

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen

Faculté de technologie



Mémoire de fin d'étude

Pour l'obtention du diplôme de MASTER

En : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Energétique

Présenté par : RABAH Youcef

ADDAD Abdesselam

Intitulé

Investigation numérique du processus de combustion dans un moteur à essence à injection directe

Soutenu le 23/06/2019 devant le jury:

Mr GUELLIL H.	MAA	Univ. Tlemcen	Président
Mr MIMOUN O.	MAA	Univ. Tlemcen	Examineur
Mr BENMANSOUR AK.	MCB	Univ. Tlemcen	Examineur
Mr BOUSBAA H.	MCB	Univ. Tlemcen	Encadreur

DÉDICACE

On dédie ce projet :

A nos parents,

*Qui n'ont jamais cessé, de formuler des prières à notre égard, de nous soutenir
et de nous épauler pour que nous puissions atteindre nos objectifs.*

A nos frères et nos sœurs

Pour leurs soutiens moraux et leurs conseils précieux tout au long de nos études.

A mon chère binôme

Pour son entente et sympathie.

*Pour son soutien moral, son patience et sa compréhension tout au long
de ce projet.*

A tous nos enseignants de tous les niveaux

A nos chères amis

Pour leurs aides et supports dans les moments difficiles.

A toute nos familles,

A tous nos autres amis,

A tous ceux que nous aimons et ceux qui nous aiment.

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce à la participation de plusieurs personnes à nous voudrions témoigner toute notre gratitude.

On voudrait dans un premier temps remercier, notre directeur de mémoire « Mr BOUSBAA HAMZA », pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion.

Nous adressons aussi nos vifs remerciements aux membres de jury Mr GUELLIL H, Mr MIMOUN O, et Mr BENMANSOUR AK pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail.

Nous adressons nos sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé nos réflexions et ont accepté de nous rencontrer et de répondre à nos questions durant nos recherches.

Nous remercions nos très chers parents, qui ont toujours été là pour nous. Nous remercions nos sœurs et mes frères pour leurs encouragements.

Nous remercions MERDADI Anfel pour son soutien, ses conseils, son sacrifice et son aide linguistique

Enfin, nous remercions nos amis qui ont toujours été là pour nous. Leur soutien inconditionnel et leurs encouragements ont été d'une grande aide.

À tous ces intervenants, nous présentons nos remerciements, notre respect et notre gratitude

ملخص

الحدمن الانبعاثات الملوثة المرتبط بالمعايير المضادة للتلوث الأكثر فأكثر حدة. قاد مصنعو السيارات إلى فهم وابتكار مفاهيم جديدة للاحتراق (نظام الحقن . . EGR . الشحن الزائد والمحفز...الخ) بهدف زيادة الاداء وتقليص الغازات الملوثة للمحركات البنزينية التقليدية.

في هاته النظرية. محاكاة الاحتراق في المحركات برموز ال *CFD* هي وسيلة جد مهمة لأنها تسمح بتكلفة اقل لفهم شامل لخصائص الاحتراق وملاحظة تشكل الملوثات .

هاته الدراسة تركز على الرمز *CONVERGE v2.3.2* من اجل الفهم الجيد للعمليات المادية التي تسمح بتحسين هاته الطريقة الجديدة للاحتراق, بالأخص من حيث عامل الحقن و تدفق الاحتراق . يتضمن الجزء الأول من هذا العمل من عملية توافق النتائج التجريبية وتحديد الصور الجانبية والمخططات.الجزء الثاني يقدم التحقيق الرقمي عن تأثير الحقن المباشر لمحرك البنزينواستراتيجية الحقن(لحظة الحقن .مدة الحقن .عدد فوهات الحقن....)على أداء الاحتراق وتطور الغازات الملوثة .

رمز *CONVERGE v2.3.2* المستخدم في نهج *RANS*. يتم وصف الاحتراق بواسطة نموذج *CTC* والحقن بواسطة نموذج *KH-RT*والاضطراب. وتشكيل *NOx*والجربينات بواسطة نماذج *RNG k-ε*, *Hiroyasu* و *Zeldovich*على التوالي .

اتاحت النتائج العددية التي تم الحصول عليها عن طريق رمز الحساب *CONVERGE* إمكانية فهم عملية الاحتراق داخل غرفة الاحتراق بمحرك بنزين الحقن المباشر لتحقيق تصاميم اخرى.

كلمات مفتاحية : محرك البنزين .حقن مباشر .احتراق .الغاز الملوث *CONVERGE*

Résumé

La limitation des émissions polluants associés aux normes antipollution de plus en plus sévères, ont conduit les constructeurs automobiles à comprendre et à innover de nouveaux concepts de combustion (system d'injection, EGR, le swirl, suralimentation, catalyseur...), dans l'objectif d'augmenter les performances et réduire les gaz polluants des moteurs essence conventionnels.

Dans cette optique, la simulation de la combustion dans les moteurs avec les codes de CFD est un outil très important, car elle permet à un moindre coût une compréhension approfondie des caractéristiques de la combustion et prévoit également la formation des polluants.

Cette étude est basée sur le code CONVERGEV2.3.2 afin de bien comprendre les processus physiques qui permettent d'optimiser ce nouveau mode de combustion, en particulier en termes de paramètre d'injection et de déroulement de la combustion. La première partie de ce travail a consisté à caler avec la courbe de pression expérimentale et la détermination des profils et des contours. La deuxième partie présente une investigation numérique sur l'impact de l'injection directe dans moteur essence et la stratégie d'injections (instant d'injection, durée d'injection et nombre des becs) sur le déroulement de la combustion et l'évolution des gaz polluants.

Le code CONVERGE V2.3.2 utilise l'approche RANS. La combustion est décrite par le modèle CTC, le spray par le modèle de KH-RT, la turbulence, la formation des NOx et des suies par les modèles RNG $k-\varepsilon$, Hiroyasu, et Zeldovich respectivement.

Les résultats numériques obtenus par le code de calcul CONVERGE permettent de comprendre le processus de combustion au sein d'une chambre de combustion d'un moteur à essence à injection directe pour réaliser d'autres concepts.

Mots-clefs : moteur à essence, injection directe, combustion, gaz polluants, CONVERGE

Abstract

The limitation of pollutant emissions associated with more stringent anti-pollution standards has led car manufactures to co-sponsor and innovate new combustion concepts (injection system, EGR , the swirl , supercharging , catalyst) with the aim of increasing the performance and reducing the pollution gases of conventional gasoline engines)

In this context , the simulation of combustion in engines with CFD codes is a very important tool because allows a lower cost to thorough understanding of the characteristics of combustion and also provides for the formation of pollutants

This study based on the code CONVERGEV2.3.2 in order to understand the physical processes that make it possible to optimize this new mode of combustion, in particular in terms of the injection parameter and the unfolding of the combustion. The first part of this work consisted in stalling with the experimental results and the determination of the profiles and contours. The second part presents a numerical investigation on the impact of the direct injection in gasoline engine and the strategy of injections (moment of injection, duration of injection and number of beaks) on the progress of the combustion and the evolution polluting gases.

The CONVERGE code V2.3.2 uses the RANS approach, the combustion is described by the CTC model, the spray by the KH-RT model, the turbulence, the formation of NO_x and soot by the RNG k- ϵ models, Hiroyasu, and Zeldovich respectively.

The numerical results obtained by the CONVERGE calculation code made it possible to understand the combustion process within a combustion chamber of a direct injection gasoline engine to realize another concept.

Keywords : gasoline engine, direct injection, combustion, pollution gaz, CONVERGE

Sommaire

Dédicace	I
Remercîment	II
ملخص	III
Résumé	IV
Abstract	V
Liste des figures	X
Liste des tableaux	XIII
Nomenclature	XIV
Lettres Grecques	XV
Nombre sans dimension	XV
Abréviation	XVI
Introduction générale.....	01
<i>Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne essence</i>	
1.1 Introduction.....	05
1.2 Les moteur à allumage commandé.....	05
1.3 Classification des moteurs à allumage commandé.....	06
1.3.1. Selon le nombre de temps.....	06
1.3.1.1. Moteurs 4 temps et 2 temps.....	06
1.3.1.2. Comparaison deux temps-quatre temps.....	07
1.3.2. Selon le type d'injection.....	08
1.3.3. Selon la nature du carburant.....	09
1.3.4. Selon l'alimentation en air.....	09
1.3.5. Selon le mode de refroidissement.....	10
1.3.6. Selon le mode de lubrification.....	10
1.3.7 Selon la caractéristique géométrique.....	10
1.4 Principe de fonctionnement.....	11
1.4.1 Les principaux éléments du moteur.....	11
1.4.2 Le fonctionnement d'un moteur.....	12
1.5 La chronologie de combustion.....	14

1.5.1	Le diagramme réel.....	14
1.5.2.	Le diagramme de pression en fonction de l'angle de vilebrequin.....	17
1.6	Les systèmes d'alimentation.....	18
1.6.1.	Le système d'alimentation en carburant.....	18
1.6.1.1.	La constitution de système d'alimentation en carburant.....	23
1.6.2.	Alimentation en air.....	26
1.6.2.1	Moteur atmosphérique.....	26
1.6.2.2	Moteur suralimenté.....	26
1.7	Exemple du moteur à essence à injection directe (TFSI et FSI).....	27
1.7.1	FSI.....	27
1.7.2	TFSI.....	27
1.8	Le système d'allumage.....	28
1.9	Système de refroidissement et de lubrification.....	29
1.9.1	Le refroidissement.....	29
1.9.1.1	Le refroidissement par eau.....	29
1.9.1.2	Le refroidissement par air.....	30
1.9.2	la lubrification.....	31
1.10	Les émissions polluantes issues des moteurs à combustion interne.....	31
1.10.1	Formation des polluants.....	32
1.10.2.	Les normes anti-pollution.....	33
1.10.3.	Solutions aux défis des normes antipollution.....	34
1.11	Conclusion.....	39
<i>Chapitre 2 : Formulations Mathématiques</i>		
2.1	Introduction.....	41
2.2.	Equations de l'aérothermochimie turbulente.....	41
2.3.	Approche de résolution RANS.....	43
2.4	Les sous modèles physiques.....	45
2.4.1.	Modèle de Turbulence.....	45
2.4.2.	Modélisation du spray.....	46
2.4.2.1.	Modèles d'atomisation	47

2.4.2.2	Evaporation.....	49
2.4.2.3	Interaction Jet- Gaz.....	50
2.4.3	Modèle de dégagement de chaleur.....	51
2.4.4	Modèle de transfert thermique (Loi de paroi).....	51
2.5	Les Modèles chimiques	52
2.5.1	Modélisation de la combustion turbulente.....	52
2.5.1.1	Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente.....	52
2.5.2	Modèle de formations des polluants.....	53
2.5.2.1	Le modèle de formation de Nox.....	53
2.5.2.2	Modèle de formation des suies	55
2.6	Conclusion.....	55
<i>Chapitre 3 : Le code de calcul CFD Converge</i>		
3.1	Introduction.....	57
3.2	Description du code CFD CONVERGE.....	58
3.2.1	Structure standard de converge v.2.3.2.....	58
3.2.2	Le mécanisme de maillage.....	60
3.2.2.1	Le raffinage du maillage.....	60
3.2.3	Le couplage pression/vitesse.....	61
3.3	Les fichier entrer et sortie dans converge.....	61
3.3.1	La définition des fichiers d'entrés.....	61
3.3.2	La définition des fichiers de sortie.....	63
3.4	Les étapes qu'il faut entamer les calculs par converge V2.3.2.....	63
3.5	Réglage supplémentaire du CONVERGE V1.3.....	63
3.5.1	Propriétés des carburants.....	64
3.5.2	L'orientation du jet.....	64
3.6	Les paramètres d'un moteur étudié dans le banc d'essais.....	65
3.6.1	Les caractéristiques du moteur.....	65
3.6.2	La distribution des soupapes.....	67
3.6.3	La bougie.....	68
3.7	Réalisation des calculs par converge V 2.4.....	69

3.8. Maillage de calcul.....	69
3.9. Conclusion.....	70

Chapitre 4 Résultats et discussions

4.1 Introduction.....	72
4.2 Exposition de l'expérience.....	73
4.2.1 Les conditions initiales.....	73
4.2.2 Les conditions aux limites.....	74
4.2.3. Le choix des modèles de simulation.....	74
4.3 Résultats et discussions.....	75
4.3.1 Comparaison entre la courbe de pression Expérimentale et la pression Numérique..	75
4.3.2 Le taux de la chaleur dégagée et la température.....	75
4.3.3 Progression de la masse de carburant.....	77
4.3.4 La chaleur cumulée.....	77
4.3.5 Emission du cycle.....	78
4.3.5.1 Emissions moyennes d'oxydes d'azote (Nox).....	78
4.3.5.4 Les émissions de suies.....	78
4.3.5.2 Les émissions de monoxyde de carbone (CO).....	78
4.3.5.3 Les émissions de CO ₂	78
4.3.4.6 Les émissions de H ₂ O.....	80
4.4 Les contours.....	81
4.4.1 Evolution du Jet (la quantité du carburant injecté).....	81
4.4.2 Evolution de la température.....	84
4.4.3. Propagation de la flamme.....	87
4.5 Etude paramétrique du jet.....	88
4.5.2 Influence de l'instance d'injection.....	88
4.5.1 Influence de la durée d'injection.....	92
4.5.3 Influence du nombre de bec.....	96
4.6 Conclusion.....	100

Conclusion générale et Perspectives

Références

Liste des figures

Figure 1.1 : Principe de fonctionnement d'un moteur 2 temps.....	07
Figure 1.2 : Alimentation par carburateur.....	08
Figure 1.3 : Injection multipoint et monopoint	09
Figure 1.4 : moteurs a aspiration naturelle et suralimentés.....	10
Figure 1.5 : moteur 4 cylindres en ligne à double arbre à came en tête, 4 soupapes.....	10
Figure 1.6 : Description du moteur à 4 temps.....	11
Figure 1.7 : fonctionnement d'un moteur 4 temps.....	13
Figure 1.8 : cycle réel d'un moteur à essence avant réglage.....	14
Figure 1.9 : la distribution des valves.....	15
Figure 1.10 : Cycle réel d'un moteur à essence aprèsréglage.....	15
Figure 1.11 : ordre d'allumage	16
Figure 1.12 : diagramme de pression en fonction de l'angle de vilebrequin.....	17
Figure 1.13 : Alimentation en carburant, par carburation.....	19
Figure 1.14 : Système à injection mono point : MONO-JTRONIC.....	20
Figure 1.15 : un moteur à injection multipoint indirecte.....	21
Figure 1.16 : un moteur à injection indirecte.....	22
Figure 1.17 : un moteur à injection directe.....	22
Figure 1.18 : Différents montages d'injection.....	23
Figure 1.19 : pompe a gavage.....	24
Figure 1.20 : Le filtre à carburant.....	25
Figure 1.21 : le régulateur de pression.....	25
Figure 1.22 : Injecteur directe.....	25
Figure 1.23 : moteur de type TFSI Audi.....	28
Figure 1.24 : schéma du système d'allumage.....	29
Figure 1.25 : circuit de refroidissement par eau.....	30
Figure 1.26 : Circuit de refroidissement à air.....	31
Figure 1.27 : Comparaison entre combustion classique et combustion HCCI.....	34
Figure 1.28 : déroulement de combustion avec le mode PPCI.....	35
Figure 1.29 : Schéma recirculation des gaz d'échappement.....	36
Figure 1.30 : la vanne EGR.....	36
Figure 1.31 : L'emplacement des filtres à particules dans un moteur.....	37
Figure 1.32 : Un catalyseur.....	38
Figure 2.1 : Schéma du modèle KH-RT.....	47

Figure 2.2 : Schéma de principe du modèle de Reitz.....	48
Figure 3.1 : Schémas simplifié de la simulation numérique.....	57
Figure 3.2 : structure standard de converge.....	59
Figure 3.3 : représente le maillage initiale (a) et raffiner (b).....	60
Figure 3.4 : maillage avec fichier Amr.....	60
Figure 3.5. : Les variables orientations d'injection.....	64
Figure 3.6 : Vue 3D du moteur à essence à 4 soupapes et à injection directe.....	66
Figure 3.7 : Vue 3D de l'injection de carburant (4 becs).....	67
Figure 3.6 : Vue 3D des soupapes.....	67
Figure 3.7 : Profil de distribution des soupapes.....	68
Figure 3.8 : Vue 3D de la bougie d'étincelle.....	68
Figure 3.9 : Maillage du moteur essence à injection directe.....	70
Figure 4.1 : la science du converge.....	72
Figure 4.2 : L'évolution de la pression expérimental.....	73
Figure 4.3 : comparaison entre pression expérimentale et numérique.....	75
Figure 4.4 : L'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin.....	76
Figure 4.5 : L'évolution de la température en fonction de l'angle de vilebrequin.....	76
Figure 4.6 : L'évolution du C8H18 en fonction du l'angle de vilebrequin.....	77
Figure 4.7 : l'évolution de la chaleur cumulée en fonction du l'angle de vilebrequin.....	77
Figure 4.8 : L'évolution des NOx en fonction de l'angle de vilebrequin.....	78
Figure 4.9 : L'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin.....	79
Figure 4.10 : L'évolution des CO en fonction de l'angle de vilebrequin.....	79
Figure 4.11 : L'évolution des CO ₂ en fonction de l'angle de vilebrequin.....	80
Figure 4.12 : L'évolution de H ₂ O en fonction de l'angle de vilebrequin.....	80
Figure 4.13.1 : Contour de spray 0 à -170°V.....	81
Figure 4.13.2 : Contour de spray à -155°V.....	81
Figure 4.13.3 : Contour de spray à -150°V.....	82
Figure 4.13.4 : Contour de spray à -140°V.....	82
Figure 4.13.5 : Contour de spray à -130°V.....	82
Figure 4.13.6 : Contour de spray à -120°V.....	83
Figure 4.13.7 : Contour de spray à -110°V.....	83
Figure 4.14.1 : Contour de Température à -155°V.....	84

Figure 4.14.2 : Contour de Température à -140°V.....	84
Figure 4.14.3 : Contour de Température à -130°V.....	84
Figure 4.14.4 : Contour de Température à -120°V.....	84
Figure 4.14.5 : Contour de Température à -110°V.....	84
Figure 4.14.6 : Contour de Température à -90°V.....	84
Figure 4.14.7 : Contour de Température à -60°V.....	85
Figure 4.14.8 : Contour de Température à -50°V (première étincelle).....	85
Figure 4.14.9 : Contour de Température à -40°V.....	85
Figure 4.14.10 : Contour de Température à -25°V.....	85
Figure 4.14.11 : Contour de Température à -15°V.....	86
Figure 4.14.12 : Contour de Température à 0°V.....	86
Figure 4.14.13 : Contour de Température à 20°V.....	86
Figure 4.14.14 : Contour de Température à 40°V.....	86
Figure 4.14.15 : Contour de Température à 60°V.....	86
Figure 4.14.16 : Contour de Température à 100°V.....	86
Figure 4.14.17 : Contour de Propagation de flamme.....	87
Figure 4.15 : L'évolution de pression en fonction des différents instants d'injection.....	88
Figure 4.16 : L'évolution de Taux de chaleur en fonction des différents instants d'injection.....	89
Figure 4.17 : L'évolution de Température en fonction des différents instants d'injection.....	89
Figure 4.18 : L'évolution des NO _x en fonction des différents instants d'injection.....	90
Figure 4.19 : L'évolution des suies pour différentes instants d'injection.....	91
Figure 4.20 : L'évolution des CO en fonction des différentes instants d'injection.....	91
Figure 4.21 : L'évolution des CO ₂ en fonction des différents instants d'injection.....	92
Figure 4.22 : L'évolution de pression en fonction des différentes durées d'injection.....	92
Figure 4.23 : L'évolution de taux de chaleur en fonction des différentes durées d'injection.....	93
Figure 4.24 : L'évolution de température en fonction des différentes durées d'injection.....	93
Figure 4.25: L'évolution des NO _x en fonction des différentes durées d'injection.....	94
Figure 4.26 : L'évolution des suies pour différentes durées d'injection.....	94
Figure 4.27 : L'évolution de CO en fonction des différentes durées d'injection.....	95
Figure 4.28 : L'évolution de CO ₂ en fonction des différentes durées d'injection.....	95
Figure 4.29 : L'évolution de pression en fonction des différentes nombre de bec.....	96
Figure 4.30 : L'évolution de Taux d'chaleur en fonction des différents nombre de bec.....	97
Figure 4.31 : L'évolution de Température en fonction des différents nombre de bec.....	97
Figure 4.32 : L'évolution des NO _x en fonction des différents nombre de bec.....	97

Figure 4.33 : L'évolution des suies en fonction des différents nombres de bec	98
Figure 4.34 : L'évolution des CO en fonction des différents nombre de bec.....	99
Figure 4.35 : L'évolution des CO2 en fonction des différents nombre de bec.....	99

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Ordre d'allumage.....	16
Tableau 1.2 : Caractéristique des combustibles.....	26
Tableau 1.3 : Les normes européennes anti-pollution.....	33
Tableau 2.1 : Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence k- ϵ , et RNG k- ϵ	46
Tableau 3.1 : les Fichiers entrés.....	61
Tableau 3.2 : Les fichiers de sortie.....	63
Tableau 3.3 : pour résumer les variables de NOZZLES situé au spray.in input file.....	66
Tableau 3.4 : les caractéristiques géométriques du moteur étudié.....	67
Tableau 3.5 : les caractéristiques d'un système d'injection du moteur étudié.....	68
Tableau 3.6 : Les positions de soupapes d'admissions et d'échappements.....	71
Tableau 3.7 : l'enroulement du Système d'allumage.....	72
Tableau.4.1 : Les conditions initiales.....	76
Tableau.4.2 : Les conditions aux limites.....	76

Nomenclature

A_{so}	Facteur d'échelle
b_{crit}	Paramètre d'impact critique de collision
B_d	Nombre de transport de Spalding
C_μ	Modèle de turbulence constante
C_p	Chaleur spécifique du fluide [J.kg.K ⁻¹]
$c_{\varepsilon 1}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
$c_{\varepsilon 2}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
$c_{\varepsilon 3}$	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
C_2	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et RNG $\varepsilon - k$
C_l	Chaleur spécifique du liquide [J.kg.k ⁻¹]
D_s	Diamètre des particules de suie nominale [m]
D_t	Diffusion turbulent
D	Coefficient de diffusion
K	La conductivité [Kg .m ⁻¹ s ⁻¹]
$k_{1f} k_{1b} k_{2f} k_{2b} k_{3f} k_{3b}$	Constantes de model Zelzdovitch
m^M	La masse d'espèce m dans la cellule [kg]
M_{sf}	Taux de masse de formation de suie
M_{so}	Taux d'oxydation de masse de suie
M_{from}	Masse des espèces de formation de suie [kg]
M_{mix}	Poids moléculaire du mélange [kg]
M_{tot}	La masse totale dans la cellule [kg]
L_b	Longueur du noyau liquide [m]
m, x_m	symbole chimique pour les espèces m
M_{Wc}	Poids moléculaire du carbone[kg]
M_s	Masse des suies [kg]
\dot{M}_{sf}	Taux de masse de formation de suie
\dot{M}_{so}	Taux d'oxydation de masse de suie
M_{form}	Masse des espèces de formation de suie [kg]
M_{mix}	Poids moléculaire du mélange[kg]
M_m	masse d'espèce m dans la cellule [kg]
M_{tot}	masse totale dans la cellule [kg]
$N_{p,soot}$	Nombre total de particules de suie
r	Réaction
r_1	Rayons du collecteur [m]

r_2	Rayons de gouttelettes [m]
R_{total}	Vitesse de réaction nette [m/s]
S	terme source
S_c	Nombre de Schmidt
\dot{s}^s	Terme source due au spray
\dot{s}^c	Terme source due à la chimie
Sh_d	nombre de Sherwood
u'_i	Vitesse instantanée. [m/s]
\bar{u}_l	Vitesse Moyenne d'ensemble [m/s]
u_i	Vitesse Fluctuant au axe des x [m /s]
\hat{u}_j	Vitesse fluctuant au axe des y [m /s]
u'_d	La vitesse d'atome [m /s]
ν_{coll}	Fréquence de collision [Hz]
$\nu_{m,r}'$	Coefficients stœchiométriques des réactifs
$\nu_{m,r}''$	Coefficients stœchiométriques des produits

Lettres Grecques

ρ_m	Masse volumique des espèces m [kg. m^{-3}]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air [kg. m^{-3}]
$\bar{\rho}$	Masse volumique moyen [kg. m^{-3}]
ρ_l	Masse volumique de liquide [kg. m^{-3}]
ρ_g	Masse volumique de gaz [kg. m^{-3}]
σ_{ij}	Tenseur des contraintes de Reynolds [N/m-2]
τ_{kh}	Temps du modèle KH [s]
τ_{chim}	Temps chimique-cinétique [s]
τ_{tur}	Temps de mélange turbulent [s]
Λ	Longueur d'onde [m]
Ω	Taux d'accroissement
μ	La viscosité dynamique [kg. $m^{-1} .s^{-1}$]
ρ_l	La Masse volumique dans la cellule [kg. m^{-3}]

Nombre sans dimension

We	Nombre de Weber
Z	Nombre de Ohnesorge

T_a	Nombre de Taylor
W_{el}	Nombre de Weber liquide
R_{el}	Nombre de Reynolds
N_u	Nombre de Nusselt
P_r	Nombre de Prandtl
N_u	Nombre de Schmidt
Sh	Nombre de Sherwood

Abréviations

MCI	Moteur à Combustion interne
AOA	Avance à l'ouverture de l'admission
AOE	Avance à l'ouverture de l'échappement
RAF	Retard de fermeture de l'admission et l'échappement
CFD	Computational Fluide Dynamique
GMV	General Mesh Viewer
GNV	Gaz Naturel Véhicule
GPL	Gaz pétrolière Liquéfier
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
EGR	Exhausse Gaz Recirculation
KH	Kelvin-Helmholtz
RNG	RéNormalisation Group
RT	Rayleigh-Taylor
EGR	Exhaust Gas Recirculation
RANS	Reynolds AVERAGED Navier-stokes équations
FAP	Filtre à particules
FSI	Fuel Stratified Injection
TFSI	Turbocharged Fuel StratifiedInjection
ECU	Electronique Command Unit

Introduction générale

Introduction générale

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

On parle de moteur thermique pour une voiture non électrique car elle produit son énergie en brûlant à très haute température (phase de combustion ou d'explosion) le carburant dont elle dispose. C'est le mode de fonctionnement de la plupart des véhicules de transport. Les gaz brûlés sont ensuite dégagés via la sortie d'échappement.

La construction du premier moteur thermique remonte au XIX^{ème} siècle, soit quelques années avant le lancement des premières automobiles durant la révolution industrielle. Depuis, énormément d'évolutions et d'alternatives sont apparues : moteur à deux ou quatre temps, avec ou sans soupapes, à un, deux, trois, quatre, cinq, six, huit ou douze cylindres... Aujourd'hui, il est souvent pointé du doigt comme première cause de pollution dans les zones urbaines, où on commence à instaurer en conséquence le système de zone à circulation restreinte

Dans le cadre de la réduction des émissions polluantes à la source, tous les types de moteurs sont étudiés: les moteurs à combustion interne, les moteurs hybrides ou électriques et les piles à combustibles. Aujourd'hui encore les moteurs à combustion interne sont privilégiés par les constructeurs automobiles. Ils présentent d'abord l'avantage d'être nettement moins onéreux par rapport aux moteurs de technologie alternative, tout en assurant de meilleures prestations (performances, autonomie, agrément, fiabilité). De plus, ils sont capables de brûler de nombreux carburants moyennant de faibles adaptations (essence, gazole, GPL, gaz naturel, huiles végétales), ce qui assure partiellement l'après pétrole. Enfin, de nombreuses voies d'amélioration connues restent encore à exploiter.

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

- Amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD combinées à des essais

expérimentaux et des modèles de cinétique chimique (système d'injection, système ERG, downsizing, , nouveaux modes de combustion...);

- Amélioration des techniques de post-traitement des gaz émis à la sortie du moteur : pot catalytique, filtres à particules (La catalyse trois voies, la réduction catalytique sélective (SCR) et le piège à NOx, filtre à particules);
- Utilisation des carburants alternatifs comme les moteurs à gaz naturel qui occupent une bonne position, due à la structure moléculaire du gaz naturel, les gaz d'échappement de ces moteurs contiennent de faibles quantités de suies, et environ 25% de moins de CO_2 en comparaison avec un moteur diesel du même rendement thermique.

Objectif de l'étude

Notre effort se concentrera sur l'étude de la combustion dans un moteur à allumage commandé à injection directe. Nous présentons l'aspect d'un écoulement pleinement tridimensionnel, en utilisant le code de simulation CONVERGE. Nous présentons les courbes de pression, température, taux de chaleur et les émissions polluants, et puis les champs de jet, de température. Finalement une dernière partie consacrée à l'étude des différents paramètres d'injection (instant d'injection, durée d'injection et nombre des becs) influents sur la combustion et la formation des polluants

Organisation du mémoire

Dans l'esprit de l'objectif rappelé plus haut le document présentant notre étude qui s'articule en quatre chapitres.

- Le premier chapitre est une description détaillé sur les moteurs à combustion interne à allumage commandé et le déroulement de la combustion. Le système d'injection dans les MCI essence. La formation des polluants et quelques solutions technologiques de réduction de ces derniers on été décrites à la fin.

- Le deuxième chapitre développera la formulation mathématique. On y trouve le système d'équations aux dérivées partielles régissant les écoulements réactifs et turbulents. Aussi, on a présenté les modèles physiques et chimiques implantés dans le code depuis l'injection du combustible jusqu'à la formation des différents polluants : les modèles de spray, de combustion, de turbulence, de transfert de chaleur, de chimie, de formation de HC, CO, CO_2 , NOx et suie...etc.

- Dans le troisième chapitre une description qui met le code de calcul CONVERGE en évidence est présenté. De même dans ce chapitre une description détaillée sur les démarches numériques. Aussi, on a présenté en détail la géométrie du banc d'essais moteur à essence à injection directe.

- Le quatrième chapitre présente la validation des résultats obtenus puis commentés et visuellement récapitulés concernant l'évolution de jet et de température. Et puis une investigation concernant l'influence de quelques paramètres d'injection, l'analyse, l'interprétation et la discussion des résultats. Enfin une conclusion générale sur le travail à été réalisée.

Chapitre 1

Les moteurs à combustion interne essence

1.1. Introduction [1]

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

1.2. Les moteurs à allumage commandé [2]

Un moteur à allumage commandé, plus communément appelé moteur à essence en raison du type de carburant le plus fréquemment utilisé, est une famille de moteur à combustion interne, pouvant être à mouvement alternatif (à deux ou quatre temps) ou plus rarement à mouvement rotatif (comme le moteur Wankel).

Le mélange combustible d'un moteur à allumage commandé n'est pas censé s'enflammer spontanément lors du fonctionnement, mais sous l'action d'une étincelle provoquée par la bougie d'allumage. Il est donc équipé d'un système complet d'allumage, composé d'une bougie, provoquant l'arc électrique enflammant les gaz dans la chambre de combustion, d'une bobine et d'un système de commande de l'allumage (rupteur ou système électronique).

1.3. Classification des moteurs à allumage commandé [3]

1.3.1. Selon le nombre de temps

A. Moteurs 4 temps et 2 temps

➤ *4 temps (2 tours/cycle)*

Pendant l'admission, le piston descend et permet au mélange d'air et de carburant d'être aspirés dans le cylindre via la soupape d'admission.

Lors de la compression, la soupape d'admission se ferme, le piston remonte, comprimant ainsi le mélange admis.

Au moment de la combustion, le mélange air-carburant est enflammé par une bougie d'allumage, aux environs du deuxième point mort haut (remontée complète du piston). La pression des gaz portés à haute température force le piston à descendre, provoquant une détente des gaz. Ce mouvement est le seul temps moteur du cycle (produisant de l'énergie directement utilisable).

A l'échappement, les gaz brûlés sont évacués via la soupape d'échappement poussée par la remontée du piston.

➤ *2 temps (1 tour/cycle)*

On peut fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs d'auto d'inflammation à deux temps mais le rendement du moteur à deux temps soit essence ou diesel est plus faible et la puissance est inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable.

Le cycle d'un moteur deux temps est constitué de deux mouvements linéaires du piston au lieu de quatre lors d'un cycle de Beau de Rochas, bien que les quatre mêmes opérations (admission, compression, combustion/détente et échappement) soient toujours effectuées. Ainsi, on a un cycle moteur par tour au lieu d'un tous les deux tours.

Les deux étapes sont les suivantes :

- admission/compression
- combustion-détente/échappement (balayage des gaz)

Lors de la détente, le piston (5) est au point mort haut. La bougie initie la combustion et le piston descend en comprimant en même temps le mélange présent dans le carter, sous le piston. C'est la partie motrice du cycle, le reste du parcours sera dû à l'inertie créée par cette détente. Lors de cette descente du piston, l'entrée (6) du mélange dans le carter se ferme.

A l'échappement, le piston arrivé au point mort bas débouche les lumières d'échappement (2) et d'arrivée de mélange dans le cylindre (3) le: mélange pénètre dans le cylindre et chasse les gaz de la combustion (zone 1). Il s'agit de l'étape d'admission - échappement.

Au moment de la compression, le piston remonte et comprime le mélange dans le cylindre. Il rebouche l'échappement (2) et l'entrée de mélange dans le cylindre (3), tout en créant une dépression dans le carter (4) qui va permettre l'admission du mélange air-essence par la lumière d'arrivée (6) dont l'entrée a été libérée par le positionnement du piston proche du point mort haut.

Une fois arrivé à nouveau au point mort haut, le cycle peut recommencer à partir du premier point.

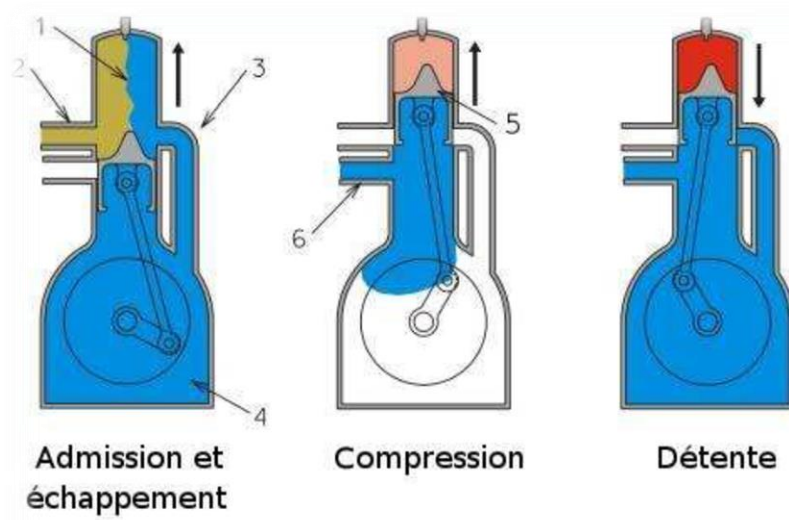


Figure 1.1 : Principe de fonctionnement d'un moteur 2 temps [3].

