicules routiers et marins pour des raisons d'autonomie. Ils sont en outre utilisés lorsque des moteurs indépendants du réseau électrique sont nécessaires. Ils sont à leur tour recensés en plusieurs grandes familles ; [Tableau II.1]

Moteur de propulsion	Moteurs stationnaires
Propulsion routière	Matériels d'entretien
Propulsion ferroviaire	Groupes électrogènes
Propulsion marine	Centrales électriques
Propulsion aérienne	Groupe de servitude

Tableau II.1: Panorama du marché applicatif des moteurs.

II.2.2.1.Moteur fournissant un couple sur un arbre: [Gro 2004]

C'est un ensemble cylindre-piston-bielle-vilebrequin qui permet le mouvement du véhicule. Parmi les moteurs fournissant un couple sur un arbre, on distingue :

II.2.2.1.1.Moteur à pistons rotatifs :

Inventé dans les années 1954 par WANKEL et le véhicule NSU RO 80 à moteur birotor WANKEL est commercialisé en 1968. Le capsulisme à piston rotatif comporte trois chambres à géométrie variable au sein desquelles les phases successives du cycle sont réalisées en un seul tour, l'élément moteur est généralement animé d'un mouvement excentrique accompagné d'un mouvement rotatif autour d'un axe. Son principe est de faire tourner le piston en utilisant la surpression créée par la combustion (carburant+carburant). Les gaz brûlés sont ensuite éjectés par une lumière d'échappement ou par une soupape, ce qui crée une propulsion. [Figure II.2]

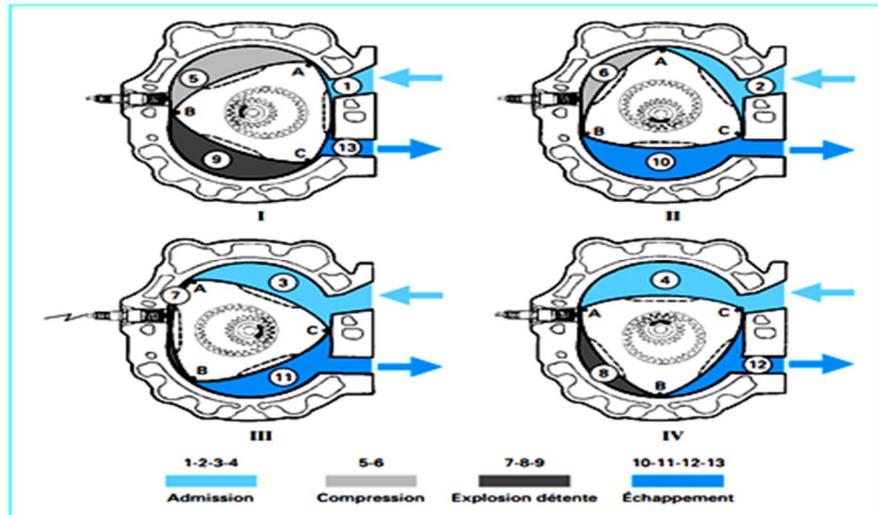


Figure II.2: Evolutions successives du cycle d'un moteur à piston rotatif.

II.2.2.1.2. Moteur à pistons alternatifs :

Les moteurs à piston alternatif sont les plus répandus dans les moteurs des véhicules ils peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques (mode d'allumage, mode d'injection, la chaîne de traction, nature du carburant, architecture interne...etc.)

[Figure II.3].

Selon la technique d'inflammation du mélange carburant-comburant, ces moteurs sont classés en deux grandes catégories:

- Moteur à allumage commandé (essence)
- Moteur à allumage par compression (diesel)

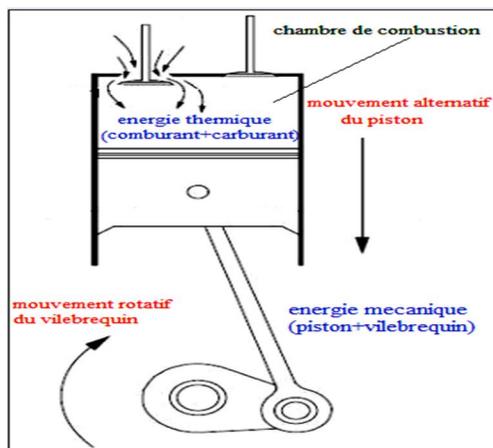


Figure II.3: moteur à piston alternatif.

II.3.Moteur à combustion interne à pistons alternatifs:

II.3.1.Historique :

- En 1859 Etienne LENOIR construit le premier moteur à combustion interne à 2 temps ou la production de travail moteur s'effectue à chaque tour de manivelle.

- En 1861 BEAU DE ROCHAS expose qu'il serait plus avantageux de comprimer le mélange air/combustible avant son inflammation il invente le moteur à 4 temps ou la production de travail moteur nécessite deux tours de manivelle mais s'avère nettement plus efficace car la chaleur dégagée par la combustion est apportée à haute température.

- BEAU DE RACHAS n'a pas construit de moteur. Il passera à la postérité comme l'inventeur du « cycle à volume constant » (apport de chaleur par une combustion théoriquement instantanée au point mort haut).

- En 1876 OTTO et LANGEN construisent et mettent sur le marché le premier moteur 4temps.

- En 1893 Rudolf DIESEL développe un système avec injection de charbon pulvérisé dans le cylindre. Ce charbon s'enflamme spontanément et sa combustion relativement lente conduit à un cycle où la chaleur dégagée par la combustion est apportée à pression constante. On parlera de « cycle à pression constant ».

- DIESEL remplace par la suite le charbon par le gasoil à cause de l'usure rapide du système d'injection et du cylindre.

II.3.2.Définition du moteur à combustion interne: [Hey 1988]

Depuis plus de cent ans, le MCI est la source d'énergie de propulsion prédominante pour les véhicules routiers. Et c'est tout à fait justifié. Ce type de moteur s'est révélé puissant, fiable, ils utilisent l'énergie thermique produite par une combustion d'un gaz carburé pour obtenir de l'énergie mécanique par transformation du mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).

Après un siècle de développement, le MCI a maintenant atteint des niveaux de raffinement, d'efficacité et de fonctionnement écologique inédits. Malgré cela, les pressions sociales, environnementales et réglementaires exigent que les moteurs deviennent encore plus écologiques et efficaces.

II.3.3.Principaux cycles du (MCI) à piston alternatif :

Il existe trois principaux cycles du moteur à combustion interne leur étude peut être effectuée à l'aide du diagramme (P, V) et c'est ce type de diagramme que nous utiliserons. On peut les résumer de la manière suivante ; [Figure II.4].

- Cycle de BEAU DE ROCHAS (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (Fig-a).
- Cycle DIESEL (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (Fig-b).
- Cycle de SABATHE ou cycle mixte appelé aussi cycle de SEILIGER. C'est une combinaison des cycles de BEAU DE ROCHAS et DIESEL pur (Fig-c).

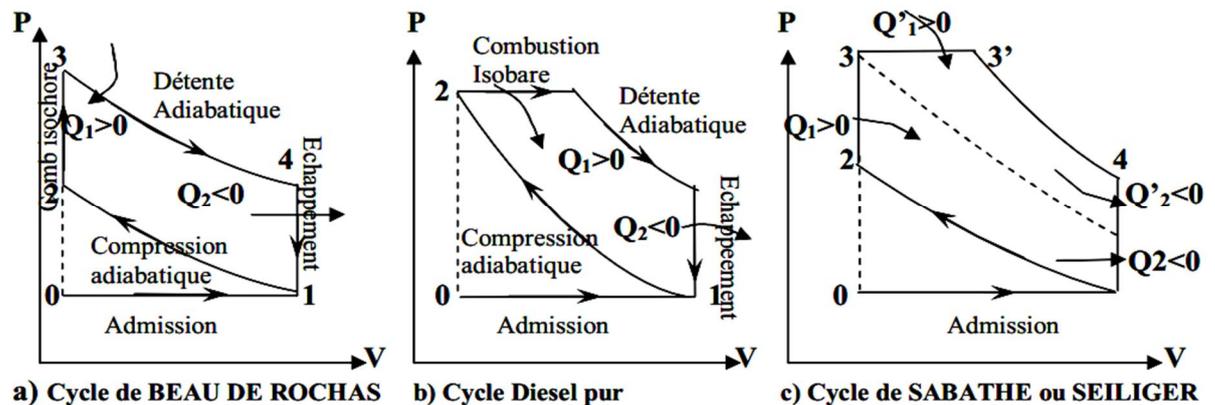


Figure II.4: principaux cycle du MCI.

II.3.4.Principe de fonctionnement des MCI à piston alternatif:

Dans la pratique, le cycle 2 et 4 temps diffèrent de la théorie. En effet il faut prendre en compte le poids des gaz, leur inertie, le délai d'inflammation du mélange, phénomène de pression et contre pression dans l'admission et l'échappement, etc.

Les cycles de temps les plus répandu de nos jours sont les moteurs à 2 TEMPS et 4 TEMPS

II.3.4.1.Moteur à combustion interne MCI a deux temps : [Gro 2004]

Le cycle d'un moteur deux temps est constitué de deux mouvements linéaires du piston lors d'un cycle de Beau de Rochas, on a un cycle moteur par tour au lieu d'un tous les deux tours.

A. **Admission/Compression** : le piston se déplace du point mort bas PMB au point mort haut PMH.

- Processus se déroulant sous le piston: Le canal d'admission des gaz est fermé par le déplacement du piston vers le haut. Du fait de la dépression générée, la soupape d'admission s'ouvre: le mélange air-carburant est aspiré.

- Processus se déroulant au-dessus du piston : Le mélange pré comprimé est comprimé au-dessus du piston. [Figure II.5]

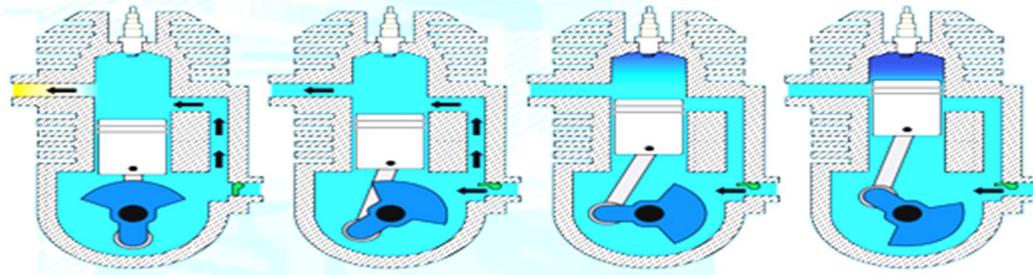


Figure II.5 : admission/compression d'un cycle 2temps.

B. **Détente/Echappement** : le piston du moteur se déplace du point mort haut PMH au point mort bas PMB.

- Processus se déroulant au-dessus du piston : Le mélange comprimé est allumé juste avant d'atteindre le point mort haut. Par la pression ainsi générée, le piston est poussé vers le bas et ouvre d'abord le canal d'échappement, puis le canal d'admission des gaz. Le mélange pré comprimé sous le piston évacue les gaz d'échappement accumulés vers l'extérieur.

- Processus se déroulant sous le piston : Le mélange aspiré est pré comprimé par le déplacement du piston vers le bas et poussé dans le canal d'admission des gaz. La surpression ferme la soupape d'admission. [Figure II.6]

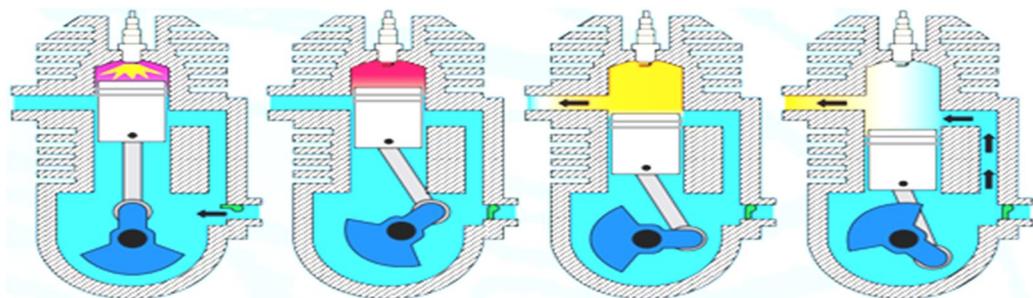


Figure II.6 : détente/échappement d'un cycle 2temps.

II.3.4.2.moteur à combustion interne MCI à quatre temps : [Sary 2011]

Au cœur du moteur se trouve plusieurs cylindres à l'intérieur duquel s'élève et s'abaisse un piston relié au vilebrequin par une bielle .Des soupapes installées dans la culasse permet d'acheminer de l'air et du carburant dans le cylindre et d'en extraire ensuite les gaz d'échappement.

Le moteur 4 Temps exige 2 tours de vilebrequin pour réaliser le cycle complet On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur.

II.3.5.Architecture Générale :

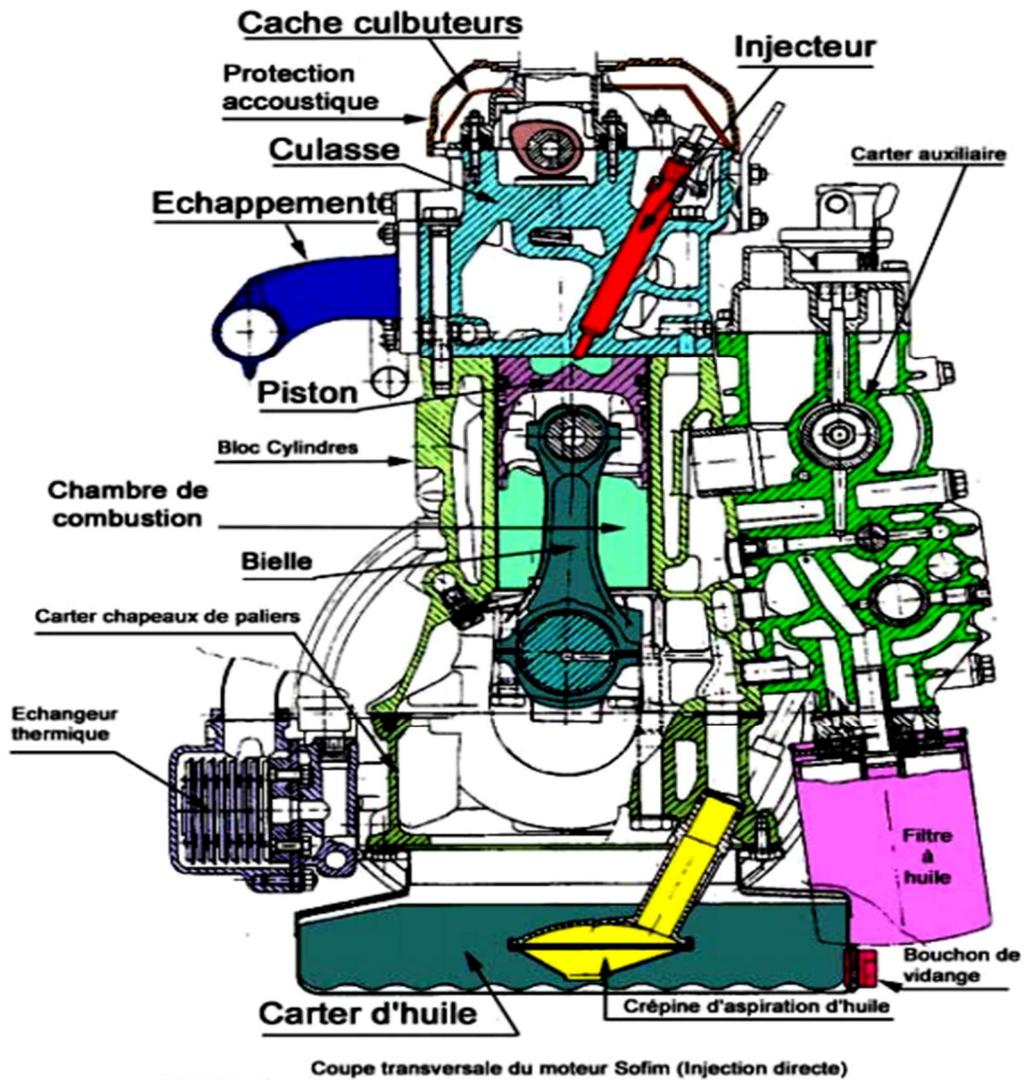
Le moteur à combustion interne se compose des organes fixes et d'organes mobiles lui permettant un bon fonctionnement :

- L'équipage mobile constitué par le vilebrequin, les bielles, les pistons et le volant-moteur.
- Le bloc-cylindres en fonte ou en alliage léger, comprenant un certain nombre de cylindres pour les pistons, les paliers de vilebrequin, des passages de liquide de refroidissement et des conduits d'huile.
- La culasse qui ferme le haut du bloc-cylindres et forme le toit des chambres de combustion. La distribution, terme désignant les soupapes et le système qui les actionne, est montée dans et sur la culasse.
- Les auxiliaires: pompes à huile et à eau, systèmes d'allumage (moteur à essence), d'alimentation et d'injection ainsi que leur entraînement.

II.3.6.Les principaux éléments d'un moteur : [Figure II.7]

- **La culasse** : comporte les orifices d'admission et d'échappement dont la communication avec la chambre se fait grâce aux soupapes
- **Join de culasse** : assure généralement l'étanchéité entre la classe et le bloc moteur
- **Bloc cylindre**: support à tous les organes principaux (vilebrequin, culasse,...) et aux annexes (démarreur alternateur embrayage...)

- **Cylindre** : alésé directement dans le bloc ou constitué d'une chemise sèche (fourreau emmanché dans le bloc) ou d'une chemise humide (fourreau rapporté en contact avec le refroidissement)
- **Came** : solidaire de l'arbre à came, cette pièce non circulaire, entraînée via une courroie, une chaîne ou une cascade de pignon, transforme le mouvement de rotation de l'arbre à came en un mouvement de translation des soupapes
- **L'arbre à came**, les ressorts de soupapes et éventuellement les culbuteurs, les poussoirs, les tiges de culbuteur
- **Soupapes** : bouchon mobile maintenu en position fermé par un ressort. Elle s'ouvre momentanément sous l'effort de la came.
- **Bougie**: elle produit une étincelle qui enflamme le mélange air/essence, créant l'explosion.
- **Piston**: pièce cylindrique qui coulisse dans le bloc moteur, qui sert à comprimer le mélange et qui après l'explosion de ce mélange, transforme l'énergie thermique de cette combustion en énergie mécanique.
- **Chambre de combustion**: espace au dessus du piston, hermétique lorsque les soupapes sont fermées, où est injecté le mélange pour y être enflammé.
- **Bielle**: pièce très rigide qui transmet l'énergie transformé par le piston au vilebrequin, transformant par là même un mouvement de translation en mouvement de rotation
- **Vilebrequin**: arbre usiné en plusieurs paliers excentrés qui, avec les bielles, transforme le mouvement de translation du piston en un mouvement de rotation. Il transmet, via l'embrayage, l'énergie mécanique à la boîte de vitesse.
- **Carter d'huile** : carter inférieur du moteur qui sert de réservoir d'huile permettant d'alimenter le système de lubrification les pièces en dessous du piston viennent barbotées dans l'huile contenue dans le carter pour leur lubrification.
- **Distribution**: courroie, chaîne ou cascade de pignons qui transmet très régulièrement le mouvement de rotation du vilebrequin à l'arbre à came. Pour un tour de l'arbre à came, il faut très précisément 2 tours de vilebrequin. Tout décalage entraîne la casse du moteur car les pistons viendraient en contact avec les soupapes (à quelques exception prêt, moteur fire de fiat par exemple).



© F. Héroux / Agence R3A

Figure II.7: moteur à combustion interne (type diesel).

II.3.7. Disposition ou géométrie de certains organes du moteur :

Les moteurs à combustion interne ont des géométries différentes et disposées selon plusieurs manières. On distingue :

II.3.7.1. Dispositions de l'arbre à came : Les moteurs sont souvent présentés en fonction de la disposition de leurs soupapes et surtout de l'emplacement de l'arbre à cames qui commande leur ouverture et fermeture. [Figure II.8]

- **arbre à came en tête :** l'arbre à cames est directement sur les soupapes, au-dessus de la culasse

- **arbre à came latérale :** l'arbre à cames est placé dans le bloc-moteur Moteur culbuteur

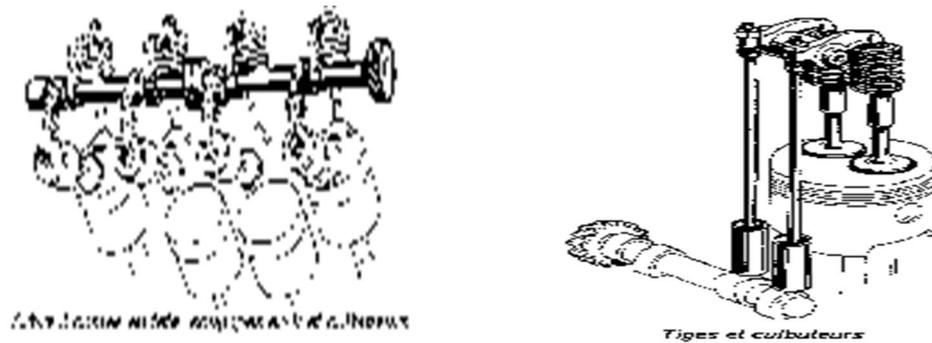


Figure II.8: disposition de l'arbre à came : en tête (droite), latérale (gauche).

II.3.7.2.Géométrie des soupapes : [Ior 2012] Le nombre de soupapes est déterminé par le constructeur selon un rendement donné du moteur : plus le moteur sera exigeant, plus il y aura de soupapes (il peut y en avoir jusqu'à 4 par cylindre). On favorisera 2 soupapes plus petites au détriment d'une grosse soupape. Question de fiabilité, les têtes prennent trois formes principales : [Figure II.9]

- **Plate :** la forme la plus répandue car elle ne demande pas d'usinage mécanique,
- **Convexe :** Elle donne des obturateurs plus rigides, plus massifs et plus solides mais plus lourds, avec des sièges sensibles aux effets de température. Elle est utilisée principalement pour les soupapes d'échappement,
- **Concave :** Elles ont la propriété de conserver la forme conique du siège même sous de très fortes déformations thermiques et elles sont utilisées principalement pour les soupapes d'admission. Les deux dernières catégories sont utilisées principalement pour les voitures de course.



Figure II.9: Géométrie des soupapes : plate (droite), convexe (gauche).

II.3.7.3.Dispositions des cylindres : Le moteur des voitures et camions légers actuels comptent trois, quatre, cinq, six, huit, dix ou douze cylindres. Les cylindres sont habituellement disposés en ligne, en V ou à plat (à l'horizontale) de part et d'autre du vilebrequin. On parle ainsi de 3, 4, 5 ou 6 cylindres en ligne, de V6, V8, V10 ou V12 et de 4 ou 6 cylindres à plat.

En général, plus il y a de cylindres et plus il y a de temps moteur pour chaque tour de vilebrequin, plus doux sera le fonctionnement du moteur. et plus la taille (cylindrée) d'un moteur est importante, plus il est puissant et plus il consomme de carburant. [Figure II.10]

• **Moteur en V** : les bielles agissent généralement au nombre de deux par maneton. Les rangées de cylindres forment un angle qui varie de 15° à 135° sur une ligne d'arbre commune (vilebrequin). l'angle entre les rangées de cylindres doit être, en cycle 4-temps, équivalent à 720° (deux tours de vilebrequin) divisé par le nombre de cylindres ou à un multiple du résultat (Ex un V 12 sera idéalement à 720° divisé par 12, soit 60°).

• **Moteur boxer** : ou à cylindres opposées permet de réaliser une construction très plate et mieux équilibrée qu'un 4 cylindres en ligne, mais par contre large. Les rangs de cylindres sont opposés à 180° .

• **Moteur en ligne** : les cylindres, pistons, bielles, et vilebrequin sont montés sur le même plan. La présence de plus de 8 cylindres disposés en ligne n'est pas praticable en automobile du fait de la longueur requise. En outre, un vilebrequin long est sujet à des torsions importantes. Les dispositions à 2 et 3 cylindres sont problématiques en cycle 4-temps.



Figure II.10: disposition des cylindres : Moteur en ligne, Moteur en v, Moteur boxer, de droite a gauche.

II.3.7.4. Géométrie de la chambre : [Boug 2011] comprise entre la tête du piston au PMB et la culasse. Son volume varie d'un moteur à l'autre, détermine le rapport volumétrique et doit acquérir un rendement thermodynamique élevé ainsi qu'un bon refroidissement. Elles sont de différents types : [Figure II.11]

-**chambres cylindriques** : qui sont creusées dans la culasse, les soupapes sont parallèles dans le même axe que le cylindre.

-**chambres hémisphériques** : où les soupapes sont disposées obliquement en V et la bougie est centrale. Elles furent longtemps considérées comme celles offrant le meilleur rendement malgré que la turbulence interne n'est pas excellente afin d'avoir le meilleur mélange air-essence possible

-**chambres triangulaires** : Composée de soupapes parallèles où la bougie est proche de la soupape d'admission. Elles présentent un rapport surface-volume convenable, concentre le mélange explosif près de la bougie, favorise une forte turbulence vers la bougie pendant la compression car une partie de la tête du piston est presque en contact avec la culasse et les risques de détonation sont réduits.

-**chambres trapézoïdales latérales** : (de type Mercedes-Benz) où la turbulence est obtenue grâce à une protubérance sur le piston. Elles ont une excellente résistance au vieillissement car on y retrouve une forte turbulence qui évite les dépôts carbonneux.

-**chambres hérons** : elles permettent une construction simple de la culasse avec des soupapes parallèles et un bon rapport surface-volume. Conçues surtout pour des moteurs carrés et on remarquera que pour ce modèle les têtes de piston sont creusées

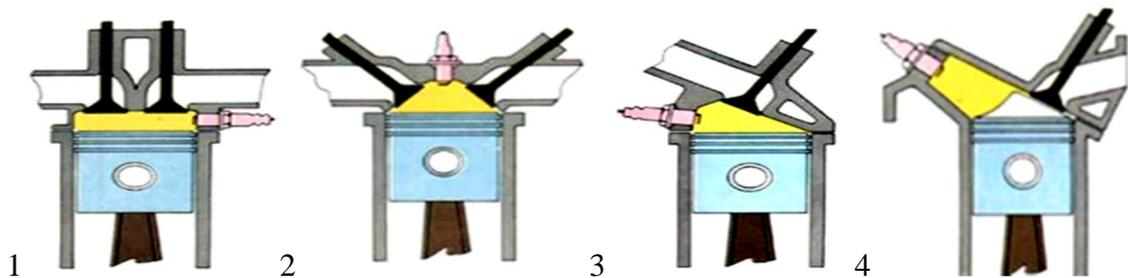


Figure II.11 : Géométrie de la chambre 1-Cylindrique 2- Hémisphériques

3-Triangulaire 4-Trapézoïdale latérales.

Chapitre III :

DESCRIPTION DU MOTEUR

DIESEL

III.1.Moteur diesel :

Les principales caractéristiques du moteur à allumage par compression :

III.1.1.définition : [Loun 2011], [Merk et al 2012]

Le moteur à allumage par compression conçu par l'ingénieur allemand Rudolf Christian Karl Diesel dans les années 1879 est un moteur à combustion interne transformateur d'énergie calorifique en énergie mécanique et dont l'allumage est spontané par le phénomène d'auto allumage(autoinflammation). [Figure III.1]

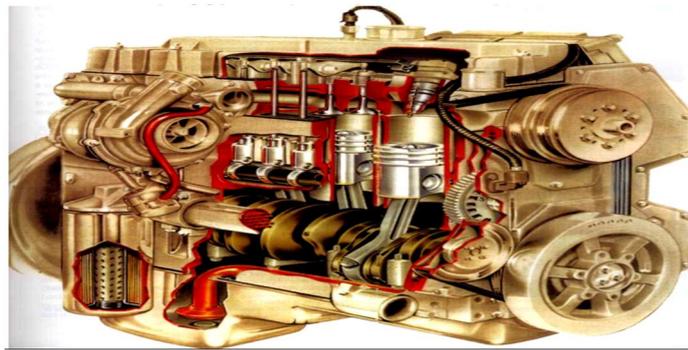


Figure III.1 : Architecture générale du moteur diesel

III.1.2.différents types d'un moteur diesel :

Il existe différents types de moteurs à combustion interne à allumage par compression les principaux sont les suivants :

- **Moteur diesel à injection directe** : le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion. Ses principales particularités sont une pression d'injection très élevée et un départ à froid facilité [Figure III.2.a]

- **Moteur à injection indirecte** : Le carburant est injecté dans une préchambre avant d'arriver à la chambre de combustion ses principales particularités sont une bougie de préchauffage et un rapport volumétrique plus élevé. [Figure III.2.b]

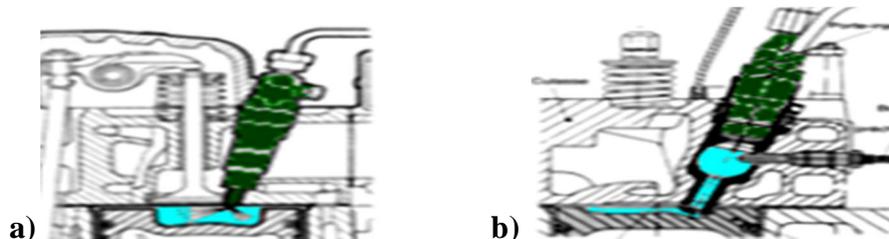


Figure III.2 : types du moteur diesel a) à injection directe b) à injection indirecte.

III.2. Phases de combustion du cycle 4 temps : [Ander 2010]

Un cycle a 4 temps se fait en 2 tours de vilebrequin, soit 720° . Le cycle mécanique (2 allers et 2 retours c'est à dire 4 courses) se fait en 4 temps alors que le cycle thermodynamique en comporte 5 (la combustion à volume et à pression constante). Seule la détente est motrice (fournit de l'énergie), les autres sont résistants. [Figure III.3]

III.2.1. Admission (soupape admission ouverte, soupape échappement fermée) :

Le piston descend (du PMH vers PMB) entraîné par le vilebrequin, créant une dépression qui aspire de l'air par la soupape d'admission ouverte et remplit le cylindre.

