



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET**  
**DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ DE BOUIRA**

**FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUÉES**  
**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

N° d'ordre :...../Master/2021.

Série :...../GM/2021.

**Projet de Fin d'Etudes**

Présenté pour l'obtention du diplôme de **Master**  
en **Génie Mécanique**

Option :

**Énergétique**

**Simulation numérique de la combustion dans un moteur à  
combustion interne**

Par :

**ALLALOU Azzeddine et TAIL Said**

Soutenu le: 12 /07 /2021

Devant le jury composé de :

Président : M <sup>f</sup> . LATTARI K.	M.C.B	Université Bouira
Rapporteur : M <sup>f</sup> . MAHFOUD B.	M.C.A	Université Bouira
Examineur : Mr. LEKHAL R.	M.A.A	Université Bouira

## ***Dédicace***

Avant toute chose, je tiens à remercier ALLAH le tout puissant pour m'avoir donné la force, le courage, la volonté et la patience durant la réalisation de ce modeste travail. Je

dédie ce travail :

A mes parents, Merci pour votre amour, votre affection, vos encouragements, sacrifices...que

Dieu vous garde.

A toutes les personnes qui me sont chères

A mes chers frères et ami(e)s qui m'ont beaucoup soutenu et encouragé.

Azzeddine

## ***Dédicace***

Avant toute chose, je tiens à remercier ALLAH le tout puissant pour m'avoir donné la force, le courage, la volonté et la patience durant la réalisation de ce modeste travail. Je

dédie ce travail :

A mes parents, Merci pour votre amour, votre affection, vos encouragements, sacrifices...que

Dieu vous garde.

A toutes les personnes qui me sont chères.

A mes chers frères et sœurs qui m'ont beaucoup soutenu et encouragé.

A mes chers ami(e)s.

A tous les peuples opprimés dans le monde entier auxquels notre Algérie fait partie.

Said

## Remerciements

*En préambule, Nous souhaitons rendre grâce à Dieu, le clément et le miséricordieux de nous avoir donné la force et la patience de mener à bien ce modeste travail*

*Nous tenons évidemment à débiter ces remerciements en témoignant notre profonde reconnaissance envers Monsieur Brahim MAHFOUD, maître de conférences à l'Université de BOUIRA pour avoir encadré et dirigé ce travail avec patience.*

*Nous remercions vivement Monsieur LATTARI K. Maître de conférences à l'Université BOUIRA, qui m'a fait l'honneur de présider le jury, ainsi que pour sa contribution à notre formation.*

*Nous voulons exprimer nos à Monsieur LEKHAL R. Maître assistant à l'Université BOUIRA*

*Nos remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants du département de Génie Mécanique de l'Université de BOUIRA*

## ملخص

نقدم دراسة رقمية لاحتراق الميثان  $CH_4$  في غرفة الاحتراق ذات أحجام مختلفة. تعتمد نمذجة الاحتراق غير الممزوج مسبقاً على نموذج "EDM Model Eddy Dissipation" و "نقل الأنواع" EDM. يستخدم نموذج k-ε لنمذجة السريان المضطرب. تم إجراء عمليات المحاكاة الرقمية المختلفة باستخدام إصدار 18.2 من كود " ANSYS- FLUENT" الذي يعتمد على حساب الحجم المحدود. تم الحصول على نتائج مثيرة للاهتمام فيما يتعلق بالحقول الديناميكية ودرجة الحرارة والسرعات وأجزاء الكتلة من الأنواع المختلفة المشاركة في عملية الاحتراق مثل ثاني أكسيد الكربون ( $CO_2$ )، حيث يتسبب ثاني أكسيد الكربون ( $CO_2$ ) وأكسيد النيتروجين ( $NO_x$ ) في مشاكل التلوث. لقد وجد أن انبعاث ثاني أكسيد الكربون وأكاسيد النيتروجين مرتبط بدرجة سرعة تدفق الهواء الداخل إلى غرفة الاحتراق.

**كلمات مفتاحية:** الاحتراق, الوقود, محاكاة, وأجزاء الكتلة, ثاني أكسيد الكربون

## Résumé

Nous présentons une étude numérique de la combustion du méthane  $\text{CH}_4$  dans une chambre à combustion de différentes tailles. La modélisation de la combustion non-prémélangée est basée sur le modèle EDM « Eddy Dissipation Model » et « Species transport ». Le modèle k- $\epsilon$  est utilisé pour modéliser la turbulence. Les différentes simulations numériques ont été faites à l'aide du code de calcul en volumes finis « ANSYS- FLUENT » version 18.2. Des résultats intéressants ont été obtenus concernant les champs dynamiques, de température, les champs de vitesses, les fractions massiques de différentes espèces impliquées dans le processus de combustion telles que, le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) et l'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ) source des problèmes de pollution. On a constaté que l'émission de  $\text{CO}_2$  et  $\text{NO}_x$  est lié au débit d'air qui entre dans la chambre de combustion.

**Mots clés :** combustion, carburant, ANSYS Fluent, la fraction massique, dioxyde de carbone

## Abstract

We present a numerical study of the combustion of methane  $\text{CH}_4$  in a combustion chamber of different sizes. The modeling of the not-premixed combustion is based on the EDM model “Eddy Dissipation Model” and “Species transport”. The  $k$ - $\varepsilon$  model is used to model the turbulence. The various numerical simulations were made using the finite volume calculation code “ANSYS- FLUENT” version 18.2. Interesting results have been obtained concerning dynamic fields, temperature, axial velocities, mass fractions of different species involved in the combustion process such as, carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ) and nitrogen oxide ( $\text{NO}_x$ ) cause pollution problems. It has been found that the emission of  $\text{CO}_2$  and  $\text{NO}_x$  is linked to the flow of air entering the combustion chamber.

**Keywords:** *combustion, fuels, ANSYS Fluent, mass fraction, carbon dioxide*

# Sommaire

Dédicace	<i>i</i>
Remerciements	<b>iii</b>
ملخص	<b>iv</b>
Résumé	<b>v</b>
Abstract	<b>vi</b>
Sommaire	<b>vii</b>
Liste Des Tableaux	<b>vii</b>
Liste Des Figures	<b>viii</b>
Nomenclature	<b>viv</b>
Introduction Générale .....	<b>1</b>
<b>Chapitre I: Généralités et revue bibliographique.....</b>	<b>3</b>
<b>I.1 Introduction.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2 Histoire des moteurs .....</b>	<b>3</b>
<b>I.3 Définition d'un moteur à combustion interne.....</b>	<b>5</b>
<b>I.4 Architecture d'un moteur à combustion interne .....</b>	<b>6</b>
<b>I.4.1 Organes fixes .....</b>	<b>6</b>
<b>I.4.2 Organes mobiles .....</b>	<b>8</b>
<b>I.5 Classifications des moteurs à combustion interne .....</b>	<b>12</b>
<b>I.5.1 Selon le type d'allumage .....</b>	<b>12</b>
<b>I.5.2 Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet) .....</b>	<b>12</b>
<b>I.5.3 Différents systèmes d'injection .....</b>	<b>13</b>
<b>I.6 Principe de fonctionnement du moteur à essence .....</b>	<b>14</b>
<b>I.7 Principe de fonctionnement du moteur diesel .....</b>	<b>16</b>
<b>I.8 Comparaison entre moteur Diesel et Essence .....</b>	<b>17</b>

I.8.1	Fonctionnement .....	17
I.8.2	Combustible .....	19
I.8.3	Rendement .....	20
I.9	Combustion et flammes .....	20
I.9.1	Notion de Cinétique Chimique.....	20
I.9.2	Chimie de la combustion .....	21
I.9.3	La richesse du mélange réactif est défini par le paramètre $\Phi$ comme suit .....	22
I.10	Triangle de feu.....	23
I.10.1	Définition d'une flamme .....	24
I.10.2	Classification des types de flammes .....	24
I.11	La formation des polluants .....	25
I.11.1	Monoxyde de Carbone (CO) .....	25
I.11.2	Oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ).....	25
I.11.3	Hydrocarbures imbrulés (HC).....	25
I.11.4	Particules de suies .....	26
I.12	Normes de pollution et solutions apportées .....	26
I.12.1	Les normes européennes de pollutions .....	26
I.12.2	Les nouveaux moyens anti-pollution .....	29
I.13	Revue bibliographique .....	30
I.14	Conclusion .....	34
<b>Chapitre II : Formulation mathématique et Géométrie.....</b>		<b>32</b>
II.1	Introduction .....	32
II.2	Classification des régimes d'écoulements .....	32
II.2.1	Le nombre de Reynolds .....	32
II.2.2	Régime laminaire .....	33
II.2.3	Régime transitoire.....	33
II.2.4	Régime turbulent.....	33

<b>II.3 Géométrie du problème .....</b>	<b>33</b>
<b>II.3.1 Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.....</b>	<b>34</b>
<b>II.3.2 Equation du débit (St Venant) .....</b>	<b>35</b>
<b>II.4 Equations de l'aérothermochimie .....</b>	<b>37</b>
<b>II.4.1 Loi d'Arrhenius .....</b>	<b>38</b>
<b>II.4.2 Equation de continuité.....</b>	<b>38</b>
<b>II.4.3 Equations de conservation de quantité de mouvement .....</b>	<b>39</b>
<b>II.4.4 Equations de conservation de l'énergie.....</b>	<b>40</b>
<b>II.4.5 Equations de conservation des espèces chimiques .....</b>	<b>41</b>
<b>II.4.6 Modèle du transfert thermique.....</b>	<b>42</b>
<b>II.4.7 Modèle de dégagement de chaleur .....</b>	<b>43</b>
<b>II.5 Modélisation de la turbulence .....</b>	<b>44</b>
<b>II.5.1 Le modèle k-<math>\epsilon</math> standard.....</b>	<b>44</b>
<b>II.6 Conclusion.....</b>	<b>46</b>
<b>Chapitre III : Méthode numérique.....</b>	<b>47</b>
<b>III.1 Introduction .....</b>	<b>47</b>
<b>III.1.1 Description générale .....</b>	<b>47</b>
<b>III.2 Méthode des volumes finis .....</b>	<b>48</b>
<b>III.3 Etapes de résolution par la méthode des volumes finis.....</b>	<b>51</b>
<b>III.3.1 Maillage .....</b>	<b>51</b>
<b>III.3.2 Discrétisation.....</b>	<b>52</b>
<b>III.4 Détails numériques utilisés dans ce travail.....</b>	<b>57</b>
<b>III.4.1 Le préprocesseur Workbench 18.2 ( New DisignModeler ) .....</b>	<b>57</b>
<b>III.4.2 Les conditions aux limites .....</b>	<b>59</b>
<b>III.5 Les critères de convergences.....</b>	<b>60</b>
<b>III.6 Conclusion .....</b>	<b>60</b>
<b>Chapitre IV : Résultats et discussions .....</b>	<b>61</b>

<b>IV .1 Introduction.....</b>	<b>61</b>
<b>IV .2 Validation des résultats .....</b>	<b>62</b>
<b>IV .3 Résultats obtenus .....</b>	<b>62</b>
<b>IV 3.1 Les contours de température .....</b>	<b>63</b>
<b>IV.3.2 Tableau de variation de température maximum et de sortie en fonction de la longueur.....</b>	<b>65</b>
<b>IV.3.3 L'évolution de température en fonction de position.....</b>	<b>66</b>
<b>IV.3.4 Les contours de vitesse axiale .....</b>	<b>68</b>
<b>IV.3.5 Les contours de fraction massique de CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> .....</b>	<b>70</b>
<b>IV.3.6 L'effet de changement de vitesse d'air d'entré sur les fractions massiques de CO<sub>2</sub> dans les trois cas .....</b>	<b>74</b>
<b>IV.3.7 L'effet de changement de vitesse d'air d'entré sur les fractions massiques de NO<sub>x</sub> dans les trois cas .....</b>	<b>76</b>
<b>IV.4 Conclusion .....</b>	<b>77</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>78</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>79</b>