B. Comparaison deux temps-quatre temps

Le principal inconvénient du moteur à deux temps est la distance courte entre la charge fraîche et les gaz brûlés, qui induisent une perte d'hydrocarbures imbrûlés. L'injection directe, qui consiste à balayer le cylindre avec de l'air pur et à injecter le carburant qu'à la fin, permet de résoudre ce problème. De plus, l'huile nécessaire à la lubrification du cylindre se mélange avec le carburant, et est donc émise dans l'atmosphère, ce qui n'est (presque) pas le cas pour le 4 temps. Ayant deux fois plus de combustions à régime égal qu'un 4 temps, le cylindre a tendance à chauffer, ce qui entraîne des pelages de bougie (qui n'existe plus avec

les huiles et les bougies actuelles), qui peuvent être évités grâce à un système de refroidissement efficace (liquide) et en utilisant des bougies de bonne qualité.

Avec un carburateur ou une injection indirecte, le mélange du carburant avec l'air a lieu avant l'admission. Un cycle à quatre temps a alors un meilleur rendement que le cycle à deux temps mais à cylindrée égale est moins performant. En outre, un moteur à 4 temps nécessite une distribution complexe (soupapes, arbres à cames...) , et parmi ces 4 temps, un seul est moteur (la détente) ; le piston fournit de l'énergie mécanique une fois tous les 2 tours et donc il se produit des irrégularités au niveau du couple du moteur. Enfin, les moteurs 4 temps sont longs et coûteux à réparer à cause du nombre de pièces nécessaires à leur fonctionnement.

1.3.2. Selon le type d'injection

Il existe de nombreux types d'injection classés suivant plusieurs catégories. On cite les plus importants.

Pour traiter le mélange d'un moteur à essence en a deux systèmes :

- **par carburation** : le mélange air- essence est traité au carburateur ensuite il est injecté dans le cylindre.

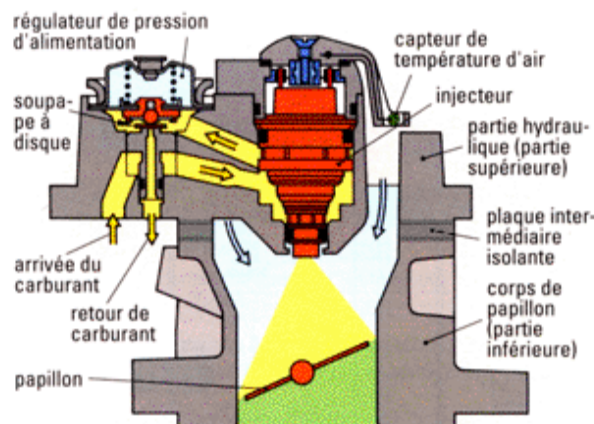


Figure 1.2 : Alimentation par carburateur.

- **par injection** : on injecte l'essence et on introduit l'air par une tubulure d'admission à forte section. Il existe deux type d'injection soit monopoint ou multipoint et dans ce dernier il y a le multipoint direct et indirect.

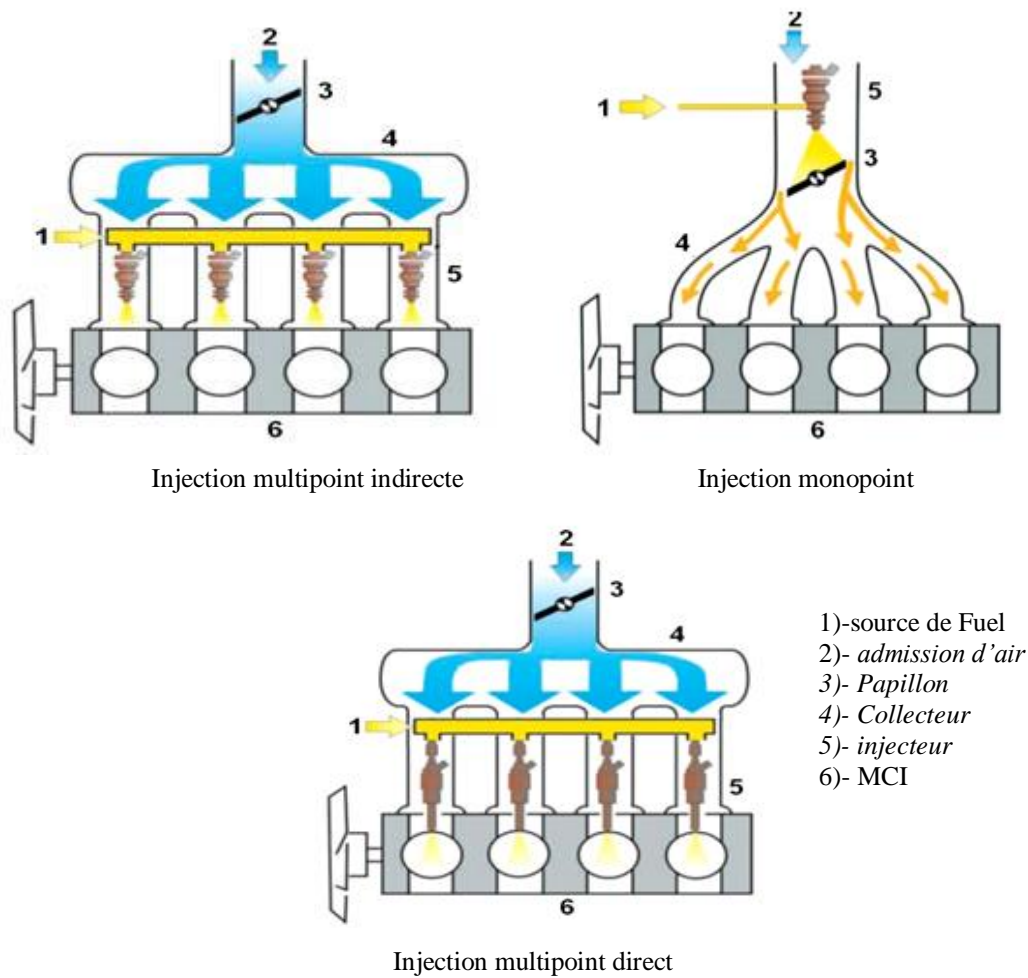


Figure 1.3 : Injection multipoint et monopoint [4].

1.3.3. Selon la nature du carburant

- moteurs à essence, diesel, GPL, GNV
- carburants alternatifs : H_2 (Hydrogène), Alcools (Méthanol, Ethanol...)

1.3.4. Selon l'alimentation en air

- moteur à aspiration naturelle, dit aspiration atmosphérique.
- moteurs suralimentés : turbocompresseur, TGV,....

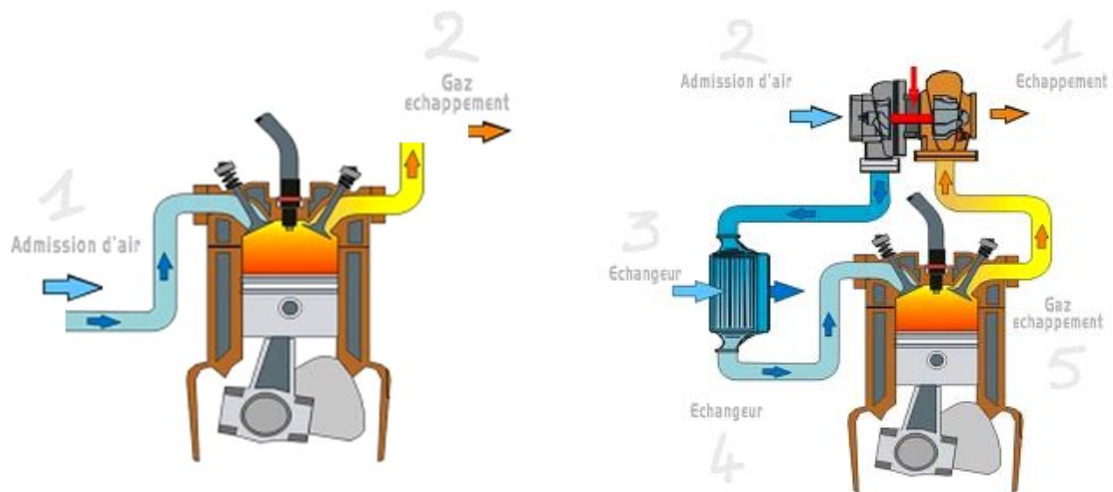


Figure 1.4 : Moteurs a aspiration naturelle et suralimentés [5].

1.3.5. Selon le mode de refroidissement

- refroidissement par eau
- refroidissement par air

1.3.6. Selon le mode de lubrification

- carter au huile ou sec

1.3.7. Selon la caractéristique géométrique

- Nombre de cylindres : monocylindre ou n cylindres.
- Système de distribution : nombre des soupapes, type de l'arbre à came (tête ou latérale)
- Distribution des cylindres : en ligne, V, U, X, opposés...

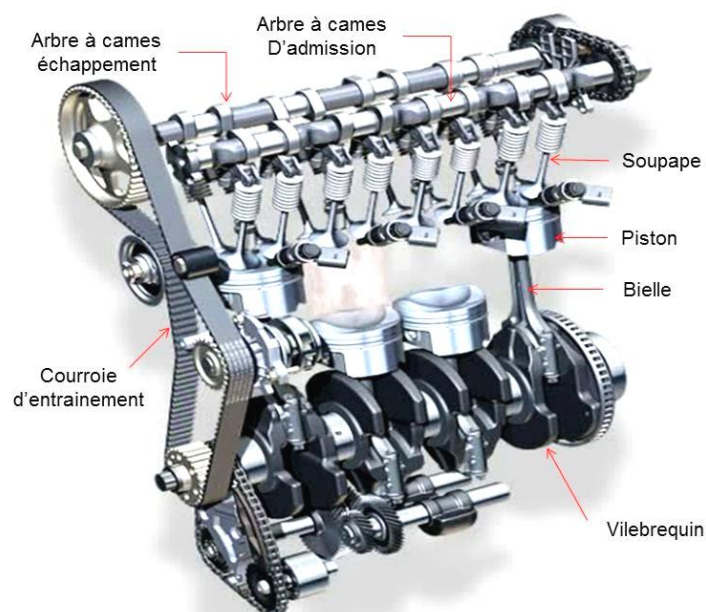


Figure 1.5 : Moteur 4 cylindres en ligne à double arbre à came en tête, 4 soupapes [4].

1.4. Principe de fonctionnement

1.4.1. Principaux éléments du moteur [4]

Avant d'aborder le principe de fonctionnement du moteur à combustion interne, il est important de connaître les principaux éléments du moteur.

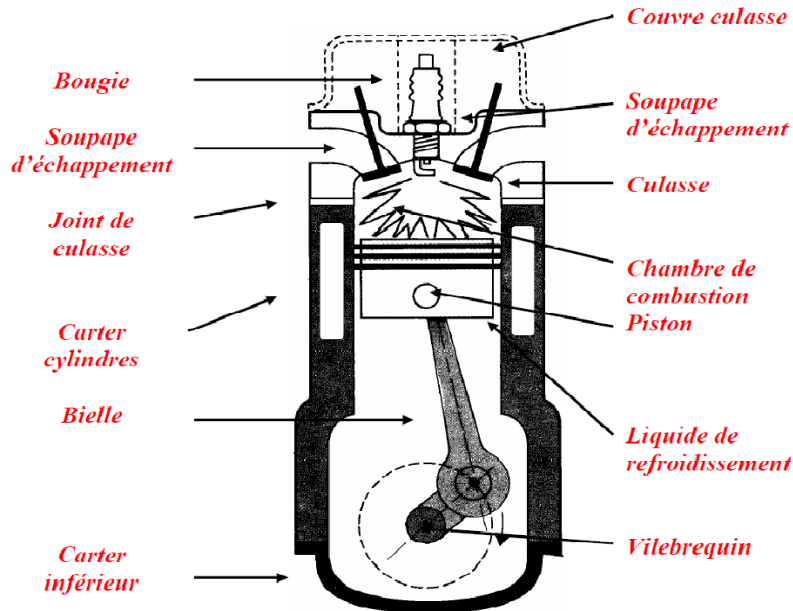


Figure1.6 : Description du moteur à 4 temps [4].

-Pour permettre le déroulement des 4 temps du cycle, il faut commander l'ouverture et la fermeture des soupapes. *C'est la fonction du système de distribution*

-Pour diminuer les frottements et éviter le grippage, il faut graisser les pièces en mouvement. *C'est la fonction du système de lubrification*

-Pour assurer la tenue des pièces du moteur, il est nécessaire d'évacuer une partie de la chaleur dégagée lors de la combustion. *C'est la fonction du système de refroidissement*

-Pour amener l'air et l'essence au moteur, un certain nombre d'éléments sont nécessaires. *C'est la fonction du système d'alimentation*

1.4.2. Principe de fonctionnement d'un moteur [6]

Un moteur est dit à quatre temps (ou quatre cycles) parce que la transformation de l'énergie chimique du mélange carburé en énergie mécanique s'opère en deux allés/retours de piston. Son fonctionnement théorique se décompose comme suit:

➤ *Première phase: Admission*

Durant l'admission, la soupape d'échappement est fermée et la soupape d'admission est ouverte. Le piston se déplace du PMH vers le PMB créant une dépression dans le cylindre, donc il aspire le mélange air-carburant dans la chambre de combustion. Ce mélange formé dans le carburateur ou envoyé par injection directe afin d'occuper l'espace laissé par le piston qui descend. Lorsque ce dernier atteint le fond du cylindre, la soupape d'admission se referme alors sous la pression de l'arbre à cames, lequel est actionné par le vilebrequin.

On mesure alors à ce niveau un paramètre important, le taux de remplissage, qui est le rapport entre le volume du mélange air-carburant admis et le volume total dégagé par le piston en descendant. Ce ratio détermine la performance du moteur, car la puissance de sortie dépend largement du volume de mélange réellement présent dans la chambre avant la combustion.

➤ *Deuxième phase : Compression*

Le piston remonte du PMB vers PMH, comprimer le mélange avec les soupapes d'admissions et l'échappement fermer, avant le PMH de quelque degré l'allumage intervient, en à l'avance d'allumage a cause de problème de cliqueté dans les moteurs à essence.

➤ *Troisième phase: Combustion-Détente*

Enfin il y a une combustion/explosion, Elle est produite par la bougie, qui lorsque le piston est en haut, produit une petite étincelle (arc électrique) grâce à l'allumage qui lui envoie le courant (un distributeur envoie le jus à la bougie concernée grâce à un système rotatif, car toutes les bougies du moteur ne doivent pas être allumées en même temps. Chaque piston ayant un cycle 4 temps en décalage avec les autres). L'ensemble doit être parfaitement synchronisé pour que le moteur fonctionne, une combustion trop tôt ou trop tard et rien ne marche comme prévu. La petite étincelle vient donc enflammer le mélange air/carburant qui est très inflammable. Le piston est donc propulsé vers le bas, créant ainsi l'énergie mécanique qui permet de faire bouger la voiture. Sur les moteurs modernes, il y a une bobine dédiée par bougie, mais le principe général reste le même.

➤ *Quatrième phase: Echappement*

Lorsque la combustion/explosion a eu lieu il ne reste que les fumées induites par la combustion. La soupape d'échappement (qui est presque l'inverse de la soupape d'admission sauf qu'il s'agit la sortie au lieu de l'entrée) s'ouvre alors rapidement pour que le piston expulse les fumées en remontant. Ces fumées vont alors vers l'échappement pour finir dans l'air (Un catalyseur réagit chimiquement sur le chemin des gaz pour réduire la pollution).

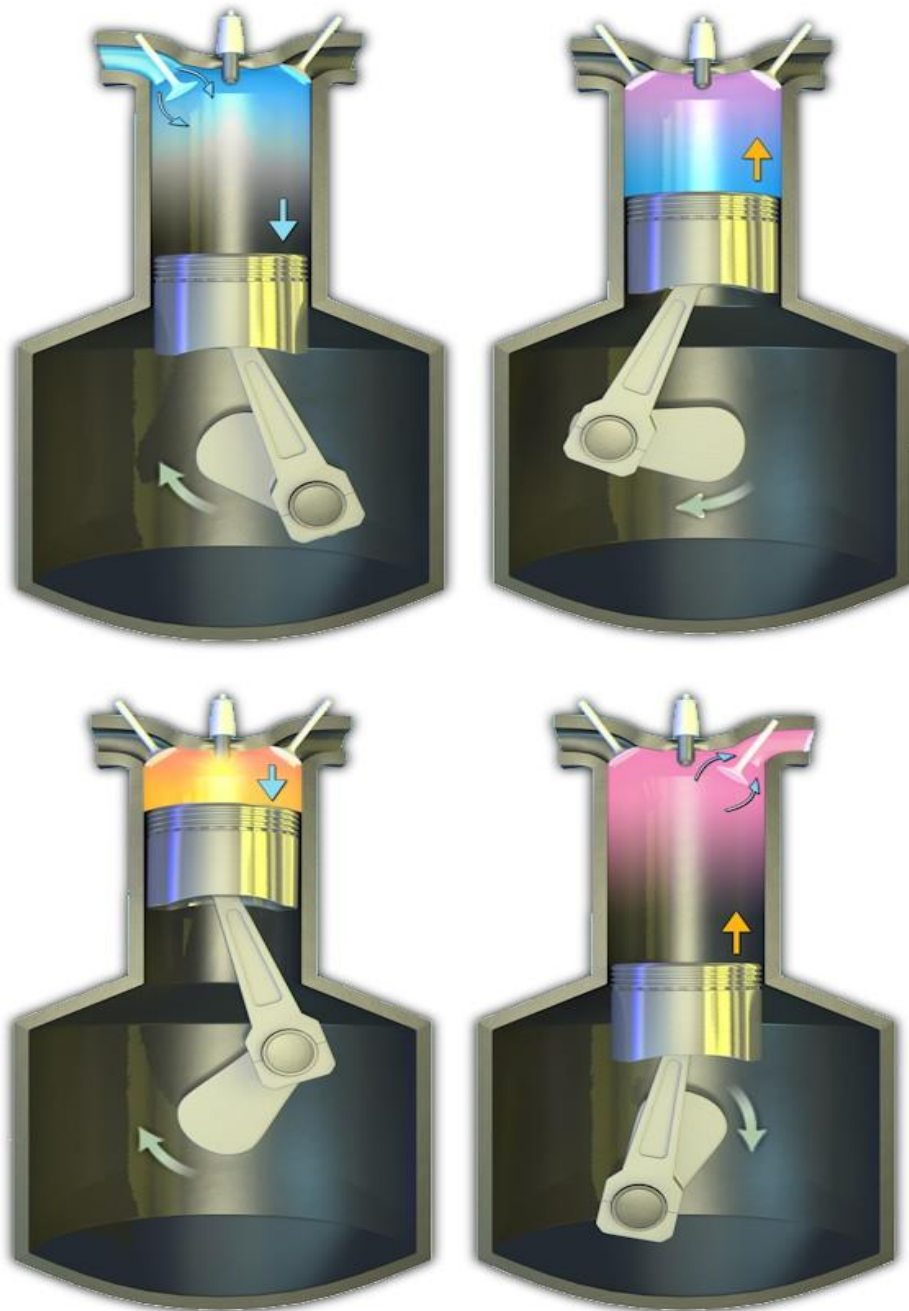


Figure 1.7 : Fonctionnement d'un moteur 4 temps [4].

1.5. Chronologie de combustion [4]

1.5.1. Diagramme réel

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En voici les raisons :

Admission : l'inertie des gaz augmentant avec la vitesse de rotation du moteur est responsable du remplissage incomplet du cylindre.

Compression : la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique.

Combustion : la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH d'où une zone de combustion arrondie sur le diagramme.

Détente : la détente des gaz brûlés n'est pas adiabatique car les gaz cèdent une partie de leur chaleur aux parois.

Echappement : en fin de détente, la pression des gaz est nettement supérieure à la pression atmosphérique.

Critique du diagramme théorique:

- Remplissage insuffisant,
- Compression insuffisante,
- Pression d'explosion trop faible,
- Echappement incomplet (contre-pression).

Diagramme réel avant réglage : d'après de diagramme le travail utile insuffisant (S1), temps résistants trop importants (S2).

Note : le travail du cycle représente S1-S2.

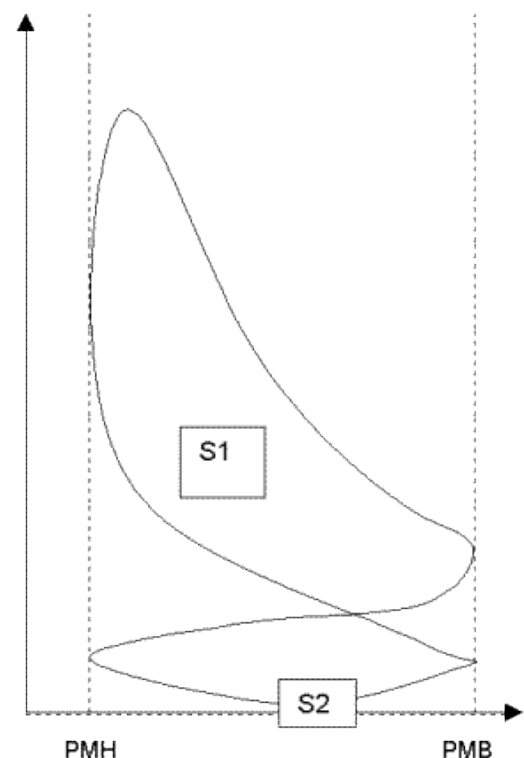


Figure 1.8 : Cycle réel d'un moteur à essence avant réglage [4].

Diagramme réel après réglage :

Le cycle réel fut ensuite amélioré afin d'augmenter le rendement. Cette amélioration a été obtenue grâce à la modification de l'épure de distribution suivant :

- AOA: Avance Ouverture Admission
- RFA: Retard Fermeture Admission
- AOE: Avance Ouverture Échappement
- RFE: Retard Fermeture Échappement
- AA : Avance Allumage

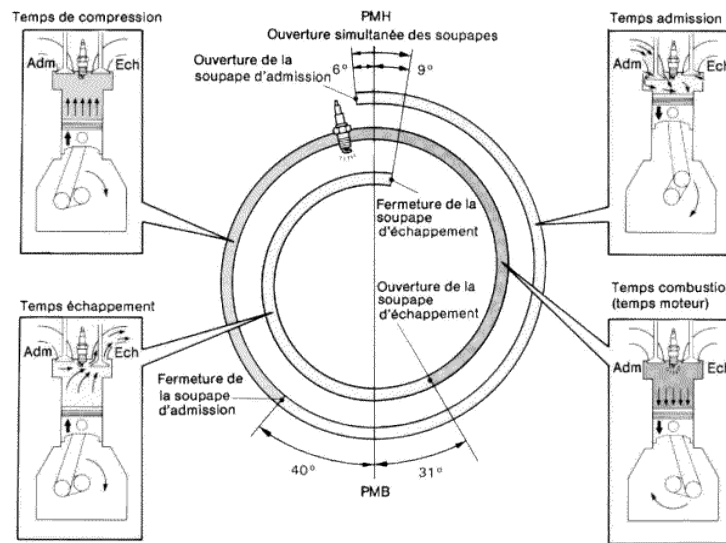


Figure 1.9 : La distribution des valves [4].

Ce qui donne le diagramme réel après réglage suivant:

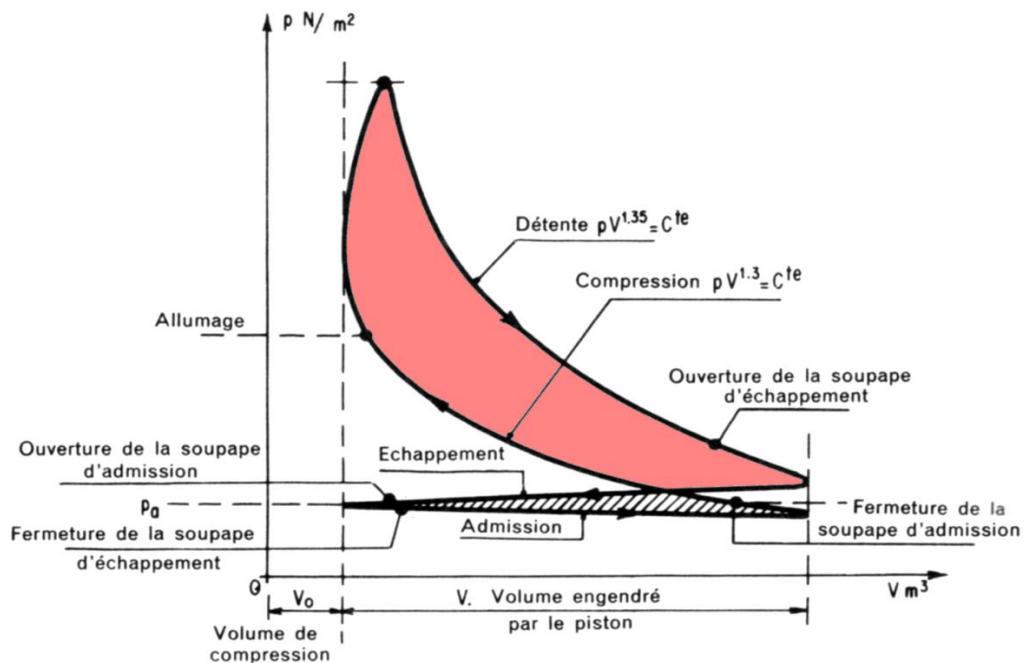


Figure 1.10 : Cycle réel d'un moteur à essence après réglage [4].

Ordre d'allumage : L'ordre d'allumage c'est une distribution d'étincelle par cylindre cette distribution varie en fonction de plusieurs paramètres :

- le nombre de cylindres exemple 4 cylindres
- l'équilibrage du moteur

→ Par exemple pour un moteur 4 cylindres :

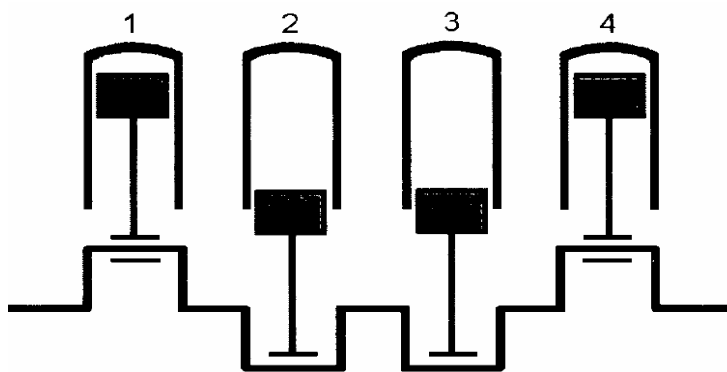


Figure 1.11 : Ordre d'allumage 1342 [4].

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

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

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

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

	0°	180°	360°	540°	720°
Cylindre 1	Comb-detente	Echappement	Admission	Compression	
Cylindre2	Echappement	Admission	Compression	Comb-detente	
Cylindre3	Compression	Comb-detente	Echappement	Admission	
Cylindre4	Admission	Compression	Comb-detente	Echappement	
Ordre d'allumage	1342				

Tableau 1.1 : Ordre d'allumage 1342 [4].

1.5.3. Le diagramme de pression en fonction de l'angle de vilebrequin [7]

Pour déterminer l'évolution de la quantité de chaleur d'un moteur, on représente la variation de pression en fonction de l'angle de vilebrequin

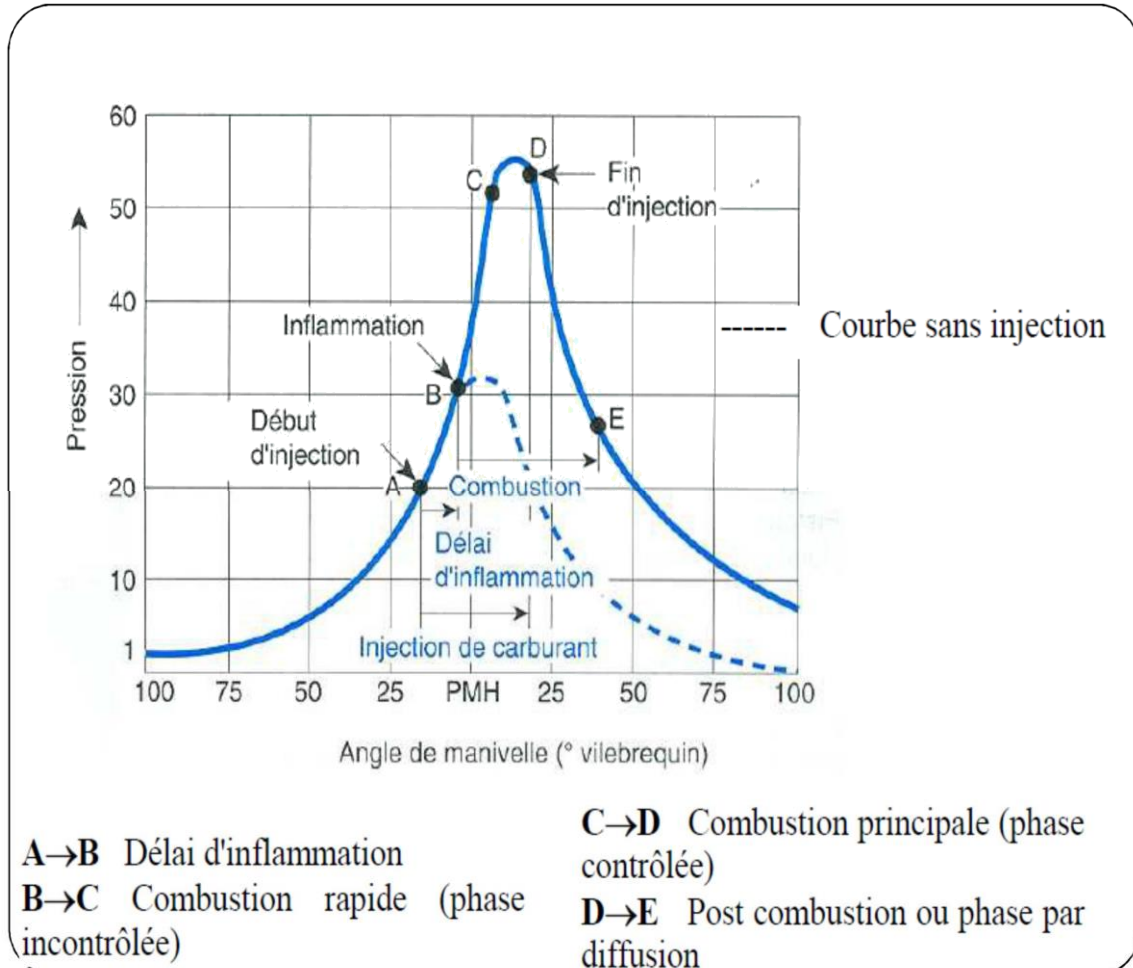


Figure 1.12 : Diagramme de pression en fonction de l'angle de vilebrequin [7].

La flamme se propage à partir des électrodes de la bougie aux extrémités de la chambre de combustion. Dans ce diagramme il y a des phases, la première phase c'est le temps de formation du noyau initial et la propagation de la flamme après propagation dans la chambre qui s'appelle délai d'inflammation.

Cette combustion libère une chaleur qui augmente la température et la pression. Cette augmentation crée une force de poussée de piston du PMH vers PMB. L'analyse de la variation de pression permet d'étudier les caractéristiques de la combustion.

On doit bien déterminer l'instant de l'allumage pour obtenir une pression maximale et une avance de l'allumage pour une bonne précision.

La combustion commence à se développer proportionnellement avec la pression et la température, à l'instant précis de 5% de la masse du mélange brûlé. Cette phase existe entre l'instant d'injection et le début de combustion.

La deuxième phase quand le front de flamme arrive aux parois de la chambre de combustion, c'est presque 90% de la masse du mélange brûlé et cette phase domine le pic de pression et inclue dans le domaine de la durée de combustion.

La troisième phase le mélange complètement brûlé, l'augmentation de chaleur crée une force pour faire descendre le piston vers le PMB et donc crée une chute pression.

1.6. Les systèmes d'alimentation [8]

Pendant longtemps, la plupart des automobiles comportaient un réservoir situé au-dessus du moteur qui alimentait le carburateur par simple gravité. Des réglementations de sécurité ont fait disparaître ce dispositif, remplacé par un réservoir situé à l'opposé de l'emplacement du moteur, c'est-à-dire le plus souvent à l'arrière. Pour amener l'essence vers l'entrée du carburateur, toujours située plus haut que le niveau supérieur du réservoir, il faut une pompe. Celle-ci fait partie du circuit d'injection du carburant pour les moteurs Diesel et les moteurs essence à injection électronique ; la pompe ne sert qu'à alimenter le carburateur ou l'injection dans les autres cas.

1.6.1. Le système d'alimentation en carburant

Depuis 1876 le moteur à essence à 4 temps de Beau de Rochas, le système d'injection évolue selon deux paramètres essentiels l'instante et la manière d'injection, en à plusieurs types d'injection :

- Par carburation
- L'injection mécanique indirecte essence
 - injection mono point
 - injection multi point
- L'injection électronique indirecte essence
 - injection mono point (MONO JETRONIQUE)
 - injection multi point (KE-JETRONIC, L-JETRONIQUE, K-JETRONIC...)
- L'injection électronique directe essence (IDE)
 - injection multi point (comme le moteur TFSI)

L'injection se fait soit dans la chambre de combustion injection directe soit dans l'admission pour obtenir un mélange, d'une autre part le système d'injection se évolue par

le temps sur tous dans les moteurs essence avec des actionnaires et des capteurs pour donner un meilleur mélange dans la chambre.

Par carburation : La carburation est l'ensemble des opérations réalisant un mélange intime du carburant avec l'air dans des proportions précises afin d'obtenir une combustion rapide et complète avec un dosage, vaporisation, homogénéité. Puis on injecte ce mélange dans la chambre de combustion.

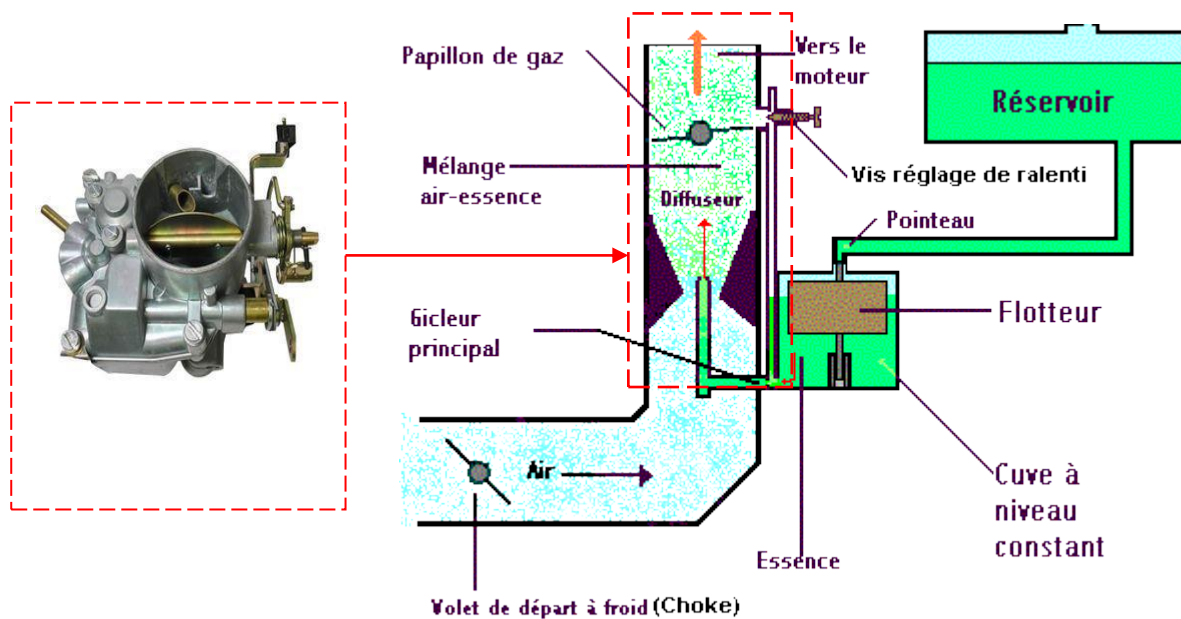


Figure 1.13 : Alimentation en carburant, par carburation [9].

