

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire :

*L'influence de la durée d'injection sur les performances des moteurs diesel*

Présentés par :

OUSSAID Ibrahim

Soutenu publiquement le : 26 juin 2019, devant le jury :

Dr : KAID Noureddine	MCB	CU Naama	Président
Dr : NAIMA Khatir	MCA	CU Naama	Encadreur
Dr : AMEUR Houari	MCA	CU Naama	Examineur

Année universitaire 2018-2019

## ***Remerciement***

Mes louanges et mes grâces intarissables vont en premier lieu à **Dieu**, que son nom soit exalté, le tout-puissant qui m'a prodigué le courage, la volonté et la patience afin d'accomplir cette modeste œuvre.

Nous tenons par cette occasion à présenter nos vifs remerciements à tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Ma très grande reconnaissance va à mon cher encadreur **KHATIR NAIMA** pour leur soins exceptionnels et conseils judicieux.

qu'avec son noble esprit scientifique et sa modestie sans égale, m'a inculqué les vraies valeurs de la recherche et du savoir, pour finir ce présent travail, et de prévoir pour aller plus loin que ça.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Un remerciement spéciale à Mr **BOUIGHI Habib** qui m'a toujours encouragé et partagé avec moi de précieux moments de discussions fructueuses qui étaient toujours utiles pour l'avancement du travail de ce mémoire.

Nous remercions à **tous les enseignants** de l'institut des sciences et technologie au Centre Universitaire de Nâama.

Je tiens à remercier aussi **mes collègues** de post graduation.

# Dédicace

*J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.*

☉ *A mes **très chers parents**. Qui ont éclairé mon monde et le rempli par le vrai sens de la vie par leur amour, tout mon respect et affection en témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans ma vie.*

☉ *A ma chère **épouse**, pour son soutien, sacrifices et sa gentillesse sans égal, ton profond attachement c'est le secret de réussite.*

☉ *A ma **fille** Fatima Chaima qui m'a donnée l'esprit de vie, et A le nouveau venu à ma petite famille qui va honorer ce travail par sa naissance (incha llah).*

☉ *A Mes **frères** (Mohammed, Abdellali, Ahmed), et Ma **sœur** et les adorables **filles** (Hana, Hoda, Firdaousse et Aziza) et je vous réserve toujours une place dans mon cœur et mes pensées,*

☉ *A mon grand-père et ma grande mère.*

☉ *A tous les membres de ma famille.*

☉ *A mes enseignants depuis le primaire jusqu'à la mort.*

☉ *A tous mes Collègue de travail et mes Amis sans exception.*

☉ *A tout le groupe Energétique Promo 2019 ainsi que les étudiants du centre universitaire Salhi Ahmed -Naama-.*

OUSSAID Ibrahim

## Résumé

Notre choix a été posé sur le moteur diesel en raison de sa position dominante dans la vie quotidienne et environnementale tel que la propulsion marine et le transport terrestre, routier et ferroviaire, les voitures et les engins et la production d'électricité. L'amélioration progressive des performances du moteur diesel est nécessaire en terme de puissance et de réduction des émissions polluantes qui sont dangereuses et nocives à la fois pour l'environnement et l'être humain, à savoir (NOx, HC, les particules de suies et CO).

L'objectif de ce travail est d'améliorer les performances sans faire des modifications et changements géométriques coûteux sur le moteur et ce en jouant sur deux paramètres clés : la durée et l'instant de l'injection.

A cet effet on a choisi de faire simuler l'influence de la durée d'injection (15°V, 17.5°V et 20°V) sur les performances du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air pour deux instants d'injection (-20°V et -23°V) à l'aide d'un outil performant qui est le code CFD CONVERGE.

Au bout de ce travail nous avons conclu que **-20/15** (la durée d'injection 15°V à l'instant -20°V) a donné des améliorations en plus tel que un meilleur taux de dégagement de chaleur cumulative avec une pression élevée, aussi pour les émissions on a enregistré des quantités réduites des suies et les hydrocarbures imbrulés, et même l'émission de CO vers l'échappement, La grande quantité de CO<sub>2</sub> à **-20/15** justifie que c'est la meilleure combustion.

Et pour la quantité la plus réduite de NOx on a enregistré le meilleur résultat à **-20/20**.

**Mots clés :** moteur diesel, durée d'injection, instant d'injection, CONVERGE, simulation, performance, émissions.

## ملخص

وقع إختيارنا على محرك الديزل بسبب موقعه المهيمن في الحياة اليومية والبيئية مثل الدفع البحري والنقل البري والطرق والسكك الحديدية والسيارات والآلات وتوليد الكهرباء .. التحسن التدريجي في الأداء يعد ضرورياً لمحرك الديزل من حيث الطاقة وتقليل الانبعاثات الملوثة التي تعتبر خطرة ومضرة لكل من البيئة والإنسان ، وهي (أكاسيد النيتروجين ،الهيدروكربونات الغير محترقة، جزيئات الرماد، وأول أكسيد الكربون).

الهدف من هذا العمل هو تحسين أداء المحرك دون إجراء تغييرات أو تعديلات هندسية باهظة الثمن على المحرك ، وذلك من خلال الإعتماد على عاملين أساسيين: مدة الحقن ولحظة الحقن.

لهذا الغرض ، اخترنا محاكاة تأثير مدة الحقن (15، 17.5 و 20 درجة من العمود المرفقي ) على أداء محرك الديزل LISTER PETTER الذي يتم تبريده بالهواء، وهذا بإختيار لحظتي الحقن (- 20 و -23 درجة من العمود المرفقي) باستخدام برنامج قوي للمحاكاة يسمى CFD CONVERGE.

في نهاية هذا العمل ، استنتجنا أن -15/20 (مدة الحقن 15 درجة، في لحظة -20 درجة ) أعطى مزيداً من التحسينات مثل معدل إطلاق الحرارة التراكمي بكمية أفضل مع الضغط عالي، وكذلك بالنسبة للانبعاثات؛ فقد سجلت كميات منخفضة من جزيئات الرماد والهيدروكربونات الغير محترقة ، وحتى انبعاث أول أكسيد الكربون ، تبرر الكمية الكبيرة من ثاني أكسيد الكربون في -15/20 أنه أفضل احتراق.

ولأقل كمية من أكاسيد النيتروجين سجلنا أفضل نتيجة في -20/20.

**الكلمات المفتاحية:** محرك الديزل ، مدة الحقن ، لحظة الحقن ، برنامج CONVERGE ، المحاكاة ، الأداء ، الانبعاثات.

## Abstract

the diesel engine was chosen because of its dominant position in everyday life and environmental such as marine propulsion and land transport, road and rail, cars and machinery and electricity generation. Gradual improvement of the performance of the diesel engine is necessary in terms of power and reduction of polluting emissions that are dangerous and harmful for both the environment and the human being, namely (NO<sub>x</sub>, HC, particles PM and CO).

The objective of this work is to improve the performances without making expensive modifications and geometric changes on the engine and this by tweaking on two key parameters: the duration and the instant injection.

For this purpose we have chosen to simulate the influence of the injection timing (15 CAD, 17.5 CAD and 20 CAD) on the performance of the air-cooled LISTER PETTER diesel engine for two injection instant (- 20 CAD and -23 CAD) using a powerful tool that is the CFD CONVERGE code.

At the end of this work we concluded that **-20/15** (injection timing 15 CAD at injection instant -20 CAD) gave further improvements such as a better cumulative heat release rate with high pressure, also for emissions reduced amounts of amines and unburned hydrocarbons, and even the emission of CO to the exhaust, the large amount of CO<sub>2</sub> to **-20/15** justify that it is the best combustion.

And for the smallest amount of NO<sub>x</sub> we recorded the best result at **-20/20**.

**Key words:** diesel engine, injection timing, injection instant, CONVERGE, simulation, performance, emissions.

## Liste des figures

Figure 1 : Répartition des ventes des véhicules en 2004 en France. ....	20
Figure 2 : Progression de la vente des véhicules Diesel depuis 1990 et jusqu'à 2004.....	21
Figure 3 : Les principaux composants du moteur diesel à injection indirecte.....	22
Figure 4: Bloc moteur.....	22
Figure 5: Carter d'huile .....	23
Figure 6: Vue latérale et au-dessous d'une cylindrée démontable refroidie à air .....	23
Figure 7: Piston avec segments .....	24
Figure 8: La bielle.....	24
Figure 9: Vilebrequin.....	25
Figure 10: Volant moteur en contact avec le démarreur. ....	25
Figure 11: Culasse et soupapes.....	25
Figure 12: L'arbre à cames et les engrenages de distribution. ....	26
Figure 13: Système d'injection indirect.....	26
Figure 14 : Système d' injection directe. ....	27
Figure 15 : Les quatre temps du moteur Diesel.....	27
Figure 16: Principe de fonctionnement et diagramme de distribution .....	29
Figure 17 : Diagramme de Clapeyron du cycle diesel idéal.....	30
Figure 18 : Diagramme de Clapeyron du cycle mixte idéal .....	31
Figure 19 : Diagramme de Clapeyron du cycle réel.....	32
Figure 20 : Combustion Diesel et vues de l'injection directe dans la chambre de combustion. .....	35
Figure 21 : Radiographies du spray .....	36
Figure 22 : Courbe d'injection et leur effet sur la pression et le dégagement de chaleur. ..	36
Figure 23 : Physique du spray en sortie d'injecteur .....	37
Figure 24 : Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur.....	38
Figure 25: Système de suralimentation avec refroidissement. ....	42
Figure 26 : Système de recirculation des gaz d'échappement EGR.....	43
Figure 27 : Structure d'un filtre à particules monolithe céramique.....	44
Figure 28: Catalyseur d'oxydation. ....	45
Figure 29: Moyenne d'ensemble de la variable $\phi$ en fonction de l'angle vilebrequin .....	50

Figure 30:Schéma de principe du modèle KH-RT .....	55
Figure 31:Schéma de principe du modèle de Reitz. ....	56
Figure 32:La géométrie de la chambre de combustion en 3D et 2D. ....	69
Figure 33:Le maillage de la chambre de combustion.....	70
Figure 34 : Maillage de la chambre de combustion avec raffinement adaptatif à 60°V. ....	70
Figure 35: nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin. ....	71
Figure 36:Courbe de calage de pression cylindre.....	72
Figure 37:Influence de la durée d'injection sur la pression.....	74
Figure 38:Influence de la durée d'injection sur la température moyenne. ....	76
Figure 39: Champs de température à -12° , -7°, 8° et 43° Degré de vilebrequin. ....	77
Figure 40: Influence du durée d'injection sur le taux de dégagement de chaleur instantanée. .....	78
Figure 41: Influence du durée d'injection sur la phase de combustion contrôlée. ....	79
Figure 42: Influence du durée d'injection sur le taux de dégagement de chaleur cumulative. .....	80
Figure 43: Influence de la durée d'injection sur les émissions des NOx .....	81
Figure 44:Champs de distribution des NOx à 3°V et 18°V.....	82
Figure 45: Influence de la durée d'injection sur la formation des suies.....	83
Figure 46:Les contours des suies et la variation de rapport d'équivalence à 18°V.....	83
Figure 47:La variation de la quantité des hydrocarbures imbrulés. ....	84
Figure 48: Influence de la durée d'injection sur les émission CO.....	85
Figure 49:émissions CO à -7°, 8° et 58° Degré de vilebrequin.....	86
Figure 50:Influence de la durée d'injection sur les émission CO <sub>2</sub> . ....	87
Figure 51:Influence de la durée d'injection (15°,17.5° et 20°V) à l'instant -20° sur les émission CO <sub>2</sub> .....	87
Figure 52:Formation de CO <sub>2</sub> à -2° et 53° Degré de vilebrequin. ....	88

## Liste des tableaux

Tableau 1 : l'immatriculations de VP du parc automobile français par type d'énergie 2015-2016.....	20
Tableau 2 : Description des quatre temps.....	28
Tableau 3:caractéristiques techniques du moteur Diesel LISTER PETTER. ....	67
Tableau 4:Les valeurs des différents durées d'injection simulées. ....	68
Tableau 5:Les conditions initiales. ....	69
Tableau 6:Temps de résolution.....	71

## Nomenclature

$A$	Surface de contrôle
$A_{fr}$	Constante pré-exponentielle
$A$	Diffusivité thermique
$B_{rd}$	Nombre de transport de Spalding
$B$	Paramètre d'impact de collision
$b_{cr}$	Paramètre d'impact critique de collision
$a_m, b_m$	Coefficients stœchiométriques intégraux pour la réaction r
$CS$	Consommation spécifique
$C_D$	Coefficient de décharge
$C_p$	Chaleur spécifique du fluide
$C_{pm}$	Chaleur spécifique de l'espèce m
$C_{\varepsilon 1}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et $RNG \varepsilon - k$
$C_{\varepsilon 2}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et $RNG \varepsilon - k$
$D$	Coefficient de transport
$d_s$	Diamètre de suie
$E_a$	Energie d'activation
$E_c$	Energie cinétique
$F$	Vitesse de changement individuel d'une gouttelette
$F$	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes
$\dot{f}_{bu}$	Terme source de destruction
$\dot{f}_{coll}$	Terme source de collision
$\dot{f}_w$	Taux de chaleur par unité de surface de la paroi
$G$	Force d'inertie
$\Delta h_f^0$	Chaleur de formation de l'espèce m au zéro absolu
$h_m$	Enthalpie spécifique de l'espèce m
$I$	Matrice unité
$I$	Intensité de turbulence
$I_m$	Energie interne spécifique de l'espèce m
$J$	Vecteur du flux thermique
$K$	Energie cinétique
$K$	Coefficient de transport
$K_c^t(T)$	Constante d'équilibre
$K_{fr}, K_{br}$	Constante d'avancement
$L$	Chaleur latente
$L$	La Course du piston
$M_{m,r}$	Masse molaire
$\dot{m}_a$	Taux d'entraînement de l'air
$m_f$	Masse du carburant dans la zone considérée
$m_{fg}$	Masse du carburant vaporisé
$m_a$	Masse d'air dans cette zone
$N$	Vitesse de rotation du moteur
$N$	Normale à la surface de la paroi
$P$	Pression du fluide
$P_a$	Pression à l'admission

$P_e$	Pression à l'échappement
$P_{ch}$	Pression dans la chambre
$P_{inj}$	Pression d'injection
$P_{ox}$	Pression partielle de l'oxygène
$\dot{Q}^s$	Interactions de vaporisation
$\dot{Q}^c$	Chaleur chimique dégagée par réaction chimique
$R$	Vitesse de la gouttelette
$R_c$	Nombre de Reynolds critique
$R_0$	Constante universelle des gaz
$R^*$	Radical
$RH$	Hydrocarbure
$R$	Rayon de gouttelette
$S$	Pénétration du jet
$T$	Température du fluide
$\dot{T}$	Température de la gouttelette
$t$	Temps
$\Delta t$	Pas de temps
$T_{cu}$	Température de culasse
$T_{cy}$	Température du cylindre
$T_p$	Température des parois
$T_a$	Température d'admission
$T_f$	Température de carburant
$U$	Vitesse des gaz
$U$	Vitesse linéaire moyenne du piston
$u^*$	Vitesse de cisaillement
$u''$	Fluctuation de vitesse turbulente
$u_i$	Vitesse d'injection du carburant
$u, v, w$	Composantes du vecteur vitesse
$V$	Volume de contrôle
$W_m$	Masse moléculaire de l'espèce m
$w_{wall}$	Vitesse des parois
$X$	Vecteur de position
$x, y, z$	Coordonnées cartésiennes
$\ddot{y}$	Vitesse d'oscillation de la gouttelette
$\dot{y}$	Vitesse de changement d'une gouttelette
$Y_m^*$	Valeur de la fraction à l'équilibre thermodynamique
$Y_m$	Fraction massique de l'espèce m
$\bar{y}_m$	Moyenne du terme source de l'espèce
$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$	Vecteurs unitaires de la base cartésienne

## Notations Grecques

$\alpha_0, \beta_0$	Coefficient du schéma Quick
$\Gamma_\phi$	Coefficient de diffusion
$\mathcal{O}$	Tenseur des contraintes visqueuses
$\varepsilon$	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente
$\lambda$	Conductivité thermique.
$\mu$	Viscosité dynamique
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente
$\nu$	Viscosité cinématique
$\nu_t$	Viscosité cinématique turbulente
$\nu'_{m,r}, \nu''_{m,r}$	Coefficients stœchiométriques pour réactifs et produits
$\rho$	Masse volumique
$\rho_m$	Masse volumique de l'espèce
$\rho_s$	Masse volumique des suies
$\tau_c$	Echelle de temps caractéristique de la réaction chimique
$\tau_l$	Echelle de temps caractéristique laminaire
$\tau_t$	Echelle de temps caractéristique de la turbulence
$w_r$	Taux de réaction
$\Phi$	Scalaire
$\Phi'$	Moyenne de Favre.
$\alpha_d$	Coefficient de tension superficielle de liquide
$\zeta$	Nombre de Reynolds basé sur la vitesse des gaz relative à la paroi
$\Omega_{KH}$	Taux d'accroissement
$\rho^{spray}$	Terme source du jet
$\rho^{chem}$	Terme source chimique
$\Delta\theta$	Durée d'injection
$\lambda$	Longueur d'onde
$\nabla$	Laplacien

## Nombres sans dimension

$We$	Nombre de Weber
$Z$	Nombre d'Ohnesorge
$Ta$	Nombre de Taylor
$We_L$	Nombre de Weber liquide
$Re_L$	Nombre de Reynolds
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Sc$	Nombre de Schmidt
$Sh$	Nombre de Sherwood

## Abréviations

AI	Avance à l'Injection
AOA	Avance d'Ouverture d'Admission
AOE	Avance d'Ouverture d'Echappement
ABDC	After Bottom Dead Center
ABS	Acrylonitrile butadiène styrène
ABS-PC	Acrylonitrile butadiène styrène + Polycarbonate
AMR	Adaptive Mesh Refinement
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
ATDC	After Top Dead Center

BBDC	Before Bottom Dead Center
BTDC	Before Top Dead Center
CAD	Crank Angel Degre
CAO	La conception assistée par ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamic
DNS	Direct Numerical Simulation
EOI	End Of Injection
GUI	Graphical User Interface
HDP	Huile des déchets plastiques
LES	Large Eddy Simulation
MCI	Moteur à Combustion Interne
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
Pme	Pression moyenne effective
Pmi	Pression moyenne indiquée
Pmr	Pression moyenne résistante
RANS	Reynolds-Averaged Navier Stokes
RFA	Retard de Fermeture d'Admission
RFE	Retard de Fermeture d'Echappement
SOI	Start of injection
-20/15	l'injection à l'instant -20 °V avec un durée d'injection de 15°V
-20/17.5	l'injection à l'instant -20 °V avec un durée d'injection de 17.5°V
-20/20	l'injection à l'instant -20 °V avec un durée d'injection de 20°V
-23/15	l'injection à l'instant -23 °V avec un durée d'injection de 15°V
-23/17.5	l'injection à l'instant -23 °V avec un durée d'injection de 17.5°V
-23/20	l'injection à l'instant -23 °V avec un durée d'injection de 20°V

### Espèces chimique

O <sub>2</sub>	Oxygène moléculaire
N <sub>2</sub>	Azote moléculaire
NO <sub>x</sub>	Oxydes d'azote
H <sub>2</sub>	Hydrogène moléculaire
H <sub>2</sub> O	Eau
CO	Monoxyde de carbone
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
CH <sub>4</sub>	Méthane
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	Ethylène
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Ethane
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Propène
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propane
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Butane
HC	Hydrocarbures partiellement brûlés
PM	Particules

# Table des matières

Introduction .....	18
I- Généralité.....	19
I.1. Moteurs à combustion interne.....	19
I.1.1. La conversion de l'énergie .....	19
I.1.2. Les fluides moteurs.....	19
I.1.3. Le moteur Diesel & Essence .....	19
I.1.4. Répartition des ventes.....	20
I.2. Le moteur diesel.....	21
I.2.1. Historique .....	21
I.2.2. Définition.....	21
I.2.3. Principaux composants d'un moteur diesel.....	22
I.2.4. Classification des moteurs diesel selon le type d'injection .....	26
I.2.5. Les quatre temps .....	27
I.3. Diagramme de la distribution.....	28
I.3.1. L'avance à l'injection (AI) .....	28
I.3.2. L'avance à l'ouverture des soupapes d'admission (AOA).....	28
I.3.3. Le retard à la fermeture des soupapes d'admission (RFA) .....	28
I.3.4. L'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement (AOE) .....	29
I.3.5. Le retard à la fermeture des soupapes d'échappement (RFE).....	29
I.4. Cycles thermodynamique.....	29
I.4.1. Le cycle diesel idéal .....	30
I.4.2. Le cycle mixte idéal.....	31
I.4.3. Le cycle réel.....	32
I.5. Indicateurs de performance .....	32
Conclusion .....	34
II- L'injection et la Combustion dans un moteur diesel .....	35
Introduction .....	35
II.1. L'injection .....	35
II.1.1. Physique de l'injection directe.....	35
II.1.2. Radiographies du spray.....	36

II.1.3.	Le début de l'injection (SOI).....	36
II.1.4.	La fin de l'injection (EOI) .....	37
II.1.5.	La quantité de carburant injectée .....	37
II.1.6.	La durée d'injection.....	37
II.1.7.	physique du spray .....	37
II.2.	La combustion diesel.....	37
II.2.1.	Le délai d'auto-inflammation .....	37
II.2.2.	Température d'auto inflammation .....	38
II.2.3.	Caractéristiques du gazole .....	38
II.2.4.	L'indice de cétane .....	38
II.2.5.	Les processus de la combustion .....	38
II.2.6.	L'émissions polluantes.....	39
II.3.	Procédés de réduction des émissions de polluants .....	41
II.3.1.	l'avance à l'injection.....	41
II.3.2.	La suralimentation .....	41
II.3.3.	Refroidissement de l'air admis .....	42
II.3.4.	Recirculation des gaz d'échappement.....	42
II.3.5.	Filtre à particules.....	43
II.3.6.	Filtration.....	44
II.3.7.	Catalyseurs .....	44
	Conclusion.....	45
III-	Présentation du converge et formulation mathématiques.....	46
	Introduction .....	46
III.1.	Les équations gouvernantes .....	46
III.1.1.	Equation de continuité de l'espèce chimique m.....	47
III.1.2.	Equation de conservation de la masse totale.....	47
III.1.3.	Equation de conservation de quantité de mouvement.....	47
III.1.4.	Equation de conservation de l'énergie.....	48
III.1.5.	Equation de comportement du fluide .....	48
III.1.6.	Les relations d'état .....	49
III.2.	Calcul moyenne des équations en phase gazeuse.....	49
III.3.	Approche de résolution RANS.....	50

III.4.	Sous modèles physiques .....	51
III.4.1.	Modèle de Turbulence .....	52
III.4.2.	Modélisation du spray .....	53
III.4.3.	Formulation Mathématique.....	54
III.4.4.	Modèles d' atomisation.....	54
III.4.5.	Collision.....	57
III.4.6.	Modèle de dégagement de chaleur.....	58
III.4.7.	Modèle de transfert thermique (Loi de paroi).....	59
III.5.	Modèles chimiques.....	59
III.5.1.	Modélisation de la combustion turbulente.....	59
III.5.2.	Modèle d'Allumage.....	61
III.5.3.	Modèle de formations des polluants .....	61
III.6.	Description du code CFD CONVERGE .....	64
III.6.1.	Structure standard de Converge .....	64
III.6.2.	Techniques de maillage.....	65
III.6.3.	Etapas de résolution du problème .....	65
	Conclusion.....	66
IV-	Résultats et discussions .....	67
	Introduction .....	67
IV.1.	Propriétés du moteur utilisé.....	67
IV.2.	Pour quoi la simulation de la durée d'injection ?.....	68
IV.3.	Les valeurs utilisées à la simulation.....	68
IV.4.	La géométrie de la chambre de combustion.....	68
IV.5.	Conditions initiales.....	69
IV.6.	Conditions aux limites.....	69
IV.7.	Domaine du calcul.....	69
IV.8.	Raffinement de maillage adaptatif (AMR).....	70
IV.9.	Temps de résolution .....	71
IV.10.	Validation du code.....	72
IV.11.	Résultats et discussion .....	73
IV.11.1.	La pression.....	73
IV.11.2.	La température .....	75

IV.11.3. La chaleur dégagée .....	78
IV.11.4. L'influence de la durée d'injection sur les émissions polluantes .....	81
Conclusion.....	89
Conclusion générale .....	90

## **Introduction:**

Le moteur Diesel est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une remarquable flexibilité d'utilisation.

malgré la position dominante qu'il occupe maintenant dans de nombreuses applications, par exemple. la propulsion marine et le transport terrestre, routier et ferroviaire, il fait aujourd'hui l'objet d'un développement intensif et capable d'améliorations. Celles-ci garantiront au moteur diesel une place comme le moteur le plus efficace de combustion de combustible liquide encore dérive [1].

Du fait de ses bonnes performances économiques et de sa durabilité, le moteur diesel est désormais la norme pour les poids lourds en Europe et est de plus en plus répandu pour les voitures particulières, les utilitaires légers [2].

L'amélioration progressive des performances du moteur diesel est nécessaire à cause de leur importance et leur utilisation vaste et dominante, Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à plusieurs paramètres.

Diverses solutions ont été utilisées avec plus ou moins de réussite. Les choix techniques ont, dans le passé, été principalement dictés par le souci de réaliser la combustion le plus simplement possible en utilisant des moyens d'injection peu sophistiqués pour des raisons économiques.

Depuis quelques années, le besoin de solutions performantes et dépolluées force l'orientation vers des solutions techniques plus évoluées pour satisfaire les normes. Les objectifs peuvent être atteints par la combinaison de l'injection et de la chambre de combustion qui permet de maîtriser avec précision le mélange du combustible à l'air contenu dans la chambre de combustion [3].

Pour atteindre une combustion efficace et minimiser les émissions, l'optimisation de la combustion est nécessaire à la fois expérimentalement et par simulation. Il y a de nombreuses études concernant la modélisation de la combustion par pulvérisation turbulente, pour cela on a choisis de faire une simulation sur l'influence de la durée d'injection (15°V, 17.5°V et 20°V) sur les performance du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air à l'aide d'un code CFD performant qui est le code CONVERGE.

## **Problématique:**

En recherche à améliorer les performances du moteur tel que la puissance avec des émissions réduites, sans faire des modifications et changements géométrique coûteux.

Dans les moteurs Diesel, la combustion joue un rôle clé sur les performances et le bon fonctionnement du moteur Diesel. Ce secret peuvent être : début d'injection, délai à l'inflammation, la combustion non contrôlée, la combustion contrôlée, la postcombustion, la fin de l'injection, la pression maximale du cycle et de sa localisation et le taux des émissions polluants.

## **Objectif :**

L'objectif du projet est double, premièrement de faire l'étude, la recherche, la description des principaux composants et le mode de fonctionnement du moteur.

Le seconde est de faire un investigation numérique de l'influence de la durée d'injection ( $15^\circ\text{V}$ ,  $17.5^\circ\text{V}$  et  $20^\circ\text{V}$ ) sur les performance du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air à l'aide d'un code CFD fiable, compatible avec les MCI et puissant qui est appelé CONVERGE. Pour adopté le résultat qui répand au meilleurs Performances du moteur, prenons en considération les émissions polluantes.

## **Méthodologie de travail :**

Ce projet propose une approche pour étudier le cycle thermodynamique de la chambre de combustion de moteur Diesel en mode CTC en se basant sur un simulateur CFD CONVERGE, la validation des résultats numériques par des résultats expérimentaux.

## **Plan de travail :**

Ce mémoire est divisé en quatre (4) chapitres :

Commençons par une **introduction générale**.

**Le chapitre I :** présente une description générale du moteur Diesel : les composants du moteur, le principe de fonctionnement et les différentes paramètres thermodynamiques.

**Le chapitre II :** présentera le rôle de l'injection et le phénomène de combustion avec les émissions polluantes et quelques procédés de post-traitement.

**Le chapitre III :** Des formulations mathématiques et les équations gouvernantes utilisées dans le code de calcul CFD CONVERVE et la présentation de ce dernier.

**Le chapitre IV :** Exploitation des résultat obtenues par CONVERGE après validation par l'expérimentale, la discussion des résultats et le choix des meilleurs valeurs compatible au fonctionnement du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air.

Et enfin une **conclusion générale et perspectives**.

## **I- Généralité :**

L'un des moteurs principaux les plus courants est le moteur diesel. Avant de comprendre le fonctionnement du moteur, il faut acquérir une connaissance de base de ses composants. Ce chapitre passe en revue les principaux composants d'un moteur diesel générique.

### **I.1. Moteurs à combustion interne :**

Les types d'entraînement les plus couramment employés dans les véhicules sont les moteurs à combustion interne. Ils développent leur puissance en convertissant en chaleur l'énergie chimique contenue dans le carburant, puis en transformant cette chaleur en travail mécanique.

#### **I.1.1. La conversion de l'énergie :**

La conversion de l'énergie chimique en chaleur s'effectue par combustion et transformation de l'énergie calorifique en travail mécanique par l'action de celle-ci sur un fluide moteur dont la pression augmente tout d'abord et dont la détente successive produit un travail.

#### **I.1.2. Les fluides moteurs :**

Les fluides moteurs envisageables sont les liquides qui, par vaporisation, accroissent la pression de travail ou les gaz dont la pression de travail peut être augmentée par compression.

La combustion des carburants, généralement composés d'hydrocarbures, requiert de l'oxygène normalement introduit avec l'air d'admission. Si la combustion s'effectue dans la chambre de travail, il s'agit d'une combustion interne. Dans ce cas, les gaz de combustion servent directement de fluide moteur.

#### **I.1.3. Le moteur Diesel & Essence :**

Un moteur diesel est similaire au moteur à essence utilisé dans la plupart des voitures. Les deux moteurs sont des moteurs à combustion interne, ce qui signifie qu'ils brûlent le mélange air-carburant dans les cylindres. Les deux sont des moteurs alternatifs, entraînés par des pistons se déplaçant latéralement dans les deux sens. La majorité de leurs parties sont similaires. Bien qu'un moteur diesel et un moteur à essence fonctionnent avec des composants similaires, un moteur diesel, comparé à un moteur à essence de puissance égale, est plus lourd en raison de la robustesse accrue des matériaux utilisés pour résister aux forces dynamiques accrues des pressions de combustion plus élevées du moteur diesel.