## Liste des figures

<b>Figure I. 1:</b> Moteur diesel de 1897 .....	4
<b>Figure I. 2 :</b> Représentation des éléments principaux constituant un moteur.....	6
<b>Figure I. 3:</b> bloc-moteur à 4 cylindres en ligne .....	7
<b>Figure I. 4:</b> Carter d'huile d'un moteur .....	7
<b>Figure I. 5:</b> La culasse .....	8
<b>Figure I. 6:</b> Joint de culasse.....	8
<b>Figure I. 7:</b> Le piston.....	9
<b>Figure I. 8:</b> Le vilebrequin.....	9
<b>Figure I. 9:</b> Arbre à cames .....	10
<b>Figure I. 10 :</b> Volant-moteur.....	10
<b>Figure I. 11:</b> Une soupape à tige démontée d'un moteur thermique. ....	11
<b>Figure I. 12:</b> La bielle.....	11
<b>Figure I. 13:</b> Injecteur.....	12
<b>Figure I. 14:</b> Injection directe et indirecte [1] .....	14
<b>Figure I. 15:</b> Principe de fonctionnement du moteur à essence [2].....	14
<b>Figure I. 16:</b> Exemple des diagrammes (p, v) d'un MCI. [2].....	15
<b>Figure I. 17:</b> Principe de fonctionnement moteur diesel [1] .....	16
<b>Figure I. 18:</b> cycle diesel [2] .....	17
<b>Figure I. 19</b> Les 4 temps des deux moteurs.....	19
<b>Figure I. 20:</b> Le triangle du feu montrant l'association des trois éléments.....	23
<b>Figure I. 21:</b> Types de flamme : (a) prémélangée, (b) non prémélangée. [7].....	25
<b>Figure I. 22:</b> Normes d'émissions UE pour les véhicules Particuliers [10] .....	28
<b>Figure I. 23 :</b> Hauteur des flammes en fonction de la richesse et de la turbulence .....	30
<b>Figure I. 24 :</b> Transition de flamme à diffusion libre d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent [32].....	30
<b>Figure I. 25 :</b> Nuage de points de mesure Raman de H <sub>2</sub> O et fraction de mélange en flamme de diffusion turbulente pilote stabilisée de méthane proche de l'extinction.....	31
<b>Figure I. 26 :</b> Effet du rapport d'équivalence sur la durée de diffusion turbulente Flamme de Jet de carburant .....	32
<b>Figure I. 27 :</b> Evolution spatiale de la température dans le temps .....	32
<b>Figure I. 28 :</b> Une flamme dans un four d'une cimenterie .....	33
<b>Figure I. 29 :</b> Flamme turbulente méthane-air non-pré mélangée pilotée : à gauche : flamme avec un faisceau laser, à droite : Gros plan de flamme [40].....	34

<b>Figure II. 1 :</b> Géométrie du problème .....	34
<b>Figure II. 2:</b> Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.....	35
<b>Figure II. 3:</b> Écoulement à travers une soupape : analogie avec tuyère.....	35
<b>Figure II. 4:</b> Evolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement. [13].....	37
<b>Figure II. 5:</b> Modèle de transferts thermiques .....	42
<b>Figure III. 1:</b> Schéma du volume de contrôle dans le cas bidimensionnel. ....	50
<b>Figure III. 2:</b> Schéma du volume de contrôle (a), maillage décalé pour $U_e$ (b), maillage décalé pour $V_n$ (c). ....	52
<b>Figure III. 3:</b> Variation de $\Phi_p$ entre $t$ et $t+\Delta t$ dans les trois schémas temporels. [24].....	54
<b>Figure III. 4:</b> Maillage de la géométrie avec «New DisignModeler » (Vue 2D).....	58
<b>Figure III. 5:</b> Condition aux limites du problème adimensionnel.....	60
<b>Figure IV. 1:</b> Contour de la flamme de diffusion simulée (haut) et photo de celle réelle (en bas) .....	62
<b>Figure IV. 2:</b> Les contours de température cas $L= 1.5$ .....	64
<b>Figure IV. 3 :</b> Les contours de température cas $L=1$ .....	64
<b>Figure IV. 4:</b> Les contours de température cas $L=0.5$ .....	65
<b>Figure IV. 5:</b> L'évolution de température en fonction de position ( $L=1.5$ m).....	66
<b>Figure IV. 6:</b> L'évolution de température en fonction de position ( <b><math>L=1</math> m</b> ) .....	67
<b>Figure IV. 7:</b> L'évolution de température en fonction de position ( <b><math>L=0.5</math> m</b> ).....	67
<b>Figure IV. 8:</b> Vitesse axial : $L=1.5$ m .....	68
<b>Figure IV. 9:</b> Vitesse axial : $L=1$ m .....	69
<b>Figure IV. 10:</b> Vitesse axial : $L=0.5$ m .....	69
<b>Figure IV. 11:</b> Les contours de $CO_2$ cas ( <b><math>L=1.5</math>m</b> ).....	70
<b>Figure IV. 12:</b> Les contours de $O_2$ cas ( <b><math>L=1.5</math>m</b> ).....	71
<b>Figure IV. 13:</b> Les contours de $NO_x$ cas ( <b><math>L=1.5</math>m</b> ).....	71
<b>Figure IV. 14:</b> Les contours de $CO_2$ cas ( <b><math>L=1</math>m</b> ).....	72
<b>Figure IV. 15:</b> Les contours de $O_2$ cas ( <b><math>L=1</math>m</b> ).....	72
<b>Figure IV. 16:</b> Les contours de $NO_x$ cas ( <b><math>L=1</math>m</b> ).....	73
<b>Figure IV. 17:</b> Les contours de $CO_2$ cas ( <b><math>L=0.5</math>m</b> ).....	73

<b>Figure IV. 18:</b> Les contours de O2 cas ( <b>L=0.5m</b> ).....	74
<b>Figure IV. 19:</b> Les contours de NOx cas ( <b>L=0.5m</b> ).....	74
<b>Figure IV. 20:</b> La fraction massique de CO <sub>2</sub> .....	75
<b>Figure IV. 21:</b> La fraction massique de NOx.....	76

## Liste des tableaux

<b>Tableau I. 1:</b> Les 4 temps des deux moteurs essence et diesel. [3].....	18
<b>Tableau I. 2:</b> Le combustible utilisé dans les deux moteurs [3].....	19
<b>Tableau II. 1:</b> Le combustible utilisé dans les deux moteurs [3] .....	43
<b>Tableau III. 1:</b> Schéma de discrétisation .....	58
<b>Tableau III. 2:</b> Les valeurs de sous relaxation .....	59
<b>Tableau IV. 1 :</b> La variation de température maximum et de sortie .....	65
<b>Tableau IV. 2:</b> La fraction massique de CO <sub>2</sub> .....	75
<b>Tableau IV. 3:</b> La fraction massique de NOx .....	76

## Nomenclature

A	[ $m^2$ ]	Surface
$C_\mu$	[-]	Constante de modélisation $C_\mu = 0,09$
$C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}$	[-]	Constantes du modèle de turbulence
$C_p$	[j/kg K]	Capacité calorifique à pression constante
$C_v$	[j/kg K]	Capacité calorifique à volume constant
$D_h$	[m]	Diamètre hydraulique
$D_{i,m}$	[m]	Coefficient de diffusion de l'espèce i dans le mélange
Da	[-]	Nombre de Damköhler
E	[j]	Energie totale
F	[m /s <sup>2</sup> ]	Force de volume
h	[j.kg <sup>-1</sup> ]	Enthalpie massique
I	[%]	Intensité de turbulence
k	[j/kg]	Energie cinétique turbulente
$m_k$	[kg]	Masse de l'espèce k
m	[kg]	Masse totale de gaz
N	[-]	Nombre d'espèce
P	[pa]	Pression statique
Pr	[-]	Nombre de Prandtl
Re	[-]	Nombre de Reynolds

Ri	[kg/m <sup>3</sup> .s]	Taux de production de l'espèce par réaction chimique
R	[kg/m <sup>3</sup> .s]	Constante des gaz parfait
Sc	[-]	Nombre de Schmidt
Sct	[-]	Nombre de Schmidt turbulent
T	[K]	Température
t	[s]	Temps
W	[m /s]	Masse moléculaire
x, y	[-]	Coordonnées cartésiennes de référence
Yi	[-]	Fraction massique

### ***Lettres grecques***

$\alpha$		Facteur de sous relaxation
$\Phi$		Richesse
$\theta$		Coefficient pour le schéma Quick
$\Gamma_{\emptyset}$		Coefficient de diffusion de $\emptyset$
$h_c$	[ W/m <sup>2</sup> K]	Coefficient de transfert de chaleur par convection
$\lambda$	[W/m K]	Conductivité thermique.
$\mu$	[kg/ms]	Viscosité dynamique
$\delta$	[m]	Epaisseur de la zone de réaction

$\mu_t$	[kg/ms]	Viscosité dynamique turbulente
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Viscosité cinématique
$\nu_t$	[m <sup>2</sup> /s]	Viscosité cinématique turbulente
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Masse volumique
$\tau_{ij}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Tenseur des forces visqueuses
$\omega'$	[Mole/cm <sup>3</sup> .s]	Taux de réaction
Q	[ J]	La chaleur

# *Introduction générale*

# Introduction générale

Le moteur à combustion interne est une machine motrice qui sert à convertir de l'énergie emmagasinée dans un carburant (pouvoir calorifique) en une énergie thermique (chaleur, enthalpie, énergie calorifique) puis en une énergie mécanique (travail mécanique, couple). Dans les moteurs à combustion interne, la production de l'énergie thermique se fait dans un volume fermé (chambre de combustion, cylindre moteur) confiné par la culasse, les soupapes fermés la tête du piston et la chemise.

La détente des gaz produits par la combustion du carburant actionne des organes actifs (piston -bielle-Manivelle) qui récupèrent cette énergie pour la convertir en travail utile (Arbre moteur).

Les moteurs à combustion interne peuvent être classés en différentes catégories. Les deux plus importantes sont basées sur le processus de combustion (allumage commandé et allumage par compression). Et le cycle de travail (2 temps vs 4 temps). Une classification supplémentaire peut être basée sur l'apport d'air (aspiration naturelle ou suralimentée), l'injection (injection indirecte ou directe), et le système de refroidissement (refroidissement à air ou eau).

Les processus de combustion trouvent une importante étendue pratique dans la vie quotidienne et ainsi que dans les procédés industriels. D'après Chrys (2000) et Européen Commission (2005), Un pourcentage de 79 % des besoins mondiaux en énergie (par exemple fours, moteurs automobiles ou aéronautiques et turbines à gaz) provient de la combustion. Malgré cette importance, les principaux processus de la combustion et leurs interactions ne sont pas encore complètement maîtrisés. Les carburants généralement utilisés dans l'industrie sont les hydrocarbures et le charbon. Ces derniers sont des ressources épuisables, d'où la nécessité d'une combustion plus économique. D'autre part, les émissions polluantes posent une menace sérieuse sur le plan planétaire. Dans ce sens, il est nécessaire d'optimiser les paramètres des modes opératoires et géométriques des processus de combustion, afin de réduire au minimum les risques environnementaux, tels que :

- L'émission de polluants nocifs à l'être humain (HC, NO<sub>x</sub> et CO).
- L'effet de serre provoqué par l'émission de CO<sub>2</sub>.

L'ensemble de ces considérations motive de nombreux travaux de recherche liés à la combustion dans les moteurs. En effet, la compréhension, la modélisation et éventuellement

le contrôle des phénomènes physiques interagissant au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies performantes et propres.

L'objectif des chercheurs est de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble de ces phénomènes. Pour cela, deux voies principales sont explorées : la mesure expérimentale et la simulation numérique. La conception des dispositifs expérimentaux pour l'étude des systèmes complexes de la combustion est difficile et coûteuse. Les simulations numériques offrent une alternative attrayante pour l'investigation et le développement de ces systèmes. De telles simulations fournissent des informations détaillées sur l'évolution des processus de la combustion. La limitation majeure est la précision des modèles mathématiques et des schémas numériques. Cette limitation est reliée principalement aux performances de l'outil informatique.