Par injection [9]

- **Injection mono-point :**

L'alimentation par injection indirecte est réalisée en introduisant le carburant en jet liquide sous pression dans la tubulure d'admission. Dans l'injection mono point il n'y a qu'un seul injecteur qui prend place dans le boîtier papillon à la place du carburateur. Ce système d'injection est assez précis mais trop éloigné du cylindre, il tend donc à disparaître.

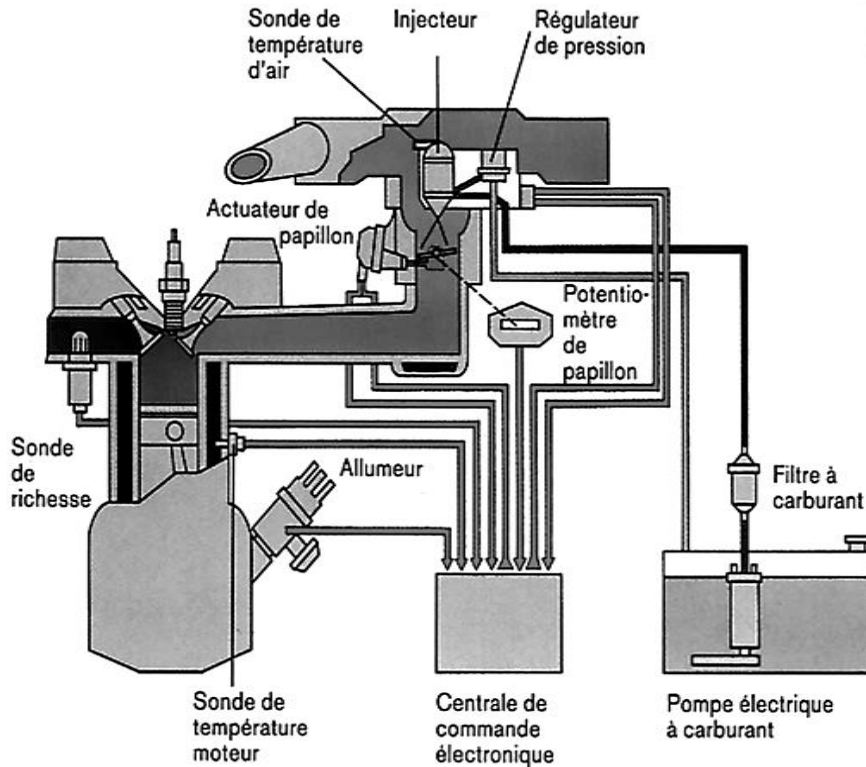


Figure 1.14 : Système d'injection mono point : MONO-JETRONIC [9].

MONO-JETRONIC : c'est un système d'injection mono point à commande électronique qui assure l'injection centralisée du carburant.

▪ Injection multipoint

L'injection multipoint est une injection où il y a un injecteur par cylindre, ils sont commandés soit électroniquement soit mécaniquement. L'injecteur se situe en amont des soupapes d'admission, l'injection est directe si elle s'effectue directement dans la chambre de combustion du cylindre.

K-JETRONIC est un système d'injection à commande mécanique qui assure le dosage continu du carburant en fonction de la quantité d'air aspirée par le moteur.

KE-JETRONIC c'est une injection mécanique à contrôle électronique. Le calculateur peut être analogique ou numérique.

L-JETRONIC est un système d'injection à commande électronique, à mesure du débit d'air suivant le principe du volet –sonde et à injection du carburant dans le collecteur d'admission par des injecteurs électromagnétiques.

LH-JETRONIC s'apparent étroitement au L-JETRONIC, la différence réside au niveau du mode de détection de la quantité d'air d'admission.

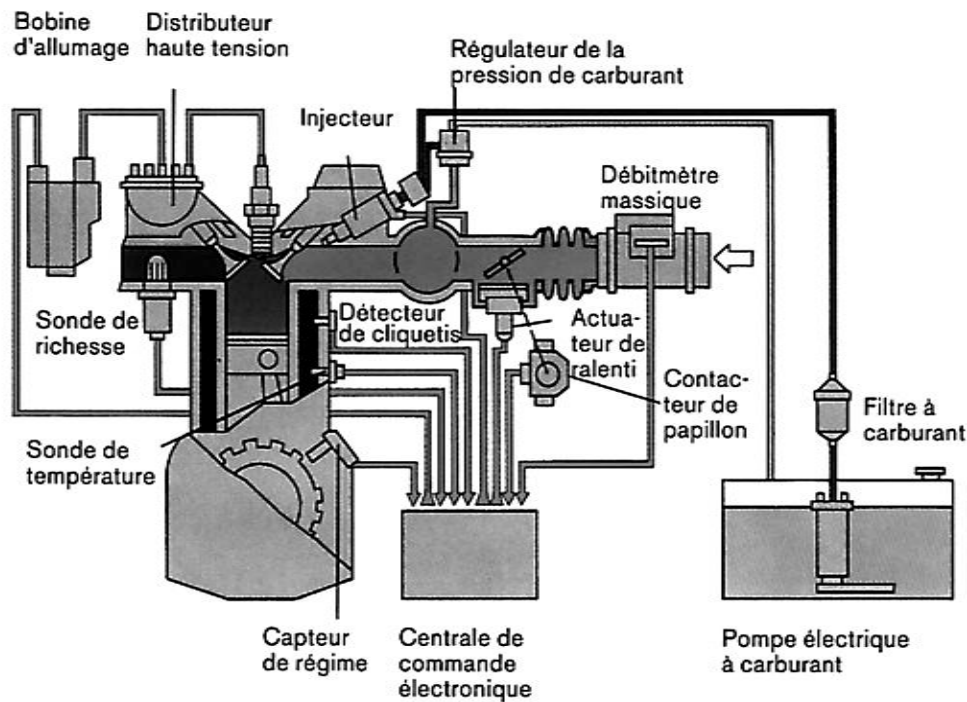


Figure 1.15 : Système à injection multipoint indirecte [9].

MOTRONIC -injection dans la tubulure d'admission : regroupe le système d'allumage et d'injection pour constituer un concept de gestion du moteur.

MOTRONIC-injection directe d'essence : le mélange d'air et le carburant se forme directement dans la chambre de combustion, seul de l'air frais passe dans la soupape d'admission ouverte.

MOTRONIC ME avec EGAS : la principale tâche de la commande du moteur consiste à régler le couple souhaité par le conducteur en optimisant la consommation de carburant et en réduisant autant que possible les émissions, l'accélérateur électronique (EGAS) règle la quantité d'air nécessaire pour produire ce couple et le ME-MOTRONIC rend la conduite plus confortable et accroît la sécurité de l'utilisateur exemple ABS ou ESP.

❖ Injection indirecte : [10]

L'injection indirecte se fait avant la soupape d'admission soit dans le collecteur d'admission dans le cas injection par carburation ou un seul injecteur mono point, et il existe une injection multi point indirecte proche de la soupape d'admission la quantité de carburant injecter en fonction de débit d'air admis sa dépende de l'angle d'ouverture du papion ou à partir des

informations instantanées des capteur et des sonde le régime moteur la température (air ,eau ,carburant) , pression d'air admis tous sa se fait par une mémoire électronique.

❖ Injection directe : [11]

L'injection directe c'est-à-dire injecté le carburant directement dans la chambre de combustion avant le PMH de dixième degré d'angle de vilebrequin, jusqu'à après le pic de pression de vingtième degré après le PMH, l'admission air-essence se fait séparément et le mélange se former dans la chambre de combustion.

L'injection directe est plus délicate et efficace pour le rendement, la puissance et la consommation spécifique, parce que la vaporisation du carburant, homogénéité le mélange.

Donc on peut augmenter le taux de compression qui est limité par l'auto inflammation, c'est le problème de cliquetis.

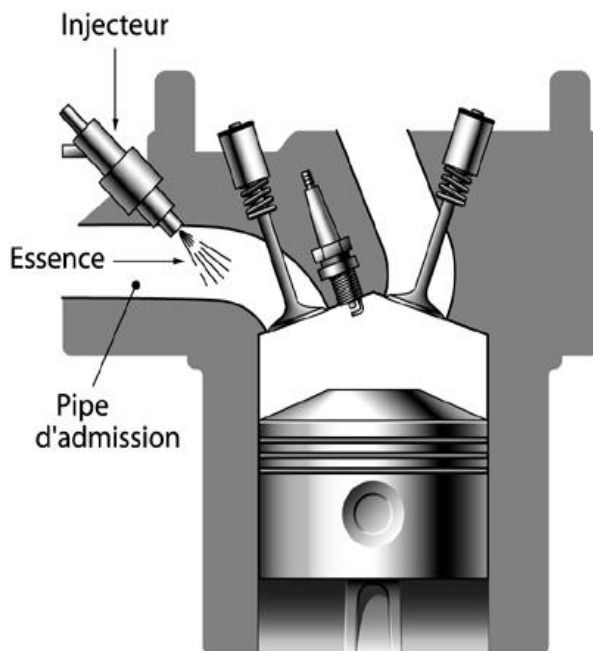


Figure 1.16 : Moteur à injection indirecte.

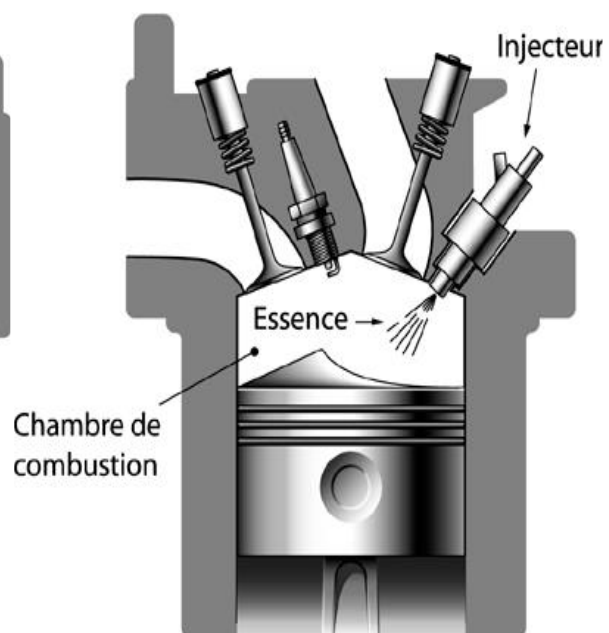


Figure 1.17: Moteur à injection directe.

La richesse du mélange dans l'injection direct est mieux contrôlée par rapport l'injection indirect, parce que dans l'indirect le dosage idéal n'est pas parfaitement respecté, très complexe et le remplissage n'est pas optimale donc l'aérodynamique est instationnaire, c'est pour ça la richesse développée se fait par suralimentation d'un turbocompresseur.

❖ Injection directe à charge stratifiée :

L'injection directe est pilotée par l'électronique embarquée dans le véhicule (ECU), la cartographie d'allumage du moteur est modifiée suivant les trois modes de fonctionnement du moteur : ralenti, optimal et pleine charge.

Au ralenti ou à faible charge et vitesse constante, l'électronique injecte une faible quantité de carburant lors de la remontée du piston dans la phase de compression et non pas dans la phase d'admission, La tête du piston par sa forme particulière dirige la charge stratifiée vers l'électrode de la bougie. Ce mode de fonctionnement est censé réduire la consommation de carburant mais provoque l'apparition d'une multitude de particules fines qui devront être traitées par le pot catalytique.

Pour augmenter la réactivité du moteur en injectent une faible quantité de carburant dans le front de flamme, lors de la descente du piston avec l'inconvénient majeur d'éroder plus rapidement la soupape d'admission.

○ La constitution de système d'alimentation en carburant [8]

A. Le circuit d'alimentation

il existe plusieurs circuits d'alimentation :

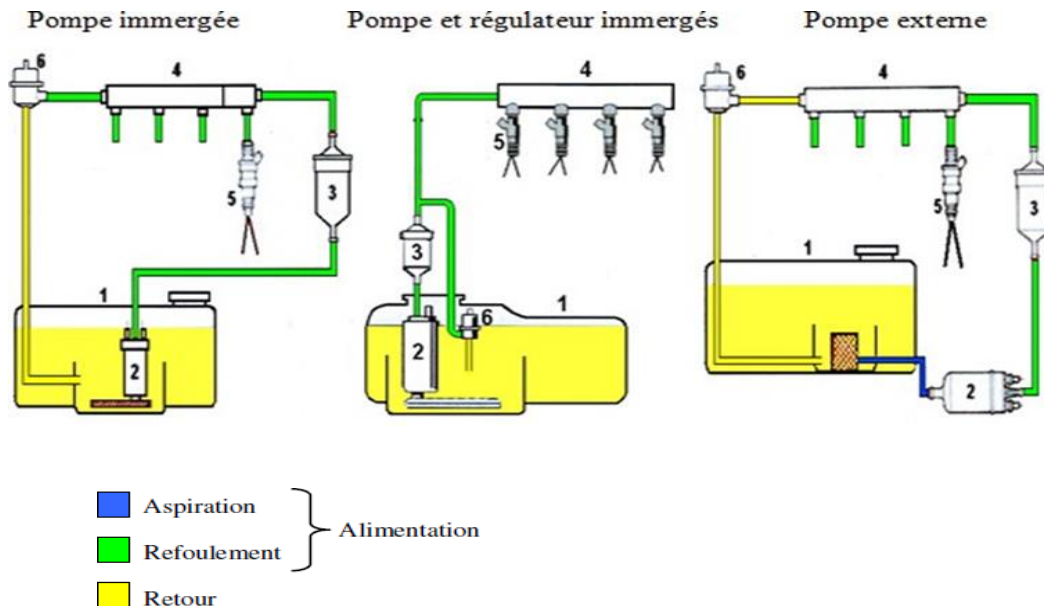


Figure 1.18 : Différents montages d'injection.

1. Réservoir (stuquer le carburant)
2. Pompe de gavage (refouler le carburant)
3. Filtre à carburant (filtrer et garder les impuretés)

4. Rampe d'alimentation (distribuer le carburant)
5. Injecteurs (pulvériser le carburante)
6. Régulateur de pression (garder la pression cts et permettre le retour de l'excédant de carburant)

B. Éléments constitutifs

- **la pompe de gavage** : refoule le carburant du réservoir vers le filtre puis dans la rampe d'alimentation.

1. Réservoir
2. Pompe de gavage
3. Crépine
4. Capteur de niveau de carburant
5. Puits de jauge
6. Régulateur de pression

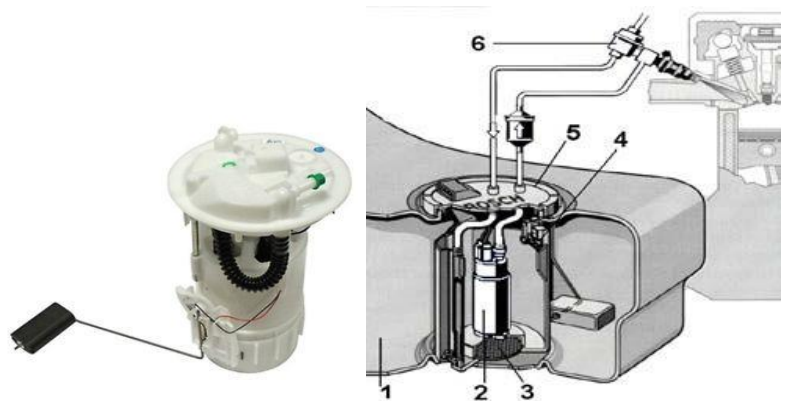


Figure 1.19 : Pompe à gavage [12].

- **Le filtre à carburant** :

Le filtre à essence est indispensable à la durée de vie de moteur. En effet, il permet de combattre la saleté, son ennemi majeur. Grâce à son action, les différentes impuretés présentes dans le réservoir ne réussissent pas à atteindre le circuit d'alimentation. Il empêche aussi l'eau de toucher les injecteurs et le système d'injection quand il y a de la condensation. Le filtre à essence protège donc le moteur, contribue à sa longévité, empêche sa détérioration précoce et une consommation excessive de carburant.

En fonction de leur type, les filtres sont situés au niveau du moteur ou sous le véhicule (vers les roues arrière). Différentes sortes de filtres existent sur le marché : au-delà de la filtration, certains permettent aussi de réguler la pression et la température.

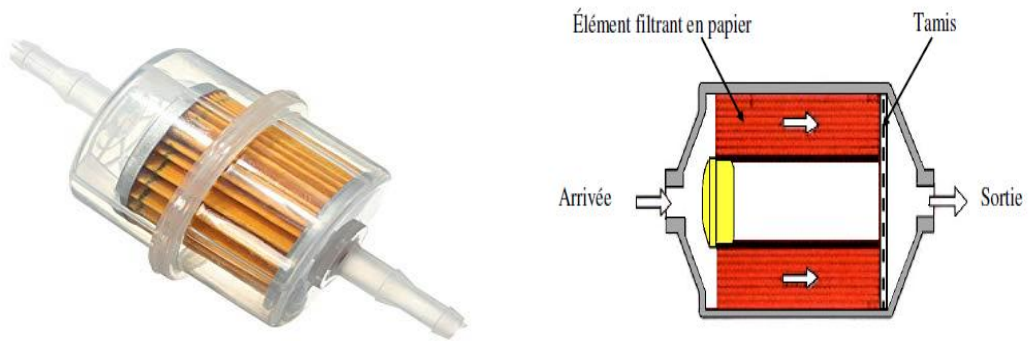


Figure 1.20 : Le filtre à carburant [12].

○ **Le régulateur de pression :**

Son rôle est de stagner la pression et laisse le retour de l'excédent du carburant.

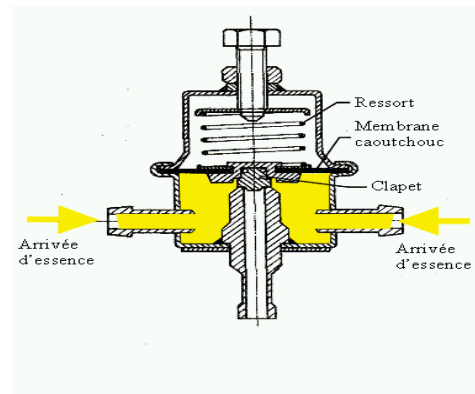


Figure 1.21: Le régulateur de pression [12].

○ **Les injecteurs :**

L'injecteur peut être divisé en quatre étapes :

- pulvérise le carburant.
- commandés par le calculateur qui décide de leur mise à la masse.
- le cas de circulation de courant dans l'enroulement magnétique, il se crée un champ magnétique que attire le noyau magnétique, celui-ci étant relié à l'aiguille, elle se soulève et autorise la sortie du carburant.
- dès la fin de l'excitation, le ressort de rappel repousse et maintien l'aiguille sur son siège, il n'y a plus d'injection.

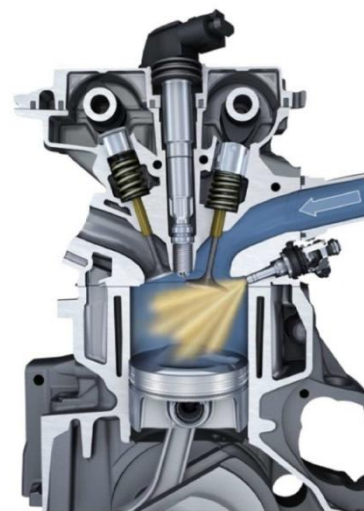


Figure 1.22 : Injection directe [13].

C. Les combustibles

Le combustible c'est un mélange complexe de nombreuses substances. Il contient plusieurs propriétés comme la densité, viscosité, PCI, point éclair, indice de cétane, température adiabatique de flamme, point d'inflammation, point d'auto inflammation.

L'essence est un mélange des hydrocarbures qui ont les caractéristiques suivantes : point d'ébullition est 202°C la densité $0.730g/cm^3$ et une pression de vapeur de 93.3KPa à la pression atmosphérique avec un point d'éclair de -45°C.

Propriétés	Unité	Butane	propane	Sans plomb	Essence
Densité à 20°C	g/cm ³	0,002709	0,20098	0.680	0.755
Viscosité à 40°C	mm ² /s	0,17	0,10	0.28	0.35
PCI	MJ/kg	45,6	2,02837	44	42.7
Point éclair	°C	-60	-104	-37	-40
Propriétés	Unité	Butane	propane	Sans plomb	Essence

Tableau 1.2 : Caractéristiques des combustibles [14].

1.6.2. Alimentation en air [15]

A. Moteur atmosphérique

L'air est admis par une conduite d'admission amène par l'extérieur passe par un élément filtrant. Cet air est mesuré par un débitmètre orienté par un boîtier papion dont l'ouverture est réalisée au moyen d'un actionneur électrique. On pourra également trouver des artifices de pilotage de la caractéristique acoustique à des fins de contrôle du niveau sonore ou d'adaptation de la loi de remplissage du moteur , mais malheureusement dans les haut régime , il existe des pertes par friction et la résistance appliqué sur l'air augmente

B. Moteur suralimenté

La puissance d'un moteur thermique à combustion interne dépend notamment de la quantité de carburant brûlé pendant un cycle complet. Or, les lois physiques déterminent la quantité d'air nécessaire pour brûler une certaine quantité de carburant. Ce qui revient à dire qu'on peut augmenter la puissance d'un moteur en accroissant la quantité d'air et, corrélativement, de carburant, admis dans ses chambres de combustion.

La suralimentation augmente l'efficacité du mélange air-essence et par conséquent de l'Pour les moteurs à essence.

Un turbocompresseur permet d'accroître la pression d'air atmosphérique . Plus la pression est grande, plus le risque de bris est élevé.

Les moteurs munis d'un système de suralimentation nécessitent un refroidissement supplémentaire à ceux à aspiration naturelle. La compression de l'air agite les particules de ce gaz et leur chaleur monte, ce qui endommage les différentes parties du moteur.

1.7. Exemple du moteur à essence à injection directe (TFSI et FSI)

1.7.1. FSI

Le FSI est un moteur à essence à aspiration naturel équipé d'un système d'injection pilotée. ce système injecte le carburant en fonction des besoins du conducteur, afin de réduire la consommation de l'essence de même les rejets nocifs bien plus faible qu'avant.

L'injection directe FSI accroît le couple et la puissance des moteurs à essence dans des proportions significatives, la technologie FSI injecte à 150 bars le carburant directement dans les chambres de combustion.

Le point d'auto-allumage (cliquetis) est ainsi reculé, et le taux de compression peut atteindre des valeurs très élevées (de l'ordre de 12 à 1) pour un moteur à essence, au profit du rendement, parce que L'essence se mélange à l'air admis en quelques millièmes de seconde et contribue à abaisser la température dans la chambre de combustion.

1.7.2. TFSI

En 2006 le downsizing est l'avenir des moteurs à essence. Audi et Volkswagen ont été les précurseurs. Ce qui permet aujourd'hui au constructeur AUDI de proposer des moteurs essence à faibles cylindrée tels que le 1.2 TFSI et le 1.4 TFSI (Turbocharged Fuel Stratified Injection).

Le TFSI est une marque du groupe Volkswagen pour un type de moteur à "turbo" où le carburant est injecté sous pression directement dans la chambre de combustion de manière à Créer une charge stratifiée. La technologie d'injection directe FSI augmente le couple et la puissance des moteurs à allumage par étincelle, les rend jusqu'à 15% plus économiques et réduit les émissions d'échappement

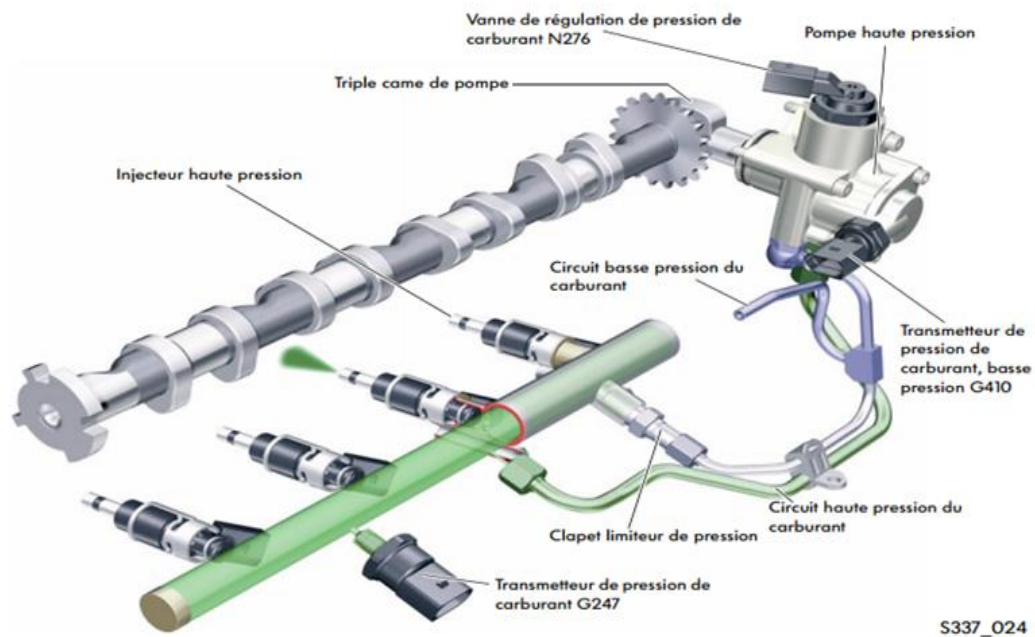


Figure 1.23 : Moteur de type TFSI Audi.

1.8. Système d'allumage [16]

Dans le moteur diesel la combustion se fait par l'auto inflammation mais l'essence se fait par étincelle qui Vien de la bougie d'allumage. L'allumage c'est un système qui faire passer le courant de basse tension en courant de haute tension.

- **la batterie (9)**: elle stocke l'énergie, pour fournir un courant électrique au démarreur, à cause du premier démarrage du cycle.
- **l'alternateur** : tourne en fonction du régime moteur constitué une bobine pour créer un champ électrique, et donne un courant électrique à la batterie, pour compenser la charge perdue.
- **la bobine d'allumage (2)**: en peut appeler un transformateur, qui transforme le courant de basse tension à haut tension.
- **le calculateur électronique (4)**: ce lui qui permet donnée l'ordre aux injecteur pour fournit une quantité de carburant bien défini.
- **La bougie (1)**: c'est un composant essentiel qui est en contact avec la chambre de combustion et donne l'étincelle pour déclenche la combustion.

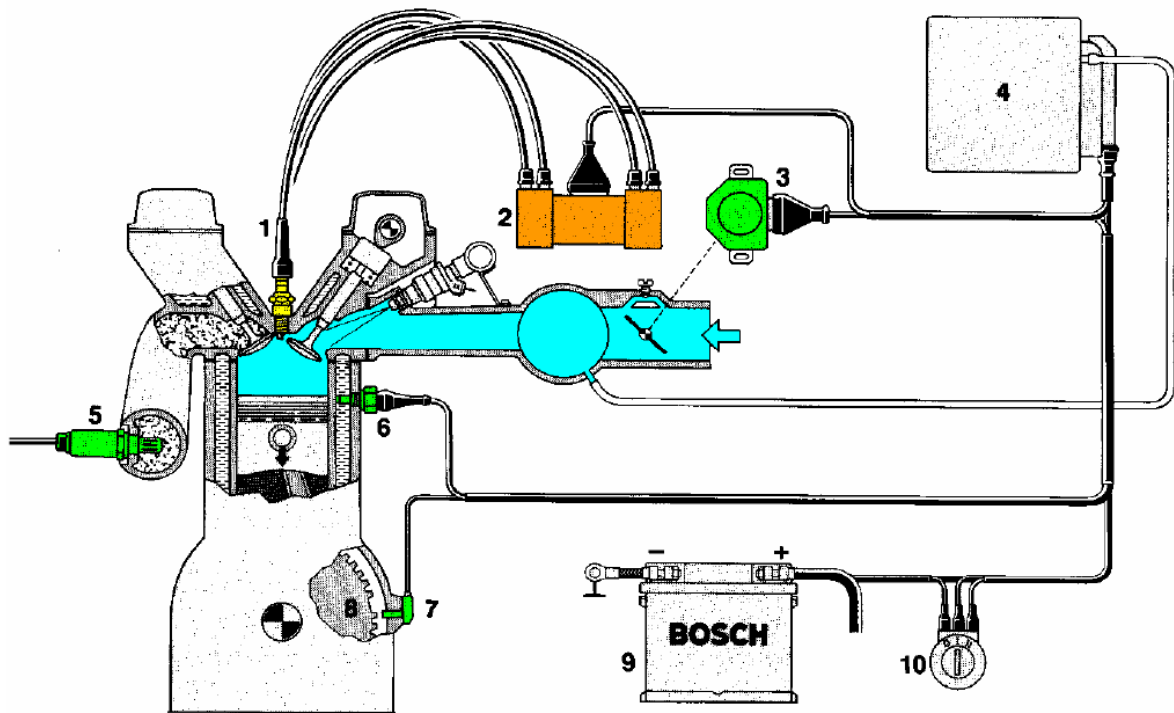


Figure 1.25 : Schéma du système d'allumage.

1.9. Système de refroidissement et de lubrification [17]

1.9.1. Le refroidissement

Un moteur produit beaucoup de chaleur quand il est en marche, et doit être refroidi en permanence pour éviter de s'endommager.

En général, cela s'effectue en faisant circuler le liquide de refroidissement et de l'eau mélangé avec une solution antigel à travers des passages de refroidissement spéciaux. Certains moteurs sont refroidis par circulation d'air sur des carters à ailettes.

A. Le refroidissement par eau

ce système a besoin une installation de circulation d'eau comprend :

- **La pompe à eau** : son rôle est de pomper le liquide de refroidissement dans le moteur et le radiateur, elle est entraînée par une poulie qui est en marche avec le régime moteur, la liaison entre eux est une courroie.
- **Le thermostat** : au froid il faut assurer une température de fonctionnement du moteur, c'est pour ça le thermostat d'ériger la circulation d'eau juste au bloque cylindre et ne passe pas par le radiateur, pour augmenter le gradient de température.

- **Le radiateur** : c'est un échangeur de chaleur avec un grand nombre d'ailette pour diminuer la température de l'eau circule au bloque cylindre.
- **Les ventilateurs** : le fonctionnement des ventilateurs maitre l'écoulement de l'air turbulent avec le mouvement du véhicule augmente la vitesse de l'air donc le Reynolds croit.
- **Le vase d'expansion** : quand le liquide de refroidissement absorbe la chaleur du moteur se volume et la pression augmente, donc cette variation de pression créer une dilatation et une augmentation de volume c'est pour cat il faut absorbées cette variation par le volume d'air situé à la partie supérieur du vase d'expansion.
- **Le liquide de refroidissement** : ce liquide à une propriété caloporteur à une grande capacité d'absorption et de dégagement de chaleur, constitué par l'eau et d'éthylène-glycol et d'inhibiteur de corrosion.
- **Des durites** : ce sont des conduites pour circules le fluide de refroidissement.

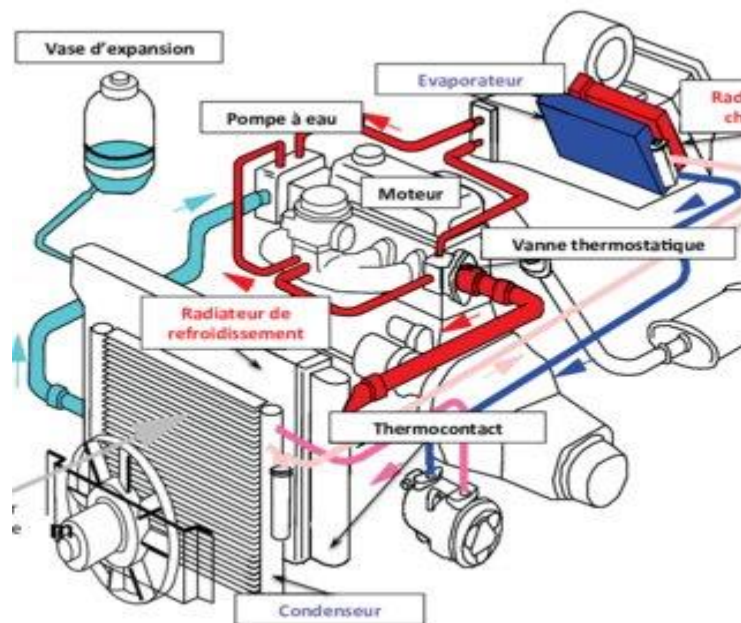


Figure 1.25: Circuit de système de refroidissement par eau.

B. Le refroidissement par air

Ce types de refroidissement utilisé dans le petit cylindre qui a un faible dégagement de chaleur parce que le coefficient de transfère de chaleur d'air est plus faible par à apport l'eau, la surfaces de contact est étudier avec des ailettes pour améliorer le transfère convectif.

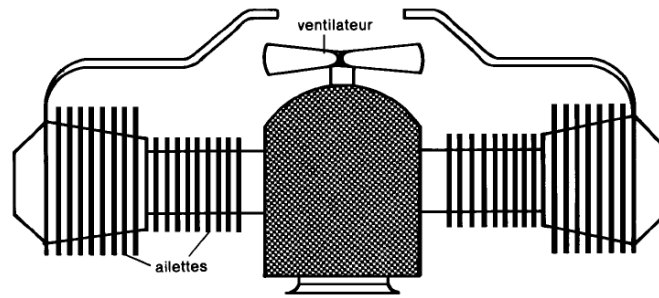


Figure 1.26 : Circuit de refroidissement à air [17].

1.9.2. La lubrification

Ce système à pour :

- Annuler les contraintes de cisaillement avec les frottements entre les parois.
- Minimiser la température créée par les frottements.
- Assurer l'étanchéité des cylindres.
- Garder les particules qui sont dégagé par la combustion.

Il contient deux type de ce système qui sont :

- **lubrification à bain d'huile sous pression** : l'huile est stockée dans un carter qui se situe au niveau inférieur du moteur qu'il a une pompe qui refoule l'huile sous pression vers :
 - Le filtre à l'huile.
 - La rampe qui alimente les coussinets du vilebrequin.
 - La rampe qui lubrifie l'arbre à came, parce que il y'a un contact entre les cames et les poussoirs.
- **lubrification à carter sec sous pression** : ce système à deux pompes la première c'est la pompe d'épuisement et la deuxième d'alimentation, le débit d'épuisement supérieur par rapport à l'alimentation à deux fois.

On utilise ce système pour permettre l'huile ayant une bonne propriété anti-mousse et une désaération de l'huile, avant son départ vers la pompe d'alimentation.

Ces deux pompes entraînés par un même arbre.

1.10 Les émissions polluantes issues des moteurs à combustion interne [20]

Dans les deux types de moteurs conventionnels, le processus de combustion ne peut avoir lieu que si les proportions entre l'air et le carburant ont atteint le niveau d'inflammabilité. La réaction d'oxydation du carburant avec l'air est représentée par l'équation de combustion. donc, la réaction globale de combustion se décrit sous la forme d'une équation chimique qui tient compte de la composition initiale du mélange de réactifs. Le processus de réaction fait

intervenir une succession d'un nombre très élevé de réactions élémentaires en chaîne dont chacune ne met en jeu que deux ou au maximum trois espèces qui sont soit des molécules stables. Ils sont cités comme suit : Le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) imbrûlés, les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), et les particules de suies.