La pression de combustion plus élevée résulte du taux de compression plus élevé utilisé par les moteurs diesel. Le taux de compression est une mesure de la force exercée par le moteur sur la compression des gaz dans le cylindre du moteur. Dans un moteur à essence, le taux de compression (qui contrôle la température de compression) est limité par le mélange air-carburant pénétrant dans les cylindres. La température d'inflammation plus basse de l'essence entraînera une inflammation avec un taux de compression inférieur à 10: 1. La voiture moyenne a un taux de compression de 7: 1. Dans un moteur diesel, des taux de compression allant de 14: 1 à 24: 1 sont couramment utilisés. Les taux de compression les plus élevés sont possibles car seul l'air est comprimé, puis le carburant est injecté. C'est l'un des facteurs qui permet au moteur diesel d'être très efficace [4].

### I.1.4. Répartition des ventes :

Dans le domaine automobile, on parle souvent de la diésélisation du parc, c'est-à-dire l'augmentation du nombre des véhicules équipés d'un moteur Diesel. Le moteur Diesel a des caractéristiques très intéressantes ; il a une meilleure efficacité énergétique par rapport à celle du moteur à essence de puissance comparable (les économies de la consommation du carburant sont comprises entre 20 et 30 %) et en même temps il a des avantages économiques (le prix final d'un litre de gazole est relativement plus bas que celui de l'essence dans les pays de l'Union Européenne alors que les prix des véhicules sont comparables). En France, la demande des véhicules Diesel en 2004 était plus que le double de celle des véhicules à essence (Figure1) [5].

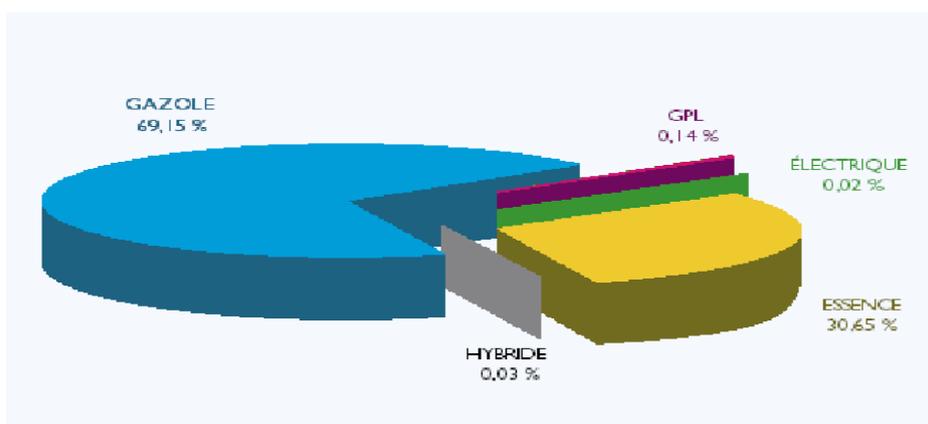


Figure 1 : Répartition des ventes des véhicules en 2004 en France [6].

Le tableau récapitulatif suivant montre l'immatriculations de voitures particulières du parc automobile français par type d'énergie entre l'année 2015 et 2016 (S) ; sachant que les véhicules particuliers présente 82 % du parc automobile, et le reste du parc c'est les véhicules utilitaires (camionnettes, camions, bus, etc.) qui sont généralement des véhicules diésels :

Type d'énergie	Essence	Diesel	Hybride (électrique + essence ou gazole)	Dont hybrides rechargeables	Électrique	Autre
2015	38.56%	57.22%	3.21%	0.29%	0.90%	0.1%
2016	43.82%	52.12%	2.90%	0.37%	1.08%	0.08%

Tableau 1 : l'immatriculations de VP du parc automobile français par type d'énergie 2015-2016

On a aussi remarqué un accroissement progressif sur la demande des véhicules Diesel depuis 1994 et jusqu'à 2004 (Figure 2), c'est ainsi qu'on parle de la diésélisation du parc automobile français [5].



Figure 2 : Progression de la vente des véhicules Diesel depuis 1990 et jusqu'à 2004

## I.2. Le moteur diesel :

### I.2.1. Historique :

Le moteur diesel moderne est né des principes de la combustion interne proposés par Sadi Carnot au début du XIXe siècle.

Le mérite du développement du moteur diesel revient à un ingénieur du nom de Rudolf Diesel (1858-1913), qui en 1897, mit au point un moteur à combustion interne dans lequel était utilisée la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible. Ce premier moteur diesel est un monocylindre stationnaire et pèse près de 5 tonnes. Il développe 20 chevaux-vapeur et tourne à 172 tours minute (RPM).

Dr. Rudolf Diesel a appliqué les principes de Sadi Carnot à un cycle ou à une méthode de combustion breveté qui est maintenant connu sous le nom de cycle "diesel". Son moteur breveté fonctionnait lorsque la chaleur dégagée lors de la compression de la charge d'air / carburant entraînait l'inflammation du mélange, qui se dilatait alors à pression constante pendant toute la course du moteur.

En outre, son premier moteur ne comportait aucun système de refroidissement. Par conséquent, entre l'extrême pression et le manque de refroidissement, le moteur a explosé et a presque tué son inventeur. Après avoir récupéré de ses blessures, Diesel a de nouveau essayé d'utiliser de l'huile comme carburant, en ajoutant une chemise d'eau de refroidissement autour du cylindre et en abaissant la pression de compression à environ 550 psi. Cette combinaison a finalement été couronnée de succès [4].

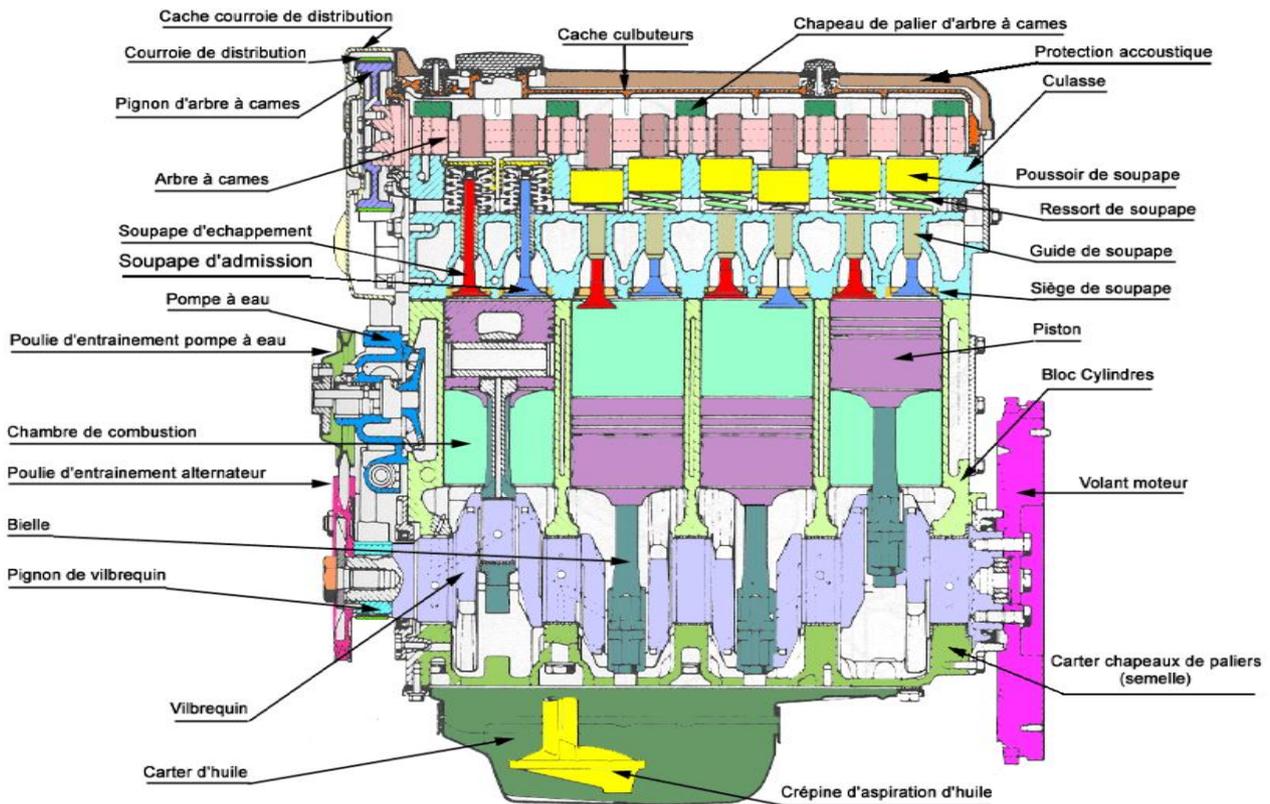
### I.2.2. Définition :

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne qui est capable de consommer des carburants lourds tels que gazole, fuel, mazout.

La combustion est déclenchée par auto-inflammation du carburant dans de l'air fortement comprimé.

Comme le moteur à essence, le moteur Diesel à quatre temps réalise les phases du cycle moteur en quatre courses de piston [7, 8].

### I.2.3. Principaux composants d'un moteur diesel [9] :



Coupe longitudinale d'un moteur Sofim 8140 (injection indirecte)

Figure 3 : Les principaux composants du moteur diesel à injection indirecte

#### I.2.3.a. Le bloc cylindre :

Le bloc-cylindres, est généralement constitué d'une seule unité en fonte.

Dans un moteur diesel refroidi par liquide, le bloc fournit également la structure et le cadre rigide pour les cylindres du moteur, les passages pour le liquide de refroidissement par eau et l'huile, ainsi que le support des paliers de vilebrequin et d'arbre à cames.

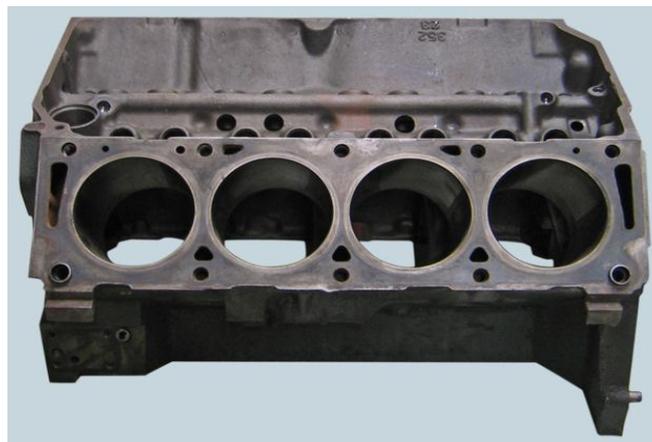


Figure 4: Bloc moteur

### ***1.2.3.b. Carter moteur et carter d'huile :***

Le carter moteur est généralement situé au bas du bloc-cylindres. Est défini comme la zone située autour de vilebrequin et des roulements de vilebrequin. Cette zone englobe les contrepoids de vilebrequin et de vilebrequin en rotation et dirige le retour d'huile dans le carter d'huile. Le carter d'huile est situé au bas du carter moteur, comme illustré à figure suivante. Le carter d'huile récupère et stocke la réserve d'huile de lubrification du moteur.



*Figure 5: Carter d'huile*

### ***1.2.3.c. Manchon de cylindre ou alésage :***

Les moteurs diesel utilisent l'un des deux types de cylindres. Dans un type, chaque cylindre est simplement usiné ou percé dans la coulée en bloc, faisant du bloc et des cylindres une partie intégrante. Dans le second type, un manchon en acier usiné est pressé dans le bloc coulé pour former le cylindre. Quelle que soit la méthode choisie, le manchon ou l'alésage du cylindre fournit au moteur la structure cylindrique nécessaire pour confiner les gaz de combustion et pour servir de guide aux pistons du moteur.

Le volume délimité par l'alésage est appelé chambre de combustion et constitue l'espace où le carburant est brûlé.



*Figure 6: Vue latérale et au-dessous d'une cylindrée démontable refroidie à air*

### ***1.2.3.d. Piston et segments :***

Le piston transforme l'énergie des gaz en expansion en énergie mécanique. Le piston monte dans la chemise de cylindre ou le manchon.

Les pistons sont généralement fabriqués en alliages d'aluminium ou de fonte.

Pour empêcher les gaz de combustion, contourner le piston et limiter les frottements au minimum, chaque piston est entouré de plusieurs anneaux métalliques, Ces bagues servent d'étanchéité entre le piston et la paroi du cylindre et permettent également de réduire les frottements en minimisant la surface de contact entre le piston et la paroi du cylindre.

Les bagues sont généralement en fonte et recouvertes de chrome ou de molybdène. La plupart des pistons de moteur diesel ont plusieurs segments, généralement de 2 à 5, chaque segment remplissant une fonction distincte. Le ou les anneaux supérieurs servent principalement de joint d'étanchéité. Le ou les anneaux intermédiaires servent d'anneaux d'essuie-glace pour éliminer et contrôler la quantité de film d'huile sur les parois du cylindre. La (les) bague (s) inférieure (s) est une bague de graissage et garantit qu'une réserve d'huile de lubrification est déposée uniformément sur les parois du cylindre.



*Figure 7: Piston avec segments*

#### ***1.2.3.e. Bielle :***

La bielle relie le piston au vilebrequin. Les tiges sont fabriquées à partir d'acier forgé et traité thermiquement pour fournir la résistance requise. Chaque extrémité de la tige est percée, l'alésage supérieur le plus petit se raccordant à l'axe du piston (poignet) dans le piston, L'extrémité du grand alésage de la tige est fendue en deux et boulonnée pour permettre à la tige d'être attaché au vilebrequin. Certaines bielles de moteur diesel sont percées au centre pour permettre à l'huile de remonter du vilebrequin et de pénétrer dans l'axe de piston et le piston pour la lubrification.



*Figure 8: La bielle*

#### ***1.2.3.f. Vilebrequin :***

Le vilebrequin transforme le mouvement linéaire des pistons en un mouvement de rotation qui est transmis à la charge. Les vilebrequins sont en acier forgé, est usiné pour produire les surfaces de roulement de vilebrequin et de bielle. Les roulements de la tige sont excentriques ou décalés par rapport au centre du vilebrequin. Cette excentration convertit le mouvement alternatif (de haut en bas) du piston en un mouvement de rotation du vilebrequin. La quantité de décalage détermine la course (distance parcourue par le piston) du moteur.



Figure 9: Vilebrequin

### ***1.2.3.g. Volant :***

Le volant est situé à une extrémité du vilebrequin et remplit trois fonctions. Premièrement, grâce à son inertie, il réduit les vibrations en atténuant la course de puissance lors du déclenchement de chaque cylindre.

Deuxièmement, il s'agit de la surface de montage utilisée pour fixer le moteur à sa charge. Troisièmement, sur certains moteurs diesel, le volant d'inertie a des dents autour de son périmètre qui permettent le démarrage des moteurs pour engager et démarrer le diesel.



Figure 10: Volant moteur en contact avec le démarreur.

### ***1.2.3.h. Culasses et soupapes :***

Les culasses d'un moteur diesel remplissent plusieurs fonctions. Premièrement, ils fournissent le joint supérieur pour l'alésage du cylindre. Deuxièmement, ils fournissent la structure contenant les soupapes d'échappement et les soupapes d'admission, l'injecteur de carburant et les liaisons nécessaires.

Les soupapes sont situées dans la tête du moteur permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés.



Figure 11: Culasse et soupapes

### ***1.2.3.i. Engrenages de distribution, arbre à cames et Mécanisme de soupape :***

Pour qu'un moteur diesel fonctionne, tous ses composants doivent remplir leurs fonctions à des intervalles très précis par rapport au mouvement du piston.

Pour ce faire, un composant appelé arbre à cames.

Un arbre à cames est une longue barre avec des lobes excentriques en forme d'œuf, un lobe pour chaque soupape et injecteur de carburant. Chaque lobe a un suiveur. Lorsque l'arbre à cames tourne, le suiveur est forcé vers le haut et vers le bas lorsqu'il suit le profil du lobe de la came. Les suiveurs sont reliés aux soupapes et aux injecteurs de carburant du moteur par divers types de liaisons appelées tiges de poussée et culbuteurs.



*Figure 12: L'arbre à cames et les engrenages de distribution.*

### ***1.2.3.j. Systèmes de support de moteur diesel :***

Un moteur diesel nécessite cinq systèmes de support pour fonctionner: refroidissement, lubrification, injection de carburant, admission d'air et échappement.

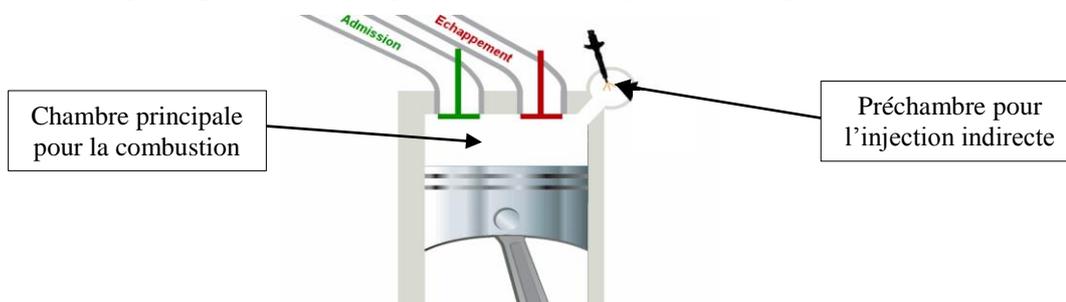
### **1.2.4. Classification des moteurs diesel selon le type d'injection:**

Le système d'injection Diesel contribue directement à la distribution du carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. Il a ainsi un impact évident sur la consommation de carburant ainsi que sur les émissions polluantes et sonores des moteurs [10].

#### ***1.2.4.a. L'injection indirecte Diesel :***

Le principe de ce type de moteur consiste à séparer la chambre de combustion en deux :

- une préchambre ou chambre de turbulence située le plus généralement dans la culasse et dans laquelle l'injection a lieu ;
- une chambre principale délimitée par la culasse, le cylindre et le piston [11].



*Figure 13: Système d'injection indirect.*

### 1.2.4.a. L'injection directe Diesel :

Ce terme recouvre les moteurs Diesel où l'injection et la combustion ont lieu dans un volume au-dessus du piston. Dans cette famille, nous distinguons les moteurs à chambre ouverte et les moteurs à chambre fermée [11]. (voir figure 14).

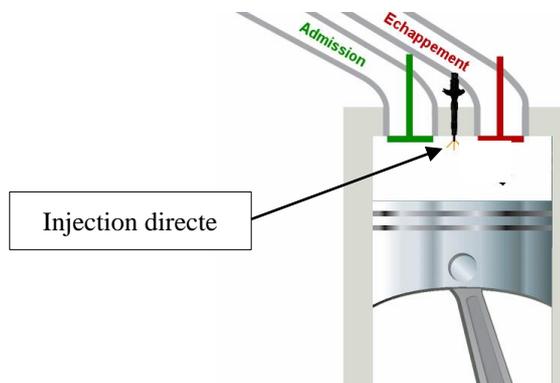


Figure 14 : Système d'injection directe.

### 1.2.5. Les quatre temps :

Le type de moteur diesel le plus utilisé de nos jours est celui qui utilise des pistons alternatifs et utilise un cycle de fonctionnement à quatre temps (voir figure 15). Lors de la première course (course d'admission), la soupape d'admission s'ouvre pendant que le piston descend de sa position la plus haute dans le cylindre (la plus proche de la culasse) jusqu'à sa position la plus basse. Cela attire l'air dans le cylindre au cours du processus. Lors de la deuxième course (course de compression), la soupape d'admission se ferme et le piston remonte dans le cylindre. Cela comprime l'air et, par conséquent, le chauffe à une température élevée, généralement supérieure à  $540^{\circ}\text{C}$  ( $1\ 000^{\circ}\text{F}$ ). Vers la fin de la course de compression, du carburant est injecté dans le cylindre. Après un court délai, le carburant s'enflamme spontanément, un processus appelé auto-inflammation. Les gaz chauds produits par la combustion du carburant augmentent encore la pression dans le cylindre, poussant le piston vers le bas (course de détente ou de puissance); l'énergie de combustion est transformée en énergie mécanique. La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston est à nouveau proche de sa position la plus basse, de sorte que lorsque le piston revient à sa position la plus haute (course d'échappement), la plupart des gaz brûlés sont expulsés du cylindre [12].

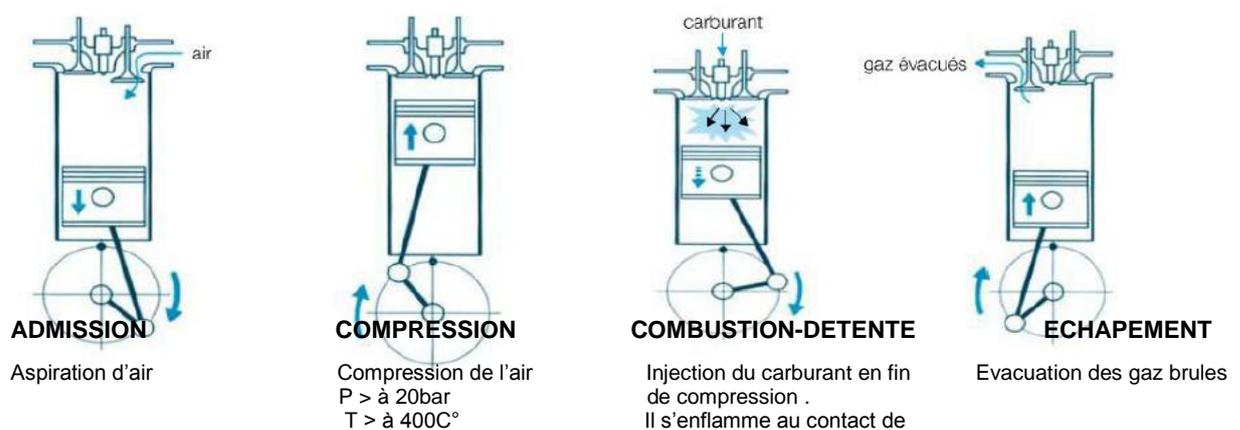


Figure 15 : Les quatre temps du moteur Diesel [8].

Le tableau ci-dessous montre le déroulement des quatre temps d'un moteur MCI :

Numéro du temps	Nom de la phase	Déplacements		Positions des soupapes		Opérations
		Piston	Vilebrequin	Adm.	Échap.	
1 <sup>er</sup> temps	Admission	↓	1/2 tour	O*	F*	Le piston en descendant crée une baisse de pression favorisant l'aspiration des gaz ou de l'air.
2 <sup>e</sup> temps	Compression	↑	1/2 tour	F	F	Le piston comprime les gaz jusqu'à ce qu'ils n'occupent plus que la chambre de combustion (pression + chaleur).
3 <sup>e</sup> temps	Inflammation-détente Temps moteur	↓	1/2 tour	F	F	L'étincelle d'une bougie (pour un moteur essence) ou l'injection de gazole comprimé (pour un moteur Diesel) enflamme le mélange. La chaleur dégagée dilate le gaz qui pousse violemment le piston vers le bas.
4 <sup>e</sup> temps	Échappement	↑	1/2 tour	F	O	En remontant, le piston chasse les gaz brûlés. Le moteur est à nouveau prêt à effectuer le premier temps.

Tableau 2 : Description des quatre temps [8].

### I.3. Diagramme de la distribution :

On appelle « distribution » l'ensemble des organes qui réalisent l'ouverture et la fermeture des conduits d'admission et d'échappement, ainsi que des éléments qui effectuent leur commande. Le rôle de la distribution est de commander l'ouverture et la fermeture des soupapes. Un certain nombre de réglages est défini par le constructeur afin d'optimiser le remplissage et la vidange du cylindre et ainsi le processus de combustion au cours du cycle moteur. Ces réglages sont représentés sous la forme d'un diagramme dit de distribution (Figure 16). [13] :

#### I.3.1. L'avance à l'injection (AI) :

L'injection de carburant débute avant le passage du piston au PMH afin de tenir compte du délai d'auto-inflammation du carburant. La pression dans la chambre de combustion doit être maximale quelques degrés après le PMH.

#### I.3.2. L'avance à l'ouverture des soupapes d'admission (AOA) :

Les soupapes d'admission s'ouvrent avant le passage du piston au PMH afin de tenir compte de l'inertie de l'air frais dans les conduites d'admission.

#### I.3.3. Le retard à la fermeture des soupapes d'admission (RFA) :

Les soupapes d'admission se ferment après le passage du piston au PMB. Le remplissage du cylindre se poursuit malgré la remontée du piston du fait de l'inertie des gaz frais.

### I.3.4. L'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement (AOE) :

Les soupapes d'échappement s'ouvrent avant le passage du piston au PMB. L'évacuation des gaz brûlés débute grâce à la pression résiduelle régnant dans la chambre de combustion.

### I.3.5. Le retard à la fermeture des soupapes d'échappement (RFE) :

Les soupapes d'échappement se ferment après le passage du piston au PMH. L'air frais entrant en phase d'admission balaie les gaz brûlés résiduels.

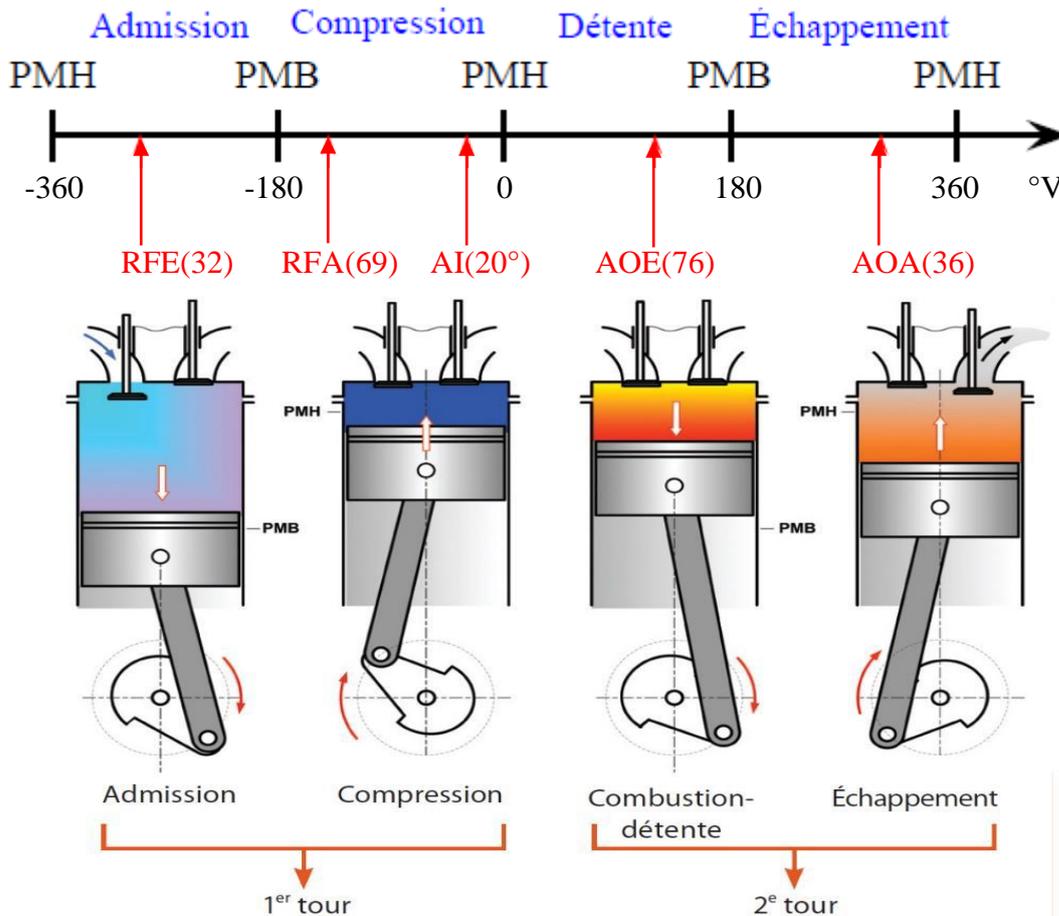


Figure 16: Principe de fonctionnement et diagramme de distribution

## I.4. Cycles thermodynamique :

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie thermique puis à l'énergie mécanique directement exploitable sur le vilebrequin du moteur. Les hypothèses sur lesquelles le cycle thermodynamique théorique est basé sont les suivantes :

- L'air est considéré comme un gaz parfait à volume constant et pression constante ;
- Les processus de compression et de détente sont considérés comme adiabatiques et réversibles (on néglige les effets du transfert de chaleur et du frottement mécanique) ;
- Le cycle est fermé (les variations d'énergie sur un cycle sont nulles) ;

- Les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles.

#### I.4.1. Le cycle diesel idéal :

Les transformations subies par le fluide au cours du cycle théorique défini par Rudolph Diesel sont les suivantes [14] :

- O→A : Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare OA :  $P_O = P_A = P_a$  (avec  $P_a$  la pression atmosphérique).
- A→B : Compression isentropique (sans échange de chaleur avec les parois du moteur).
- B→C : Combustion instantanée du gaz à pression constante le long de la droite isobare BC
- C→D : Détente isentropique du gaz chaud qui ramène le volume à  $V_A$ , mais à une pression au point PD supérieure à celle de l'atmosphère.
- D→A : Échappement des gaz brûlés à volume constant. Retour au point de départ O.

Le fluide fournit un travail ( $W < 0$ ), reçoit une quantité de chaleur ( $Q_{BC} > 0$ ) et libère une quantité de chaleur ( $Q_{DA} < 0$ ) (voir figure 17).

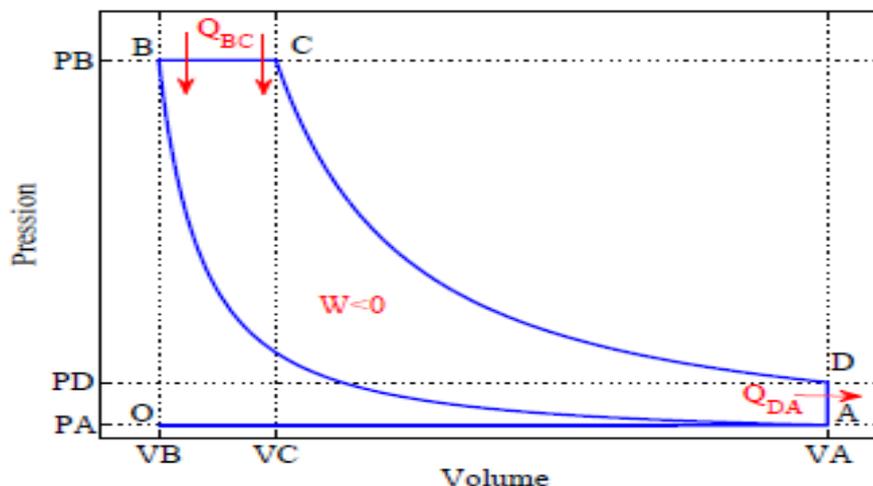


Figure 17 : Diagramme de Clapeyron du cycle diesel idéal [13] .