III.2.2. Compression (soupape d'admission et d'échappement fermées) :

Le piston remonte (toujours entraîné par les mêmes moyens que précédemment) du PMB au PMH: il comprime l'air admis précédemment sa pression et sa température augmentent considérablement

III.2.3. Combustion (soupapes d'admission et d'échappement fermées) :

Le piston est au PMH. Le gazole injecté s'auto expose au contact de l'air chaud comprimé. L'explosion pousse le piston vers le PMB : C'est le temps moteur.

III.2.4. Echappement (soupape admission fermée, soupape échappement ouverte) :

Le piston est entraîné du PMB au PMH par le temps moteur des autres cylindres. En remontant, il chasse les gaz brûlés par la soupape d'échappement ouverte

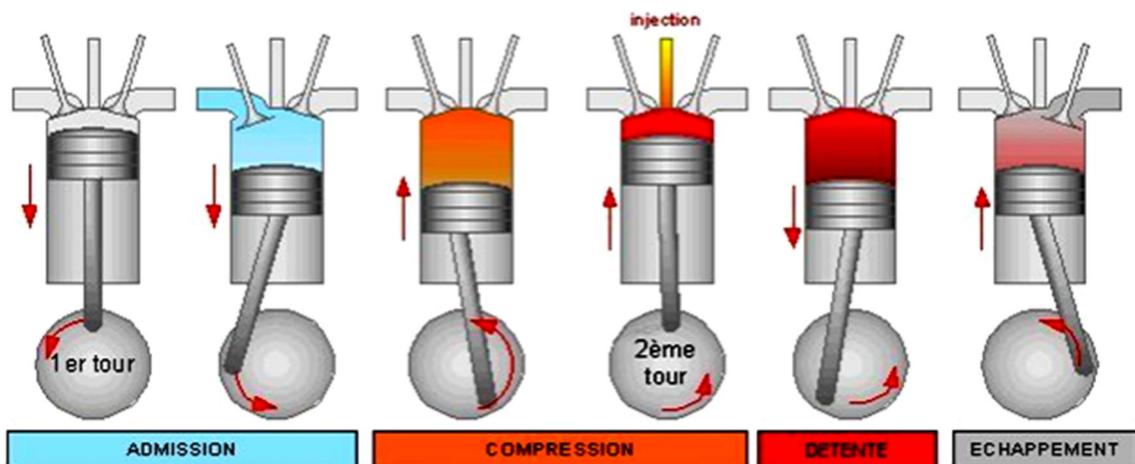


Figure III.3: Principe de fonctionnement d'un moteur à 4temps.

III.3. Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupapes: [Ior 2012]

Le principe de fonctionnement d'un moteur en théorie et en réalité n'est pas le même, il a donc besoin d'autres notions pour tourner correctement ; l'épuré circulaire [Figure III.4] ci-après illustre le phénomène :

- **Le retard à la fermeture à l'admission (RFA) :** La soupape d'admission se referme après que le piston eut dépassé le PMB. Tant que la pression du mélange (qui arrive à grande vitesse) est supérieure à celle de la chambre de combustion, on laisse ouverte cette soupape afin d'admettre le maximum de mélange.
- **L'avance à l'allumage AOA:** Pour que tout le mélange s'enflamme il faut un certain temps. Si l'étincelle se produit juste au PMH, le piston aura déjà commencé de redescendre quand tout le mélange s'enflammera, donc perte de rendement et de puissance. On va donc commencer d'allumer ce mélange avant qu'il ne soit complètement comprimé (PMH). Le but : que l'explosion se fasse juste au PMH.
- **L'avance à l'ouverture à l'échappement (AOE):** Vers la fin du temps de détente (piston quasiment au PMB), les gaz sont quasiment tous brûlés. L'énergie thermique est quasi nulle. On va ouvrir progressivement la soupape d'échappement afin de commencer l'évacuation des gaz en se servant du peu de pression qu'il reste afin de les "aider" à sortir de la chambre de combustion. Mais si cette avance est trop importante, le temps de détente diminue anormalement et donc le rendement (et la puissance) chute.
- **L'avance à l'ouverture à l'admission (AOA) et le retard à la fermeture à l'échappement (RFE):** par l'ouverture simultanée des deux soupapes on obtient un "balayage des gaz". Le mélange frais va "pousser" les gaz brûlés et ainsi aider à renouveler le contenu de la chambre de combustion pour un nouveau cycle. On appelle "croisement des soupapes", ce moment où les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément.

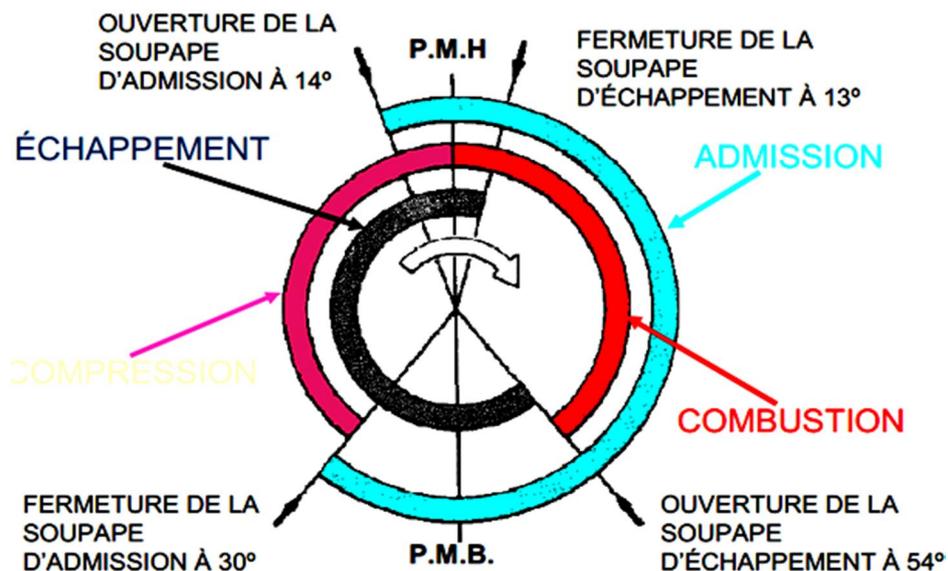


Figure III.4 : Epuré circulaire de distribution.

III.4.Ordre de fonctionnement :

Les pistons des deux cylindres 1 et 4 se trouvent ensemble au PMH. Si le cylindre 1 est en fin de compression, l'autre cylindre 4 est en fin d'échappement. Ou si le cylindre 4 est en fin de compression. L'autre cylindre 1 est en fin d'échappement.

Les pistons des deux autres cylindres 2 et 3 se trouvent ensemble au PMB. Si le cylindre 2 est en fin d'admission l'autre cylindre 3 est en fin de combustion détente.

Lorsque le cylindre 1 descend pour le temps admission, le cylindre opposé 4 descend pour le temps combustion détente. C'est le temps MOTEUR.

Lorsque le cylindre 2 monte pour le temps compression, le cylindre opposé 3 monte pour le temps échappement. C'est un temps MORT

Le schéma très simplifié du système bielle manivelle d'un moteur quatre cylindres.

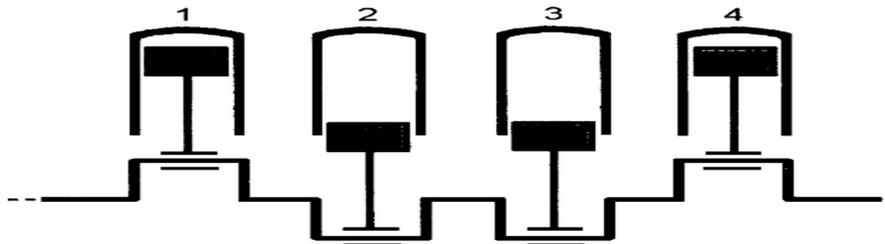


Figure III.5: Ordre de fonctionnement d'un MCI à 4 temps.

III.5.Grille de fonctionnement du cycle 4 temps :

Un moteur Diesel à 4 temps fonctionne selon l'ordre d'allumage [1 – 3 - 4 - 2] illustré ci après [Tableau III.1]:

	Cylindre 1	Cylindre 2	Cylindre 3	Cylindre 4
0° 180°	ADM	COMP	ECH	INF-DET
180° 360°	COMP	INF-DET	ADM	ECH
360° 540°	INF-DET	ECH	COMP	ADM
540° 720°	ECH	ADM	INF-DET	COMP

Tableau III.1 : Ordre d'allumage d'un moteur à 4temps.

III.6.Cycle réel du moteur Diesel : [Menna 2013] Le diagramme réel [Figure III.6] est différent du diagramme théorique pour plusieurs raisons :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz sont nulles,
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variables par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) sont constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais poly tropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- A la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure,
- A l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique.

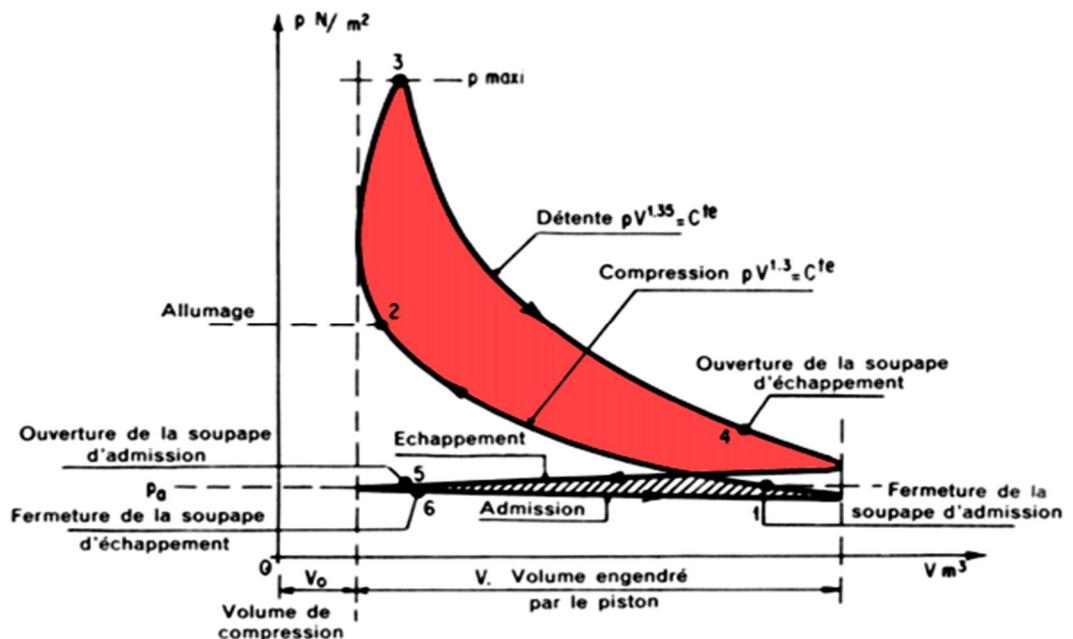


Figure III.6: Cycle de fonctionnement réel du moteur diesel.

III.7. Performance du cycle réel du moteur diesel : [Bilc 2003]

III.7.1. Le travail : C'est l'énergie calorifique fournie par le carburant lors de sa combustion.

- Travail indiqué W_i : c'est l'aire du cycle réel pour un moteur de cylindrée unitaire

$$W_i = P_{mi} V$$

- Travail effectif W_e : c'est le travail disponible sur l'arbre.

$$W_e = P_{me} V$$

III.7.2. Le rendement : Le rendement thermique est défini comme étant le travail fourni divisé par la chaleur absorbée.

$$\eta = \frac{W}{|Q_c|} = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|}$$

- Le rendement théorique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_i}$$

- Le rendement indiqué :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_i}$$

- Le rendement interne :

$$\eta_{int} = \frac{W_i}{W_{th}}$$

- Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i}$$

- Le rendement global :

$$\eta_g = \frac{W_e}{Q_i} = \eta_i \cdot \eta_m$$

III.7.3. La puissance : La puissance est la capacité à transmettre de l'énergie en fonction du temps.

- la puissance moyenne indiquée

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V}$$

- la puissance indiquée P_i (w):

$$P_i = P_{mi} \cdot V \cdot N = W_i \cdot N$$

- La puissance indiquée pour un moteur à 4 temps :

$$P_i = 4 W_i$$

- puissance moyenne effectif P_{me} :

$$P_{me} = \frac{W_{eff}}{V_d}$$

- La puissance effective (réelle) est donc :

$$P_e = P_{me} \cdot V \cdot N = W_e \cdot N$$

III.7.4. La pression :

- Pression moyenne indiquée P_{mi} (N/m^2) : est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle envisagé.

- Pression moyenne effective : Même définition que pour la pression moyenne indiquée sauf que le travail indiqué est remplacé par le travail effectif W_e .

III.7.5. Consommation spécifique du combustible: c'est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (cv ou kw) exprimée en kg/kw.h

$$C_s = \frac{C_h}{P_{réel}}$$

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g \cdot P_{ci}}$$

III.8.Caractéristiques Dimensionnelles :

III.8.1.Caractéristiques du cylindres : le cylindre est l'élément moteur dans lequel se déplace le piston entre le point mort bas PMB et le point mort haut PMH, ses différentes caractéristiques sont :

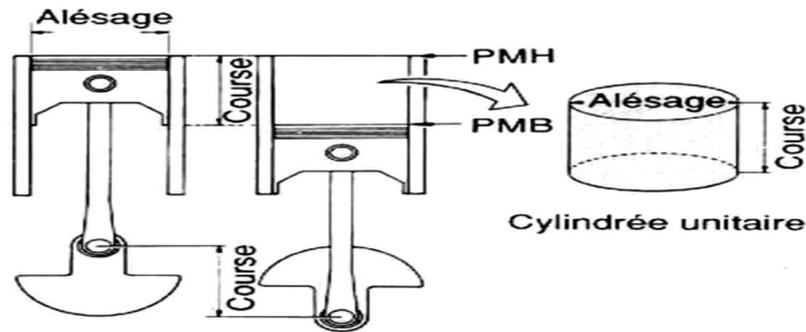


Figure III.7 : Caractéristiques du cylindre.

- **Alésage « A » :** il désigne la valeur nominale du diamètre intérieur du cylindre (mm)
- **Course « C »:** distance parcourue par le piston entre le PMH et PMB (mm) c'est la distance « d » comprise entre axe de vilebrequin et axe du maneton :

$$C = 2 * d$$

- **Cylindrée unitaire « V » :** le volume compris dans le cylindre déplacé par le mouvement du piston entre P.MH et P.M.B (cm³) :

$$V = S * C = \frac{\pi * A^2}{4} . C$$

- **Cylindrée totale « V_{cycle} »:** c'est la cylindrée unitaire multipliée par le nombre de cylindre. avec n= le nombre de cylindre :

$$V_{\text{cycle}} = n . V$$

-Rapport entre course C et alésage A : le rapport C/A est donc le rapport entre l'espace parcouru par le piston et le diamètre du cylindre, les moteurs modernes de courses sont orientés vers des rapports C/A faible.

- Moteur « carré » C=A
- Moteur « supercarré » C< A
- Moteur « longue course » C > A

III.8.2. Taux de compression ε : le rapport entre le volume total dans le cylindre (le piston est au P.M.B) et le volume restant (le piston est au P.M.H) (volume mort, ou volume de la chambre de combustion). Avec v est le volume de l'espace mort.

$$\varepsilon = \frac{V + v}{v}$$

III.8.3. La vitesse moyenne du piston V_{mp} (m/s) : représente l'espace parcouru par le piston dans l'unité de temps sa valeur est également liée à l'usure. Avec N vitesse de rotation (tr/min).

$$V_{mp} = 2 \cdot C \cdot \frac{N}{60} \cdot 10^{-3}$$

III.8.4. Position du piston dans le cylindre : La distance d définit la position verticale du piston dans le cylindre.

$$d = r \cos \theta \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}$$

La distance Z entre le PMH et le sommet du piston

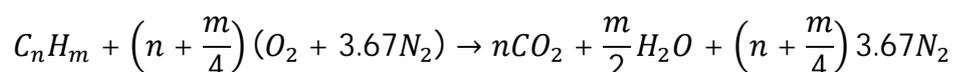
$$z = l + r - d = l + r \left(1 - \cos \theta \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \right)$$

Pour chaque angle vilebrequin, le volume instantané de la chambre de combustion V_{cycl} est égal à la somme du volume mort : V_m et du produit de la surface du cylindre par la distance Z

$$V_{cyl} = V_m + \frac{\pi D^2}{4} Z$$

III.9. Caractéristiques de la combustion: [Flu]

La force motrice du moteur à allumage par compression est issue de l'énergie calorifique du combustible libérée. La caractéristique principale de ses moteurs réside dans l'introduction du carburant à l'état liquide dans la chambre remplie d'air chaud. La combustion du carburant $C_{10}H_{22}$ est représentée par une réaction globale stœchiométrique suivante:



- **Propriété du combustible** : Les propriétés qui caractérisent le combustible d'un moteur diesel sont illustrées dans le tableau suivant :

Combustible	Gazole
Plage d'inflammabilité	0.6-7
Taux de limite d'inflammabilité	11
Température d'auto-inflammation [K]	800

Tableau III.2 : propriétés du combustible diesel.

- **Indice de cétane (IC)** : dans un moteur diesel cet indice doit être supérieur à 50 ($IC \geq 50$).
- **La richesse du mélange** : [Menna 2013] c'est le rapport carburant-comburant réel relatif au rapport stoechiométrique. Elle quantifie l'écart entre le mélange contenu dans le cylindre et celui qui mènerait à une oxydation complète.

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{\text{stoechiométrique}}} = \frac{1}{\phi_s} \left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{\text{réel}}$$

- **Le rapport air-carburant carburant-air** : Le mélange est caractérisé par le rapport (air/carburant) où carburant/air)

$$\text{rapport carburant - air} \left(\frac{m_f}{m_{air}}\right) = \frac{\text{masse de carburant}}{\text{masse d'aire}}$$

III.10.déroulement de la combustion :

Le processus du déroulement de la combustion dans un moteur est divisé comme suit :

III.10.1.Délai d'auto-inflammation : [Cath 1994]

C'est le temps entre le début de l'injection du carburant et la combustion dans le cylindre, on distingue deux délais :

- **Délai physique δt** : C'est le temps entre l'injection et le début d'inflammation, pendant ce temps plusieurs processus interviennent : le fractionnement, l'échauffement et l'évaporation des gouttelettes.

- **Délai chimique δ_c** : C'est la durée entre le moment de formation du mélange et le début de la combustion qui aura lieu quand la concentration des radicaux formés atteint une limite critique.

III.10.2. Combustion pré mélangée :

C'est le processus qui se déroule entre le temps d'auto inflammation et l'instant où la pression est maximale. Pendant ce temps le carburant injecté se mélange avec l'air produisant une flamme appelée flamme de prémélange.

III.10.3. Combustion de diffusion :

Appelé aussi combustion contrôlée, elle se déroule à une température du cylindre très élevée où une flamme de diffusion apparaît à la place de la flamme de pré mélange. La vitesse de libération d'énergie dépend de la diffusion entre les réactifs. La combustion dépend du débit de l'injecteur et les phénomènes de Swirl Tumble. Cette combustion de diffusion s'achève à l'arrêt de l'injection.

III.10.4. 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 dépend de la rencontre de l'air et du carburant.

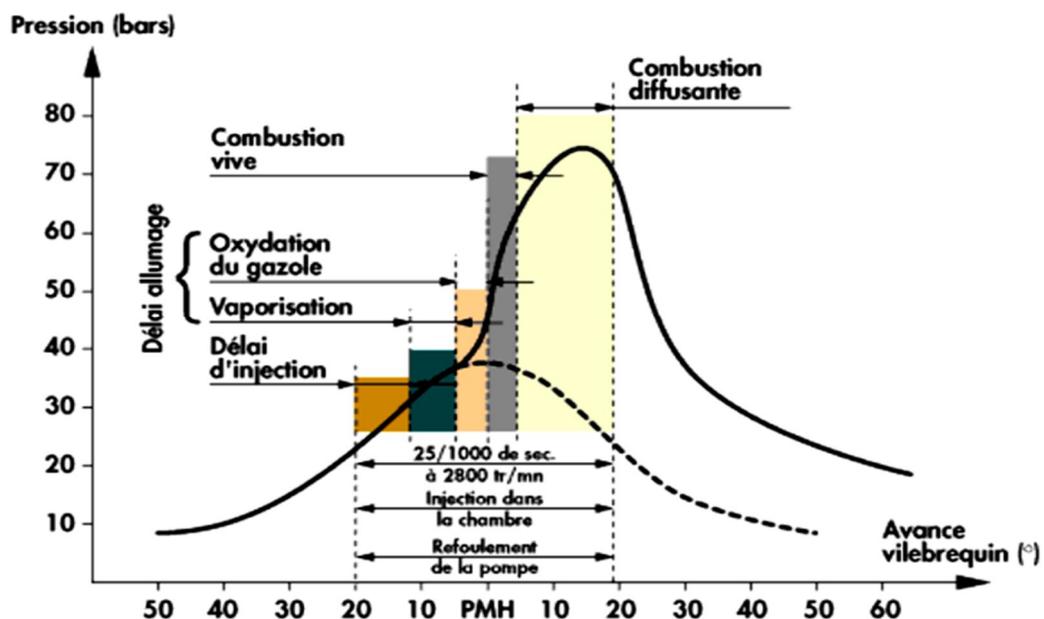


Figure III.8 : Courbe de déroulement de la combustion.

III.11.La turbulence dans la chambre à combustion : [Suzzi 2009]

Le mouvement de l'écoulement dans la chambre à combustion est turbulent. Il est caractérisé par l'augmentation du transfert de chaleur et de masse, l'évaporation de la phase liquide de combustible, La qualité de mélange et la propagation de la flamme. On dénombre trois principaux types de mouvements de l'écoulement : Tumble, Swirl et Squish. Et à chaque type un mécanisme de formation, le Swirl et le Tumble sont créés pendant l'admission de l'air alors que le Squish est créé durant la compression de l'air.

III.11.1.Squish: [Srid et al 2004]

Le squish est conçu dans un moteur diesel de façon à ce qu'il y ait un jeu entre le piston et la culasse, mélange à l'extérieure du cylindre génère le Squish lorsqu'il est forcé d'une façon radiale à l'intérieure de la chambre.

III.11.2.Swirl: [Mart et al 2009]

C'est Le mouvement de rotation de l'écoulement autour de l'axe généré par le profilage du conduit et la soupape d'admission utilisé pour améliorer la combustion.

Le mouvement de Swirl est caractérisé par le rapport adimensionnel de Swirl SN représenté dans la loi :

$$SN = \frac{W_{swirl}}{N}$$

III.11.3.Tumble : [Heyw 1988]

Il est généré par la géométrie de la tête de piston en effet l'impacte du fluide sur la tête du piston implique un mouvement de rotation du mélange par rapport au plan longitudinal du cylindre. Ce mouvement est caractérisé par l'équation suivante :

$$TN = \frac{W_{tumble}}{N}$$

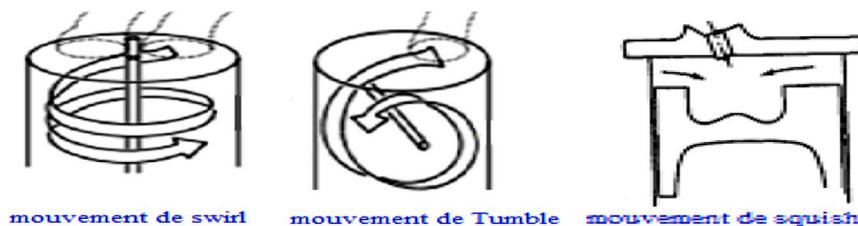


Figure III.9 : Aérodynamique du moteur à combustion interne.

Chapitre IV :

LES EQUATIONS REGISSANT

LES ECOULEMENTS

REACTIFS BI PHASIQUES

TURBULANTS

Dans ce chapitre on a présenté un aperçu des modèles physiques principaux utilisés pour l'étude numérique de l'écoulement biphasique turbulent et réactif. Et on a représenté les équations qui gouvernent la phase gazeuse. La phase liquide ainsi que les équations pour modéliser le spray. [Figure IV.1] ,[Mena 2013]

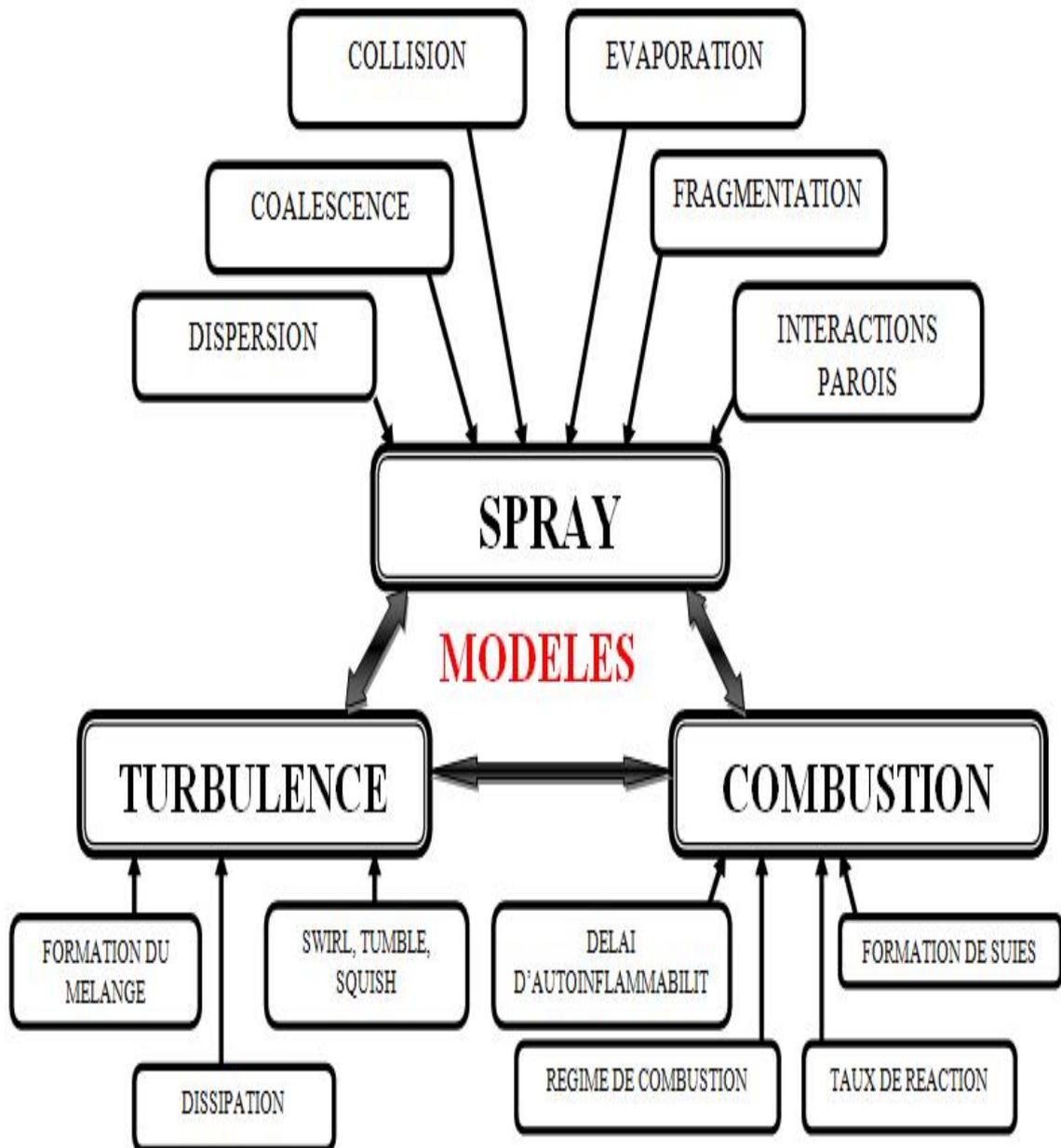


Figure IV.1: Interactions Turbulence, Combustion Et Spray

IV.1. Equation de la phase liquide : [Merk et al 2012], [Mewes et al 2006]

L'atomisation du spray est conditionnée par plusieurs paramètres : la géométrie de l'injecteur la vitesse de sortie du carburant et le milieu gazeux dans lequel il est injecté ; près l'atomisation du jet liquide dans la chambre à combustion il se disperse en apportant de l'énergie au gaz et s'évapore.

Ce phénomène est un souci important pour le développement des moteurs à combustion interne a cause de la complexité de la maîtrise du phénomène de spray depuis l'injection jusqu'à la combustion. [Figure IV.2]

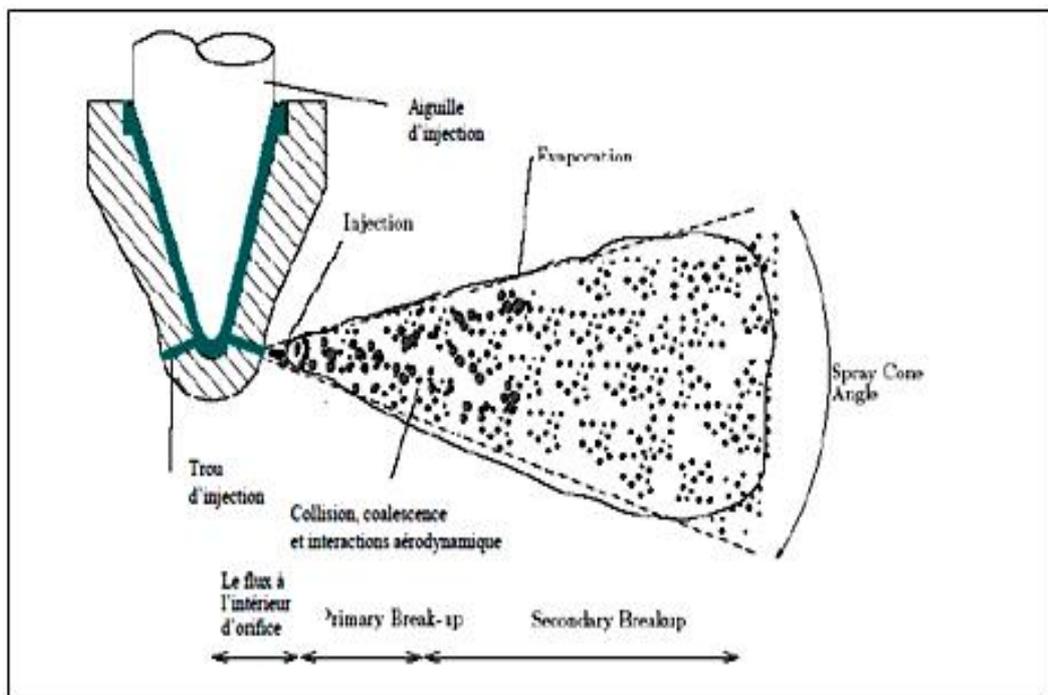


Figure IV.2: Spray en sortie d'injecteur.