Le but essentiellement de notre simulation est de prédire l'effet de la géométrie de la chambre de combustion dans le moteur sur la qualité de combustion, et par suite les effets des émissions issues sur la pollution de l'environnement.

Ce document s'articule en gros comme suit :

Dans le chapitre 1, une description générale sur les moteurs à combustion interne, en suite les notions fondamentales de la combustion et les flammes en fin les différents polluants émis par ces moteurs, solutions et les nouvelles technologies anti-pollution.

Dans le deuxième chapitre, il comporte les formulations mathématiques .on y trouve les équations de l'aérothermochimie décrivent les écoulements réactifs puis nous donnons les détails des modèles physiques et chimiques.

Dans le troisième chapitre, nous allons exposer les modèles physiques et chimiques utilisés avec plusieurs approches, pour le calcul des températures, les fractions massiques et les émissions résultantes à proprement parler sont proposées. Dans ce chapitre nous exposons les différentes démarches de l'utilisation du logiciel ANSYS- FLUENT.

Dans le chapitre 4, les résultats du modèle sont comparés à des résultats expérimentaux obtenus pour valider nos simulations. Finalement, des conclusions et perspectives sont proposées dans une dernière partie.

*Chapitre I*  
*Généralités et revue*  
*bibliographique*

# Chapitre I: Généralités et revue bibliographique

## I.1 Introduction

Le mouvement d'une masse est toujours lié à une énergie cinétique la quelle résulte un potentiel qui peut être d'origine thermique, telle est le cas du rôle d'un moteur à combustion interne qui transforme la combustion du carburant en mouvement du vilebrequin.

En fonction du mode d'allumage et de combustion du carburant, on distingue deux grandes classes des moteurs : les moteurs à allumage commandé dont le carburant est l'essence et les moteurs d'autoallumage qui utilise le diesel comme carburant.

D'autres types aussi sont disponibles sur le marché comme les moteurs qui fonctionnent au GPL, méthane CH<sub>4</sub> et les moteurs électriques

## I.2 Histoire des moteurs

Dès la fin du XVIIe siècle, les précurseurs Haute feuille et Huygens avaient conçu le principe du moteur alternatif à combustion interne et réalisé des applications.

Ils furent suivis par les Français Lebon et Lenoir en 1860, qui construisirent les premiers moteurs à allumage commandé, alimenté au gaz et fonctionnant selon un cycle à 2 temps. Le principe du moteur à 4 temps est énoncé pour la première fois en 1862 par Beau de Rochas, en 1876 l'allemand Otto construit un premier moteur selon ce principe. Les besoins de l'automobile et de l'aéronautique naissantes, ainsi que la disponibilité de carburants nouveaux issus du pétrole, se conjuguent ensuite pour accélérer l'évolution des moteurs thermiques alternatifs marquée par les noms de Benz, Daimler, DeDion, Bouton, Wright, Levavasseur, Seguin, Renault, etc.

D'une technologie commune à l'origine, les moteurs d'aviation et d'automobile se différencient dès la première décennie du XXe siècle, ces derniers profitant ensuite des acquis de la formidable course à la puissance et à la fiabilité qui marque le domaine aéronautique entre les deux guerres.

La Seconde Guerre mondiale correspond à une apogée de la technologie du moteur à allumage commandé avec des réalisations qui tendent au gigantisme pour les besoins de puissance sans cesse accrus de l'aviation.

Un rapide déclin s'amorcera dans les années 1950 lorsqu'apparaîtront les propulseurs à turbine, qui depuis ont relégué définitivement les « moteurs à pistons » dans le domaine des faibles puissances (moins de 400 kW).

Quant aux moteurs diesels c'est un ingénieur allemand, Rudolph Diesel (1858 - 1913) qui inventa le premier moteur à combustible lourd. Ce moteur était surtout peu onéreux et d'un très bon rendement. C'est en 1896, qu'il construisit son premier moteur à 4 temps à compression préalable. La différence fondamentale avec le moteur à essence, est qu'il ne possède pas de bougies pour enflammer le carburant car celui-ci s'auto-enflamme. Le moteur Diesel qui équipe les automobiles que nous connaissons à ce jour est le fruit d'une évolution constante. Cette évolution a subi des accélérations en fonction de circonstances telles que le premier choc pétrolier et l'apparition des normes antipollution.



**Figure I. 1:** Moteur diesel de 1897

- 1897 le premier moteur conçu par un ingénieur thermicien, Rudolf DIESEL, fonctionne en Allemagne. Il résulte de travaux théoriques destinés à améliorer le rendement thermodynamique. Ce moteur, qui a un rendement de 26,2% (à rapporter aux 20 % du moteur à essence de l'époque), développe une puissance de 27 kW pour une cylindrée d'environ 20 litres.
- 1936 Mercedes produit en petite série la première voiture à moteur Diesel, la 260D.

- 1938 Peugeot réalise une série d'un millier de modèle 402 après la seconde guerre mondiale, ce type de véhicule est toujours produit.
- 1973 La crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel.
- 1988 Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe.
- 1989 Audi présente la première voiture équipée d'un moteur à injection directe à régulation électronique.
- 1998 premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.
- 2000 plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune. [1]

### **I.3 Définition d'un moteur à combustion interne**

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il permet de convertir l'énergie thermique (produite par la combustion d'un mélange composé d'un carburant associé à un comburant) en énergie mécanique motrice.

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide colporteur à l'extérieur de celle-ci, cas d'une turbine à vapeur par exemple. La production de l'énergie thermique commence par l'injection du carburant pulvérisé très finement qui sera mélangé à l'air pour composer le mélange combustible dans le cylindre.

Cette phase constitue l'opération d'admission à ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir la pression nécessaire à produire un travail suffisant pour cela il faut au préalable le comprimer : c'est la phase de compression. Puis, le mélange combustible comprimé est enflammé, ce qui en résulte une pression supplémentaire pouvant pousser le piston qui à son tour fournit transmet la pression en un effort moteur provoquant le mouvement de rotation de l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle.

Enfin, pour pouvoir commencer un nouveau cycle les gaz brûlés sont évacués dans l'atmosphère avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre : c'est l'opération d'échappement.

## I.4 Architecture d'un moteur à combustion interne

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

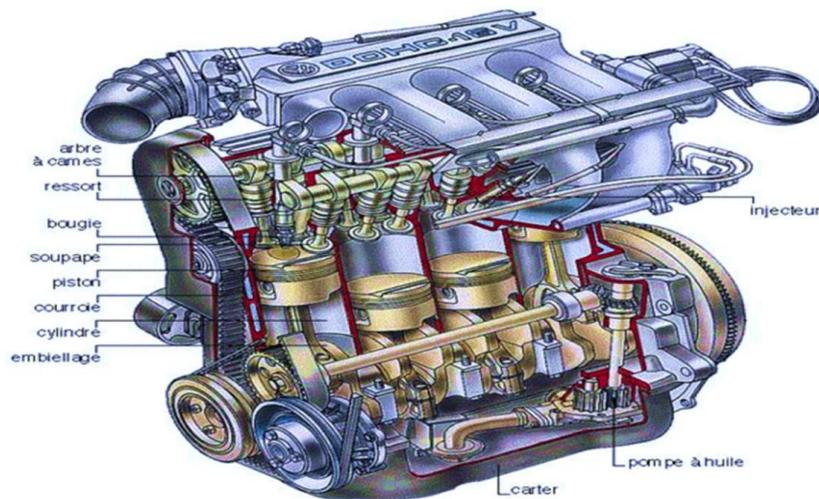


Figure I. 2 : Représentation des éléments principaux constituant un moteur

### I.4.1 Organes fixes

#### I.4.1.1 Bloc-moteur

Le bloc moteur est le support principal de tous les éléments fixes et mobiles constituant l'ensemble moteur. Il est généralement en fonte, fabriqué à l'aide d'un moule. Il doit supporter la culasse, le vilebrequin, les cylindres, le carter inférieur, et souvent il est fixé à la boîte de vitesse formant ainsi un ensemble solidaire relié au châssis du Véhicule, une circulation d'eau assure leur refroidissement. Le bloc cylindre doit remplir Plusieurs fonctions:

- Résister à la pression des gaz, qui tendent à dilater et à repousser la culasse.
- Guider le piston.
- Contenir l'eau de refroidissement tout en résistant à la corrosion.
- Un support sur lequel sont fixés les accessoires. [1]



**Figure I. 3:** bloc-moteur à 4 cylindres en ligne

#### I.4.1.2 Carter

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



**Figure I. 4:** Carter d'huile d'un moteur

#### I.4.1.3 Culasse

Disposée à l'extrémité supérieure du bloc moteur la culasse ferme le cylindre et constitue la chambre de combustion.

Elle est fixée par des vis sur le bloc cylindre et séparée par celui-ci par un joint de culasse la culasse est fortement sollicitée d'un point de vue thermique par les gaz de combustion, il faut donc la refroidir.



**Figure I. 5:**La culasse

#### **I.4.1.4 Joint de culasse**

Joint métalloplastique placé entre la culasse et le bloc cylindre. Il doit :

Assure l'étanchéité au gaz entre chemise et culasse.

Assure l'étanchéité à l'eau vers l'extérieur entre culasse et bloc cylindre, vers le cylindre entre culasse et chemises.



**Figure I. 6:**Joint de culasse

#### **I.4.2 Organes mobiles**

##### **I.4.2.1 Piston**

Le piston remplit quatre fonctions essentielles tout en étant mobile, il doit contribuer:

- Il doit résister aux forces latérales qu'il exerce sur la paroi du cylindre.
- Il doit conduire la chaleur aussi rapidement que possible à la paroi du cylindre.
- Il commande l'échange des gaz sur les moteurs 2 temps.
- Ils transforment l'énergie due à la combustion en énergie mécanique.
- Ils doivent avoir une bonne résistance mécanique et thermique.
- L'étanchéité entre piston et cylindre est assurée par les segments.



**Figure I. 7:**Le piston

#### **I.4.2.2 Vilebrequins**

Il reçoit l'effort transmis par les pistons et les bielles et fournit un mouvement circulaire en sortie du moteur.

Il entraîne en rotation certains accessoires (ex: pompe à huile, distributeur d'allumage etc...)



**Figure I. 8:**Le vilebrequin

#### **I.4.2.3 Arabe à cames**

L'arbre à cames est une pièce principale du moteur automobile. L'arbre à cames, nommé aussi «Arbre de distribution », commande l'ouverture des soupapes en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes.



**Figure I. 9:** Arabe à cames

#### **I.4.2.4 Volant moteur**

Le volant moteur situé en bout de vilebrequin emmagasine de l'énergie durant le temps moteur (combustion/détente). Il la restitue durant les temps non moteur.

Le volant moteur est une masse d'inertie qui régularise et équilibre la rotation du vilebrequin.



**Figure I. 10 :** Volant-moteur

#### **I.4.2.5 Soupapes**

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, l'autre d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire quatre soupapes par cylindre. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue, permettant le guidage. On distingue deux sortes de soupapes :

- Les soupapes d'admission.
- Les soupapes d'échappement



**Figure I. 11:** Une soupape à tige démontée d'un moteur thermique.

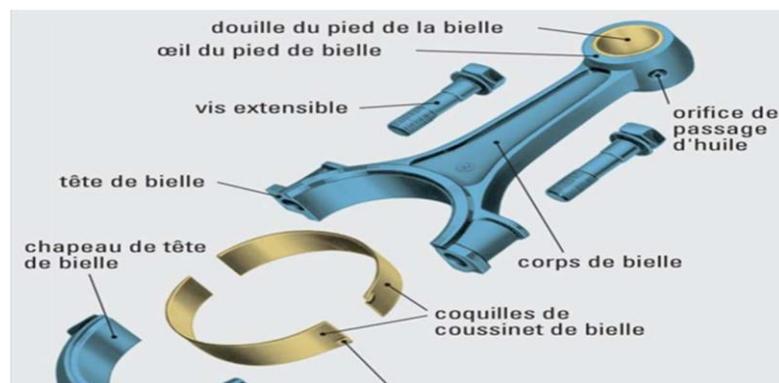
#### I.4.2.6 La bielle

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin.