Le rendement thermodynamique du cycle diesel idéal, défini comme le rapport entre le travail fourni et la quantité de chaleur apportée au système en phase de combustion est alors égal à :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{BC}} \quad \text{Équation I-1}$$

L'application du premier principe de la thermodynamique, la variation d'énergie de système s'écrit :

$$\Delta E = W_{cycle} + Q_{BC} + Q_{DA} = 0 \quad \text{Équation I-2}$$

$$\text{Le rendement thermodynamique s'écrit : } \eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{DA}|}{Q_{BC}} \quad \text{Équation I-3}$$

$$\text{La quantité de chaleur reçue : } Q_{BC} = m_{cp}(T_C - T_B) \quad \text{Équation I-4}$$

La quantité de chaleur libérée :  $Q_{DA} = m_{cv}(T_A - T_D)$  Équation I-5

Le rendement thermodynamique devient :  $\eta_{th} = 1 - \frac{(T_D - T_A)}{\gamma(T_C - T_B)}$  avec  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  Équation I-6

Avec  $C_p$  et  $C_v$ , la capacité thermique massique à pression et volume constant respectivement.

Le fluide est un gaz parfait donc on pose  $PV^{\gamma-1} = C^{ste}$ .

On a le taux de compression volumétrique :  $r_c = \frac{V_A}{V_B}$  ;

et le taux de coupure (ou d'injection):  $\beta = \frac{V_C}{V_B} = \frac{T_C}{T_B}$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\beta^{\gamma}-1)}{\gamma[r_c^{\gamma-1}](\beta-1)} \quad \text{Équation I-7}$$

**I.4.2. Le cycle mixte idéal :**

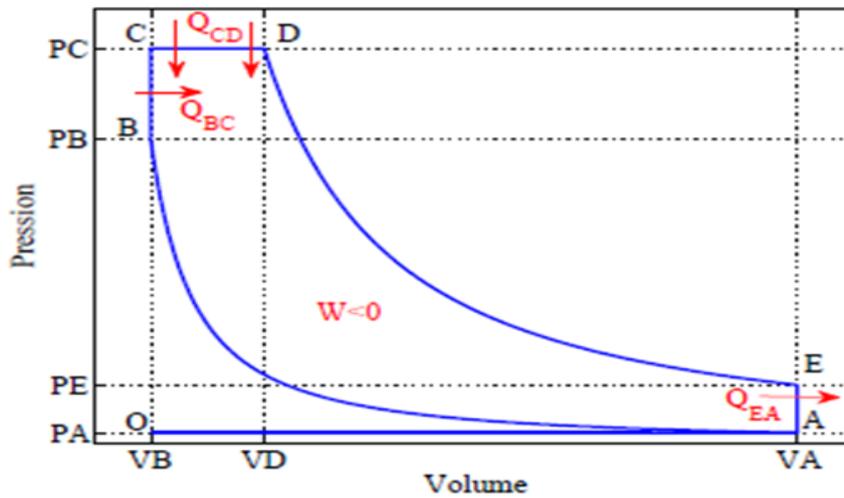


Figure 18 : Diagramme de Clapeyron du cycle mixte idéal

L'hypothèse qui se rapproche le mieux de l'évolution de la combustion dans les moteurs Diesel est celle de l'apport de chaleur à pression et volume constants [14] (Figure 18).

D'après le 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique le travail net s'écrit en fonction des quantités de chaleur fournies et cédées par le fluide [15] :

$$W_{net} = Q_{BC} + Q_{CD} + Q_{EA} = m_{cv}(T_C - T_B) + m_{cp}(T_D - T_C) - m_{cv}(T_E - T_A) \quad \text{Équation 0-8}$$

Avec la quantité de chaleur apportée au système est :  $Q_a = Q_{BC} + Q_{CD}$

$$\text{Le rendement thermodynamique est : } \eta_{th} = 1 - \frac{(T_E - T_A)}{(T_C - T_B) + \gamma(T_D - T_C)} \quad \text{Équation I-9}$$

On a :  $r_c = \frac{V_A}{V_B}$  ;  $k = \frac{P_C}{P_B}$  (Rapport de pression) ;  $\beta = \frac{V_D}{V_C} = \frac{T_D}{T_C}$  ;  $\frac{V_E}{V_D} = \frac{r_c}{\beta}$  donne :

$$\frac{T_B}{T_A} = r_c^{\gamma-1} ; \quad \frac{T_C}{T_B} = k ; \quad \frac{T_D}{T_C} = \beta ; \quad \frac{T_E}{T_D} = \left[\frac{\beta}{r_c}\right]^{\gamma-1}$$

$$\text{Le rendement thermodynamique devient : } \eta_{th} = 1 - \frac{(k\beta^{\gamma}-1)}{\gamma k[r_c^{\gamma-1}](\beta-1) + (k-1)} \quad \text{Équation 0-10}$$

k est le rapport entre la pression maximale  $P_C$  et la pression en fin de compression  $P_B$ . Plus ce rapport est grand, meilleur est le rendement. Le rendement du cycle mixte est légèrement supérieur à celui du cycle diesel. Lorsque  $k = 1$ , le rendement du cycle mixte est égal à celui du cycle diesel [13].

### I.4.3. Le cycle réel :

Les expressions des rendements des cycles théoriques figure (17) et (18) ne sont valables que si les hypothèses simplificatrices précédentes sont respectées. En pratique, le diagramme réel s'écarte du diagramme théorique principalement à cause des pertes subies par le fluide au cours du cycle (pertes de chaleur aux parois par exemple). Le diagramme du cycle réel est généralement inscrit dans celui du cycle théorique. La comparaison des cycles réel et théorique permet de localiser les pertes affectant le rendement du moteur . Voir La figure (19)

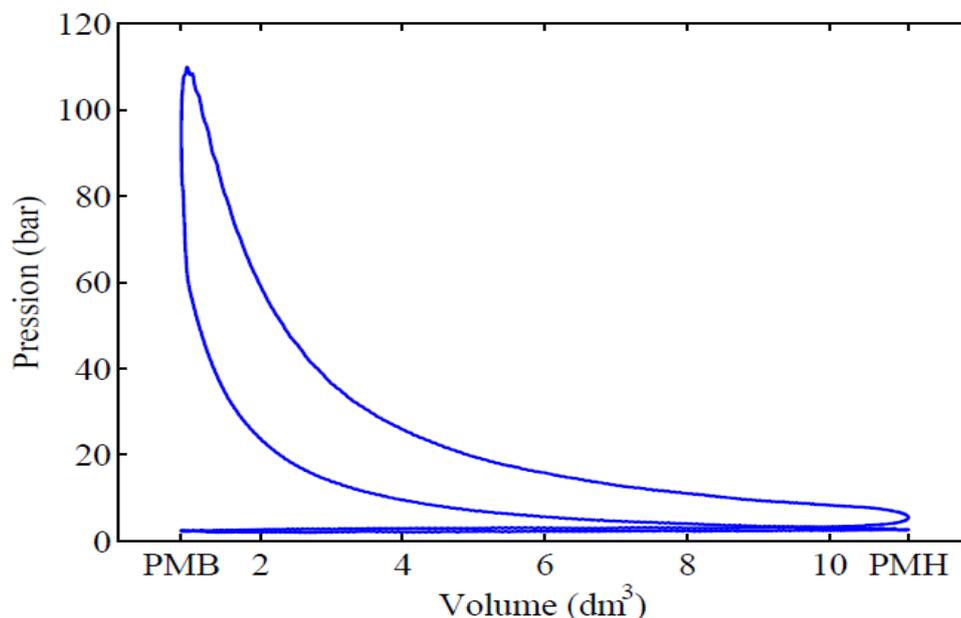


Figure 19 : Diagramme de Clapeyron du cycle réel [13].

### I.5. Indicateurs de performance :

Les principales grandeurs à l'évaluation des performances du moteur Diesel sont :

- Le travail indiqué ( $W_i$ ) : c'est la force de pression créée par la combustion des gaz et transmise au piston pendant un cycle du moteur. ( $W_i$ ) représente la surface fermée du diagramme de Clapeyron [16] :

$$W_i = - \int p dV$$

- La puissance indiquée ( $P_i$ ) : c'est la puissance fournie au piston du moteur

$$P_i = \frac{W_i \times N}{2}$$

Avec N le nombre de tours par minute (régime moteur).

- La puissance effective ( $P_e$ ) est la puissance disponible développée sur l'arbre moteur

$$P_e = C \cdot \omega$$

avec  $C$  est le couple moteur en N.m, et  $\omega$  c'est la vitesse angulaire en (rad/s)

$$P_e = \frac{W_e \times N}{2}$$

- La puissance perdue par frottement ( $P_f$ ) respecte la relation :

$$P_f = P_i - P_e$$

- La pression moyenne indiquée (**PMI**) : c'est la pression constante appliquée à surface du piston pendant sa course motrice PMI

$$PMI = \frac{\text{travail indiqué par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_i}{V_d}$$

- La pression moyenne effective (**PME**):

$$PME = \frac{\text{travail effectif par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_e}{V_d}$$

- La différence entre la PMI et la PME est conséquente aux pertes par frottements ; on introduit alors la pression moyenne de frottement [16]:

$$PMF = PMI - PME$$

- La consommation spécifique effective (**CSE**) : c'est la consommation du moteur en combustible en fonction de la puissance effective  $P_e$

$$CSE = \frac{\dot{m}_c}{P_e}$$

Où  $\dot{m}_c$  est la masse de combustible.

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

$$\eta_e = \frac{|W_e|}{Q_{\text{comb}}}$$

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

$$Q_{\text{comb}} = m_f \text{ PCI}$$

- Le rendement mécanique  $\eta_{\text{mec}}$  : c'est le rapport entre le travail disponible sur le vilebrequin  $W_e$  et le travail indiqué des gaz sur le piston  $W_i$ :

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{W_e}{W_i}$$

**Conclusion :**

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur le moteur diesel leur importance et position stratégique dans le marché automobile, ces principaux composants et le principe de fonctionnement, aussi les différents cycles thermodynamique et les indices de performances.

## II- L'injection et la Combustion dans un moteur diesel :

### Introduction :

L'injection est un dispositif d'alimentation des moteurs à combustion, permettant d'acheminer le carburant dans la chambre de combustion directement ou un peu en amont.

Préférée au carburateur afin d'améliorer le rendement moteur, l'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur électronique.

Dans les moteurs Diesel, la qualité de la combustion dépendra de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange. Les moteurs devront être équipés de systèmes d'injection capables de réaliser le mélange air carburant ensemble et sous des pressions élevées. le moteur diesel fonctionne en effet par auto-allumage : l'allumage du mélange se fait spontanément en raison de la température élevée de l'air et des rapports volumétriques très élevés.

### II.1. L'injection :

L'injection de carburant diesel dans un moteur joue un rôle important dans le développement de la combustion dans le cylindre du moteur. On peut soutenir que le composant le plus influent du moteur diesel est l'équipement d'injection de carburant; même des défauts mineurs peuvent entraîner une perte importante d'efficacité de la combustion et une augmentation des émissions et du bruit du moteur [17].

#### II.1.1. Physique de l'injection directe:

L'injection directe est une technique majeure largement utilisée sur les moteurs Diesel et maintenant sur les moteurs à allumage commandé. Elle consiste à mettre du carburant sous pression et à le libérer dans la chambre de combustion à l'aide de l'ouverture de l'aiguille ou de la soupape de l'injecteur. Son rôle principal est de propulser un nuage de fines gouttes dans la chambre de combustion. Les gouttes doivent être suffisamment fines et bien réparties pour que l'évaporation soit rapide et homogène. Le but final étant de limiter la consommation et les polluants.

Les injecteurs sur les moteurs Diesel sont dotés de plusieurs trous figure (20) et produisent des sprays de type cônes pleins alors que les injecteurs sur les moteurs à allumage commandé n'ont qu'une seule section de sortie et produisent un spray de type cône creux [18].



Figure 20 : Combustion Diesel et vues de l'injection directe dans la chambre de combustion.

### II.1.2. Radiographies du spray :

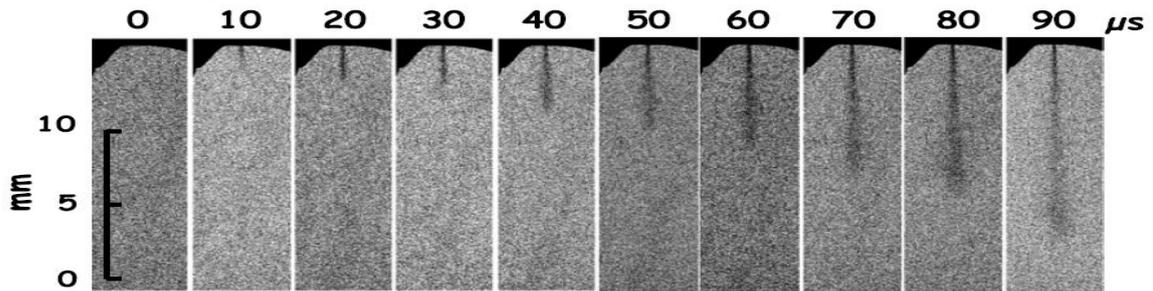


Figure 21 : Radiographies du spray

La figure (21) montre un exemple de Radiographies du spray au travers d'un injecteur à 6 trous d'un diamètre de  $110 \mu\text{m}$ . La pression de rail est de 800 bars, la durée d'injection de  $500 \mu\text{s}$ , la chambre d'injection est à la pression atmosphérique. Chaque cliché est le résultat d'une moyenne sur 1000 tirs. L'incrément en temps est de  $10 \mu\text{s}$  du début de l'injection (à gauche) jusqu'à  $90 \mu\text{s}$  après, sur la radiographie de droite pour laquelle l'expansion est mesurée sur 14mm [19].

### II.1.3. Le début de l'injection (SOI) :

ou l'instant de l'injection est le moment où l'injection de carburant dans la chambre de combustion commence. Il est généralement exprimé en degrés d'angle de vilebrequin (CAD) au voisinage de PMH de la course de compression. Dans certains cas, il est important de faire la distinction entre le SOI indiqué et le SOI réel. Le SOI est souvent indiqué par un paramètre facile à mesurer, tel que le moment où un déclencheur électronique est envoyé à l'injecteur ou le signal d'un capteur de levée d'aiguille qui indique quand la soupape à aiguille de l'injecteur commence à s'ouvrir. Le point du cycle où cela se produit est le SOI indiqué. En raison de la réponse mécanique de l'injecteur, il peut y avoir un délai entre le SOI indiqué et le SOI réel lorsque le carburant sort de l'injecteur dans la chambre de combustion. La différence entre le SOI réel et le SOI indiqué correspond au retard de l'injecteur [20]. la figure (22) :

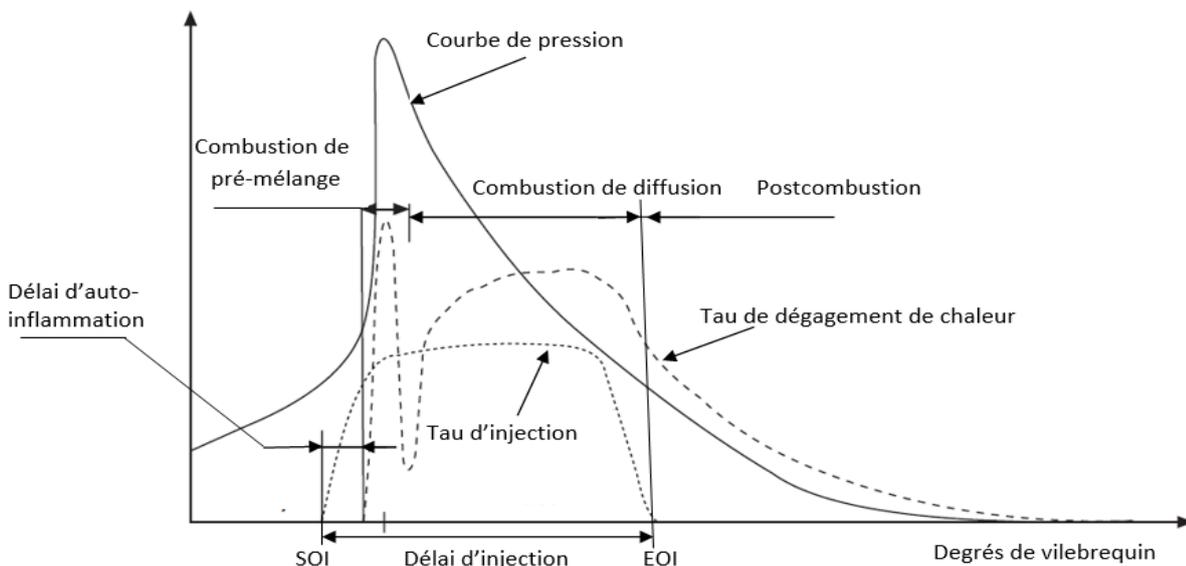


Figure 22 : Courbe d'injection et leur effet sur la pression et le dégagement de chaleur [21].

#### II.1.4. La fin de l'injection (EOI) :

Correspond au temps du cycle où l'injection de carburant s'arrête. Voir la figure(22)

#### II.1.5. La quantité de carburant injectée :

Est la quantité de carburant fournie à un cylindre de moteur par course de puissance. Il est souvent exprimé en  $\text{mm}^3/\text{s}$  ou en  $\text{mg}/\text{s}$ .

#### II.1.6. La durée d'injection :

Est la période de temps pendant laquelle le carburant entre dans la chambre de combustion depuis l'injecteur. C'est la différence entre EOI et SOI et est liée à la quantité d'injection.[20]. Voir la figure(22), peut être exprimée en  $\mu\text{s}$  ou bien en degré d'angle de vilebrequin(CAD).

#### II.1.7. physique du spray :

Dans la chambre de combustion, selon la géométrie de l'injecteur, la vitesse de sortie du carburant et le milieu gazeux dans lequel on injecte, le jet de liquide s'atomise, se disperse, apporte de l'énergie cinétique turbulente au gaz et s'évapore. Différentes structures turbulentes se forment au sein du spray.[18].

L'atomisation primaire en sortie d'injecteur consiste en l'éclatement du jet liquide en de nombreuses structures de grande échelle, Dans l'atomisation secondaire, Les gouttes les plus grosses se séparent en gouttes plus petites par interaction avec le gaz Voir la figure (21) et (23).

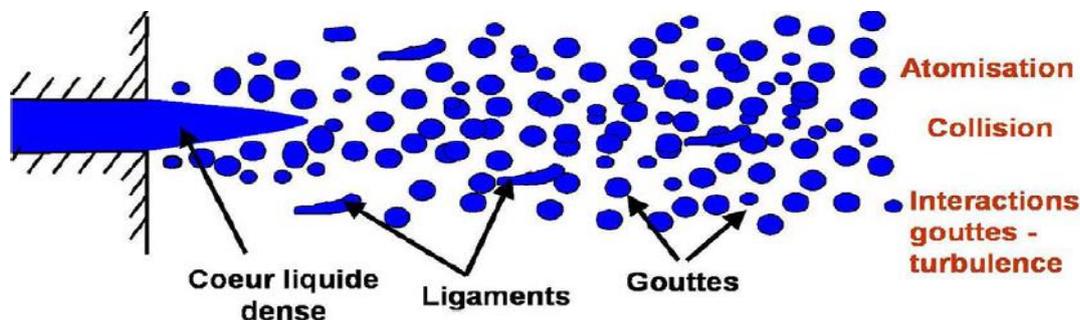


Figure 23 : Physique du spray en sortie d'injecteur [18].

### II.2. La combustion diesel :

La combustion Diesel se caractérise par une inflammation spontanée du mélange combustible-comburant quand il est porté dans les conditions de température et de pression requises. Dans un moteur à allumage par compression classique à quatre temps et à injection directe [22].

#### II.2.1. Le délai d'auto-inflammation :

Le délai d'auto-inflammation total est la durée qui s'écoule entre le moment où l'on commence à injecter le combustible dans la chambre de combustion et l'instant où la combustion débute, Le délai d'auto-inflammation total est généralement séparé en deux périodes distinctes [22]:

### II.2.1.a. Délai physique :

Au cours de la première période, le combustible est "préparé" pour la combustion. Après l'injection, des processus physiques se succèdent: atomisation du jet de gazole liquide, échauffement et évaporation des gouttelettes de carburant puis mélange avec l'air présent dans la chambre de combustion. Cet intervalle de temps est appelé délai physique.

### II.2.1.b. Délai chimique :

Après ce délai physique, vient une période pendant laquelle des radicaux libres, formés dans le mélange combustible-air, déclenchent un mécanisme de réactions en chaîne conduisant à l'inflammation du mélange: c'est le délai chimique.

### II.2.2. Température d'auto inflammation :

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

### II.2.3. Caractéristiques du gazole :

Le gazole possède un pouvoir calorifique de 10 000 kcal/kg, il s'enflamme spontanément à une température de 400 °C.

L'indice de cétane est le nombre qui caractérise la vitesse d'inflammation du gazole par rapport à deux hydrocarbures connus : le cétane et l'alpha-méthyle-naphtalène [8].

### II.2.4. L'indice de cétane :

l'indice de cétane traduit la proportion de cétane contenu dans un mélange d'hydrocarbures de référence dont le délai d'inflammation est identique à celui du combustible testé.

Plus l'indice de cétane d'un carburant est élevé, plus le délai d'auto-inflammation est court et inversement [16].

### II.2.5. Les processus de la combustion :

La combustion dans un moteur Diesel est divisée en quatre phases distinctes [14] Voir la figure (24) et (22) :

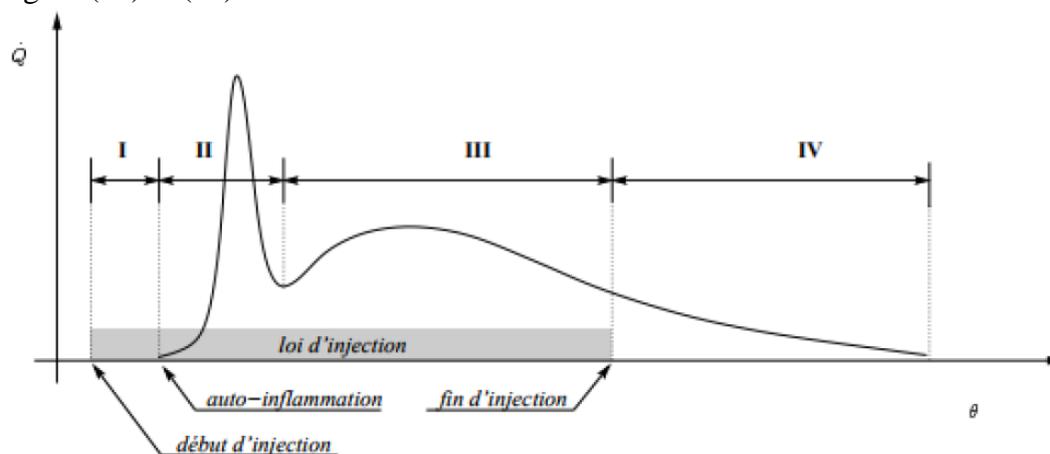


Figure 24 : Évolution de la vitesse de dégagement de chaleur.

**II.2.5.a. Le délai à l'inflammation (I) :**

C'est le temps qui s'écoule entre le début d'introduction du combustible dans la chambre de combustion et son auto inflammation, dans les conditions de pression et température de la chambre de combustion.

**II.2.5.b. La combustion non contrôlée (II) :**

Le carburant accumulé durant la période du délai d'inflammation est brûlé très rapidement ce qui entraîne une augmentation rapide de la pression. La combustion non contrôlée commence quelque degré avant le point mort haut et se termine quelque degré après le point mort haut. Le taux d'augmentation de la pression dépend de la quantité de carburant présente à la fin du délai d'inflammation, des degrés de rotation de vilebrequin, et du modèle de pulvérisation. Durant cette période le combustible continue d'être injecté et brûlé.

**II.2.5.c. La combustion contrôlée (III) :**

À la fin de la phase de la combustion non contrôlée, la combustion se termine, le carburant brûle au fur et à mesure qu'il est injecté dans la chambre de combustion. La combustion instantanée est assurée par la pression et la température dégagées lors de la partie non contrôlée. Suivant le fonctionnement (plein ou faible régime) du moteur, la période d'injection et combustion contrôlée change. Si le moteur fonctionne à plein régime, la période d'injection et de la combustion contrôlée sont plus longues par rapport au fonctionnement du moteur à faible régime. Pour un régime donné, la combustion contrôlée est constante ce qui signifie que le maximum de la pression dans la chambre de combustion est la même, peu importe la charge.

**II.2.5.d. La postcombustion ou la combustion tardive (IV) :**

La combustion se continue après la combustion contrôlée parce que le carburant injecté n'est pas brûlé complètement. Les particules de carburants non brûlés à cause du manque d'oxygène au moment d'injection.

**II.2.6. L'émissions polluantes :**

Les polluants produits au cours du processus de combustion du moteur peuvent être classés comme suit, en fonction de leur cause [21] :

- Polluants causés par une combustion incomplète (suie, monoxyde de carbone CO, les hydrocarbures imbrulés HC) :

**La formation de suie** : est facilitée par les composants de départ riches en carbone et non saturés. De plus, les hydrocarbures cycliques produisent plus de suie que les composés en chaîne.

**Le monoxyde de carbone** : est un produit intermédiaire de l'oxydation des hydrocarbures dans la chambre de combustion. Nouvelle oxydation du CO en CO<sub>2</sub> (combustion complète,  $\text{CO} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}$ ), est particulièrement gêné dans les zones où l'air est localement insuffisant (mélange fin incomplet) en raison de la «trempe à la flamme» sur les murs froids et si **le temps de séjour** dans la chambre de combustion est insuffisant.

**Les hydrocarbures non brûlés :** L'émission d'hydrocarbures imbrûlés, ou plus généralement de produits organiques, provient de combustion incomplète des hydrocarbures. Contrairement au CO et aux NO<sub>x</sub>, qui se forment en phase homogène à haute température au sein du fluide, les HC imbrûlés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse.

- Polluants produits à la suite de réactions secondaires indésirables (NO<sub>x</sub>) :

Le terme oxyde d'azote (NO<sub>x</sub>) désigne un groupe de composés chimiques à base d'azote et d'oxygène ayant des relations variables d'atome à atome. NO est la principale composante des NO<sub>x</sub> (> 90%). Le monoxyde d'azote (NO) est essentiellement produit de trois manières différentes au cours des processus de combustion :

**NO thermique :** se forme à des températures élevées ( $T > 2200$  K) dans le composant brûlé du milieu de travail (plage post-flamme) à partir d'azote moléculaire dans l'air de combustion. Ce processus est initié par des radicaux oxygène et assisté par des radicaux OH

**NO instantané :** est également formé à partir d'azote atmosphérique, mais à l'intérieur de la zone de réaction principale de combustion d'hydrocarbures enrichie en radicaux (zone de flamme).

**NO du carburant :** est formé par l'oxydation de l'azote chimiquement lié au carburant. Avant d'entrer dans la zone de combustion, l'azote présent dans le carburant est converti en radicaux qui s'oxydent partiellement pour former du NO dans la zone des flammes.

Compte tenu de la nature hétérogène du mélange air-carburant dans les moteurs diesel, les émissions de NO<sub>x</sub> et de particules sont importantes.

La formation rapide de NO<sub>x</sub> commence après le début du dégagement de chaleur. Peu de temps après la fin du dégagement de chaleur, la période de formation rapide de NO<sub>x</sub> se termine car les températures du gaz brûlé diminuent en raison du mélange avec du gaz en vrac froid et de la dilatation de la charge.

Le rapport d'équivalence carburant-air est un autre facteur important influant sur la formation de NO<sub>x</sub>. À mesure que le rapport d'équivalence devient plus maigre, le NO et le NO<sub>2</sub> diminuent de manière significative comme prévu. Le NO<sub>2</sub> présente toutefois une tendance opposée à celle du NO, ce qui entraîne une augmentation du rapport NO<sub>2</sub> / NO<sub>x</sub> dans des conditions moins sévères. Le NO<sub>2</sub> atteint un pic avec un rapport d'équivalence proche de 0,25. Le rapport d'équivalence plus pauvre indique des charges plus basses et des températures de gaz en volume plus basses qui favorisent la formation de NO<sub>2</sub> [23].

- Les polluants qui sont les produits de réactions avec des impuretés dans le carburant (SO<sub>2</sub>) :

**Particules :** Les émissions de particules des moteurs Diesel comprennent trois principaux éléments : les suies produites pendant la combustion, les hydrocarbures lourds condensés ou adsorbés par les suies, ainsi que les sulfates. La plus grande quantité de la masse résiduelle de particules est constituée d'hydrocarbures lourds adsorbés ou condensés dans les suies – c'est la fraction organique soluble (SOF : Soluble Organic

Fraction) des particules. Elle provient, d'une part, de l'huile de lubrification imbrûlée, dégagée par les parois du cylindre sous forme de vapeur en présence des gaz chauds au cours du temps moteur, et d'autre part, du carburant imbrûlé et des composants produits pendant la combustion [24].

### ***II.2.6.a. Différentes formes de combustion :***

Homogène : comburant et carburant sont pré mélangés dans un rapport donné. Exemples : moteur à allumage commandé, chalumeau.

Hétérogène : la combustion a lieu à la frontière entre comburant et carburant. Comburant et carburant peuvent être tous les deux ou l'un ou l'autre : solides, liquides ou gazeux.

Stratifiée : comburant et carburant sont pré-mélangés dans un rapport variable compris entre une valeur permettant l'inflammation et le rapport caractérisant la présence de comburant pur. Exemple : moteur à charge stratifiée.

## **II.3. Procédés de réduction des émissions de polluants [11]:**

nous allons traiter globalement des procédés particuliers qui peuvent être mis en œuvre, sachant qu'ils sont de manière générale adaptables aux divers types de moteurs.

Trois objectifs apparaissent prioritaires pour les évolutions à court et moyen terme :

- obligation de réduire la production d'oxydes d'azote dans la chambre de combustion, puisqu'il est en pratique très difficile de les éliminer a posteriori dans les gaz d'échappement ;
- obligation de réduire les consommations du fait de l'effet de serre provoqué par les émissions de gaz carbonique ;
- abaissement des émissions d'imbrûlés.

### **II.3.1. L'avance à l'injection :**

Les variations d'avance à l'injection qui son notre point d'intérêt ont, selon le point de fonctionnement du moteur, des effets très variables sur les émissions de NO<sub>x</sub>, d'hydrocarbures imbrûlés et de particules solides.