1.10.1. Formation des polluants

- **Formation de monoxyde de carbone**

La formation du monoxyde de carbone (CO) est présentée comme un produit intermédiaire d'oxydation des hydrocarbures pour former au final le CO₂. Les émissions de CO sont gouvernées principalement par la richesse du mélange : plus le mélange est riche, plus les émissions en CO augmentent, causées par l'absence d'oxygène qui entraîne une combustion incomplète. Les moteurs essence où le fonctionnement à mélange stœchiométrique en moyenne ou forte charge conduisent à des émissions de CO plus importantes que dans le cas des moteurs diesel.

- **Formation des hydrocarbures imbrûlés**

Les hydrocarbures imbrûlés (HC) proviennent d'une combustion incomplète du carburant ou de carburant qui n'a pas brûlé et qui se retrouve à l'échappement. D'après Heywood [22], les mécanismes de production des HC les plus significatifs sont :

- La température dans la chambre de combustion proche parois : si elle est insuffisamment importante, l'oxydation du carburant est ralentie voire stoppée.
- La formation d'un mélange dont la richesse se situe à la limite inférieure du mélange pauvre ($\phi < 0.3$) est aussi source de HC. Ces zones sont généralement formées à la périphérie du spray pendant le délai d'auto-inflammation, plus le délai d'auto-inflammation est long, plus il favorise la formation des zones de mélange pauvre. L'oxydation de ces zones est très lente et ne peut conduire à une réaction complète.
- Après la fin de l'injection, une partie du carburant contenu dans le sac de l'injecteur peut s'échapper et conduire à la production d'hydrocarbures imbrûlés. Ce carburant libéré tardivement et à faible vitesse d'entraînement, se mélange difficilement avec l'air restant et ne contribue pas à la combustion.

- **Formation des oxydes d'azotes**

L'oxyde nitrique NO et le dioxyde d'azote NO₂ sont généralement regroupés sous la dénomination d'oxyde d'azote (NO_x). Il en résulte, malgré une richesse globale faible, la

présence de zones où la richesse avoisine la stœchiométrie. Ces zones présentent un taux de production de NO très important, par simple effet d'augmentation de la température de l'air. Les facteurs les plus importants sur les émissions de NOx dans un moteur à allumage commandé sont :

- La richesse : les températures maximales des gaz de combustion sont enregistrées à $\phi \sim 1.1$, soit un mélange légèrement riche et une concentration en oxygène faible. Par contre si la température de flamme chute, la production des oxydes d'azote diminue rapidement.
- La fraction des gaz brûlés recirculée (EGR, Exhaust Gaz Recirculation) fait référence aux gaz résiduels provenant du cycle précédent et réintroduit dans la chambre de combustion. Ils sont utilisés pour contrôler les émissions de NOx.

- **Formation des suies**

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

1.10.2. Les normes anti-pollution

Depuis les années 70, les émissions polluantes dues au transport routier font l'objet de réglementations qui définissent les seuils limites d'émissions à respecter pour les véhicules légers, utilitaires et les poids lourds. En Europe, ces règles ont abouti à la création, depuis 1990, des «normes Euro». Des normes de plus en plus drastiques, comme le montre le Tableau 1, sont adoptées au fil du temps avec pour objectif de réduire les émissions par kilomètre parcouru. Des restrictions sont faites sur les émissions des oxydes d'azote (NO), du monoxyde de carbone (CO), des hydrocarbures imbrûlés (HC) et les particules de suies.

Normes	CO [g/km]		HC [g/km]	NO _x [g/km]		Particules [g/km]	
	Essence	Diesel	Essence	Essence	Diesel	Essence	Diesel
Euro 3 (2000)	2.3	0.64	0.2	0.15	0.5	-	0.05
Euro 4 (2005)	1	0.50	0.1	0.08	0.25	-	0.025
Euro 5 (2009)	1	0.5	0.1	0.06	0.18	0.005	0.005
Euro 6 (2014)	1	0.5	0.1	0.06	0.08	0.005	0.005
EURO 6c (2017)	1	0.5	0.1	0.06	0.08	0.0045	0.0045

Tableau 1.3: Les normes européennes anti-pollution.

1.10.3. Solutions aux défis des normes antipollution

Afin d'atteindre les niveaux de polluants imposés, plusieurs voies de recherches et d'optimisations ont et sont étudiées sous plusieurs volets : le traitement des émissions proprement dites à l'échappement et la recherche de nouvelles voies d'optimisation de la combustion voire du rendement plus global.

A- Amélioration/modifications des modes de combustion

Plusieurs stratégies de préparation du mélange et de combustion sont proposées, étudiées, voire mises au point pour palier à ces problèmes : les plus prometteuses sont les combustions de type pré mélangée et/ou à basse température comme la combustion HCCI, CAI, PCCI, PPC, etc. Ces nouveaux modes de combustion offrent l'avantage d'être indépendantes de la nature du carburant utilisée, ce qui offre une liberté d'application plus importante que les modes de combustion conventionnelle.

❖ *La combustion HCCI*

Dans la combustion HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition), le carburant et l'air sont totalement mélangés comme dans un moteur à allumage commandé et comprimés jusqu'à ce que la charge s'auto-enflamme (Figure 1.28). Le principal avantage de cette combustion réside dans la faiblesse des émissions de NOX et de particules de suies grâce à une richesse locale très faible compte tenu du temps de mélange très important et la diminution de la température dans la chambre de combustion par l'utilisation des gaz d'échappement réticulés (EGR).

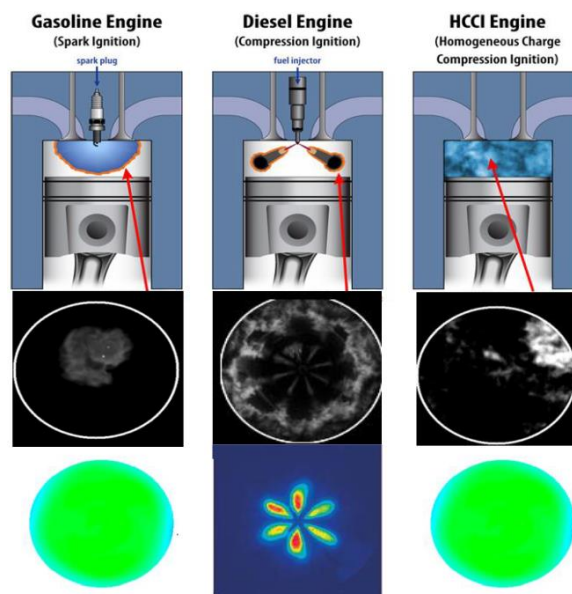


Figure 1.27: Comparaison entre combustion classique et combustion HCCI.

❖ *La combustion PPCI*

Le concept de la combustion PPCI (Partially Premixed Compression Ignition) qui consiste à injecter la masse de carburant en plusieurs injections afin de la vaporiser entièrement et ainsi faciliter l'interaction avec l'air, comme on peut le voir sur la Figure 1.29.

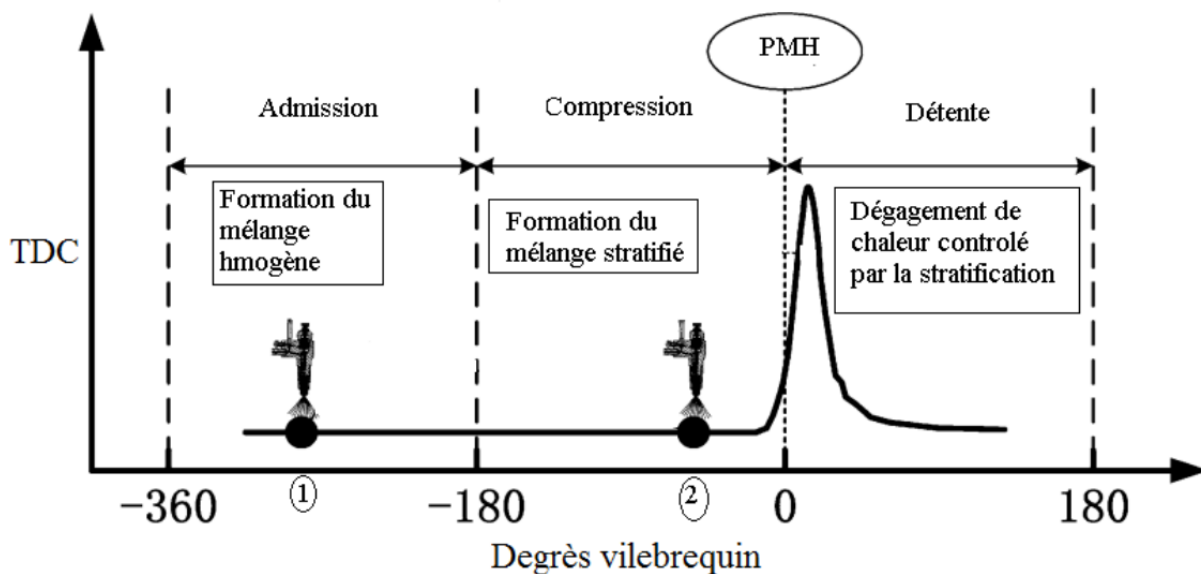


Figure 1.28: Déroulement de combustion avec le mode PPCI.

L'avance à l'injection par rapport au PMH augmente la quantité de carburant qui brûle en pré mélange, en agissant sur le délai d'auto-inflammation. De même, le pic de pression peut être minimisé quand le dégagement de chaleur se produit quelques degrés après le PMH ce qui permet d'augmenter la charge du moteur.

❖ *Le système d'injection haute pression*

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

Avec l'arrivée de la rampe commune (Common rail) dans les deux types des moteurs essence et diesel, les systèmes d'injection ont porté la possibilité d'exécuter des injections multiples qui donnent la possibilité d'affecter le régime de dégagement de chaleur. Au début, une combinaison d'une injection pilote et une injection principale a été employée mais actuellement.

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

❖ *Recirculation des gaz d'échappement (EGR)*

Le recyclage des gaz d'échappement permet de répondre aux normes anti-pollution EURO actuelles, en diminuant la teneur en oxyde d'azote (NOx) contenue dans les gaz d'échappement.

A cause de son afflux important en oxygène, le fonctionnement en excès d'air, chez le diesel, provoque une production importante d'oxyde d'azote (NOx). Abaisser la température de combustion a pour effet de diminuer la teneur en oxyde d'azote (NOx).

Une première réduction des émissions de polluants peut être réalisée en mélangeant l'air comprimé à des gaz d'échappement. Ces derniers sont injectés dans le collecteur d'admission par le biais du module de recirculation des gaz brûlés (EGR). La partie des gaz d'échappement non ré-circulée par le système EGR est envoyée vers les systèmes de post-traitement dans la ligne d'échappement.

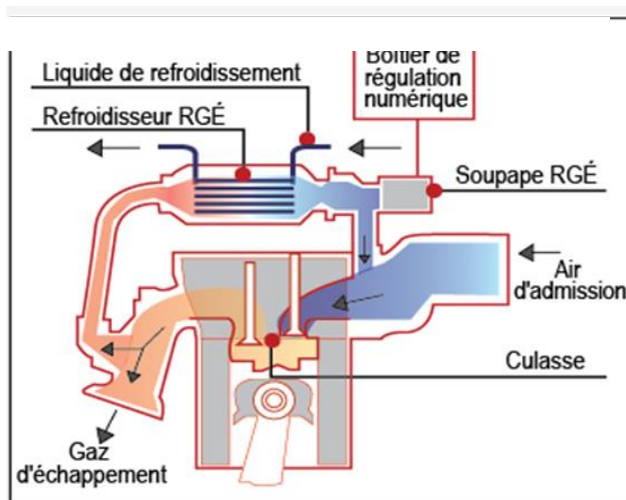


Figure 1.29 : Schéma recirculation des gaz d'échappement.



Figure 1.30 : La vanne EGR.

B- Les systèmes de post-traitement : [18]

❖ Les filtres à particules

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

- ~ Filtration et combustion quasi simultanée des particules lorsque la température des gaz d'échappement le permet.
- ~ Rétenion 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.

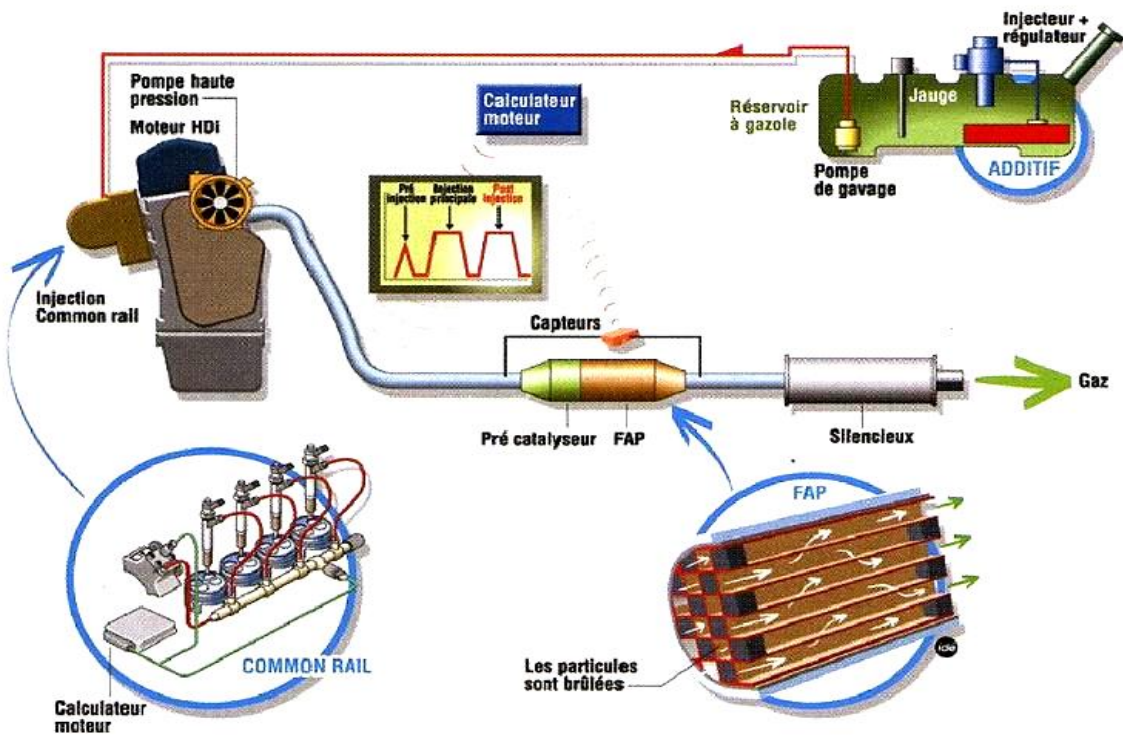


Figure 1.31 : L'emplacement des filtres à particules dans un moteur [19].

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

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

❖ *Les catalyseurs*

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

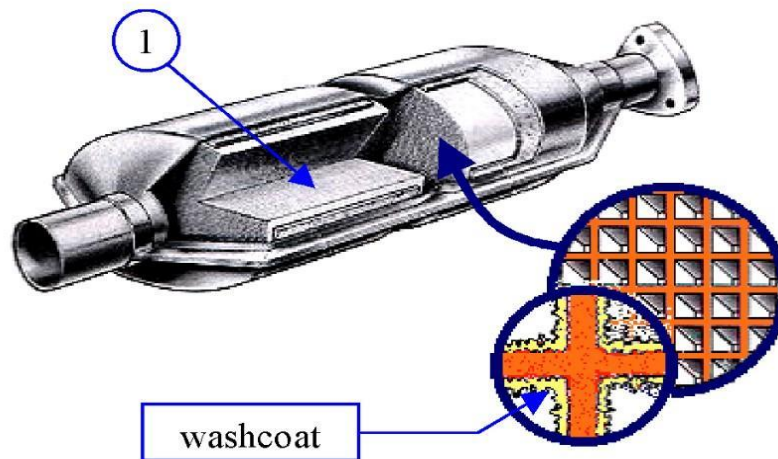


Figure 1.32 : Catalyseur.

C- Les biocarburants :

Les biocarburants sont des carburants produits à partir de matières végétales et utilisés dans les moteurs. Ce sont des énergies renouvelables qui, dans un contexte marqué par la volonté de diversifier les sources d'énergie, de réduire la consommation de pétrole et les rejets de gaz à effet de serre, devraient jouer un rôle majeur dans le bouquet énergétique de demain.

Les biocarburants actuels sont répartis en deux grandes familles :

- Le biodiesel pour les moteurs diesel, qui est fabriqué à partir de plantes contenant de l'huile (colza, tournesol, soja, palme). L'huile végétale brute - obtenue par le simple pressage des graines de colza par exemple - n'est généralement pas utilisée tel quelle dans les moteurs car

elle est considérée comme un carburant incompatible avec les technologies moteurs modernes. Le biodiesel utilisé aujourd'hui en mélange avec le gazole est issu de la transformation chimique des huiles. On fait réagir l'huile végétale avec du méthanol pour obtenir un EMHV (esters méthyliques d'huile végétale), un composé aux propriétés voisines de celles des gazoles. Ce biodiesel est souvent appelé aujourd'hui « Diester », l'une des marques de commercialisation.

- Le bioéthanol pour les moteurs à essence est un alcool produit par fermentation soit du sucre issu de plantes (betteraves, cannes à sucre) soit de l'amidon issu de céréales (blé, maïs). Il peut être mélangé directement à l'essence à des teneurs allant de 5 à 26 % (5 % en

Europe, 10 % aux Etats-Unis et 22 à 26 % au Brésil) et à des taux plus élevés pour les véhicules dits "flexibles". En Europe, l'éthanol est le plus souvent incorporé à l'essence après transformation en ETBE (Ethyle tertio butyle éther).

1.11. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné une généralité sur les moteurs à combustion interne, le comportement et le principe de fonctionnement de moteur essence. La complexité des phénomènes impliqués dans une combustion essence fait qu'il n'existe pas de chambres de combustion parfaites dans l'absolu. Seul un mariage de la chambre de combustion et du système d'injection directe, réussi sur toute la plage de fonctionnement du moteur, permet d'obtenir les longévités, les performances, les consommations et les émissions de polluants recherchées. La recirculation des gaz d'échappement est une voie d'avenir prometteuse pour réduire les émissions d'oxydes d'azote.

Chapitre 2

Formalisme mathématique

2.1. Introduction

La combustion dans les moteurs diesel ou essence à injection directe est un processus très complexe, mettant en cause l'interaction d'une multitude de phénomènes tels que: la turbulence et les réactions chimiques complexes. De plus, les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion pour bien comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion.

Dans ce contexte, l'utilisation des codes de CFD come CONVERGE permet de réduire les coûts et les temps d'études. Il est très simple de modifier numériquement la géométrie ou les conditions de fonctionnement (ex: paramètres d'injection).

Nous avons utilisé dans ce projet de fin d'étude le code CFD ConvergeV2.3.2, qui a été développé à l'université de Middleton, Wisconsin [34].

2.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente [21]

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

- **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 conservation de la I^{eme} espèce, sous la forme:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \dots \dots \dots (2.1)$$

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

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

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

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

• **Equation de conservation de la masse totale**

Par sommation des équations (2.5) sur toutes les espèces, on obtient l'équation.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots (2.2)$$

• **Equation de conservation de quantité de mouvement**

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

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i u_j) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \sigma + F^s + \rho g \dots\dots\dots (2.3)$$

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

Dans l'équation (2.7) la quantité A_0 est égale à zéro pour les écoulements laminaires et à l'unité si un modèle de turbulence est utilisé. Le tenseur des contraintes visqueuses est de forme newtonienne :

$$\sigma = \mu \left[\nabla u + (\nabla u)^T \right] + \lambda \nabla \cdot u \mathbf{I} \dots\dots\dots (2.4)$$

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

• **Equation de conservation de l'énergie**

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

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u - \nabla J + (1 - A_0) \sigma : \nabla u + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \dots\dots\dots (2.5)$$

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

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla (\rho_m / \rho) \dots \dots \dots (2.6)$$

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

La chaleur spécifique des espèces C_{p_m} comme les enthalpies spécifiques h_m dans l'équation (2.10) sont obtenues à partir des tables de JANAF en fonction de la température. Le terme $\rho \varepsilon$ de l'équation (2.9) représente la dissipation visqueuse, où ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Deux termes sources surgissent dans l'équation (2.9) : \dot{Q}^c due à la chimie et \dot{Q}^s due au spray.

• **Equation de comportement du fluide**

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

$$p = R_0 T \sum_m (\rho / W_m) \dots \dots \dots (2.7)$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) I_m(T) \dots \dots \dots (2.8)$$

$$C_p(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) c_{p_m}(T) \dots \dots \dots (2.9)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T / W_m \dots \dots \dots (2.10)$$

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.

2.3. Approche de résolution RANS [23,24]

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. Il est aujourd'hui l'outil le plus utilisé car son coût de mise en place

est le plus faible. La méthode RANS consiste à décomposer chaque variable de l'écoulement en la somme de sa moyenne d'ensemble (moyenne de Reynolds) et de sa fluctuation :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\bar{\phi} = \lim_{Ns \rightarrow \infty} \sum_{m=1}^{Ns} \frac{\phi(m)}{Ns} \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

En appliquant cette opération de décomposition aux équations de conservation, un terme représentant la composante turbulente de l'écoulement apparait. La fermeture du problème consiste à le modéliser.

Dans le cas des écoulements compressible, Favre a proposé:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

Avec : $\phi = \tilde{\phi} + \phi'$, $\bar{\rho\tilde{\phi}} = \rho\phi + \bar{\rho}'\phi'$

La décomposition de Favre appliquée aux équations (2.5), (2.6), (2.7) et (2.9) donne un nouveau système d'équations, semblable au système initial (avec la densité des espèces $\rho_i = \rho Y_i$).

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

Equation de continuité de l'espèce m

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{Y}_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{Y}_m\tilde{u}) = \nabla \cdot [\overline{\rho D \nabla Y_m} - \overline{\rho \tilde{u}' Y'}] + \overline{\rho \dot{Y}_m^c} + \overline{\rho \dot{Y}_m^s} \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

Equation de conservation de la masse totale

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}) = \overline{\dot{\rho}^s} \quad \dots\dots\dots (2.15)$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial (\bar{\rho}\tilde{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{u}) = \nabla \cdot (\overline{\sigma} - \overline{\rho \tilde{u}' u'}) - \nabla \tilde{p} + \overline{F^s} + \bar{\rho}\tilde{g} + A_0 \nabla (2/3 \rho k) \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

Equation de conservation de l'énergie interne

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{I}) = - \tilde{p} \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot (\overline{J} + \overline{\rho \tilde{u}' I'}) + A_0 \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \overline{Q^c} + \overline{Q^s} \quad \dots\dots\dots (2.17)$$

2.4 Les sous modèles physiques

Les termes qui apparaissent dans les équations moyennées présentent 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.

2.4.1 Modèle de Turbulence [24]

• **Le Modèle de Turbulence $k-\varepsilon$**

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 obtenue par l'intermédiaire de taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ε).

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

$$\frac{\partial \bar{\rho k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho k} \nabla \cdot \tilde{u} + \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\rho r_k} \right) \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho \varepsilon} + \bar{W}^s \dots \dots \dots (2.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho \varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & -\left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho \varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\rho r_\varepsilon} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] \dots \dots \dots (2.19) \\ & + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left[c_{\varepsilon 1} \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho \varepsilon} + c_s \bar{W}^s \right] \end{aligned}$$

Le terme source \bar{W}^s est dû à l'interaction avec la vapeur.

• **Le Modèle de Turbulence $RNG k-\varepsilon$**

Un nouveau modèle appelé modèle $RNG k-\varepsilon$ (Yakhot et Orszag, 1986) [36], 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. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [24].

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u} \varepsilon) = - \left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon_2} - C_{\varepsilon_3} - \frac{2}{3} C_{\mu} C_{\eta} \frac{k}{\varepsilon} \nabla \vec{u} \right) \bar{\rho} \varepsilon \cdot \nabla \vec{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_{eff}}{\text{Pr}_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon \right] \dots\dots\dots (2.20)$$

$$+ \frac{\varepsilon}{k} \left[(C_{\varepsilon_1} - C_{\eta}) \bar{\sigma} : \nabla \vec{u} - C_{\varepsilon_2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + C_s \bar{W}^s \right]$$

Avec:

$$c_{\eta} = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \dots\dots\dots (2.21)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.22)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \dots\dots\dots (2.23)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \dots\dots\dots (2.24)$$

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

Tableau 2.1 : Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence $k-\varepsilon$, et $RNG k-\varepsilon$.

2.4.2 Modélisation du spray

Dans les moteurs à essence ou 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 “ nuage de gouttelettes c’est l’atomiser. Cette transformation s’effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire et le fractionnement secondaire. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou plusieurs processus à savoir, l’atomisation et l’évaporation. Par conséquent, sont exigés des modèles qui décrivent ces processus (atomisation et évaporation).

2.4.2.1 Modèles d’atomisation

Dans le code CONVERGE il existe plusieurs modèles pour l’atomisation du jet. On cite : les modèles basés les d’ondes de perturbation initiée en sortie d’injecteur (KH et RT) et autres basés sur la déformation d’une goutte (TAB).

Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé parce qu’il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement indépendamment.

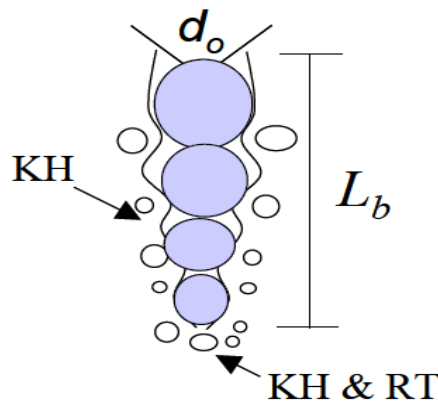


Fig. 2.1. Schéma de principe du modèle KH-RT [23].

❖ **Le modèle hybride KH-RT**

Le modèle KH de fractionnement primaire suppose que l’atomisation se produit du fait du développement d’instabilités de surface de type Kelvin Helmotz à la sortie de l’injecteur. Il est basé sur la théorie linéaire des instabilités de *Reitz* pour obtenir la longueur d’onde Λ_{KH} et le taux d’accroissement Ω_{KH} de l’onde [34]:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T_a^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r^3}} \dots\dots\dots (2.26)$$

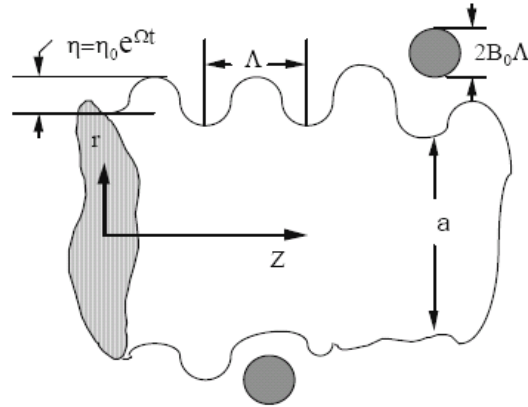


Fig. 2.2. Schéma de principe du modèle de Reitz [21].

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

Avec:

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

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

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

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

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

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

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots (2.28)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0,61 [37], B_1 constante 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 et r_0 c'est le rayon initial de la colonne liquide [21].

Le modèle RT fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde Λ_{RT} et le taux d'accroissement Ω_{RT} de l'onde sont données comme suivant [23] :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT}(\rho_l - \rho_g)}} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{\sqrt{27\sigma}} \frac{|g_{RT}(\rho_l - \rho_g)|}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots (2.30)$$

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

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\bar{x}, \bar{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) \dot{y}_1 B(\bar{v}_1, r, T_d, \dot{y}_1, \bar{x}, t) d\bar{v}_1 dr_1 dT_{d1} d\dot{y}_1 \dots\dots\dots (2.31)$$

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

$$\begin{aligned} \dot{f}_{coll} = & \frac{1}{2} \iint f(\bar{x}, \bar{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\bar{x}, \bar{v}_2, r_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\bar{v}_1 - \bar{v}_2| \\ & [(\sigma(\bar{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \bar{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \bar{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2))(-\delta(\bar{v} - \bar{v}_1)\delta(r - r_1) \\ & \delta(T_d - T_{d1})\delta(y - y_1)\delta(\dot{y} - \dot{y}_1))] - \delta(\bar{v} - \bar{v}_2)\delta(r - r_2)\delta(T_d - T_{d2})\delta(y - y_2) \\ & \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \times (d\bar{v}_1 dr_1 dT_{d1} dy_1 d\dot{y}_1 d\bar{v}_2 dr_2 dT_{d2} dy_2 d\dot{y}_2) \dots\dots\dots (2.32) \end{aligned}$$

2.4.2.2 Evaporation

Pour la modélisation de l'évaporation des gouttelettes le flux d'énergie sur la surface de la gouttelette avec la température de la gouttelette comme variable peut être écrit comme [23]:

$$4\pi r^2 \dot{Q}_d = \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 C_{p,d} \dot{T}_d - \rho_d 4\pi r^2 RL(T_d) \dots\dots\dots (2.33)$$

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

$$\dot{Q}_d = \frac{K_{air}(\hat{T})(T - T_d)}{2r} Nu_d \dots\dots\dots (2.34)$$

Avec : $\hat{T} = \frac{2}{3} T_d + \frac{1}{3} T \dots\dots\dots (2.35)$

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

$$Nu_d = \left(2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3}\right) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \dots\dots\dots (2.36)$$

Avec Re et Pr les nombres de Reynolds et de Prandtl, L c'est la chaleur latente et le nombre de transfert de Spalding est défini comme :

$$B_d = \frac{Y_1^* - Y_1}{1 - Y_1^*} \dots\dots\dots (2.37)$$

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

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

$$R = -\frac{(\rho D)_{air}(\hat{T})}{2\rho_d r} B_d Sh_d \dots\dots\dots (2.38)$$

$$Sh_d = \left(2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc_d^{1/3}\right) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \dots\dots\dots (2.39)$$

Avec: $Sc_d = \frac{\mu_{air}(\hat{T})}{\rho D_{air}(\hat{T})} \dots\dots\dots (2.40)$

2.4.2.3 Interaction Jet- Gaz

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

$$\overline{\rho \dot{Y}_m^S} = -\int f \rho_d 4\pi r^2 R d\bar{v} dr dT_d dy dy \dots\dots\dots (2.41)$$

$$\overline{\bar{F}^S} = -\int f \rho_d \left(4/3\pi r^3 \bar{F} + 4\pi r^2 R \bar{v}\right) d\bar{v} dr dT_d dy dy \dots\dots\dots (2.42)$$

$$\overline{\dot{Q}^S} = -\int f \rho_d \left(4\pi r^2 R \left[E_1(T_d) + \frac{1}{2}(\bar{v} - \bar{u})^2 + \frac{4}{3}\pi r^3 [C_{p1} \dot{T}_d + \bar{F}(\bar{v} - \bar{u} - u^{\bar{v}})]\right]\right) d\bar{v} dr dT_d dy dy \dots\dots\dots (2.43)$$

$$\overline{\dot{W}^s} = - \int f \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 \overline{F \bar{u}} \overline{d\bar{v} dr dT_d dy dy} \dots\dots\dots (2.44)$$

2.4.3. Modèle de dégagement de chaleur

Le dégagement de chaleur se produit généralement dans une zone très mince, ce qui induit des gradients thermiques et massiques très élevés de l'ordre de 6 à 8 et de larges variations de la masse volumique sur des échelles très faibles.

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [23], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \dots\dots\dots (2.45)$$

Avec :

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

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

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \dots\dots\dots (2.46)$$

2.4.4. Modèle de transfert thermique (Loi de paroi)

Pour traiter le transfert de chaleur à travers les parois le code est basée sur l'analogie de Reynolds. Une mise à jour a été implantée dans Converge, conforme étroitement à l'expression d'origine proposée par *Launder et Spalding*, est donnée dans la section suivante [23] :

$$Q_w = \frac{\rho V_l c_p u^*}{Pr_l y} (T - T_w) \dots\dots\dots (2.47)$$

Avec :

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l^* RPR}{1/k \ln y^* + B + 11.05(Pr_l^* RPR - 1)} & y^* > 11.2 \\ 1.0 & y^* < 11.2 \end{cases} \dots\dots\dots (2.48)$$

Et

$$y^* = \frac{c_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{\nu_l} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dans ces équations, ν_l est la viscosité cinématique laminaire de l'air, Pr_l est le nombre de Prandtl laminaire, K est la constante de Von Karman, RPR est la 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.

2.5. Les Modèles chimiques

2.5.1. Modélisation de la combustion turbulente

2.5.1.1. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens. Les termes sources qui apparaissent dans les équations de transport des espèces sont calculés. Les mécanismes des réactions chimiques seront prédéfinis.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, Converge V2.3.2 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue [21]:

- ❖ 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.

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

❖ Le modèle CTC

Pour la combustion non pré mélangée, on cite le modèle de *Abraham et al* [34], pour lequel le taux de réaction du changement d'une quantité de la masse de l'espèce m , due à la conversion d'une espèce chimique à une autre, est donné par la relation :

$$\dot{\omega}_r = \frac{dY_m}{dt} = - \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \dots\dots\dots (2.50)$$

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

$$\tau_c = \tau_{chim} + f\tau_t \dots\dots\dots (2.51)$$

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

$$\tau_{chim} = \frac{1}{2} A^{-1} [fuel]^{0.75} [O_2]^{-1.5} \exp \frac{E}{RT} \dots\dots\dots (2.52)$$

$$\tau_t = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.53)$$

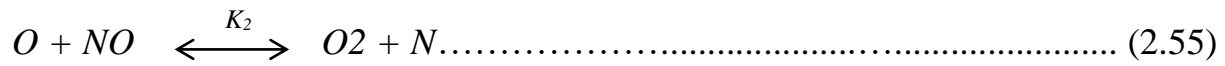
Où $C_2 = 0.1$, $E = 77.3 \text{ kJ / mol}$ représente l'énergie d'activation, $A = 7.68 \times 10^8$ est la constante pré- exponentielle, R est la constante universelle des gaz, et T est la température du gaz [34].

2.5.2. Modèle de formations des polluants

2.5.2.1 Le 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.

Pour la modélisation des NOx le code CONVERGE utilise le mécanisme de formation du NO étudié par *Zelzdovitch et al* [34] basé sur les réactions suivantes :



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

$$k_{1f} = 7.6 * 10^{13} \exp[-38000/T] \dots\dots\dots (2.57)$$

$$k_{1b} = 1.6 * 10^{13} \dots\dots\dots (2.58)$$

$$k_{2f} = 6.4 * 10^9 T * \exp[-3150/T] \dots\dots\dots (2.59)$$

$$k_{2b} = 1.5 * 10^9 T * \exp[-19500/T] \dots\dots\dots (2.60)$$

$$k_{3f} = 4.1 * 10^{13} \dots\dots\dots (2.61)$$

$$k_{3b} = 2.0 * 10^{14} * \exp[-23650/T] \dots\dots\dots (2.62)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R \{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} \dots\dots\dots (2.63)$$

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

$$R_1 = K_1^f [O]_e [N_2]_e = K_1^r [NO]_e [N]_e \dots\dots\dots (2.64)$$

$$R_2 = K_2^f [N]_e [O_2]_e = K_2^r [NO]_e [O]_e \dots\dots\dots (2.65)$$

$$R_3 = K_3^f [NO]_e [H]_e = K_3^r [OH]_e [N]_e \dots\dots\dots (2.66)$$

et pour plus de détaille consulté le référence [23].