Pour modéliser mathématiquement les mécanismes d'atomisation dans la chambre de combustion par la CFD, deux approches de modélisation des écoulements multiphasiques sont utilisées : L'approche eulérienne et l'approche lagrangienne.

Dans ces approches la phase gazeuse est toujours considérée continue est modalisée par les équations de Navier stokes.

IV.1.1. Approche lagrangienne : [Beau]

Cette approche de modélisation est la plus utilisée pour la simulation de spray. Elle consiste à suivre chaque particule dans son mouvement et prédire sa dynamique par un bilan des forces.

Ses particules sont considérées comme une phase discrète mais le nombre important de gouttelettes dans le spray ne facilite pas la tâche de suivre chacune d'entre elles dans le calcul, donc le suivi s'applique à des ensembles de gouttelettes identiques.

IV.1.2. Approche eulérienne :

Son principe de modélisation est l'observation de l'évolution des propriétés du fluide à un endroit donné, il ne prend donc pas en compte les gouttes dans leur individualité.

Cette approche considère les particules comme une phase liquide continue et le gaz entourant comme une phase gazeuse continue.

IV.1.3. Trajectoire d'une particule : [Belm 2010], [Ashg 2011]

C'est le produit de l'intégration de l'équation de mouvement de la particule, écrite dans une référence lagrangienne. Cette équation correspond aux bilans des forces agissant sur la particule. [Figure IV.3]

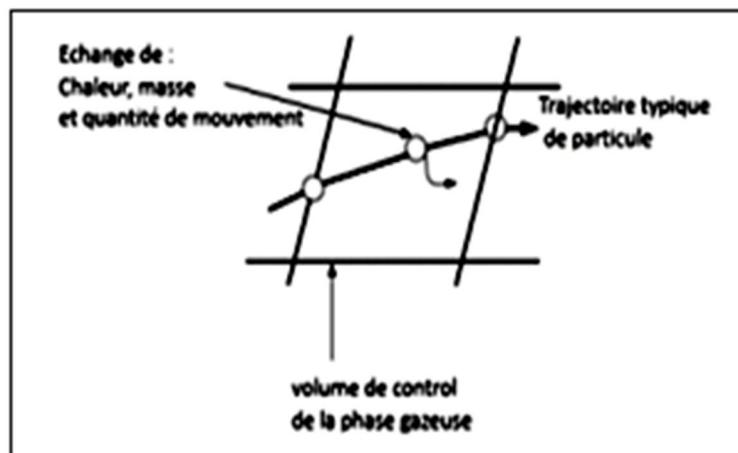


Figure IV.3 : Transfert de la chaleur de la masse et la quantité de mouvement.

IV.1.3.1. Equation du mouvement d'une particule : [Belm 2010], [Ashg 2011]

L'accélération de la phase gazeuse et la décélération de la particule sont engendrées par une différence de vitesse essentiellement due à l'échange de quantité de mouvement entre les deux.

On appliquant la seconde loi de Newton pour de vitesse :

$$\frac{d\mathbf{u}_p}{dt} = F_d(\mathbf{u} - \mathbf{u}_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x$$

\mathbf{u}_p : La vitesse de translation du centre de gravité de la particule.

$$u_p = \frac{d x_p}{dt}$$

F_x : La force requise pour accélérer le fluide entourant la particule.

$$F_x = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d}{dt} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_p)$$

$F_d(\mathbf{u} - \mathbf{u}_p)$: La force de traînée des particules par unité de masse.

\mathbf{u} : vitesse du fluide

\mathbf{u}_p : vitesse de la particule.

$$F_d = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} f = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_d Re}{24}$$

μ : Viscosité du fluide.

ρ : Densité du fluide.

ρ_p : Densité de la particule.

d_p : Diamètre de la particule.

Re : Nombre de Reynolds relatif.

f : Le facteur de trainé qui définit par le rapport de coefficient de trainé C_d par le coefficient de trainé de stocks.

IV.1.3.2. La trainé dynamique : [Ashg 2011]

Lors de l'injection du liquide dans la chambre de combustion, plusieurs forces interagissent sur la gouttelette mais la force de trainée reste la plus influente, ce qui fait de son coefficient un facteur important pour la détermination de la trajectoire de la goutte.

Le model « Dynamique drag » est celui utilisé dans notre étude il définit le coefficient de trainé de manière dynamique et prend en compte la déformation et la distorsion de la gouttelette, ce model est compatible avec les model d'atomisation WAVE et TABE. [Figure IV.4]

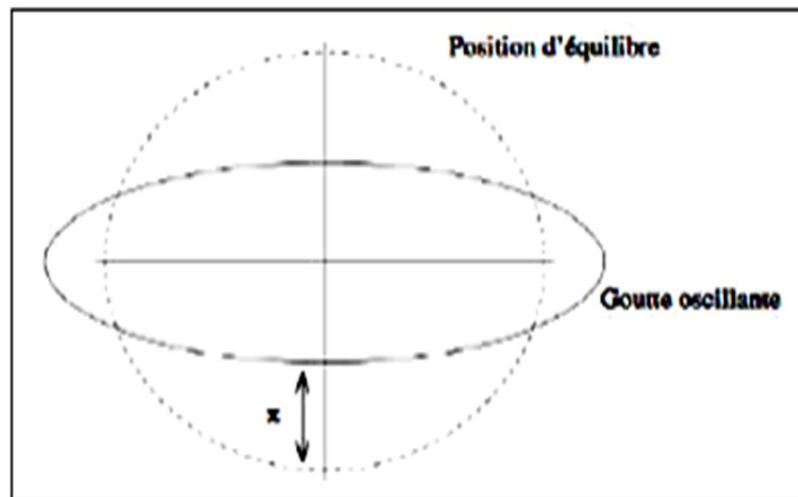


Figure IV.4: Oscillation de la goutte liquide autour de son état d'équilibre.

La forme de gouttelette se rapproche de celle d'un disque lorsque le nombre de weber est grand il est défini sous la forme suivante :

$$W_e = \frac{\text{force aérodynamique}}{\text{force de tension de surface}} = \frac{\rho_l u^2 d_p}{\sigma}$$

-Le coefficient de trainée est exprimé comme suit :

$$C_{d,y} = C_d(1 + 2.632y)$$

C_d : est le coefficient de trainé d'une goutte de forme sphérique donné par :

$$\begin{cases} C_d = \frac{24}{Re} (1 + 0.15Re^{0.687}) & Re \leq 1000 \\ C_d = 0.44 & Re > 1000 \end{cases}$$

Y : la distorsion de la particule est déterminée par l'équation différentiel suivante

$$\frac{dy^2}{dt^2} - \frac{C_f}{C_b} \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{u^2}{r^2} - \frac{C_k \sigma}{\rho_l r^3} y - \frac{C_d}{\rho_l} \frac{\mu_l}{r^2} \frac{dy}{dt}$$

ρ_l et ρ_g : densité de la phase gazeuse et liquide respectivement

U : la vitesse relative de la particule. r : le rayon de la particule

σ : la tension superficielle de la particule, μ : la viscosité de la particule

C_f, C_k, C_d : des constante du model

IV.1.4. Model d'atomisation du spray : [Beau], [Ashg 2011]

Il existe deux types d'atomisation pour modéliser le spray : l'atomisation primaire qui décrit le fractionnement de la colonne liquide issue de l'injecteur en goutte. Et l'atomisation secondaire qui décrit la rupture de ses gouttes en gouttes encore plus petites qui peuvent subir l'atomisation, la collision et l'évaporation. [Tableau IV.1]

		Déformation	Bag growth	Bag burst	Rim breakup
Vibrational breakup	$We < 12$				
Bag breakup	$12 < We < 50$				
Bag & statmen Breakup	$50 < We < 100$				
Sheet stripping	$100 < We < 350$				
Wave crest stripping	$350 < We$				
Catastrophic breakup	$350 < We$				

Tableau IV.1 : Mécanisme de fractionnement d'une goutte.

IV.1.4.1. Atomisation primaire : [Dumo 2004]

Pour modéliser le fractionnement primaire et prédire avec précision les caractéristiques de l'atomiseur on a choisi le model d'atomiseur le plus commun « **plat-orifice** » il peut fonctionner selon trois régime : monophasé (régime choisi dans cette étude), la cavitation et le régime déplacé « flipped ».

➤ **Coefficient de débit :** [Loun 2011]

C'est le rapport entre le débit réel à travers la buse par le théorique maximal débit

$$C_d = \frac{\dot{m}_{eff}}{A\sqrt{2\rho_l(P_1 - P_2)}}$$

C_d : le coefficient de décharge.

\dot{m}_{eff} : le débit massique effectif à travers la buse

$$\dot{m}_{eff} = \frac{2\pi\dot{m}}{\Delta\phi}$$

\dot{m} : Le débit massique spécifié dans l'interface utilisateur

$\Delta\phi$: La différence entre l'angle azimutal d'arrêt et de départ

$$\Delta\phi = \phi_{arret} - \phi_{depart}$$

➤ **Angle de spray :** [Liu et al 2012], [Fuku 2012]

L'angle de la buse de pulvérisation monophasique dépend du rapport de la masse volumique du gaz et du liquide et également le paramètre **CA**

-Selon ranz l'angle de pulvérisation (θ) :

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \tan^{-1}\left[\frac{4\pi}{C_A}\sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}\frac{\sqrt{3}}{6}\right]$$

➤ **C_A suggéré par Reitz :**

$$C_A = 3 + \frac{L}{3.6d}$$

➤ **Distribution du diamètre de la goutte :** [Mads 2006]

Rosin–Rammler est le model de distribution utilisé par les modèles de pulvérisation dans ANSYS FLUENT et qui sont caractérisés par la taille de la gouttelette la plus probable et d'un paramètre de propagation.

La taille de gouttelette la plus probable est obtenue a partir du diamètre moyen de sauter (**SMD**) d_{32} qui est calculé a partir de la corrélation de **Wu et al** et qui est aussi utilisé pour calculer la quantité estimée de la turbulence de jet liquide.

$$d_{32} = 133\lambda W_e^{-0.74}$$

λ : la longueur radiale totale à la sortie de jet au moment où l'écoulement turbulent est en plein développement $\lambda = \frac{d}{b}$

-Le nombre de weber prend la forme suivante :

$$We = \frac{\rho_l u^2 \lambda}{\sigma}$$

-Le paramètre de diffusion utilisé pour spécifier la distribution des grandeurs de gouttelettes prend la valeur de 5 par défaut **S=3.5**.

-Pour une distribution de Rosin-Rammler « Lefebvre » donne la relation entre le diamètre moyen de Sauter et le diamètre le plus probable **d_0** .

$$d_0 = 1.2726 d_{32} \left(1 - \frac{1}{S}\right)^{\frac{1}{S}}$$

IV.1.4.2. Atomisation secondaire : [Mads 2006], [Belm 2010]

Après le fractionnement primaire les gouttes se désintègrent en gouttes plus fines sous l'action des forces aérodynamiques externes (L'effet de la vitesse relative, la turbulence et les ondes de choc) et subissent un ou plusieurs processus tels que (l'atomisation la collision et l'évaporation). [Figure IV.5]

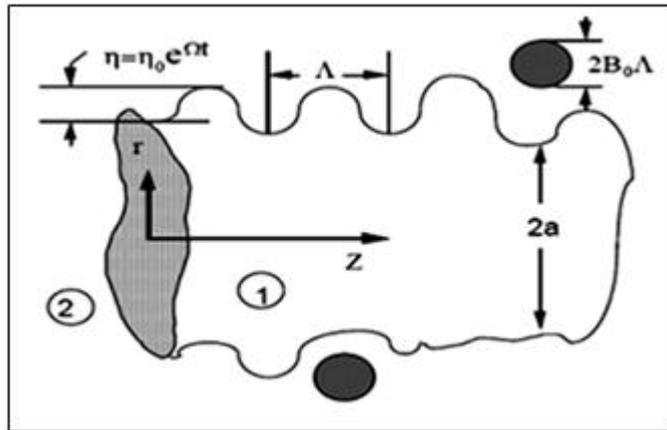


Figure IV.5: Principe du model de Reitz.

Il existe plusieurs régimes de fractionnement secondaire. Afin de bien les représenter des nombres adimensionnels sont utilisés.

IV.1.4.2.1. Nombres adimensionnels caractérisant un spray :

Ces nombres nous permettent de déterminer les paramètres de fractionnement d'une goutte et ils caractérisent soit le jet liquide complet soit simplement une goutte liquide.

➤ Nombre de weber :

C'est le rapport entre les forces d'inerties et les forces de tension, il caractérise la capacité d'une goutte d'un jet ou d'un ligament à résister aux forces aérodynamiques grâce aux forces de tension de surface.

$$We = \frac{\rho u_{rel}^2 L}{\sigma}$$

\mathbf{u}_{rel} : vitesse relative de la goutte.

σ : Tension superficielle.

-le nombre de weber gazeux pour une goutte:

$$We_g = \frac{\rho_g (u_l - u_g)^2 d}{\sigma_1}$$

ρ_g : La densité de la phase gazeuse autour de la goutte.

\mathbf{u}_l : La viscosité de liquide.

\mathbf{d} : Longueur caractéristique de la goutte, ce nombre de weber caractérise la capacité de la goutte à résister aux forces aérodynamiques exercées par le gaz environnant

➤ **Nombre de Reynolds** : [Menna 2013]

C'est le rapport entre les forces d'inertie et la force visqueuse et le rapport (qualitatif) du transfert par convection sur le transfert par diffusion de la quantité de mouvement.

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

-Nombre de Reynolds gazeux d'une goutte de diamètre d : il caractérise l'écoulement gazeux autour d'une goutte, c'est les rapports des forces aérodynamiques externes sur les forces de viscosité du gaz

$$Re_g = \frac{\rho_g |u_l - u_g| d}{\mu_g}$$

➤ **Nombre Ohnesorge** : [Menna 2013]

C'est le rapport de la force de viscosité interne de la goutte sur les forces de tension superficielles et aérodynamiques . il caractérise la capacité d'une goutte a resister a la collision par dissipation visqueuse de l'energiue cinétique .

$$Oh = \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l d \sigma}}$$

IV.1.4.2.2. Model Helmholtz (model wave): [Bouss 2010]

Appelé aussi wave ce model est proposé par Reitz 1987. Il est formulé à partir de la théorie linéaire des instabilités représentées par une onde causée par la turbulence à l'intérieur de la houle de l'injecteur. Ces instabilités sont de type kelvin Helmholtz limité par le nombre de weber We qui doit être >100 de tel sorte que l'instabilité kelvin Helmholtz est dominante dans le fractionnement des gouttelettes. [Figure IV.6]

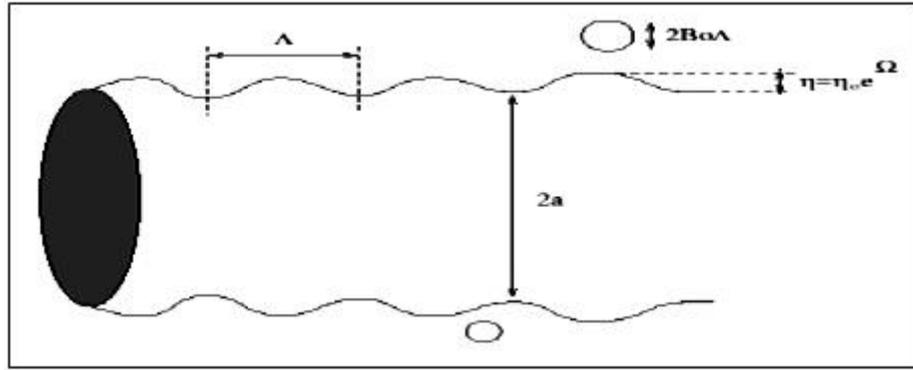


Figure IV.6: Etude de stabilité d'une colonne liquide en vue d'une modélisation de type « WAVE ».

- **Le taux d'accroissement de l'onde et sa longueur correspondante :**

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_0} = 9.02 \frac{(1 + 0.45\sqrt{Oh})(1 + 0.4Ta^{0.7})}{(1 + 0.87We_g^{1.67})^{0.6}}$$

$$\Omega_{KH} \sqrt{\left(\frac{\rho_l r_0^3}{\sigma_l}\right)} = \frac{0.34 + 0.38We_g^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4Ta^{0.6})}$$

Avec :

$$Ta = Oh \sqrt{We_g}$$

Ta: Le nombre de Taylor.

Oh : Le nombre d'Ohnesorge.

r₀ : Le rayon de la goutte mère.

- **Le rayon d'une gouttelette formée à partir d'une gouttelette mère :**

$$r = \begin{cases} B_0 \Lambda, & B_0 \Lambda < r_0 \\ \min \left[\frac{(3\pi r_{inj}^2 u_l)^{1/3}}{2\Omega}, \frac{(3\pi r_{inj}^2 \Lambda)^{1/3}}{4} \right], & B_0 \Lambda > r_0 \end{cases}$$

Avec :

$$B_0 = 0.61$$

- **Le temps de fractionnement (breakup) :**

$$t_{bu} = 3.788 B_1 \frac{r_0}{\Omega \Lambda}$$

Avec : $B_1 = [1 \text{ à } 60]$

- **La taille de la goutte mère décroît selon la loi suivante :**

$$\frac{dr_0}{dt} = - \frac{r_0 - r}{t_{bu}}$$

- **Angle de l'injecteur :**

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = A_1 \Lambda \frac{\Omega}{u_0}$$

IV.1.5. Evaporation d'une goutte : [Mewes et al 2006], [Belm 2010], [Ashg 2011]

Le phénomène de l'évaporation d'une goutte d'un combustible est importante a cause de sa grande influence sur l'auto inflammation, la combustion et la formation de polluante. Il permet de déterminer la distribution spatiale de la concentration, la fraction volumique d'une phase ainsi que le temps et la position de l'auto inflammation.

Les conditions thermodynamiques régissantes dans le cylindre font que les gouttelettes du combustible injecté dans la chambre de combustion se vaporisent et se mélangent avec l'air.

Pour illustrer les différents phénomènes régissant tel que (le transfert de chaleur, et de masse.. etc.) en un model mathématique, plusieurs paramètres ont été négligés ou pris constants tel que (La température, la concentration, température d'ébullition, température critique, chaleur latente sont tous prises constantes....etc.) [Figure IV.7]

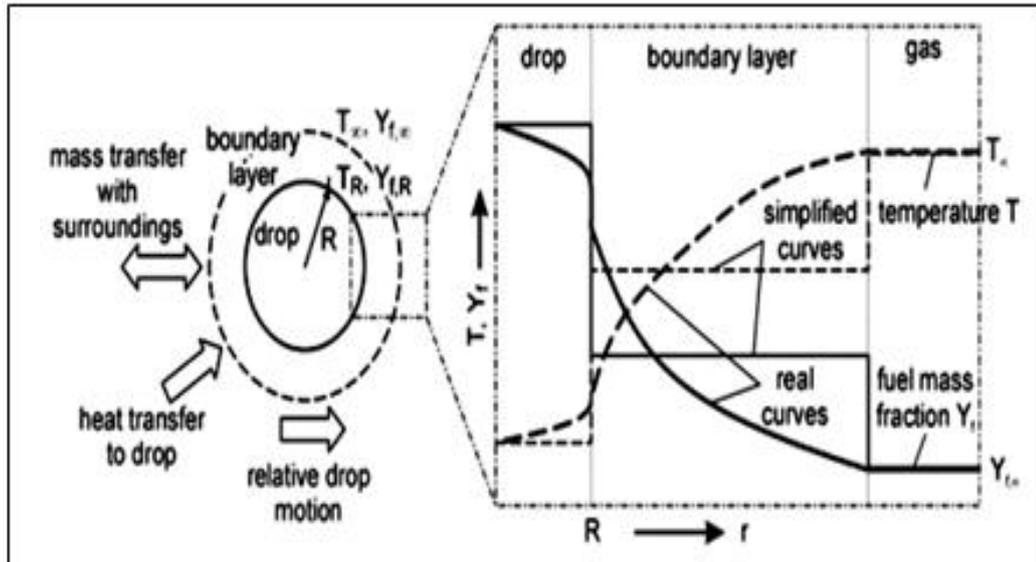


Figure IV.7: schéma représentatif de la vaporisation d'une goutte.

IV.1.5.1. Modélisation de transfert de masse :

Le transfert de masse est représenté comme suite :

$$\frac{dm_{\text{évap}}}{dt} = d_p \pi \rho D_{i,m} \ln \left(\frac{1 - Y_{f,\infty}}{1 - Y_{f,R}} \right) Sh$$

Sachant que :

Sh : Le nombre de Sherwood $Sh = 2.0 + 0.6Re^{1/2}Sc^{1/3}$

Sc : Le nombre de Schmidt de la vapeur $Sc = \mu_g / (\rho_g D_{i,m})$

$Y_{f,R}$: La fraction massique de la vapeur à la surface de la goutte.

$$Y_{f,R} = \frac{P_{\text{sat}}(T_p)}{P_p} \frac{M_{wf}}{M_{w\text{mél},R}}$$

$D_{i,m}$: La diffusivité de la vapeur dans le mélange.

$Y_{f,\infty}$: La fraction massique de la vapeur dans le gaz.

M_{wf} Et **$M_{w\text{mél},R}$** : respectivement la masse molaire de la goutte et de mélange gazeuse à la surface de la goutte.

➤ **La pression de vapeur saturante:**

$$P_{\text{sat}}(T_P) = P_0 \exp \left[\frac{h_{\text{fg}}}{RT_0} \left(1 - \frac{T_0}{T_P} \right) \right]$$

h_{fg} : L'enthalpie de vaporisation (chaleur latente).

T_0 La température et P_0 la pression dans la courbe de saturation.

IV.1.5.2. Modélisation du transfert de l'énergie : [Belm 2010]

L'équation de transfert de l'énergie est représentée comme suite :

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{1}{m_P C_P} \left[\frac{dQ_{\text{conv}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{évap}}}{dt} \right] = \frac{1}{m_P C_P} \left[\frac{dQ_{\text{conv}}}{dt} - \Delta h_{\text{évap}} \frac{dm_{\text{évap}}}{dt} \right]$$

$$\frac{dQ_{\text{conv}}}{dt} = \lambda_g \pi d_p (T_\infty - T_P) \frac{\zeta}{e^\zeta - 1} \text{Nu}$$

Sachant que :

Nu : Le nombre de Nusselt :

$$\text{Nu} = 2.0 + 0.6 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

Re : Le nombre de Reynolds de la vapeur:

$$\text{Re} = \frac{\rho_\infty u_{\text{rel}} d_p}{\mu_g}$$

Pr : Le nombre de Prandtl du gaz

$$\text{Pr} = \frac{\mu_g C_P}{\lambda_g}$$

ζ : Facteur de correction adimensionnel qui prend en compte la réduction du transfert de la chaleur due à l'échange de masse entre la goutte et la phase gazeuse.

$$\zeta = \frac{\dot{m}_{\text{évap}} C_{P,\text{vap}}}{\text{Nu} \lambda_g \pi d_p}$$

IV.2. Equation de la phase gazeuse : [Jian 2000], [Turp 2000], [Mewes et al 2006]

La phase gazeuse de l'écoulement est régit par les équations de conservation ; pour une variable ϕ de quantité spécifique massique la forme générale de l'équation de transport est représentée comme suit :

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t}}_{\text{accumulation}} + \underbrace{\nabla \cdot \rho \vec{u} \Phi}_{\text{convection}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla \Phi)}_{\text{diffusion}} + \underbrace{S_{\phi}}_{\text{source}}$$

Φ : Est une quantité spécifique massique.

∇ : Vecteur vitesse.

Γ_{ϕ} : Coefficient de Diffusion.

ρ : Densité.

S : Terme Source (génération par unité de volume W / m^3),

IV.2.1. Equation de l'énergie : [Menna 2013]

L'équation de l'énergie interne d'un écoulement turbulent est donnée par l'équation suivante :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho H u_j - u_i \tau_{ij} + J_{Hj}) = \dot{q}^r + \dot{q}^c + \dot{q}^s$$

Ou l'énergie interne E est donnée par l'équation suivante :

$$E = e + \frac{u_i^2}{2} = \sum_{k=1}^{N_s} Y_k e_k + \frac{u_i^2}{2}$$

J_{Hj} : Terme source due à la chaleur de conduction.

\dot{q}^r : Le taux dus aux rayonnements.

\dot{q}^s : Le taux de consommation de chaleur due à l'évaporation des gouttelettes.

\dot{q}^c : Le taux de dégagement de chaleur.

L'enthalpie totale sensible d'un mélange H est donnée par l'équation suivante :

$$H = E + P/\rho = h + \frac{u_i^2}{2} = Y_k h_k + \frac{u_i^2}{2}$$

$$h_k = \int_{T_{ref,k}}^T C_{p,k} dT$$

h_k : La chaleur absolue de formation de l'espèce k.

Tref : La température de référence.

En utilisant la loi de Fourier on obtient le terme de flux thermique suivant J_{H_j}

$$J_{H_j} = J_{H_j}^c + J_{H_j}^d + J_{H_j}^D$$

$J_{H_j}^c$ La conduction thermique $J_{H_j}^d$ La diffusion de l'enthalpie et $J_{H_j}^D$ le rayonnement (effet du four) qui est généralement négligée et qui nous donne la relation suivante :

$$J_{H_j} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \sum_{k=1}^{N_s} h_k J_{kj}$$

Avec la conductivité thermique du mélange le système d'équation décrit précédemment est fermé par l'équation d'état suivante :

$$\rho = \frac{P}{R_{mél} T}, R_{mél} = R_g \sum_{k=1}^{N_s} \frac{Y_k}{M_k}$$

IV.2.2. Equation de continuité : [Menna 2013]

L'équation de transport qui représente la conservation de la masse peut s'écrire sous la forme suivante pour $\Phi=1$:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \dot{\rho}^s$$

ρ : La masse volumique (kg/m^3)

U : la vitesse du fluide (m/s)

$\dot{\rho}^s$: Le terme source lié a l'échange de masse due à l'évaporation des gouttelettes liquide.

IV.2.3. Equation de transport des espèces : [Bouss 2010]

L'équation de transport des espèces s'écrit sous la forme générale suivante pour $\Phi = Y_k$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k + \bar{\rho} u_j'' Y_k h'' + \overline{J_{kj}}) = \bar{\rho}^s_k + \bar{\rho}^c_k$$

Avec :

Le flux de diffusion massique J_{kj} de la $k^{\text{ième}}$ espèce suivant la $j^{\text{ième}}$ direction :

$$J_{kj} = \rho Y_k V_{kj}$$

Par définition :

$$\sum_{k=1}^{N_s} J_{kj} = 0$$

Et V_{kj} la $j^{\text{ième}}$ composante de la vitesse de diffusion V_k de l'espèce K

$$V_{kj} = u_{kj} - u_j$$

En utilisant la loi de Fick, le flux de diffusion massique

$$J_{kj} = -\rho D_k \nabla Y_k - D_{T,k} \frac{\nabla T}{T}$$

$\dot{\rho}^s_k$: La production de masse due aux taux de réactions chimiques

$\dot{\rho}^c_k$: La contribution résultante de l'évaporation de la phase gazeuse de la $k^{\text{ième}}$ espèce

Y_k : La fraction massique de l'espèce K.

D_k : Coefficient de diffusion massique de l'espèce K dans le mélange.

$D_{T,k}$: Coefficient de diffusion thermique.

IV.2.4. Equation de quantité de mouvement :

L'équation de transport représentant la conservation de la quantité de mouvement peut s'écrire sous la forme suivante, pour $\Phi=U_j$:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j + \sigma_{ij})}{\partial x_j} = \rho g_j + f_i^s$$

Avec :

σ_{ij} : Le tenseur des contraintes visqueuses

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - \delta_{ij}P$$

τ_{ij} : Le tenseur des contraintes visqueuses newtoniennes

$$\tau_{ij} = \mu_1 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_1 \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}$$

μ_1 : Viscosité dynamique du mélange.

P : Pression statique.

δ_{ij} : Fonction delta de kronecker.

g_j : Forces gravitationnelles.

f_i^s : Force externe résultant de l'interaction avec la phase liquide.

IV.3. Modélisation de la turbulence :

La modélisation du phénomène de la turbulence est très importante dans la CFD, en effet la caractérisation de l'écoulement turbulent est l'un des plus grands défis de la mécanique des fluides en raison de son instabilité et sa très grande diffusivité.

Afin d'étudier les interactions entre le dégagement de chaleur et les fluctuations de vitesse existantes et qui représentent la combustion turbulente plusieurs modèles de résolution ont été élaborés, ses modèles sont classés en plusieurs catégories :

[Figure IV.8]

➤ **La simulation DNS (Direct Numerical Simulation):** [Shi et al 2011]

Pour simuler la turbulence et tous les spectres de l'écoulement, l'approche DNS qui est un outil important pour la compréhension des écoulements turbulents est considérée théoriquement étant la plus précise mais son coût de calcul très élevé reste son inconvénient majeur.

➤ **La simulation LES (large Eddy simulation) :** [Suzzi 2009], [Fichet 2008]

L'idée de base de cette approche est de ne simuler que l'évolution des grandes échelles turbulentes à l'aide d'un filtre spatiale ou fréquentiel. En utilisant les modèles de sous mailles on modélise le comportement des échelles de tailles inférieures. Son inconvénient majeur reste le temps de calcul important mais n'empêche pas son extension.

➤ **La simulation RNS (Reynolds Averaged Navier Stokes) :**

En raison de son faible temps de calcul et ses résultats acceptables la méthode RANS domine le domaine de simulation numérique et des problèmes énergétiques. L'idée de base est de modéliser l'ensemble du spectre turbulent et simuler des configurations industriels en un temps réduit.