Il y a donc intérêt à faire varier l'avance à l'injection en fonction du point de fonctionnement, en particulier en fonction du régime et de la charge, mais aussi en fonction de l'état thermique du moteur.

Le fait de fonctionner avec une avance plus élevée à haut régime accroît les émissions de NO<sub>x</sub> mais réduit très sensiblement la consommation. La puissance maximale du moteur est alors moins dégradée, ce qui donne un compromis un peu plus avantageux. pour cela l'avance doit être faible pour réduire les émissions de NO<sub>x</sub>.

### **II.3.2. La suralimentation :**

Par installation d'un turbocompresseur à l'admission (partie compresseur) entraîné par les gaz d'échappements (partie turbine) ou bien un compresseur mécanique entraîné par courroie couplé directement avec la rotation moteur a fin de comprime l'air dans la pipe d'admission.

Il y a donc un meilleur remplissage des cylindres. ,cette installation a pour rôle d'augmenter le rendement du moteur par une meilleure admission d'air dans les cylindres et une combustion plus importante de carburant.

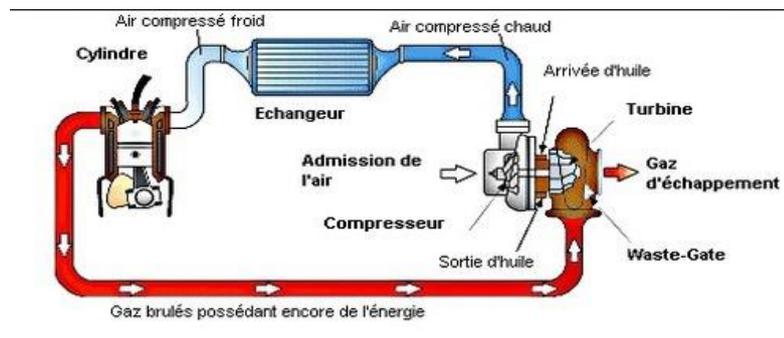


Figure 25: Système de suralimentation avec refroidissement.

### II.3.3. Refroidissement de l'air admis :

L'obtention de faibles émissions de  $\text{NO}_x$  passe par des températures de combustion aussi faibles que possible.

Un des éléments actuellement largement utilisé pour les moteurs suralimentés est le refroidissement intermédiaire entre la sortie du compresseur et l'admission du moteur. Il permet d'utiliser au mieux la suralimentation en conservant la pression qui accroît le remplissage des cylindres et en éliminant la température qui tend à le réduire.

Le refroidissement intermédiaire apporte en majorité des avantages :

- accroissement des quantités d'air disponible ;
- accroissement du couple et de la puissance ;
- réduction des émissions de fumées ;
- réduction des émissions d'oxydes d'azote.

Pour les points de fonctionnement à faible charge où il y a arrosage des parois, il est préférable de fonctionner avec des températures d'admission plus élevées pour réduire ces arrosages et les émissions d'hydrocarbures et de particules résultantes. Dans ces cas, le refroidisseur intermédiaire est directement néfaste, les gains en quantité d'air qu'il apporte sont peu utiles puisqu'il s'agit de fonctionnements à faible charge. Il est alors préférable de by-passer le refroidisseur pour profiter de l'échauffement de l'air dans le compresseur.

Cette solution peu coûteuse est largement généralisée sur les *moteurs Diesel suralimentés* pour véhicules de tourisme, Figure (25).

### II.3.4. Recirculation des gaz d'échappement :

La recirculation des gaz d'échappement consiste à alimenter le moteur par un mélange d'air frais et de gaz d'échappement. Ce procédé est souvent appelé EGR (*Exhaust Gases Recirculation*).

Il permet d'abaisser efficacement les émissions de  $\text{NO}_x$ , en réduisant les concentrations locales en oxygène et en abaissant plus ou moins les températures maximales de flamme atteinte lors de la combustion, selon le refroidissement préalable des gaz recirculés.

Cette quantité de gaz d'échappement recirculée, remplace une quantité de l'air admis frais. A cet effet la température de la combustion diminue, donc les ( $\text{NO}_x$ ) aussi.

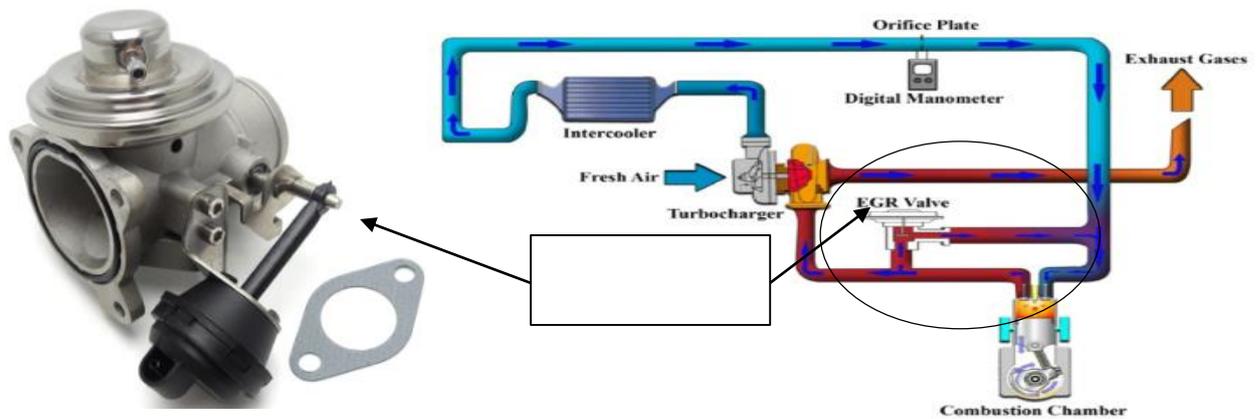


Figure 26 : Système de recirculation des gaz d'échappement EGR

### II.3.5. Filtre à particules

Dans la mesure où toutes les suies n'ont pas pu être brûlées dans la chambre de combustion, il est possible de les détruire en aval par un *filtre à particules*, dit aussi *trap-oxidizer*.

De par son principe, il ne peut agir que sur les particules qui sont captées à la température où les gaz d'échappement les traversent :

— pour des températures de gaz supérieures à  $180\text{ C}^\circ$  environ, les hydrocarbures HC imbrûlés sont présents en phase gazeuse. Il ne faut donc pas compter sur le filtre à particules pour réduire les émissions de HC pour des charges supérieures à 1/4 de la pleine charge ;

— à basse charge, une partie des HC peut se condenser en amont du filtre à particules et y être captée. Les gouttelettes de HC condensées sont mouillantes et colmatent les pores du filtre beaucoup plus rapidement que les suies.

Malgré sa dénomination de filtre à particules, il faut donc le réserver pour ce qu'il peut réellement faire, c'est-à-dire réduire la contribution des suies aux émissions de particules solides.

Il faudra donc prévoir les modes de fonctionnement suivants :

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

### II.3.6. Filtration :

Pour la rétention des suies, trois technologies se dégagent.

#### II.3.6.a. *Filtre monolithe céramique :*

Ce type de filtre a usuellement une structure en nid d'abeilles, ce qui accroît la surface de filtration. La rétention des suies se fait en surface, avec un seuil de filtration lié à la taille des pores du média filtrant.

Il présente comme avantages essentiels, une efficacité de rétention élevée des particules qui atteint 80 à 90 %.

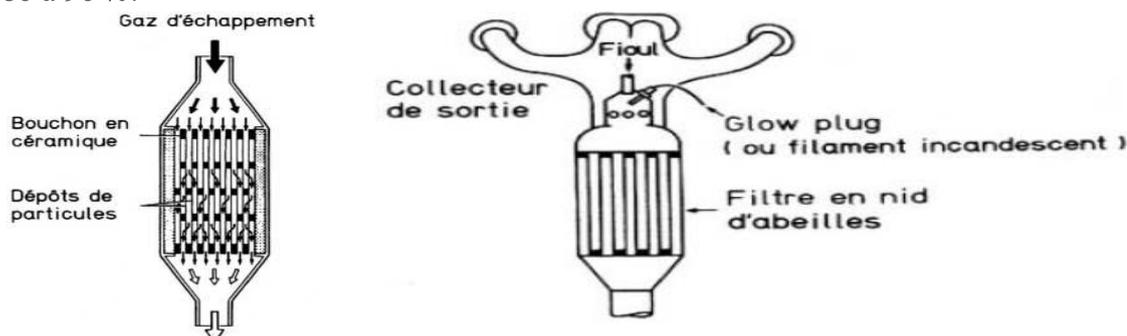


Figure 27 : Structure d'un filtre à particules monolithe céramique.

#### II.3.6.b. *Filtre métallique :*

Ce filtre est constitué d'un réseau de fils métalliques enrobés d'un dépôt catalytique ; il fonctionne en filtration volumique. Les efficacités sont plus faibles qu'avec un monolithe céramique, mais la capacité de rétention avant colmatage est plus grande.

#### II.3.6.c. *Filtre en mousse de céramique :*

Ce type fonctionne en filtration massique, ce qui lui confère une bonne perméabilité, de fortes capacités de rétention avant colmatage et des efficacités de rétention moyennes de 50 à 80 % en fonction de la texture utilisée. Cette technologie se prête bien à l'imprégnation catalytique. Ces filtres sont moins sensibles que les monolithes céramiques à la fissuration, mais l'assemblage avec l'enveloppe métallique est plus délicat.

### II.3.7. Catalyseurs :

Les catalyseurs d'oxydation permettent de transformer en aval des soupapes d'échappement les hydrocarbures HC imbrûlés et le monoxyde de carbone en produits moins toxiques tels que le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) et l'eau ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Contrairement aux filtres à particules, les catalyseurs d'oxydations ne posent pas le problème de colmatage par accumulation d'un produit solide retenu.

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

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

Il faut signaler que la recirculation des gaz d'échappement permet de relever les températures d'échappement et d'élargir légèrement le domaine où le catalyseur peut fonctionner.

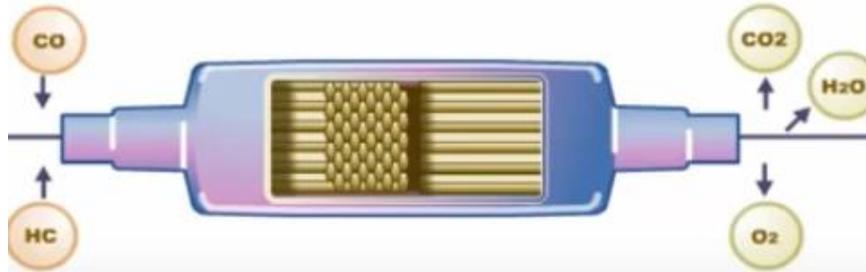


Figure 28: Catalyseur d'oxydation.

### Conclusion :

Dans ce chapitre on a fait des recherches bibliographiques sur l'injection et la combustion dans les moteurs Diesel.

L'injection et la combustion jouent un rôle très important sur les performances et les émissions des polluants, et ça rend leurs améliorations indispensables et inévitables.

Donc la compréhension de ce phénomène est obligatoire pour faire une investigation numérique sur les meilleurs points de fonctionnements du moteur notamment ( le mode d'injection, l'instant et la durée d'injection, la consommation, délai d'auto-inflammation, les phases de la combustion, les émissions et le taux des émissions ...et plusieurs autres paramètres).

### III- Présentation du converge et formulation mathématiques :

Dans ce chapitre on expose les équations gouvernantes dans la dynamique de l'écoulement des fluides, utilisées dans notre code de calcul CFD CONVERGE, et la présentation de ce dernier.

#### Introduction :

La dynamique de l'écoulement des fluides est régie par des équations décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Des équations supplémentaires décrivent la turbulence et le transport des scalaires et des espèces passives. Ce chapitre décrit les équations principales utilisées dans CONVERGE.

#### III.1. Les équations gouvernantes :

Les équations qui régissent un écoulement tridimensionnel général de fluides sont appelées les équations de Navier-Stokes.

Des équations supplémentaires pour la modélisation de la pulvérisation, de la chimie et de la turbulence sont données dans les sections suivantes. Ces équations décrivent le bilan de masse (espèces totales et individuelles), de quantité de mouvement et d'énergie dans un écoulement turbulent compressif instable.

ces équations sont écrites en notation vectorielle. Les vecteurs unitaires dans les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$  sont représentés par;

$$\vec{X} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$$

L'opérateur de vecteur  $\nabla$  est donné par :

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

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

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

où  $t$  est le temps. Une équation d'équilibre général pour une variable  $\phi$  sur un élément contient des termes dus à :

- Changement causé par un flux à travers la surface dû à la diffusion, à la conduction thermique, au transport de quantité de mouvement, à la convection, etc.
- Changement causé par l'addition / l'élimination de chaleur ou d'espèces en raison d'une réaction chimique dans le volume de l'élément.
- Changement provoqué par des processus à longue portée tels que le rayonnement et / ou la gravité, à partir d'éléments environnants.

Il peut être donné par :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u} \phi) = \nabla(\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi \quad \text{Équation III-1}$$

Accumulation + Convection = Diffusion + Source

$\rho$  Est la densité,  $\mathbf{u}$  est le vecteur de vitesse,  $\Gamma$  est le coefficient de diffusion, et  $\mathbf{S}$  est le terme source [25].

### III.1.1. Equation de continuité de l'espèce chimique m:

La détermination de la fraction massique pour chaque espèce,  $m$ , s'obtient par la solution de l'équation de transport de la  $l^{eme}$  espèce, sous la forme [26, 27] :

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[ \rho D \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s \delta_{m1} \quad \text{Équation III-2}$$

Où  $\rho_m$  est la masse volumique de l'espèce,  $\rho$  est la masse volumique globale, et  $u$  est la vitesse du fluide.

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

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

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

### III.1.2. Equation de conservation de la masse totale :

En ajoutant les équations de transport des espèces (équation III-2) pour toutes les espèces, on obtient l'équation du bilan massique total. Étant donné que la masse ne peut pas être produite ou détruite lors de réactions chimiques, le seul terme source en est un en raison de l'ajout du spray de carburant :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s \quad \text{Équation III-3}$$

### III.1.3. Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}) = - \frac{1}{a^2} \nabla p - A_0 \left( \frac{2}{3} \rho \mathbf{k} \right) + \nabla \sigma + F^s + \rho \mathbf{g} \quad \text{Équation III-4}$$

où  $p$  est la pression du fluide. Le tenseur de contrainte visqueux  $\sigma$  pour un fluide newtonien est :

$$\sigma = \mu [ (\nabla \mathbf{u}) + (\nabla \mathbf{u})^T ] + \lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \cdot \mathbf{I} \quad \text{Équation III-5}$$

où l'exposant  $\mathbf{T}$  représente la transposée et  $\mathbf{I}$  le tenseur d'identité.  $F^s$  est le taux de gain de quantité de mouvement par unité de volume dû à la pulvérisation, La force d'inertie  $\mathbf{g}$  est considérée constante.

La quantité  $\alpha$  est utilisée en conjonction avec la méthode de l'échelle de gradient de pression PGS (Pressure Gradient Scaling). Cette méthode paraît efficace pour les faibles nombres de Mach, la quantité  $A_0$  est égale à zéro pour les écoulements laminaires et à l'unité si un modèle de turbulence est utilisé,  $\mu$  et  $\lambda$  sont les deux coefficients de viscosité [26].

#### III.1.4. Equation de conservation de l'énergie :

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

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u - \nabla J + (1 - A_0) \sigma : \nabla u + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad \text{Équation III-6}$$

Le terme  $\rho \varepsilon$  représente la dissipation visqueuse, où  $\varepsilon$  est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Deux termes sources:  $\dot{Q}^c$  due à la chimie, et  $\dot{Q}^s$  due au spray [27].

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

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla (\rho_m / \rho) \quad \text{Équation III-7}$$

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

$$K = \frac{\mu C_p}{Pr} \quad \text{Équation III-8}$$

La chaleur spécifique du mélange est calculée selon la relation :

$$C_p(T) = \sum_m \frac{\rho_m}{\rho} C_{pi}(T) \quad \text{Équation III-9}$$

La chaleur spécifique des espèces  $C_{pm}$  comme les enthalpies spécifiques  $h_m$  dans l'équation (III-7) sont obtenues à partir des tables de JANAF en fonction de la température.

#### III.1.5. Equation de comportement du fluide :

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

$$P = R_0 T \sum_m (\rho / W_m) \quad \text{Équation III-10}$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) I_m \quad \text{Équation III-11}$$

$$C_p(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) C_{pm} \quad \text{Équation III-12}$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T / W_m \quad \text{Équation III-13}$$

Où  $R_0$  est la constante universelle des gaz,  $W_m$  est la masse moléculaire de l'espèce  $m$ ,  $I_m(T)$  est son énergie interne spécifique. La chaleur spécifique des espèces est fournie par la table des données thermodynamiques JANAF [26].

### III.1.6. Les relations d'état :

Les relations d'état sont supposées être d'un gaz idéal, donnant les équations de température et de pression comme :

$$T = \frac{1}{R_0} \sum_i M_i \left[ h_i(T) - \frac{\rho_i}{\rho} I(T) \right] \quad \text{Équation III-14}$$

$$p = R_0 T \sum_i \frac{\rho_i}{M_i} \quad \text{Équation III-15}$$

où  $M_i$  est la masse molaire de l'espèce  $i$ , et  $R_0$  est la constante de gaz idéale.

### III.2. Calcul moyenne des équations en phase gazeuse :

Les équations en phase gazeuse définies au-dessus peuvent être résolues directement de manière déterministe pour toutes les inconnues. Pour ce faire, toutes les échelles de temps et de longueur impliquées doivent être résolues. Dans les écoulements turbulents, il existe un certain nombre d'échelles de longueur qui caractérisent différents aspects du comportement de l'écoulement. L'échelle de longueur intégrale représente

la plus grande échelle de longueur et est régie par les dimensions du système (environ 0,1 m dans un moteur). Les plus petites échelles sont limitées par la diffusion moléculaire et mesurent environ 10<sup>-5</sup> m de long [28]. Pour les résoudre, il faut environ 104 points de maillage dans chaque direction, c'est-à-dire environ 10<sup>12</sup> points dans le moteur tridimensionnel. Les plus petites échelles de temps sont de l'ordre de 10<sup>-6</sup> s et un cycle de combustion complet dure environ 50 ms pour une vitesse de 2000 tr / min , de sorte qu'il faut environ 50 000 pas de temps. Environ 5 × 10<sup>4</sup> opérations en virgule flottante sont nécessaires à chaque pas de temps pour chaque point du maillage. Cela signifie que 2,5 × 10<sup>21</sup> opérations sont nécessaires pour l'ensemble du problème, ce qui peut prendre 350 000 années-processeur sur un ordinateur doté de 300 MFLOPS.

Cependant, comme nous ne sommes intéressés que par les valeurs moyennes et non par les fluctuations instantanées, une moyenne des équations définies au-dessus peut être effectuée par [26]:

$$\overline{\phi(t)} = \frac{1}{t-t_0} \int_{t_0}^t \phi(t) dt \quad \text{Équation III-16}$$

Dans les moteurs, l'application de ces concepts de turbulence est compliquée par le fait qu'il existe des variations du débit moyen d'un cycle à un autre du cycle, ainsi que des fluctuations turbulentes autour de ce débit moyen. Une approche utilisée dans ces flux quasi-périodiques, on utilise la moyenne d'ensemble, où la moyenne est calculée sur plusieurs cycles  $N_{cyc}$ . Ce processus de calcul de la moyenne est effectué à plusieurs emplacements d'angle vilebrequin pour obtenir la variable calculée sur l'ensemble sur tout le cycle.

$$\overline{\phi}_{N_{cyc}} = \frac{1}{N_{cyc}} \sum_{n=1}^{N_{cyc}} \phi_n \quad \text{Équation III-17}$$

Ainsi, chaque variable peut être divisée en sa moyenne  $\bar{\phi}$  et sa fluctuation  $\phi'$ :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi'$$

La moyenne des fluctuations  $\phi'$  disparaît en utilisant :  $\overline{\phi'} = 0$

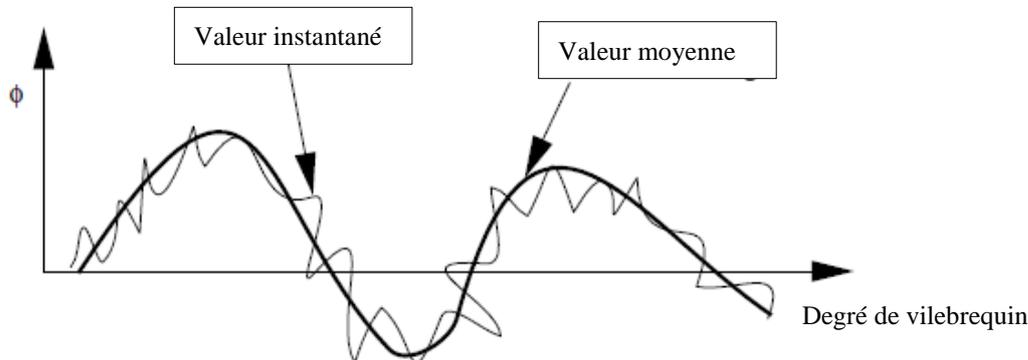


Figure 29: Moyenne d'ensemble de la variable  $\phi$  en fonction de l'angle vilebrequin

### III.3. Approche de résolution RANS [25] :

La substitution dans les équations en phase gazeuse au-dessus donne les équations Reynolds-Averaged Navier Stokes équations (RANS), c'est-à-dire les équations de Navier Stokes en termes de calcul moyenne de variables.

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

Elle permet d'avoir accès uniquement aux grandeurs moyennes. Cet outil de simulation nécessite un plus grand effort de modélisation. Il est aujourd'hui l'outil le plus utilisé dans la recherche industrielle car son coût de mise en place est moins chère. Nous considérons dans ce travail une approche 3D.

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

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \tag{Équation III-18}$$

$$\bar{\phi} = \lim_{N_S \rightarrow \infty} \sum_{m=1}^{N_S} \frac{\phi(m)}{N_S} \tag{Équation III-19}$$

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

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

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}}, \text{ Avec } \phi = \tilde{\phi} + \phi', \bar{\rho}\tilde{\phi} = \overline{\rho\phi} + \overline{\rho\phi'}$$

La décomposition de Favre appliquée aux équations (III-2), (III-3), (III-4) et (III-6) donne un nouveau système d'équations, semblable au système initial (avec la densité des espèces  $\rho_i = \rho Y_i$ ). Avec  $Y_i$  : est la fraction de massique de l'espèce  $i$ .

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

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{Y}_m \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla Y_m - \overline{\rho \mathbf{u}' Y'}] + \overline{\rho \dot{Y}_m^c} + \overline{\rho \dot{Y}_m^s} \quad \text{Équation III-20}$$

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

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = \overline{\dot{\rho}_m^s} \quad \text{Équation III-21}$$

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

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot (\bar{\rho} - \overline{\sigma \mathbf{u}'' \mathbf{u}''}) - \nabla \tilde{p} + \overline{\mathbf{F}^s} + \bar{\rho} \tilde{\mathbf{g}} + A_0 \nabla (2/3 \rho k) \dots \dots \dots \quad \text{Équation III-22}$$

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

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{I}) = -\tilde{p} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} - \nabla \cdot (\tilde{J} + \overline{p \mathbf{u}'' I}) + A_0 \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \overline{\dot{Q}^c} + \overline{\dot{Q}^s} \quad \text{Équation III-23}$$

**Les équations d'état :**

$$T = \frac{1}{R_0} \sum_i M_i \left[ h_i(\tilde{T}) - \frac{\bar{\rho}_i}{\rho} \tilde{I}(\tilde{T}) \right] \quad \text{Équation III-24}$$

$$\tilde{p} = \frac{\bar{\rho} R_0 \tilde{T}}{M} \quad \text{Équation III-25}$$

où les fluctuations de la masse molaire moyenne  $M$  sont négligées.

Les équations moyennes ci-dessus contiennent des termes de corrélation sous la forme  $(-\overline{\rho \mathbf{u}'' \phi''})$  desquels représentent les effets de fluctuations turbulentes. Ces nouveaux termes générés dans le processus de calcul de la moyenne ne sont pas connus explicitement en tant que fonctions des moyennes, ce qui conduit à plus d'inconnues que d'équations (le problème de la fermeture dans la turbulence), Les sources moyennes dues à la chimie  $(\overline{\rho \dot{Y}_i^c})$  et  $(\overline{Q^c})$ , Et les sources moyennes dues au spray  $(\overline{\dot{\rho}_i^s})$ ,  $\overline{\mathbf{F}^s}$  et  $(\overline{Q^s})$ , sont décrits dans les sections suivantes.

#### III.4. Sous modèles physiques :

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

**III.4.1. Modèle de Turbulence:**

Pour calculer les contraintes de Reynolds, deux possibilités sont envisageables. La première repose sur les corrélations doubles qui peuvent être calculées à partir des valeurs moyennes de l'écoulement en faisant appel au concept de viscosité turbulente. Cette première approche est chronologiquement la plus ancienne. La seconde approche consiste à décrire sous forme d'équation de transport des contraintes de Reynolds mais, dans ces nouvelles équations, interviennent des termes de corrélations qu'il faut à nouveau modéliser [27].

**III.4.1.a. Modèle de Turbulence  $k-\varepsilon$  :**

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

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

$$\frac{\partial \bar{\rho}k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u} k) = - \left( \frac{2}{3} \bar{\rho} k \nabla \cdot \vec{u} \right) + \bar{\sigma} : \nabla \vec{u} + \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \bar{\rho} \varepsilon + \overline{W^s} \tag{Equation III-26}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u} \varepsilon) = - \left( \frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \varepsilon \nabla \cdot \vec{u} + \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ c_{\varepsilon 1} \bar{\sigma} : \nabla \vec{u} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \varepsilon + c_s \overline{W^s} \right] \dots \dots \dots$$

.....Équation III-27

Ce sont les équations  $k-\varepsilon$  standards avec quelques termes additionnels.

Le terme source  $(C_{\varepsilon 3} - \frac{2}{3} C_{\varepsilon 1}) \nabla \cdot \vec{u}$  explique le changement de l'échelle des longueurs en

présence d'une vitesse de dilatation. Le terme source  $\overline{W^s}$  est dû à l'interaction avec la vapeur.

Les quantités sont constantes, leurs valeurs sont déterminées à partir des travaux expérimentaux et quelques considérations théoriques.

**III.4.1.b. Modèle de Turbulence RNG  $k-\varepsilon$  :**

Un nouveau modèle, fondé sur les méthodes utilisant le groupe de rénormalisation est apparu. Appelé modèle *RNG  $k-\varepsilon$*  [29], il utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles de turbulence sont étudiées précisément. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du

modèle  $k-\varepsilon$  standard. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [25].

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u} \varepsilon) = - \left( \frac{2}{3} C_{\varepsilon 2} - C_{\varepsilon 3} - \frac{2}{3} C_{\mu} C_{\eta} \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \vec{u} \right) \bar{\rho} \varepsilon \Delta \vec{u} + \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu_{eff}}{Pr_{\varepsilon}} \right) \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ (C_{\varepsilon 1} - C_{\eta}) \bar{\sigma} : \nabla \vec{u} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \varepsilon + C_s \bar{W}^s \right] \quad \text{Équation III-28}$$

Avec :

$$C_n = \frac{\eta \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3}$$

$$\eta = \frac{sk}{\varepsilon}$$

$$S = \left( 2S_{ij} S_{ij} \right)^{1/2}$$

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

Le tableau suivant montre les valeurs des constantes utilisées dans les deux modèles de turbulence  $k-\varepsilon$ , et RNG  $k-\varepsilon$  :

Constant	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_s$	$C_{ps}$	$Pr_k$	$Pr_{\varepsilon}$	$\eta_0$	$\beta$	$C_{\mu}$
Standard $k-\varepsilon$	1.44	1.92	-1.0	1.5	0.16432	1.0	1.3	-	-	0.09
RGN $k-\varepsilon$	1.42	1.68	-1.0	1.5	0.16432	0.71	0.719	4.38	0.012	0.0845

Équation III-29: Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence Standard  $k-\varepsilon$  et RGN  $k-\varepsilon$ .

#### III.4.2. Modélisation du spray :

Dans les moteurs diesel à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur se pulvérise et doit ensuite être réduit en de fines gouttelettes qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser le mélange air/carburant et la combustion. Transformer le jet liquide en "spray" (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser. Cette transformation s'effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide.

Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou

plusieurs processus à savoir, l'atomisation, la collision et l'évaporation. Par conséquent, sont exigés des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation).

### III.4.3. Formulation Mathématique :

Le spray est représenté par une technique de particules discrètes à base de Monte Carlo.

Ici, le spray est décrit par une fonction de distribution de probabilité de gouttelettes  $f$ . Chaque gouttelette discrète représente un groupe ou une parcelle de gouttelettes.

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

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

La fonction de distribution des gouttelettes  $f$  est définie comme :

$$f(\vec{x}, \vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, t) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad \text{Équation III-30}$$

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

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

.....Équation III-31

Les quantités  $F, R, \dot{T}_d$  et  $\dot{y}$  sont les taux de changement de temps, suite à une chute individuelle, de sa vitesse, rayon, température, et de sa vitesse d'oscillation respectivement. Les termes  $f_{coll}$  et  $f_{bu}$  sont des termes sources dus aux collisions et au fractionnement de la gouttelette.

### III.4.4. Modèles d' atomisation :

Au cours des années, plusieurs modèles d'atomisation primaire et secondaire ont été proposés. La grande majorité des auteurs a montré que les effets aérodynamiques sont le facteur principal qui jouent un rôle très important avec l'augmentation de la vitesse et de la pression d'injection sur l'atomisation du jet dans les moteurs diesel à ID. Dans le code Converse il existe plusieurs modèles pour l'atomisation du jet. On cite : les modèles basés sur la croissance d'ondes de perturbation initiée en sortie d'injecteur (KH et RT) et ceux basés sur l'amplification de l'oscillation ou de la déformation d'une goutte (TAB), expliquées par les effets aérodynamiques. Même si ce modèle traite principalement le fractionnement secondaire des gouttes, il a été utilisé dans Converse pour l'atomisation primaire du jet [26]. D'autres modèles comme KH-RT (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor) et LISA ont été implémentés dans Converse [26]. Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT), figure (30). Le modèle LISA basé sur l'analyse de l'instabilité linéaire des nappes liquide libre, comme par exemple dans une ouverture de l'injecteur d'essence ou gazole vers l'extérieur.

Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé, à cause de grand nombre de Weber, de plus il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement indépendamment. De même habituellement, les gens utilisent beaucoup le modèle HK-RT pour modéliser la pulvérisation de spray comme le gazole [25, 27].