Elle permet transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Description de la bielle, elle se compose de trois parties:

- Le pied de bielle
- Le corps de bielle
- La tête de bielle



**Figure I. 12:** La bielle

### **I.4.2.7 Injecteurs**

Pièce qui vaporise le carburant dans le cylindre (injection directe) ou dans la tubulure d'admission (injection indirecte).



**Figure I. 13:**Injecteur

## **I.5 Classifications des moteurs à combustion interne**

### **I.5.1 Selon le type d'allumage**

#### **❖ Moteur à allumage commandé (essence)**

- La combustion du mélange air/essence est amorcée par l'étincelle d'une bougie d'allumage
- Système d'allumage commandé
- Le mélange air/essence peut s'effectuer par:
  - Carburateur
  - Injection directe d'essence

#### **❖ Moteur à allumage par compression (diesel)**

- La combustion est déclenchée par l'injection du gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé.
- Le mélange s'enflamme par auto inflammation, c'est-à-dire spontanément.

### **I.5.2 Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet)**

4 temps (2 tour/cycle):

- Temps admission: aspiration d'air ou de mélange air-essence.

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

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

2 temps (1tour/cycle) :

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

2 temps = 2courses du piston (1tour)

- 1<sup>er</sup> temps (du PMB au PMH)
- 2<sup>ème</sup> temps (du PMH au PMB)

### **I.5.3 Différents systèmes d'injection**

On peut classer les systèmes d'injection selon l'endroit où se fait l'injection du carburant dans l'air aspiré par le moteur:

- L'injection est directe si elle s'effectue dans la chambre de combustion du cylindre.
- L'injection est indirecte si elle a lieu dans la tubulure d'admission, plus ou moins près de la soupape d'admission, le jet d'essence étant dirigé vers la soupape.

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

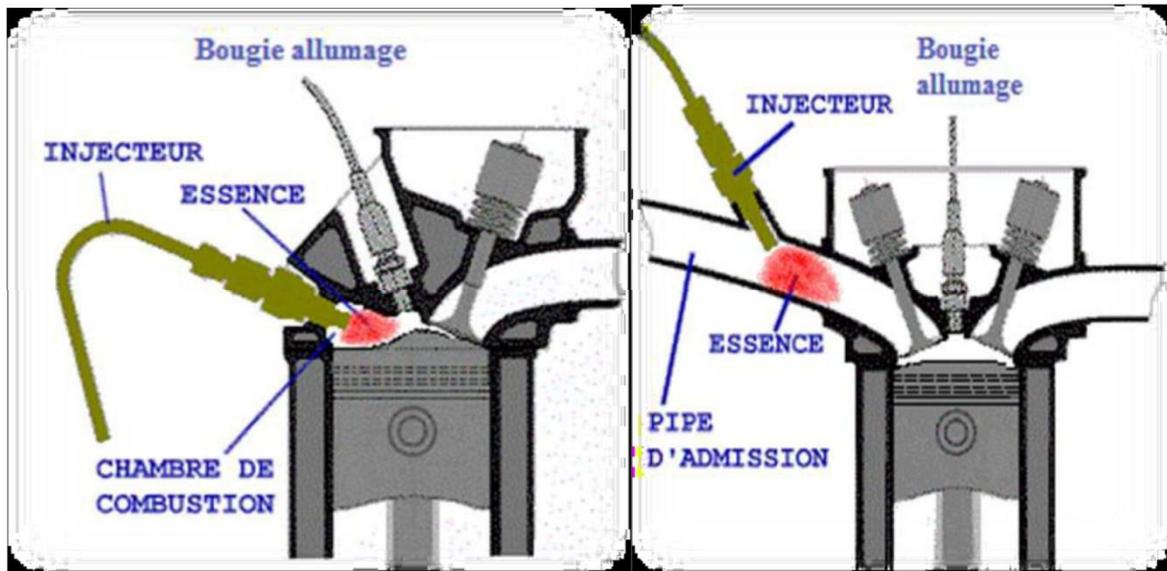


Figure I. 14: Injection directe et indirecte [1]

## I.6 Principe de fonctionnement du moteur à essence

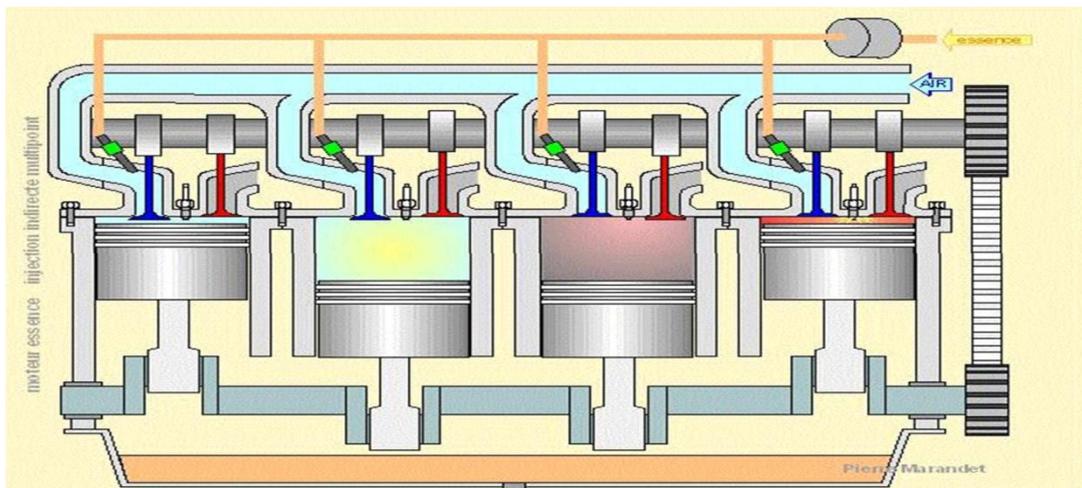


Figure I. 15: Principe de fonctionnement du moteur à essence [2]

Les moteurs à essence employés aujourd'hui utilisent le cycle à 4 temps.

- **Premier temps** : admission d'air frais. La soupape d'admission s'ouvre tandis que le piston aspire l'air dans sa descente, comme le ferait une pompe à vélo. Avec un carburateur ou une injection indirecte, de l'essence est préalablement vaporisé dans l'aire d'admission pour former un mélange gazeux . Dans le cas de l'injection directe, l'essence sera vaporisée directement dans le cylindre ou la culasse au début de la phase suivante.
- **Deuxième temps** : compression. La soupape d'admission s'étant refermée, le piston remonte et comprime fortement le mélange gazeux, désormais prisonnier dans le cylindre, puis la culasse.
- **Troisième temps** : allumage, combustion et détente. Lorsque le piston atteint le point mort haut(PMH), la bougie d'allumage produit une étincelle dont la chaleur enflamme le mélange gaz eux pré-comprimé. La combustion peut alors atteindre des températures de plus de 1 000 °C .L'élévation de pression qui en résulte va repousser le piston vers son point mort bas (PMB) qui va entraîner le vilebrequin sur un demi-tour via sa liaison par la bielle articulée sur deux pivots. Il s'agit du seul temps moteur utile.
- **Quatrième temps** : échappement. Toujours par inertie de rotation, le vilebrequin entraîne à nouveau le piston du PMB vers son PMH via la bielle. Pour éviter une compression parasite des gaz d'échappement, la soupape est ouverte un peu avant le PMB pour leur évacuation. On parle donc d'«avance ouverture échappement»(AOE).

- **Diagramme indiqué**

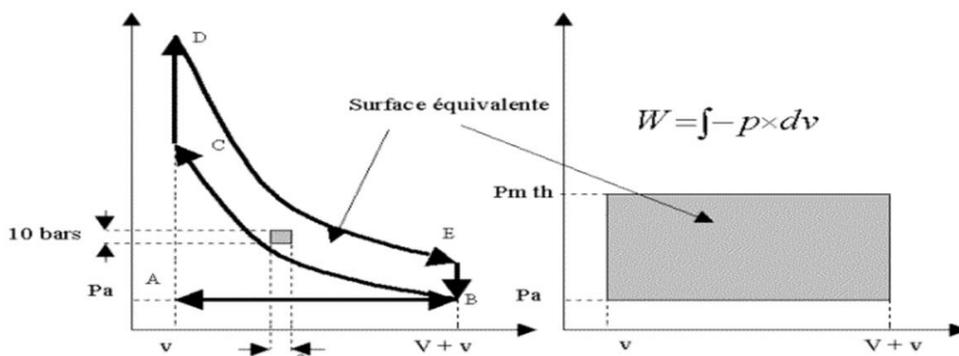


Figure I. 16:Exemple des diagrammes (p, v) d'un MCI. [2]

## I.7 Principe de fonctionnement du moteur diesel

Le diesel (ou gasoil) est un carburant particulier : il ne s'enflamme pas à l'aide d'une étincelle mais mélangé à l'air, sous haute pression (et une température minimum). Ici dessous exemple d'un moteur 4 temps.

Il faut donc 4 ensembles (piston cylindre) pour permettre au moteur de tourner rond. Ces ensembles sont décalés de  $180^\circ$  ( $2 \times 360^\circ$  divisé par 4). Ci-dessous, les 4 étapes effectuées par un seul ensemble. Grâce au décalage, chaque piston fournit un effort lors de la combustion d'un demi-tour, ce qui entraîne le vilebrequin. [1]

Il faut deux tours à un ensemble pour que le vilebrequin fasse un tour.

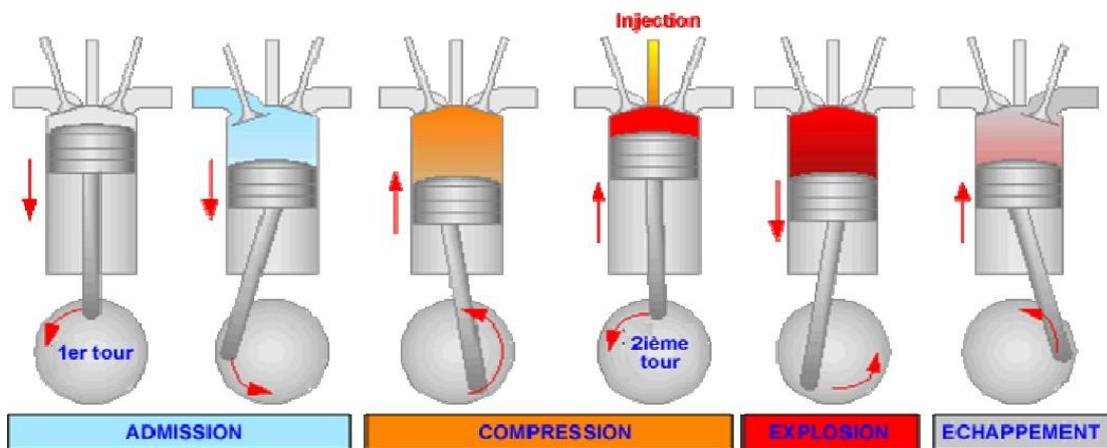


Figure I. 17: Principe de fonctionnement moteur diesel [1]

**ADMISSION** : Le piston descend et la soupape d'admission s'ouvre. L'air frais s'engouffre dans le cylindre. Pour le moment il n'y a pas de carburant. Le vilebrequin fait un demi-tour.

**COMPRESSION** : La soupape d'admission se ferme et le piston remonte. L'air est comprimé et s'échauffe fortement. Lorsque le piston atteint la 9/10ème de sa course environ, on injecte sous pression une quantité définie de carburant.

**COMBUSTION DETENTE** : Les soupapes sont fermées. L'air et le carburant contenus dans le cylindre sont sous pression. La température (400 à 600°C) est suffisamment élevée pour que ce mélange s'enflamme créant une surpression qui pousse le piston vers le bas (et fait tourner le vilebrequin d'un demi-tour).

**ECHAPPEMENT** : Enfin, la soupape d'échappement s'ouvre et le piston remonte chassant l'air brûlé qui est éjecté vers le pot d'échappement.