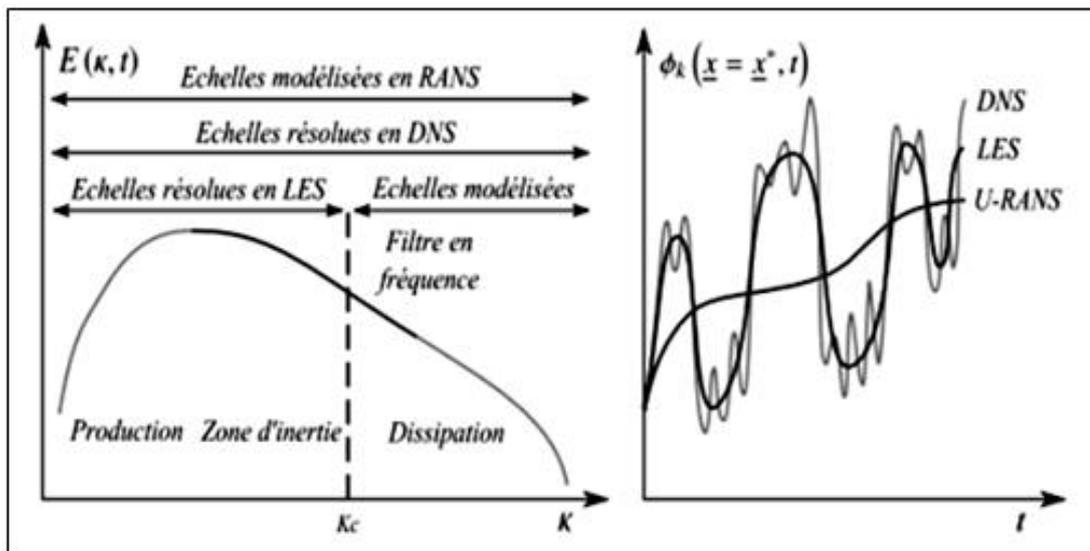


Figure IV.8: Comparaison des approches DNS, LES, RANS dans l'espace spectral et temporel.

IV.3.1.L'approche RNS :

Dans cette approche de modélisation les différentes variables d'état instantanées peuvent être décomposées en une composante moyenne et une composant fluctuante en formant des équations moyennées qui traduisent des termes appelés « contrainte de Reynolds ». Cette approche a été choisie dans le présent travail à cause de sa robustesse et ses résultats précis considérables dans un temps acceptable.

On trouve trois catégorie sous fluente :

- Modèle de turbulence à une équation de transport : Le modèle Spalart-Allmaras.
- Modèles de turbulence à deux équations (le model utilisé): Le modèle $k - \varepsilon$ Standard et ses variantes RNG et Réalisable puis les modèle $k - \omega$ Standard et SST.
- Modèle de turbulence à 5 équations (7 équations en 3D) : Le modèle RSM (Reynolds Stress Model).

Dans ce qui suit, on va s'intéresser aux modèles de turbulence que nous avons utilisés dans notre simulation :

IV.3.2.Model de turbulence $k-\varepsilon$: [Jian 2000]

Il existe plusieurs modèles pour la modélisation de la turbulence du mélange :

IV.3.2.1.Model $k-\varepsilon$ standard: [Jian 2000]

En raison de sa robustesse et son temps de calcul réduit ce model et très utilisé dans l'ingénierie, l'idée de base tirée de l'hypothèse de bossinesq consiste à représenter les propriétés de la turbulence a l'aide des échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations.

La viscosité turbulente est calculée a partir de l'énergie cinétique de turbulence K et le taux de dissipation de l'énergie cinétique

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

Ou ρ est la densité du fluide et C_μ et une constante empirique.

Deux équations de transport sont résolues pour l'énergie cinétique et le taux de dissipations

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \varepsilon$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \bar{u}_i' u_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}$$

-les constantes empiriques C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ du model K- ε standard

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	Σk	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

IV.3.2.2. Model RNG k- ε (Yakhot et Orszag 1986):

Ce modèle est plus précis que le modèle standard en raison de ses constantes calculées théoriquement et non expérimentalement. Son effort de calcul est plus grand de 10 à 15% que le modèle Standard.

La prise en compte de la taille des échelles turbulentes aide à modéliser les petites échelles de turbulence qui dissipent toute l'énergie et permet d'étudier précisément les grande échelles de turbulence et ce modèle aide à déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée.

L'équation de transport du model RNG K :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon$$

R_ε Est le terme qui représente la différence principale entre RNG k- ε et K- ε

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^3}{1 + \beta \eta^3 k}$$

Où :

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

Avec :

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

η_0 Et β sont les constantes du model.

IV.3.2.3 Model k- ε realizable: [Jian 2000]

La plus grande différence entre ce modèle et le modèle k- ε standard réside dans sa nouvelle formulation pour la viscosité turbulente et l'équation du taux de dissipation.

Les résultats des modèles de turbulence RNG k- ε et k- ε realizable sont meilleurs par rapport au modèle standard en raison de leurs prédictions précises et le taux de propagation du jet.

Le plus grand inconvénient du model K- ε tout entier réside dans les écoulements impliquant une forte anisotropie des contraintes.

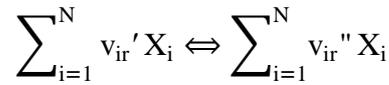
IV.3.2.4. Model k- ω SST (Shear-Stress Transport): [Jian 2000]

Conçu par Menter ; le transport des contraintes de cisaillement turbulentes est issu du model k- ε standard, il combine à la fois la robustesse et la précision des deux modèle k- ω et k- ε standard en utilisant une fonction de combinaison qui oscillera entre « 0 » quand on est proche de la paroi « le model k- ω standard est alors activé », ou la valeur « 1 » quand on est loin de la paroi « le model k- ε est alors activé »

IV.4. Modélisation de la combustion : [Izard 2006], [Fichet 2008], [Dumo 2004]

Du fait de son influence directe sur la distribution de la pression, la température, les émissions polluantes ; le travail et le rendement thermique, le modèle de la combustion est le plus important facteur dans une simulation numérique.

Les réactions chimiques ayant lieu au cœur de l'écoulement sont présentées par la réaction suivante :



v_{ir}' Et v_{ir}'' : Représentent les coefficients stœchiométriques de l'espèce i dans la réaction r et satisfont l'hypothèse de la conservation de masse dans la réaction r :

$$\sum_i (v_{ir}' - v_{ir}'') W_i = 0$$

-Les termes sources d'origine chimique (du à la combustion) sont exprimés par :

$$\overline{\dot{\omega}_{Y_i}} = \dot{q}_i^c = W_i \sum_r (v_{ir}' - v_{ir}'') \dot{\omega}_r$$

$$\overline{\dot{\omega}_E} = \dot{Q}^c = \sum_j Q_r \dot{\omega}_r$$

$\dot{\omega}_r$: Le taux de la réaction r .

W_i : La masse molaire de l'espèce i .

Q_r : La chaleur produite par la réaction r zéro absolu. Celle-ci s'exprime par :

$$Q_j = \sum_i (v_{ir}' - v_{ir}'') (\Delta h_f^0)_i$$

$(\Delta h_f^0)_i$: L'enthalpie de formation de l'espèce i au zéro absolu.

IV.4.1. Le model « Eddy dissipation model » : [Lind et al 2004],[Menaar 2013]

Le model de combustion « Eddy dissipation » résultant des travaux de Magnussen et Hjertager 1976, est utilisé pour la modélisation des taux de réaction pour la combustion pré-mélangé ou non pré-mélangé, ce model considère que la combustion est infiniment rapide et n'est contrôlée que par la turbulence.

Le taux de réaction moyen de consommation de carburant est calculé par le taux de dissipation des tourbillons dans lesquels se trouve le mélange.

Le terme est représenté selon la loi suivante :

$$\bar{\omega}_F = A \tilde{Y}_F \frac{\varepsilon}{k}$$

$\bar{\omega}_F$: Le taux de réaction de l'espèce i du a la réaction.

$$\bar{\omega}_F = \begin{cases} v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \\ v'_{i,r} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N v''_{j,r} M_{w,j}} \right) \end{cases}$$

Y_P Et Y_R : la fraction massique d'une espèce p dans les produit et d'une espèce r dans les réactifs respectivement.

$v'_{i,r}$ Et $v''_{j,r}$: les coefficients stœchiométriques de la réactive i et du produit j respectivement

A et **B** : magnussen constant pour les réactifs (par défaut 4) et pour les produits (par défaut 0,5) respectivement.

$M_{w,i}$: La masse molaire de l'espèce i.

Les trois termes sont évalués à chaque pas de temps de calcul, Le plus petit sera considéré comme le taux de réaction effectif.

IV.5.Modélisation des polluants :

IV.5.1.La formation des oxydes d'azote : [Bouss 2010]

Les oxyde d'azote sont des émissions polluantes et contributeurs principale à la destruction de la couche d'ozone.

Leur source principale et le moteur à combustion interne. Les taux de formation de NO sont une fonction complexe de processus de mélange ; de la composition de la température.

ANSYS FLUENT nous permet de modéliser la formation des NO thermique NO précoce et No fuels formées par deux mécanismes faisant intervenir d'azote de l'air :

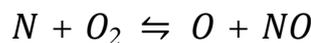
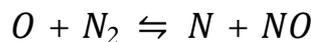
- Mécanisme de Zeldovich (NO Thermique) : c'est le produit de l'oxydation de l'azote atmosphérique contenu dans le comburant (air), de la combustion.
- Mécanisme de fénimore (NO précoce) : c'est le produit des réactions rapides dans la zone du fond de flamme.
- Mécanisme de (Fuel NO.) : ce mécanisme est ajouté lors de la présence des atomes d'azotes dans le combustible utilisé Le mécanisme thermique est prédominant à température élevées (au-dessus de 1200 K), tandis que le mécanisme de fénimore est important dans les flammes riches.

IV.5.1.1. Formation des NO thermiques : [Bouss 2010], [Loun 2011],[Mena 2013]

Ce mécanisme est présent à des températures très élevées (>1200K). Pour la modélisation des mécanismes thermiques et précoces, les équations de transport et de la concentration du monoxyde d'azote sont utilisées:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho Y_{NO}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}$$

Les réactions principales de NO thermiques sont :

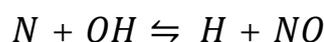


L'équation de la vitesse de production de l'oxyde d'azote est la suivante :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{\sqrt{T_{cyl}}} \exp\left(\frac{-69090}{T_{cyl}}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [O_2]$$

La période critique de formation du NO est entre le débute de la combustion et peu après l'occurrence de la pression maximale de cycle et plus la température augmente plus la formation du NO augmente.

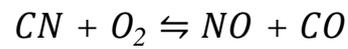
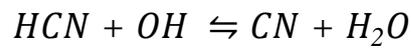
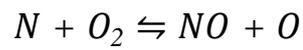
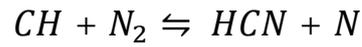
Le NO est formé par la réaction suivante :



IV.5.1.2. Formation des NO précoces : [Bouss 2010], [Loun 2011],[Mena 2013]

Les NO précoces sont les plus répandues dans les flammes riches, identifiées pour la première fois par FENIMORE. Le CH et CH₂ sont considéré les premier contribuer a la formation des NO précoce.

Son mécanisme de formation est le suivant :



Chapitre V :

MODELISATION NUMERIQUE DU MOTEUR DIESEL EN CFD

Dans ce chapitre, nous allons présenter Les codes numériques utilisés pour le maillage de la géométrie en 2D du moteur Diesel de type Lister Petter, les modèles de calcul, les résultats expérimentaux et les différentes démarches suivies pour effectuer la simulation numérique.

CFD (Computational Fluid Dynamics) est un domaine des outils numérique utilisé pour résoudre les équations régissant les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes),

L'amélioration continue des performances des ordinateurs a permis à la CFD de se faire une place à part entière dans les cycles de conception, en réduisant suffisamment les temps de calculs pour traiter des configurations représentatives de la réalité industrielle.

La simulation numérique et la réalité sont liées l'une à l'autre, en effet la simulation numérique est la modélisation numérique des phénomènes présents dans la nature. [Figure V.1]

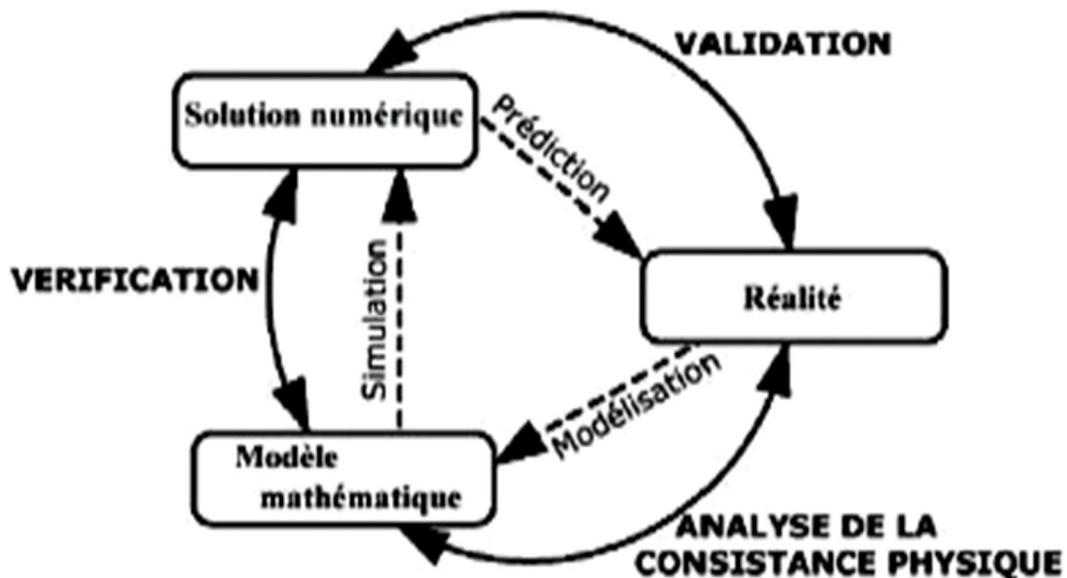


Figure V.1 : Représentation des liens entre la réalité et les résultats de simulation.

V.1.contexte du travail : [Loun 2011]

Le banc d'essai utilisé dans la présente étude est un moteur thermique de l'école des mines de Nantes. C'est un moteur diesel de type Lister Petter de série TS1 refroidi à l'air et il fonctionne à des vitesses variables entre [0-2500tr/min]. Présenté en détail dans ce qui suit dans [tableau V.1] et [Figure V.2].

Ses données expérimentales ont été utilisées pour valider notre modèle numérique et voir la concordance des résultats.

V.1.1.Configuration expérimentale du cylindre :

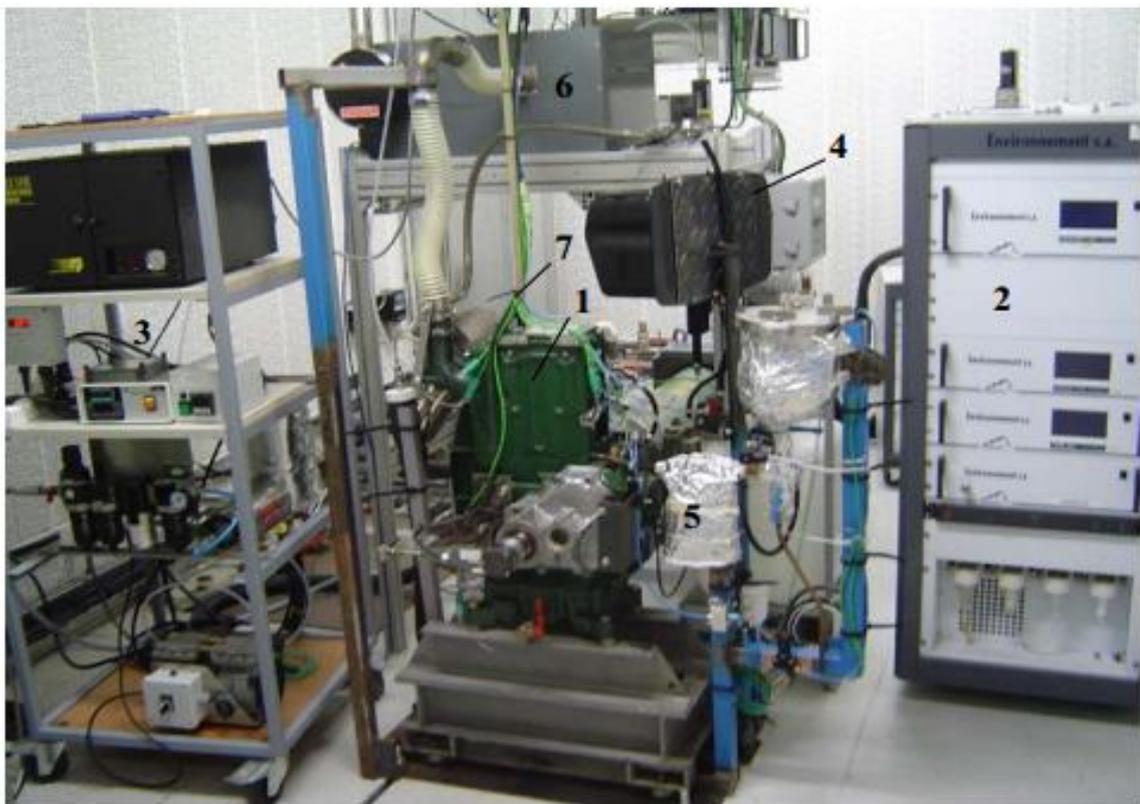


Figure V.2: Vue d'ensemble du banc d'essai Lister Petter de série TS1.

1. Moteur diesel.
2. Baie d'analyses des émissions polluantes.
3. Analyseur des particules.
4. Réservoir du gazole.
5. Débitmètre du carburant.
6. Caisson de tranquillisation.
7. Faisceau de câbles des différents capteurs.

V.1.2. Conditions du fonctionnement du moteur : [Flue]

Les principales caractéristiques techniques du moteur Lister Petter utilisé dans notre étude sont présentées dans [Tableau V.1].

Modèle	LISTER-PETTER (ST1)
Type de moteur	4 temps, allumage par compression Injection Directe Diesel
Nombre de cylindre	Monocylindre
Aspiration	Naturel
Refroidissement	Par air
Alésage [mm]	95.5
Course [mm]	88.94
Bielle [mm]	165.3
Cylindrée [cm ³]	630
Taux de compression	18
Injection	13°V avant le PMH
Pression d'injection [bars]	250
Puissance nominale [KW]	4.5 à 1500 [tr /min]

Tableau V.1 : Principales caractéristiques du banc d'essai Lister Petter.

Les différentes pièces (le piston – les soupapes d'admission et d'échappement- la culasse.) du banc d'essai Moteur diesel Listter Petter type ST1 sont présentées dans la figure suivante [Figure V.3] :

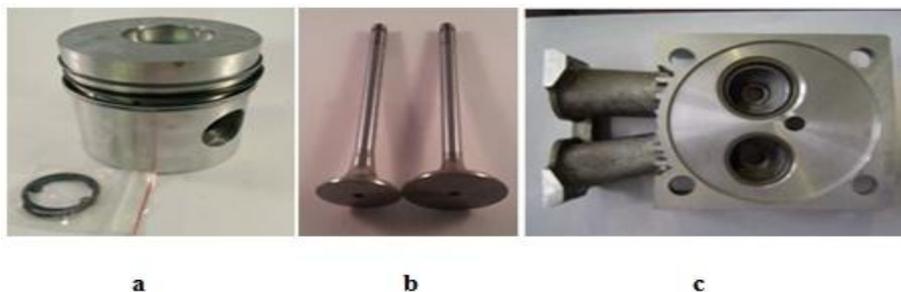


Figure V.3: La forme géométrique du banc d'essai Lister Petter

a) piston b) soupapes d'admission et d'échappement c) la culasse.

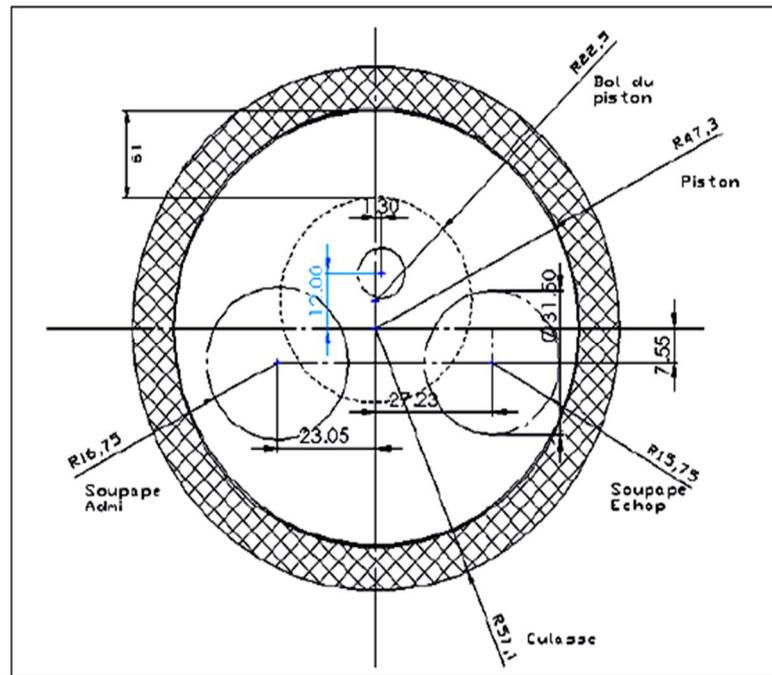


Figure V.4 : Géométrie du cylindre de Lister Petter.

	Rayon r (mm)
Soupape d'admission	16.75
Soupape d'échappement	15.75
piston	47.3
culasse	57.1
Bol du piston	22.9

Tableau V.2 : dimension du cylindre Lester Petter.

V.1.3. Temps d'ouverture et de fermeture des soupapes : [Kora et al 2011]

L'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement ont été réglées de façon à ce qu'elles aient une avance d'ouverture AO et un retard de fermeture RF lors du passe du piston du PMH et PMB. Comme présenté dans le tableau suivant [Tableau V.3].

Soupape d'admission		
Retard a l'ouverture	AOSA	36 °V
Retard a la fermeture	RFSA	69 °V
Soupape d'échappement		
Retard a l'ouverture	AOSE	76 °V
Retard a la fermeture	RFSE	32 °V

Tableau V.3 : Temps d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement en fonction de l'angle vilebrequin.

V.1.4.Système d'injection du carburant dans la chambre de combustion:

Le banc d'essai Lister Petter est équipé d'une pompe d'injection qui fournit une pression d'injection légèrement supérieure à 250 bars, on note que les performances du système d'injection dépendent de la pression d'injection du carburant dans la chambre de combustion.

P injection = 250 bars

Les températures de la paroi ont été prises au niveau de la culasse et la partie supérieure de la chambre de combustion. Ces mesure varient en fonction du cycle moteur elles ne sont pas constantes.

V.2.Présentation du code FLUENT et GAMBIT: [Flue],[Gozim 2014]

Les logiciels numériques nous permettent de modéliser les écoulements fluides impliquant des phénomènes complexes à étudier tels que (la turbulence, les écoulements monophasiques et multiphasique, le transfert de chaleur...etc.).

Cependant plusieurs phénomènes ne sont pas pris en considération en raison de leurs complexités et pour y remédier, des logiciels tels que FLUENT contenant des sous-programmes UDF en C sont utilisés. Ses sous programmes spécifient des options trop compliquées (conditions initiales limites, des termes sources...etc.) pour être prévues par le logiciel après.

Dans notre étude on a utilisé le logiciel commercial « ANSYS FLUENT 16 » a cause de sa robustesse, ses résultats acceptables, son usage répandu dans le domaine de

la mécanique des fluides et l'industrie. Et il permet aussi de réaliser des géométries complexes en un temps réduit. La simulation numérique intègre 2 modules importants représentés comme suit ; [Figure V.5].

- **GAMBIT** : un logiciel DAO (dessin assisté par ordinateur), le préprocesseur maillage permet de créer la géométrie en 2D ou 3D et il génère leur maillage.
- **FLUENT** : solveur ; résout les équations modélisant le problème physique du maillage, il prépare les conditions initiales et aux limites.

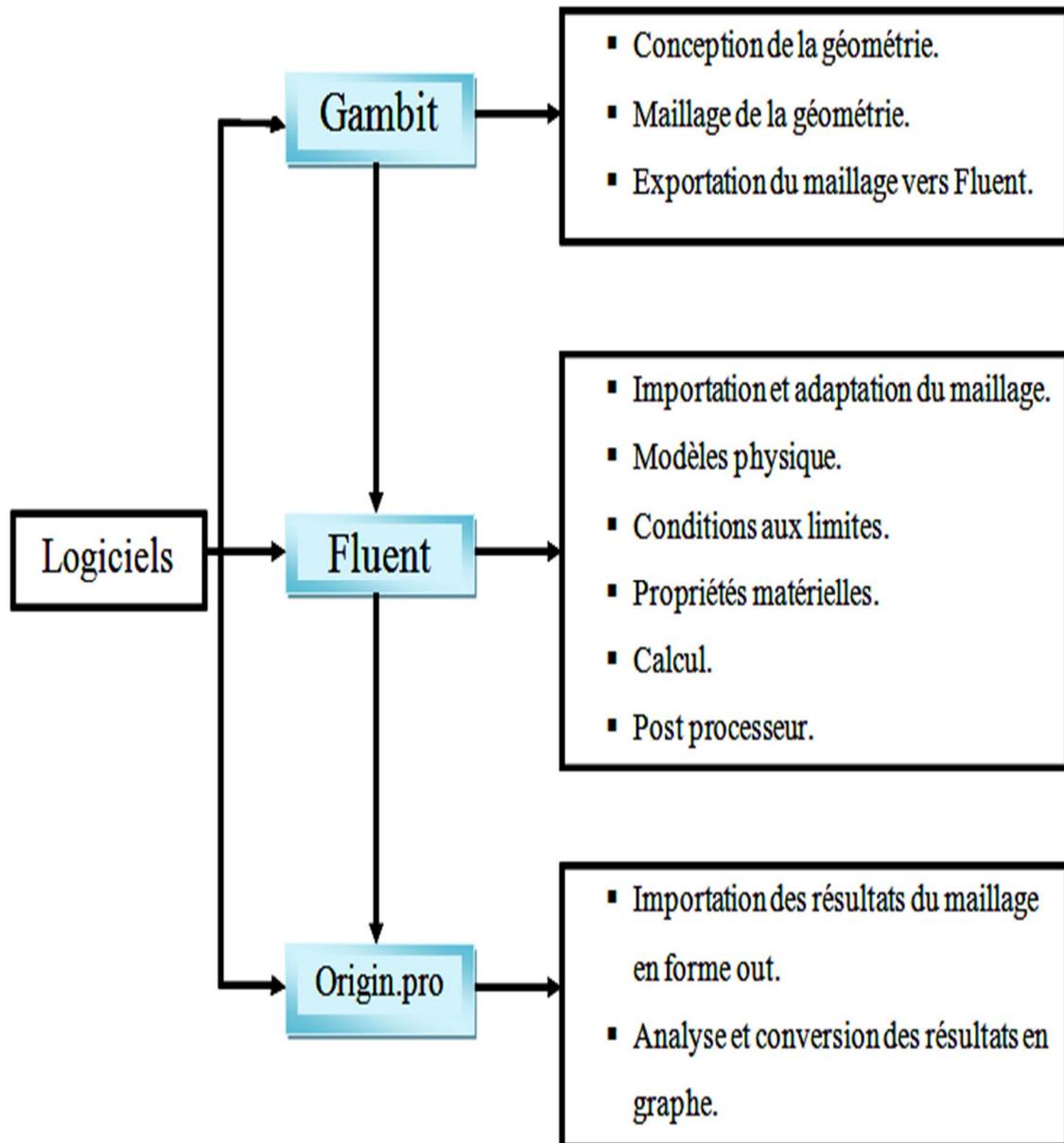


Figure V.5: Organigramme de l'utilisation FLUENT et GAMBIT.

V.3. Conception de la géométrie 2D sous gambit : [Bouss 2010],[Mena 2013]

Dans la présente étude on a opté pour le model bidimensionnel pour la réalisation de la géométrie du banc d'essai moteur diesel de type Lister Petter ST1. On a reproduit le plus exactement possible les mêmes dimensions de la géométrie en 2D.

[Figure V.6].

La création de la géométrie de la chambre de combustion du moteur Lister Petter s'est faite dans le préprocesseur GAMBIT selon les étapes suivantes :

- Création des points
- Création des lignes
- Création des surfaces
- Création des volumes (model 3d ce qui n'est pas notre cas)
- Création du maillage
- Introduction des conditions aux limites.