#### III.4.4.a. Modèle hybride KH-RT :

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

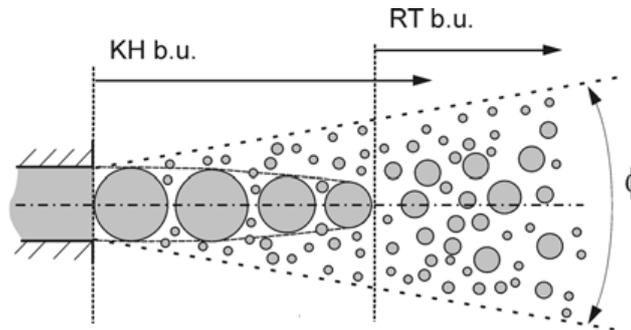


Figure 30: Schéma de principe du modèle KH-RT

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

Ce modèle de fractionnement primaire suppose que l'atomisation se produit du fait du développement d'instabilités de surface de type Kelvin Helmutz à la sortie de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, *Reitz* obtient la longueur d'onde  $\Lambda_{KH}$  et le taux d'accroissement  $\Omega_{KH}$  de l'onde qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème, *Reitz* obtient les corrélations suivantes [26]:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02 r_0 (1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T_a^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \quad \text{Équation III-32}$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T_a^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r^3}} \quad \text{Équation III-33}$$

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

Avec :

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

$Z = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L}$	Nombre d'Ohnesorge
$Ta = Z\sqrt{We}$	Nombre de Taylor
$We_L = \frac{\rho_L u_r^2 r}{\sigma}$	Nombre de Weber liquide
$Re_L = \frac{u_r r \rho_L}{\mu_L}$	Nombre de Reynolds

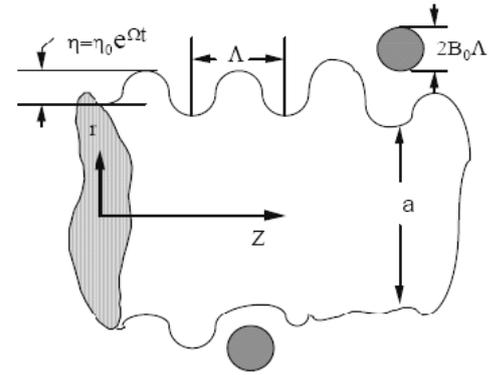


Figure 31: Schéma de principe du modèle de Reitz.

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

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \tag{Équation III-34}$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \tag{Équation III-35}$$

Où  $B_0$  est une constante prise égale à **0, 61**, la a constante  $B_1$  dépend du niveau des perturbations initiales dans le jet liquide et varie d'un injecteur à un autre. *Reitz* fixe cette constante, qui dépend de la géométrie de l'injecteur, à **10**, la valeur typique dans *Converge* varie entre **5** et **100** [26, 27].

Durant le processus de fractionnement, le rayon (initialement égal au rayon de la colonne liquide  $r_0$ ) décroît pour atteindre le rayon de stabilité  $r_1$ , suivant la loi :

$$\frac{dr_0}{dt} = \frac{-(r_0 - r)}{\tau_{KH}}, \quad r \leq r_0 \tag{Équation III-36}$$

Le modèle RT fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde  $\Lambda_{RT}$  et le taux d'accroissement  $\Omega_{RT}$  de l'onde en fonction des nombres adimensionnels sont données comme suivant [30]:

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT} (\rho_l - \rho_g)}} \tag{Équation III-37}$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{\sqrt{27}\sigma} \frac{|g_{RT} (\rho_l - \rho_g)|}{\rho_l + \rho_g}} \tag{Équation III-38}$$

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

$$g_{RT} = \left( g + \frac{du_d}{dt} \right) \cdot \frac{u_d}{|u_d|} \quad \text{Équation III-39}$$

$$\tau_{RT} = \frac{1}{\Omega_{RT}} \quad \text{Équation III-40}$$

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

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\vec{x}, \vec{v}_1, \vec{r}_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) \dot{y}_1 B(v_1, r, T_d, \dot{y}_1, \vec{x}, t) d\vec{v}_1 d r_1 d T_{d1} d \dot{y}_1 \quad \text{Équation III-41}$$

### III.4.5. Collision:

Dans le modèle standard de collision de la gouttelette deux parties peuvent entrer en collision quand elles occupent la même cellule de calcul et la collision est basée sur une fonction de probabilité. Le modèle de la collision est un des modèles les plus faibles pour les sous modèles de spray [26].

On distingue deux types de collisions:

- Pour donner une gouttelette simple. Dans ce cas-ci, la température et la vitesse de la nouvelle gouttelette sont calculées en utilisant un procédé faisant la moyenne de masse.

La nouvelle taille de gouttelette peut être calculée à partir du volume de gouttelette.

- Les deux gouttelettes peuvent entrer en collision, mais sans aucun transfert de masse et d'énergie entre les deux gouttelettes. Elles maintiennent leurs tailles et leurs températures, mais subissent des changements de vitesse.

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

$$b_{cr} = \frac{1}{We} \left[ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^3 - 2.4 \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 + 2.7 \left( \frac{r_2}{r_1} \right) \right] \quad \text{Équation III-42}$$

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

$$We = \frac{\rho_d |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| r_1}{\alpha_d (\bar{T}_d)} \quad \text{Équation III-43}$$

Avec :

$$\bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \quad \text{Équation III-44}$$

Où  $\rho_d$  est la densité,  $\alpha_d$  coefficient de tension superficielle de liquide.

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

$$\begin{aligned} \sigma = & \frac{b_{cr}^2}{(r_1 + r_2)^2} \delta \left[ r - (r_1^3 + r_2^3)^{\frac{1}{3}} \right] \delta \left[ \vec{v} - \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2}{r_1^3 + r_2^3} \right] \delta(T_d - \bar{T}_{d1}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \\ & + \frac{2}{(r_1 + r_2)^2} \int_{b_{cr}}^{r_1 + r_2} \delta(r - r_1) \delta(\vec{v} - \vec{v}_1) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_1) \delta(\dot{y} - \dot{y}_1) \\ & + \delta(r - r_2) \delta(\vec{v} - \vec{v}_2) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) ] b db \end{aligned} \quad \text{Équation III-45}$$

Avec :

$$\vec{v}_1 = \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2 + r_2^3 (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) \frac{b - b_{cr}}{(r_1 + r_2 - b_{cr})}}{r_1^3 + r_2^3} \quad \text{Équation III-46}$$

$$\vec{v}_2 = \frac{r_1^3 \vec{v}_1 + r_2^3 \vec{v}_2 + r_2^3 (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \frac{b - b_{cr}}{(r_1 + r_2 - b_{cr})}}{r_1^3 + r_2^3} \quad \text{Équation III-47}$$

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

$$\begin{aligned} \dot{f}_{coll} = & \frac{1}{2} \iint f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\vec{x}, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| \\ & [(\sigma(\vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2)) (-\delta(\vec{v} - \vec{v}_1) \delta(r - r_1) \\ & \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_1) \delta(\dot{y} - \dot{y}_1))] - \delta(\vec{v} - \vec{v}_2) \delta(r - r_2) \delta(T_d - T_{d2}) \delta(y - y_2) \\ & \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \times (d\vec{v}_1 dr_1 dT_{d1} dy_1 d\dot{y}_1 d\vec{v}_2 dr_2 dT_{d2} dy_2 d\dot{y}_2) \end{aligned} \quad \text{Équation III-48}$$

#### III.4.6. Modèle de dégagement de chaleur :

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

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

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [28], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \quad \text{Équation III-49}$$

Avec :

- $Q_n$  le dégagement de chaleur ;
- $\gamma$  le rapport des chaleurs spécifiques (ou rapport isentropique) :  $\gamma = C_p/C_v$  ;
- $V$  le volume de la chambre de combustion ;
- $P$  et la pression cylindre.

\* Le apport  $\gamma$ , calculé par une corrélation relativement simple :

$$\gamma = 1.338 - 0.6 \times 10^{-5}T + 1.0 \times 10^{-8}T^2 \quad \text{Équation III-50}$$

#### III.4.7. Modèle de transfert thermique (Loi de paroi) :

Une manière traditionnelle pour traiter le transfert de chaleur à travers la paroi est basée sur l'analogie de Reynolds. Une mise à jour a été implantée dans Converge, conforme étroitement à l'expression d'origine proposée par *Lauder et Spalding*, est donnée dans la section suivante [27]:

$$Q_w = \frac{\rho v_l c_p u^*}{Pr_l} (T - T_w) \quad \text{Équation III-51}$$

Avec

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l RPR}{1/k \ln y^* + B + 11.05(Pr_l RPR - 1)} & y^* > 11.2 \\ 1.0 & y^* < 11.2 \end{cases} \quad \text{Équation III-52}$$

Et :

$$y^* = \frac{c_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{v_l} \quad \text{Équation III-53}$$

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

### III.5. Modèles chimiques :

#### III.5.1. Modélisation de la combustion turbulente :

En turbulence classique, les équations pour les divers moments des variables dépendantes sont dérivées à partir des équations de conservation. On montre alors que ces équations ne peuvent être 'fermées' à aucun niveau et que des hypothèses de fermeture, souvent empiriques,

sont nécessaires. Ces hypothèses proposent de relier les moments d'ordre supérieur aux moments d'ordre inférieur par des relations universelles.

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

### ***III.5.1.a. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente :***

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

Les mécanismes des réactions chimiques seront prédéfinis.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, Converge V1.3 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue [27]:

- Le modèle du temps caractéristique de la combustion (taux de progression CTC).
- Le modèle d'équilibre chimique (Chemical Equilibrium-CEQ).
- Modèle de chimie cinétique détaillée (Detailed Chemical Kinetics Model-SAGE).
- Modèle G-équation (à la version Converge 1.4).

Le modèle (CTC) est le plus adapté par rapport aux autres modèles au contexte de la combustion du gazole et des biocarburants.

#### **❖ Modèle CTC**

Pour la combustion non pré mélangée, on cite le modèle de *Abraham et al*, 1985, *Xin et al*, 1997 [27, 31], pour lequel le taux de réaction du changement d'une quantité de la masse de l'espèce  $m$ , due à la conversion d'une espèce chimique à une autre, est donné par la relation :

$$\omega_r = \frac{dY_m}{dt} = -\frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \quad \text{Équation III-54}$$

$Y$  Représente la fraction massique de l'espèce  $m$ ,  $Y_m^*$  est la valeur de cette fraction à l'équilibre thermodynamique, et  $\tau_c$  est le temps caractéristique de l'achèvement de l'équilibre. Il est donné par la relation :

$$\tau_c = \tau_{chim} + f \tau_t$$

Où  $\tau_{chim}$  représente le temps chimique,  $\tau_t$  est le temps de mélange turbulent, et

$f = (1 - e^\delta)/0.632$  est le paramètre qui simule l'influence décroissante de la turbulence sur le processus de combustion.

$$\tau_{chim} = \frac{1}{2} A^{-1} [fuel]^{0.75} [O_2]^{-1.5} e^{\frac{E}{RT}} \quad \text{Équation III-55}$$

$$\tau_t = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Équation III-56}$$

Où  $C_2 = 0.1$ ,  $E = 77.3 \text{ kJ/mol}$  Représente l'énergie d'activation,  $A = 7.68 \times 10^8$  est la constante pré-exponentielle,  $R$  est la constante universelle des gaz, et  $T$  est la température du gaz [27].

### III.5.2. Modèle d'Allumage :

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

Cependant il est à noter qu'il existe un facteur influent sur la valeur de l'énergie d'activation de l'inflammation c'est l'indice de cétane (CN). Dans la littérature on trouve plusieurs suggestions estimant l'influence de ce dernier. *Heywood* [28] par exemple suggère la relation suivante :

$$E_A = \frac{618840}{CN + 25} \quad \text{Équation III-57}$$

### III.5.3. Modèle de formations des polluants :

#### III.5.3.a. Modèle de formation de NOx :

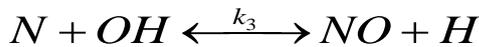
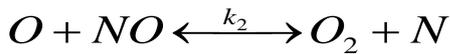
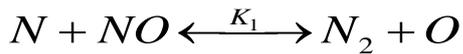
Les oxydes d'azote (typiquement rassemblés sous le sigle  $NO_x$ , qui représentent l'ensemble des molécules  $NO$ ,  $NO_2$  et  $N_2O$ , sont produits lors de la combustion dans le moteur. Ces molécules ont des origines diverses :

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

Contrairement aux moteurs à allumage commandé, la combustion en Diesel est hétérogène.

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

Le mécanisme de formation du  $NO$  a été étudié par de nombreux chercheurs. *Zelzdovitch et al* [27] ont cependant montré le rôle particulier des réactions suivantes dans la formation de  $NO$  thermique :



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

$$k_{1F} = 7.6 * 10^{13} \exp\left[-\frac{38000}{T}\right]$$

$$k_{1b} = 1.6 * 10^{13}$$

$$k_{1F} = 6.4 * 10^9 T * \exp\left[-\frac{3150}{T}\right]$$

$$k_{1b} = 1.5 * 10^9 T * \exp\left[-\frac{19500}{T}\right]$$

$$k_{1F} = 4.1 * 10^{13}$$

$$k_{1b} = 2.0 * 10^{14} \exp\left[-\frac{23650}{T}\right]$$

En considérant que les propriétés thermochimiques des gaz et que la chaleur dégagée par les réactions chimiques n'est pas modifiée par la formation des oxydes d'azote en raison de leur faible concentration, le champ de température dans la chambre de combustion est supposé indépendant de la formation du  $NO$ -thermique. En considérant, par ailleurs, que les radicaux participant aux réactions de formation du  $NO$  par ce mécanisme sont à l'état d'équilibre partiel par rapport aux espèces majoritaires telles que  $N_2$  et  $O_2$ , la concentration en  $NO$  est calculée de manière découplée par rapport au phénomène de combustion, c'est à dire par une procédure de post-traitement, par la relation (III-58), établie à partir des réactions réversibles du mécanisme de *Zeldovich* :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R\{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1 / (R_2 + R_3)} \quad \text{Équation III-58}$$

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

$$R_1 = k_1^f [O]_e [N_2]_e = k_1^r [NO]_e [N]_e$$

$$R_2 = k_2^f [N]_e [O_2]_e = k_2^r [NO]_e [N]_e$$

$$R_3 = k_3^f [NO]_e [H]_e = k_3^r [OH]_e [N]_e$$

La concentration de  $NO$  dans l'équation (III-58) peut être convertie en fraction massique comme :

$$\frac{dX_{NO}}{dt} = \frac{2(M_{NO} / \rho_{C.V.})R_1\{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1 / (R_2 + R_3)} \quad \text{Équation III-59}$$

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

En conséquence, la fraction de masse de  $NO$  de chaque zone ne peut pas être calculée en sollicitant le mécanisme de *Zeldovich* étendu simplement, équation (III-59). L'effet d'entraînement de l'air devrait être considéré. La dérivée de la fraction de masse du  $NO$  dans une zone par rapport au temps est :

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left( \frac{m_{NO}}{m_{tot}} \right) = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{X_{NO}}{m_{tot}} \frac{dm_{tot}}{dt} \quad \text{Équation III-60}$$

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

$$m_f u_i = (m_f + m_a) \frac{ds}{dt} \quad \text{Équation III-61}$$

A partir de cette équation (III-61) on obtient la relation reliant la masse de l'air  $m_a$  d'entraînement à celle du carburant  $m_f$  comme suit :

$$m_a = m_f \left( u_i \frac{dt}{ds} - 1 \right) \quad \text{Équation III-62}$$

S : Pénétration du jet.

$u_i$  : Vitesse d'injection du carburant.

La relation de débit d'air  $\dot{m}_a$  obtenue Par dérivation de l'équation (III-62) :

$$\dot{m}_a = - \frac{m_f u_i d^2 s}{(ds/dt)^2 dt^2} \quad \text{Équation III-63}$$

Ce qui implique que l'équation (III-60) devient:

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{dX_{NO}}{Dt} - \frac{\dot{m}_a}{m_{tot}} X_{NO} \quad \text{Équation III-64}$$

Et donc :

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{2(M_{NO} / \rho_{C.V.}) R_1 \{1 - ([NO] / [NO]_e)^2\}}{1 + ([NO] / [NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} - \frac{\dot{m}_a}{m_{tot}} X_{NO} \quad \text{Équation III-65}$$

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

### III.5.3.b. Modèle de formation des suies :

Le mode de combustion par diffusion utilisé dans les moteurs Diesel est naturellement générateur de suies. Si le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation de suies. La concentration

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

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \quad \text{Équation III-66}$$

Les indices  $s$ ,  $sf$ ,  $so$ , dénotent les suies émises, formées, et oxydées respectivement. La détermination des taux de formation des deux derniers types de suies a été l'objet de plusieurs modélisations. Le modèle de *Hiroyasu* est utilisé dans plusieurs modèles multi-zones, il exprime les deux taux précités sous la forme :

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

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

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

Avec  $A_f$  et  $A_0$  des constantes déterminées par l'expérience,  $m_{fg}$  et  $m_s$  représentent respectivement la masse du carburant vaporisé et les suies émises à l'échappement.

### III.6. Description du code CFD CONVERGE :

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

#### III.6.1. Structure standard de Converge :

Converge simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout code de type CFD, de trois modules qui sont:

- le préprocesseur « **pre-processing** »
- le solveur "**CONVERGE**"
- le post-processeur "**postprocessing**".

**III.6.1.a. Pre-processing (Génération de maillage) :**

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

**III.6.1.b. Convergence (Programme principal de calcul) :**

Ce module résout l'ensemble des équations discrétisées.

**III.6.1.c. Post-processing (Ce module produit les fichiers des résultats) :**

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (Champs de vitesse, lignes de courant, champs de turbulence, contours de la surface, etc...) et scalaires (contours de température, contours des concentrations d'espèces chimiques, etc...).

De même, ce module permet d'exporter les résultats sous différentes formes (GMV, Tecplot...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

**III.6.2. Techniques de maillage :**

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

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

**III.6.3. Etapes de résolution du problème :**

Avant de lancer une simulation CONVERGE, vous devez préparer un ensemble de fichiers d'entrée (\*.in) et de données (\*.dat) au format ASCII. Les fichiers d'entrée contiennent des entrées numériques, des paramètres de modèle, ainsi que des conditions limites et initiales. Les fichiers de données contiennent des propriétés thermodynamiques, des données de réaction chimique et des informations de géométrie de surface.

Vous pouvez créer ou modifier les fichiers d'entrée et les fichiers de données via un simple éditeur de texte ou vous pouvez effectuer le processus de configuration de cas dans l'interface utilisateur graphique de CONVERGE Studio, puis exporter les fichiers d'entrée et de données. Pour vous assurer que les fichiers d'entrée et de données sont correctement formatés, nous vous recommandons de les générer avec CONVERGE Studio.

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

**Pre-processing :**

Créer la configuration géométrique simplifiée et générer le maillage.

**Converge :**

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

**Post-Processing :**

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

**Conclusion :**

Le domaine de la combustion turbulente est très complexe à cause des couplages et de la forme non-linéaire des équations régissant. Les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation ont été décrits dans ce chapitre.

On se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, donc le choix des modèles de la turbulence ( $k-\varepsilon$ , RNG  $k-\varepsilon$ , ...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de *Boussinesq*. La combustion est un phénomène thermo-chimique, le modèle doit respecter le genre de la combustion (prémélange ou non prémélange) car chaque type doit être modélisé par ses propres modèles.

## IV- Résultats et discussions :

### Introduction :

Le choix de simulation numérique offre un large paramétrage pour l'obtention des résultats très proches à ceux de l'expérimentale, et permet aussi de réduire le nombre d'essais nécessaires au banc qui coûtent chers, avec un temps idéal. Particulièrement le CFD (Computational Fluid Dynamics) ou bien la simulation numérique des fluides, est un outil puissant qui est utilisé souvent dans les MCI. Plus précisément on a utilisé le simulateur CONVERGE pour les différents délais d'injections en degré vilebrequin (20°V, 17.5°V, 15°V à deux instants d'injection -20 et -23°V avant le PMH) sur le moteur diesel LISTER PETTER.

la version utilisée du code exploite le modèle de combustion à temps caractéristiques (CTC).

Pour valider les résultats numériques on se réfère au calage de la courbe de pression, tout en considérant le moteur à moyenne charge 1500 tr/min. Enfin, on exposera les résultats numériques accompagnés des discussions et des interprétations.

Les résultats seront comparés avec les données expérimentales réalisées à l'École des mines de l'Université de Nantes. résultat expérimentale de (Ndayishimiye, Naima et al. 2011) [32].

### IV.1. Propriétés du moteur utilisé :

Ce moteur est un moteur Diesel LISTER PETTER refroidi à air, leurs caractéristiques techniques sont données par le tableau récapitulatif suivant :

Modèle	Lister-Petter TS1
Type	Monocylindre, 4 temps, refroidi à air, injection directe, allumage par compression
Alésage × Course	95,5 × 88,94 mm
Bielle	165,3 mm
Cylindrée	630 cm <sup>3</sup>
Taux de compression	18
Instant d'injection	20 °V avant le PMH
Durée d'injection	20 °V
Nombres des trous d'injecteurs	03
Pression d'injection	250 bars
Type de pulvérisation	de cône solide (plein)
Température d'injection	341 K
La masse injectée	2,96.10 <sup>-5</sup> kg
Puissance nominale	5,4 kW à 1800 tr/min
Cotes de réglage	
AOA	36 °V
RF A	69 °V
AOE	76 °V
RFE	32 °V

Tableau 3:caractéristiques techniques du moteur Diesel LISTER PETTER.

## IV.2. Pour quoi la simulation de la durée d'injection ?

L'injection joue un rôle très important qui peut influx positivement, ou négativement sur les performances du moteur Diesel à cause de leur gouvernance précise, sur le déclenchement de la combustion, l'augmentation de la pression, le taux de dégagement de chaleur et donc la puissance du moteur, et la réduction des émissions polluants....

Et pour cela on a choisis de simulé la durée d'injection, pour voir l'influence de ce dernier sur les performances du moteur et de prendre les meilleurs résultats pour le bon fonctionnement du moteur.

## IV.3. Les valeurs utilisées à la simulation :

Pour un approche à des meilleurs résultats de performance tel que la puissance et la réduction des polluants on a choisis de simulées les valeurs de la durée d'injection à deux instant d'injection sur un moteur Diesel LISTER PETTER refroidi à air , ces valeurs sont données dans le Tableau suivant :

Instant d'injection	Durée d'injection		
-20 °V avant le PMH	15 Degré	17.5 Degré	20 Degré
-23 °V avant le PMH	15 Degré	17.5 Degré	20 Degré

Tableau 4:Les valeurs des différents durées d'injection simulées.

Pour simplifier la discussion des résultats on prendre les nomenclatures et couleurs suivant pour les valeurs de notre simulation:

-20/15 : l'injection à l'instant -20 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 15°V, le diagramme représenté (en rouge) ;

-20/17.5 : l'injection à l'instant -20 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 17.5°V, le diagramme représenté (en bleu foncé) ;

-20/20: l'injection à l'instant -20 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 20°V, le diagramme représenté (en orange) ;

-23/15: l'injection à l'instant -23 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 15°V, le diagramme représenté (en vert) ;

-23/17.5 : l'injection à l'instant -23 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 17.5°V, le diagramme représenté (en mauve) ;

-23/20: l'injection à l'instant -23 °V avant le PMH avec un durée d'injection de 20°V, le diagramme représenté (en bleu claire).

## IV.4. La géométrie de la chambre de combustion :

Le volume en rouge sur la figure suivante représente le volume variable de fluide en fonction de l'angle de vilebrequin à l'intérieur de la chambre de combustion qui est délimité par les parois respectivement :

- Au-dessus par la paroi du culasse.
- Coté latérale par la paroi du cylindre.
- Au-dessous par le piston.

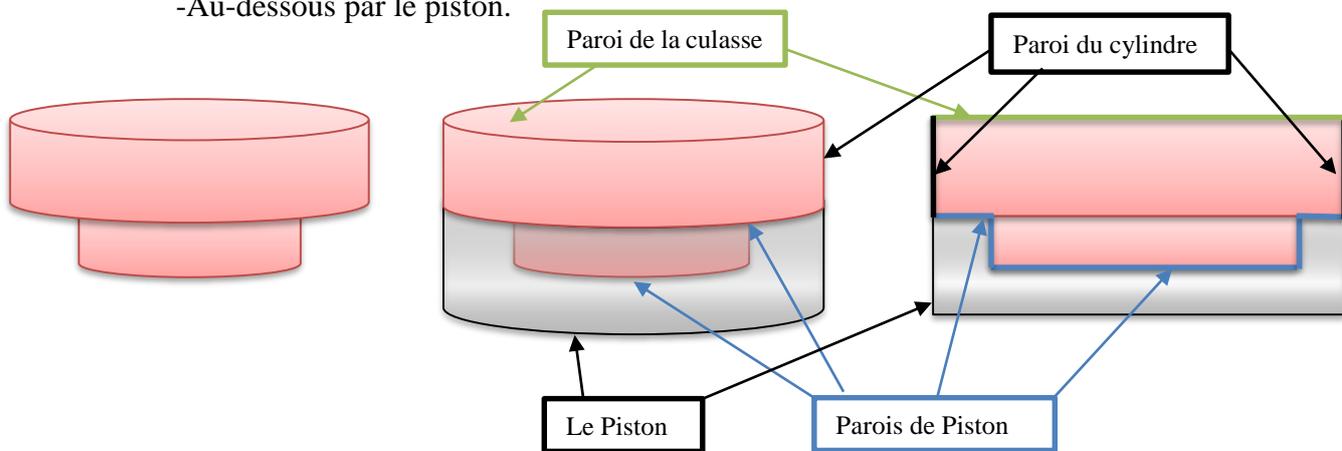


Figure 32: La géométrie de la chambre de combustion en 3D et 2D.

#### IV.5. Conditions initiales :

Comme conditions initiales nous avons introduit la pression ‘**pres\_init**’, la température de chambre ‘**temp\_init**’, l’énergie cinétique de turbulence ‘**tke\_init**’, et le taux de dissipation ‘**eps\_init**’.

Les données sont montrées dans le tableau (5)

Régime moteur à moyenne charge 1500tr/min	
Pression initiale [bar]	1.36
Température initiale [K]	355
Energie cinétique de turbulence initiale [ m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	62.0271
Taux de dissipation initiale [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	17183.4

Tableau 5: Les conditions initiales.

#### IV.6. Conditions aux limites :

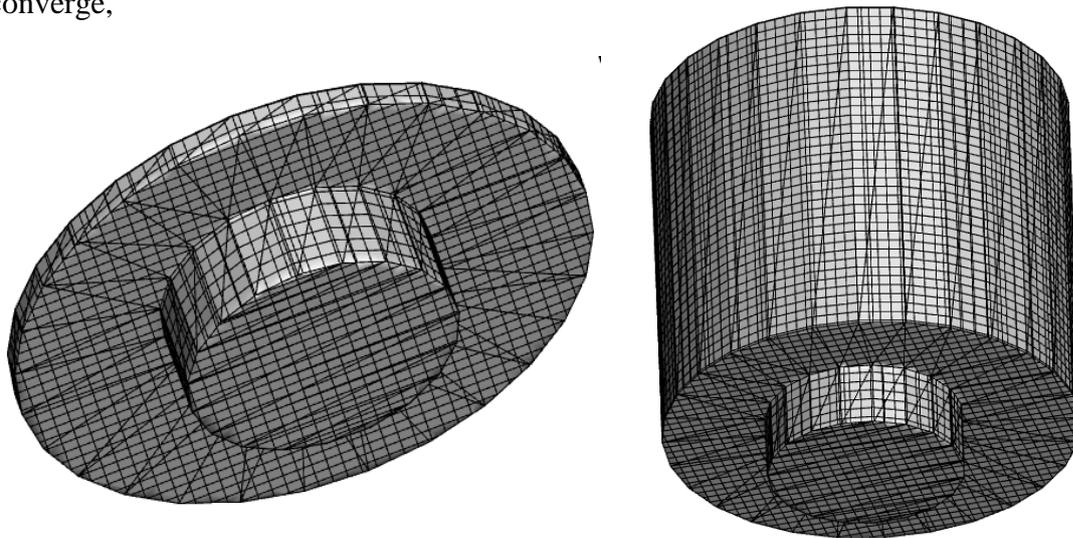
Les conditions aux limites sont les conditions des parois qui délimites le volume de fluide qu’est l’objet d’étude :

- La température de la culasse **T<sub>CU</sub> : 433 [K]**
- La température du cylindre **T<sub>CY</sub> : 523 [K]**
- La température du piston **T<sub>P</sub> : 553 [K]**

#### IV.7. Domaine du calcul :

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul.

La figure 33 (a et b) suivante représente la géométrie de la chambre de combustion au voisinage de PMH et PMB, contient un maillage structuré créé par le préprocesseur de converge,



a- Maillage à -20°C

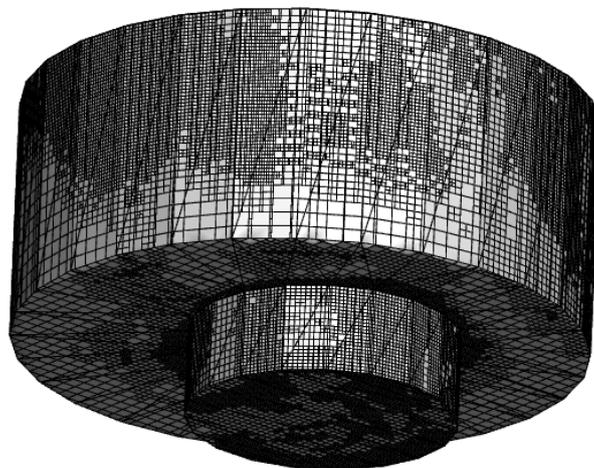
b- Maillage à -147°C

*Figure 33: Le maillage de la chambre de combustion.*

#### IV.8. Raffinement de maillage adaptatif (AMR) :

Adaptive Mesh Refinement (AMR) est utilisé pour affiner automatiquement la grille en fonction de gradient des champs scalaires tels que la température, la vitesse et la concentration des espèces. Cette fonctionnalité est extrêmement utile pour avoir une grille très raffinée afin de simuler avec précision les phénomènes complexes tels que la propagation de flammes ou le mécanisme de l'injection .etc. Idéalement, un bon algorithme AMR ajoutera une résolution de grille plus élevée (embedding) où le champ flux est le plus sous-résolu ou où le champ sous-maille est large.

La méthode AMR estime l'amplitude du champ de la sous-grille pour déterminer où CONVERGE va ajouter l'incorporation. La figure (34) présente un exemple d'une maille (domaine de calcul) avec AMR autour de structure de la flamme, ici AMR activé pour la température.