- **Diagramme indiqué**

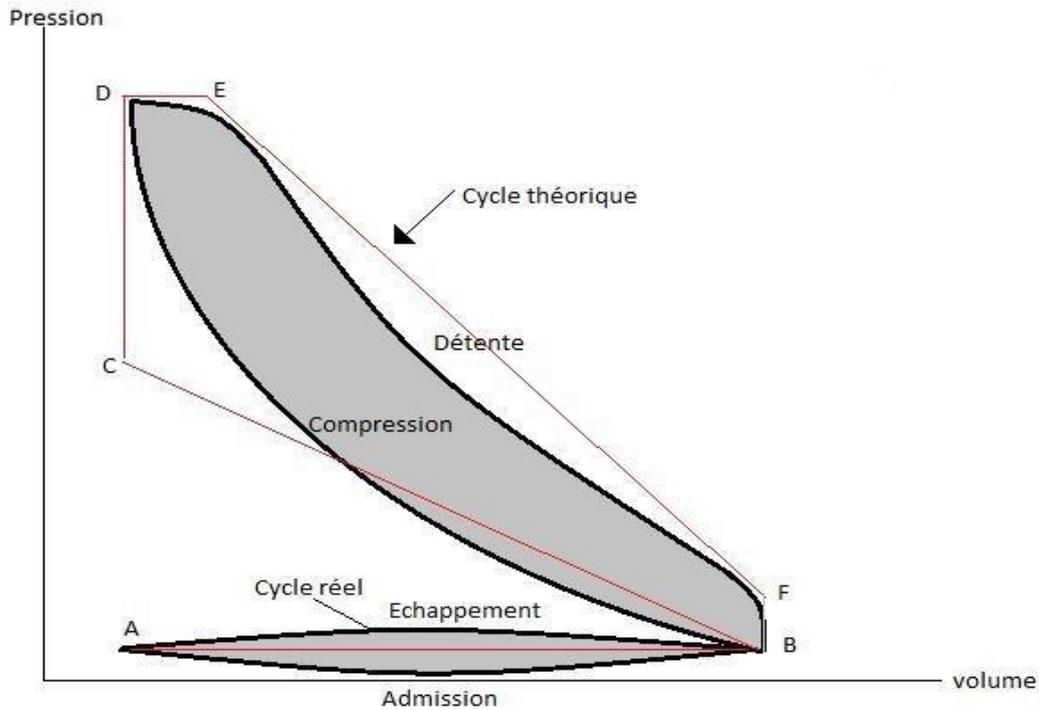


Figure I. 18: cycle diesel [2]

## I.8 Comparaison entre moteur Diesel et Essence

Nous comparerons ces deux moteurs à base de :

- Leurs fonctionnements (le cycle à 4temps)
- Leurs combustibles
- Leurs rendements

### I.8.1 Fonctionnement

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

- **Le moteur diesel**

<b>Cycle</b>	Fonction assurée dans le Moteur diesel	Composants mécaniques en fonctionnement
<b>1.Admission</b>	Aspiration d'air	Soupapes d'admission
<b>2.Compression</b>	Compression de l'air de 20 à 30 bars, provoquant un échauffement de l'ordre de 600°C	Piston dans la chambre de combustion
<b>3.Explosion</b>	Injection du combustible sous forte pression (100 à 300 bars) qui s'enflamme spontanément au contact de l'air	Injecteur
<b>4.Échappement</b>	Evacuation des gaz brulés	Soupapes d'échappement

- **Le moteur à essence :**

<b>Cycle</b>	Fonction assurée dans le moteur essence	Composants mécaniques en fonctionnement
<b>1.Admission</b>	Aspiration d'un mélange air-essence	Soupapes d'admission carburateur ou injecteur pour le mélange
<b>2.Compression</b>	Compression du mélange de 8 à 12 bars, provoquant un échauffement d'environ de 300°C	Piston dans la chambre de combustion
<b>3.Explosion</b>	Allumage du mélange par étincelle électrique	Bougies d'allumage
<b>4.Échappement</b>	Evacuation des gaz brulés	Soupapes d'échappement

**Tableau I. 1:** Les 4 temps des deux moteurs essence et diesel. [3]

## I.8.2 Combustible

Le fonctionnement différent entre le moteur essence et diesel exige des combustibles également différents. Chaque moteur a été conçu en fonction des propriétés du combustible Utilisé:

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

Tableau I. 2:Le combustible utilisé dans les deux moteurs [3]

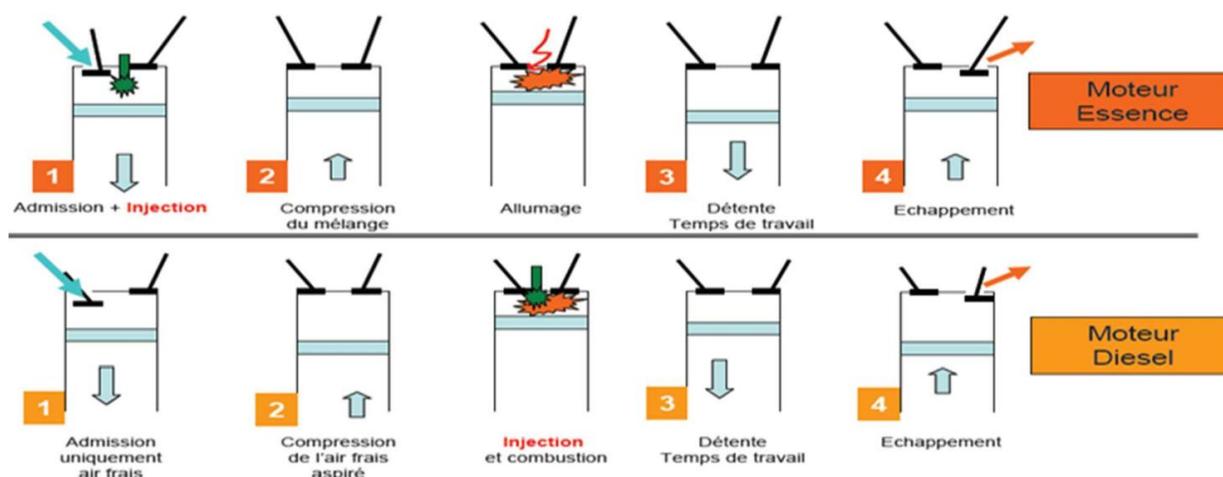


Figure I. 19 Les 4 temps des deux moteurs

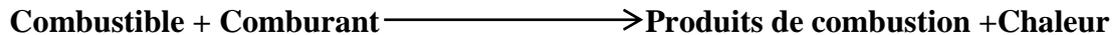
### **I.8.3 Rendement**

Le rendement d'un moteur « à explosion » est la ration de la puissance mécanique restituée par rapport à la puissance thermique fournie par le carburant .Ce rendement est toujours majoré par le rendement de Carnot et ce dernier varie avec l'écart de température. Les rendements des montures à explosion peuvent donc être différents selon le type d'applications et de carburants considérés. Par exemple, les meilleures montures de série pour usage automobile ont des rendements pouvant atteindre 36% pour un moteur à essence à allumage commandé et 42% pour un moteur diesel, tandis que les meilleurs moteurs industriels à fioul lourd peuvent avoisiner 50%. [4]

## **I.9 Combustion et flammes**

### **I.9.1 Notion de Cinétique Chimique**

La combustion désigne une réaction chimique évoluant rapidement, accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur selon le schéma global suivant:



Un processus chimique de combustion est en fait une succession de coupures et de créations de liaisons entre les molécules. Chaque coupure et/ou création de liaison est une réaction élémentaire, l'ensemble des réactions élémentaires constitue le mécanisme cinétique du processus réactionnel. L'état final du processus réactionnel correspond à l'équilibre chimique, la composition du mélange est alors définie par les lois de la thermodynamique. Suivant les conditions de température et de pression de l'état final, des espèces chimiques apparaissent ou disparaissent. Certaines espèces produites, même en très faible proportion, ont une grande importance: c'est le cas de certaines espèces polluantes (oxyde d'azote, monoxyde de carbone...).

Le processus réactionnel d'une combustion peut faire intervenir des centaines d'espèces et des milliers de réactions élémentaires, pour lesquelles il faut connaître les constantes des lois cinétiques dont les valeurs sont déterminées expérimentalement. Des logiciels utilisent des tabulations très détaillées de ces constantes .Les milliers de réactions élémentaires qui interviennent dans le processus réactionnel n'agissent pas toutes à la même vitesse, certaines

ont des taux beaucoup plus forts que d'autres. Cette disparité de temps caractéristiques permet de bâtir des schémas réactionnels simplifiés. Ces schémas réduits permettent de diminuer le temps de calcul et sont tout à fait pertinents lorsqu'on ne s'intéresse qu'à un petit nombre d'espèces. La façon la plus simple d'écrire un processus réactionnel est d'exprimer le passage d'un état initial à un état final sous la forme d'une réaction globale. Soit, par exemple, pour la combustion d'un hydrocarbure dans l'air à la stœchiométrie :



### I.9.2 Chimie de la combustion

Le terme de combustion désigne une réaction chimique à évolution rapide accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur : la flamme. [7]

La chaleur générée par la combustion  $Q_{comb}$

$Q_{comb}$  est donnée par la relation :

$$Q_{comb} = m_f PCI \tag{1.1}$$

$m_f$  : Est la masse de combustible injectée pour un cycle en ( kg)

PCI : Le pouvoir calorifique inférieur du combustible en (kJ/kg)

#### a. Classification des différentes variétés de combustion

Les processus d'inflammation : c'est-à-dire d'initiation de la combustion, doivent être séparés du processus de propagation de la flamme:

Le processus d'inflammation nécessite un apport d'énergie extérieure au processus : chauffage des parois du réacteur contenant le mélange, compression adiabatique du mélange par une onde de choc ou un rétrécissement du volume, création d'un plasma entre deux électrodes.

Le processus de propagation de la flamme s'effectue sans intervention externe sur les systèmes.

Les couches successives du mélange combustible s'enflamment en utilisant l'énergie dégagée par la combustion des couches précédentes.

## b. Différentes formes de combustion

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

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

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

## c. Combustion en milieu homogène

**Combustion lente** : Dans une oxydation à vitesse limitée partant du point d'allumage, la quantité de chaleur apportée par la combustion est égale à la quantité de chaleur transférée hors du réacteur. Exemple: mélange à basse température et/ou à excès d'air important.

**Déflagration** : La quantité de chaleur dégagée par la combustion dans le réacteur est supérieure à la quantité de chaleur transférée à l'extérieur du système en réaction (la température du mélange frais ou la concentration en carburant est suffisamment élevée), la combustion s'entretient d'elle-même, la flamme est en mesure de quitter la zone d'allumage sans extinction. Le processus de diffusion de la chaleur entre la flamme et le mélange frais peut être lié à un processus de diffusion moléculaire : flamme laminaire ou de diffusion turbulent (c'est-à-dire par masse et volume finis): flamme turbulente.

**Détonation**: À l'arrière du front d'une onde de choc dans un mélange combustible, il peut y avoir une flamme créée par l'augmentation de pression et de température du mélange frais dans le front de l'onde de choc. La flamme se déplace avec le front de l'onde de choc.

### I.9.3 La richesse du mélange réactif est défini par le paramètre $\Phi$ comme suit

$$\Phi = \frac{\left(\frac{\psi_f}{\psi_a}\right)_r}{\left(\frac{\psi_f}{\psi_a}\right)_s} \quad (1.2)$$

Où  $\psi_f$  et  $\psi_a$  désignent respectivement les fractions massiques du fuel et de l'oxydant ( $O_2+N_2$ ).

L'indice se réfère à l'état stœchiométrique ( $\Phi=1$ ). La valeur de  $\Phi$  classe le mélange réactif en trois catégories majeures ;

$\Phi > 1$  : mélange riche.

$\Phi = 1$  : mélange stœchiométrique.

$\Phi < 1$  : mélange pauvre. [5]

Une combustion ne peut se produire que si l'on réunit trois éléments que l'on nomme de façon symbolique le triangle du feu.