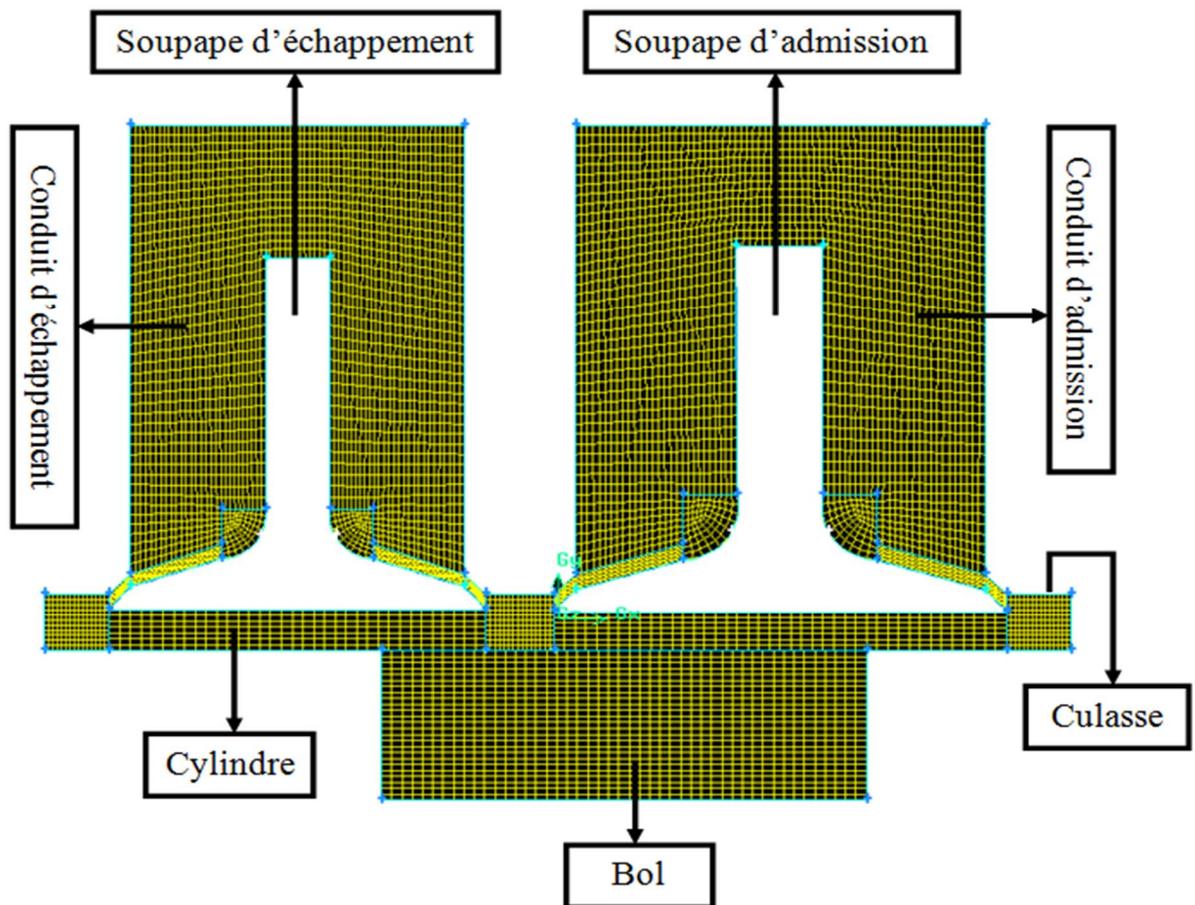


Figure V.6: Maillage de la géométrie 2D du moteur diesel type de Lister Petter ST1.

V.3.1. Nombre de nœuds : [Gozim 2014]

Le choix du maillage est un compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul (coût de simulation), un maillage très fin implique de bons résultats en un long temps de calcul alors qu'un maillage très grossier implique un court temps de calcul et de mauvais résultats.

La géométrie du banc d'essai Lister Petter utilisée dans notre maillage en 2D contient un bol carré et lors de la conception de la géométrie sur le préprocesseur Gambit on a généré un maillage avec bol mais pendant l'exportation du maillage sur FLUENT on a éliminé le bol pour des raisons de simplification et pour un temps de simulation réduit avec des résultats acceptable, parce qu'un grand nombre de nœuds prend un temps de calcul phénoménale et pour un temps de simulation réduit.

Le nouveau model sans bol conçu sur GAMBIT utilisé lors de calcul numérique sur FLUENT contient les caractéristique suivante:

- **8077** nœuds et **7515** cellules au point mort haut (**PMH**).
- **33003** nœuds et **31469** cellules au point mort bas (**PMB**).

L'évolution du domaine de calcul 2D dans différentes positions du vilebrequin (360°V , 450°V , 540°V) et l'illustration de l'accroissement de nombre des nœuds entre le PMH et PMB sont présentés comme suite ; [Figure V.7].

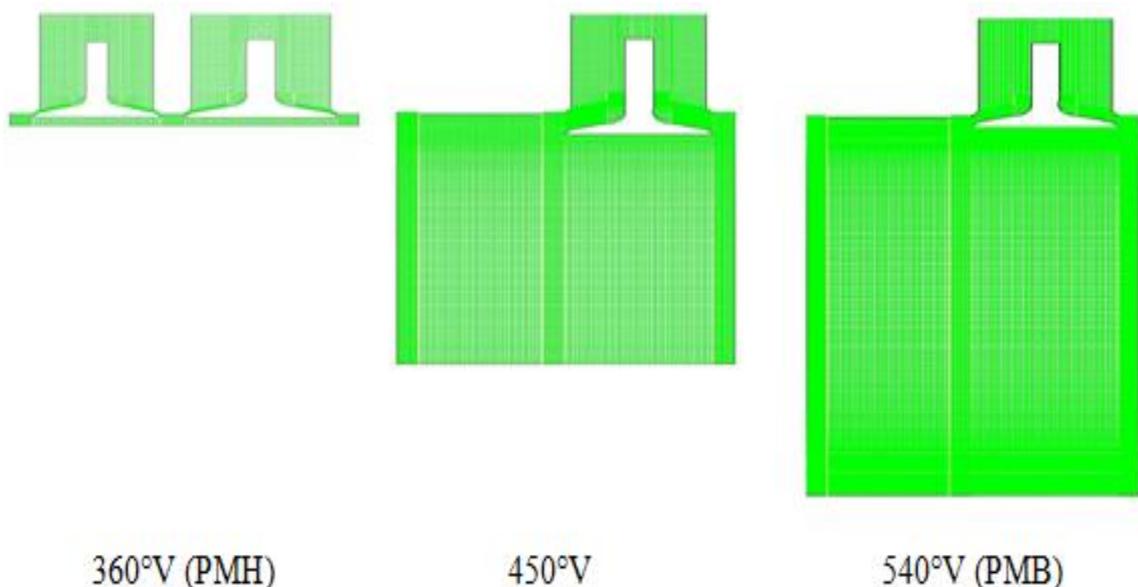


Figure V.7: Evolution du domaine de calcul bidimensionnel.

V.3.2.Zone, Type et Etat du maillage :

Deux types du maillage sont possibles structuré et non structuré, choisis selon la forme de la surface. On a opté pour un schéma de discrétisation structuré (MAP, SUB-MAP) pour les zones à géométrie simple (carré et rectangle), et pour les autres zones on a utilisé une grille non structurée (PAVE).

Afin de générer un maillage adéquat notre géométrie a été décomposée en plusieurs zones dynamiques et stationnaires, des interfaces ont été utilisées entre les zones du maillage pour assurer la mobilité de ces dernières et la continuité du flux ainsi que le passage du fluide entre les différentes zones. [Figure V.8]

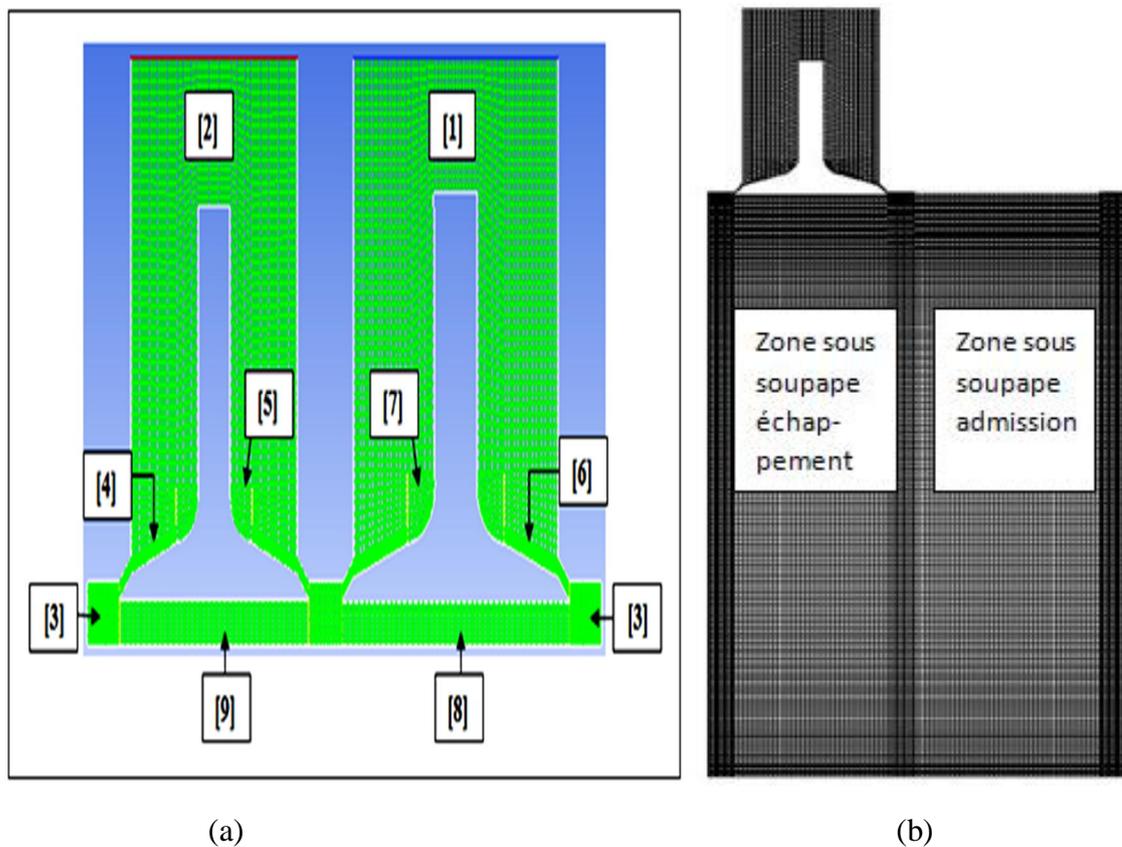


Figure V.8: a) Différents zones du maillage stationnaire et dynamique,

b) Décomposition de la chambre de combustion.

Dans ce maillage quatre zones de maillage dynamique de type Rigid Body sont visible. Les deux premières (tête piston et Interface bol – piston) sont contrôlés par la vitesse du piston (Piston - Full) et les deux autres (Soupape-siège et Soupape-tête) pour chaque soupape sont contrôlés par le mouvement de la soupape.

Le domaine de calcul à été décomposé plusieurs zones, le nom des zones, le type et l'état du maillage utilisé pour chaque zone est mentionné dans le [Tableau V.4].

N°	Zone du fluide	Type de maillage	Etat du maillage
[1]	In_port	Quad-Pave	Stationnaire
[2]	Ex_port	Quad-Pave	Stationnaire
-	Bol	Quad-Map	Layering
[3]	Piston quad	Quad-Map	Layering
[4]	Ex_port_layering	Quad-Tri Primitive	Layering
[5]	Ex_port_sationary	Quad-Tri Primitive	Layering
[6]	In_port_layering	Quad-Tri Primitive	Layering
[7]	In_port_stationary	Quad-Tri Primitive	Layering
[8]	Under_interface_invalve	Quad-Map	Layering
[9]	Under_interface_exvalve	Quad-Map	Layering

Tableau V.4 : Le nom des zones, Le type et l'état du maillage.

V.3.3.zone interface :

Les différentes zones du maillage conçues sont liées les unes aux autres via des interfaces glissantes et permettent au fluide de s'écouler, par contre celles non définies sont considérées comme des parois et empêchent le fluide de passer et de circuler, Une interface glissante (sliding interfaces) est une interface entre deux surfaces en mouvement.

Les interfaces de la géométrie 2D Lister Petter utilisés lors du maillage sont présentées comme suite ; [Figure V.9].

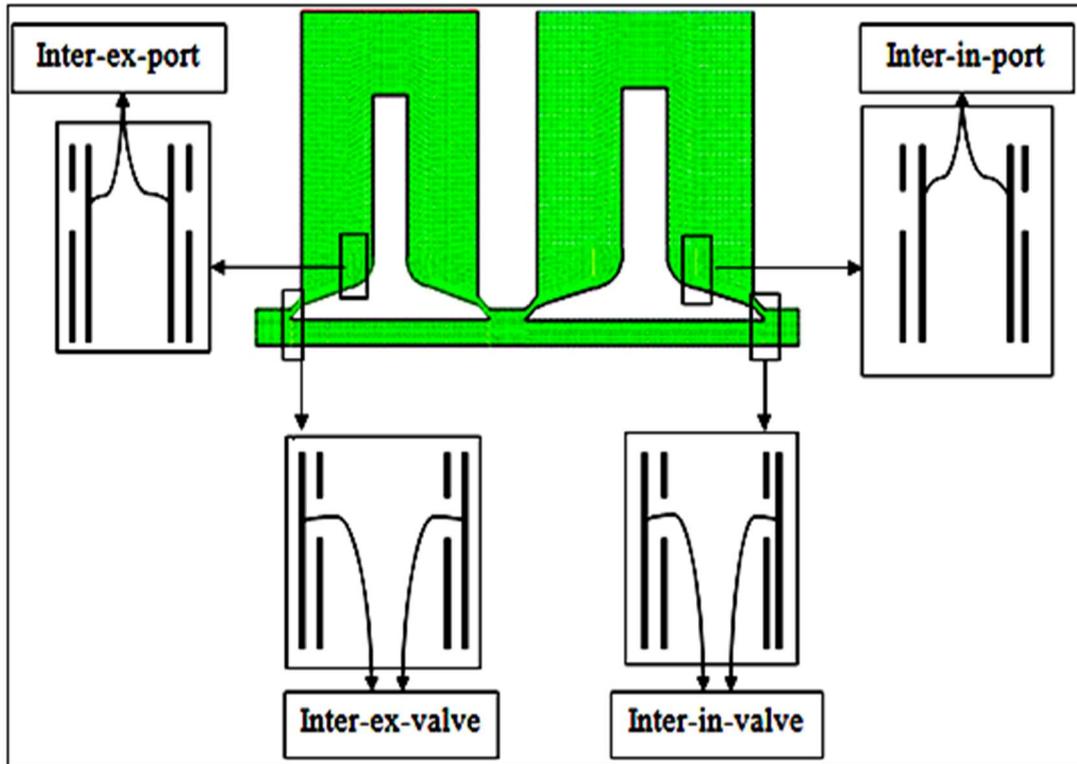


Figure V.9: Les zones d'interfaces du model bidimensionnel traité.

V.3.4. Position des soupapes au PMH :

La position des soupapes d'admission et d'échappement change en fonction du degré vilebrequin. Elles ont une position au point mort haut et bas comme illustrer dans le [Tableau V.5].

Les dimensions des soupapes d'admission est d'échappement ne sont pas les même pour des raisons de performance, la soupape d'admission est plus grande que celle d'échappement pour permettre la pénétration d'une grande quantité d'air dans la cylindre pour une meilleur combustion et parce que plus la quantité d'air admise est grande plus la combustion est meilleur.

	Point mort haut (PMH)
Soupape d'admission	0.00077
Soupape d'échappement	0.001010

Tableau V.5 : Position des soupapes dans le maillage 2D.

V.3.5. Position de l'injecteur dans la chambre a combustion :

La position de l'injecteur de la chambre a combustion dans l'axe (x ; y ; z) du maillage 2D du banc d'essai Lister Petter. [Tableau V.6]

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	D _{injecteur} (mm)
Début de l'injecteur	-0.0055	0.00255	0	0.25
Fin de l'injecteur	-0.0045	0.00255	0	

Tableau V.6 : Position de l'injecteur dans la géométrie 2D.

V.3.6. dimensionnement, calcul est correction du taux de compression :

Après l'exportation de la géométrie de Gambit vers Fluent. Il est primordial d'assurer la précision des résultats de simulation et de prendre en considération les résultats du taux de compression, et à partir de ces résultats on corrige la position du piston selon la procédure suivante :

- **Calcul du taux de compression numérique :**

$$\text{Taux de compression} = \frac{V_{\text{PMH}} V_{\text{déplacé}}}{V_{\text{PMH}}^2} = 1 + \frac{V_{\text{déplacé}}}{V_{\text{PMH}}}$$

- **Calcul du volume déplacé $V_{\text{déplacé}}$:**

$$\text{Volume déplacé} = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot C$$

- **Calcul du Volume au PMH V_{PMH} :**

$$V_{\text{PMH}} = \frac{V_{\text{déplacé}}}{(1 - \text{taux de compression})}$$

V.3.7.correction du volume :

L'existence de distance minimale qui assure la continuité du volume fluide de calcul entre les parois solides cause une diminution du volume réel de la chambre de combustion ce qui engendre des résultats pas concordants avec la réalité.

Pour avoir des résultats numérique proche de la réalité, Il est nécessaire de corriger cette diminution lors de l'étape de dimensionnement selon la procédure suivante :

- **calcul du volume corrigé au PMH $V_{PMH \text{ corrigé}}$:**

$$V_{PMH \text{ corrigé}} = V_{PMH} - V_{\text{corrigé}}$$

$$V_{PMH \text{ corrigé}} = \left(\frac{\pi * \text{alésage}^2}{4} \right) * h_{\text{squish}}$$

- **calcul de la hauteur du squish h_{squish} :**

$$h_{\text{squish}} = \left(\frac{4 * V_{PMH \text{ corrigé}}}{\pi * \text{alésage}^2} \right)$$

$V_{PMH \text{ corrigé}}$: volume corrigé de la chambre a combustion

V_{PMH} : le volume corrigé de la chambre de combustion.

$V_{\text{corrigé}}$: volume occupé par les soupapes au PMH

- **Vérification du taux de compression et le calibrage :**

On simule à froid notre modèle et on arrête le maillage dynamique des soupapes et pour chaque degré vilebrequin on enregistre l'évolution du volume de la chambre,

Le calcul le rapport $\left(\frac{V_{PMH}}{V_{PMB}} \right)$ assure une bonne estimation du taux de compression, si les résultats sont bon le calcul est juste, si c'est le contraire on refasse l'étude en modifiant les paramètres.

V.4.Simulation numérique en CFD : [Ghare et al 2010], [Magbul et al 2012]

Pour analyser les phénomènes complexes des écoulements turbulents réactifs diphasiques telles que (formation des polluants, la turbulence, le transfert de chaleur, combustion, auto inflammation, film liquide sur les parois...etc.) dans un moteur a combustion interne, La simulation en 2D sur ANSYS FLUENT 16 basé sur les approche RANS et qui décrit le langage de programmation C semble un bon choix.

V.4.1.Simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission :

CFD nous offre la possibilité de visualiser l'effet de variation de la hauteur de levée des soupapes d'admission et d'échappement, le rapport swirl et tumble qui se déroulent dans un moteur a combustion interne dans la phase d'admission.

V.4.2.Simulation à froid :

C'est la modélisation de l'écoulement d'air et de l'injection de combustible dans le moteur sans réaction afin de visualiser le processus de formation de mélange dans le moteur à combustion interne.

Le temps de simulation dépend du choix du pas temporel. Dans notre étude ce dernier varie selon la position du vilebrequin entre deux valeurs [0.5 et 0.005].

V.4.3.Simulation de la combustion :

Après la validation des résultats due a une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et ceux calculés numériquement, on procède a la simulation de la combustion qui implique des études paramétriques de : l'effet de variation de la forme de la chambre de combustion, la pression, la durée d'injection et l'angle d'inclinaison de bec d'injecteur.

V.4.4.Simulation du cycle globale du moteur :

Cette simulation est très complexe et demande des moyens de calcul très performants. C'est un calcul instationnaire de l'écoulement turbulent à l'intérieur de la chambre de combustion, elle regroupe toutes les méthodes d'analyses précédentes à savoir : simulation dans le conduit d'admission, simulation a froid et la phase d'échappement. Cette procédure nous offre une image approfondie sur le fonctionnement du moteur.

V.5. discrétisation numérique et physique :

Il existe plusieurs méthodes de discrétisation numérique utilisées pour la résolution des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires et couplées, on distingue les méthodes suivantes :

- Méthode de différences finies (**MDF**).
- Méthode des éléments finis (**MEF**).
- Méthode des volumes finis (**MVF**).

V.5.1. Méthode des volumes finis :

C'est la méthode recommandée pour la plupart des cas de simulation, Cas utilisé dans notre étude, cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement les équations différentielles, la forme intégrale des équations de conservation.

Cette méthode, possède des qualités qui font d'elle l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. Elle est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non linéaires.

De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Et elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers,

V.6. Etude du maillage 2D : [Flue]

C'est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, Il désigne les cellules sur lesquels les équations régissant le phénomène sont résolues.

A la frontière du domaine de calcul des conditions aux limites sont imposé, Le maillage a un impact significatif sur:

- Taux de convergence ou de divergence de solution.
- La précision des résultats.
- Le cout de la simulation.

Démarche numérique à suivre pour effectuer une simulation numérique 2D ; [Figure V.10]

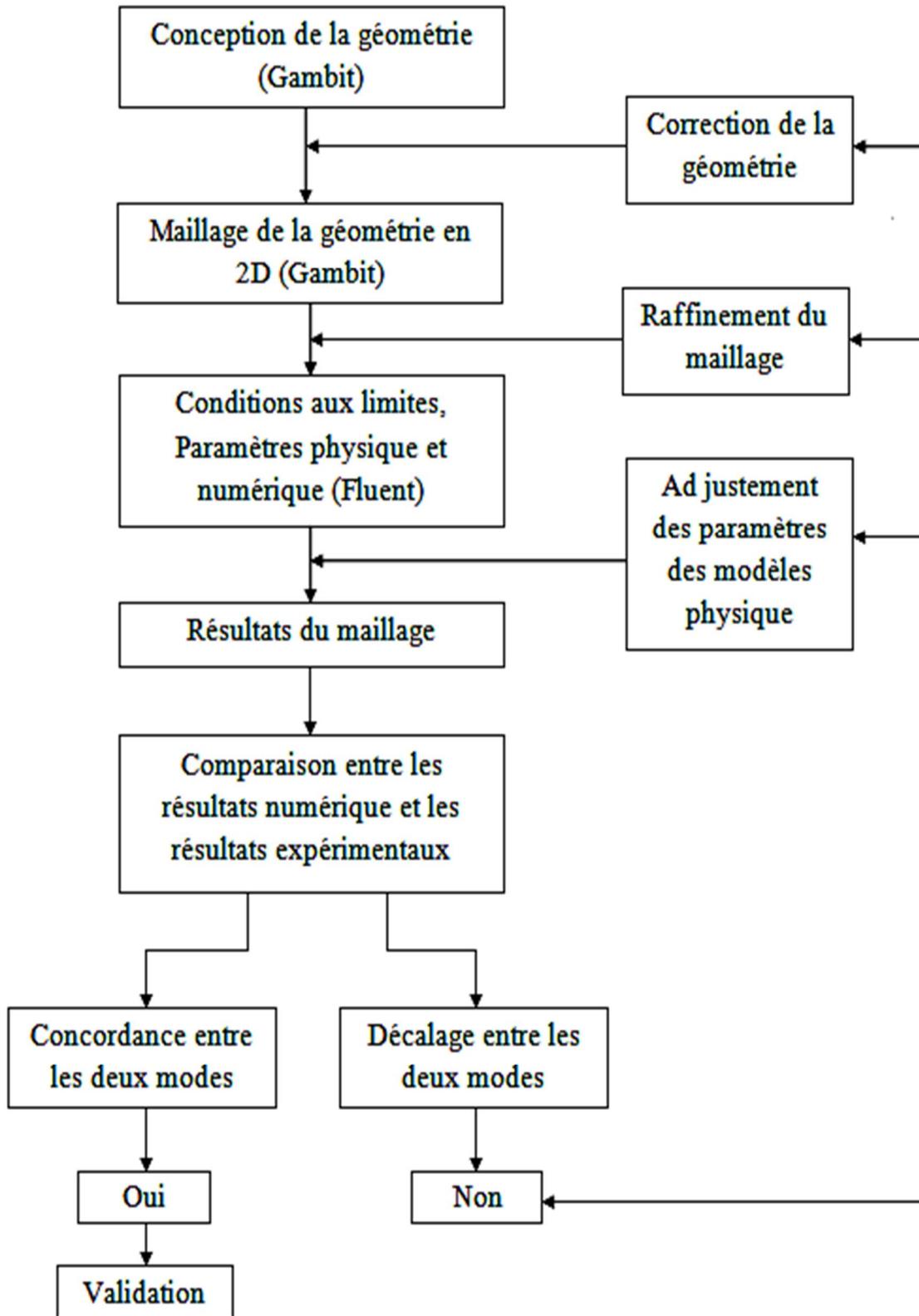


Figure V.10: Organigramme de modélisation numérique sous FLUENT et Gambit.

V.6.1. Modèles de calculs utilisés :

Dans la présente étude plusieurs modèles de calcul adaptés à notre cas sont utilisés pour simuler la géométrie du moteur Lister Petter ; [Tableau V.7]

Le schéma "Standard" est acceptable dans la plus part des cas. Pour des écoulements spécifiques, on peut choisir parmi les options suivantes :

- Le schéma force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).

- Le schéma "PRESTO!" (Pressure Staggering Option) est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.

- Le schéma au second ordre est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

- Le schéma linéaire "Linear" est disponible comme alternative au cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

modèle	Option
Solveur (Fluent)	Basé sur la pression
Espace de contrôle	2D DP
Discrétisation temporelle	Instationnaire
Couplage pression vitesse	Coupled

Tableau V.7 : Modèles de calcul.

V.6.2. Maillage dynamique (DYNAMIC MESH): [Flue]

Dans notre étude le maillage dynamique est de type LAYERING, ce type de maillage permet de déterminer le nombre de nœuds de chaque nouveau pas de temps elle consiste à créer et fusionner des couches **i** et **j** de selon le schéma suivant [Figure V.11]:

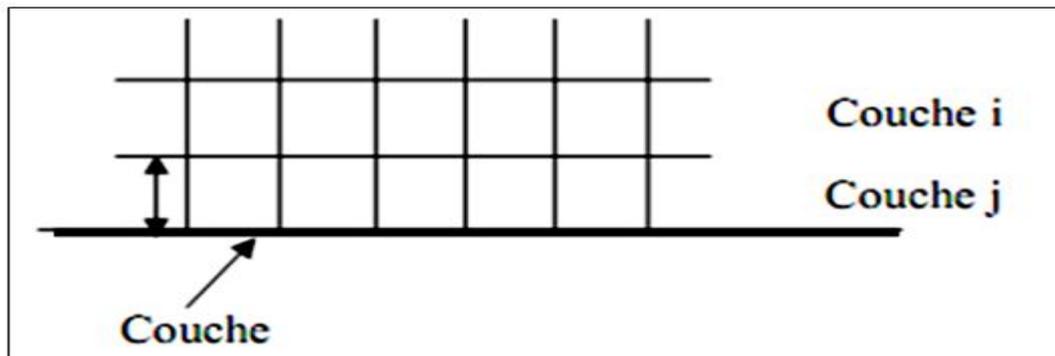


Figure V.11: Maillage dynamique de type LAYERING ;

- **La cellule se fractionne** : Si la hauteur de la couche adjacente **j** dépasse la hauteur maximale **i** et vérifie.

$$h_{\min} > (1 + \alpha_s) h_{\text{ideal}}$$

- **La cellule se fusionne** : Si la hauteur de la couche adjacent **j** est inférieure a la hauteur minimale **i** et vérifie :

$$h_{\min} < \alpha_c h_{\text{ideal}}$$

h_{\min} : est la taille minimale de la cellule d'une couche.

h_{ideal} : est la taille idéale d'une cellule d'une couche.

α_s : facteur de fractionnement.

α_c : facteur de fusionnement.

- **Les paramètres de “Dynamic Layering Method”:**

Après avoir choisi les paramètres du dynamique mesh deux paramètres apparaissent par défaut **Slipt Factor** et **Collapse Factor** et prennent deux valeurs différentes représentées selon le tableau suivant [Tableau V.8]:

Modèle	Valeurs du model dynamique layering
Slipt factor	0.3
Collapse factor	0.6

Tableau V.8 : Paramètres de dynamique mesh « layering method ».

V.6.3.Schéma de discrétisation :

Pour résoudre les équations régissant les écoulements diphasiques réactifs turbulents (Les équations de transport sont résolues avec méthode des volumes finis) on a utilisé les schémas de discrétisation suivant [Tableau V.9]:

variable	Schéma d'interpolation
Pression	Amont second ordre
Quantité de mouvement	Amont second ordre
Energie cinétique turbulente	Amont first ordre
Taux de la dissipation turbulente	Amont first ordre
Fraction de mélange moyenne	Amont second ordre
Variance de la fraction moyenne	Amont second ordre
Auto allumage	Amont second ordre

Tableau V.9 : Schéma de discrétisation numérique.

V.6.4. Conditions initiales et conditions aux limites :

Les conditions initiales et aux limites utilisées dans notre étude numérique sont : pression atmosphérique, pression d'échappement et le transfert de la chaleur à la paroi.

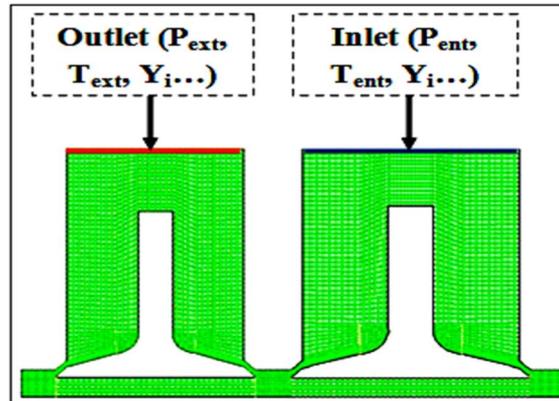


Figure V.12: Conditions initiales et aux limites du domaine de calculs.

V.6.4.1. Loi de levée des soupapes :

Avant de commencer la simulation un fichier data est fourni à FLUENT afin d'assurer l'évolution des soupapes d'admission et d'échappement en fonction de l'angle vilebrequin au cours de la simulation ; [Figure V.13].