*Figure 34 : Maillage de la chambre de combustion avec raffinement adaptatif à 60°C.*

La figure suivante (35) montre l'évolution de nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin.

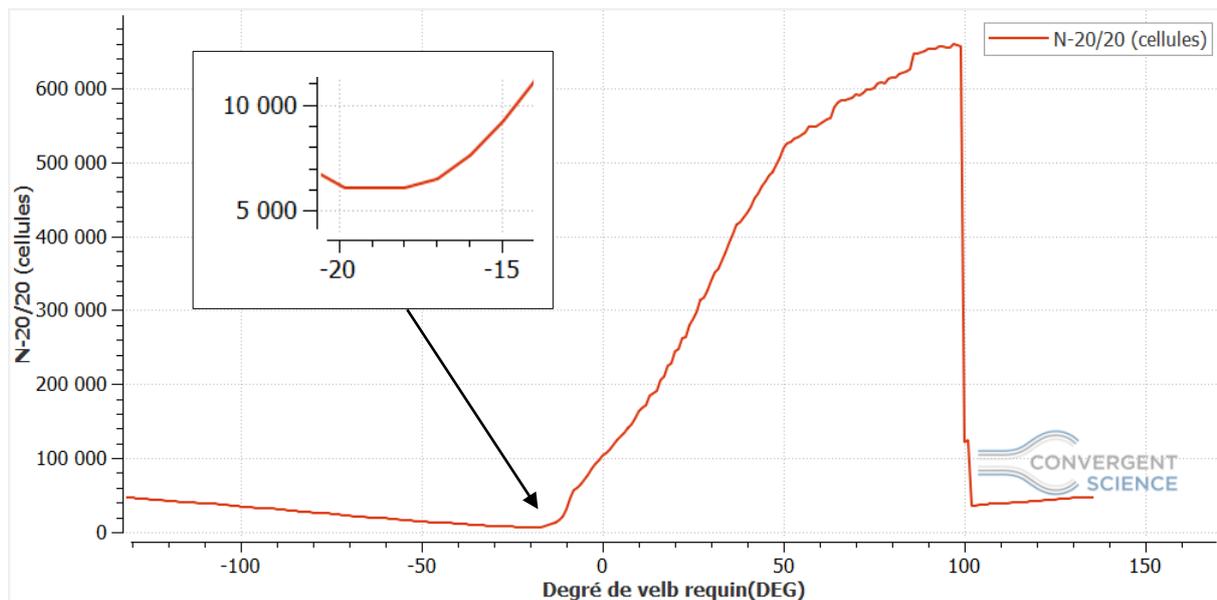


Figure 35: nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin.

Il contient environ 6084 cellules à -19 °V jusqu'à 658810 cellules à 100 °V pour le moteur Lister-Petter TS1.

#### IV.9. Temps de résolution :

Ce travail est effectué sur une machine de marque **hp** un système d'exploitation 64 bits, et un processeur AMD avec Radeon(tm) HD Graphiques 2.00 GHZ, une RAM de 8 Go.

Le temps de résolution dépend fortement du maillage utilisé, à notre simulation on a utilisé technique de maillage (AMR) raffinement de maillage adaptatif

Instant d'injection/Durée d'injection(Deg V°)	-20/15	-20/17.5	-20/20	-23/15	-23/17.5	-23/20
Temps par jour	2J+15H	2J+10H	2J+5H	3J+22H	2J+21H	2J+14H
Image correspondante						

Tableau 6:Temps de résolution

Le temps de résolution global est estimé à 16 jours et 15 heures.

#### IV.10. Validation du code :

La grandeur de comparaison est la pression cylindre, Pour valider les résultats numérique on fait le calage de la courbe de pression calculée à l'instant 20 °V avant le PMH avec une durée d'injection de 20 °V (de -20 °V jusqu'à le PMH) avec celle mesurée sur le banc d'essais moteur (résultats expérimentaux) résultat expérimentale de (Ndayishimiye, Naima et al. 2011) [32], en considérant le moteur Diesel Lister-Petter TS1 à injection directe à 1500 tr/min à moyenne charge. Ce calage entre les deux courbes est représenté dans la figure (36) :

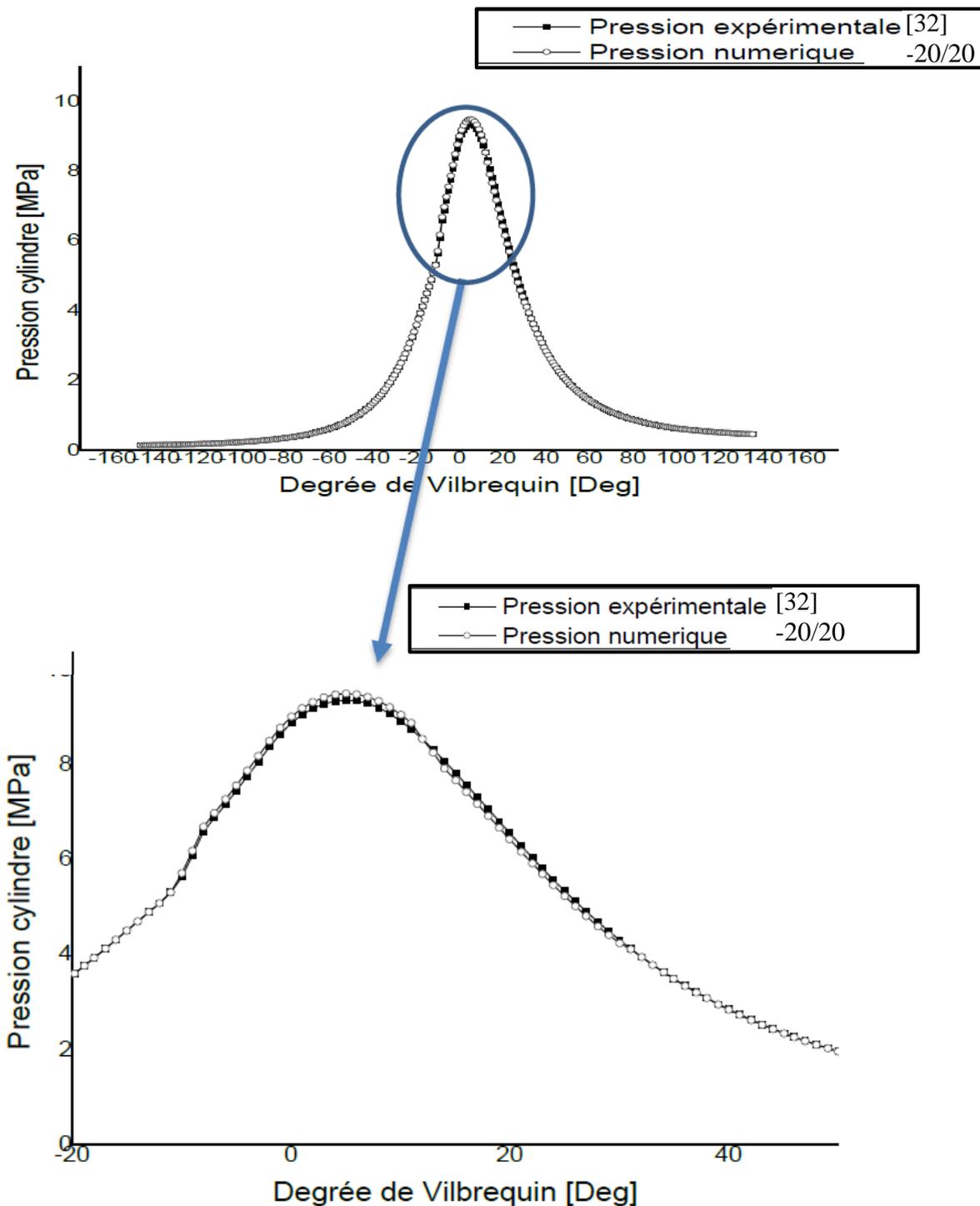


Figure 36: Courbe de calage de pression cylindre

On remarque une excellente concordance avec une superposition importante le long de la courbe ce qui peut être traduit au bon accord des résultats numériques avec les données expérimentales. Cela montre que le CONVERGE un outil de précision, puissant grâce à le bon choix et l'adaptation des modèles utilisés. Néanmoins un erreur de valeur acceptable remarqué lors de l'agrandissement de la courbe.

#### **IV.11. Résultats et discussion :**

##### **IV.11.1. La pression :**

La figure (37) illustre l'évolution de la pression dans la chambre de combustion en fonction de degré de vilebrequin.

On remarque qu'il y a une augmentation progressive après la fermeture de la soupape d'admission (compression) jusqu'à un point où la pression Augmente brusquement dite le point d'auto-inflammation,

On constate que plus la durée de l'injection est réduite, plus la pression augmente.

Car l'augmentation de la pression est proportionnelle à l'augmentation de la charge injectée instantanément (débit d'injection), puisque on a injectés la même quantité de masse avec trois durée différentes.

La pression est supérieur quand la durée est de 15 °V par rapport à celle de 17.5 et 20°V respectivement.

Pour le cas de -23/15 le pic de pression est au (10.81 MPa) est enregistrée à +3.5 °V.

Pour le cas de -23/17.5 le pic de pression est au (10.33 MPa) est enregistrée à +4.0 °V.

Pour le cas de -23/20 le pic de pression est au (9.95 MPa) est enregistrée à +4.5 °V.

Pour le cas de -20/15 le pic de pression est au (10.51 MPa) est enregistrée à +4.5 °V.

Pour le cas de -23/17.5 le pic de pression est au (9.89 MPa) est enregistrée à +5.0 °V.

Pour le cas de -20/20 le pic pression est au (9.34 MPa) est enregistrée à +5.0 °V.

Il est noté aussi que plus l'instant d'injection est avancé plus la pression augmente.

L'avance à l'injection donne assis de temps pour la formation d'un mélange air/carburant prit d'être s'enflammer très rapidement.

Pour le cas de -23/20 le pic pression est au (9.95 MPa) est enregistrée à +4.5 °V.

Pour le cas de -20/20 le pic pression est au (9.34 MPa) est enregistrée à +5.0 °V.

Après la fin de la combustion une diminution très rapide de la pression à la troisième phase (phase de détente).

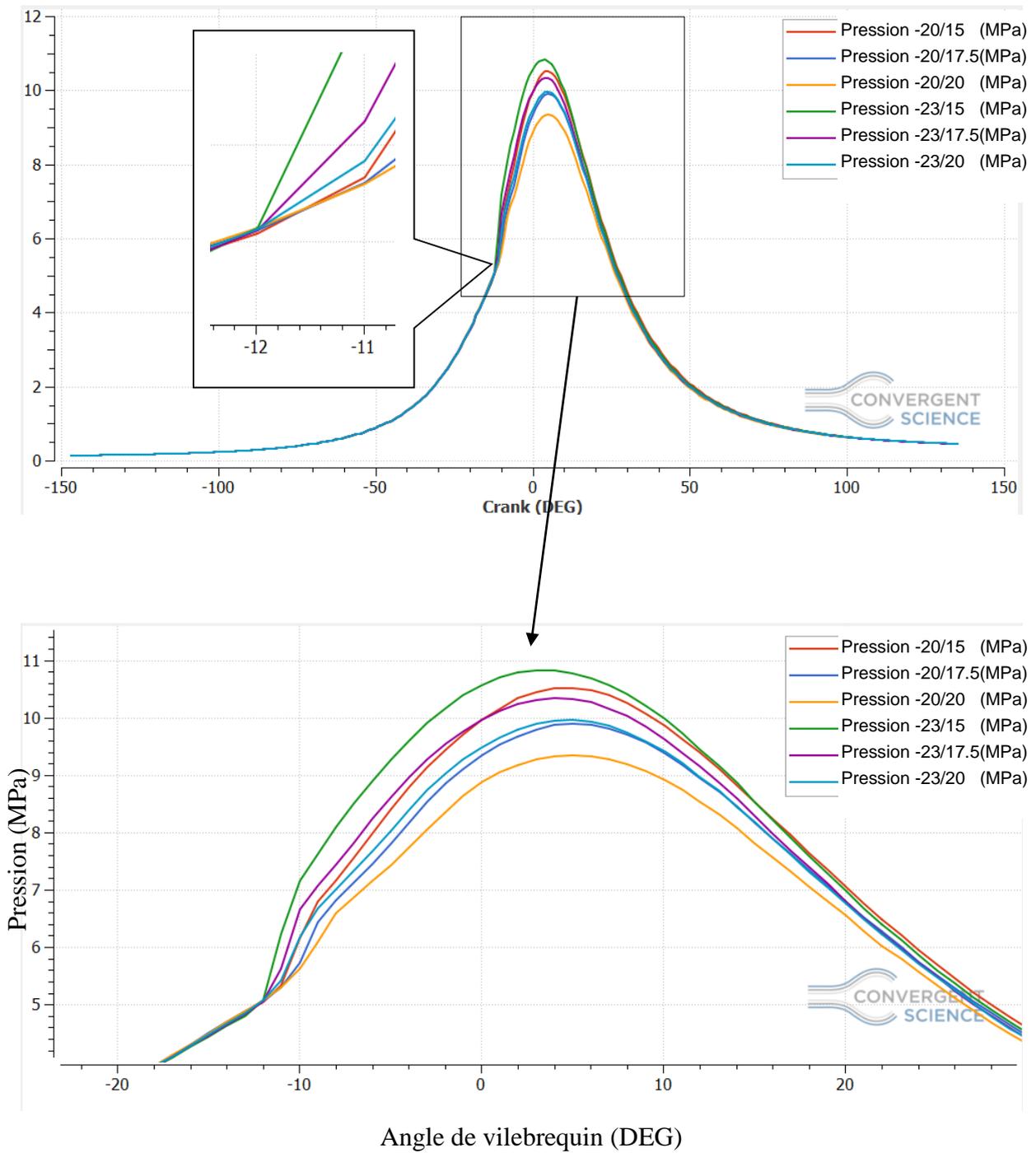


Figure 37: Influence de la durée d'injection sur la pression.

### IV.11.2. La température :

#### IV.11.2.a. Les courbes de température :

La figure (38) montre l'évolution de la température moyenne en fonction du degré de vilebrequin.

Une augmentation de la température avec superposition des courbes à la phase de compression et avant l'injection.

Ralentissement partielle de l'augmentation de température due à la trempe de l'air chaud par le jet injecté.

On remarque que plus la durée est réduite plus l'accélération de la température pour atteindre leur maximale est grand.

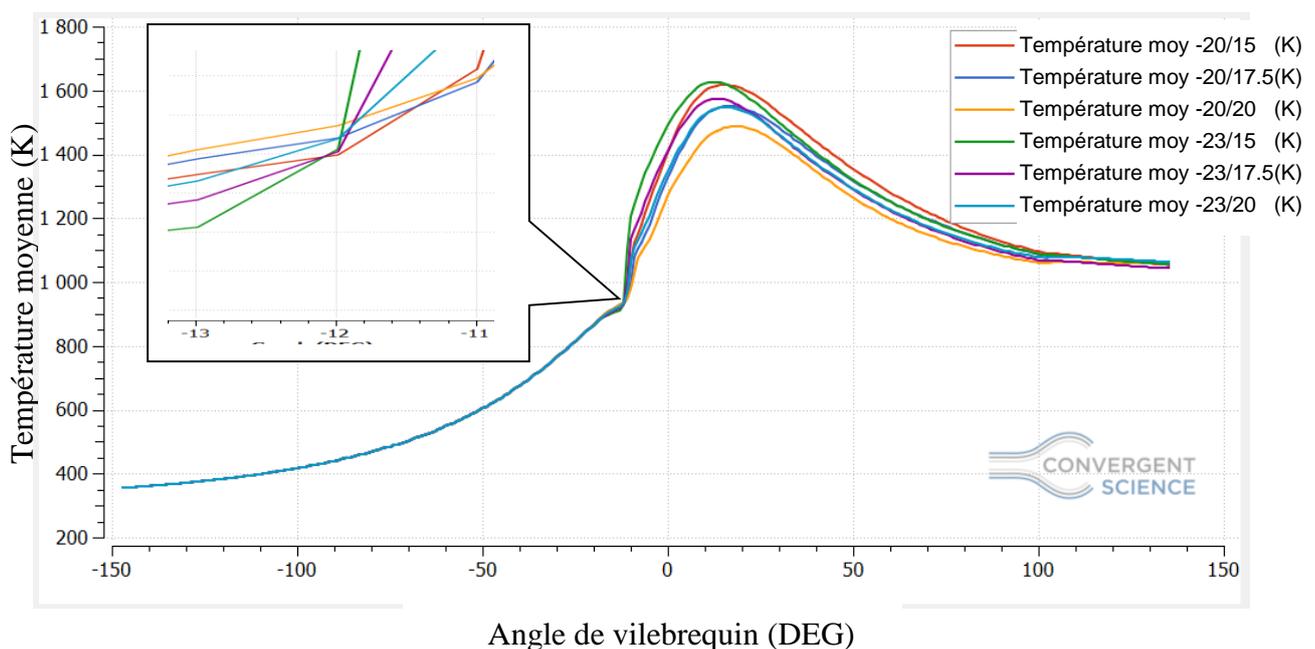
On constate que plus la durée de l'injection est réduite, plus la température augmente.

Car l'augmentation de la température moyenne est proportionnelle à l'augmentation de la quantité de carburant brûlée instantanément.

Pour le cas de -23/15 le pic de température moyenne est au (1626.5 K) comme pic maximale est enregistrée à +12 °V.

Pour le cas de -20/15 le pic de température moyenne est atteindré (1617.11 K) à +15 °V et restée la courbe maximale après son pic durant tout la phase de détente avec un chute lent par rapport aux autres simulations.

Pour le cas de -20/20 le pic de température moyenne est au (1486.9 K) comme pic minimale est enregistrée à +20 °V.



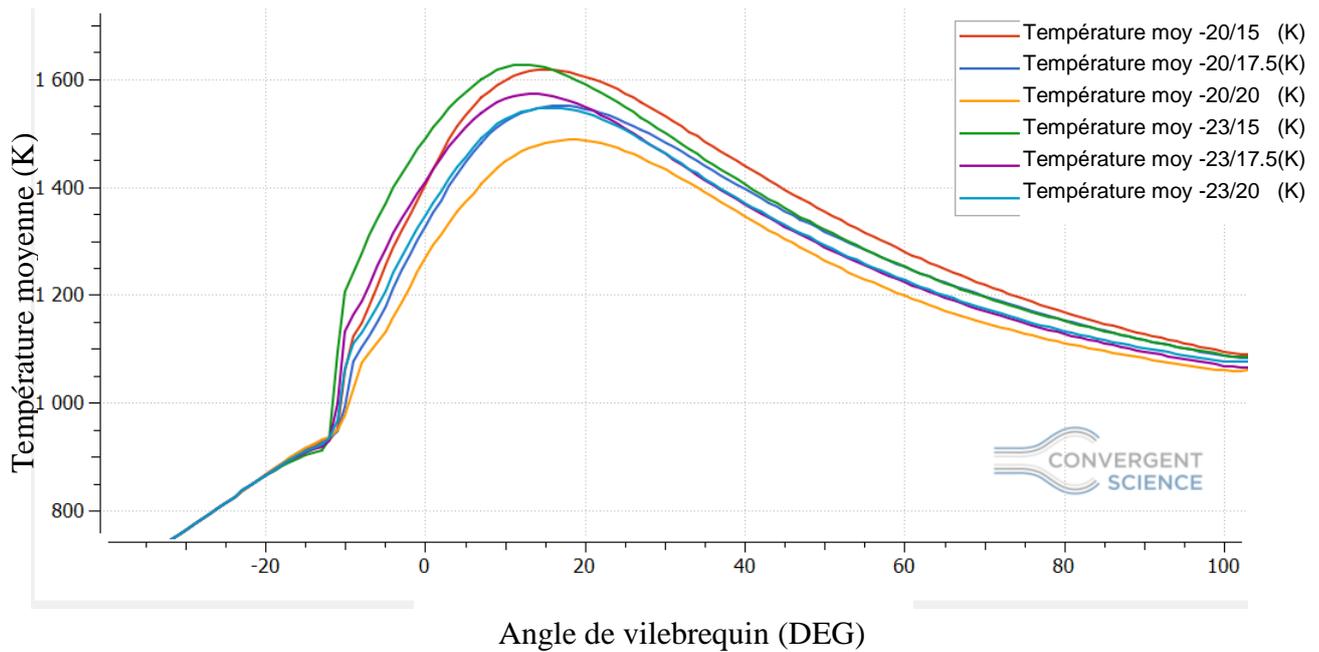


Figure 38: Influence de la durée d'injection sur la température moyenne.

#### IV.11.2.b. Les contours de température :

Les contours à  $-12^{\circ}\text{V}$  illustrés à la figure (39) montrent que plus la durée d'injection réduite plus le délai d'auto-inflammation est réduit légèrement ; cette tendance est confirmée par les contours à  $-7^{\circ}\text{V}$ .

Aussi les quantités du carburant injectés instantanément sont clairement montrés sur cette image ( $-7^{\circ}\text{V}$ ) que à la durée de ( $15^{\circ}\text{V}$ ) on a une injection brusque par rapport à ( $17.5^{\circ}\text{V}$ ) et ( $20^{\circ}\text{V}$ ) avec un ordre décroissant.

La température est très importante après le PMH et peut dépasser les  $2600^{\circ}\text{K}$  localement pour la durée d'injection de ( $15^{\circ}\text{V}$ ), il est considérable par rapport à la durée de ( $17.5^{\circ}\text{V}$ ) et ( $20^{\circ}\text{V}$ ) respectivement, Voir les contours à  $8^{\circ}\text{V}$  sur la figure (39).

Car la concentration de la charge injectée instantanément augmente en fonction de degré de vilebrequin si la durée réduite.

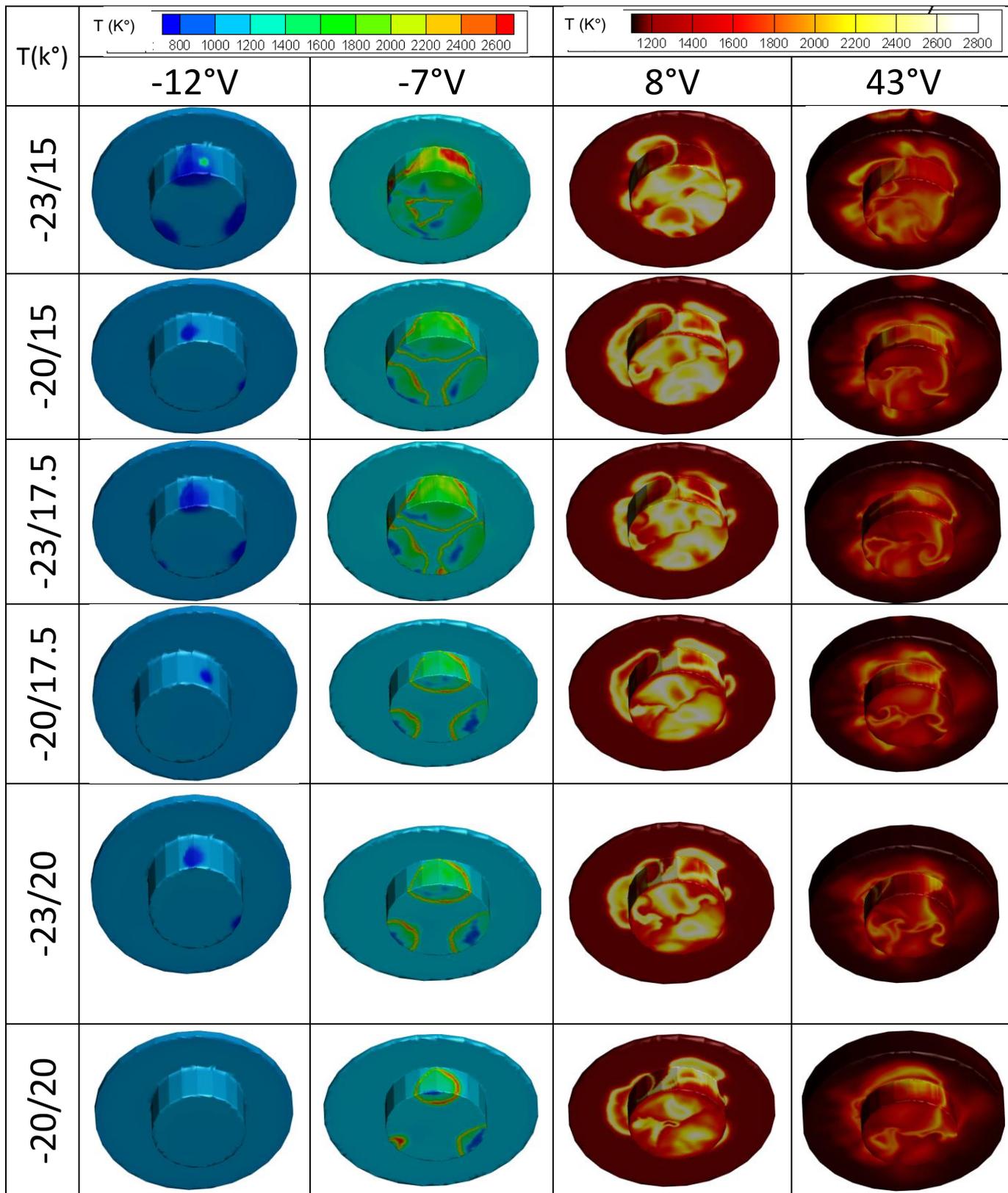


Figure 39: Champs de température à -12°, -7°, 8° et 43° Degré de vilebrequin.

**IV.11.3. La chaleur dégagée :**

**IV.11.3.a. le taux de dégagement de chaleur instantanée (TDCI) :**

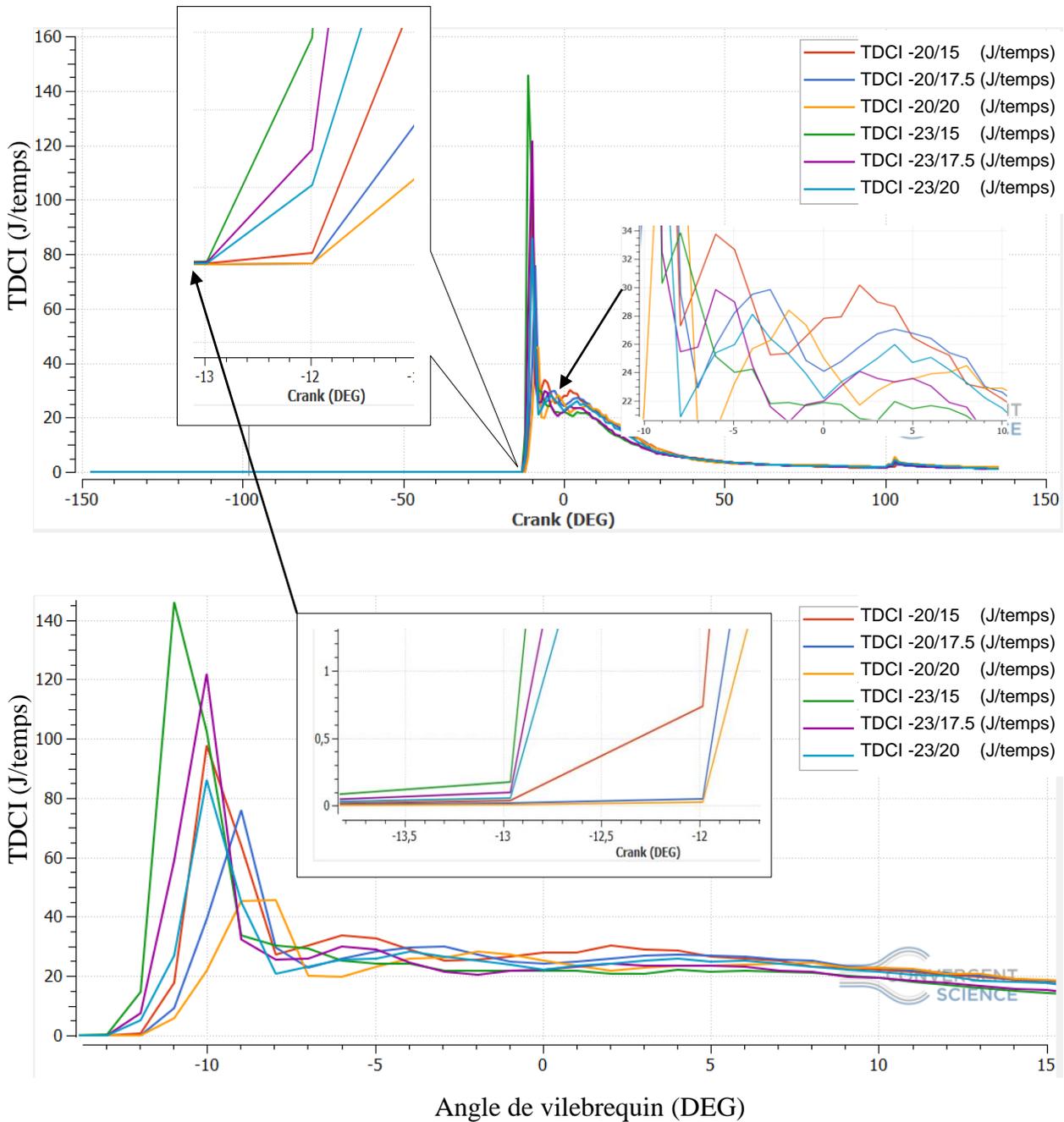


Figure 40: Influence de la durée d'injection sur le taux de dégagement de chaleur instantanée.

La figure (40) représente la variation de taux de dégagement de chaleur instantanée en fonction de degré de vilebrequin et l'influence de la durée d'injection sur cette chaleur.

Comme on a décrit au chapitre II la combustion se décompose en quatre (04) phases :

**Le délai d'auto-inflammation:**

Pour les simulations -23/15, -23/17.5 et -23/20 le délai s'écoule entre -23°V (instant d'injection) jusqu'à -13°V soit un délai d'auto-inflammation de (10°V) ;

Pour les simulations -20/15,-20/17.5 et -20/20 le délai s'écoule entre  $-20^{\circ}\text{V}$  (instant d'injection) jusqu'à  $-12^{\circ}\text{V}$  soit un délai d'auto-inflammation de ( $8^{\circ}\text{V}$ ) ; L'image agrandie sur la figure (40) montre ces valeurs.

Aussi un durée reduite provoque un ligère avance à l'auto-inflammation comme indique la courbe de -20/15 (en rouge) par rapport aux -20/17.5(bleu) et -20/20(orange) respectivement.