### I.10 Triangle de feu

- **Un combustible** (réducteur) : C'est une substance qui peut brûler en présence d'un comburant, est souvent un produit organique, c'est-à-dire composé principalement de carbone et d'hydrogène (ex : méthane, essence, alcool...),
- **Un comburant** (oxydant) : Généralement l'air environnant et particulièrement le dioxygène,
- **Une énergie d'activation** : Généralement la chaleur ou une flamme, par exemple celle produite par une étincelle. [7]



Figure I. 20: Le triangle du feu montrant l'association des trois éléments

### **I.10.1 Définition d'une flamme**

Une flamme est un milieu réactionnel dans lequel se déroule une réaction de combustion elle est généralement associée à une zone réactive, lumineuse appelée front de flamme, onde de combustion ou encore zone de combustion. Les propriétés de propagation spatiale de la flamme résultent de l'action conjuguée de processus chimiques (production rapide de chaleur et d'espèces chimiques réactives), physiques (transport, diffusion), ainsi que de déplacement de matière (diffusion moléculaire) et de chaleur (convection). Donc, La flamme (zone de réaction) est le résultat du transport des espèces, du transport de la chaleur et de la réaction chimique. [6]

#### **I.10.1.1 Paramètre et caractérisation d'une flamme**

La notion de flamme englobe différents processus et peut être caractérisée à l'aide de différents paramètres qui présentent l'avantage de permettre une classification [Warnatz et al. 2006]. Les trois paramètres principaux sont :

- La nature et le nombre de réactifs.
- Le mode d'introduction des réactifs.
- Le régime d'écoulement des gaz dans le milieu réactionnel. [6]

### **I.10.2 Classification des types de flammes**

#### **I.10.2.1 Flammes pré mélangée**

Les réactifs sont mélangés avant la zone de réaction dans le cas de la flamme pré mélangée le combustible est toujours un gaz parfaitement mélangé au comburant.

#### **I.10.2.2 Flammes non pré mélangée**

Le carburant et le comburant sont injectés différemment, le front de flamme qui résulte se positionne dans la zone de rencontre des deux courants.

Plus facile à maîtriser. Ces flammes ont le désavantage de produire une quantité importante de polluants car les températures atteintes sur les fronts de flammes sont généralement élevées. [7]

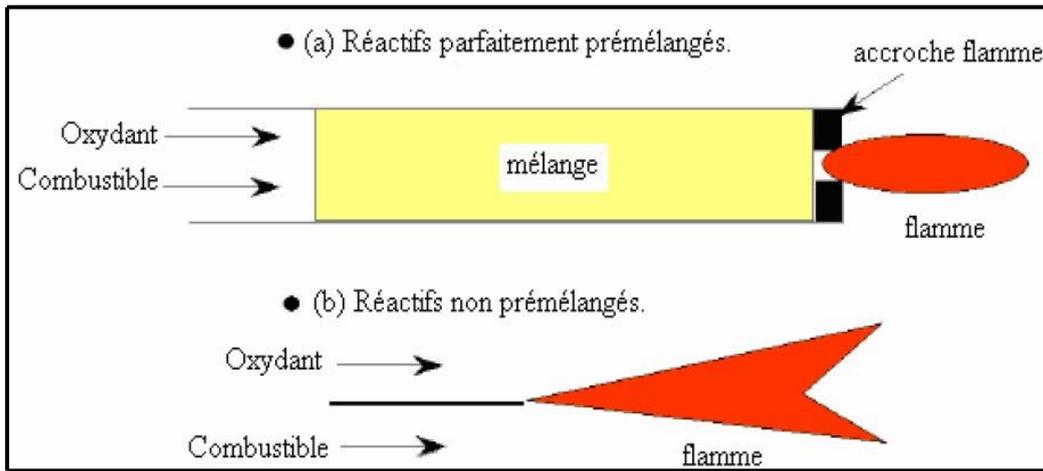


Figure I. 21: Types de flamme : (a) prémélangée, (b) non prémélangée. [7]

### I.11 La formation des polluants

Les réglementations en vigueur pour les moteurs à combustion interne concernent les quatre principaux polluants qu'émettent les moteurs diesel, qui sont les hydrocarbures imbrûlés (HC), le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>), et les particules (PM).

#### I.11.1 Monoxyde de Carbone (CO)

Le monoxyde de carbone (CO) est produit par la combustion incomplète des éléments carbonés.

#### I.11.2 Oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>)

Les oxydes d'azote qui représentent l'ensemble des molécules NO, NO<sub>2</sub> et N<sub>2</sub>O, sont produits lors de la combustion dans le moteur.

Contrairement aux moteurs à allumage commandé. Par conséquent, même si le mélange est globalement très pauvre en carburant, il y a toujours des zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stœchiométrie. La formation de NO se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés : l'azote et l'oxygène. Donc, la combustion pré-mélangée ne contribue pas considérablement aux émissions de NO<sub>x</sub> puisque les températures sont basses et le mélange est bien effectué.

#### I.11.3 Hydrocarbures imbrûlés (HC)

La formation de HC n'est généralement pas problématique dans les moteurs essences. Il se produit lorsque la combustion n'est pas terminée, ce qui peut arriver quand il y a un manque

d'oxygène ou près des murs frais. Un autre phénomène qui conduit à la formation de HC est causé par le volume du sac d'injection. Dans ce volume, une petite portion de carburant est laissée à la fin de l'injection. Il est évaporé par la chaleur de combustion et pénètre dans la chambre de combustion à basse pression. Cela conduit à un mélange lent avec l'air et donc un peu de carburant peut s'échapper à la combustion.

#### **I.11.4 Particules de suies**

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant d'essence. La température de la région de flamme varie entre 1000°K et 2800°. Une grande partie des suies est brûlée avec l'oxygène, cependant, une plus petite partie se développe et s'agglomère pour former les émissions de suies, qui quittent le cylindre sous forme de fumée noire visible. La phase de combustion diffusive est le contribuant principal aux émissions de suie puisque la combustion pré mélangée est caractérisée par des niveaux très élevés de mélange défavorables pour former les suies. Toutefois, si la température de la phase de combustion diffusive est assez élevée, elle promouvra l'oxydation des suies et réduira toutes les émissions.

### **I.12 Normes de pollution et solutions apportées**

#### **I.12.1 Les normes européennes de pollutions**

Les moteurs sont soumis à des normes d'émission Euro qui fixent les limites maximales de rejets polluants pour les véhicules roulants. Il s'agit d'un ensemble de normes de plus en plus strictes s'appliquant aux véhicules neufs. L'objectif est de réduire la pollution atmosphérique due au transport routier.

Les émissions de CO<sub>2</sub> (résultant naturellement de la combustion de matières carbonées) ne sont pas prises en compte dans cette norme car il ne s'agit pas d'un gaz polluant direct (respirer du CO<sub>2</sub> n'est pas toxique pour l'homme et les animaux). La surveillance des émissions de CO<sub>2</sub> par les véhicules fait l'objet d'autres travaux de la part de l'Union européenne.

La législation européenne est de plus en plus sévère sur les rejets des moteurs Diesel. Les normes d'émissions « Euro » se succèdent. La mise en œuvre se fait dans des délais légèrement décalés pour les moteurs Diesel et essence

- Euro 0 : véhicules mis en service après 1988 ,

- Euro 1 : véhicules mis en service après 1993,
- Euro 2 : véhicules mis en service après 1996,
- Euro 3 : véhicules mis en service après 2000,
- Euro 4 : véhicules mis en service après 2005,
- Euro 5: après septembre 2009 pour la réception et janvier 2011 pour l'immatriculation de véhicules neufs ,
- Euro 6 : après septembre 2014 pour la réception et septembre 2015 pour l'immatriculation de véhicules neufs.

Les trois générations de normes européennes pour les véhicules légers Euro 1 (1992), Euro 2 (1996) et Euro 3 (2000) ont eu un impact sensible sur les émissions des véhicules commercialisés dans l'Union et ont ainsi contribué à une forte réduction des pollutions locales. La norme Euro1, qui correspond à l'arrivée des pots catalytiques pour les voitures à essence, a marqué le début d'une tendance constante vers l'amélioration des performances. La norme Euro4 « Automobile » est entrée en vigueur le 1er janvier 2005. Tous les véhicules produits après cette date émettent globalement 2 fois moins de polluants que les véhicules soumis à la norme Euro 3.

Les émissions de polluants sont mesurées durant un cycle de conduite normalisé appelé NEDC (New European Driving Cycle) qui dure 20 minutes. Il comprend une première phase de conduite typée "ville" suivi d'une phase de conduite plus rapide typée "route". La vitesse moyenne durant ce cycle est de 33 km/h.

Si ces normes doivent être encore abaissées pour continuer à limiter les émissions des véhicules neufs, on estime que les véhicules les plus anciens (20% du parc automobile) sont encore responsables de 60% des émissions polluantes. Le renouvellement du parc s'effectuant sur un temps de rotation de 25 à 30 ans pour les voitures et de 7 à 12 ans pour les 2 roues, il faut toujours un temps de latence avant qu'on puisse observer les effets des normes sur l'environnement. [9]

Limites d'émissions UE pour les Véhicules Particuliers - en g/km

Classe	Normes	Année		CO	HC	HCNM	HC+NOx	NOx	Particules
		NT	TT						
<b>Diesel</b>									
	Euro 1	1992		2,720	-		0,970	-	0,140
	Euro 2 - IDI	1996		1,000	-		0,700	-	0,080
	Euro 2 - DI	1999		1,000	-		0,900	-	0,100
	Euro 3	01/2000	01/2001	0,640	-		0,560	0,500	0,050
	Euro 4	01/2005	01/2006	0,500	-		0,300	0,250	0,025
	Euro 5	09/2009	01/2011	0,500	-		0,230	0,180	0,005
	Euro 6	09/2014	09/2015	0,500	-		0,170	0,080	0,005
<b>Essence</b>									
	Euro 1	1992		2,720	-		0,970	-	-
	Euro 2	1996		2,200	-		0,500	-	-
	Euro 3	01/2000	01/2001	2,300	0,200		-	0,150	-
	Euro 4	01/2005	01/2006	1,000	0,100		-	0,080	-
	Euro 5	09/2009	01/2011	1,000	0,100	0,068	-	0,060	0,005a
	Euro 6	09/2014	09/2015	1,000	0,100	0,068	-	0,060	0,005a

NT (nouveau type) les nouveaux modèle doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée

TT (tout type) : tous les véhicules neufs doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée

CO monoxyde de carbone ; HC hydrocarbures imbrûlés ; HCNM hydrocarbure non méthanique ; NOx oxydes d'azote

a : pour moteur à Injection Directe d'Essence mélange pauvre seulement

Note : dès 2000, suppression dans le cycle d'essai des 40 premières secondes de mise en température moteur

**Figure I. 22:** Normes d'émissions UE pour les véhicules Particuliers [10]

Ces normes créent une vive polémique puisqu'elles évoluent régulièrement et forcent les constructeurs de moteurs à modifier les technologies employées ; aussi, contestent-ils les valeurs limites ou demandent-ils des délais complémentaires pour leur mise en œuvre.

Les moteurs Diesel produisent des particules (quasiment absentes dans des émissions des voitures essence). Or, il est maintenant de plus en plus certain que les particules les plus fines (donc les moins massives) sont les plus toxiques. La norme actuelle ne mesurant que la masse des particules favorise donc en priorité l'élimination des particules les plus grosses, donc les moins toxiques (et, depuis l'installation quasi-systématique de turbocompresseurs sur les moteurs Diesel, les particules qu'ils rejettent sont devenues plus fines). C'est pourquoi la future norme Euro6 compte introduire une notion de nombre de particules émises, en plus de la limite de masse.

Comme la norme s'applique uniquement aux véhicules vendus neufs, certains revendeurs n'hésitent pas à faire immatriculer des voitures neuves avant la date butoir pour les revendre en occasion avec 0 km. D'un autre côté, les véhicules de plus de 2 500 kg (grosses berlines principalement), qui sont logiquement animés par un gros moteur et polluent donc en proportion, obtiennent régulièrement des délais supplémentaires avant de se mettre aux normes

### **I.12.2 Les nouveaux moyens anti-pollution**

Dans l'objectif de diminuer la consommation de carburant, la solution est d'en injecter moins en proportion par rapport à l'oxygène. Mais ceci entraîne une élévation de la température pendant la combustion et donc une production d'azote.