- la levée de soupape et calculée (L_v) selon l'équation suivante : [Gozim 2014]

$$l_v = \frac{L_{vmax}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi + C + AO}{AO + RF + 180} \right) \right]$$

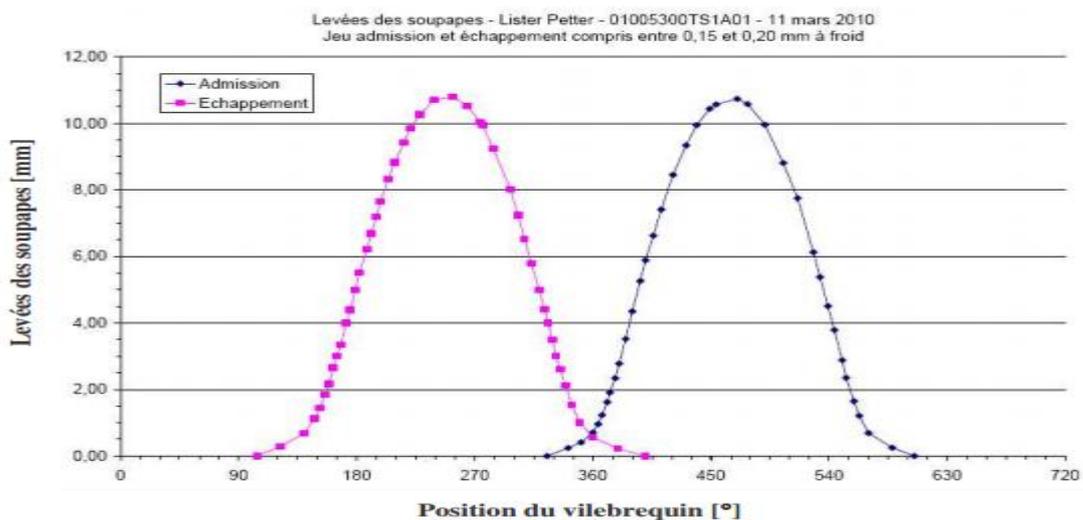


Figure V.13: Levées des soupapes en fonction de l'angle vilebrequin.

L'amplitude de levé de soupape au mesuré expérimentalement et calculé avec la loi de cosinus au PMH et au PMB [Gozim] nous donne les valeurs illustré dans le tableau suivant ; [Tableau V.10].

	Loi en cosinus		Loi expérimental	
	Soupape admission (mm)	Soupape échappement (mm)	Soupape admission (mm)	Soupape échappement (mm)
360°V PMH	1.58494	1.24113	0.68111	0.58561
540°V PMB	5.04196	5.76736	4.36897	4.88442

Tableau V.10 : Position des soupapes au PMH et PMB donnée par la loi de cosinus et expérimentalement.

V.6.4.2. Notion de levée de soupape minimale :

Lors de calcul numérique les soupapes d'admission et d'échappement ne peuvent pas être complètement fermées à cause de la dégénération des mailles entre les soupapes et les parois durant leur fermeture ce qui cause la divergence des résultats de la simulation

Fluent suppose que la forme du maillage est la même lors du phénomène de la combustion donc un fichier profil approprié ou des conditions sont supposées est introduit au logiciel pour prendre en considération les différents phénomènes présents,

Pour éviter le chevauchement des parois une levée de soupape minimale est défini pour arrêter le mouvement des soupapes automatiquement quand la levée de soupape est plus petite que la valeur minimale de levée.

➤ **Equation de levée de soupape :**

$$v_{levée} = \max(v_{levé}^c v_{lift}^{min})$$

- $v_{levée}$: levée de soupape utilisée pendant la simulation.
- $v_{levé}^c$: levée de soupape calculée à partir du fichier profil approprié.
- v_{lift}^{min} : levée de soupape minimale.

La soupape est supposée fermée quand la position de soupape est inférieure a la valeur minimale et supposée ouverte quand la position de soupape est supérieure a la valeur minimale.

La fermeture réelle des soupapes est accomplie en supprimant les interfaces glissantes et les converties en paroi qui relie la zone des mailles de chambre aux zones dynamiques sur les soupapes.

V.6.4.3.Soupape d'admission :

A l'entrée de la soupape d'admission des conditions aux limites ont été introduites au solveur Fluent afin de les prendre en considération :

- Pression a l'entrée « pressure inlet »: Dans le banc d'essai utilisé dans notre études l'aspiration de fait d'une manière naturelle donc la pression a l'admission est la pression atmosphérique.

$$P_{\text{absolue}} = P_{\text{gauge}} + P_{\text{opérationelle}} = P_{\text{atmosphérique}}$$

- Intensité de turbulence : 2 %
- Densité : 1.224 (Kg/m³)
- Depth : 0.07485 (mm) utilisé lors des maillages en 2D (dans le cas du maillage 3D un diamètre hydraulique est utilisé)
- Température d'admission : 310 [K] ;
- Fraction massique des espèces : on suppose que l'air est constitué d'oxygène et d'azote et sans circulation des gaz $Y_{O_2} = 0.2391$, $Y_{N_2} = 0.7609$, $Y_{CO_2} = 0$, $Y_{H_2O} = 0$

V.6.4.4.Soupape d'échappement :

A la sortie de la soupape d'échappement des conditions aux limites ont été introduites au solveur Fluent afin de les prendre en considération :

- Pression a la sortie « Pressure outlet » : dans le banc d'essai utilisé dans notre études l'échappement est effectué a l'air libre donc la pression a la sortie est la pression atmosphérique
- Intensité de turbulence : 2 % [8]
- Densité : 1.224 (Kg/m³)

- Depth : 0.07485 (mm) utilisé lors des maillages en 2D (dans le cas du maillage 3D un diamètre hydraulique est utilisé)
- Température d'échappement : elle varie suivant la charge [K] ;
[Tableau V.11]

	20%	30%	40%	60%	80%	90%	100%
Température d'échappement [K]	461	496	525	570	629	683	720

Tableau V.11 : Conditions des températures de soupapes d'échappement.

- Fraction massique des espèces : les fractions massiques dépendent du phénomène de la combustion et elles sont variables selon la charge du moteur.

V.6.5.Parois de la chambre de combustion :

Les températures de la paroi ont été prises expérimentalement au niveau de la culasse et la partie supérieure de la chambre de combustion.

Pour les varier les températures des parois (la culasse, le piston et la chemise) au niveau du FLUENT une fonction définie par l'utilisateur UDF pour varier numériquement les valeurs sous forme d'itération pour chaque pas de temps. Qui varie en fonction de l'angle vilebrequin. Les valeurs expérimentales sont illustrées dans le tableau suivant [Tableau V.12],[Menna 2013]

Charge [%]	T_c [K]	T_w [K]
30%	345.25	396
40%	348.75	405
60%	351.35	416
80%	354.55	428
90%	365.35	443

Tableau V.12 : Les données expérimentales des températures des parois.

V.6.6. Propriétés de la paroi du moteur :

Pour la discrétisation du modèle de maillage 2D étudié plusieurs propriétés physiques du solide ont été utilisées, le tableau suivant illustre les paramètres principaux :

propriétés	solide	unité
Paroi	Aluminium	-
Densité ρ	719	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
Chaleur spécifique C_p	871	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
Conductivité thermique λ	202.4	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right]$

Tableau V.13 : Propriétés de la paroi du modèle 2D.

V.6.7. Propriétés du fluide :

Pour la discrétisation du modèle de maillage 2D étudié plusieurs propriétés physiques du fluide ont été utilisées, le tableau suivant illustre les paramètres principaux :

propriétés	Fluide	Mélange
Masse volumique $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Gaz idéal	Gaz idéal
Chaleur spécifique $C_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$	Loi polynomiale	Loi de mélange
Viscosité $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}\right]$	Théorie cinétique	Loi de mélange pondéré à la masse
Conductivité thermique $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right]$	Théorie cinétique	Loi de mélange pondéré à la masse
Diffusion massique	--	Théorie cinétique

Tableau V.14 : Propriétés du fluide du model 2D

V.6.8.Choix du model de combustion :

Le choix du modèle de la combustion est essentiel pour la simulation. Dans l'étude présente on a utilisé deux model de combustion « Eddy Dissipation Model » et « Laminar Finite Rate » (EDM et LFR) ; [Tableau V.15].

combustible	Facteur pré-exponentiel A_{fr}	Energie d'activation E_{fr} [J/kg.mol]	Constante empirique v_{1r}' carburant	Constante empirique v_{2r}' carburant
Gazole (C ₁₀ H ₂₂)	2.587 e ⁰⁹	0.256 e ⁰⁸	0.25	1.5

Tableau V.15 : Paramètres de combustion.

V.6.9.Paramètre de l'injecteur :

L'injection du carburant dans la chambre de combustion se fat 13°V avant le point mort haut.les caractéristiques utilisées pour modéliser l'injecteur sont :

Paramètres d'injection	unité	Direct injection
Type de combustible	--	C ₁₀ H ₂₂
Pression injection	bar	Profil (variable)
Nombres des jets	-	2
Diamètre de l'orifice	mm	0.25
La température de combustible	K	310
Le débit de combustible	Kg/s	Tableau V.17
Type d'injection	-	groupe
Particule type	-	Droplet
matériel	-	Diesel liquid
Diamètre de distribution	-	Rossin-ramlemr
Début d'injection	-	707 °V
Fin d'injection	-	720 °V
Drag paramètre	-	Dynamic-drag

Tableau V.16: les paramètres de l'injecteur

Le débit du combustible varie en fonction de la richesse Φ il varie légèrement autour de débit $\dot{m}=10\%$ de la puissance nominale dans le fonctionnement Diesel.

Les débits d'injections du combustible pour différentes vitesses de rotation [Tr/min] et différentes charge Φ sont présentés dans le tableau suivant ; [Tableau V.17].

	1000 Tr/min	1200 Tr/min	1500 Tr/min	1750 Tr/min	2000 Tr/min	2250 Tr/min	2500 Tr/min
$\Phi=0.1$	0.0328	0.0384	0.0492	0.0576	0.0691	0.0720	0.0809
$\Phi=0.2$	0.0658	0.0768	0.0987	0.1152	0.1380	0.1440	0.1607
$\Phi=0.3$	0.0987	0.1151	0.1480	0.1727	0.2073	0.2158	0.2410
$\Phi=0.4$	0.1315	0.1536	0.1974	0.2304	0.2765	0.2880	0.3214
$\Phi=0.5$	0.1645	0.1919	0.2468	0.2880	0.3457	0.3600	0.4020
$\Phi=0.6$	0.1974	0.2304	0.2963	0.3456	0.4148	0.4320	0.4824
$\Phi=0.7$	0.2304	0.2688	0.3457	0.4033	0.4840	0.5042	0.5628
Temps d'injection [s]	0.12	0.10	0.08	0.0685	0.06	0.053	0.048

Tableau V.17: Débit d'injection du combustible pour 2D [kg/s].

V.6.10. Model de turbulence :

Les modèles de turbulence utilisés pour la discrétisation du modèle de maillage 2D sont illustrés dans le tableau suivant ; [Tableau V.18].

Phénomène physique	modèle
Turbulence	RNG K- ϵ
Spray	Discrète phase
Fractionnement de jet (sous modèle spray)	Modèle Wave de Reitz
Loi de trainé (sous modèle spray)	Dynamic drag
Dispersion turbulente	Discrète Random Walk
Interaction spray-paroi	Wall Film
Couplage entre la phase gazeuse et liquide	Couplage bidirectionnel
Modèle de combustion	-EDM -LFR
Allumage	Hardenburg et Hase
Formation NOx	Thermique et précoce

Tableau V.18 : Modèles physique du modèle 2D.

V.6.11.Facteurs de relaxation :

Pour la discrétisation du modèle de maillage étudié plusieurs facteurs de relaxation sont utilisés, on présente dans le tableau suivant les paramètres principaux ;

paramètres	valeur
Pression	0.3
Quantité de mouvement	0.7
Masse volumique	1
Forces de volume	1
Energie	1
Energie cinétique turbulente	0.8
Viscosité turbulente	1
Taux de dissipation turbulente	0.8
Auto allumage	0.7

Tableau V.19 : Facteur de relaxation du modèle 2D.

V.6.12.Paramètres d'initialisation :

La spécification des conditions initiales adéquates permet d'améliorer la qualité des résultats. Et accélérer la convergence.

Ces paramètres introduit au logiciel grandeurs sont obtenus d'après expérimentalement ou à partir de plusieurs simulation de même cycle.

	Y C10	YO2	YCO2	YH2O	T [K]
Ø=0.1	0.00054	0.1443	0.0719	0.0336	461
Ø=0.2	0.0014	0.1276	0.0875	0.04	496
Ø=0.3	0.0021	0.1167	0.0946	0.0442	525
Ø=0.4	0.0039	0.1033	0.1055	0.0493	570
Ø=0.5	0.0055	0.09	0.1197	0.0565	629
Ø=0.6	0.007	0.077	0.13	0.059	683
Ø=0.7	0.0083	0.06	0.145	0.06	720

Tableau V.20: paramètres d'initialisation du modèle 2D.

V.7.Critères de convergence :

Les critères de convergence nous permettent d'avoir des résultats précis en un temps de calcul réduit par l'utilisation de résidu et le nombre d'itération par étape.

Critère de convergence	valeur
Nombre d'itération par étape de calcul	30
Résidu (continuité, mouvement, énergie...)	10^{-6}

Tableau V.21 : Critère de convergence

V.8. Paramètres temporels :

La discrétisation temporelle est faite avec un pas de temps variable en fonction du degré vilebrequin donc en fonction des phases d'admission combustion détente et échappement.

Dans une simulation les paramètres du pas de temps ont une influence primordiale sur la précision des résultats. En effet un petit pas de temps implique des résultats de simulation précis mais en un temps de calcul très grand ce qui est un très grand inconvénient.

Dans notre étude Le choix du temps s'est fixé après plusieurs essais. La variation du pas du temps utilisé est illustrée dans le tableau suivant ; [Tableau V.22].

Angle vilebrequin °V	360-707 admission	707-767 combustion	767-843 détente	843-847 ouverture	847-1080 échappement
Pas de temps	0.5	0.05	0.5	0.05	0.5

Tableau V.22: Variation du pas de temps durant tout le cycle.

V.9. Etude paramétrique du model EDM et le model d'autoallumage :

Dans cette partie on a utilisé le model d'auto allumage Hardenberg et le model de combustion EDM finit rate leur valeur par défaut sont représentées dans le tableau suivant ; [Tableau V. 23].

	Paramètres du model EDM
modèle	Hardenberg
option	autoallumage
carburant	C ₁₀ H ₂₂
Nombre de cétane	52
Energie d'activation E _{hh} (j/mol)	618840
Pré-exponential C ₁	0.36
Pressure exponent	0.63

Tableau V. 23 : Paramètres du model EDM et d'autoallumage

V.10. Influence du maillage sur la solution numérique :

Afin de concorder les résultats du maillage aux résultats expérimentaux une étude d'indépendance du maillage a été faite. Et on a trouvé la résolution optimale du maillage qui assure l'indépendance du résultat au maillage.

On a utilisé la pression dans la chambre de combustion comme critère et on a pris le point -13[°V] avant le point mort haut PMH.

	1	2	3	4	5
N ^{bre} de cellule (PMH)	3644	7515	12630	21787	36036
N ^{bre} de cellule PMB	14208	31469	53112	126857	229702
Pression Num	32.488041	32.5336958	32.4160615	32.0947396	31.9534664
Pression Exp	35.802	35.802	35.802	35.802	35.802
Erreur relative	9.2563	9.1288	9.4574	10.3548	10.7494

Tableau V.24 : Influence du maillage sur la résolution numérique.

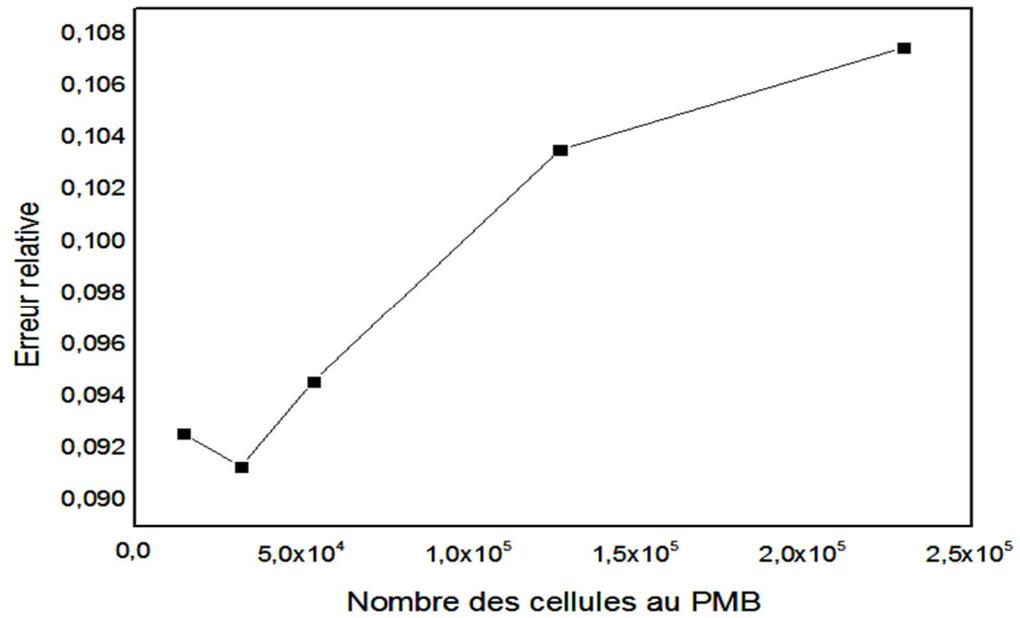


Figure V.14: graphe de l'erreur relative en fonction des cellules au PMB.

L'influence du maillage sur la simulation est claire ; on a choisit le maillage 2 avec nombre de cellules 7515 au PMH et nombre de cellules 31469 au PMB à cause de son erreur relative inférieure aux autres.

Chapitre VI :

RESULTATS ET DISCUSSIONS.

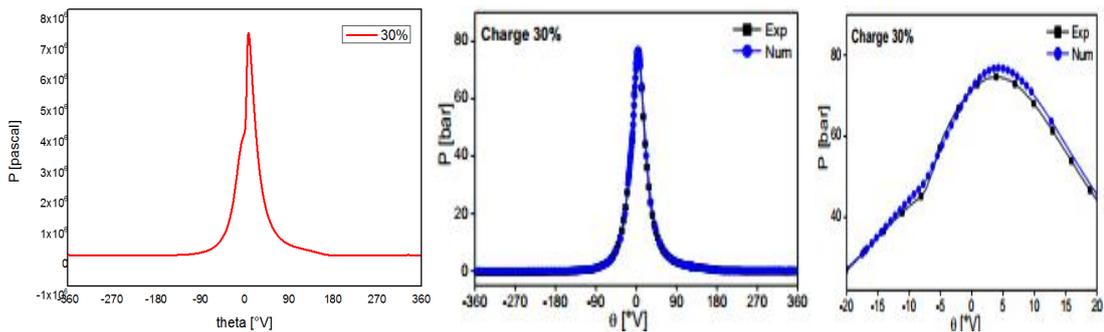
Dans ce chapitre on représente les résultats et discussion de l'étude numérique réalisée pour examiner les émissions polluantes du banc d'essai Lister Petter à plusieurs vitesses de rotation et pour différentes richesses.

VI.1. Validation des résultats: [Gozim 2014]

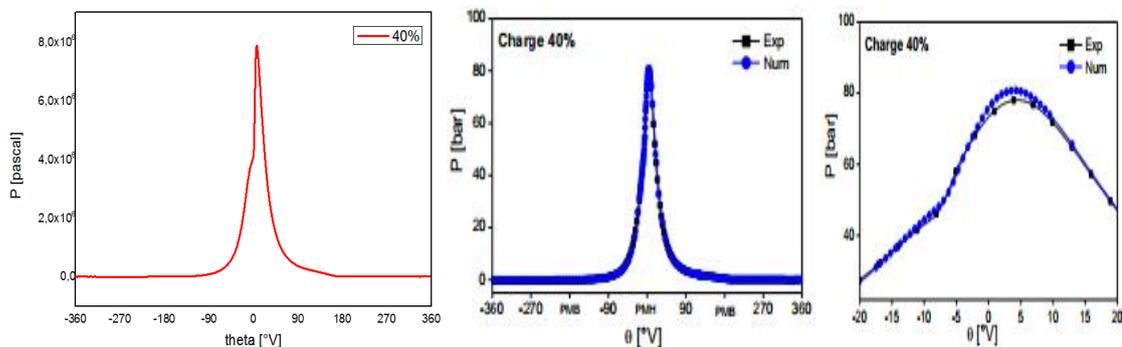
Afin de valider les résultats numériques obtenus, une étude comparative avec des études déjà faites sur le même banc d'essai. Notre choix s'est porté sur les travaux de [M.Gozim 2014] à cause de la concordance de ses résultats numériques avec l'expérimentale, qui à son tour a validé sur les travaux de S.Awad.

VI.1.1. La pression dans le cylindre :

On a choisi la courbe de pression pour valider nos résultats à cause de la régularité et la reproductibilité du cycle du moteur diesel, ces courbes pour les charges (30 et 40% de la charge maximale) pour une vitesse de rotation 1500 tr/min du moteur diesel obtenues expérimentale et numériquement sont représentées dans la [Figure VI.1]



a) La courbe de pression pour la charge 30% gauche (notre cas) droite (Gozim)



b) La courbe de pression pour la charge 40% gauche (notre cas) droite (Gozim)

Figure VI.1 : Comparaison des courbes de la pression pour les deux charge 30% et 40% à 1500 tr/min

Les résultats numériques de la pression du cylindre en fonction de la position du vilebrequin. Pour 30 et 40% à une vitesse de rotation de 1500 tr/min reproduisent globalement l'allure de la pression dans cylindre, donc on constate une bonne concordance entre les deux résultats.

VI.2. Etudes des performances du moteur pour une vitesse de rotation 1500 tr/min et différentes richesses :

Dans notre étude on s'est intéressée à étudier les émissions polluantes d'un moteur diesel pour une vitesse de 1500 tr/min et pour différentes richesses (0.1-0.2-0.3-0.4-0.5-0.6-0.7)

VI.2.1. Température dans le cylindre :

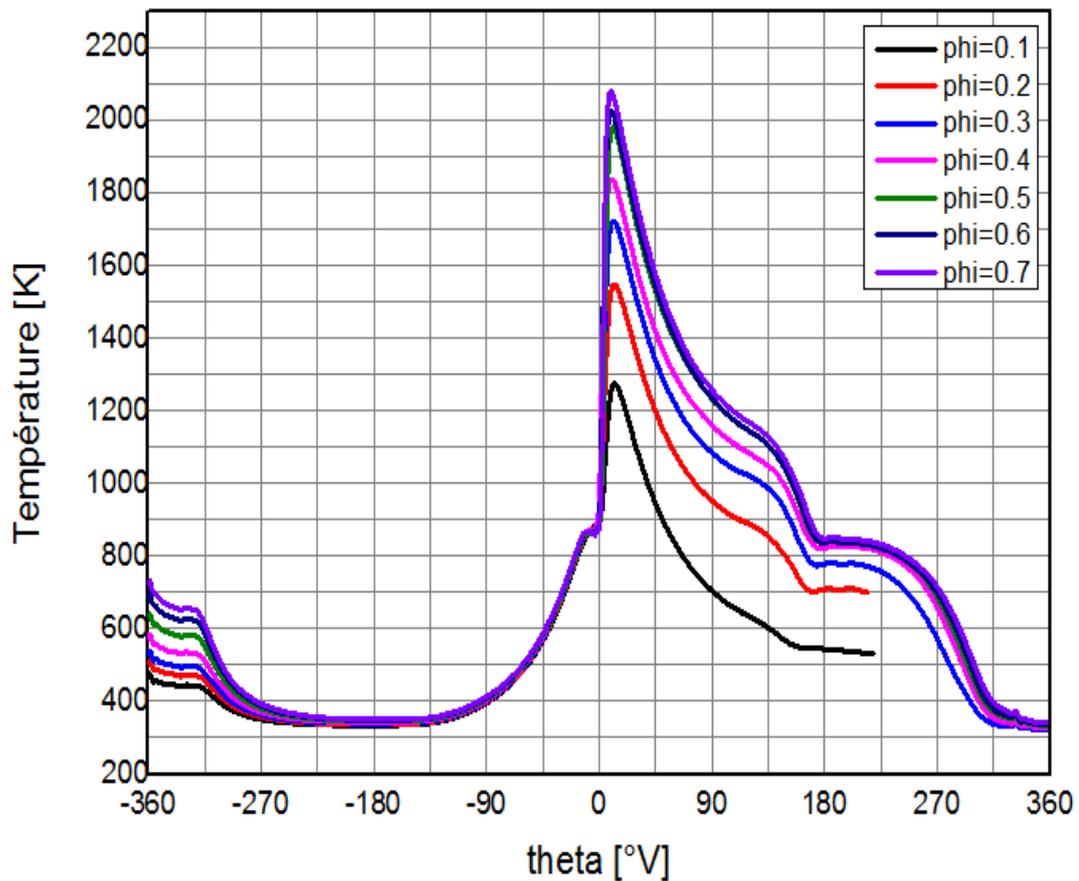


Figure VI.2: Evolution de la température pour Différents phi.

VI.2.2.1. La température pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min :

La figure VI.2 montre l'évolution de la température modélisée dans le cylindre du moteur. Elle représente la courbe de température obtenue par simulation du modèle en fonction de l'angle vilebrequin, entre -360° et 360° .

[-360, -180] La température des gaz dans le cylindre commence à partir de la température d'échappement du cycle précédant, puis diminue jusqu'à une valeur de 310K sous l'effet de l'aspiration d'air et se stabilise autour de cette valeur à cause de la fermeture des soupapes, c'est la phase d'admission.

[-180, 0] La température augmente progressivement sous l'effet de la compression et on constate un soubresaut au alentour de -13° qui correspond approximativement à la fin de l'injection, c'est la phase de compression.

[0, 180] La température s'accroît d'une manière très significative où elle atteint sa valeur maximale qui correspond au début de l'inflammation du carburant puis diminue sous l'effet de dépression créée par la descente du piston c'est la phase combustion-détente.

[180, 360] La température change de courbure sous l'effet de l'ouverture des soupapes d'échappement, En effet les pertes de chaleur à travers les parois diminuent avec la diminution de température et la chute de température devient de plus en plus lente. Mais après l'ouverture de la soupape d'échappement, le refoulement des gaz vers l'extérieur accélère la chute de température.

VI.2.2.2.La Température en fonction de la richesse :

La figure VI.2 montre l'évolution de la température pour 7 cas d'analyse modélisée dans le cylindre du moteur. Cette courbe de température est en fonction de l'angle vilebrequin, entre $[-360^\circ$ et 360°]

La température est minimale pour une richesse de $\phi = 0.1$ où elle atteint une valeur de 1300K et maximale pour une richesse $\phi = 0.7$. On conclue que la température augmente avec l'augmentation de la richesse ϕ .

VI.2.2.3.Les contours de la Température en fonction de l'angle vilebrequin pour 1000 tr/min :

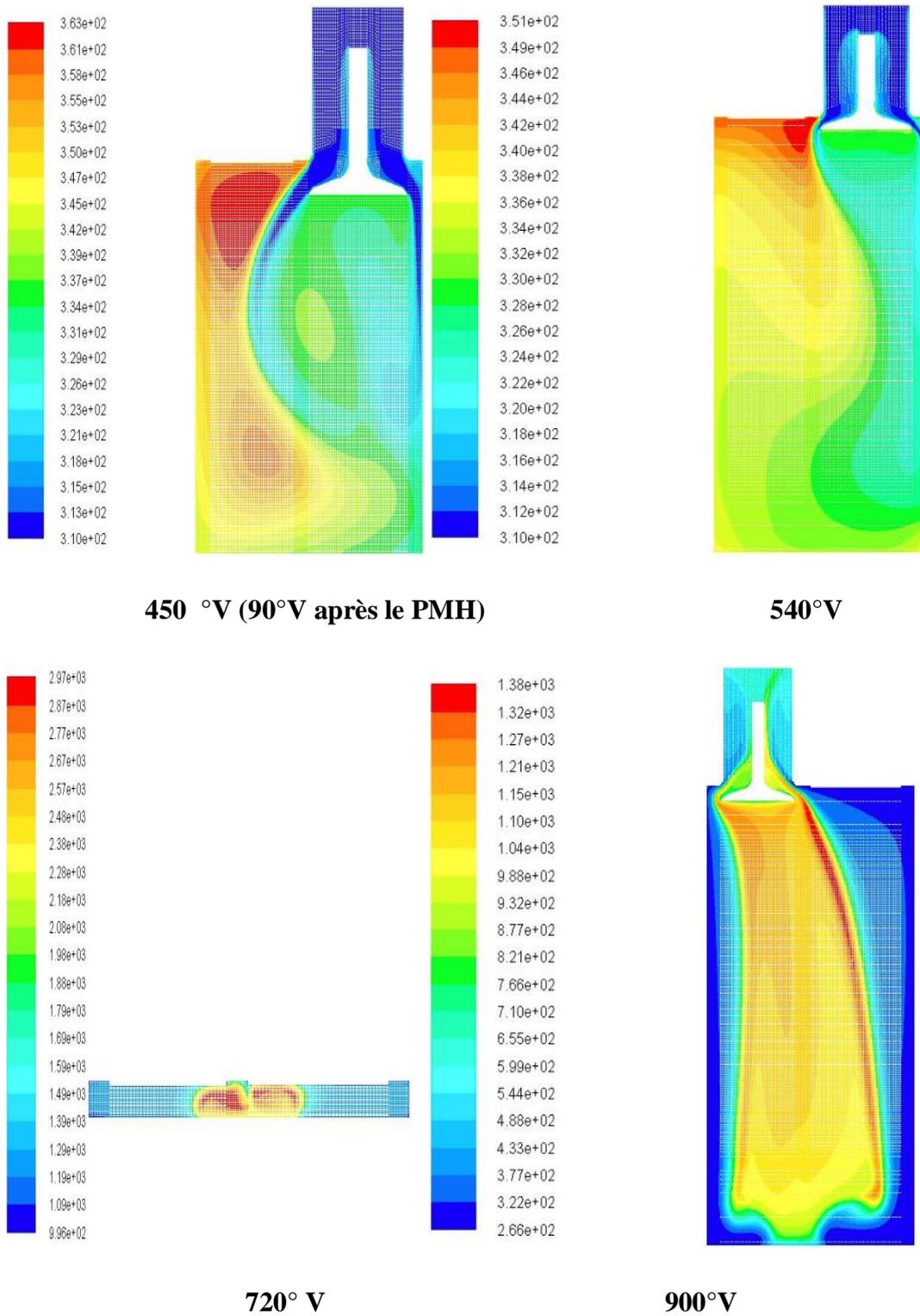


Figure VI.3 : Contours de la température pour [450, 540, 720 et 900 °V]

VI.2.2.Pression dans le cylindre :

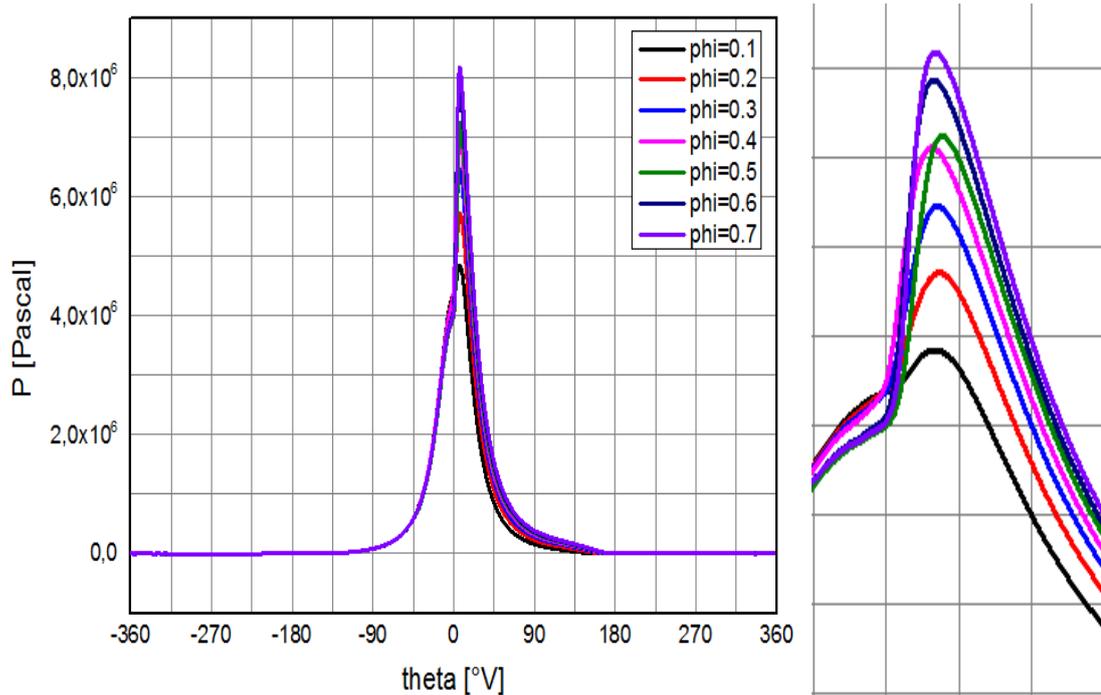


Figure VI.4: Evolution de pression pour Différents phi.