2.5.2.2. Modèle de formation des suies [23]

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

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \dots\dots\dots (2.67)$$

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* [38] est utilisé dans plusieurs modèles multi-zones, il exprime les deux taux précités sous la forme :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \dots\dots\dots (2.68)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{P_{ox}}{p} p^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \dots\dots\dots (2.69)$$

$E_{sf} = 1.25 \times 10^4 \text{ Kcal / Kmol}$, $E_{so} = 1.40 \times 10^4 \text{ Kcal / Kmol}$, sont des énergies d'activation. Avec A_f et A_o des constantes déterminées par l'expérience, m_{fg} et m_s représentent respectivement la masse du carburant vaporisé et les suies émises à l'échappement.

2.6 Conclusion

Dans le but de comprendre et d'optimiser et de contrôler les phénomènes physiques et chimiques au sein d'une chambre de combustion avec l'injection directe de l'essence les codes de calculs comme CONVERGE c'est un code très puissant et très intéressant. Premièrement on a décrit les différentes équations de conservations qui régit un écoulement réactif compressible, et puis les différents modèles proposés pour la résolution des équations de conservation.

Lors du traitement d'un phénomène de combustion turbulente, on se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, où il faudrait relever la fermeture par l'un des modèles de la turbulence ($k-\varepsilon$, $RNG k-\varepsilon$, ...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de *Boussinesq* et ensuite nous avons présentées les équations qui régissent la phase gazeuse puis l'évolution de jet liquide.

La combustion est un phénomène thermochimique. Il faut donc choisir un modèle pour représenter le phénomène de combustion et formations des gaz polluants.

Chapitre 3

Le code de calcul CFD

Converge

3.1.Introduction [25]

A cause de la complexité des équations du premier chapitre en a été entamée des méthodes de résolution numérique pour simplifier parce que non linéaire complexe en a des méthodes suivantes :

- Différences finies.(MDF)
- Éléments finis.(MEF)
- Volumes finis.(MVF)

L'augmentation rapide de la puissance des calculateurs a rendu possible le développement de codes commerciaux traitant les problèmes de transport dans les fluides. Il existe un certain nombre de codes tridimensionnels industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STAR-CD, TRIO, FEMLAB ...). La résolution des équations gouvernant ces écoulements (équations de Navier-Stokes) est faite par le biais des méthodes des volumes finis, des différences finies ou des éléments finis.

En utilisant le calcul numérique fluide dynamique CFD c'est un domaine conventionnel des outils numériques qu'il contient des équations de Navier-stokes de continuité et de conservation aussi l'équation de transfert thermique. Donc le CFD c'est un outil numérique qu'il étudie la dynamique des fluides d'un écoulement, il y a des incertitudes mais en trouve des solutions analytiques proches de la réalité.

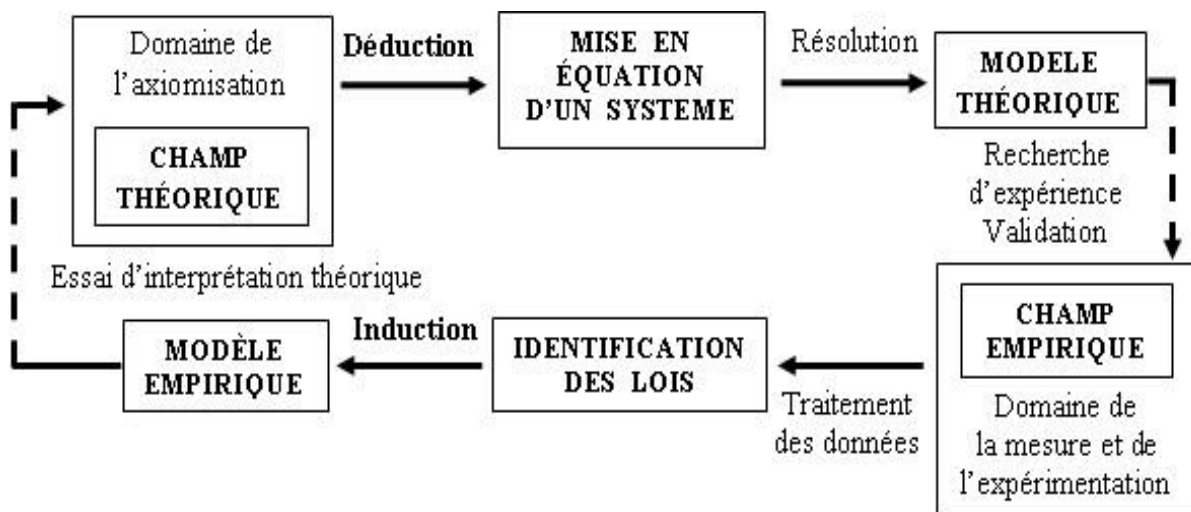


Figure 3.1 : Schémas simplifié de la simulation numérique.

3.2. Description du code CFD CONVERGE [211]

En utilise Le code de CFD CONVERGE pour réaliser les calculs de combustion et comparer avec l'expérimentale. Donc en vue le maillage de cette modularité est en améliorer et modifié les problèmes aérodynamique pour atteindre un objective de rendement ou consommation, spécifiquement les émissions des gaz d'échappement.

Toutes 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 la méthode des volumes finis.

3.2.1. Structure standard de CONVERGE v.2.3.2 [21]

- **Génération de maillage**

Le CONVERGE v.2.3.2 c'est un l'logicielle qui permette créer la géométrie d'un modèle physique ou importer a partir d'un autre l'logicielle sous format d'un fichier STL, spécifique une boîte à outil pour importer une géométrie, donc contrôler et modifié ce maillage et leur qualité .et dans ce CONVERGE v.2.3.2 il ya un système de importation des fichiers sous forme DAT et exporté vers le code calcul pour effecteur les simulations numériques.

- **Le préprocesseur**

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau. Il permet de créer plusieurs types de maillage suivant la géométrie et de spécifier le type de matériau (fluide ou solide).

- **Le solveur**

Permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression...) dans lesquelles, est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites, il permet de choisir le processus itératif, en proposant plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de vitesse et de pression. Les équations discrétisées y sont résolues et sont décrites sous forme : Convection - Diffusion - Sources – Pertes. Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Cette méthode à l'avantage d'être conservatrice, c'est à dire que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans les volumes voisins.

C'est un Programme principal de calcul, ce module résout les des équations quand à déjà annoncer précédemment. Avec :

- Intégration des équations continues
- Discrétisation en espace et en temps
- Résolution du système algébrique

Avant de créer la simulation dans CONVERGE, il faut en sure la présence de input et data files dans la case et en peut édit c'est fichier dans une case (CASE SETUP) qu'elle est graphitages utiliser dans le CONVERGE.

• **Post-Procession**

Le Post-processeur permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine mais surtout d'afficher les résultats obtenus, Il est ainsi possible de visualiser les champs (pression, vitesse, température ...) ainsi que toutes les grandeurs calculées .Il offre aussi la possibilité de tracer et visualiser les lignes de courants.

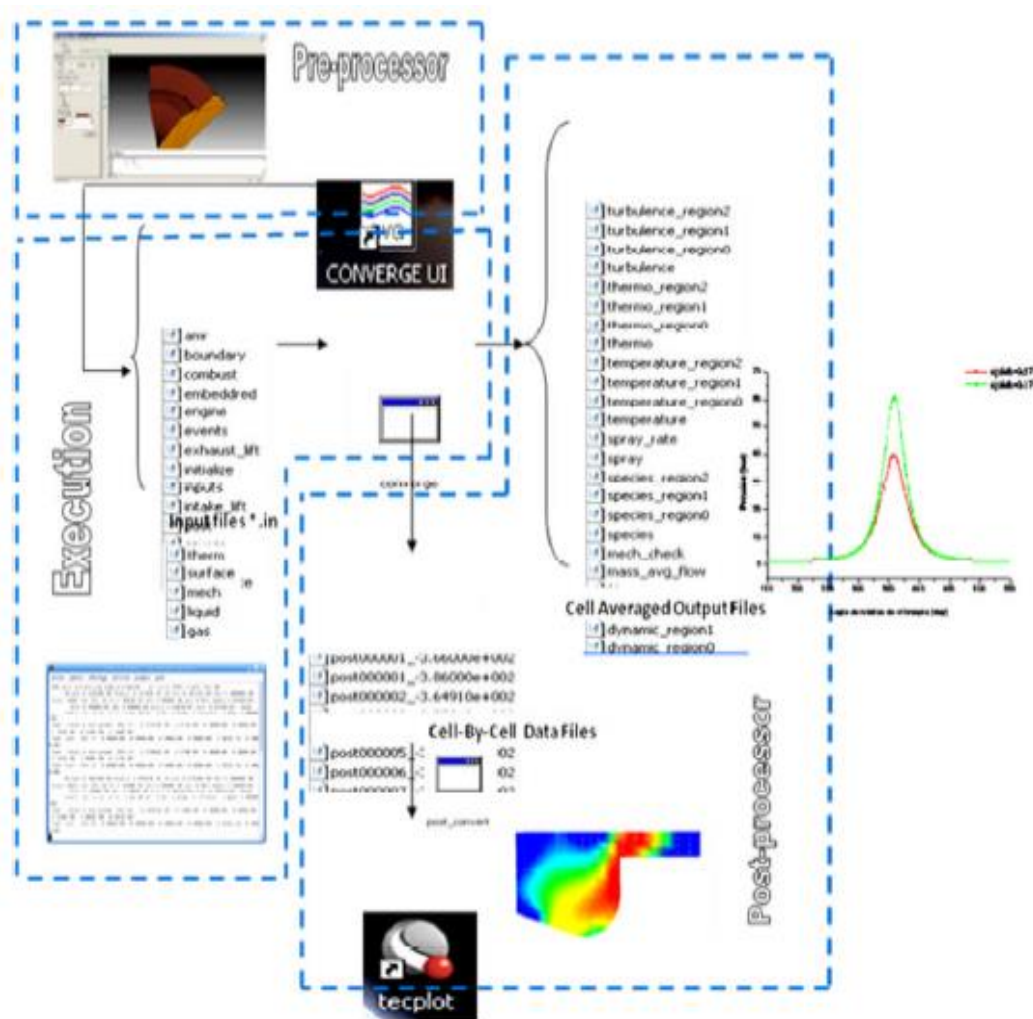


Figure 3.2 : Structure standard de CONVERGE [21].

3.2.2 Le mécanisme de maillage [26]

L'objectif de maillage c'est de construire une bonne performance et de fonctionnalités intéressantes, et il ya une technique de raffinement du maillage, parce que le CONVERGE v2.3.2 à la possibilité réaliser un maillage structurer pour les géométries très complexe sur tout un piston avec bowl de forme cylindrique, W..., c'est pour ca en a la technique de raffinement du maillage, en augmente le temps de calcule mais en optimise le maillage pour bien déterminer l'évolution du phénomène.

3.2.2.1 Le raffinement du maillage

Le raffinement utiliser souvent les besoins parce que le temps de calcule dépend de nombre des cellules du maillage, et les cellules sélection tout le domaine de calcule. L'avantage deraffinage et de donne plus de précision mais avec un temps de calcul largement long. En a une figure de comparaissant maillage raffiner et non raffiner :

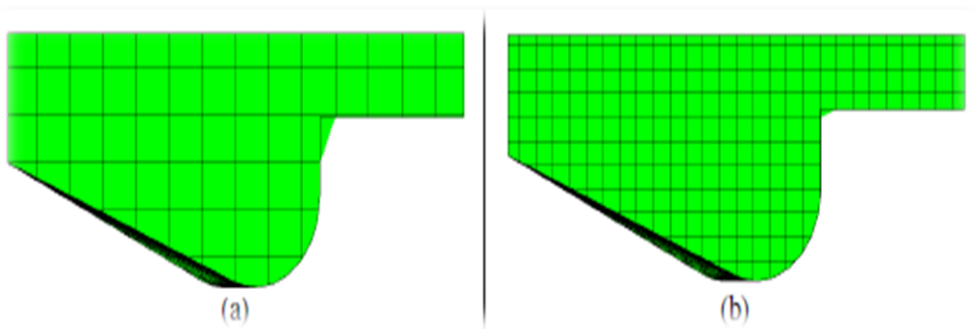


Figure 3.3 : Représente le maillage initiale (a) et raffiner (b)[26].

Dans le maillage il existe un fichier de raffinage AMR, AMR spécifiquement dans les surfaces du grand taux de variation (pression, température, vitesse...).

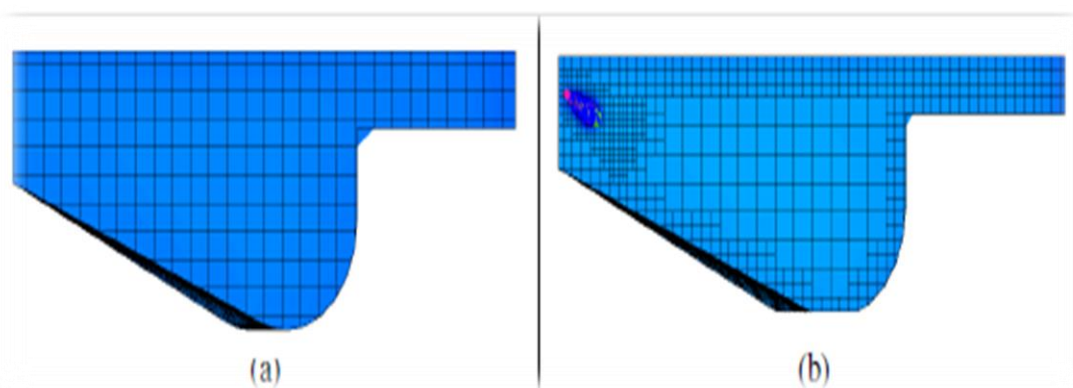


Figure 3.4 : Maillage avec AMR[26].

3.2.3. Le couplage pression/vitesse

Le couplage entre la pression et la vitesse dans le CONVERGE utilise la modification de pression avec le mode opératoire PISO, ce mode est un algorithme inclus dans le CONVERGE, commence avec l'existence de l'équation moyennée de Navier-Stokes et de continuité, d'énergie et de masse.

En utilisant le mode PISO dans le CONVERGE pour des différences raison :

- Il peut adapter avec les écoulements compressibles et non compressibles.
- respecter la nature hyperbolique des équations de transport.
- utiliser la nature elliptique d'équations de pression, accélération et adapter avec la communication des informations données par l'utilisateur.

3.3. Les fichiers d'entrée et de sortie dans CONVERGE

L'entrée « inputs.in » donne les coordonnées géométriques pour sélectionner le maillage avec les conditions limites, mais « *.dat » à des propriétés thermodynamiques et chimiques. Entrer traité par le CONVERGE et sortie par output postprocessing .

L'entrée principale c'est :

- **Entrée dans le CONVERGE c'est :**
 - Fichiers inputs «*.in »
 - Fichiers data «*.dat»

La sortie principale c'est : post processing (post-covert)

- **Sortie par CONVERGE c'est :**
 - Fichiers output plot« *.out »
 - Fichiers output GMV« *.out »

3.3.1 La définition des fichiers d'entrées

CONVERGE c'est un révolutionnaire computationnel fluide dynamique (CFD), c'est un programme éliminer les cellules générales dans la simulation. Il existe des commandes d'entrée peuvent être modifiées par importe quel éditeur de texte simple.

Il y a plusieurs fichiers d'entrée inputs boundary.in, surface.dat, mesh.dat, therm.dat, initialize.in.

Nom du fichier	Descriptions
Inputs.in	Contient les conditions numérique de simulation, par exemple, les critères de convergence, le pas de temps, ...etc. de même il contient des commandes pour l'activation des sous-modèles comme spray, la combustion, la turbulence.
Boundary.in	Contient les conditions aux limites, conformément aux limites identifiants utilisés dans surface.dat
Initialize.in	Contient toutes les conditions initiales : pression, température et fraction massique.
Combust.in	Contient les commandes de choix des modèles de combustion et des émissions avec les constantes.
Turbulence.in	Contient les commandes de choix des modèles de turbulence avec les constantes.
Spray.in	Contient les commandes de choix des modèles de spray et paramètres de jet (l'instant, la durée, profil d'injection, le nombre des becs...)
Engine.in	Contient les spécifications du moteur comme l'alésage, la course, la longueur de la bielle, le squish et le profil de Swirl.
Source.in	Contient les spécifications de système d'allumage.
AMR.in	Contient les conditions de la stratégie de raffinage AMR comme la vitesse, la température et la fraction des espaces
Post.in	Contient les variables converties de colonne du texte.
Surface.dat	Contient le maillage crée par pré processeur de CONVERGE.
Gas.dat	Propriétés pour le gaz qui ne peut être calculé qu'à partir des données dans therm.dat
Mech.dat	Contient les espèces, et de réactions données pour la simulation.
Intake_lift Exhaust_lift	Contient les profils de distribution les soupapes d'admission et échappement.

Tableau 3.1 : Les fichiers entrés [27].

3.3.2. La définition des fichiers de sortie

Nom du fichier	Descriptions
thermo.out	Données les résultats de pression, température, taux de chaleur et la chaleur cumulé en fonction de angle de vilbrequin.
emissions.out	Données les résultats des émissions polluants sous forme de colon : suies, NOx, CO, HC et CO2 en fonction de angle de vilbrequin.
Spray.out	Données les résultats de jet : quantité injecté, pression d'injection, longueur de pénétration ...en fonction de angle de vilbrequin.

Tableau 3.2 : Les fichiers de sortie[27].

3.4. Les étapes qu'il faut suivre dans CONVERGE V2.3.2

Il faut initialiser les variable avant commencer les calculs dans la simulation numérique :

- ⇒ Choisit les conditions de simulation dans le fichier input.in et le choix des sous modèle.
- ⇒ Les dimensions de moteur. (Diamètre, course, Squish, vitesse,)
- ⇒ Les températures aux limites (piston, culasse, valve et cylindre).
- ⇒ Choisir les valeurs initiales comme (pression, température, fraction massique de gaz).
- ⇒ Indiquer le carburant. (Type, quantité, ...).

Le fichier « input.in » définir tous les paramètres nécessaires, et le fichier « spray.in » utiliser pour le jet de système d'injection, et « surface.dat » pour fichier du maillage.

L'exécution du programme en discrétise les équations et résolues. Dans l'étape de post-processeur en visualise le champ de vitesse, ligne de courant, contours des surfaces

Cette partie est donne la géométrie 3D, et pour permettre des bonne résultats, qu'il est applicable dans le code calcule CONVERGE V2.3.2.

3.5. Réglage supplémentaire du CONVERGE V2.3.2

L'adaptation du COVERGE V2.3.2 ce fait avec des réglages supplémentaires dans les fichiers de données (input.in).

3.5.1. Propriétés des carburants

En donne les valeurs de chaque propriété de fluide, parce que cité dans les fichiers inputs.in ce sont la viscosité, tension de surface, chaleur de vaporisation, pression de vaporisation, conductivité, densité, chaleur spécifique)

3.5.2. L'orientation du jet [28]

L'injection, c'est un paramètre importante de fonctionnement du moteur, injecter le carburant sous pression pour pulvérisée et requise l'atomisation dans le mélange, c'est un paramètre essentielle pour détermine la consommation du carburant et les gaz polluent aussi le bruit par ce que la combustion incomplète obtenue le bruit.

Le taux d'injection qui a représenter a la figure l'ensemble des caractéristiques d'injection ce dernier paramètre de donné orientation et position correct du jet.

Les nombre de becs en peut déterminer de chaque injecteur, chaque bec à son géométrie comme le diamètre « diam-Noz » et l'angle de bec pour les trois axe OX/OY/OZ, la figure montre la distribution des caractéristiques de l'injecteur.

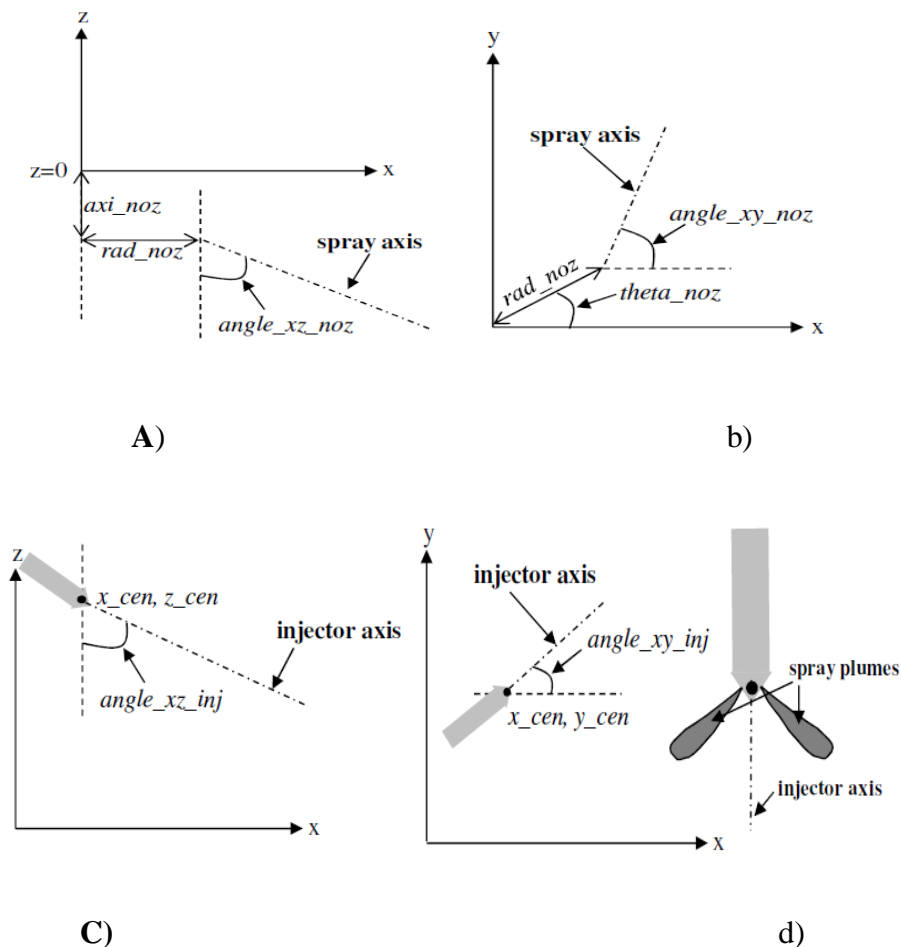


Figure 3.5 : Les variables orientations de système d'injection [21].

CONVERGE Variable	Description
Start-inject	L'instant d'injection (S or Crank angle)
Dur –inject	La durée d'injection
Masse-inject	La masse injectée
Temp-inject	La température du liquide injecté
x-CEN	La position de l'injecteur suivant x
y-CEN	La position de l'injecteur suivant y
z-CEN	La position de l'injecteur suivant z
Angle –XY-INJ	L'angle de bec suivant XY

Tableau 3.3 : Les variables de bec situé au spray.in input file [21].

3.6. Les paramètres d'un moteur étudié dans le banc d'essais

3.6.1. Les caractéristiques du moteur

En a fait c'est étude dans un band essais c'est-à-dire un moteur expérimentale pour valider les résultats de simulation numérique.

Les caractéristiques du moteur sont représentées ci-dessous dans le tableau :

Géométrie de base	
Alésage de moteur	0.086 mètre
Course du moteur	0.098 mètre
Longueur de la bielle	0.1437 mètre
Squish	0.0001 mètre
Nombre de valves	4 valves
La vitesse de rotation	3000 tr/min
Le profil de Swirl	3.11

Tableau 3.4: les caractéristiques géométriques du moteur étudié.

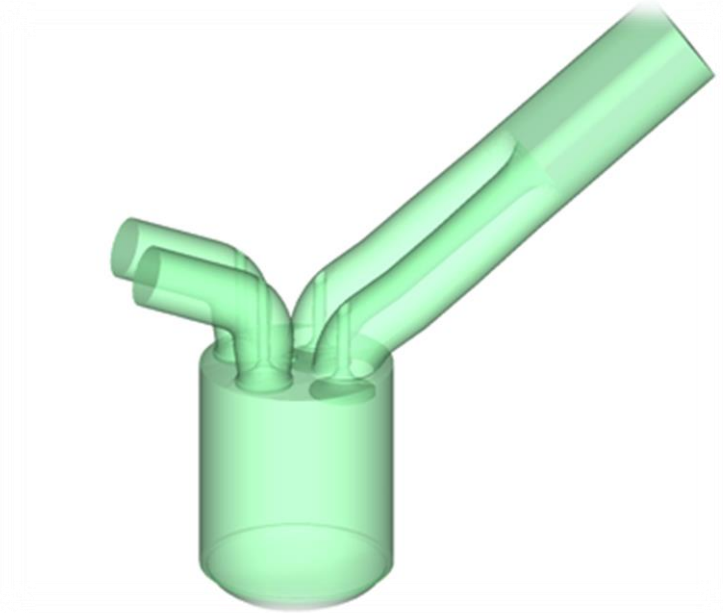


Figure 3.6 : Vue 3D du moteur à essence à 4 soupapes et à injection directe.

Système d'injection du carburant	
Carburant	C8H18
Température du fuel	352 K
Début d'injection	-170 °V
Durée d'injection	50 °V
La masse de fuel	3.4783e-005 Kg
Nombre de bec	4
Le diamètre de bec	0.0002
La longueur du bec	0.0012
L'angle entre les becs	90°V

Tableau 3.5: Les caractéristiques d'un système d'injection du moteur étudié.

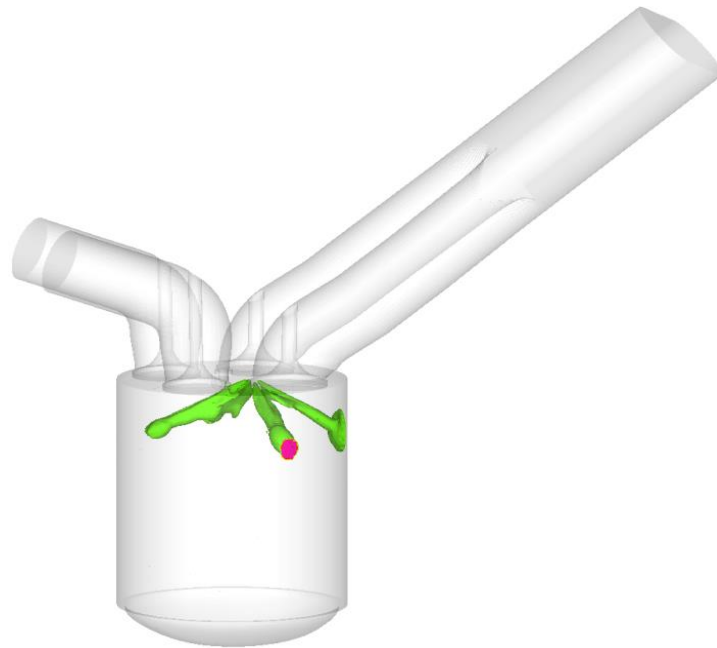


Figure 3.7 : Vue 3D de l'injection de carburant (4 becs).

3.6.2. La distribution des soupapes

La soupape est un organe mécanique, fonctionne dans les moteurs à quatre temps. Il y a des soupapes d'admission pour aspirer l'air frais dans l'injection directe, et des soupapes d'échappement pour évacuer les gaz brûlés dégagés par la combustion. La distribution des soupapes se fait par l'arbre à came, les poussoirs et les guides soupapes utilisés pour faire le retour à l'état initial des valves.

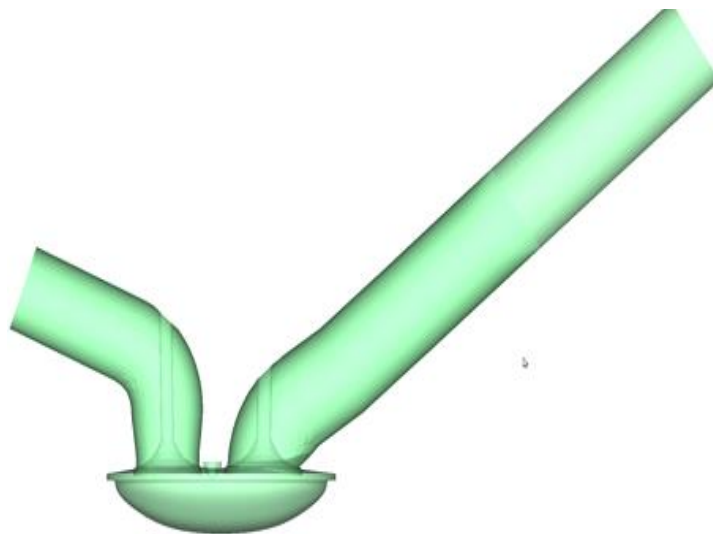


Figure 3.6 : Vue 3D des soupapes.

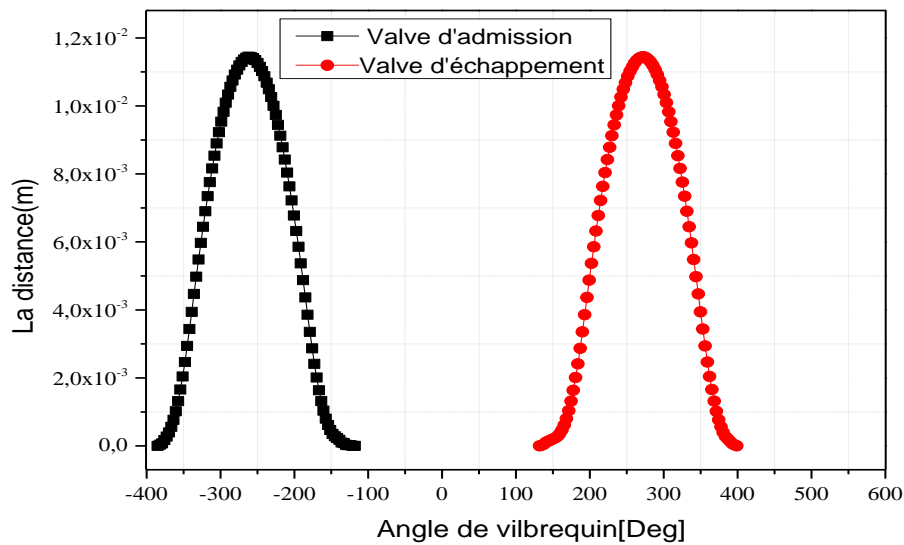


Figure 3.7 : Profil de distribution des soupapes.

	Soupape d'admission	Soupape d'échappement
Avance d'ouverture	-385°V	132°V
Retard de fermeture	-118°V	-321°V

Tableau 3.6 : Positions des soupapes d'admission et d'échappement.

3.6.3. La bougie

La bougie d'allumage est un dispositif électrique, présent sur les moteurs à allumage commandé. Elle provoque l'inflammation du mélange gazeux dans la chambre de combustion. A cause de la génération des milliers d'arcs électriques par minute tout en résistant à la chaleur à l'intérieur du cylindre.

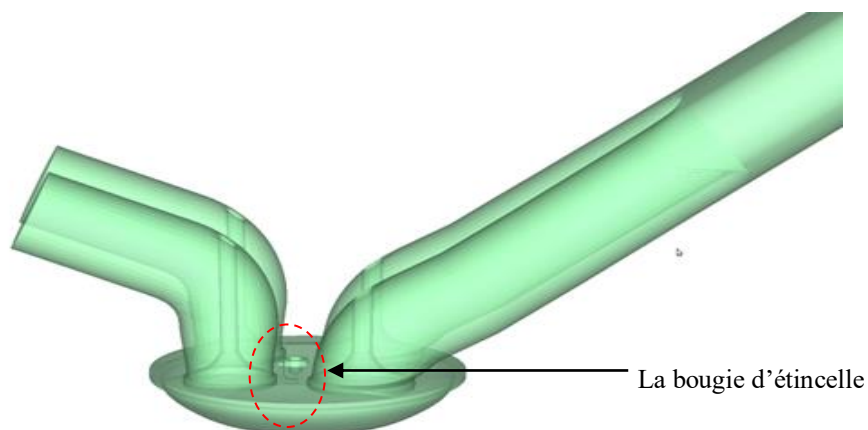


Figure 3.8 : Vue 3D de la bougie d'étincelle.

Le tableau (3.7) représente le système d'allumage du moteur étudié.

Système d'allumage	
Mode d'allumage	Allumage par étincelle
Le début d'étincelle	-50.0 degré
La fin d'étincelle	-14.5 degré
La durée d'étincelle	35.5 degré
L'énergie d'étincelle	50 000v

Tableau 3.7 : Le système d'allumage.

3.7. Réalisation des calculs par CONVERGE V 2.3.2

Pour pouvoir simulé utilisant le code CONVERGE V2.3.2 il est nécessaire d'initialisée toutes les variables avant de commencer les calculs.

- ⇒ Les paramètres d'affichage dans le fichier input.in.
- ⇒ Caractérisation du moteur (diamètre, course, Squish, vitesse,...).
- ⇒ Les conditions initiales et aux limites (pression, température, fraction massique de gaz)
- ⇒ propriétés de carburant (type, quantité, temps d'injection, duréed'injection...).

Alors on doit donner les paramètres nécessaires de calculé inclue dans les fichiers input.in, le maillage est structurer dans le fichier surface.dat et le fuel qui circule dans les conduites avec un système d'injection est définie au fichier spray.

A la fin, la résolution des équations ce fait dans l'exécution du programme c'est l'étape de poste procession (Voir la structure standard de CONVERGE)

A cette étape en doit visualiser des résultats comme (champs de vitesse, lignes de courant, contours de la surface ...).

3.8. Maillage de calcul

Le maillage c'est une étape très importante dans une analyse CFD, c'est pour ca en détermine son effet sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul.

La figure (3.11.) contient un maillage structuré créé par le préprocesseur de CONVERGE, il contient environ 28000 cellules à -170 °V

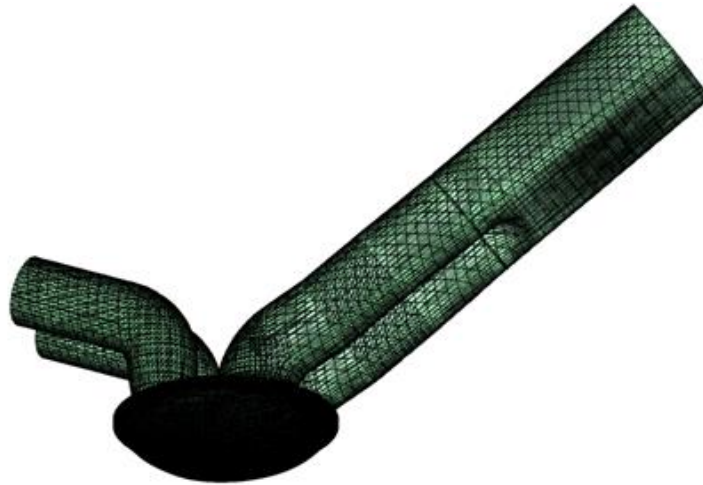


Figure 3.9 : Maillage de moteur à essence à injection directe.

3.9. Conclusion

Le but de ce chapitre c'est de présenter le code CONVERGE orienté vers la modélisation de combustion dans les moteurs à combustion interne et de donner un aperçu sur la stratégie de maillage AMR et la méthode de génération des géométries 3D, et de mettre en évidence les paramètres nécessaires pour de bons résultats; par la mise en application du code de calcul CONVERGE V2.3.2. Finalement, nous avons présenté le moteur essence à injection directe avec les spécifications géométriques, d'injection et d'allumage.