#### **La combustion non contrôlée :**

La durée d'injection elle a un influence impotant sur le taux de dégagement de chaleur à la phase de combustion de pré-mélange :

Plus la durée reduite plus la quantité de chaleur dégagée augmente et leur pic augmente  
Car la quantité de combustible prémélangée (quantité apte à s'enflamme très rapidement) est inversement proportionnelle à la durée d'injection, si ce dernier reduite la quantité de prémélange augmente.

Pour le cas de -23/15 le pic prendre la valeur (145 J) est enregistrée à  $-11^{\circ}\text{V}$ .

Pour le cas de -23/20 le pic prendre la valeur (85.83 J) est enregistrée à  $-10^{\circ}\text{V}$ .

Pour le cas de -20/15 le pic prendre la valeur (97.5 J) est enregistrée à  $-10^{\circ}\text{V}$ .

Pour le cas de -20/20 le pic prendre la valeur (45.70 J) est enregistrée à  $-8^{\circ}\text{V}$ .

#### **La combustion contrôlée :**

Le délai de la combustion contrôlée est plus court lorsque la durée d'injection est réduite figure(41), la phase de la combustion contrôlée débute après le chute brusque de la chaleur de pré-mélange et s'écoule jusqu'à la fin d'injection..

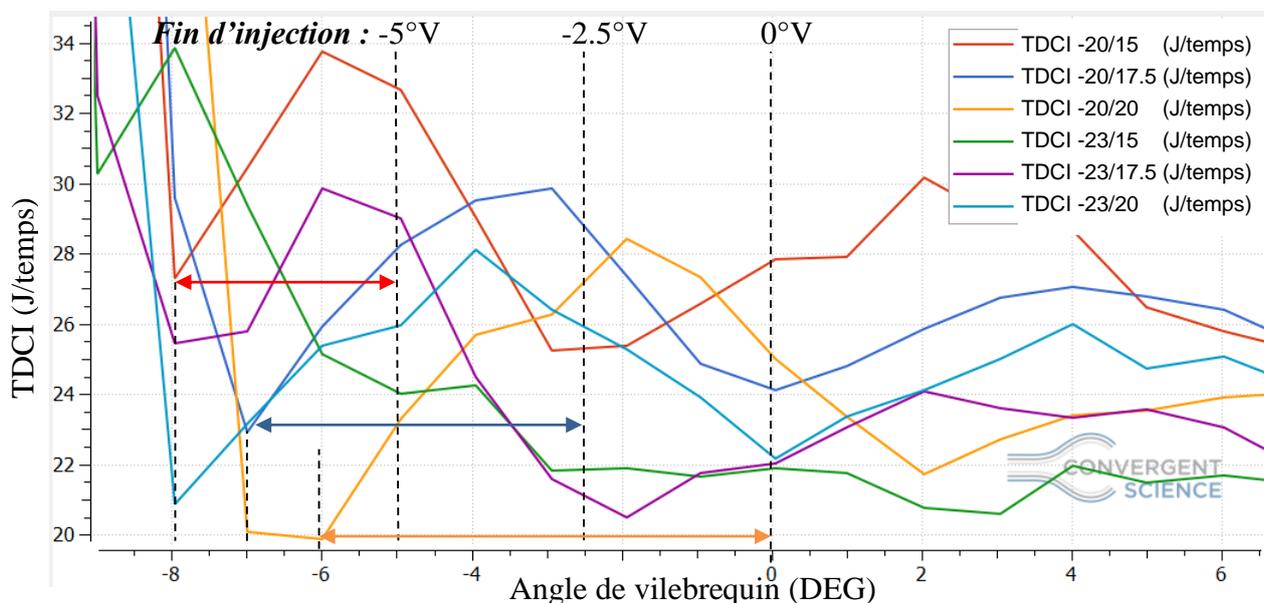


Figure 41: Influence du durée d'injection sur la phase de combustion contrôlée.

On constate que plus la durée d'injection est réduite plus le pic de cette phase augmente et la longueur d'onde sera plus courte.

Pour le cas de -20/15, la combustion contrôlée s'écoule entre -8 et -5°V soit un délai de (3°V) avec un pic de (33.71 J) enregistré à -6°V.

Pour le cas de -20/17.5, la combustion contrôlée s'écoule entre -7 et -2.5°V soit un délai de (4.5°V) avec un pic de (29.82 J) enregistré à -3°V.

Pour le cas de -20/20, la combustion contrôlée s'écoule entre -6°V et le PMH soit un délai de (6°V) avec un pic de (28.38 J) enregistré à -2°V.

#### **La post-combustion :**

après la phase de la combustion de pré mélange et la phase de combustion contrôlée, les courbes forment des fluctuation décroissantes avec une convergence entre eux ;néanmoins une légère différence montre que plus la durée d'injection augmente la chaleur de postcombustion est supérieur légèrement voir la figure (40).

Car la combustion tardive doit être s'alimenté par une injection lente plus qu'une injection réduite.

#### **IV.11.3.b.La chaleur dégagée cumulative (CDC) :**

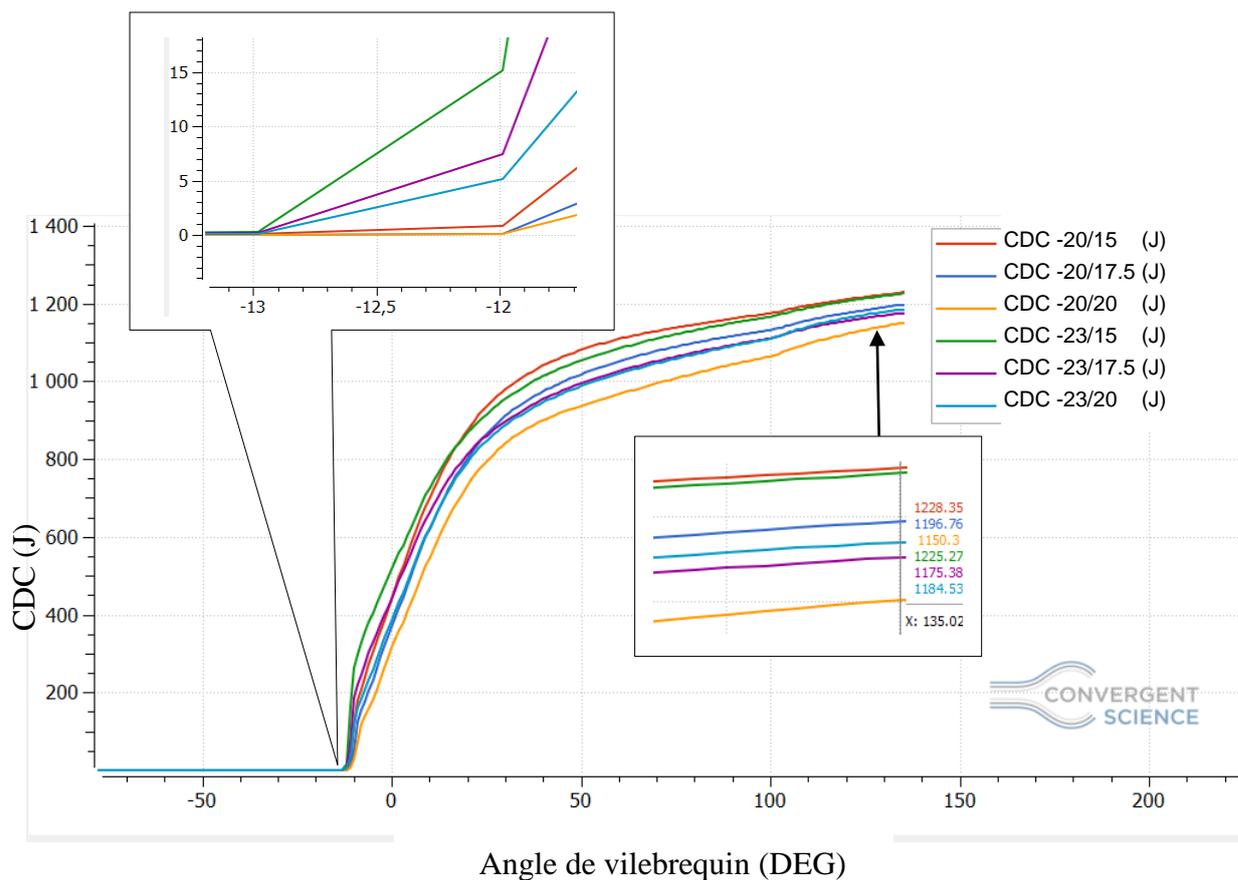


Figure 42: Influence du durée d'injection sur le taux de dégagement de chaleur cumulative.

La figure (42) illustre l'évolution de la chaleur dégagée cumulative en fonction de degré de vilebrequin et l'influence de la durée d'injection sur cette chaleur.

Le dégagement de chaleur est nul avant le point d'auto-inflammation.

On remarque que Plus la durée d'injection est reduite plus la chaleur dégagée cumulative augmente.

Ça due à la grande quantité de chaleur dégagée à la phase de combustion de prémélange.

Pour le cas de -20/15 et -23/15 la chaleur dégagée cumulative est enregistré à 135 °V par une valeur maximale de 1228.35 et 1225.27 (J) respectivement.

Pour le cas de -20/17.5 la valeur maximale est 1196.76 (J).

Pour le cas de -20/20 la valeur maximale est 135.023 (J).

#### IV.11.4. L'influence de la durée d'injection sur les émissions polluantes :

Les polluants majeurs émis lors de la combustion Diesel sont le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) imbrûlés, les oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>) et les particules de suies.

##### IV.11.4.a. Les émissions NO<sub>x</sub> :

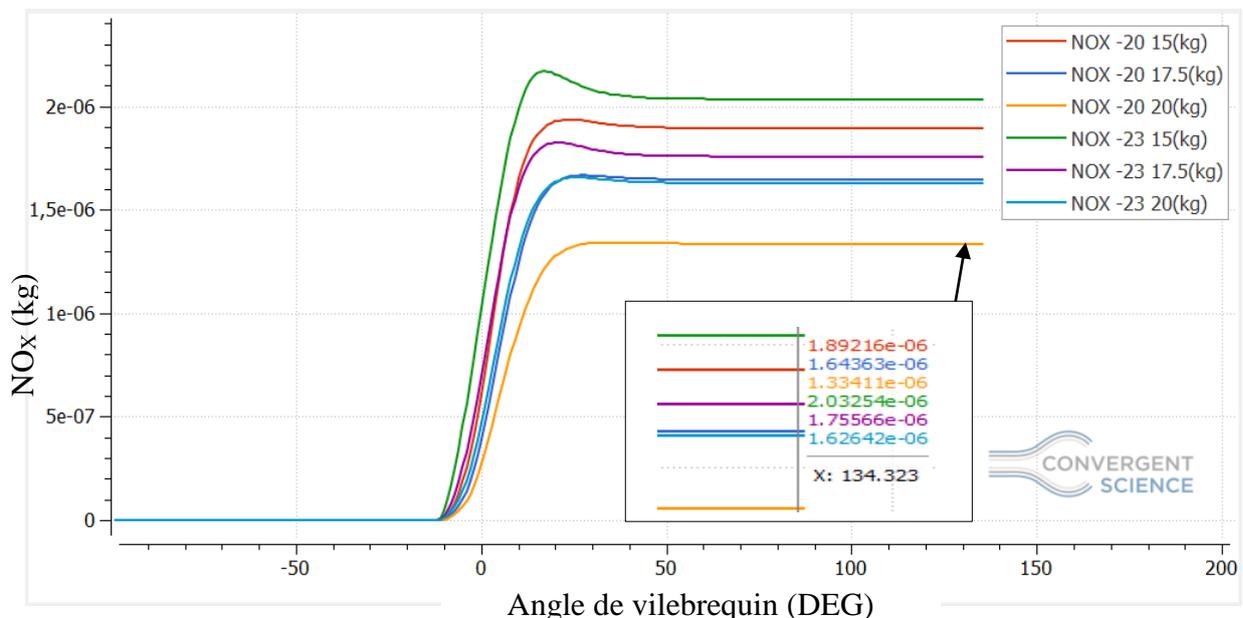


Figure 43: Influence de la durée d'injection sur les émissions des NO<sub>x</sub>

La figure (43) montre prédiction des émissions NO<sub>x</sub> en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents valeurs de simulation.

L'élévation de la concentration en NO<sub>x</sub> se manifeste d'une manière rapide après le début de la combustion, et sera très importante et inévitable quand la température est très élevée.

On observe que plus la durée d'injection est réduite plus la formation de NO<sub>x</sub> augmente, la durée de cette formation peut s'écouler entre -13°V jusqu'à 20°V soit un délai de 33°V.

Après la détente la température diminue, Cette baisse de température amorti la chimie des NO<sub>x</sub> et leur concentration devient relativement constante.

La quantités de NO<sub>x</sub> vers l'échappement est enregistré à 135 °V par une valeur de :

Pour le cas de -20/15 le NO<sub>x</sub> est de  $1.89 \cdot 10^{-6}$  (kg).

Pour le cas de -20/17.5 la quantité de NOx est de  $1.64 \cdot 10^{-6}$  (kg).

Pour le cas de -20/20 les NOx sont d'une valeur de  $1.33 \cdot 10^{-6}$  (kg).

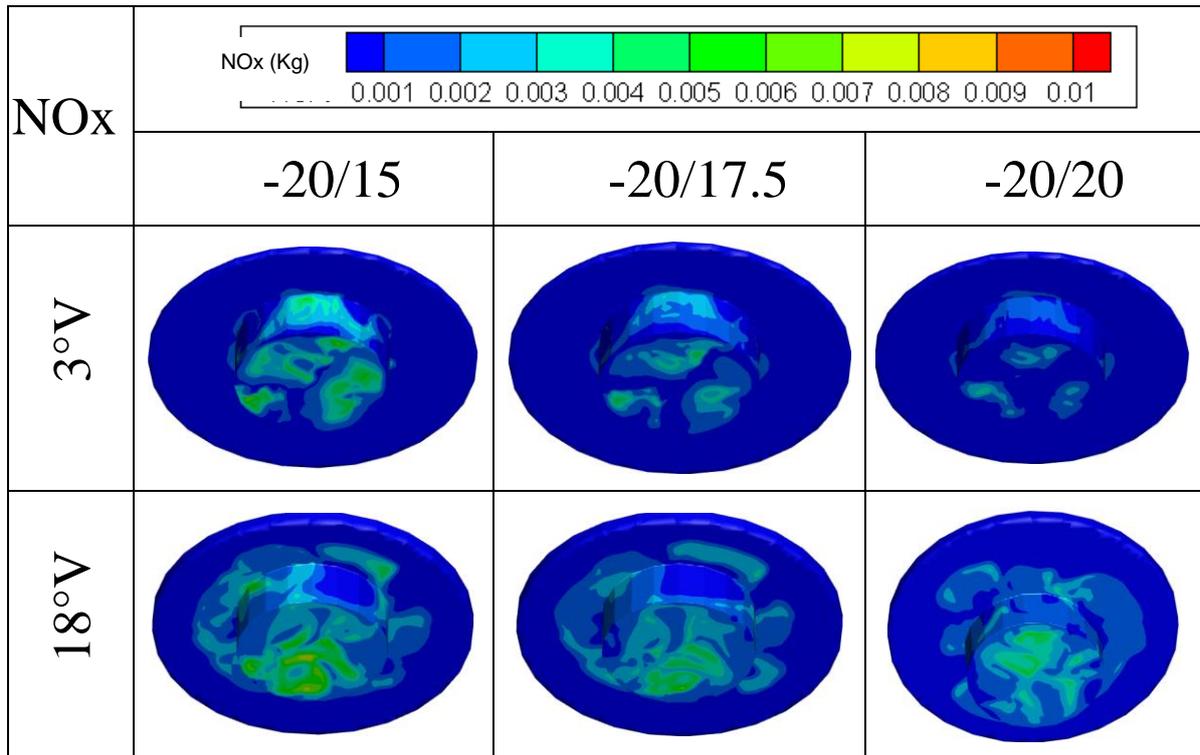


Figure 44: Champs de distribution des NOx à 3°V et 18°V

Les grandes quantités de NOx se forment instantanément et localement dans les zones de flamme enrichie en radicaux figure (44) ;

Donc plus la durée d'injection est réduite plus qu'il y a des radicaux et la formation de NOx augmente en plus, ce qui apparaît clairement dans les images de même degré (3° ou/et 18°V) avec des quantités décroissantes si la durée augmente 15°, 17.5° et 20°V respectivement voir la figure(44).

#### IV.11.4.b. Les suies :

La figure (45) représente l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin et l'influence de la durée d'injection sur cette émission.

Les graphes montrent que la réduction de la durée influe positivement pour réduire les suies.

Il est clair que la grande quantité des suies est produite lorsque la combustion se déclenche, et jusqu'à la fin de combustion diffusive. Cette durée est la somme de délai la combustion de pré mélange et diffusive. Par conséquent si ce délai augmente la quantité des suies produites augmente aussi.

Pour le cas de -20/15 la quantité produite des suies est la plus petite avec un pic de  $5.54 \cdot 10^{-7}$  (kg) à 5°V, et se réduit jusqu'à  $1.88 \cdot 10^{-7}$  (kg) vers l'échappement.

Pour le cas de -20/17.5 un pic de  $6.27 \cdot 10^{-7}$  (kg) à 8°V, et  $2.39 \cdot 10^{-7}$  (kg) vers l'échappement.

Pour -20/20 la quantité produite est la plus grande avec un pic de  $6.68 \cdot 10^{-7}$  (kg) à 10°V,

et  $3.30 \cdot 10^{-7}$ (kg) vers l'échappement.

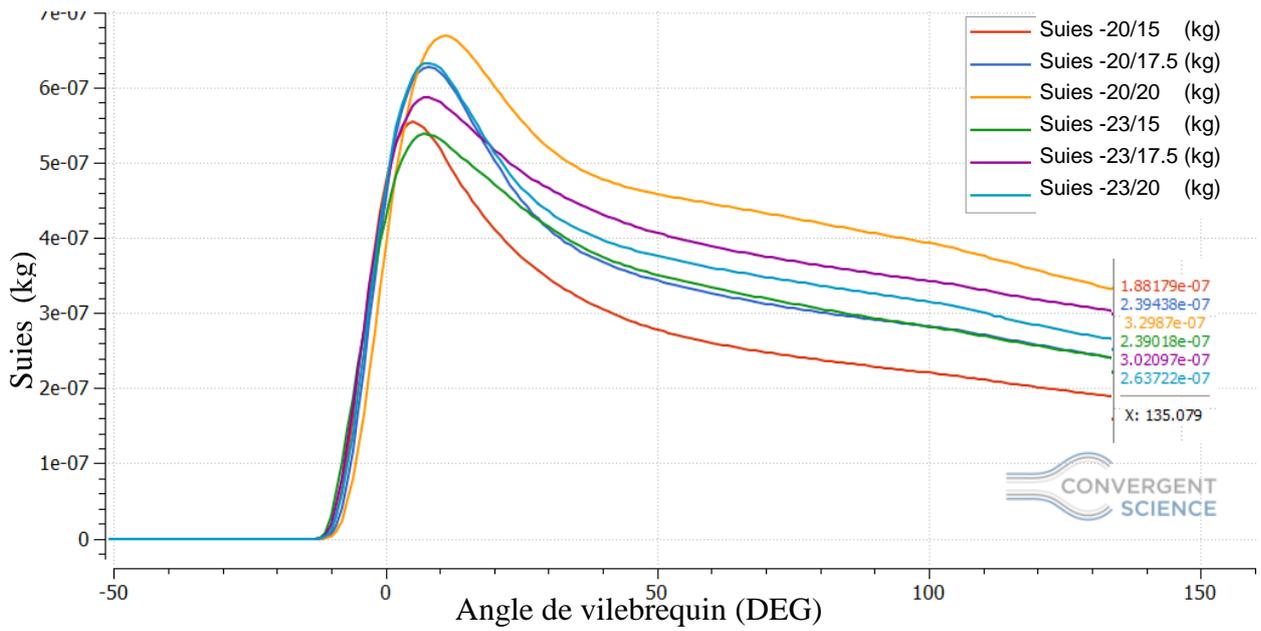


Figure 45: Influence de la durée d'injection sur la formation des suies.

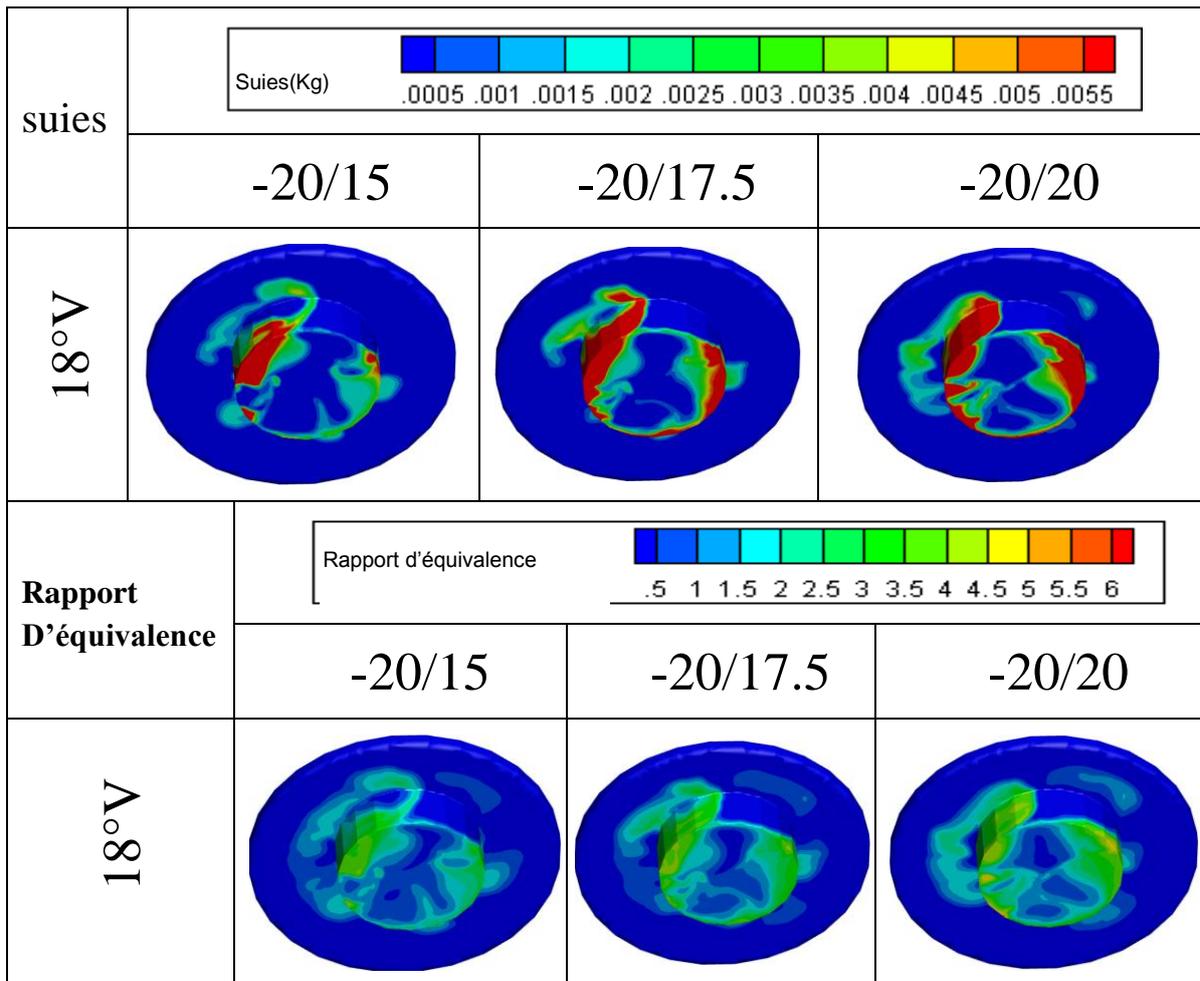


Figure 46: Les contours des suies et la variation de rapport d'équivalence à 18°V.

la figure (46) illustre le rapport d'équivalence et les zones riche en carburant, après le PMH ce rapport augmente proportionnellement avec l'augmentation de la durée d'injection.

La combustion hétérogène c'est l'origine de formation des particules de suie dans les zones localement déficitaires en oxygène.

Une simple comparaison entre les contours des suies et les contours de rapport d'équivalence sur la figure (46) montre que le domaine de formation des suies inclus dans les zones riche au voisinage des parois de la chambre de combustion.

Le terme suie est donc attribué au matériau carboné formé lors de la combustion du carburant dans des conditions sous-stœchiométriques, c'est-à-dire en manque d'oxygène.

#### IV.11.4.c. Les hydrocarbures imbrulés HC :

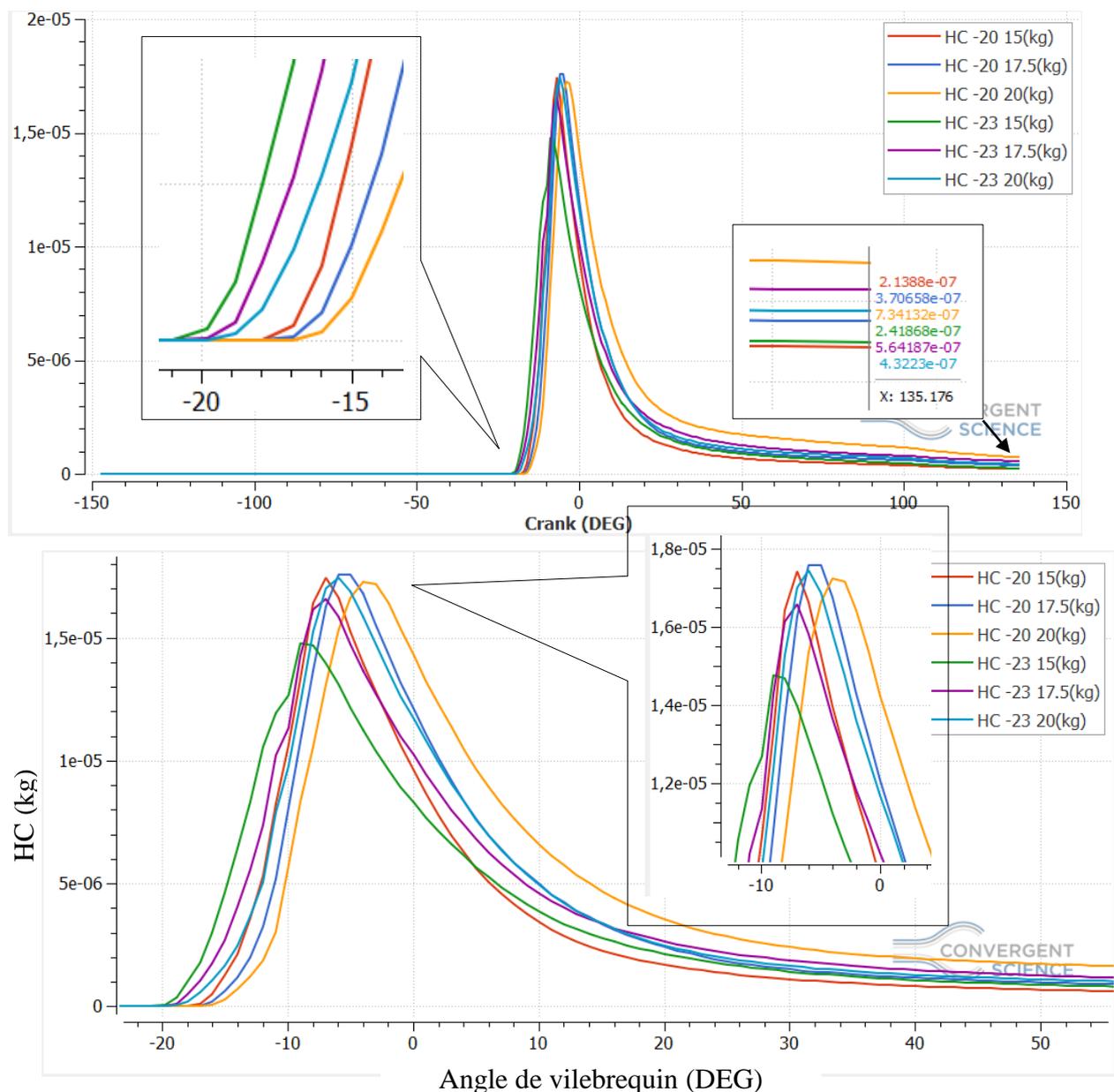


Figure 47: La variation de la quantité des hydrocarbures imbrulés.

La Prédiction des hydrocarbures imbrulés en fonction de degré de vilebrequin illustrée sur la figure(47).

La formation sera très importante et se commence avec l'injection pour arriver à un pic puis une réduction considérable de ces émissions HC.

On remarque que plus la durée est réduite, l'émissions des HC vers l'échappement sera moins.

Cette tendance peut être justifier par la grande quantité brulée à la phase de prés mélange pour une durée déduite de 15°V par rapport à 17.5 et 20°V respectivement.

La quantités des hydrocarbures imbrulés vers l'échappement est enregistré à 135 °V par ordre croissant :

Pour le cas de -20/15 HC est de  $2.13 \cdot 10^{-7}$  (kg).

Pour le cas de -20/17.5 la quantité HC est de  $3.70 \cdot 10^{-7}$  (kg).

Pour le cas de -20/20 les émissions des HC sont d'une valeur de  $7.34 \cdot 10^{-7}$  (kg).