VI.2.2.1. La pression pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min:

La figure VI.4 montre l'évolution de pression modélisée dans le cylindre du moteur. Elle représente la courbe de pression obtenue par simulation du modèle en fonction de l'angle vilebrequin, entre -360° et 360° vilebrequin.

$[-360, 180]$ la pression dans le cylindre est constante et correspond à la pression atmosphérique, en effet l'aspiration de l'air dans la chambre de combustion se fait d'une manière naturelle c'est-à-dire sans compression.

$[-180, 0]$ la pression augmente dans le cylindre sous l'effet de compression du mélange. C'est la phase compression

$[0, 180]$ la pression s'accroît d'une manière très significative où elle atteint sa valeur maximale (le pic) après le PMH et qui correspond au début de l'inflammation du carburant puis diminue sous l'effet de dépression créée par la descente du piston c'est la phase combustion -détente.

$[180, 360]$ la pression dans le cylindre est constante et correspond à la pression atmosphérique. Cela est dû à l'ouverture des soupapes d'échappement.

VI.2.2.2. La pression en fonction de la richesse :

La figure VI.4 montre l'évolution de la pression pour 7 cas d'analyse modélisée dans le cylindre du moteur. Cette courbe de pression est en fonction de l'angle vilebrequin, entre $[-360^\circ$ et $360^\circ\text{V}]$.

La pression est minimale pour une richesse de $\phi = 0.1$ et maximale pour une richesse $\phi = 0.7$. On conclue que la pression augmente avec l'augmentation de la richesse ϕ .

VI.2.2.3. Les contours de la pression pour différents angle vilebrequin pour 1000 tr/min :

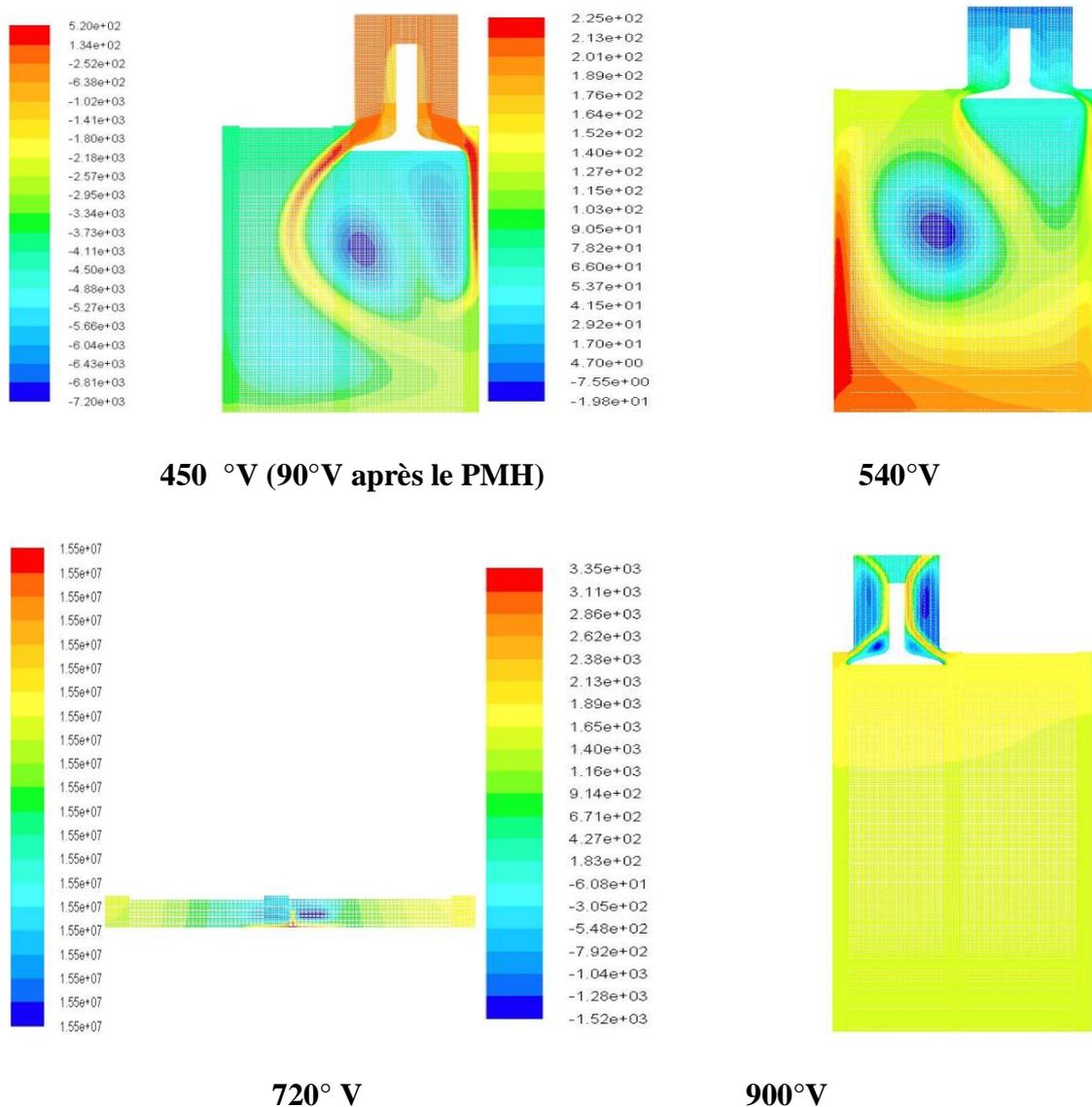


Figure VI.5 : Contours de la pression pour [450, 540, 720 et 900 °V]

VI.3. Performances environnementales :

VI.3.1. Formation des suies :

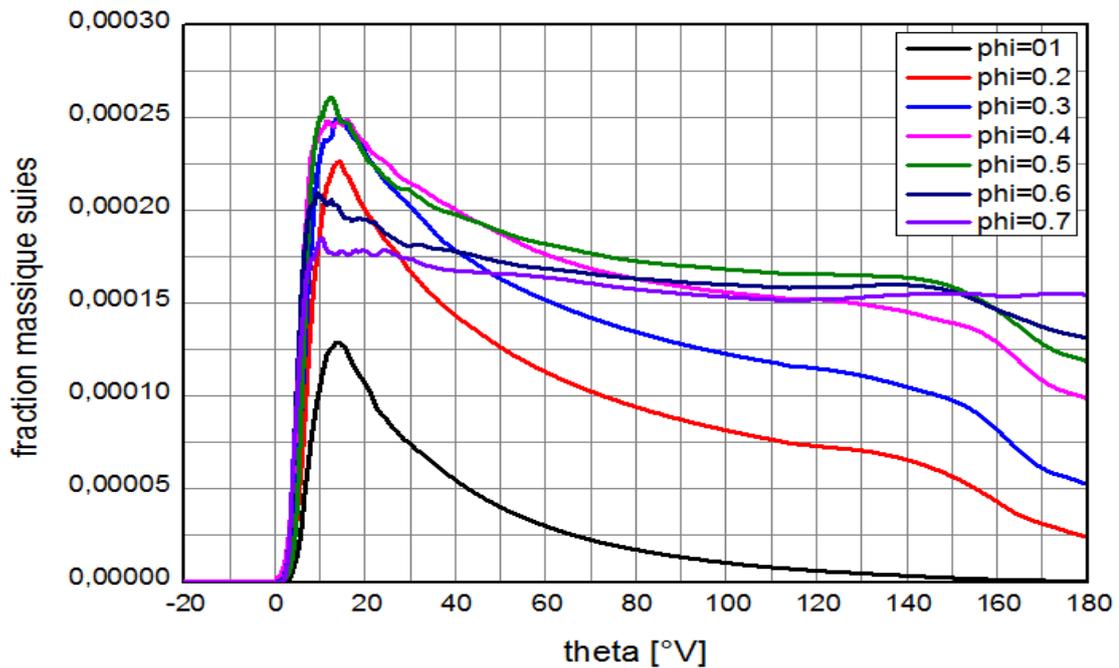


Figure VI.6: fraction massique des suies en fonction de degré vilebrequin pour différentes valeurs phi.

Une formation significative des suies dans la phase combustion juste après le PMH, à quelque degré vilebrequin après le 0°V , l'évolution de leur concentration est en fonction du degré vilebrequin, cette augmentation NO_x se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion cela correspond à la fin d'injection du $\text{C}_{10}\text{H}_{22}$ dans la chambre de combustion, puis la quantité des suies voit sa concentration diminuer dans la chambre en fonction du vilebrequin

VI.3.1.1. La formation des suies en fonction de la richesse :

La figure VI.6 montre l'évolution de la fraction massique des suies pour 7 cas d'analyse modélisée dans le cylindre du moteur. Cette courbe de fraction de suies est en fonction de l'angle vilebrequin, entre $[-360^{\circ}$ et 360°V].

La formation de particule de suie dans le moteur diesel est minimale pour une richesse de $\phi = 0.1$ et voit sa concentration augmenter avec l'augmentation de la richesse cela est dû à l'augmentation de la quantité du combustible dans la chambre de combustion.

VI.3.1.2. Les contours des suies pour différents angles vilebrequin pour [1000 tr/min] :

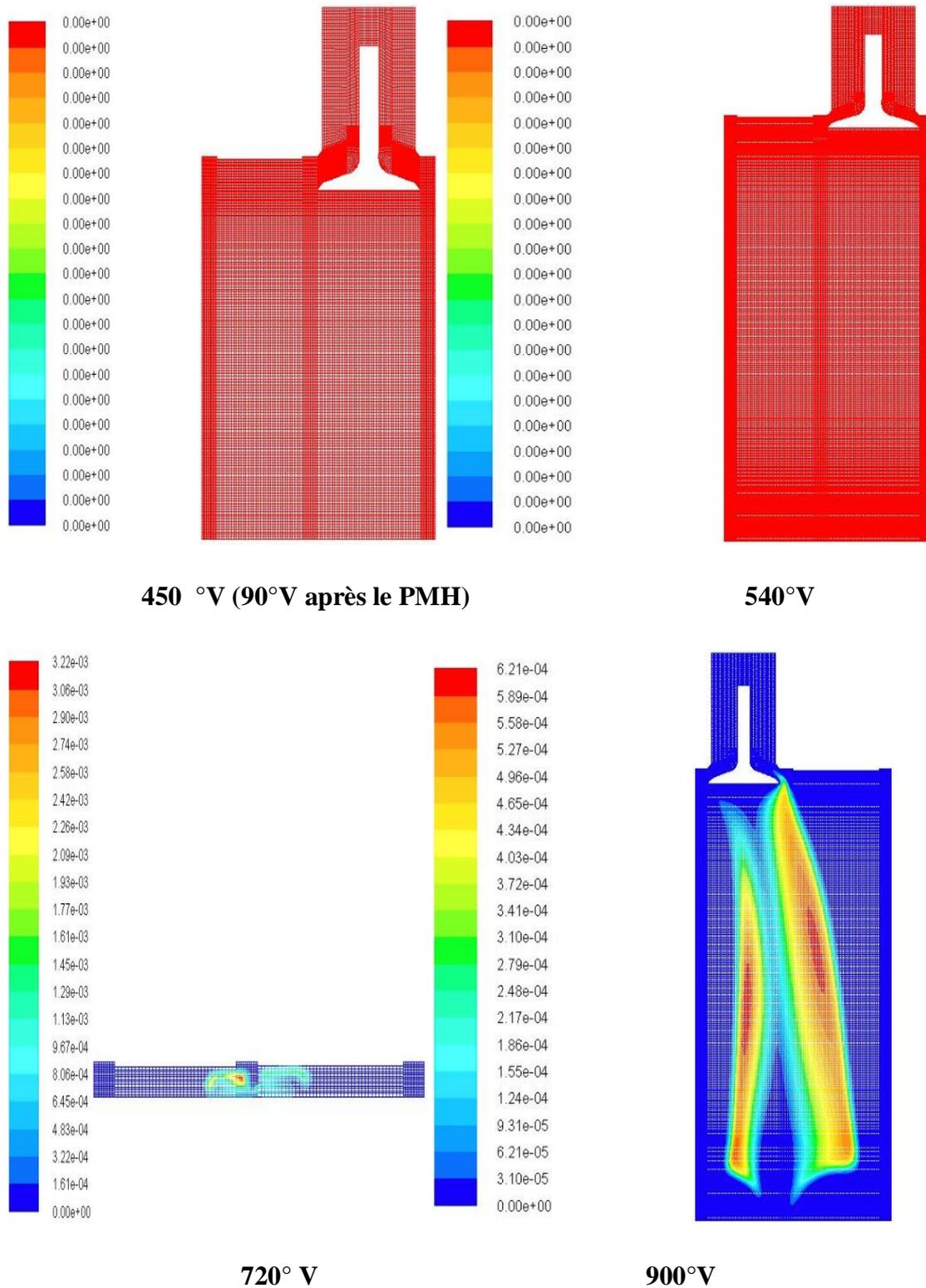


Figure VI.7 : Contours des suies pour [450, 540, 720 et 900 °V]

VI.3.2. Formation des NO_x :

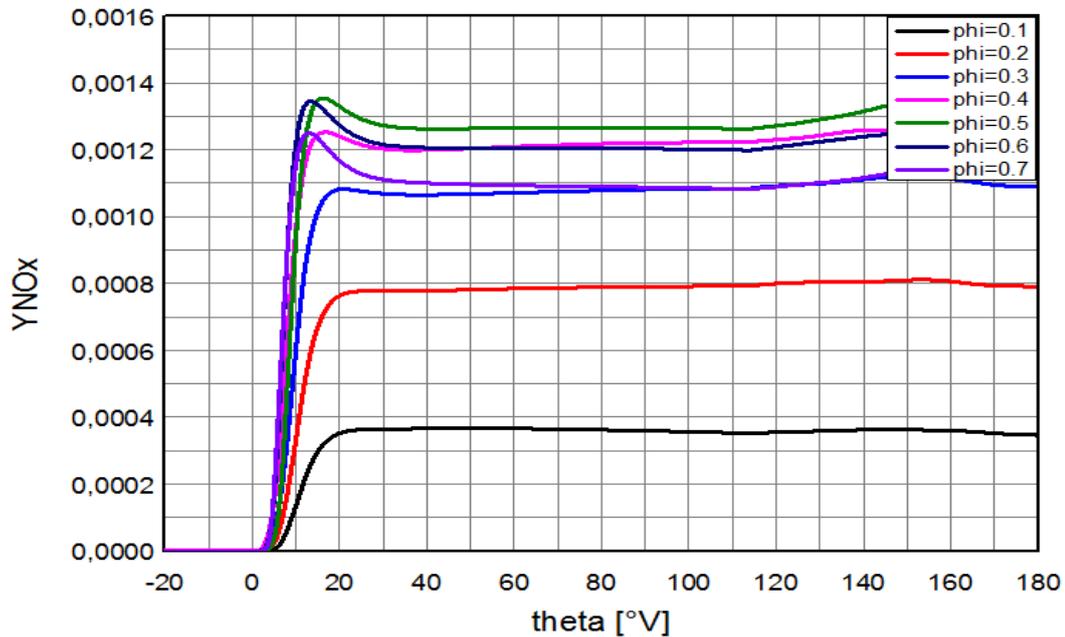


Figure VI.8: fraction massique de NO en fonction de degré vilebrequin pour différentes valeurs phi.

La formation des NO_x dans la phase combustion est tellement sensible à l'augmentation de la température du mélange à l'intérieur de la chambre de combustion montre l'évolution de la concentration moyenne des NO_x en fonction du degré vilebrequin. L'élévation de cette concentration en NO_x se manifeste d'une manière rapide juste après le début de la combustion, auprès le pic de la pression. Puis 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 amortit la chimie de NO_x et sa concentration devient relativement constante, comme il peut aussi diminuer sa concentration de fait que le modèle de NO est basé sur la réaction réversible.

VI.3.2.1. La formation des NO_x en fonction de la richesse :

La figure VI.8 montre l'évolution de la fraction massique NO_x pour 7 cas d'analyse modélisée dans le cylindre du moteur. Cette courbe de fraction de NO_x est en fonction de l'angle vilebrequin, entre [-360° et 360°V].

La formation de particule de suie dans le moteur diesel est minimale pour une richesse de $\phi = 0.1$ et voit sa concentration augmenter avec l'augmentation de la richesse, cette courbe présente un pic d'émissions de NO_x à une richesse de 0.5.

VI.3.2.2. Les contours des NOx pour différents angles vilebrequin pour 1000 Tr/min :

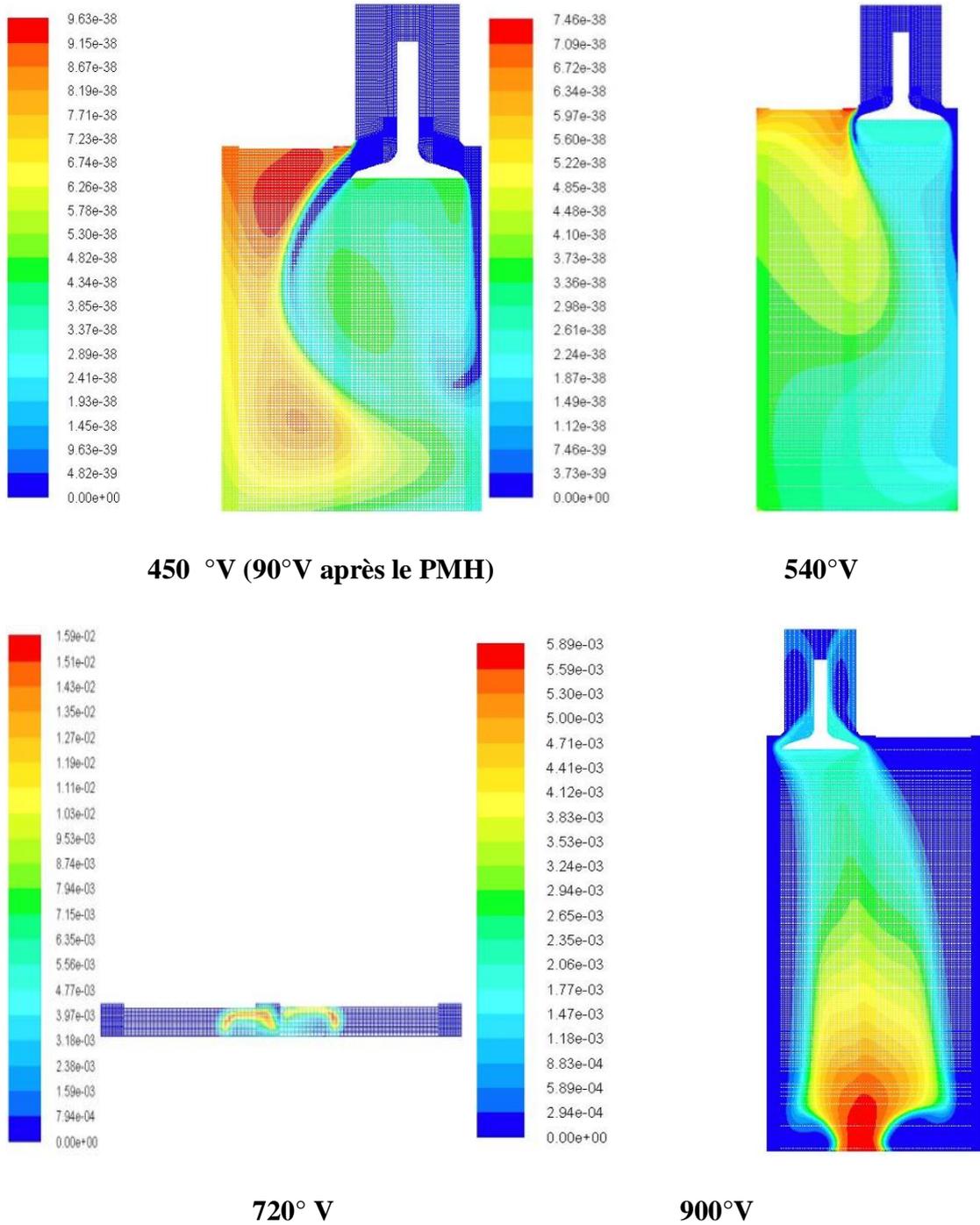


Figure VI.9 : Contours des NOx pour [450, 540, 720 et 900 °V]

VI.3.4. Produits de la combustion O_2 , CO_2 , H_2O , $C_{10}H_{22}$:

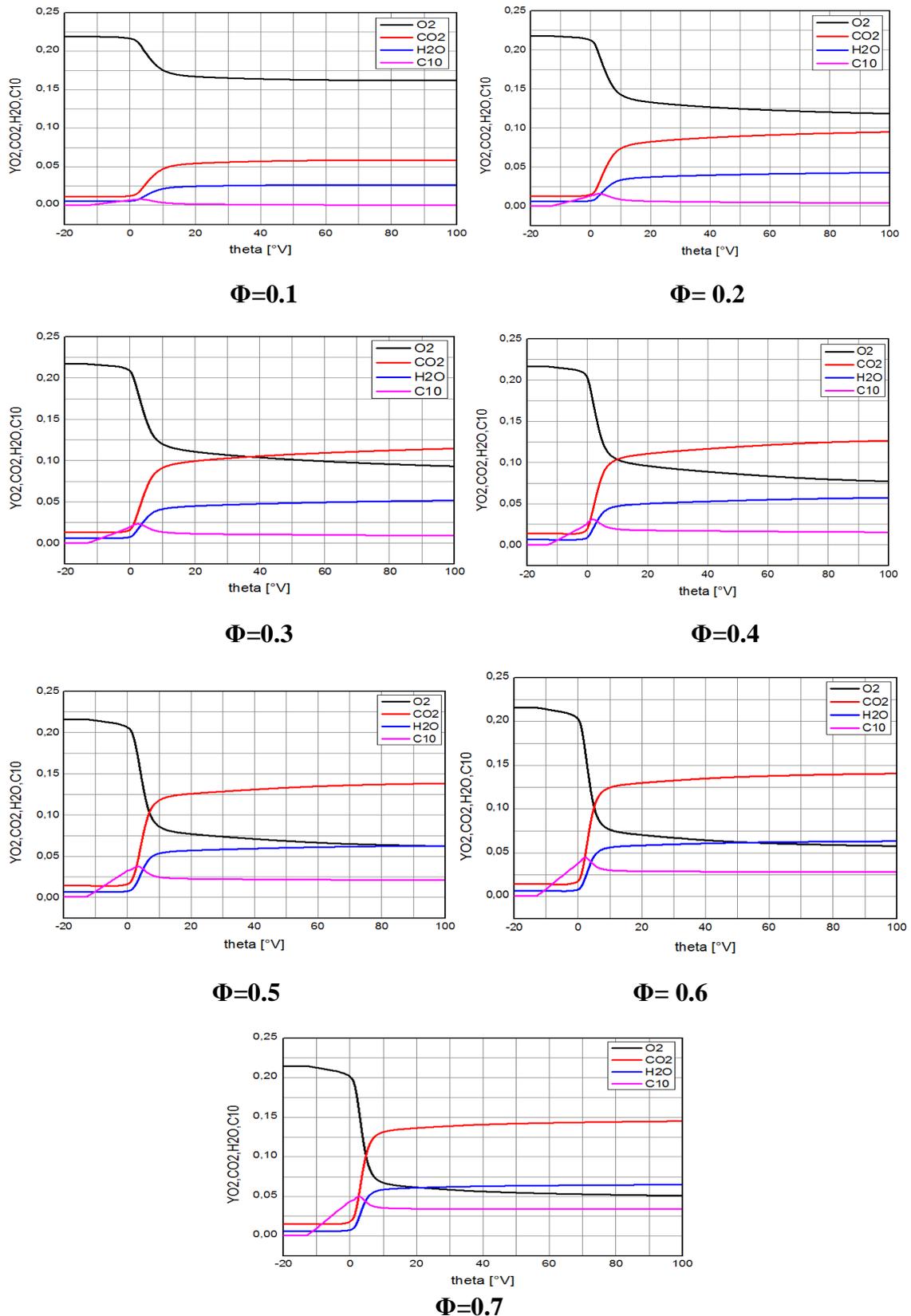


Figure VI.10: Fraction massique des produits de la combustion O_2 , CO_2 , H_2O , $C_{10}H_{22}$ en fonction des degrés vilebrequin pour différentes richesses

L'oxygène O₂:

Composant de l'air admis dans le cylindre, passe premièrement par une valeur constante (c'est la composition d'air ambiant), mais avec l'avance du temps d'injection, cette quantité baisse successivement parce que le fuel injecté est oxydé avec l'air ambiant comprimé.

Le dioxyde de carbone CO₂:

Résulte de l'interaction directe entre le fuel injecté et l'air comprimé dans le cylindre, les premières traces de CO₂ apparaissent avec les premières gouttelettes de C₁₀H₂₂ et augmentent successivement avec la masse injectée de fuel jusqu'à l'obtention d'une quantité max et constante.

L'eau H₂O :

Résulte de l'interaction directe entre le fuel injecté et l'air comprimé dans le cylindre, les premières traces de H₂O apparaissent avec les premières gouttelettes de C₁₀H₂₂ et augmentent successivement avec la masse injectée de fuel jusqu'à l'obtention d'une quantité max et constante.

Le carburant C₁₀H₂₂ :

Les atomes de carbone du fuel se transforment en CO₂ avec O₂ et les atomes d'hydrogène se transforment en H₂O avec O₂

VI.3.4.1. La formation des produits de la combustion en fonction de la richesse :

La figure VI.10 montre l'évolution des produits de combustion pour 7 cas d'analyse modélisée dans le cylindre du moteur. Cette courbe des produits est en fonction de l'angle vilebrequin, entre [-360° et 360°V].

Le monoxyde de carbone O₂ : la concentration du O₂ dans le moteur diesel est minimale pour une richesse de $\phi = 0.7$ et maximale pour une richesse de 0.1 on conclue que le CO diminue avec l'augmentation de la richesse.

Le H₂O et le dioxyde du carbone CO₂ : la concentration du CO₂ et le H₂O dans le moteur diesel est maximale pour une richesse de $\phi = 0.7$ et minimale pour une richesse de 0.1 on conclue que le H₂O et le CO₂ augmentent avec l'augmentation de la richesse.

Le carburant $C_{10}H_{22}$: La quantité du carburant $C_{10}H_{22}$ injecté dans le cylindre augmente avec l'augmentation de la richesse.