Chapitre 4

Résultats et discussions

4.1. Introduction [21]

On utilise l'enroulement numérique pour bien définir la solution et minimiser l'incertitude qui proche de comportement réel des phénomènes physiques, parce que cette physique consiste des caractères complexe c'est-à-dire consiste plusieurs variables dimensionnels, temporelles et non linéaire. Le rôle de cette modélisation est de simplifier et économiser la recherche d'un phénomène avec une conservation de principe des phénomènes physiques étudiés.

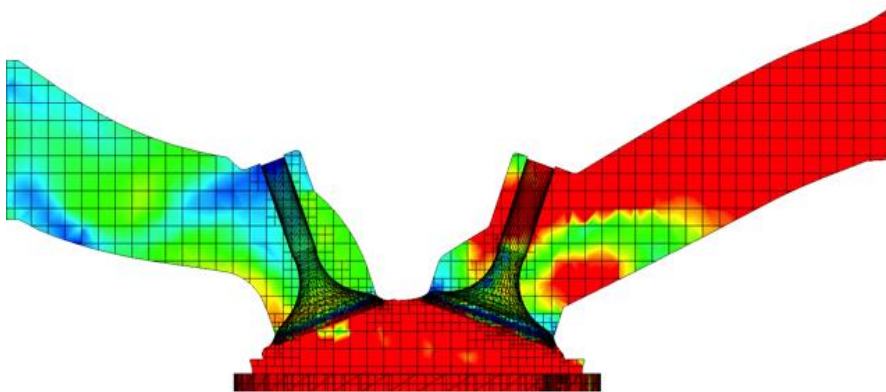


Figure 4.1 : Modèle simulé par CONVERGE.

La Boucle de modélisation comportant les modèles suivants :

- Modèle physique
- Modèle Mathématique
- Modèle Numérique
- Modèle informatique

Le phénomène physique de ce système est formé par des équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, parce que les écoulements des fluides discrétiser par les équations aux dérivées partielles (E.D.P) qui est une équation utiliser pour résoudre les caractéristiques des champs thermiques et d'écoulement, ces modèles utilisés pour décrire les différents phénomènes qui auront lieu dans le processus de combustion.

On prend les résultats de simulation de chaque paramètre dans un moteur a essence avec injection direct, effectuée à l'aide du code de calcul CONVERGE V2.3.2. Pour des raisons de validation on se réfère au calage de la courbe de pression cylindre, ensuite on interprète et expliquer les résultats numériques puis les compare avec les résultats expérimentaux.

4.2. Exposition de l'expérience

Pour des raisons de validation, on doit tenir compte les conditions initiales dans le calcul numérique, pour cela on a exploité la courbe de pression cylindre mesuré fourni par le centre de recherche de CONVERGE (EngineResearchCentre) de l'université Wisconsin-Madison La figure (4.2) présente l'évolution de la pression cylindre dans le moteur à essence avec injection directe.

D'après le graphe il y a deux pics de pression, la première atteind 20bars c'est la pression de compression et la deuxième 43bars qui signifié la pression maximal de combustion au 25° après le PMH.

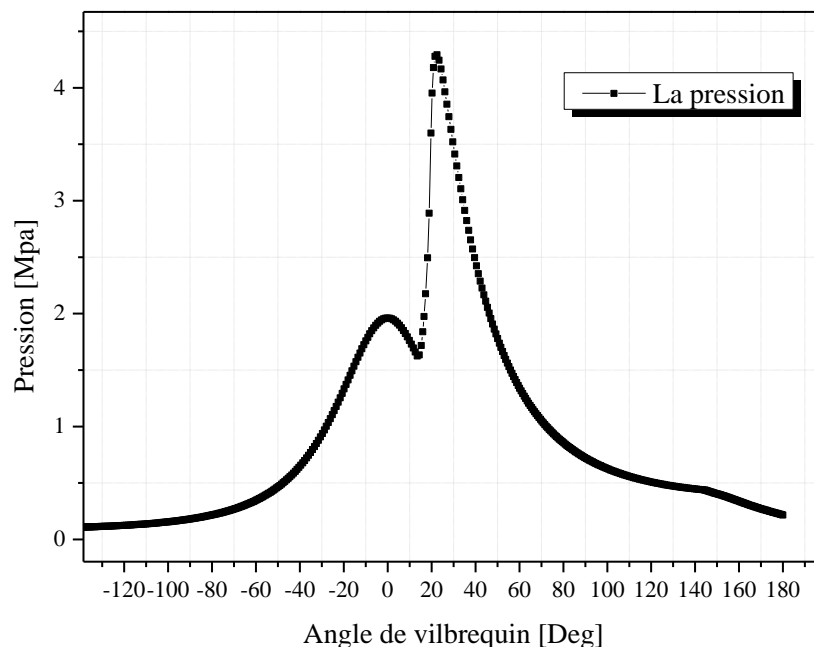


Figure 4.2: Evolution de la pression en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.2.1 Les conditions initiales

Pour lancer le calcul il faut introduit les conditions initiales de la pression «pres_init», la température de chambre «temp_init», l'énergie cinétique «tke_init», le taux de dissipation «eps_init», dissipation rate «omegainit», Comme montre le tableau (4.1) suivant :

pres_init [Pa]	101325.0
temp_init [K]	393
tke_init [m2/s2]	5
eps_ini [m2/s3]	120
omega_init [1/S]	120

Tableau 4.1: Les conditions initiales.

4.2.2 Les conditions aux limites

le tableau (4.2) présente les conditions aux limites : la températures de culasse (T_{cu}), du cylindre (T_{cy}) et du fond de piston (T_p).

La température de la culasse (T_{cu}) [K]	450
La température du cylindre(T_{cy}) [K]	450
La température du piston (T_p) [K]	450
La température des valves [T_v] [k]	480

Tableau 4.2: Les conditions aux limites.

4.2.3. Le choix des modèles de simulation

Lors de ce travail, nous nous sommes basés sur les modèles présentés dans le tableau (4.5) afin de simuler la combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur essence à injection directe.

Processus	Modèle
Combustion	CTC
Turbulence	RNG $k-\epsilon$
Atomisation	KH-RT
Transfert de la chaleur	Loi de paroi
NOx	Zeldovich
Suies	Hiroyasu

Tableau 4. 3 : Choix des modèles

4.3. Résultats et discussions

4.3.1. Comparaison entre la courbe de pression expérimentale et la pression numérique

La validation du code se base sur une comparaison entre le résultat expérimental de pression et ceux issues de la simulation numérique, la grandeur de comparaison est la pression du cylindre pour le régime 3000 tr/min ; ce qui est représenté dans la figure (4.3). On obtient la courbe de pression numérique est bien coïncidée avec celle de l'expérience avec une erreur de l'ordre de 3%.

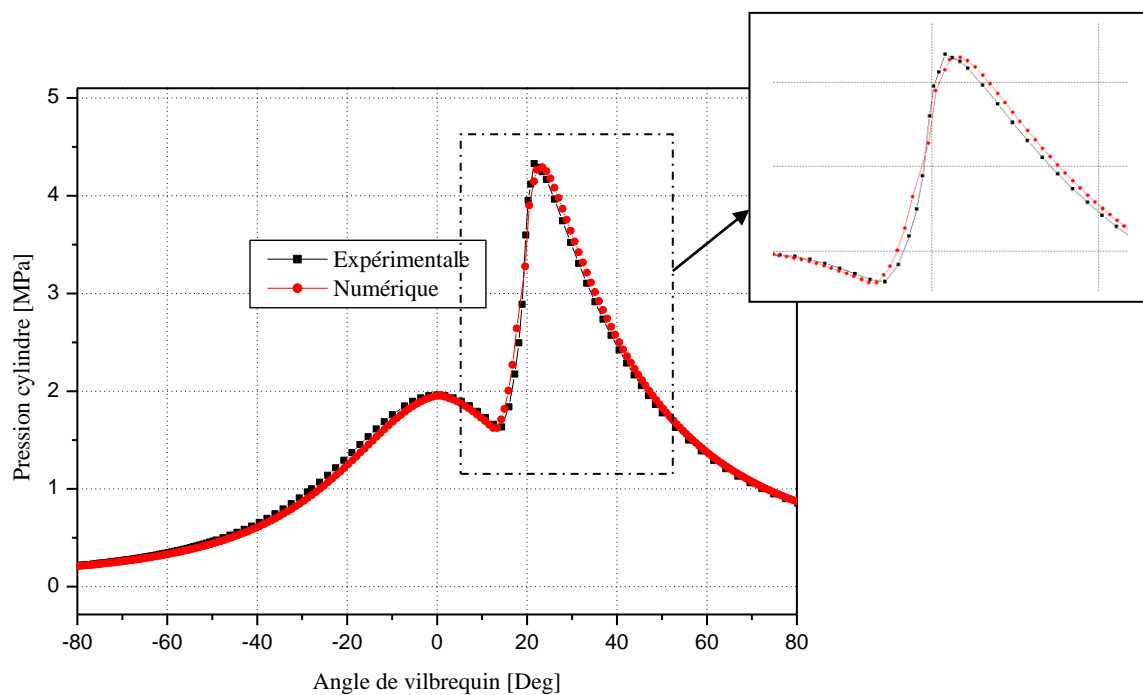


Figure 4.3 : Comparaison entre pression expérimentale et numérique.

4.3.2. Taux de la chaleur dégagée et la température

La figure (4.4) montre l'évolution du taux de chaleur dégagée en fonction de l'angle de vilebrequin pendant un cycle.

Une augmentation rapide de taux de chaleur qui signifie le déclenchement de combustion. Le taux de chaleur moyenne maximale atteint une valeur de l'ordre de 283[J/Deg], la même remarque par rapport à la courbe de pression, le pic de chaleur se fait à 20° après le PMH parce que la chaîne réactionnelle de combustion atteint le pic dans cette plage.

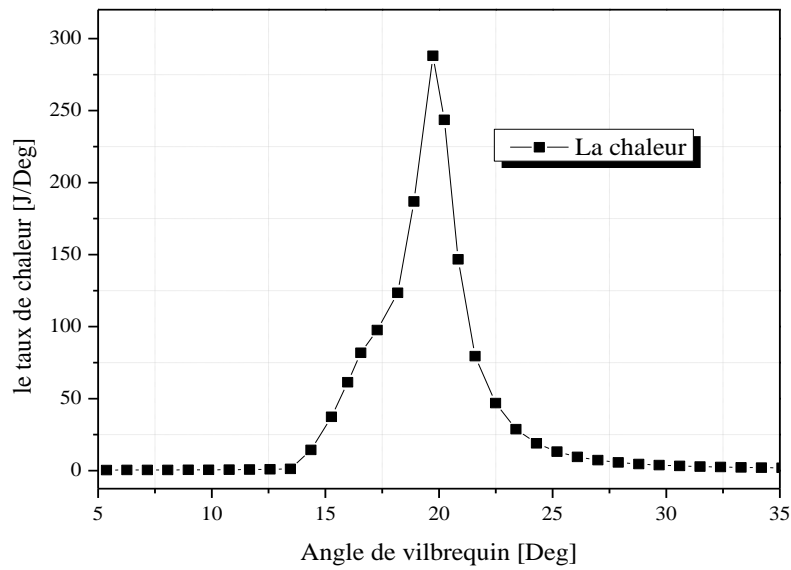


Figure 4.4 : L'évolution du taux de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin.

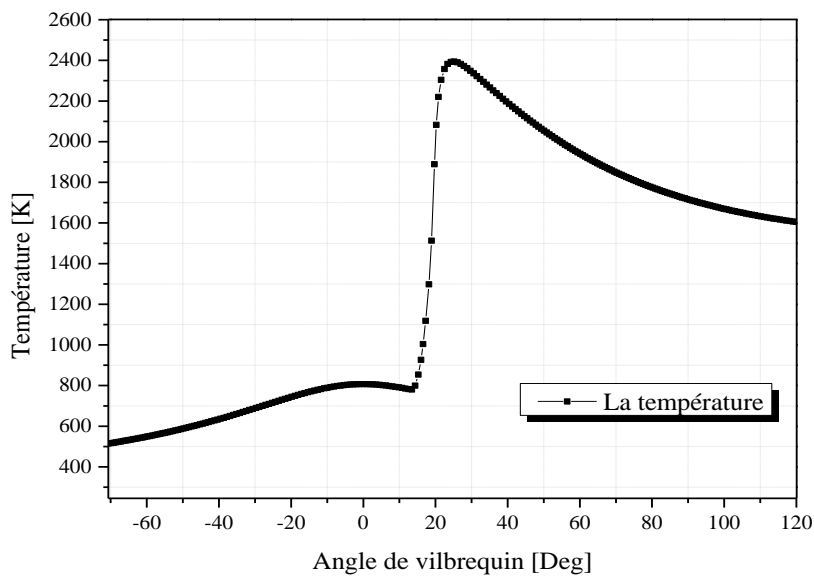


Figure 4.5 : L'évolution de la température en fonction de l'angle de vilebrequin.

Dans cette figure on voit qu'il y a une variation de température en fonction l'angle de vilebrequin, consiste deux pic de température la premier 850K qui signifie que l'air comprimé de la phase de compression et la deuxième 2400K c'est la température de combustion, ce fait exactement après le PMH de quelque degré (25°V), parce que il y a une augmentation très rapide dans la zone réactionnelle.

4.3.3. Progression de la masse de carburant

La figure (4.6) représente le développement de la masse de carburant (C_8H_{18}) en fonction de l'angle de vilebrequin dans la chambre de combustion qui a été simulé et obtenu par « CONVERGE V 2.3.2 ». Dans le profil suivant on voit le début d'injection du carburant est à -170° et après la quantité de C_8H_{18} augmente rapidement jusqu'au 7×10^{-8} puis, diminue

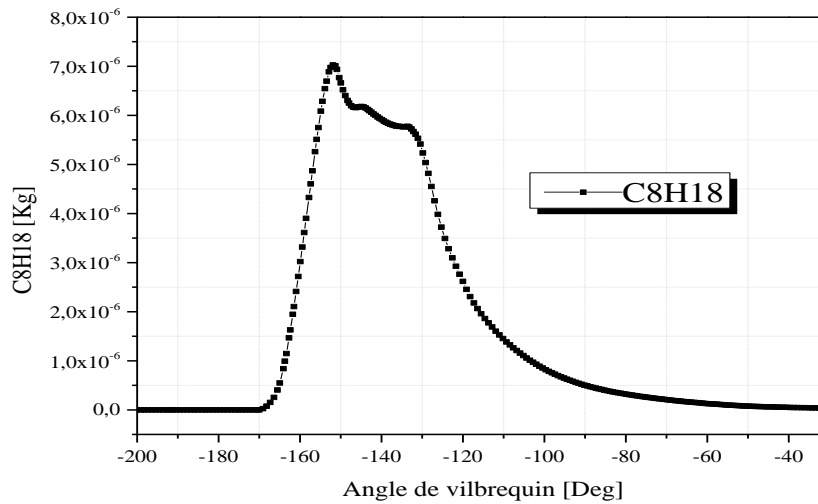


Figure 4.6 : L'évolution du C_8H_{18} en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.3.4 La chaleur cumulée

La figure (4.7) représente l'évolution de chaleur cumulée en fonction de l'angle de vilebrequin. On remarque bien que la chaleur cumulée augmente rapidement avec le début de combustion et dépasse la valeur 1300 J, après elle reste presque constante dans la zone de combustion de diffusion.

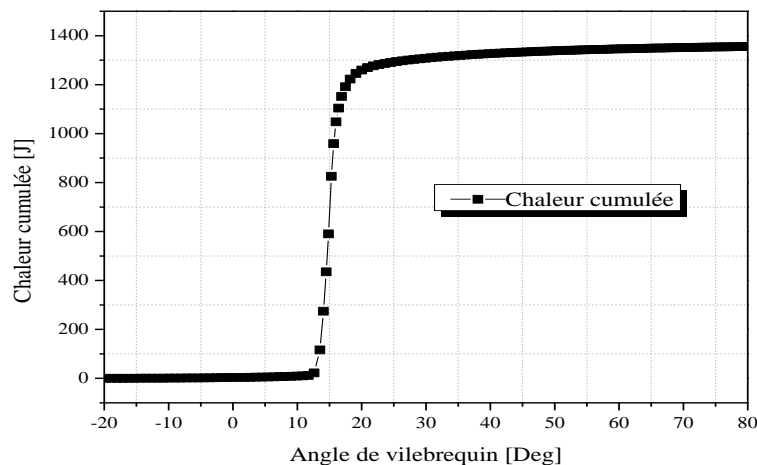


Figure 4.7 : L'évolution de la chaleur cumulée en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.3.4 Emission du cycle

4.3.4.1 Emissions moyennes d'oxydes d'azote (NOx)

La figure (4.8) montre l'évolution d'oxyde d'azote en fonction de l'angle de vilebrequin. L'évolution de NOx se développe de manière rapide jusqu'à 1.45×10^{-6} Kg au 30° après le PMH grâce le déclenchement de combustion jusqu'à la fin, parce que dans cette zone de combustion on a des températures est très élevée, due à le mélange pauvres (injection directe) qu'il est atteintes au moment de la combustion.

Après ça il y a une petite diminution doit être constante 1.3×10^{-6} Kg parce que dans cette phase a une chute de température, c'est une détente, dans cette zone la combustion est lente.

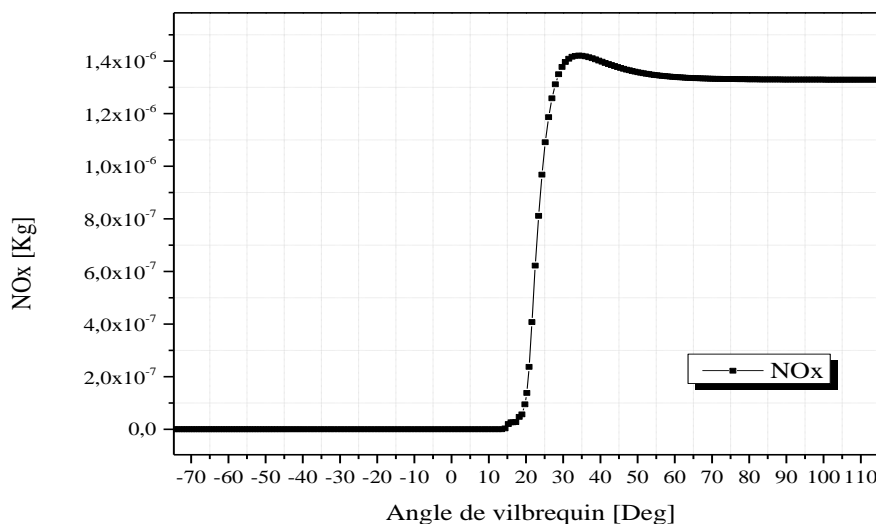


Figure 4.8 : Evolution des NOx en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.3.4.2 Les émissions de suies

La figure ci-dessous représente l'évolution de formation des suies en fonction de l'angle de vilebrequin. D'après le profil on voit bien qu'il y a une augmentation très rapide des suies qui signifie le début de la combustion jusqu'à arriver au pic à 30° après le PMH puis à certain moment devient stable et diminue.

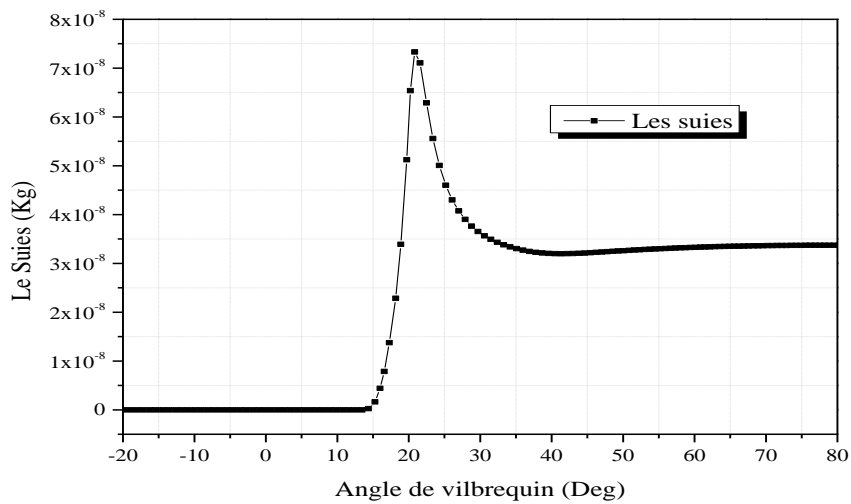


Figure 4.9 : Evolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin

4.3.4.4 Les émissions de monoxyde de carbone (CO)

La figure ci-dessous montre le profil des émissions de monoxyde de carbone (CO) en fonction de l'angle de vilebrequin. D'après le graphe on voit que le CO commence à augmenter avec le début de la combustion jusqu'à 31.25×10^{-6} kg grâce à la richesse de mélange carburé et à la fin de combustion il y a une diminution à cause de la pauvreté du mélange.

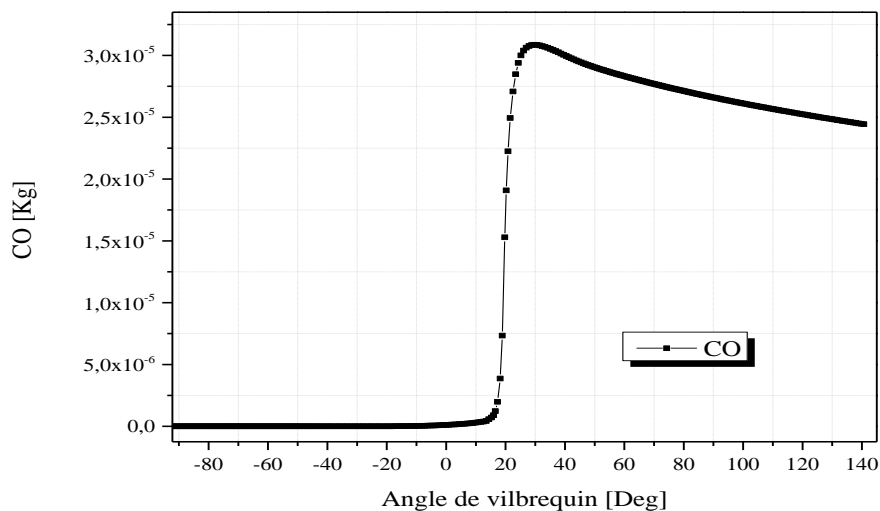


Figure 4.10 : Evolution des CO en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.3.4.5 Les émissions de CO_2

La figure ci-dessous montre l'évolution de dioxyde de carbone en fonction de l'angle de vilebrequin, d'après le graphe en remarque qu'il y a une augmentation à cause de la richesse du mélange au début de combustion, et une décroissante de CO_2 à la fin parce que on a un mélange pauvre à peu près la même évolution par apport CO , sauf à la fin de combustion a une chute libre de CO mais le CO_2 continue la valeur de stabilisation parce que c'est un constituant nécessaire a les produit de réaction chimique

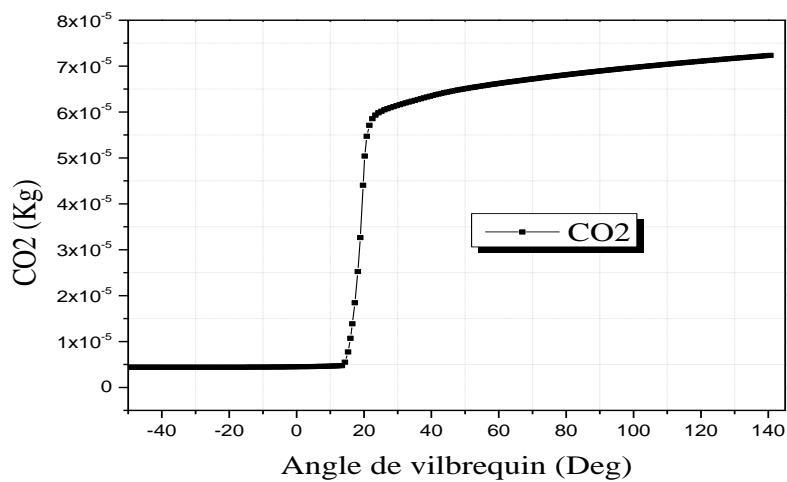


Figure 4.11: Evolution des CO en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.3.4.6 Les émissions de H_2O

On voit bien que les traces de l'eau est présent dans tout le domaine mais ça croissance après le début de combustion atteint une valeur maximale de $5,0 \times 10^{-5}$ et devient constante à la fin de cette phase, obtenue après d'une réaction chimique de C_8H_{18} avec l'oxygène.

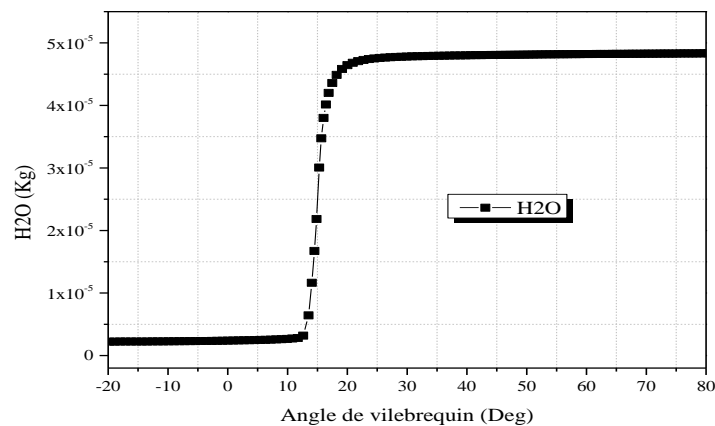


Figure 4.13 : Evolution de H_2O en fonction de l'angle de vilebrequin

4.4. Les contours

4.4.1. Evolution du Jet (la quantité du carburant injecté)

Les figures ci-dessous présentent la progression massique du carburant (C_8H_{18}) dans différents angles de vilebrequin.

- Spray à $-170^\circ V$ (début de l'injection)

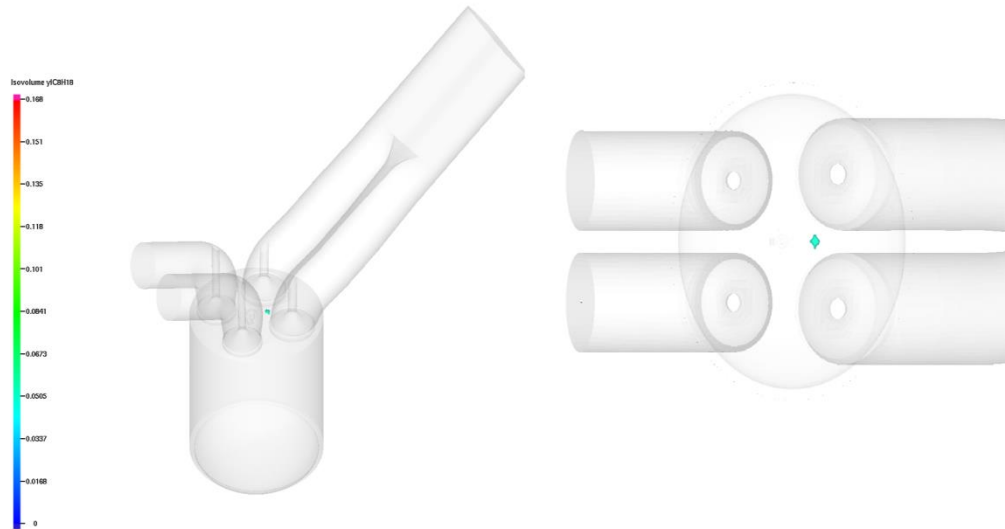


Figure 4.13.1 : Contours de spray à $-170^\circ V$

- Spray à $-155^\circ V$

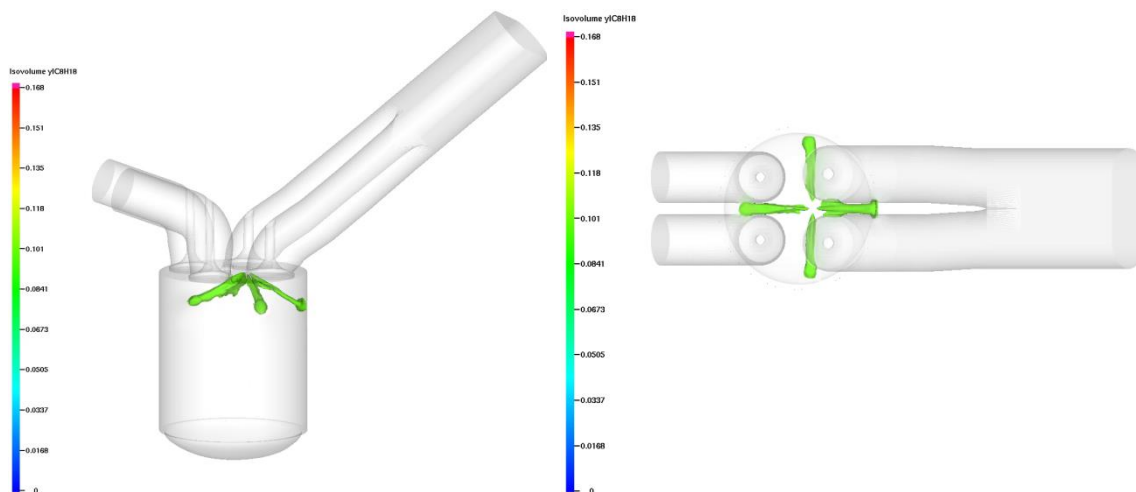


Figure 4.13.2 : Contours de spray à $-155^\circ V$

o Spray à -150°V

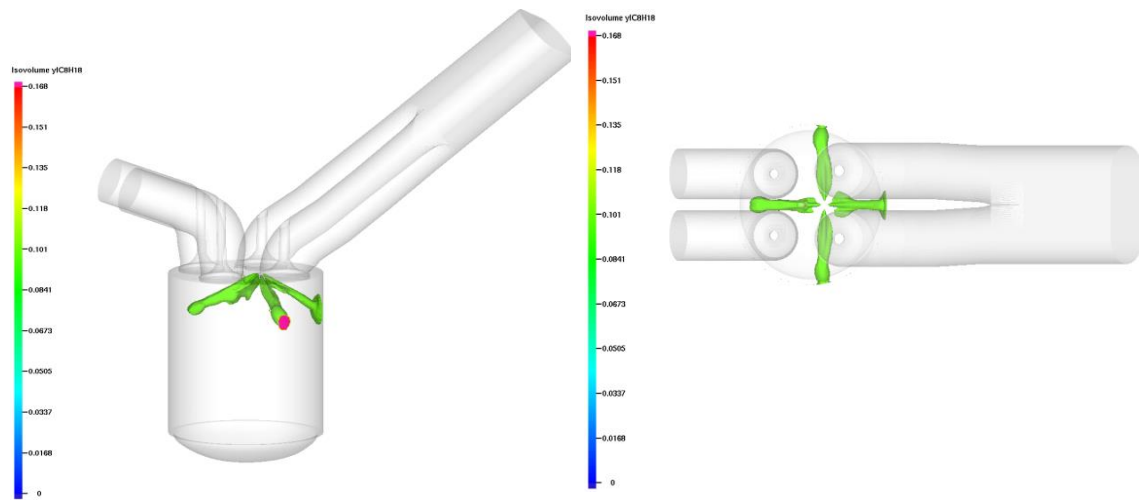


Figure 4.13.3 : Contours de spray à -150°V

o Spray à -140°V

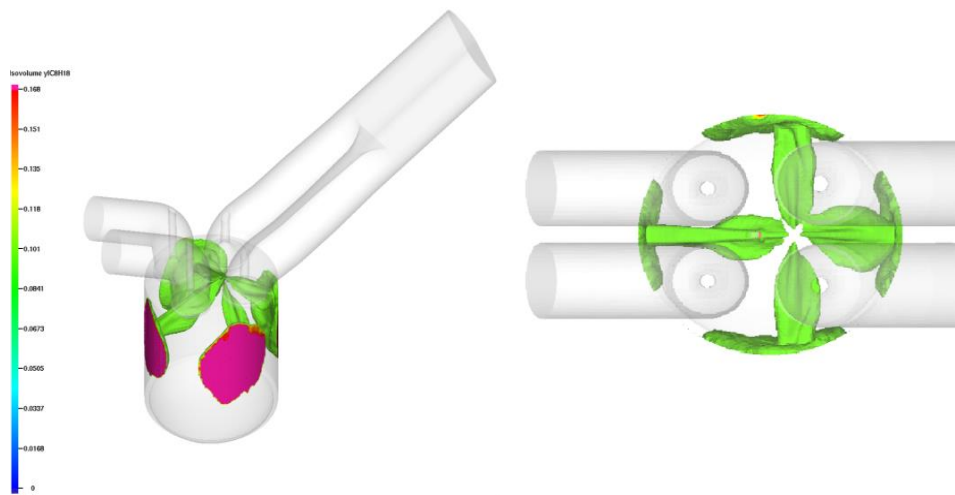


Figure 4.13.4 : Contours de spray à -140°V

o Spray à -130°V

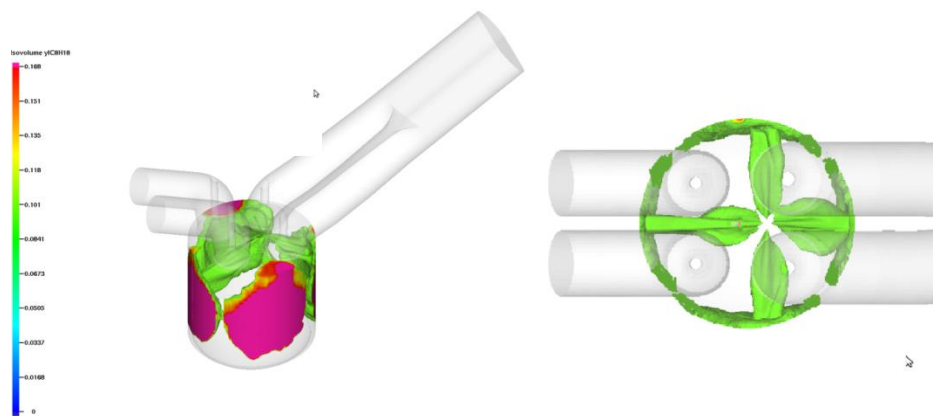


Figure 4.13.5 : Contours de spray à -130°V

- Spray à -120°V

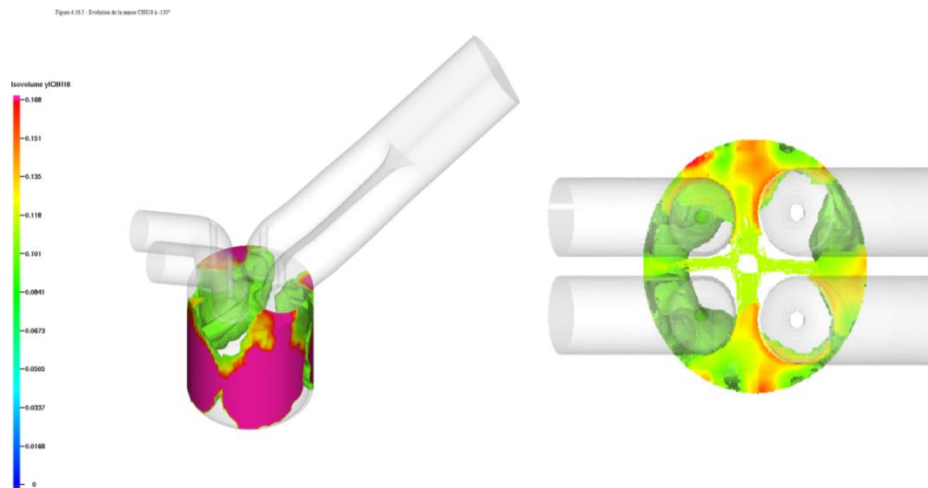


Figure 4.13.6 : Contours de spray à -120°V

- Spray à -110°V (fin de l'injection)

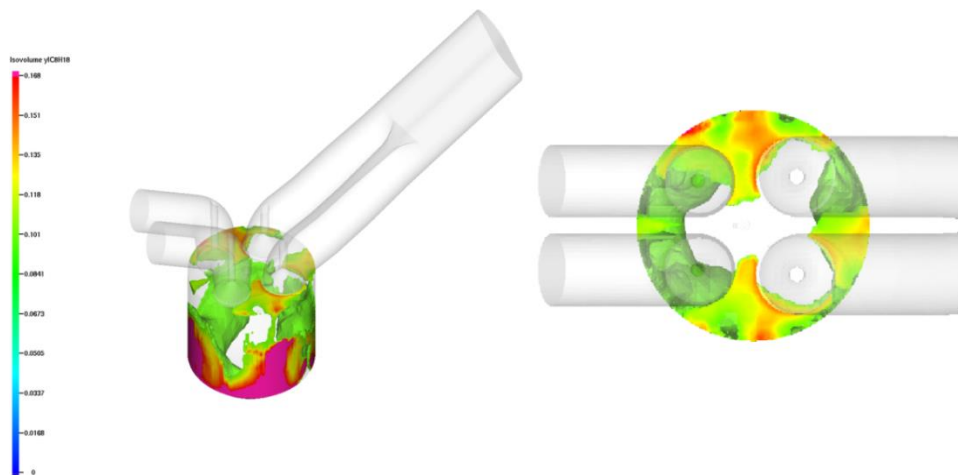


Figure 4.13.7 : Contours de spray à -110°V

- D'après les contours précédents on remarque le début d'injection était à -170°V et la fin à -120°V
- La quantité de carburant augmente jusqu'à occuper toute la cylindre avec le déplacement de piston c'est-à-dire en fonction de l'angle de vilebrequin.