C'est sur ce dernier point que les constructeurs concentrent principalement leurs recherches pour diminuer la pollution.

- **L'AdBlue**

Les normes de la classe 5 ont été anticipées, du moins pour les émissions de NO<sub>x</sub>, avec l'apparition de l'AdBlue. L'AdBlue est aujourd'hui utilisé par tous les véhicules poids lourds récents.

AdBlue est la marque commerciale sous laquelle est diffusée la solution AUS32 - Solution Aqueuse d'Urée à 32,5% - utilisée dans le processus de réduction catalytique sélective (SCR). Elle permet de convertir 85% des oxydes d'azote contenus dans les gaz d'échappement, en azote et en vapeur d'eau.

La réaction est :  $\text{NH}_2 + \text{NO}_x \Rightarrow \text{N}_2 + \text{H}_2\text{O}$

La consommation de ce produit est de 1L pour 10 litres de gazole, le prix est sensiblement identique à celui du gazole.

- **EGR**

Une injection haute pression diminue les particules formées lors de la combustion, tandis que l'EGR (Exhaust gas recirculation) fait baisser le taux d'oxydes d'azote en refroidissant une partie des gaz d'échappement qui est réintroduite dans le moteur avec l'air d'admission.

- **Le pot catalytique**

L'inconvénient majeur du pot catalytique réside dans le fait que, comme sur un moteur à allumage commandé (moteur à essence), son efficacité n'intervient qu'après une plus ou moins longue période de chauffe (suivant la température ambiante extérieure). Ce phénomène pose le problème de l'adaptation des motorisations thermiques à la circulation urbaine qui se caractérise par des trajets plutôt courts, souvent insuffisants pour permettre au dispositif catalytique d'atteindre la température nécessaire à son efficacité. Certains pots catalytiques sont d'ailleurs équipés de systèmes favorisant leur montée en température. [11]

### I.13 Revue bibliographique

Ce n'est que dans les années 40 qu'on a commencé à étudier sérieusement les flammes turbulentes avec des travaux théoriques et expérimentaux. **Danköehler [31]** par exemple a montré l'influence du nombre de Reynolds sur la vitesse de la flamme en le régime turbulent.

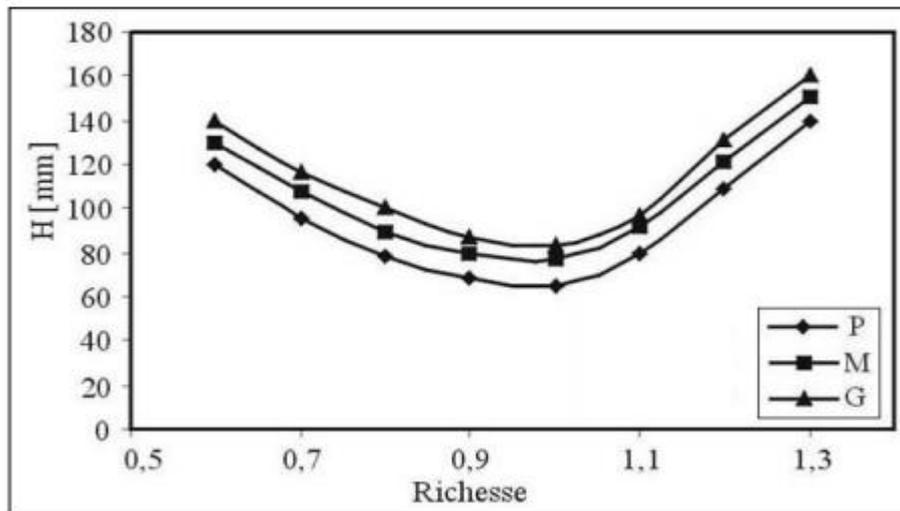


Figure I. 23 : Hauteur des flammes en fonction de la richesse et de la turbulence

**Hotell et Hawthorne [32]**, en 1949 ont montré que la longueur d'une flamme de diffusion turbulente ne dépend pas de la vitesse d'arrivée des gaz alors que celle d'une flamme de diffusion laminaire est proportionnelle à celle-ci. **Kuo et al [33]** ont considéré dans leur approche que l'échelle temporelle associée à la flamme turbulente est différente de celle de la flamme laminaire.

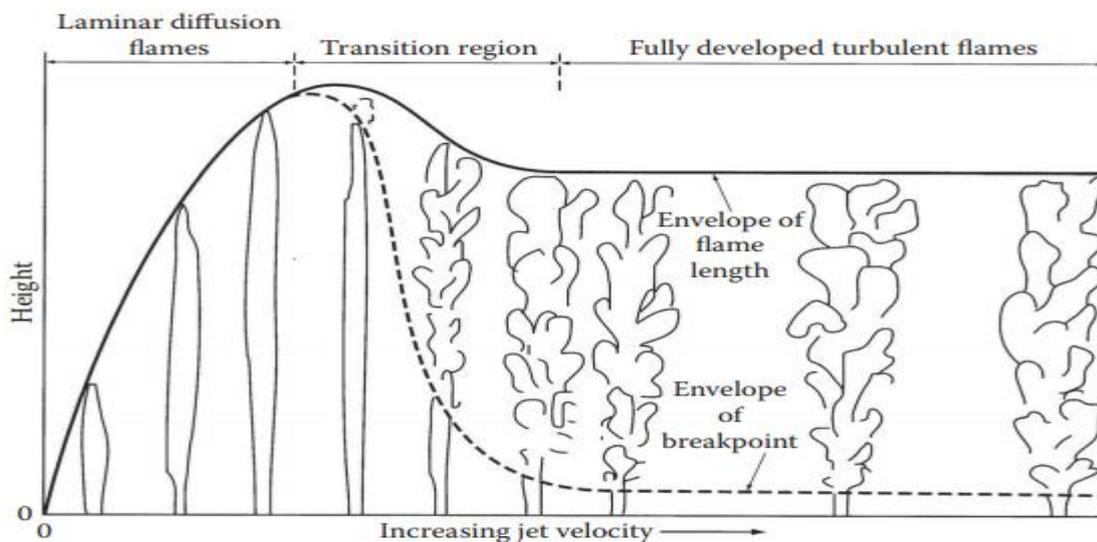
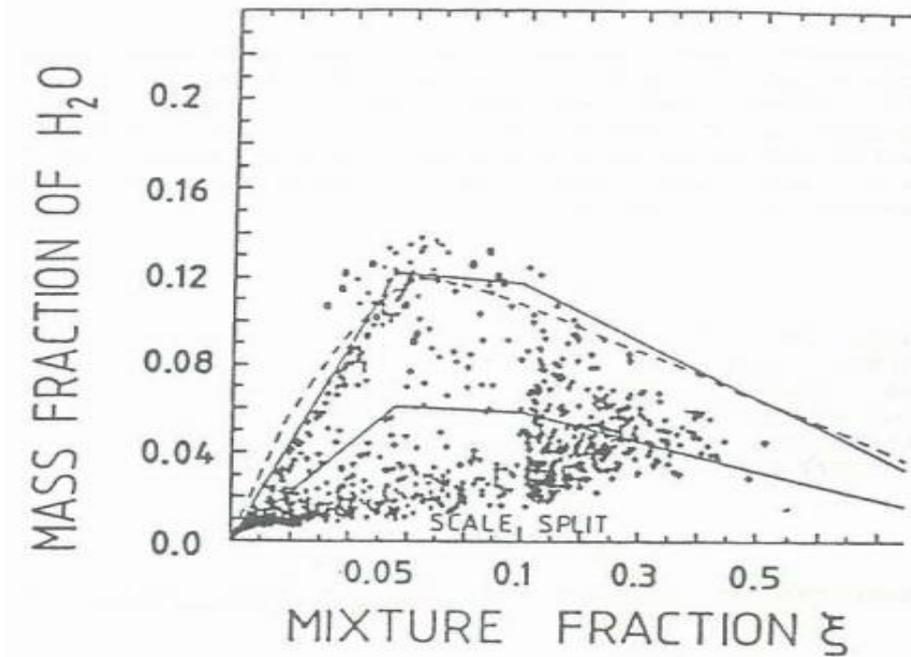


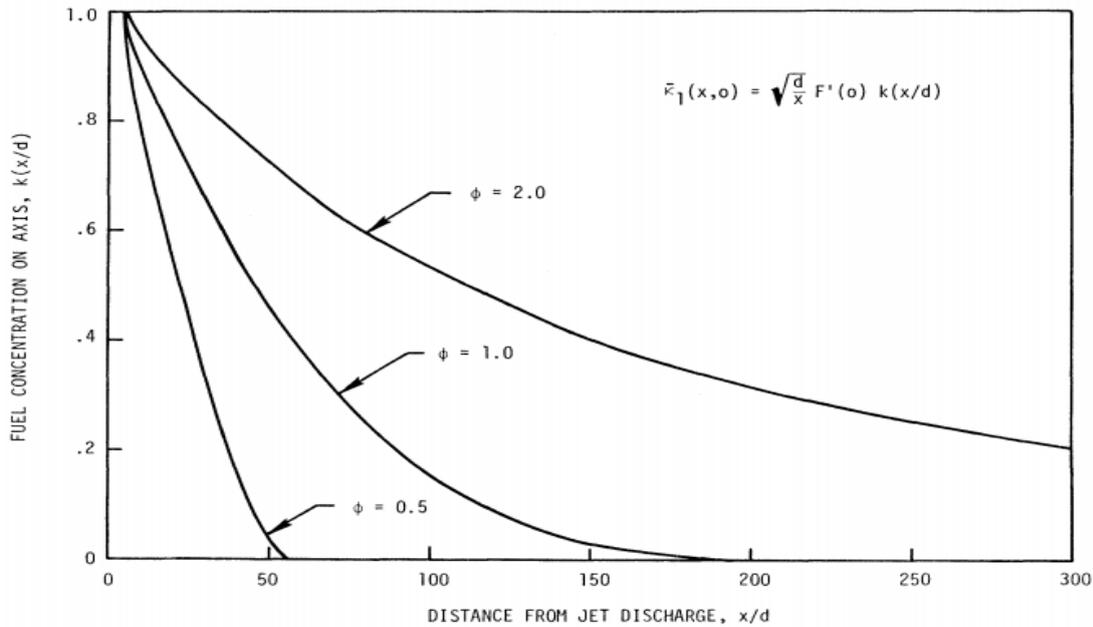
Figure I. 24 : Transition de flamme à diffusion libre d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent [32]

La modélisation de la combustion non prémélangée a commencée par l'approche de **Bilger** [34], celle-ci permet de calculer le champ des fractions massiques moyen et de leurs fluctuations sans faire appel au taux de réaction, lorsque les fractions massiques sont reliées à la fraction de mélange de façon parfaitement déterministe.