VI.3.4.2. Les contours des produits de la combustion pour différents angles vilebrequin pour 1000 tr/min :

L'oxygène O_2 :

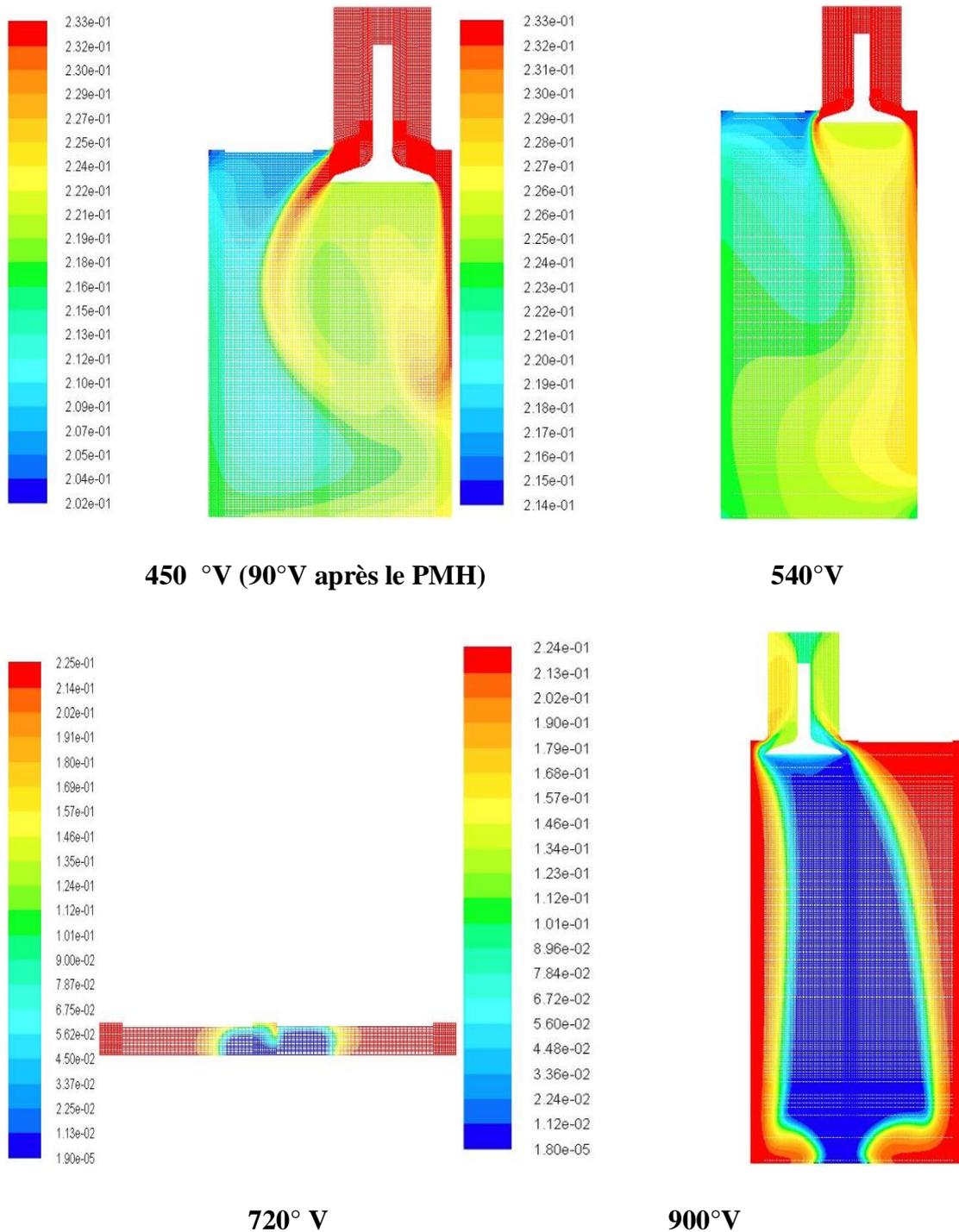


Figure VI.11 : Contours d'oxygène O_2 pour [450, 540, 720 et 900 °V]

Le dioxyde de carbone CO₂ :

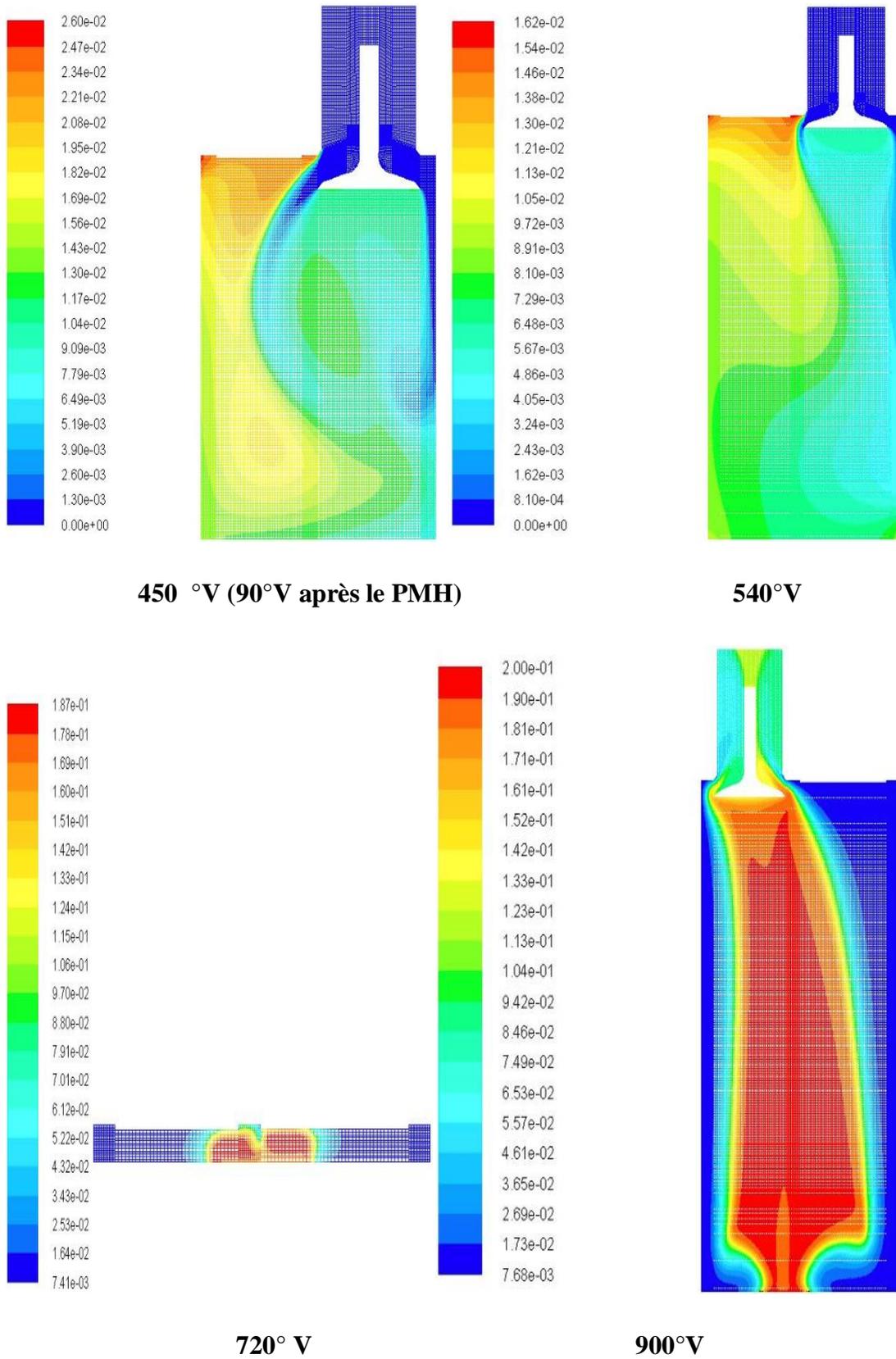


Figure VI.12: Contours de dioxyde de carbone CO₂ pour [450, 540, 720 et 900 °V]

L'eau H₂O :

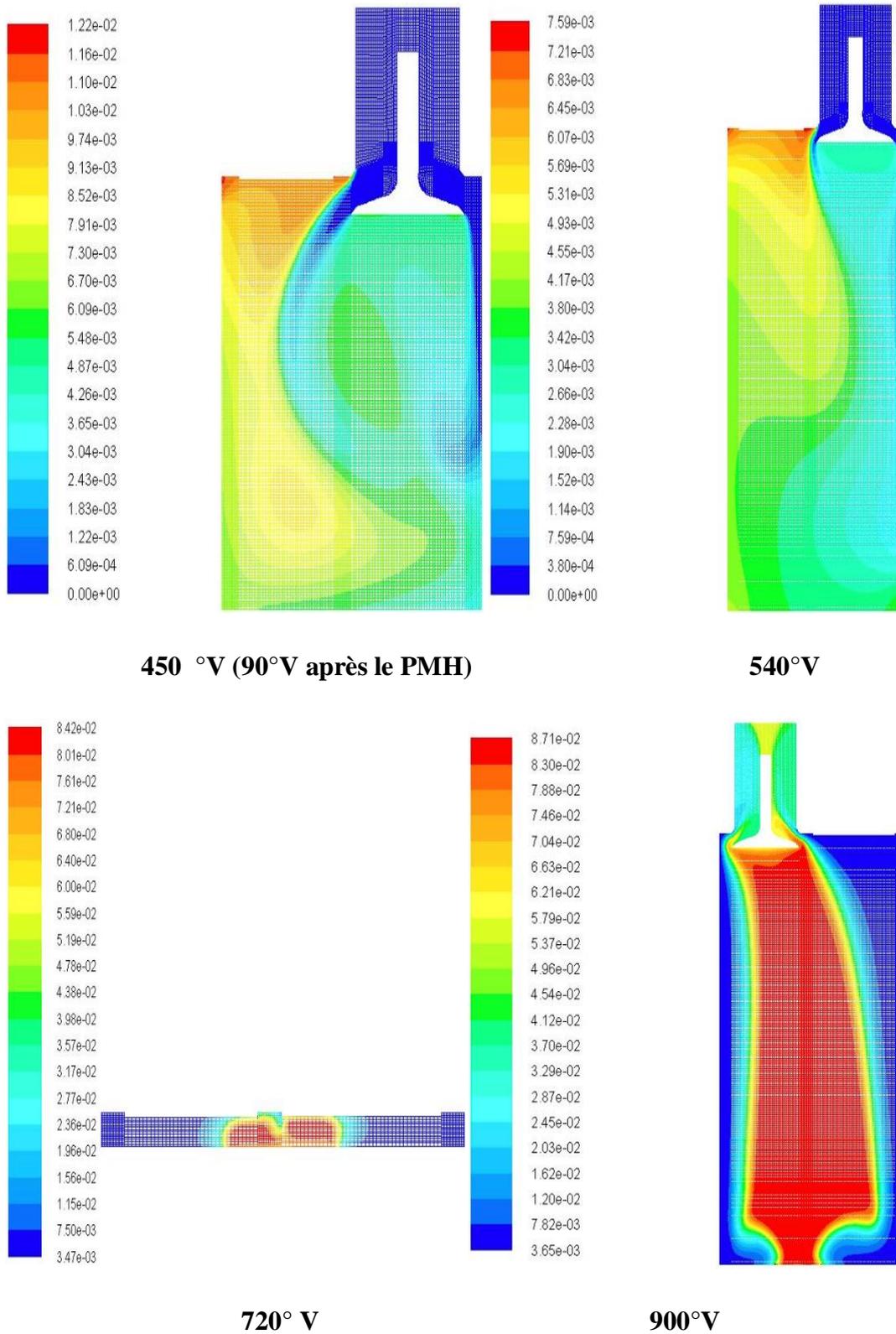
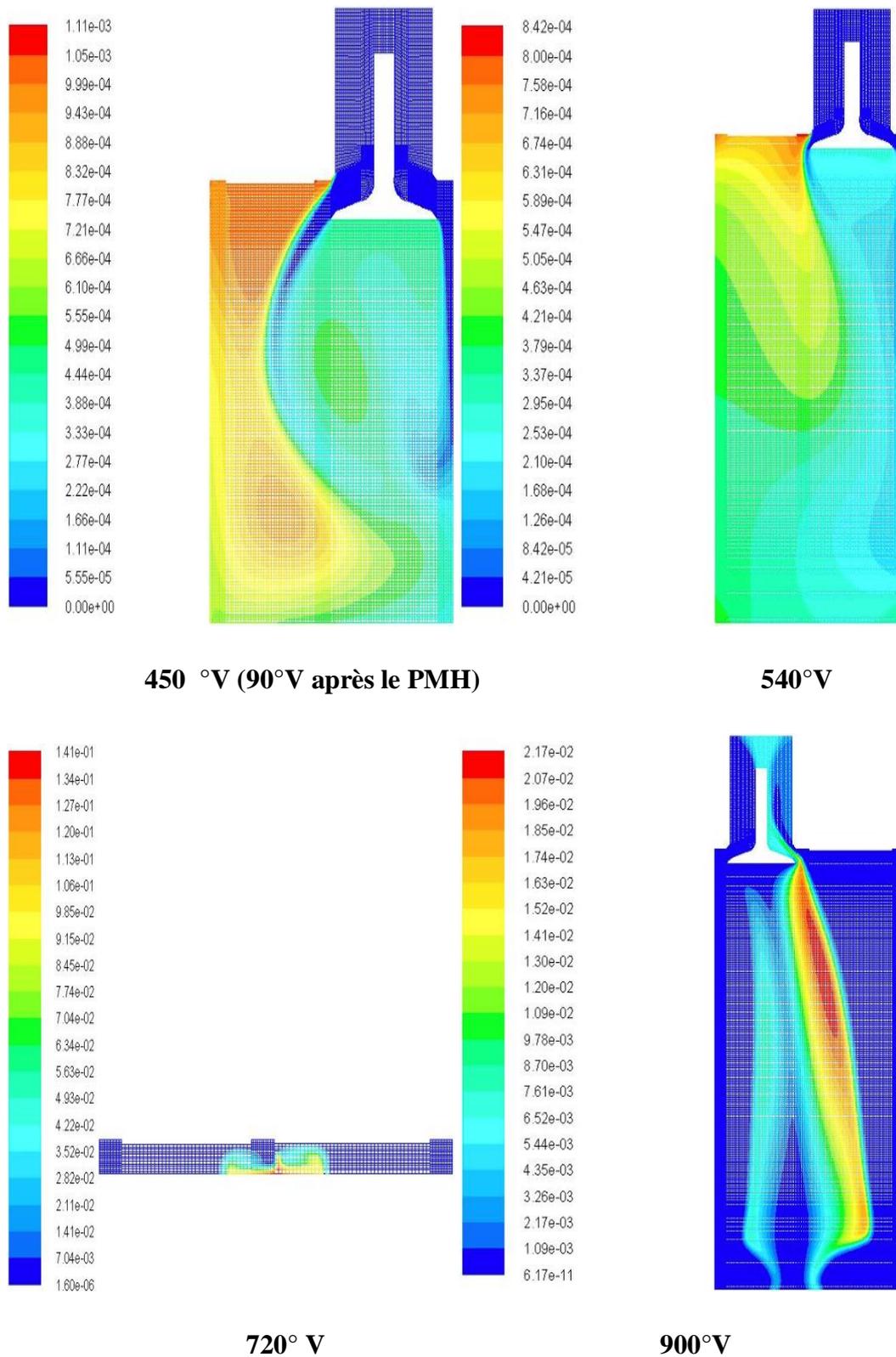


Figure VI.13 : Contours de l'eau H₂O pour [450, 540, 720 et 900 °V]

Le carburant $C_{10}H_{22}$:Figure VI.14 : Contours du $C_{10}H_{22}$ pour [450, 540, 720 et 900 °V]

CONCLUSION GENERALE

La présence importante des polluants dans l'atmosphère due essentiellement au moteur diesel nous a conduits à faire une étude approfondie sur le mécanisme de formation des émissions polluantes. Les oxydes de carbone et les oxydes d'azote sont les principaux polluants émis par les installations de combustion, notamment les moteurs diesel. Le CO₂ est le principal gaz à effet de serre et les NO_x ont des effets sur la destruction de la couche d'ozone ainsi que sur l'écosystème et la santé humaine.

Durant ce projet, nous avons modélisé un moteur diesel en utilisant le code CFD ANSYS FLUENT qui permet de simuler un écoulement turbulent, bi phasiques et réactifs dans une géométrie complexe. En plus du faible coût de développement que nous offre l'utilisation de la CFD, un autre avantage est l'accès aux différentes variables par rapport à l'expérimentation.

Les conditions de fonctionnement du moteur ainsi que les modèles physiques et chimiques utilisés sont très nécessaires pour le mécanisme de fonctionnement des moteurs diesel. La masse injecté 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 qui influe à sont tour sur la formation des polluants.

Nous avons constaté que la quantité de carburant injectée par rapport à celle d'oxygène disponible joue un rôle prépondérant sur la formation des polluants. Si elle est trop faible, la température s'élève énormément et des NO_x sont formés ; si elle est trop élevée, de la suie est produite. On a constaté aussi qu'à mélange pauvre les émissions polluantes augmentent avec l'augmentation de la richesse.

Ce travail nous a permis de :

- Connaître d'une manière approfondie des phénomènes de mélange et de combustion dans un moteur diesel à injection directe, l'évolution du processus de combustion et les mécanismes de formation des émissions polluantes ; de NO_x et des suies et d'autres produits.
- Connaître les éléments fondamentaux pour la simulation numérique de la combustion, notamment les équations qui régissent les écoulements réactifs, les modèles utilisés et la formulation mathématique nécessaire, en vu de l'optimisation des performances énergétiques et environnementales.

Le contrôle des rejets de polluants peut se faire par une réglementation qui pousse les constructeurs automobiles à l'amélioration technologique des moteurs ou par la diminution de consommation d'énergie par les industriels.

Différentes techniques sont utilisées pour contrôler la stabilisation des flammes et réduire la pollution : la recirculation des gaz éjectés avec une température plus basse et la combustion retardée sont les plus importantes.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [Amara 1994] S.AMARA, Elaboration et validation d'un modele de transferts thermiques instationnaires gaz-paroi dans la chambre de combustion d'un moteur, Ecole Centrale De Lyon: Thèse de Doctorat, 1994.
- [Bor 2011] N.BORDET, Modélisation 0D/1D de la combustion diesel : du mode conventionnel au mode homogène, Université D'ORLÉANS: Thèse de Doctorat, 2011.
- [Gro 2004] O.GRONDIN, Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic, université de Rouen: Thèse de Doctorat, 2004.
- [Sary 2011] A. SARY, Contribution à l'étude de la valorisation énergétique des résidus graisseux et de leur combustion dans les moteurs à combustion interne, Ecole Polytechnique De L'Université De Nantes: Thèse de Doctorat, 2011.
- [Hey 1988] J.B.HEYWOOD, Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, NY: McGrawHill, 1988.
- [Frid 2013] H.FRIDRIKSSON, Combustion Bowl Heat Transfer Analysis in Diesel and PPC Engines, Lund University: Thèse de Doctorat , 2013.
- [Rib 2007] J. M. B. RIBEIRO, Direct Comparison of an Engine Working under Otto, Miller and Diesel cycles: Thermodynamic Analysis and Real Engine Performance, Universidade do Minho Portugal: Dep. Eng. Mecânica, 2007.
- [Flue] FLUENT User guides manual 14.5 ., USA: Fluent Inc.
- [Lema 1964] G.LEMASON, Les machnies transformatrices d'energie Tome II, Paris: Librairie Delagrave, 1964.
- [Mena 2013] A.MENAA, Simulation numérique de la combustion dans un moteur fonctionnant en mode dual fuel, École Militaire Polytechnique Bordj El Bahri,Alger: Mémoire de Magister, 2013.
- [Lar 2004] R.LARAMEE, Interactive 3D Flow Visualization Based on Textures and Geometric Primitives, l'université de Wien: Thèse de Doctorat, 2004.
- [Tom] T. O. TOMODA, «Improvement of diesel engine performance by variable valve train system,» Int. J Engine Res, vol. Vol. 11.
- [Cosa 2006] I.COSADIA, Variabilité cyclique de l'aérodynamique interne d'un moteur diesel. Mise en œuvre de diagnostics optiques pour l'analyse spatiale et temporelle, institut national polytechnique de toulouse: thèse de doctorat, 2006.
- [Ior 2012] V. IORGA SIMAN, Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable, Université de Pitesti, Roumanie: Thèse de Doctorat, 2012.

- [Dem 2013] **H. W.R.DEMBINSKI**, In-cylinder Flow Characterisation of Heavy Duty Diesel Engines Using Combustion Image Velocimetry, Stockholm: Thèse de Doctorat, KTH Royal Institute of Technology, 2013.
- [Genz 2007] **C. L. GENZALE**, «A Computational Investigation into the Effects of Spray Targeting, Bowl Geometry and Swirl Ratio for Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine,» SAE paper, 2007.
- [Miles et al 2008] **P.MILES, C. ARCOUMANIS, T. KAMIMOTO**, «Turbulent Flow Structure in Direct Injection Swirl-Supported Diesel Engines,» pp. 173 -256, 2008.
- [Ander 2010] **Ö. ANDERSSON**, Diesel Combustion Handbook of Combustion., Sweden: Lund University, 2010.
- [Torr et al 2008] **A.TORREGROSA, P.OLMEDA, C.ROMERO**, «Revising Engine Heat Transfer,» Annals Of The Faculty Of Engineering Hunedoara – Journal Of Engineering, vol. V3, pp. 245-265, 2008.
- [Borm et al 1987] **G.BORMAN, K.NISHIWAKI**, Internal-combustion engine heat transfer, Progress in Energy and Combustion Science, 1987.
- [Urip et al 2007] **E.URIP, K.H.LIEW, S. L. YANG**, «Modeling IC Engine Conjugate Heat Transfer Using the,» Numerical Heat Transfer, vol. 52, p. 1–23, 2007.
- [Chiodi 2011] **M.CHIODI**, An innovative 3d-cfd- approach towards virtual development of internal combustion engines, Fachmedien Wiesbaden: Springer, 2011.
- [Klee et al 2001] **A.P. KLEEMANN, A.D. GOSMAN, K.B. BINDER**, «Heat Transfer In Diesel Engines: A Cfd Evaluation Study, Proceeding Of The Fifth International Symposium On Diagnostics And Modelling Of Combustion In Internal Combustion Engines,» Comodia, p. 123–131, 2001.
- [Boust 2006] **B.BOUST**, Étude Expérimentale Et Modélisation Des Pertes Thermiques Pariétales Lors De L'Interaction Flamme–Paroi Instationnaire, Université de Poitiers: Thèse de Doctorat, 2006.
- [Agri 2012] **A.AGRIRA**, Internal Combustion Engine Heat Transfer Transient Thermal, University of Southern Queensland: these doctorat, 2012.
- [Mart 2009] **L.MARTINEZ**, Simulation aux grandes échelles de l'injection de carburant Liquide dans les moteurs à combustion interne, Institut National Polytechnique de Toulouse: Thèse de doctorat, 2009.

BIBLIOGRAPHIE

- **[Boug 2011] R. BOUGUESSA**, Contribution à la simulation numérique de la combustion dans un moteur à allumage par compression, École Militaire Polytechnique Bordj El Bahri, Alger: Mémoire de Magistère, 2012. [29] **N.ASHGRIZ**, Handbook of Atomization and Sprays, University of Toronto: Springer New York Dordrech, 2011.
- **[Liu et al 2012] A. B. LIU, D. MATHER, R. D. REITZ**, «Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays,» 1993.
- **[Fuku 2012] K.FUKUDA**, Numerical Simul Ation Of Fuel Sprays In Diesel Engines, Canada: University of Windsor, 2012.
- **[Bouss 2010] K.BOUSSOUARA**, Etude Des Emissions Polluantes Et Des Moyens De Dépollution Dans Les Moteurs A Combustion Interne, Université de Constantine: Thèse de doctorat, 2010.
- **[Belm 2010] T.BELMRABET**, Contribution to numerical simulation of liquid-fuel sprays, École Militaire Polytechnique Bordj El Bahri,Alger: Thèse de Doctorat, 2010.
- **[Fichet 2008] V. FICHET**, Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée, Paris: Ecole Centrale Paris, 2008.
- **[Tara 2012] L.TARABET**, Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules, Alger: Thèse de Doctorat, EMP, 2012.
- **[Loun 2011] S.M.LOUNICI**, Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs, Université de Boumerdès: Thèse de Doctorat, 2011.
- **[Bilc 2003] A.BILCAN**, Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteur fonctionnant en dual-fuel, ENSTIM de Nantes: Thèse de Doctorat, 2003.
- **[Mani 2014] R.MANIMARAN**, «Computational Studies Of Swirl Ratio And Injection Timing on atomization in a direct injection diesel engine,» Frontiers in Heat and Mass Transfer, 2014.
- **[Bedf] F. BEDFORD**, Engine and Combustion Modeling Developments in Fluent 6.1, Fluent, Inc.
- **[Bench et al 2014] M.BENCHERIF et al**, «Turbulence Combustion Interaction in Dierct Injection Diesel Engine» Thermal Science, vol. 18, pp. 17-27, 2014.
- **[Dzeva 2008] B.DZEVAD**, «Investigation into the effect of different fuels on ignition delay of m-type diesel combustion process,» Thermal Science, vol. 12, pp. 103-114, 2008.
- **[Stew 2008] Xu (Stewart) Cheng**, "modeling injection and ignition in direct injection natural gas engines", Thèse de Doctorat Université Toronto, 2008.

- **[Berr 2011] Lyes Berrached**, "étude prospective de la demande d'énergie finale pour l'Algérie à l'horizon 2030", Mémoire de Magister, Université de Boumerdès, 2011.
 - **[Payk et al 2011] A. Paykani, R. Khoshbakhti Saray, A. M. Kousha1, M. T. Shervani Tabar1**, "performance and emission characteristics of dual fuel engines at part loads using simultaneous effect of exhaust gas recirculation and pre-heating of inlet air" , International Journal of Automotive Engineering (I J A E), Vol. 1, Number 2, June 2011, PP 53-67.
 - **[Kirti et al 2005] Kirti Bhandari, Akhil Bansal, Anuradha Shukla, Mukesh Khare**, "performance and emissions of natural gas fueled internal combustion engine: A review", Journal of Scientific & Industrial Research, Vol. 64, May 2005, PP 333-338.
- [Masood et al 2008] M. Masood, M. M. Ishratl**, "Computer simulation of hydrogen – diesel dual fuel exhaust gas emissions with experimental verification", Fuel, 87, 2008, PP 1372 – 1378.
- **[Kerk 2008] E. Kerkhof**, "Application of jatropa oil and biogas in a dual fuel engine for rural electrification", Memoir de Master, Université de Eindhoven, 2008.
 - **[Zeven 2001] Ron Zevenhoven**, "Non-ideal gases in diesel engine processes", First Biennial Meeting and General Section Meeting of The Scandinavian-Nordic Section of the Combustion Institute, Chalmers Univ. of Technol., Gothenburg, (Sweden) April 18- 20, 2001.
 - **[Arcou et al 2009] C. Arcoumanis T. Kamimoto**, "Flow and Combustion in Reciprocating Engines", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
 - **[Srid et al 2004] G Sridhar, P J Paul, H S Mukunda**, "Simulation of Fluid Flow in a High Compression Ratio Reciprocating Internal Combustion Engine", Combustion, Gasification and Propulsion Laboratory, Department of Aerospace Engineering, Indian Institute of Science, Bangalore 560012, India, 2004.
 - **[Bona et al 2007] F. Bonatesta, A. La Rocca, P.J. Shayler, E. Wahab**, "The Influence of Swirl Ratio on Soot Quantity and Distribution in the Cylinder of a Diesel Engine", Third European Combustion meeting ECM 2007.
 - **[Jian 2000] Jianyi Du**, "Combustion CFD Simulation", Thèse de Doctorat, Université de Laval Québec, Canada, 2000.
 - **[Izard 2006] Jean-François Izard**, "Contribution à la modélisation de la combustion nonprémélangée turbulente dans les écoulements rapides", Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2006.

BIBLIOGRAPHIE

- [Laksh et al 2009] **P A. Lakshminarayanan, Yogesh V. Aghay**, "Modelling Diesel Combustion", Springer Dordrecht Heidelberg London New York, 2009.
- [Mameri 2009] **Abdelbaki Mameri**, "Etude numérique de la combustion turbulente du prémélangée pauvre méthane/air enrichi à l'hydrogène", Thèse de Doctorat, Université d'Orléans, 2009.
- [Shi et al 2011] **Yu Shi, Hai-Wen Ge, Rolf D. Reitz**, "Computational Optimization of Internal Combustion Engines", Springer-Verlag, London, 2011.
- [Suzzi 2009] **Daniele Suzzi**, "Diesel Nozzle Flow and Spray Formation: Coupled Simulations with Real Engine Validation", Thèse de Doctorat, Institute de l'Aérospatiale Thermodynamique, Université de Stuttgart, Allemand, 2009.
- [Mads 2006] **Jesper Madsen**, "Computational and Experimental Study of Sprays from the Breakup of Water Sheets", Thèse de Doctorat, Université de Aalborg Esbjerg, Denmark, 2006.
- [Dumo 2004] **Nicolas Dumont**, "Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteur diesel", Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2004.
- [Beau] **Pierre-Arnaud Beau**, "Modélisation de l'atomisation d'un jet liquide Application aux sprays Diesel", thèse de doctorat, École Doctorale de l'Université de Rouen, CO-RIA.
- [Ashg 2011] **N. Ashgriz**, "Handbook of Atomization and Sprays", Springer New York Dordrecht Heidelberg London, 2011.
- [Mewes et al 2006] **D. Mewes and F. Mayinger**, "Mixture Formation in Internal Combustion Engines", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [Lorg 2012] **Victor Iorga-Simăn**, "Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable", Thèse de Doctorat, Université de Pitesti, Roumanie, 2012.
- [Warn et al 2006] **J. Warnatz, U. Maas, R.W. Dibble**, "Combustion (physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation)", Springer Verlag Berlin Heidelberg, 4th Edition, 1996, 1999, 2001, and 2006.
- [Prak et al 2011] **R. Prakash, R. K. Singh, S. Murugan**, "Performance and emission studies in a diesel engine using bio oil-diesel blends", 2nd International Conference on Environmental Science and Technology (IPCBEE), vol.6, IACSIT Press Singapore, 2011, PP 428- 433.

- **[Magbul et al 2012] S. Magbul Hussain, Dr. B. S; Prem Kumar, Dr. K. V. Kumar Reddy**, "CFD analysis of combustion and emissions to study the effect of compression ratio and biogas substitution in a diesel engine with experimental verification", International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST), Vol. 4, No.02, February 2012, PP 473- 492.
- **[Abdel 2011] W. A. Abdelghaffar**, "Performance and emissions of a diesel engine converted to dual diesel-CNG fuelling", European Journal of Scientific Research, Vol.56 No.2, 2011, PP 279-293.
- **[Ghare et al 2010] A. Gharehghani, S. M. Mirsalim, S. A. Jazayeri, M. Ghanbari** "Numerical Simulation of a New Dual Fuel (Diesel-Gas) D87 Engine with Multi-Dimensional CFD Model", Conseil International Des Machines à Combustion (CIMAC), Congress 2010, Bergen, paper number 233.
- **[Selim 2004] Mohamed Y.E. Selim**, "Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition", Energy Conversion and Management, 45, 2004, PP 411–425.
- **[Kora et al 2011] T. Korakianitis, A.M. Namasivayam, R.J. Crookes**, "Diesel and rapeseed methyl ester (RME) pilot fuels for hydrogen and natural gas dual-fuel combustion in compression–ignition engines", Fuel, 90, 2011, PP 2384–2395.
- **[Gozim 2014]** " Contribution à l'étude de transfert de chaleur dans le moteur diesel, 2014