4.4.2 Evolution de la température

Les figures ci-dessous montrent l'évolution de la température dans des angles différents de vilebrequin.

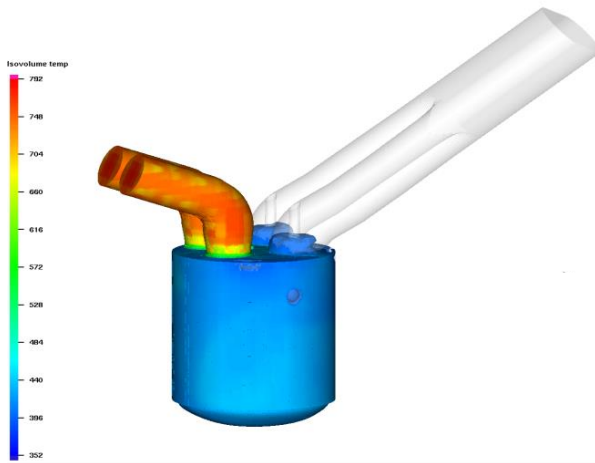


Figure 4.14.1 : Contour de Température à -155°V

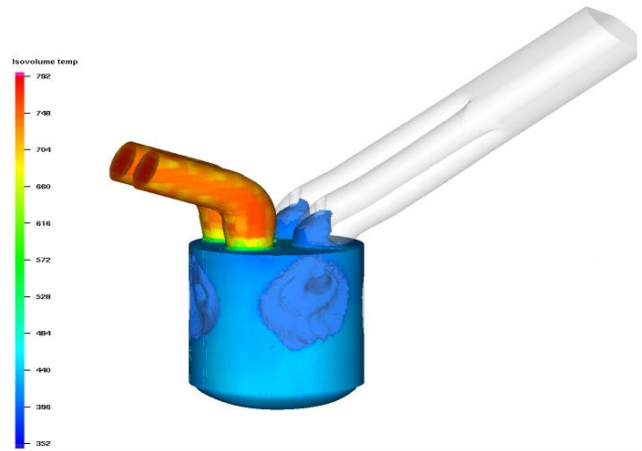


Figure 4.11.2 : Contour de Température à -140°V

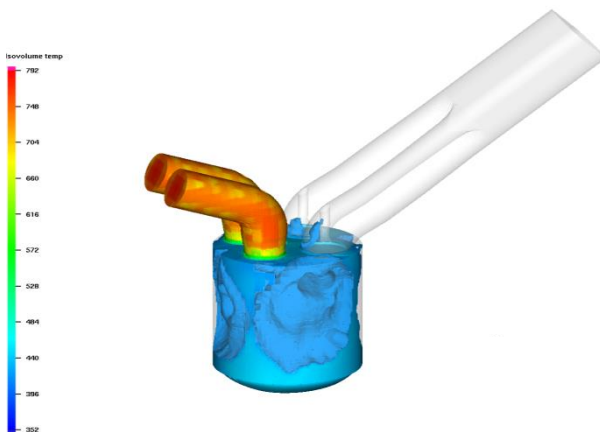


Figure 4.14.3 : Contour de Température à -130°V

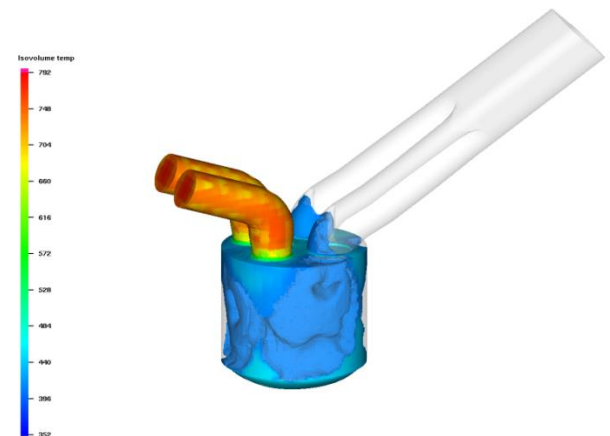


Figure 4.14.4 : Contour de Température à -120°V

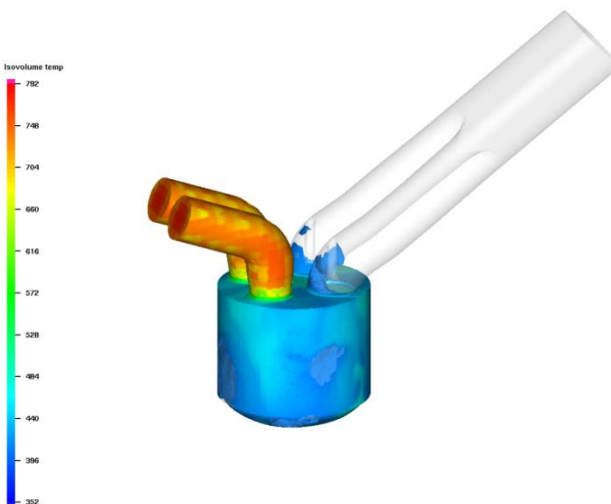


Figure 4.14.5 : Contour de Température à -110°V

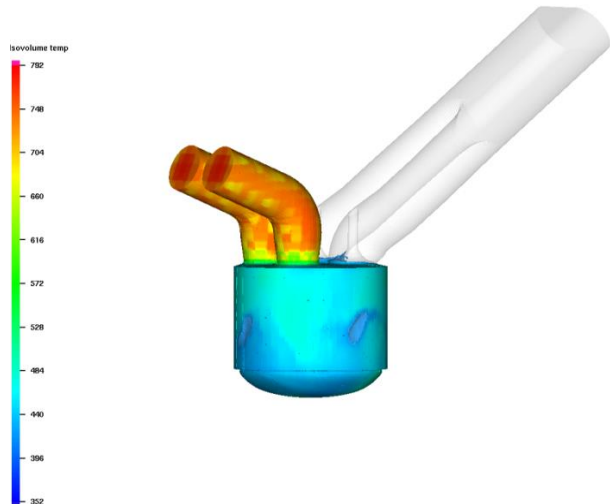


Figure 4.14.6 : Contour de Température à -90°V

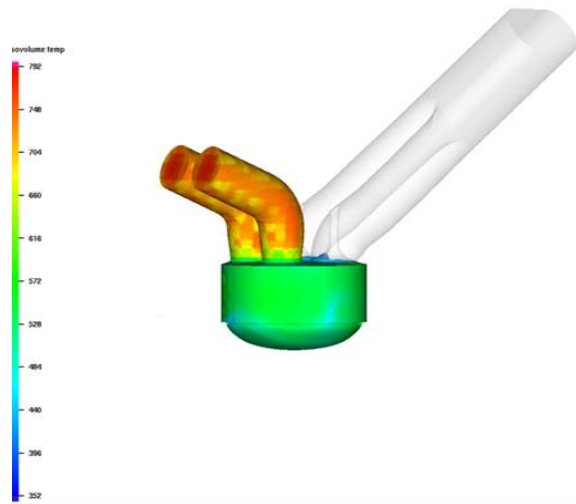


Figure 4.14.7 :Contour deTempérature à -60°V

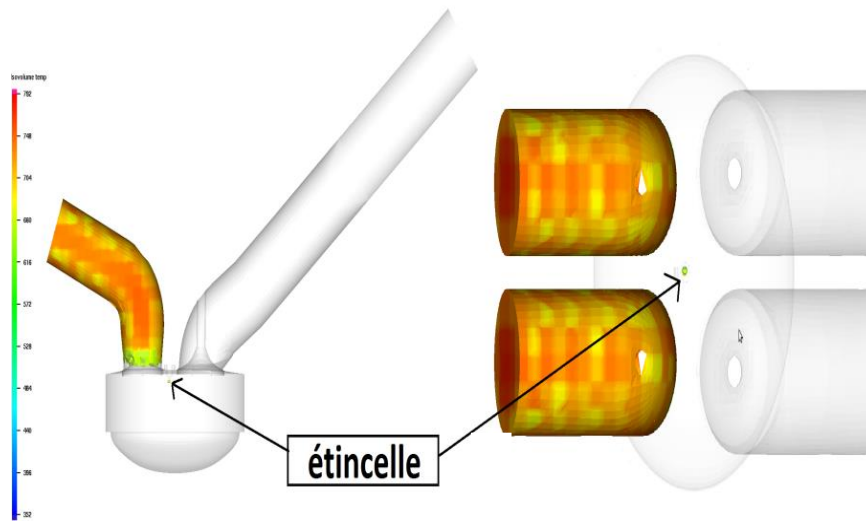


Figure 4.14.8: Contour de Température à -50°V (première étincelle).

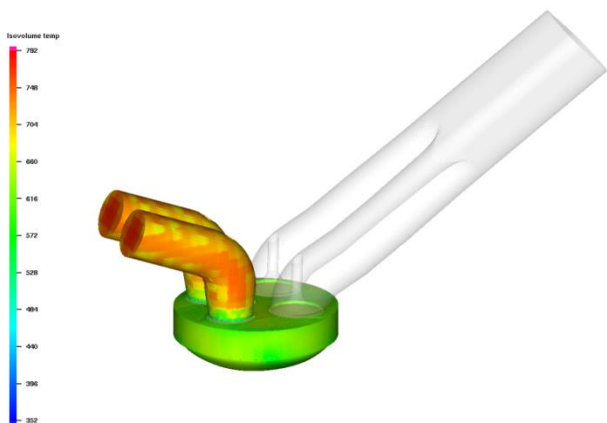


Figure 4.14.9 :Contour de Température à -40°V

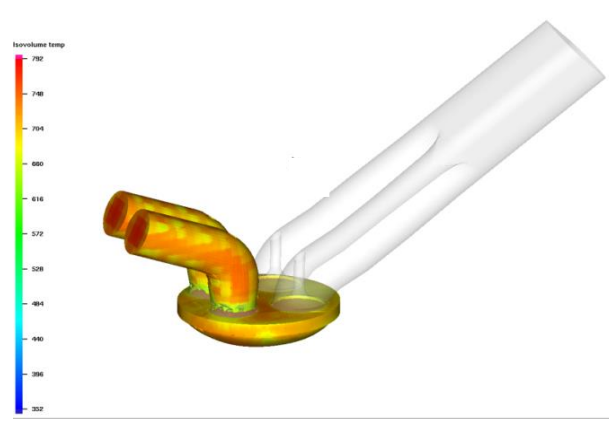


Figure 4.14.10 :Contour de Température à -25°V

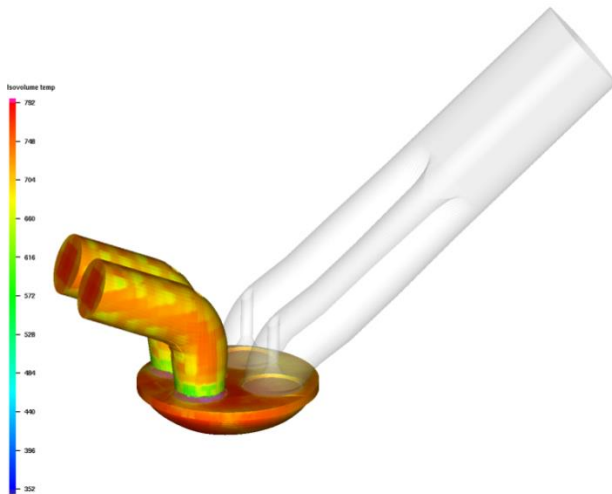


Figure 4.14.11 :Contour de Température à -15°V

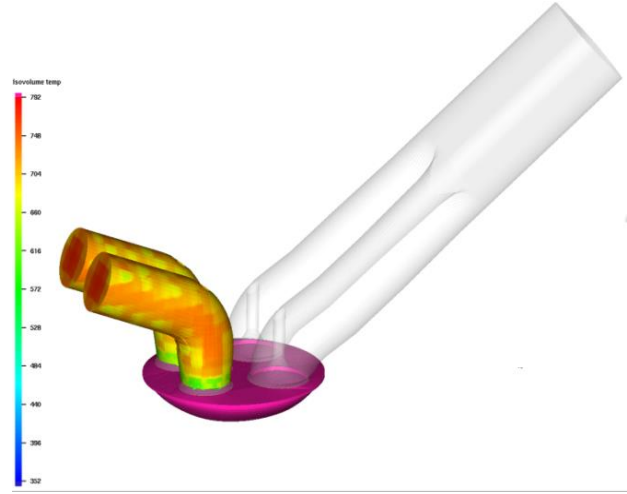


Figure 4.14.12 :Contour de Température à 0°V

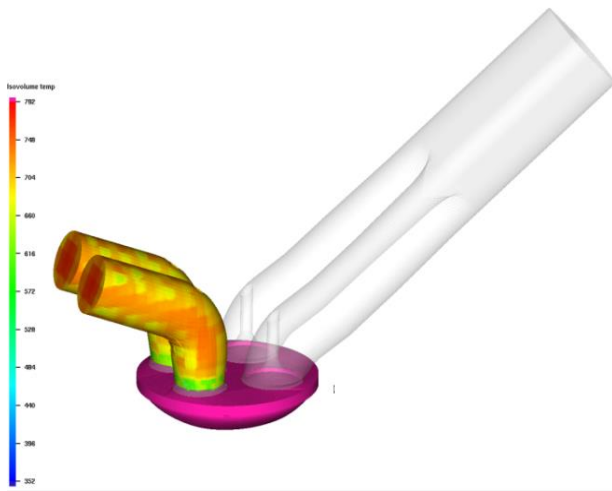


Figure 4.14.13 :Contour deTempérature à 20°V

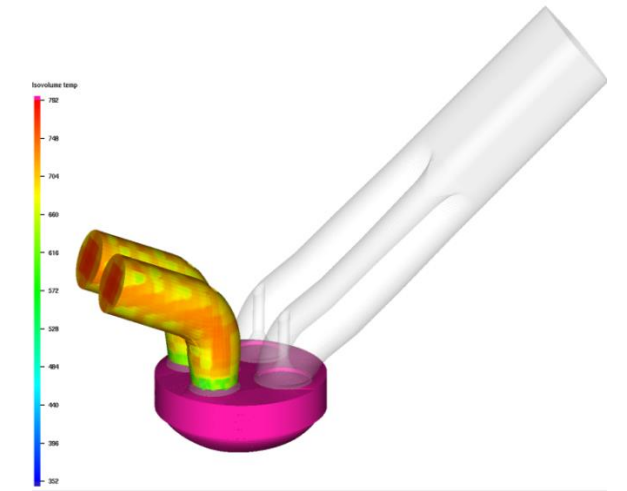


Figure 4.14.14 :Contour deTempérature à 40°V

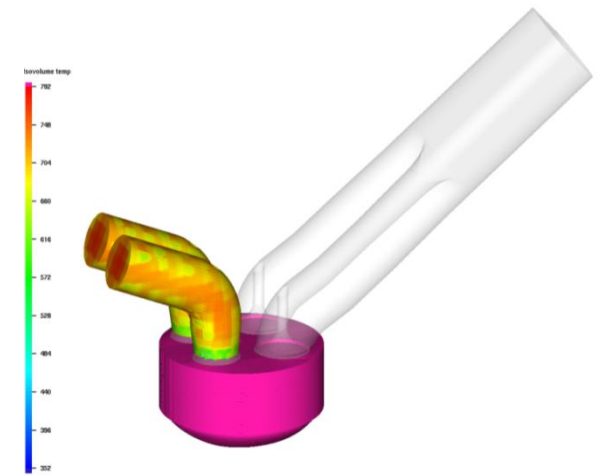


Figure 4.14.15 : Contour de Température à 60°V

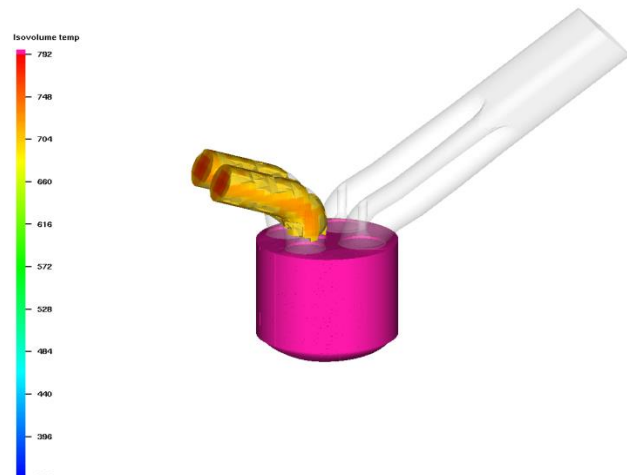


Figure 4.14.16 : Contour de Température à 100°V

On remarque que la température au début jusqu'à la fin de l'injection (-170°V→-120°V) est basse et ne dépasse pas les 450K et après elle a commencée à augmenter pendant la phase de compression aux allons tour de 650K. Puis la bougie s'allume comme première étincelle à -50° avant le PMH cela provoque le de démarrage de combustion et automatiquement une

augmentation rapide de température jusqu'au 2400K comme valeur maximal à 20° avant le PMH.

4.4.3. Propagation de la flamme

Dans notre cas (notre étude) on peut dire que le captage du délai d'inflammation est très difficile grâce à la vitesse rapide de la flamme qui dépend de plusieurs paramètres (température, pression, richesse, type de fuel ...etc.) et définie différemment suivant le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent).

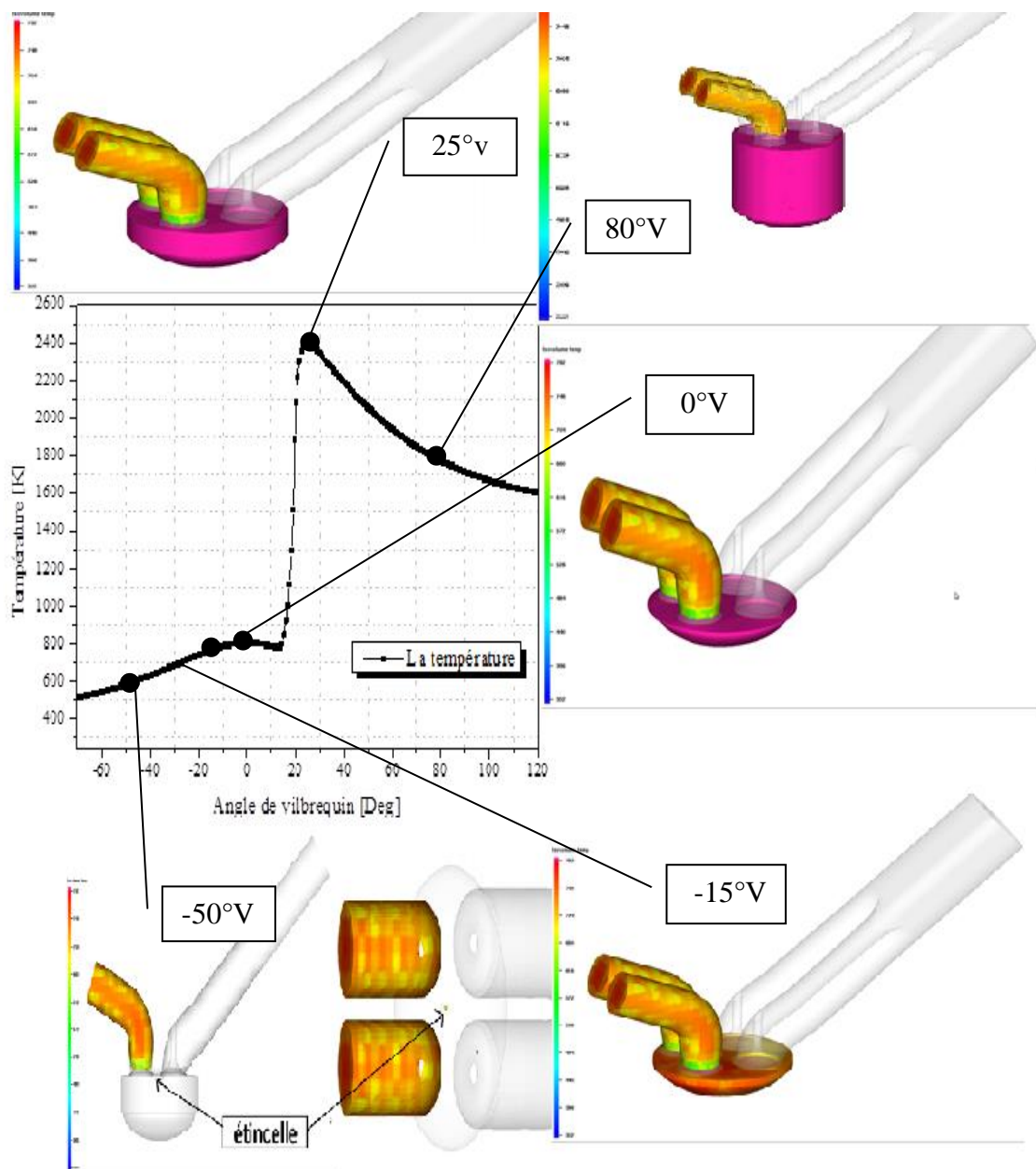


Figure 4.14.17 : Propagation de flamme

4.5. Etude paramétrique sur le système d'injection

4.5.2. Influence de l'instant d'injection

Ces différentes évolutions d'émission à différents instants d'injection (-160°V , -170°V , -180°V) est comparable avec l'instant de -170°V c'est la valeur du calage.

❖ Evolution de pression

La figure (4.15) représente l'évolution de pression avec différents instants d'injection (-160°V , -170°V , -180°V), l'angle de -180°V à l'angle de cognement maximal de pression parce que l'avance d'injection déclenche la combustion loin du PMH cela crée une variation de pression qui augmente avec l'augmentation de l'instant d'injection.

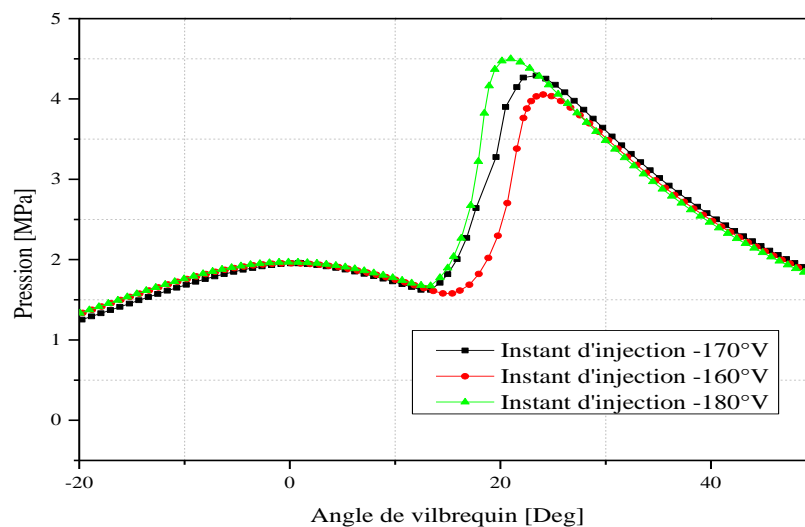


Figure 4.15 : Evolution de pression pour différents instants d'injection.

❖ Evolution de taux de chaleur

La figure (4.16) représente l'évolution du Taux de chaleur pour différents instants d'injection (-160°V , -170°V , -180°V), l'angle de -180°V à l'angle de cognement maximale de Taux de chaleur parce que l'avance d'injection déclenche la combustion loin du PMH à peu près 13° , avec la chaîne réactionnelle de la combustion la quantité d'énergie augmente mais avec une certaine durée [13° , 25°]. L'avance de l'instant d'injection provoque une augmentation de chaleur.

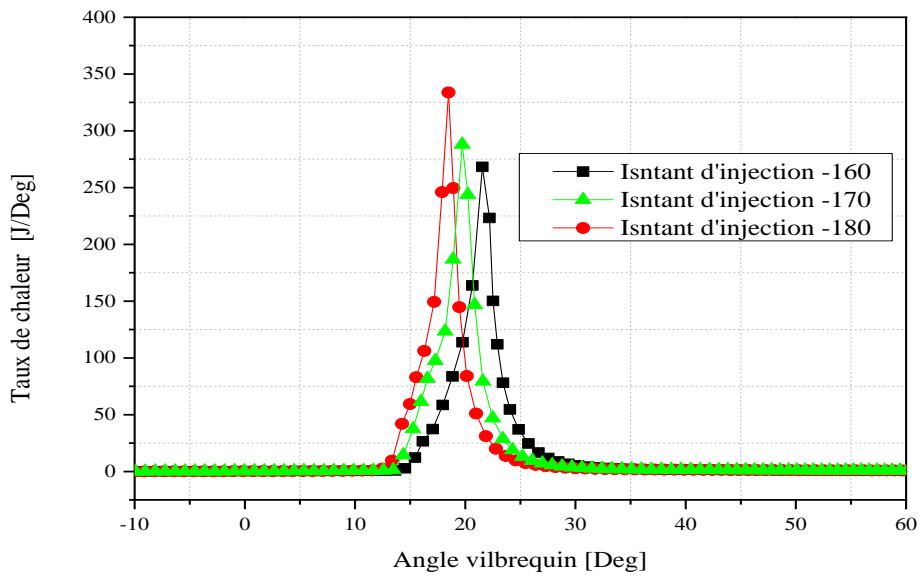


Figure 4.16 : Evolution de taux de chaleur pour différents instants d'injection.

❖ Evolution de Température

La figure (4.17) représente l'évolution de température avec différents instants d'injection (-160°V, -170°V,-180°V), l'angle de -180°V à un décalage de Température faible par rapport aux autres, qui implique que l'avance d'injection augmente avec la température de combustion.

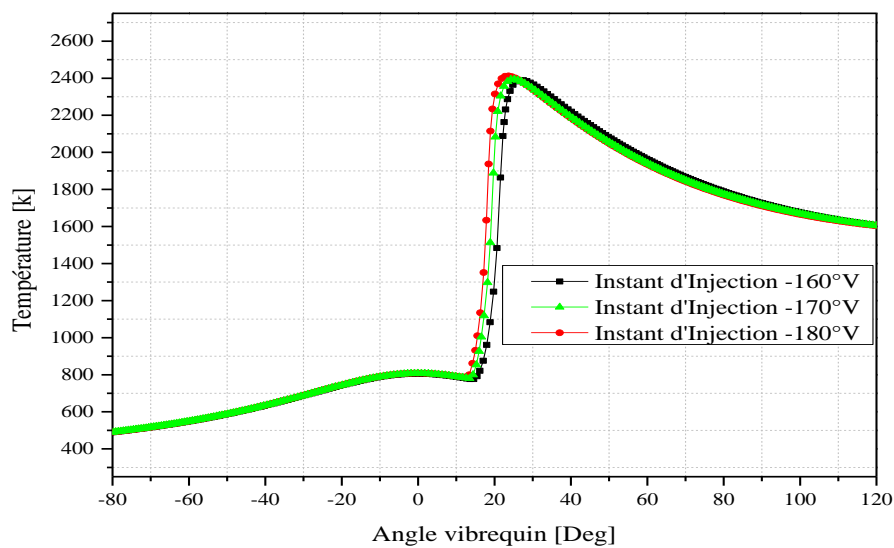


Figure 4.17 : Evolution de température pour différents instants d'injection.

❖ Evolution des NOx

La figure (4.18) représente l'évolution des NOx avec différents instants d'injection (-160°V , -170°V , -180°V), l'angle de -180°V à l'angle de cognement maximale de NOx parce que l'avance d'injection créer un mélanges riche, donc la combustion incomplète et l'explosion ce fait loin de PMH, c'est pour ça la température d'échappement diminuer.

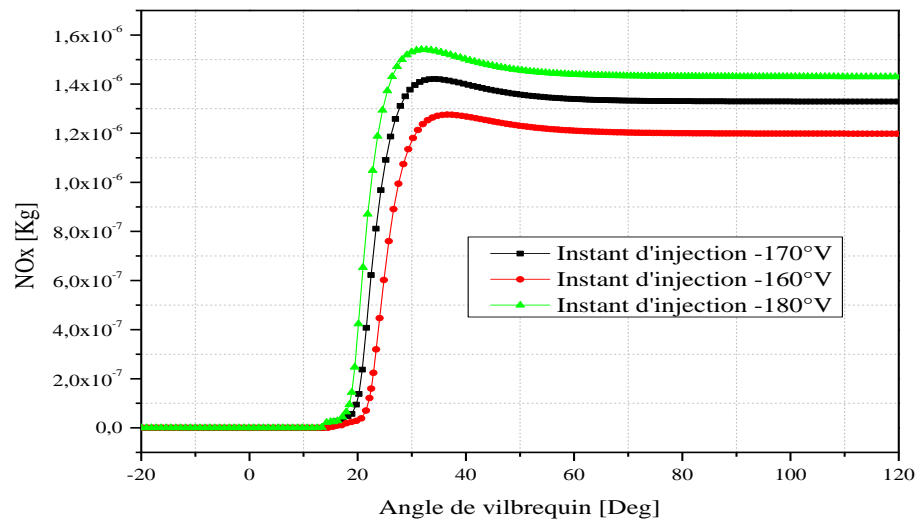


Figure 4.18 : Evolution des NOx pour différents instants d'injection.

❖ Evolution des suies

La figure (4.19) représente l'évolution de suies avec différent instante d'injection (-160°V , -170°V , -180°V), l'angle de -180°V a une valeur de suies supérieur celui les autres, et le pic de suies enivrant 20°V , c'est la position de piston au PMH donc la pression de cylindre est maximale, en voit que l'avance d'injection avance l'évolution de suies automatiquement c'est un mélange riche non homogène.

❖ Evolution de CO

La figure (4.20) représente l'évolution de CO avec différent instant d'injection (-160°V , -170°V , -180°V), l'angle de -180°V a une valeur de CO inférieure celui les autres à la fin de combustion, l'instant de combustion autre chose, mais l'égerment parce que l'avance d'injection créer un mélanges riche.

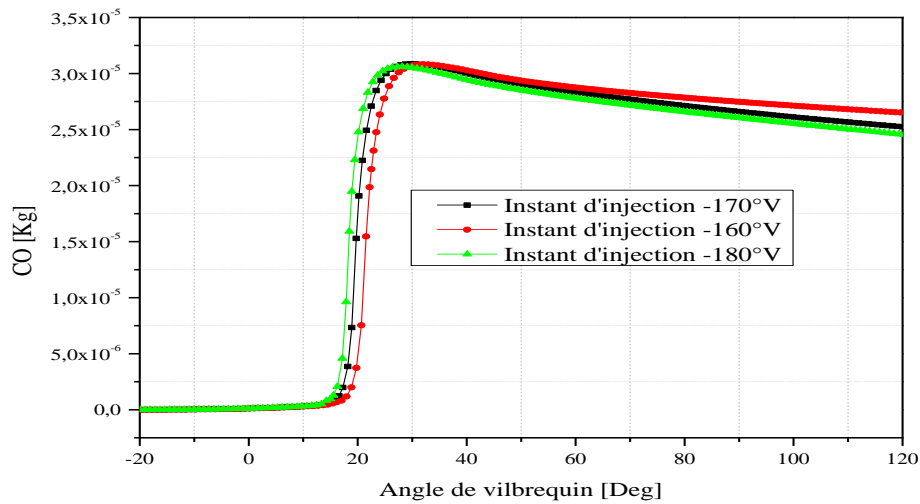


Figure 4.20 : Evolution des CO pour des différents instants d'injection.

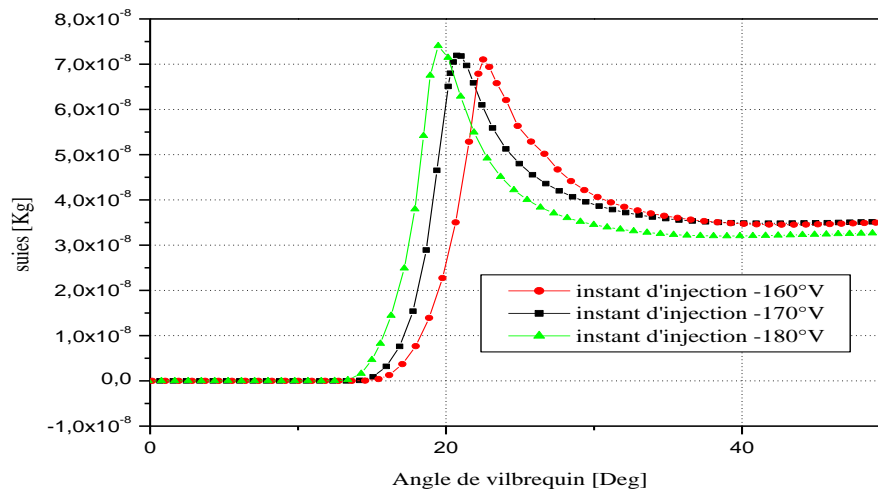


Figure 4.19 : Evolution des suies pour différentes durées d'injection.

❖ Evolution de CO₂

La figure (4.21) représente l'évolution de CO_2 avec différent instant d'injection (-160°V, -170°V, -180°V), l'angle de -160°V a une valeur de CO_2 inférieure celui les autres dans tous le domaine d'angle de vilebrequin, le CO_2 c'est un produit de l'équation de combustion, la diminution de cette paramètre crée par une combustion incomplète.