#### IV.11.4.d. Les émissions CO :

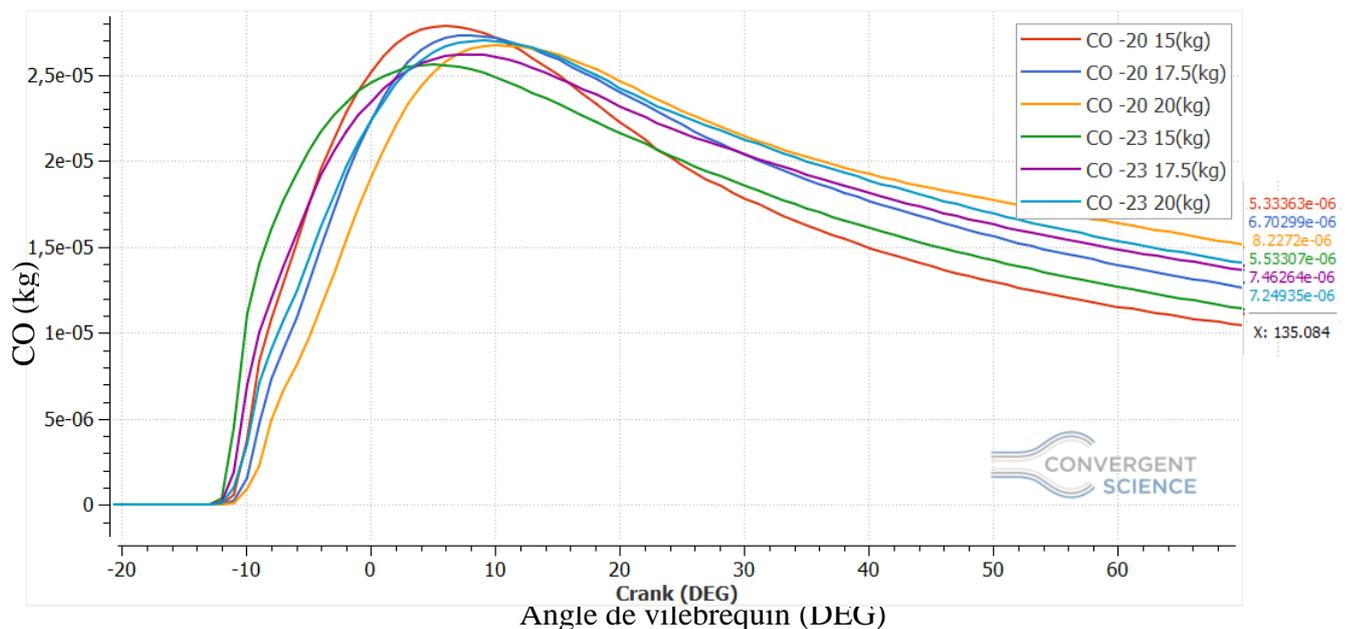


Figure 48: Influence de la durée d'injection sur les émissions CO

La figure (48) illustre les courbes de formation des émissions de monoxyde de carbone CO en fonction de degré de vilebrequin et l'influence de la durée d'injection sur cette émission.

On remarque que plus l'instant d'injection est avancé on y aura un temps de pré mélange suffisant et la formation de CO est très faible.

Par contre, plus la durée d'injection est réduite plus la formation de CO augmente à la phase de pré-mélange à cause de la charge injectée instantanée avec un délai de pré mélange aussi

réduit, qui provoque une combustion incomplète à cette phase par défaut d'oxygène à l'échelle locale.

Après cette phase les courbes s'inversent, plus la durée est réduite plus le CO est réduit vers l'échappement à cause de la vitesse l'oxydation de ce dernier pour la formation de CO<sub>2</sub>.

La moindre quantité de CO vers l'échappement (à 135°V) est enregistrée dans le cas -20/15 à une valeur de  $5.33 \cdot 10^{-6}$  (kg).

Pour le cas -23/15 une valeur de  $5.53 \cdot 10^{-6}$  (kg), et pour -20/20 la valeur est de  $8.22 \cdot 10^{-6}$  (kg)

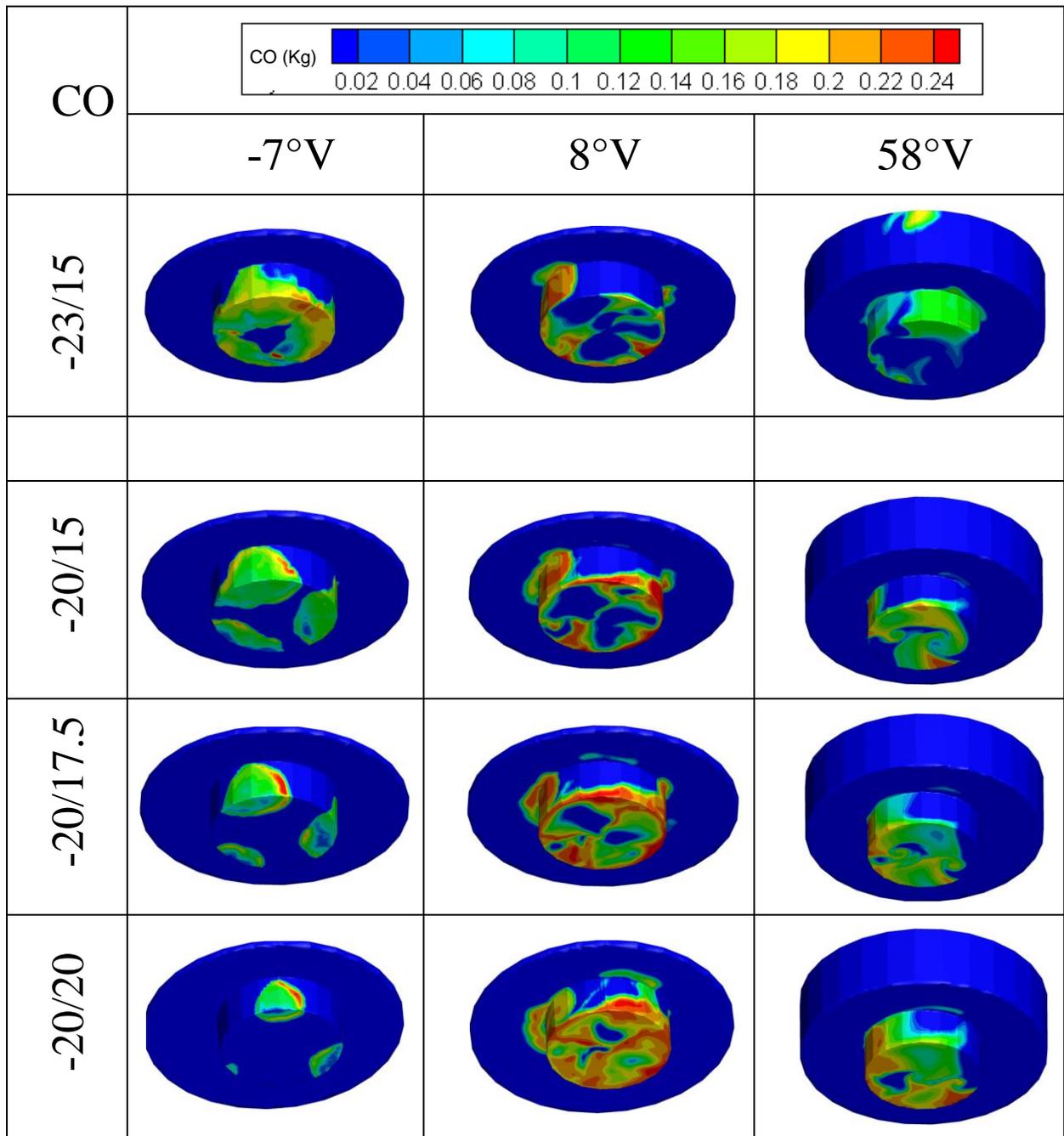


Figure 49:émissions CO à -7°, 8° et 58° Degré de vilebrequin.

le CO augmente aussi en raison des températures plus basses et de la combustion incomplète dans la zone près de la paroi de la chambre de combustion comme illustre sur la figure (49).

IV.11.4.e. Les émissions CO<sub>2</sub> :

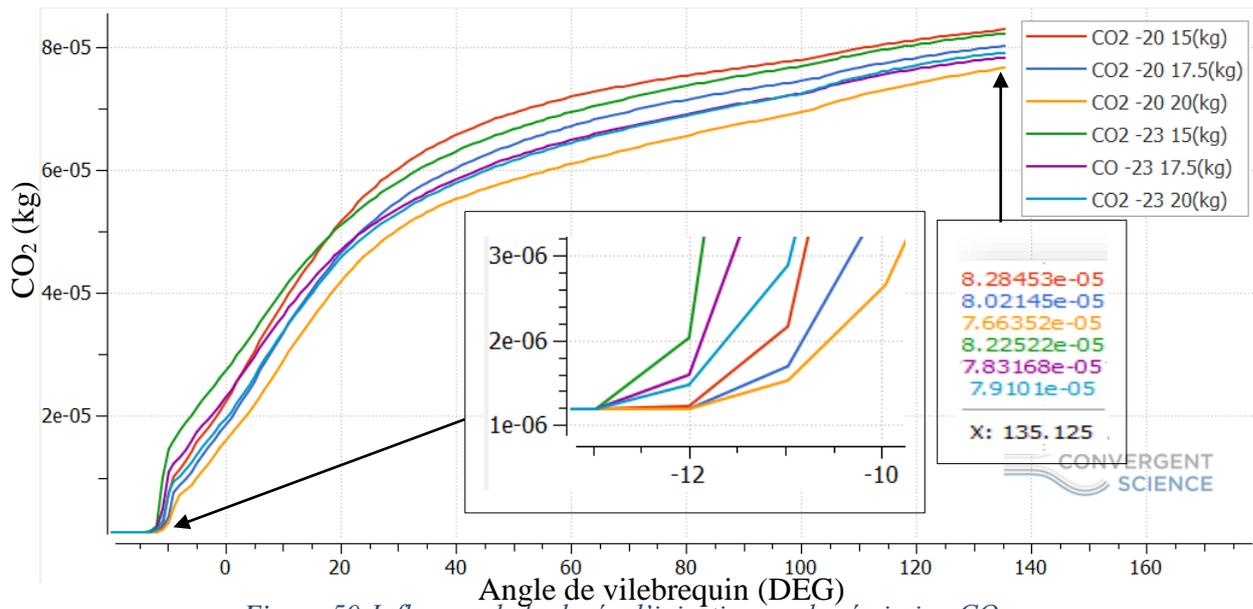


Figure 50: Influence de la durée d'injection sur les émissions CO<sub>2</sub>.

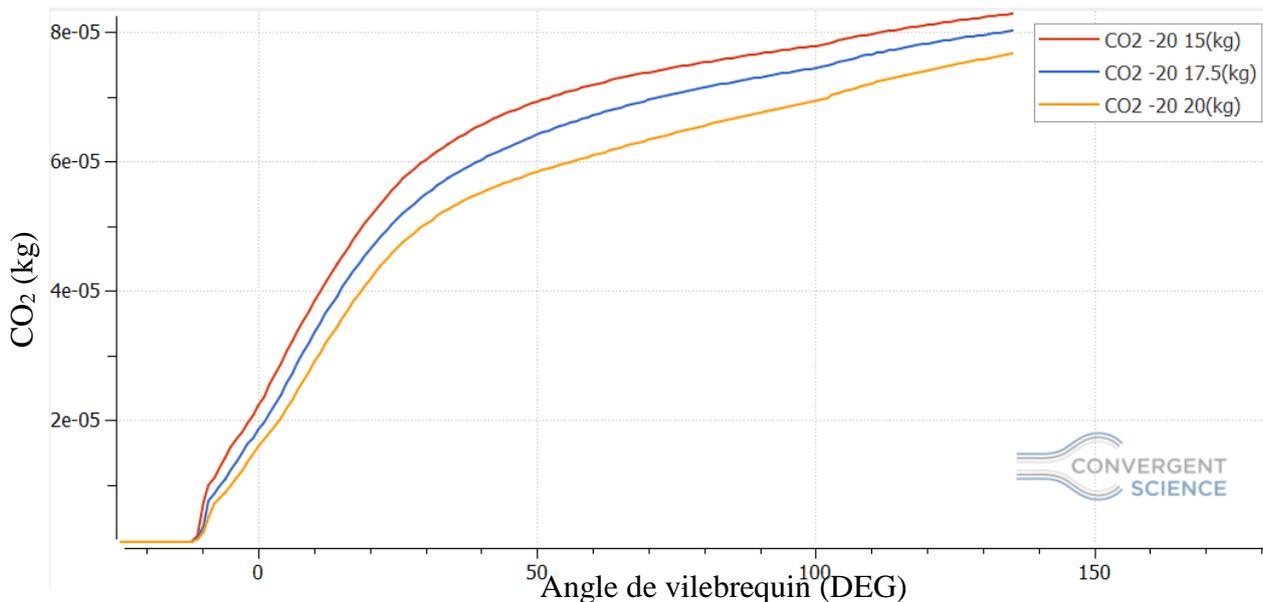


Figure 51: Influence de la durée d'injection (15°, 17.5° et 20°V) à l'instant -20° sur les émissions CO<sub>2</sub>.

La figure (50 et 51) représente l'évolution de formation des dioxyde de carbone CO<sub>2</sub> en fonction de degré de vilebrequin et l'influence de la durée d'injection sur cette émission.

La formation de CO<sub>2</sub> commence avec le déclenchement de la combustion au point d'auto-inflammation.

On remarque qu'il y a une formation très rapide de CO<sub>2</sub> jusqu'à 40°V, grâce à la formation d'un mélange air/carburant avec une combustion complète, ainsi l'oxydation de CO d'une combustion incomplète qui donne le CO<sub>2</sub>.

En suite un ralentissement vers l'équilibre, qui peut traduire la formation de CO<sub>2</sub> à la combustion tardive de la petite quantité restante de combustible et l'oxydation de CO à cette phase.

Plus la durée d'injection est réduite plus la formation de  $\text{CO}_2$  augmente ça signifie que la combustion est mieux et proche d'être complète pour la durée de 15° par rapport à 17.5 et 20°V.

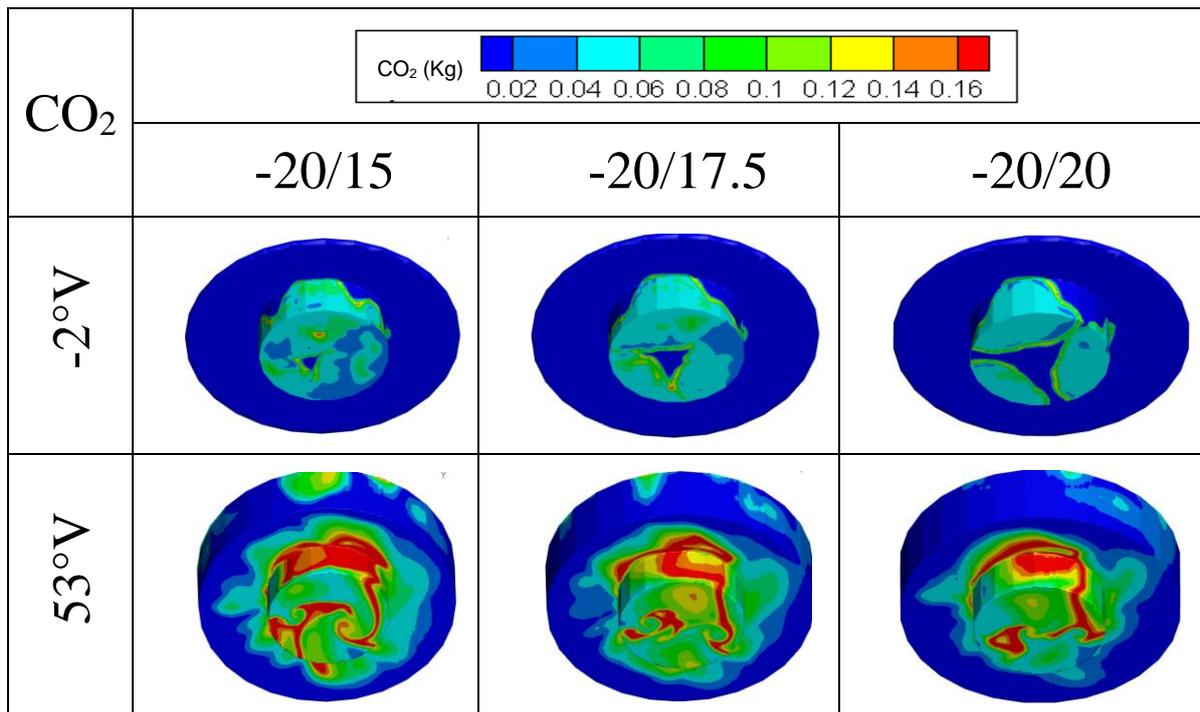


Figure 52: Formation de  $\text{CO}_2$  à -2° et 53° Degré de vilebrequin.

La formation de  $\text{CO}_2$  sera très importante dans les zones où il y a un mélange à la gamme stœchiométrique ( $\lambda \approx 1.0$ ),

plus qu'on se rapproche au cœur de jet plus que le mélange est riche ( $\lambda < 1.0$ ) avec une formation moins de  $\text{CO}_2$  et une combustion incomplète par défaut d'oxygène à l'échelle locale.

plus qu'on s'éloigne de jet plus que le mélange est pauvre ( $\lambda > 1.0$ ) la formation de  $\text{CO}_2$  est négligeable à cause de manque de combustible.

**Conclusion :**

Nous avons commencé ce chapitre par une description générale sur les propriétés de moteur utilisé, la géométrie de la chambre de combustion et le maillage utilisé.

Et la validation des résultats numériques par le calage de la courbe de pression cylindre calculée et celle mesurée sur banc d'essais avec une excellente concordance.

Les résultats obtenus pour les **six** valeurs de simulation donnent l'analyse comparative suivante:

\* Les indicateurs de puissance tel que la pression, la température et le taux de chaleur montrent que la durée d'injection **15°V** est la valeur optimale par rapport à celle du et **17.5** et **20°V** ; on a favorisé l'instant d'injection **-20°** sur **-23°** à cause des résultats obtenus à la combustion contrôlée et la chaleur cumulative à température moins on parle donc sur **-20/15**.

\* Pour les émissions polluants : on a enregistré le cas **-20/20°V** comme meilleur valeur moins productrice de **NOx** par rapport à **-23/20,-20/17.5,-23/17.5,-20/15** et **-23/15** par ordre croissant.

Et pour les autres émissions ( **les suies, HC, CO**) la valeur **-20/15** est aussi la moindre émissive vers l'échappement de ces gaz polluants par rapport à **-23/15,-20/17.5,-23/17.5,-20/20** et **-23/20**.

Autrement la quantité de **CO<sub>2</sub>** produit montre que la meilleur combustion est celle de **-20/15**.

Donc ces résultats confirment que la durée d'injection influe sur les performances du moteur Diesel notamment sur les phases de combustion, , il y avait une amélioration de ces performance à des durées d'injection réduites tenons en compte l'augmentation proportionnelle de **NOx**.

## Conclusion générale :

Les moteurs de demain se doivent d'être plus performantes et plus respectueuses de l'environnement à cause de leur position dominante dans la vie quotidienne et environnementale dans plusieurs domaines cités en introduction.

L'amélioration progressive des performances du moteur diesel est devenue une nécessité pour les constructeurs en terme de puissance et de réduction des émissions polluantes qui sont dangereuses et nocives à la fois pour l'environnement et l'être humaine, à savoir (Les NO<sub>x</sub>, Les hydrocarbures imbrulés HC, Les suies et le monoxyde de carbone CO). Pour cela des nombreuse études a été effectuées et plusieurs solutions ont été utilisées avec plus ou moins de réussite.

L'objectif de ce travail est d'étudier l'influence de la durée d'injection sur les performances du moteur sans faire des modifications ou changements géométrique souvent très couteux.

Concernant la combustion, les améliorations reposent notamment sur une meilleure compréhension de ce phénomène à l'intérieur de la chambre de combustion dans les moteurs Diesel. Les codes de calcul comme CONVERGE, permettent de comprendre la combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur à combustion interne.

Le bon accord des résultats numériques avec les données expérimentales montre que le CONVERGE un outil de précision, puissant grâce à le bon choix et l'adaptation des modèles utilisés. Et que le modèle CTC est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion.

A cette effet on a choisit de faires une simulation sur l'influence de la durée d'injection (15°V, 17.5°V et 20°V) sur les performance du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air pour deux instant d'injection (-20°V et -23)v) à l'aide d'un code CFD performant qui est le code CONVERGE.

L'exploitation des résultats montre que plus la durée est réduite on y aura une augmentation de puissance tel que la pression et la chaleur cumulative à cause de l'influence de la durée d'injection sur les phases de combustion et notamment la combustion de pré mélange qui doit être s'alimenter en plus pour une durée réduite, avec une augmentation considérable des émissions NO<sub>x</sub>, CO et CO<sub>2</sub>.

Au bout de ce travail nous avons conclu que (-20/15) la durée d'injection 15°V à l'instant -20°V a donnée des améliorations en plus tel que un meilleur taux de dégagement de chaleur cumulative avec une pression élevée, aussi pour les émissions on a enregistré des quantités réduites des suis et les hydrocarbures imbrulés, et mêmes l'émission de CO vers l'échappement, La grande quantité de CO<sub>2</sub> à (-20/15) justifier que c'est la meilleur combustion.

Et pour la quantité la plus réduite de NO<sub>x</sub> on a enregistré la meilleur résultat à (-20/20).

Pour réduire l'émissions polluantes plusieurs technique de poste traitement son utilisées dont on a cité quelques une dans le présent mémoire.

À fin d'améliorer les performances énergétiques et environnementales du moteur diesel, il convient de proposer les perspectives suivantes :

Une investigation numérique sur : l'influence des paramètres d'injection, d'écoulement ainsi que la géométrie sur l'évolution de Suies, NOx et consommation de carburant.

La modélisation et la simulation des différents procédés de réduction des émissions polluantes de prétraitement et post-traitement tel que la suralimentation, refroidissement d'air admit, injection de la vapeur d'eau, EGR, et les divers type de filtration à l'admission et l'échappement, à fin d'optimisation.

## Références bibliographique

1. Challen, B. and R. Baranescu, *Diesel engine reference book*. 1999: McFarland.
2. Eichlseder, H. and A. Wimmer. *Future perspectives of the IC engine*. in *14th International Conference "Transport and Air Pollution"*. 2005. Verlag der Technischen Universität Graz.
3. Jean-Louis, F., *Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion*. Techniques de l'ingénieur Combustion dans les moteurs thermiques et environnement, 1999. **base documentaire : TIB166DUO**(ref. article : bm2585).
4. Mollenhauer, K. and H. Tschoke, *Handbook of diesel engines*. 2010: Springer.
5. Omran, R., *Modélisation du moteur diesel, en vue de sa commande dynamique par réseaux de neurones pour minimiser les émissions*. 2007, Ecole Centrale de Lyon.
6. technologiques, F.O.p.d.é.d.c.s.e., C. Cabal, and C. Gatignol, *Rapport sur la définition et les implications du concept de voiture propre*. 2005: Assemblée nationale.
7. Mèmeteau, H., *Technologie fonctionnelle de l'automobile. Tome 1 Le moteur et ses auxiliaires*. Dunod, 2002. **2**.
8. Mèmeteau, H. and B. Collomb, *Technologie fonctionnelle de l'automobile-Tome 2-7e éd.* 2014: Dunod.
9. HANDBOOK, D.F., *MECHANICAL SCIENCE*. 1993, DOE-HDBK-1018/1-93.
10. Moreau, J.-B., *Modélisation de l'écoulement polyphasique à l'intérieur et en sortie des injecteurs Diesel*. 2005, Institut National Polytechnique de Toulouse-INPT.
11. Haupais, A., *Combustion dans les moteurs Diesel*. 1992: Ed. Techniques Ingénieur.
12. Bacha, J., et al., *Diesel fuels technical review*. Chevron Global Marketing, 2007.
13. Desbazeille, M., *Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin*. 2010, Université Jean Monnet-Saint-Etienne.
14. Zidi, M.N., *Développement d'un simulateur pour le moteur Diesel en vue d'étudier les performances et le comportement dynamique*. 2017, Université du Québec à Rimouski.
15. Milton, B.E., *Thermodynamics, combustion and engines*. 1995.
16. Grondin, O., *Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic*. 2004, Rouen.
17. Krogerus, T.R. and K.J. Huhtala, *Diagnostics and Identification of Injection Duration of Common Rail Diesel Injectors*. Open Engineering, 2018. **8**(1): p. 1-6.
18. Martinez, L., *Simulation aux grandes échelles de l'injection de carburant liquide dans les moteurs à combustion interne*. 2009, Institut National Polytechnique de Toulouse.
19. Robert, E., et al. *Diagnostic de sprays diesel par radiographie X*. in *UVX 2010-10e Colloque sur les Sources Cohérentes et Incohérentes UV, VUV et X; Applications et Développements Récents*. 2011. EDP Sciences.
20. Breitbach, H., *Fuel injection systems overview*. Delphi Corporation, 2002.
21. Zhao, H., *Advanced direct injection combustion engine technologies and development: diesel engines*. Vol. 2. 2009: Elsevier.

22. Aligrot, C., *Etude expérimentale et théorique du délai d'auto-inflammation de différents carburants dans une chambre de combustion à volume constant*. 1994, ECOLE CENTRALE DE LYON.
23. Phipho, M.J., D.B. Kittelson, and D.D. Zarling, *NO<sub>2</sub> formation in a diesel engine*. 1991, SAE Technical Paper.
24. Kuncser, R., *Contribution à l'étude de la production et de la combustion en moteur Diesel d'huiles de pyrolyse de déchets thermoplastiques*. 2011, Nantes.
25. Aglave, R., *CFD simulation of combustion using automatically reduced reaction mechanisms: a case for diesel engine*. 2007.
26. Correa, C., *Combustion simulations in Diesel engines using reduced reaction mechanisms*. 2000.
27. Richards, K., P. Senecal, and E. Pomraning, *A Three-Dimensional Computational, FluidDynamicsProgramforTransientorSteadyStateFlowwith Complex Geometries*. CONVERGE (Version 1.3), Convergent Science, Inc, Middleton, WI, 2008.
28. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. 1988.
29. Yakhot, V. and S.A. Orszag, *Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory*. Journal of scientific computing, 1986. **1**(1): p. 3-51.
30. Reitz, R.D., *Computer modeling of sprays*. Spray Technology Short Course, Pittsburgh, PA, 1996.
31. Som, S., et al., *A numerical investigation on scalability and grid convergence of internal combustion engine simulations*. 2013, SAE Technical Paper.
32. NDAYISHIMIYE, Pascal, NAIMA, Khatir, LIAZID, Abdelkrim, et al. Performance and emission characteristics of a DI compression ignition engine operated on PODL biofuel. International Journal of Renewable Energy Technology, 2011, vol. 2, no 3, p. 324-344.

## Résumé

Notre choix a été posé sur le moteur diesel en raison de sa position dominante dans la vie quotidienne et environnementale tel que la propulsion marine et le transport terrestre, routier et ferroviaire, les voitures et les engins et la production d'électricité. L'amélioration progressive des performances du moteur diesel est nécessaire en terme de puissance et de réduction des émissions polluantes qui sont dangereuses et nocives à la fois pour l'environnement et l'être humain, à savoir (NOx, HC, les particules de suies et CO).

L'objectif de ce travail est d'améliorer les performances sans faire des modifications et changements géométrique coûteux sur le moteur et ce en jouant sur deux paramètres clés : la durée et l'instant de l'injection.

A cet effet on a choisi de faire simuler l'influence de la durée d'injection (15°V, 17.5°V et 20°V) sur les performances du moteur diesel LISTER PETTER refroidi à air pour deux instants d'injection (-20°V et -23°V) à l'aide d'un outil performant qui est le code CFD CONVERGE.

Au bout de ce travail nous avons conclu que -20/15 (la durée d'injection 15°V à l'instant -20°V) a donné des améliorations en plus tel que un meilleur taux de dégagement de chaleur cumulative avec une pression élevée, aussi pour les émissions on a enregistré des quantités réduites des suies et les hydrocarbures imbrulés, et même l'émission de CO vers l'échappement, La grande quantité de CO<sub>2</sub> à -20/15 justifier que c'est la meilleure combustion.

Et pour la quantité la plus réduite de NOx on a enregistré la meilleur résultat à -20/20.

**Mots clés :** moteur diesel, durée d'injection, instant d'injection, CONVERGE, simulation, performance, émissions.

## ملخص

وقع إختيارنا على محرك الديزل بسبب موقعه المهيمن في الحياة اليومية والبيئية مثل الدفع البحري والنقل البري والطرق والسكك الحديدية والسيارات والآلات وتوليد الكهرباء.. التحسن التدريجي في الأداء يعد ضروريًا لمحرك الديزل من حيث الطاقة وتقليل الانبعاثات الملوثة التي تعتبر خطرة ومضرة لكل من البيئة والإنسان، وهي (أكاسيد النيتروجين، الهيدروكربونات الغير محترقة، جزيئات الرماد، وأول أكسيد الكربون).

الهدف من هذا العمل هو تحسين أداء المحرك دون إجراء تغييرات أو تعديلات هندسية باهظة الثمن على المحرك، وذلك من خلال الإعتماد على عاملين أساسيين: مدة الحقن ولحظة الحقن.

لهذا الغرض، اخترنا محاكاة تأثير مدة الحقن (15، 17.5 و 20 درجة من العمود المرفقي) على أداء محرك الديزل LISTER PETTER الذي يتم تبريده بالهواء، وهذا بإختيار لحظتي الحقن (-20 و -23 درجة من العمود المرفقي) باستخدام برنامج قوي للمحاكاة يسمى CFD CONVERGE.

في نهاية هذا العمل، استنتجنا أن -20/15 (مدة الحقن 15 درجة في لحظة -20 درجة) أعطى مزيدًا من التحسينات مثل معدل إطلاق الحرارة التراكمي بكمية أفضل مع الضغط عالي، وكذلك بالنسبة للانبعاثات؛ فقد سجلت كميات منخفضة من جزيئات الرماد والهيدروكربونات الغير محترقة، وحتى انبعاث أول أكسيد الكربون، تبرز الكمية الكبيرة من ثاني أكسيد الكربون في -20/15 أنه أفضل احتراق.

ولأقل كمية من أكاسيد النيتروجين سجلنا أفضل نتيجة في -20/20

**الكلمات المفتاحية:** محرك الديزل، لحظة الحقن، مدة الحقن، برنامج CONVERGE، المحاكاة، الأداء، الانبعاثات.

## Abstract

the diesel engine was chosen because of its dominant position in everyday life and environmental such as marine propulsion and land transport, road and rail, cars and machinery and electricity generation. Gradual improvement of the performance of the diesel engine is necessary in terms of power and reduction of polluting emissions that are dangerous and harmful for both the environment and the human being, namely (NOx, HC, particles PM and CO).

The objective of this work is to improve the performances without making expensive modifications and geometric changes on the engine and this by tweaking on two key parameters: the duration and the instant injection.

For this purpose we have chosen to simulate the influence of the injection timing (15 CAD, 17.5 CAD and 20 CAD) on the performance of the air-cooled LISTER PETTER diesel engine for two injection instant (-20 CAD and -23 CAD) using a powerful tool that is the CFD CONVERGE code.

At the end of this work we concluded that -20/15 (injection timing 15 CAD at injection instant -20 CAD) gave further improvements such as a better cumulative heat release rate with high pressure, also for emissions reduced amounts of amines and unburned hydrocarbons, and even the emission of CO to the exhaust, the large amount of CO<sub>2</sub> to -20/15 justify that it is the best combustion.

And for the smallest amount of NOx we recorded the best result at -20/20.

**Key words:** diesel engine, injection timing, injection instant, CONVERGE, simulation, performance, emissions.