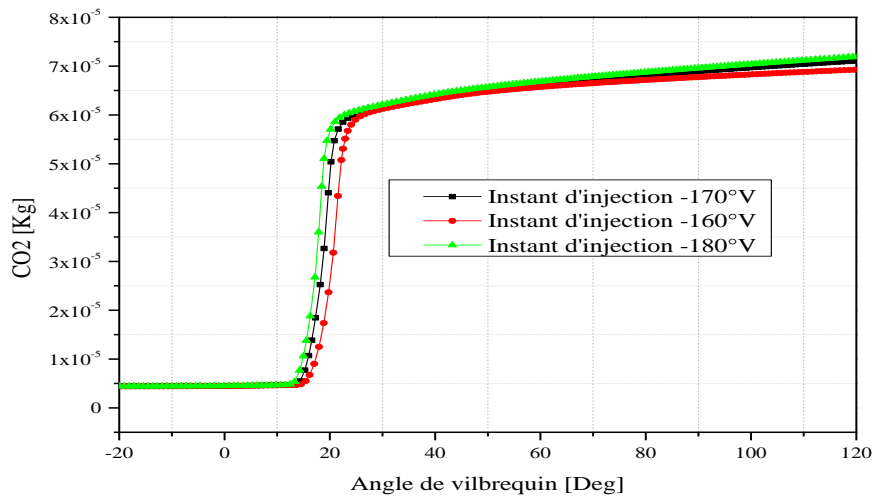


Figure 4.21 : Evolution des CO_2 pour différents instant d'injection.

4.5.1. Influence de la durée d'injection

Ces différente évolution d'émission a différentes durées d'injection ($60^\circ V$, $80^\circ V$) est comparable avec la durée de $50^\circ V$ c'est la valeur du calage.

❖ Evolution de pression

La figure (4.22) représente l'évolution de pression avec différent durées d'injection ($50^\circ V$, $60^\circ V$, $80^\circ V$), on a une variation très petite avec un erreur minimal, donc on peut conclue que la durée d'injection a une influence moins important sur la pression du cylindre .

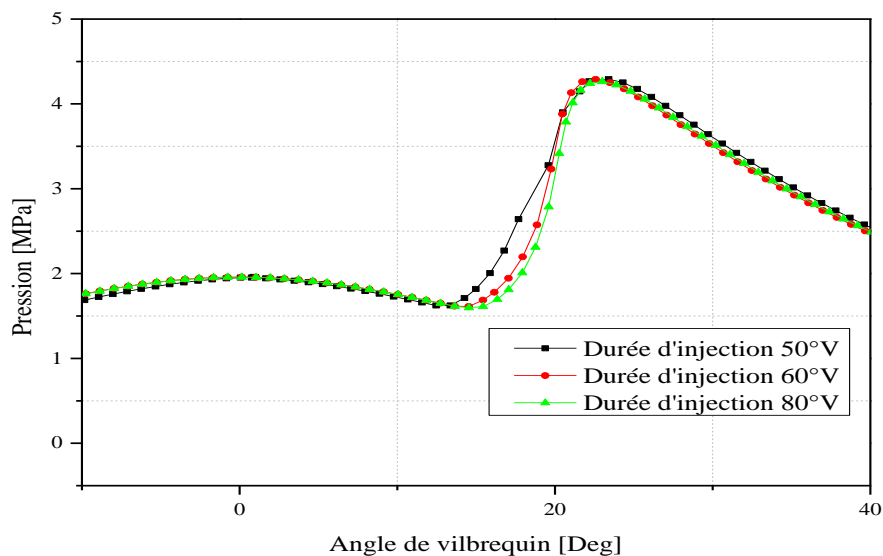


Figure 4.22 : Evolution de pression en fonction des différentes durées d'injection.

❖ Evolution du taux de chaleur

La figure (4.23) représente l'évolution de taux de chaleur avec différentes durées d'injection (50°V, 60°V, 80°V), l'angle de 80°V a une valeur maximale parce que la grande durée d'injection augmente la température de combustion et fait un pic comme représenté dans la figure ci-dessous.

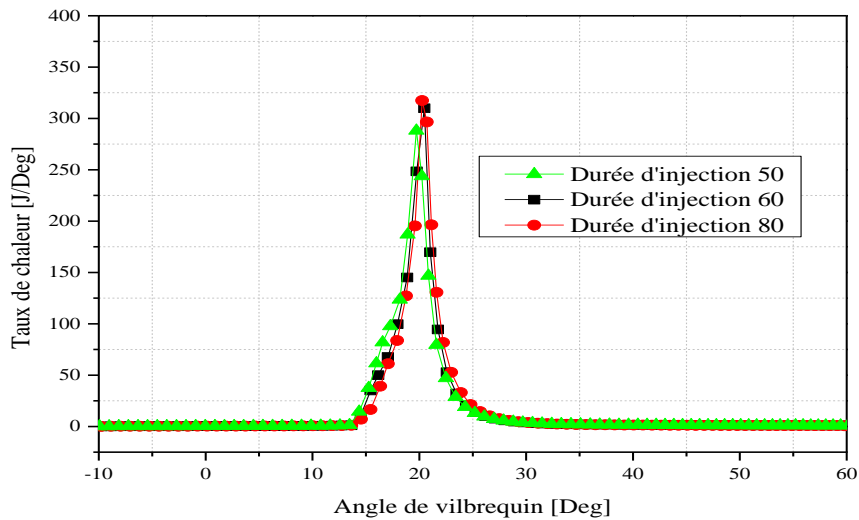


Figure 4.23 : Evolution de taux de chaleur en fonction des différentes durées d'injection.

❖ Evolution des températures

La figure (4.24) représente l'évolution de température avec différentes durées d'injection (50°V, 60°V, 80°V), l'influence de la durée d'injection sur la température n'est pas importante car la variation est très petite et l'augmentation ou la diminution sont minimales.

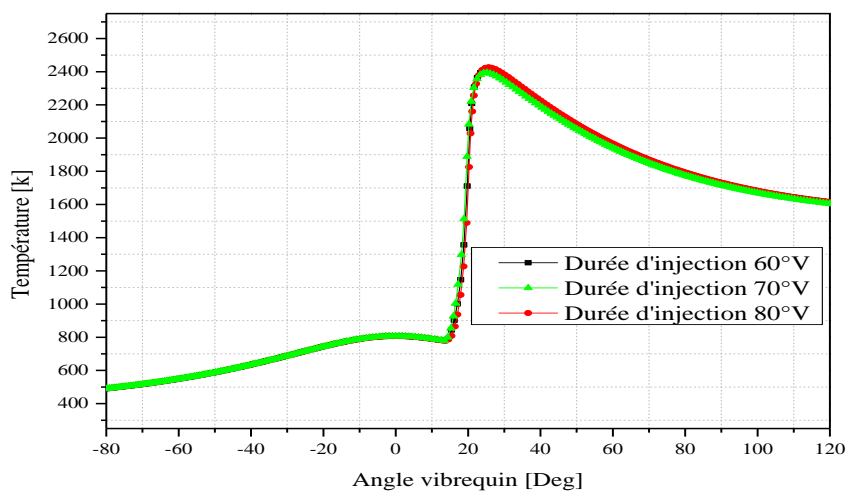


Figure 4.24 : Evolution de température en fonction des différentes durées d'injection.

❖ Evolution des NOx

la figure (4.25) représente l'évolution de NOx avec différentes durées d'injection (30°V, 60°V, 80°V), l'angle de 80°V à la valeur maximale de NOx parce que la grande durée d'injection celui qui est augmenté la valeur des NOx et obtenu une combustion incomplète.

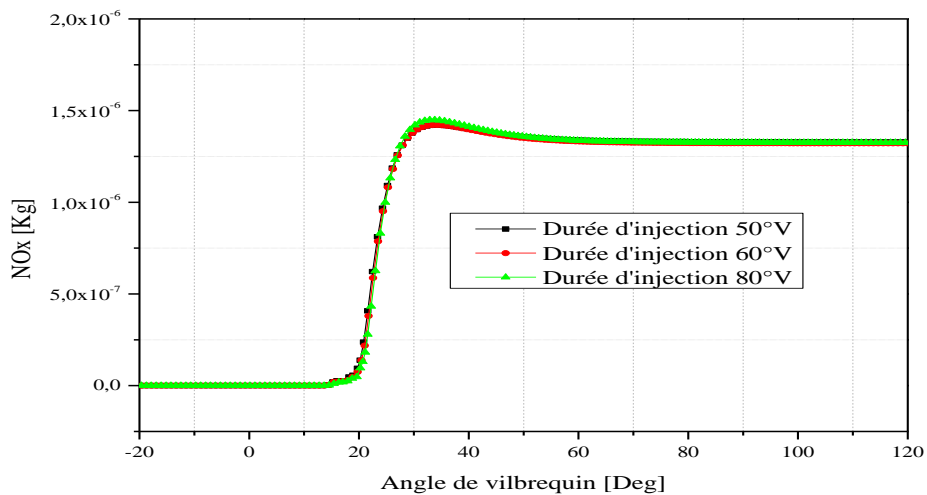


Figure 4.25 : Evolution des NOx en fonction des différentes durées d'injection.

❖ Evolution des suies

La figure (4.26) représente l'évolution de suies avec différentes durées d'injection (50°V, 60°V, 80°V), les trois courbes sont à peu près identiques, en remarque que la durée d'injection 50°V la plus petits à l'égerment le pic plus grand, parce que c'est une durée qu'il produit un mélange hétérogène.

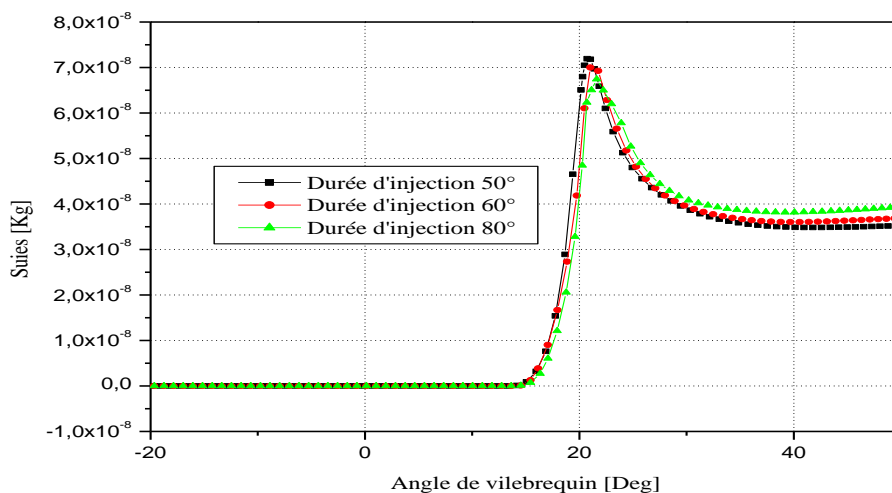


Figure 4.26 : Evolution des suies pour différentes durées d'injection.

❖ Evolution des CO

La figure (4.27) représente l'évolution de CO avec différentes durées d'injection (50°V, 60°V, 80°V), l'angle de 50°V a une valeur minimale de CO parce que la petite durée d'injection celui qui est augmenté la valeur des CO donc le mélange est pauvre avec un excès d'air plus d'oxygène.

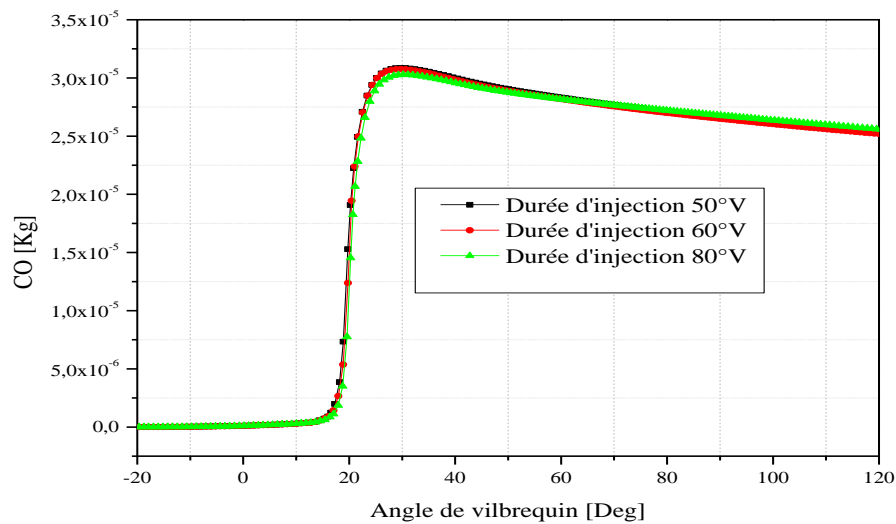


Figure 4.27 : Evolution de CO pour différentes durées d'injection.

❖ Evolution des CO₂

La figure (4.28) représente l'évolution de CO₂ avec différentes durées d'injection (40°V, 60°V, 80°V), l'angle de 30°V à la valeur maximale de CO₂ parce que la petite durée d'injection celui qui est augmenté la valeur des CO₂ et obtenu une combustion incomplète.

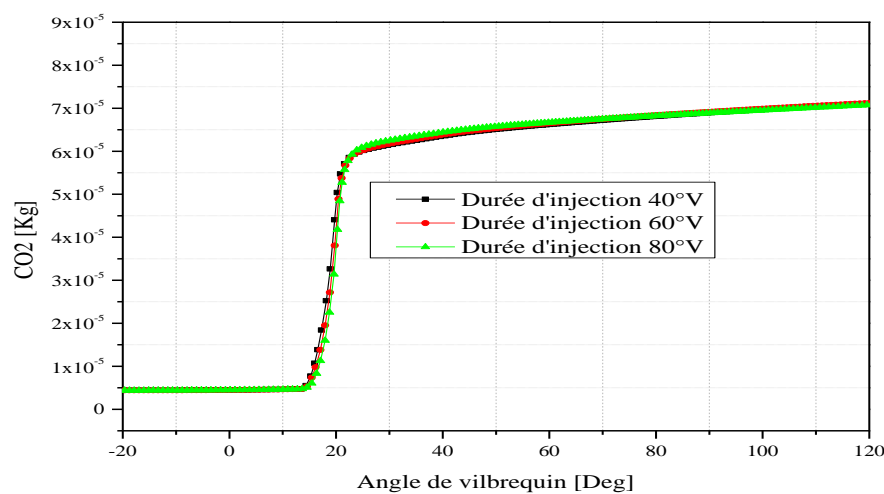


Figure 4.28 : Evolution de CO₂ pour différentes durées d'injection.

4.5.3. Influence du nombre de bec

Ces différentes évolutions d'émission à différents nombres de bec (3 bec, 5 bec) est comparable avec quatre nombres de bec d'injecteur c'est la valeur du calage.

❖ Evolution de pression

La figure (4.29) représente l'évolution de pression avec différents nombres de bec (3, 4, 5), le Cinque celui qui donne la pression maximale 4,5 MPa, la variation de pression entre les courbes augmente en augmentant le nombre de bec.

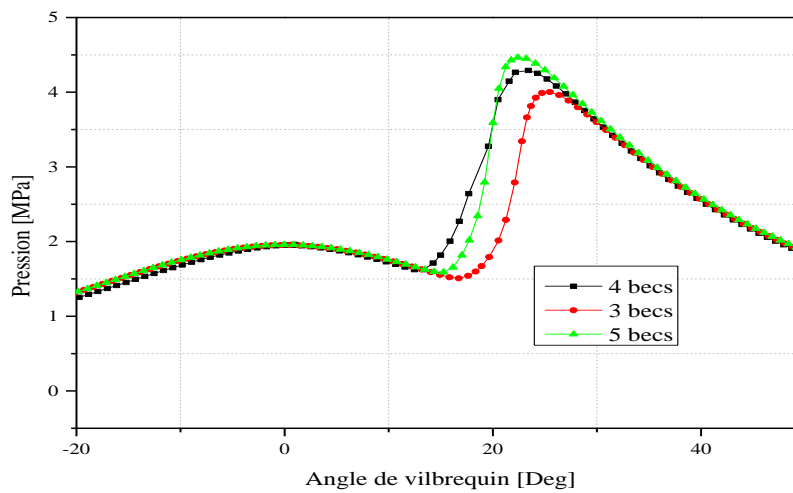


Figure 4.29 : Evolution de pression pour différents nombres de bec.

❖ Evolution de Taux de chaleur

La figure (4.30) représente l'évolution de Taux de chaleur avec différents nombres de bec (3, 4, 5), l'intervalle d'augmentation de chaleur est presque le même, mais le début d'évolution se fait d'un nombre de bec à l'autre, d'après le graphique en vue que le nombre de bec Cinque a un plus grand pic de taux de chaleur, automatiquement Cinque bec devient un mélange riche et l'énergie atteint le sommet.

❖ Evolution de Température

La figure (4.31) représente l'évolution de Température avec différents nombres de bec (3, 4, 5), le Cinque ce lui qui donne la température maximale 2550 K, l'interprétation de la chaleur est la même que la température parce que c'est une source d'énergie, et le plus grand nombre de bec ce lui qui dégage plus d'énergie.

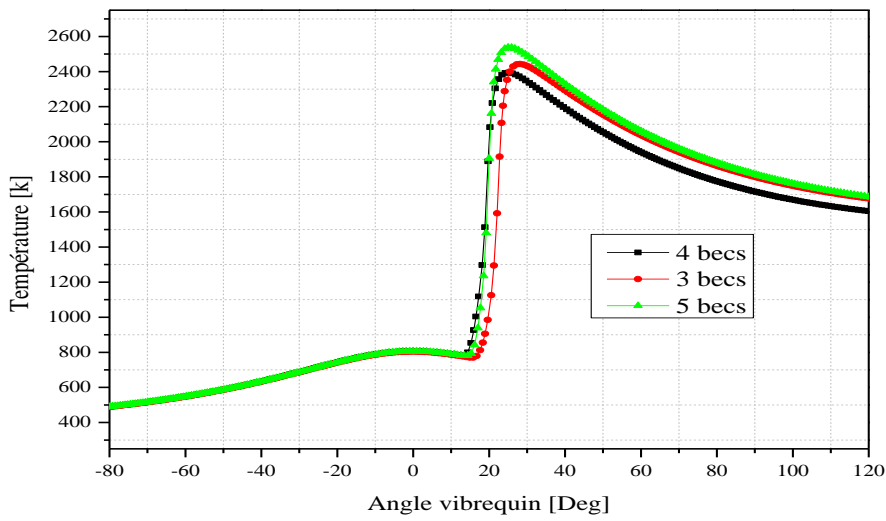


Figure 4.31 : Evolution de température pour différents nombre de bec

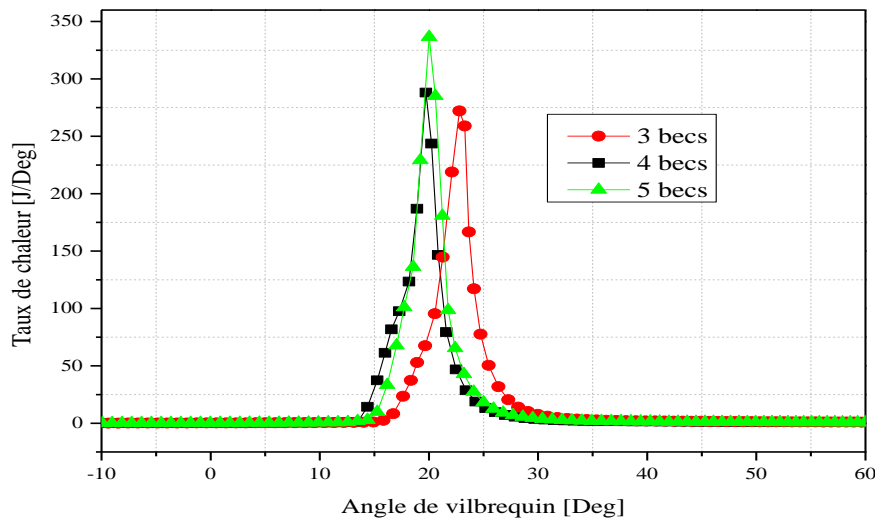


Figure 4.30: Evolution de taux de chaleur pour différents nombre de bec.

❖ Evolution de NOx

La figure (4.32) représente l'évolution de NOx avec différent nombre de bec (3, 4, 5), le Cinque ce lui qui donne l'émission de NOx maximale $2,0 \times 10^{-6}$ Kg et en vue que le nombre quatre est un chiffre optimale de bec des émissions NOx.

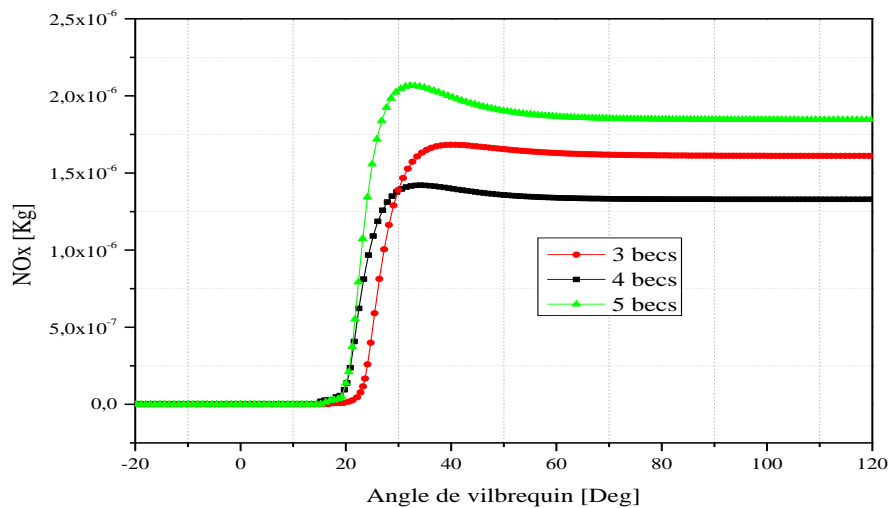


Figure 4.32 : Evolution des NOx pour différents nombre de bec.

❖ Evolution des suies

La figure (4.33) représente l'évolution de suies avec différent nombre de bec (3, 4, 5), le Cinque et le quatre celui qui avancer l'évolution de suies est presque identique, mais le troisième bec évoluer en retard à cause de l'insuffisance de la quantité de la quantité.

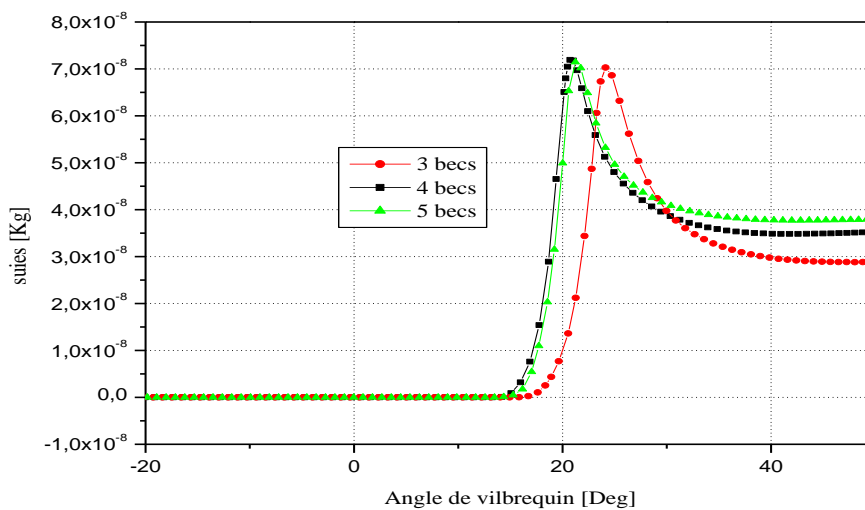


Figure 4.33 : Evolution des suies pour différents nombres de becs

❖ Evolution de CO

La figure (4.34) représente l'évolution de CO avec différent nombre de bec (3, 4, 5), le quatre soi-disant référence celui qui donne l'émission de CO maximale $3,2 \times 10^{-5}$ Kg, le dégagement de CO se fait quand a un mélange riche manque d'oxygène.

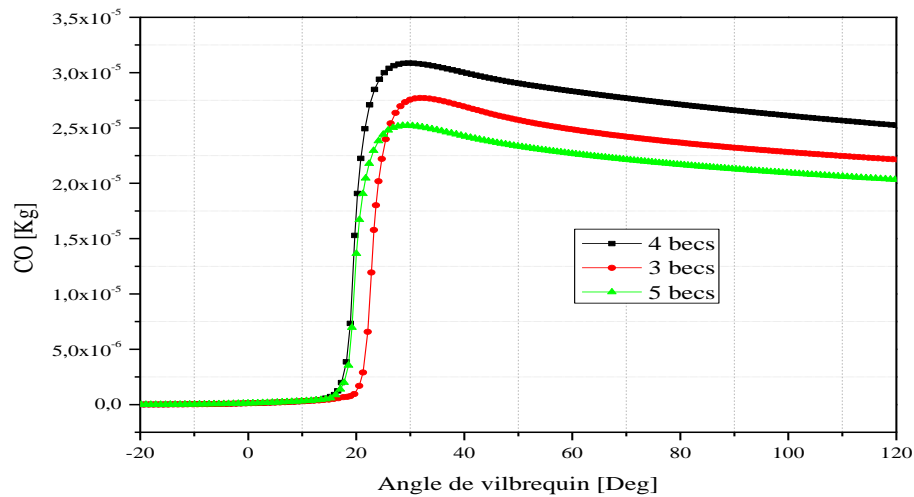


Figure 4.34 : Evolution des CO pour différents nombre de becs.

❖ Evolution de CO₂

La figure (4.35) représente l'évolution de CO_2 avec différent nombre de bec (3, 4, 5), le Cinque celui qui donne l'émission de CO_2 maximale $3,2 \times 10^{-5}$, le CO_2 c'est un constituant des produits de la réaction, dans ce cas en a bien choisit le nombre de bec qu'il optimiser le débit d'injection.

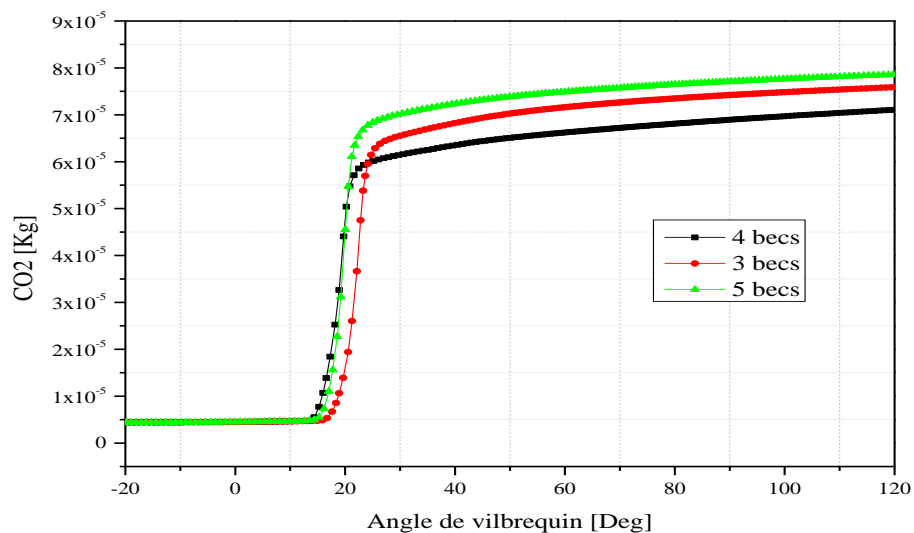


Figure 4.35 : Evolution des CO_2 pour différents nombre de becs.

4.5. Conclusion

Ce dernier chapitre a un but principal c'est le calage et la validation des résultats numériques de la combustion d'un moteur à essence quatre temps à injection direct. La simulation utilisée est le code CFD CONVERGE V2.3.2, avec modèle RNG k- ϵ le plus utilisable, qu'il peut adapter avec les fluctuations et le grand gradient de turbulence. Enfin on simule une comparaison avec les données expérimentales. D'après ces résultats on remarque les commentaires suivants :

- Le résultat de calage était en bon accord avec la pression mesurée.
- Le modèle de combustion CTC est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion d'un MCI essence à injection directe.
- Nos simulations numériques ont été présentées à différentes façon, cette forme de profil comme la pression, température, taux de chaleur, chaleur cumulée et les gaz polluants et cette forme des contours comme le spray et température et propagation de flamme. Nous montrons ici que le rôle principal de simulation ces de comprendre l'évolution de combustion et la formation des polluants au sein d'un chambre de combustion.
- Les modèles de simulation utilisés dans ce projet pour représenter les phénomènes au sein de la chambre de combustion comme la combustion, turbulence, formation des polluants donnent des bons résultats.
- Les différents investigations ont permis de mettre en évidence l'effet de système d'injection sur le comportement du moteur du point de vue émissions et combustion.
- Concernant les performances et les émissions polluantes, nos résultats appuient le fait que l'injection directe est une technique très efficace pour réduire les émissions par rapport à l'injection indirecte.
- Le présent travail constitue un outil supplémentaire pour bien comprendre à l'effet de la technique d'injection sur le processus de combustion et la formations des gaz polluants.

*Conclusion générale et
Perspectives*

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

Les mesures expérimentales souvent utilisées pour analyser les écoulements turbulents sont coûteuse alors que La simulation de la combustion dans les moteurs est un outil très important qui est la résolution numérique des équations de la dynamique des fluides (CFD), nous permet de visualiser les résultats d'un écoulement sur un simple écran d'ordinateur, en relevant des variables telles que la vitesse, la pression et la température et bien d'autres. L'énorme progrès apporté aux outils de simulation et le développement de modèles récents de combustion rend l'association entre l'approche numérique et le travail expérimental de plus en plus indispensable.

Cette étude est basée sur la simulation numérique de combustion dans un moteur essence à injection directe, c'est pour ça il faut bien maîtriser le code de calcul «converge» spécifiquement dans la simulation de combustion des moteurs qu'il a trois structure préprocessing, processing et post-processing dans le converge, il y a aussi des autres logicielles utiliser pour le post traitement comme origine pour les graphe comme Origin et GMV-plot pour l'illustrations 2D et 3D de maillage et des contours.

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

La simulation numérique que nous avons menée dans ce travail est concernant la simulation de combustion et des formations des gaz polluants dans un moteur à essence à injection directe pour bien comprendre le processus de combustion au sein de la chambre et aussi l'influence des paramètres d'injection comme l'instant d'injection, la durée d'injection et le nombre des becs. Elle nous donne une simplicité, une économie et une performance.

Les différents résultats trouvés permettent d'analyser à l'échelle intra-cycle les performances mécaniques et énergétiques (pression, taux de chaleur dégagé), ainsi que les

émissions de différents polluants (NO_x, Suies, HC, CO). De même, ses illustrations de contours scalaires (jet, température, suies et NO_x) ont été présentées et discutées.

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

Les résultats rapportés montrent clairement l'évolution de combustion et le processus de formation des gaz polluants dans un moteur à essence à injection directe et l'impact considérable des paramètres d'injection sur la température, la pression, le taux de chaleur et gaz polluants durant combustion.

En prenant compte de cette étude, on peut dire que les résultats que nous avons obtenus, sont en bon accord avec les données expérimentales. Cela nous permet d'exprimer l'aboutissement de notre investigation.

Nous avons la certitude que, malgré les années d'efforts fournis par tous les constructeurs moteurs du monde, il reste encore un champ important pour l'innovation et l'amélioration des systèmes d'injection dans le but d'améliorer la combustion et réduire les émissions de gaz polluants.

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

- Afin d'améliorer le rendement écologique et économique il faut faire une investigation numérique sur l'influence des paramètres d'injection couplé avec le système EGR et d'autres paramètres sur l'évolution de CO, HC, suies, NO_x et consommation de carburant.
- Elaboration des études comparatives entre les performances ainsi que les polluants de moteur à combustion interne fonctionne avec l'essence et un biocarburant.

Références

- [1] **Michel GRATADOUR** Moteurs thermiques Introduction aux moteurs alternatifs , référence B2500, date de publication, 10 mai 1995.
- [2] **J. Trapy** , « Moteur à allumage commandé », Technique de l'Ingénieur.BM 2540.
- [3] **P .Sovanna**,« Moteurs thermiques »: fonctionnement du moteur,moteurs à cycle deux temps, 2004.
- [4] **H.bousbaa**, Moteur à combustion interne, université de Tlemcen 2016.
- [5] **Wang, J.; Huang, Z.; Fang, Y.; Liu, B.; Zeng, K.;** and Miao, H. (2007). Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas hydrogen blends. *International Journal of HydrogenEnergy*, 32(15), 3555-3564.
- [6] **Simona S M, Paolo S, Cinzia T**, et al. Effects of the fuel injection strategy on the combustion process in a PFI boosted spark-ignition engine. *Energy*, 2010, 35:1094-1100.
- [7] Pulkrabek, W.W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*, Prentice-Hall, New Jersey, USA, 2004.
- [8] M. Miard , «L'injection essence».www.auto-tuto .com
- [11] **Modak, A. and Carretto. L. S.** Engine Cooling by Direct Injection of Cooling Water. 1970. SAE Paper 700887.
- [12] **H .Bousbaa**. « les moteurs à combustion interne ,cours de master 1 »,2018
- [13] **Li, T., Yin, T., Wang, B.** Anatomy of the cooled EGR effects on soot emission reduction in boosted spark-ignited direct-injection engines. *Appl. Energ.* 2017, 190, 43-56, doi:10.1016/j.apenergy.2016.12.105.
- [14] **Aesoy, V., and Valland, H.** Hot surface thermal ignition of a transient gas-jet in a constant volume combustion bomb, University of Trondheim, Norway, 1996
- [15] **Aesoy, V., and Valland, H.** The influence of natural gas composition on ignition in a direct injection gas engine using hot surface assisted compression ignition, SAE paper 961934, 1996.
- [16] **Bowditch, F.W.** A New Tool for Combustion Research--A Quartz Piston Engine, SAE Transactions, 69, 1961, pp. 17-23.
- [17] **Cheung, A.H.M.** Design of an optical access engine for combustion research, M.A.Sc. Thesis, University of Toronto, Department of Mechanical Engineering, 1997.
- [18] **Mohammed, S.E.; Baharom, M.B.; Aziz, A.R.A.; and Firmansyah, F.** (2011). *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(18), 11997-12006
- [19] **SZYBIST, J, & BUNTING, B.** Chemistry Impacts in Gasoline HCCI, Oak Ridge National Laboratory, 2006.
- [20] **Bourzini.** Pollution article of internal combustion engine .2006

- [21] **K.J. Richards, P.K. Senecal, and E. Pomraning**, CONVERGE Manual, CONVERGE CFD 2.3, Convergent Science, Inc., Middleton, WI. (2017).
- [22] **J.B. Heywood**, Internal combustion engine fundamentals, Ed: McGraw Hill, 1988
- [23] **M. J. Holst**, Notes on the kiva-II software and chemically reactive fluid mechanics, Numerical Mathematics Group Computing & Mathematics Research Division Lawrence Livermore National Laboratory, California, 1992
- [24] **R. Aglave**, CFD Simulation of Combustion Using Automatically Reduced Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine., thèse de doctorat, University of Heidelberg 2007.
- [25] **H. Hiroyasu**, Diesel Engine Combustion and Its Modeling, International Symposium Comodia 94, Japan 1994.
- [26] **Reitz, R. D. and Kuo, T.-W.** “Modeling of HC Emissions Due to Crevice Flows in Premixed- Charge Engines,” SAE Paper No. 892085, 1989.
- [27] **M. Jia, and M. Xie.** « A Chemical Kinetics Model of Iso-Octane” Oxidation for HCCI Engines», Fuel, Vol. 85, pp. 2293-2604, 2006.
- [28] **Gonzalez, M. A., Lian, Z. W. and Reitz, R. D.** “Modeling essence Engine Spray Vaporization and Combustion,” SAE Paper No. 920579, 1992.