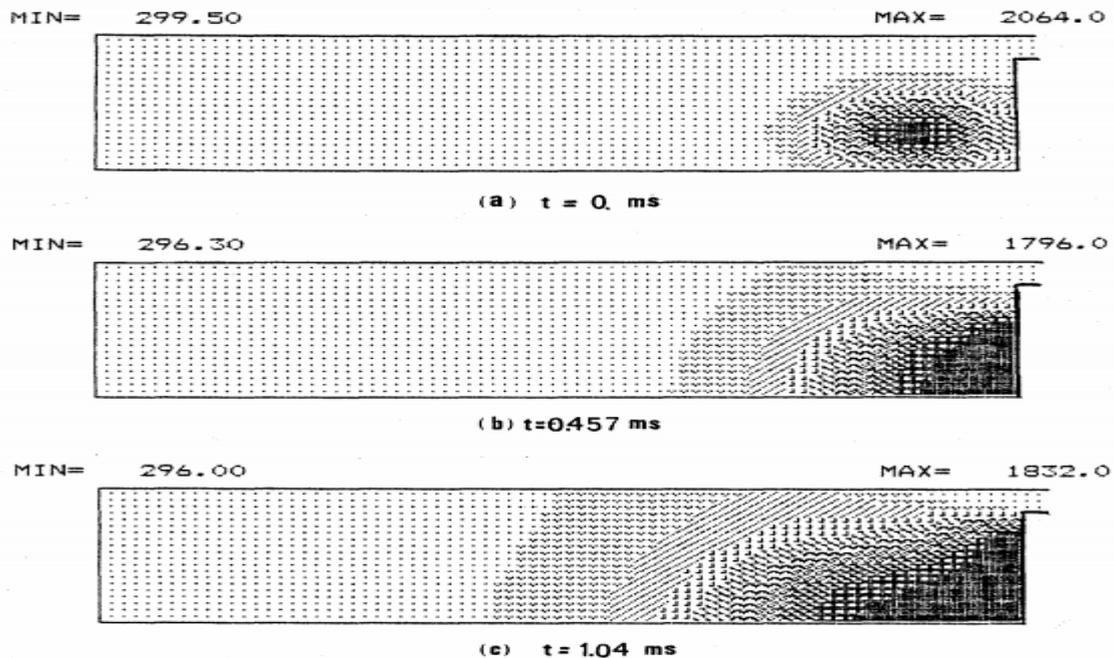
**Figure I. 25** : Nuage de points de mesure Raman de  $H_2O$  et fraction de mélange en flamme de diffusion turbulente pilote stabilisée de méthane proche de l'extinction

Une formule plus au moins empirique, proposée par **Magnussen** [35] est largement utilisée dans l'industrie. La modélisation du taux moyen de réaction est supposé proportionnel à une « surface moyenne de flamme par unité de volume » a été proposé en 1978 par **Marble et Broadwell** [36]. C'est le modèle dit « de la flamme cohérente », qui a été ensuite transposé aux flammes de prémélange.



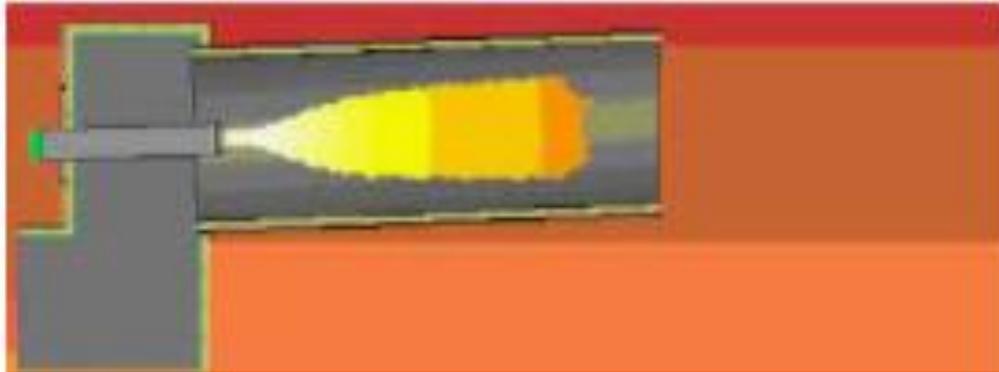
**Figure I. 26 :** Effet du rapport d'équivalence sur la durée de diffusion turbulente Flamme de Jet de carburant.

Bray [37] en 1979 a étudié l'interaction entre la turbulence et la combustion d'un point de vue modélisation. Les effets de la combustion sur la structure de la turbulence et ceux de la turbulence sur les taux de réactions chimiques ont été discutés.



**Figure I. 27 :** Evolution spatiale de la température dans le temps

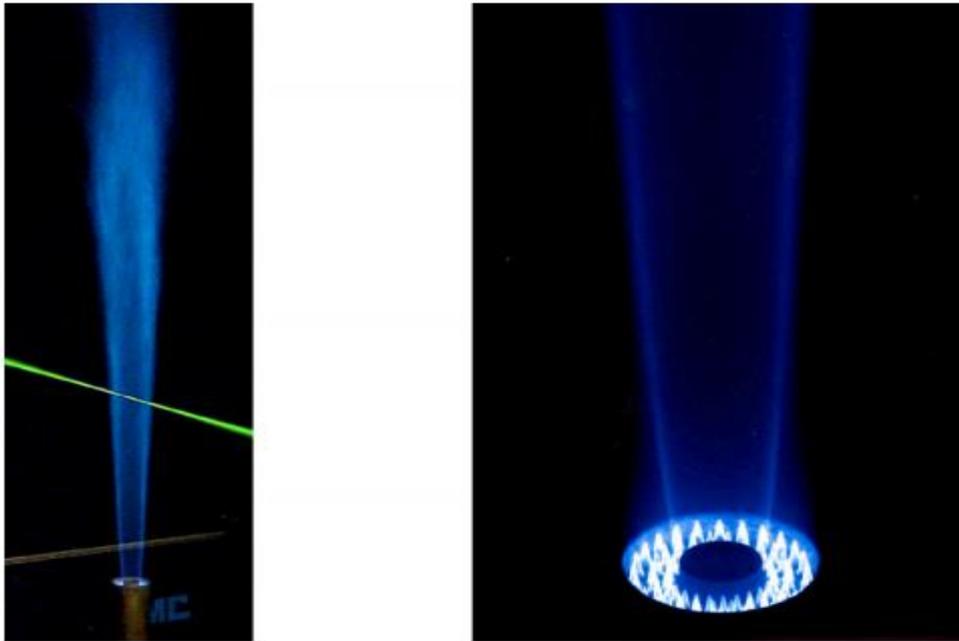
**Borghi et Dutoya [38]** Ils ont traité le problème de fermeture du flux diffusif turbulent et la destruction moléculaire des fluctuations des espèces réactives (ou de la température) en considérant les formes de la PDF (Probability Density Function) pour les vitesses et les concentrations des espèces.



**Figure I. 28 :** Une flamme dans un four d'une cimenterie

Une comparaison de calcul d'expériences tiré de **Bilger RW et beck RE [39]** démontre que les profils des fractions massiques des espèces chimiques sont majoritaires, ainsi que la température. Il s'agit là encore de valeurs moyennes, bien sûr. L'accord semble tout à fait satisfaisant, compte tenu des difficultés de mesure.

**Vervisch et al [40]** ont utilisé la méthode PDF pour l'étude des flammes turbulentes non prémélangées. Son intérêt est qu'elle montre une extinction partielle lorsque la vitesse du gaz qui l'alimente ( $\text{CH}_4$ ) est suffisamment forte. Les résultats sont comparés aux tests expérimentaux publiés par **Masri, Bilger et Dibble [41]**. L'accord peut être considéré comme tout à fait satisfaisant.



**Figure I. 29 :** Flamme turbulente méthane-air non-pré mélangée pilotée : à gauche : flamme avec un faisceau laser, à droite : Gros plan de flamme [40]

## I.14 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté des généralités sur les deux types des moteurs (essence et diesel) et leurs principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que ces derniers sont des moteurs transformant l'énergie chimique des carburants en énergie mécanique avec un phénomène qui est la combustion. Ainsi nous observons aussi qu'elle peut être classifié par plusieurs façons par exemple par modes de travail et par modes de fonctionnement, on a donné aussi le principe de fonctionnement de chacun d'eux, quelques systèmes d'injection, une comparaison entre les deux et leurs rendements, en fin on a parlé sur la combustion, les flammes, la pollution et quelque normes d'anti-pollution.

# *Chapitre II*

## *Formulation Mathématique et Géométrie*

# Chapitre II : Formulation mathématique et Géométrie

## II.1 Introduction

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion et ses applications. De ce fait il est nécessaire de comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies.

Dans ce chapitre, nous rappelons les équations modélisant le problème traité dans ce mémoire. Ces équations mettent en évidence le comportement des fluides en combustion (turbulente). Elles sont fondées selon les lois physiques. La modélisation mathématique générale des écoulements des fluides avec transport d'une concentration d'une espèce et avec transfert thermique est faite par des équations telles que les équations de conservation (la masse, la quantité de mouvement, les espèces chimiques et l'énergie).

## II.2 Classification des régimes d'écoulements

Le régime d'écoulement des gaz dans le milieu réactionnel permet également de classer les flammes en deux catégories, les flammes laminaires et les flammes turbulentes. La transition entre les deux types d'écoulement est observée pour une certaine valeur du nombre Reynolds.

### II.2.1 Le nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds, noté  $R_e$  et, est défini par le rapport entre l'intensité de l'agitation turbulente à celle des forces de viscosité

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.1)$$

$R_e$  : Le nombre de Reynolds

$V$  : Vitesse débitante en (m/s)

$D$  : Diamètre en (m)

$\mu$  : viscosité dynamique en (kg/ m.s)

$\rho$  : Masse volumique en ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

### II.2.2 Régime laminaire

L'écoulement laminaire se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre les couches. À de faibles vitesses, le fluide tend à s'écouler sans mélange latéral, et les couches adjacentes glissent l'une après l'autre comme des cartes à jouer. Il n'y a pas de courants transversaux perpendiculaires à la direction d'écoulement, ni les tourbillons de fluides. Dans l'écoulement laminaire, le mouvement des particules du fluide est très ordonné avec des particules proches d'une surface solide se déplaçant en lignes droites parallèles à cette surface. Le flux laminaire est un régime d'écoulement caractérisé par une forte diffusion d'impulsion et une faible convection de quantité de mouvement. Pour un écoulement laminaire le nombre de Reynolds est :  $Re < 2000$ . [19]

### II.2.3 Régime transitoire

C'est une transition entre le régime laminaire et le régime turbulent. En physique, un régime transitoire est le régime d'évolution d'un système qui n'a pas encore atteint un état stable ou le régime établi. Un régime transitoire peut apparaître lors d'une modification d'un système.

### II.2.4 Régime turbulent

L'écoulement turbulent est un régime d'écoulement dans la dynamique des fluides caractérisé par des changements chaotiques de la pression et de la vitesse d'écoulement. Il est contraire à un régime d'écoulement laminaire, qui se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre ces couches. Pour un écoulement turbulent le nombre de Reynolds est :  $Re > 2000$  [20]

## II.3 Géométrie du problème

La géométrie de la configuration considérée (figure (II-1)) est une chambre de combustion de diamètre 0.225 m et des longueurs  $L=0.5$  m,  $L=1$  m et  $L=1.5$  m. Le tube central apporte le combustible qui pour des raisons de simplification est supposé unique (gaz méthane  $\text{CH}_4$ ), avec une vitesse de 100 m/s, ce qui assure un régime turbulent, l'écoulement périphérique est un écoulement d'air en amont débouchant à 2 m/s. Cet écoulement est pleinement turbulent. Le domaine d'étude est basé dans sa globalité sur la zone de développement du jet (zone de flamme). Dans ce travail, la supposition d'une réaction globale à une seule étape a été adoptée.

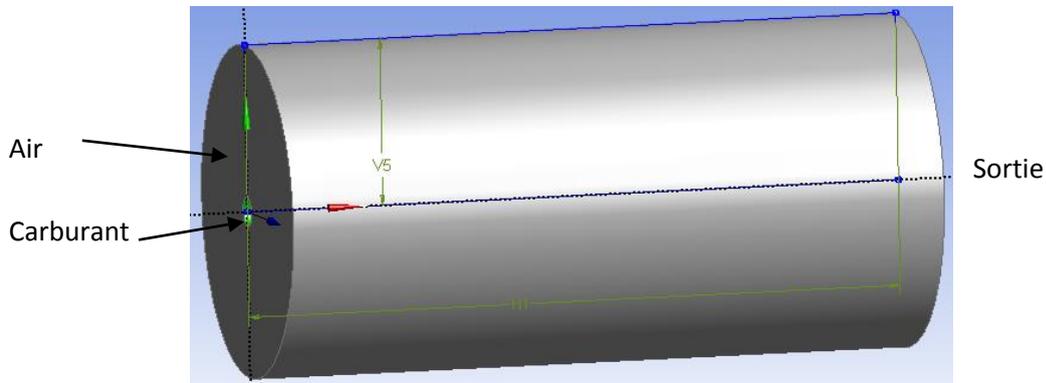


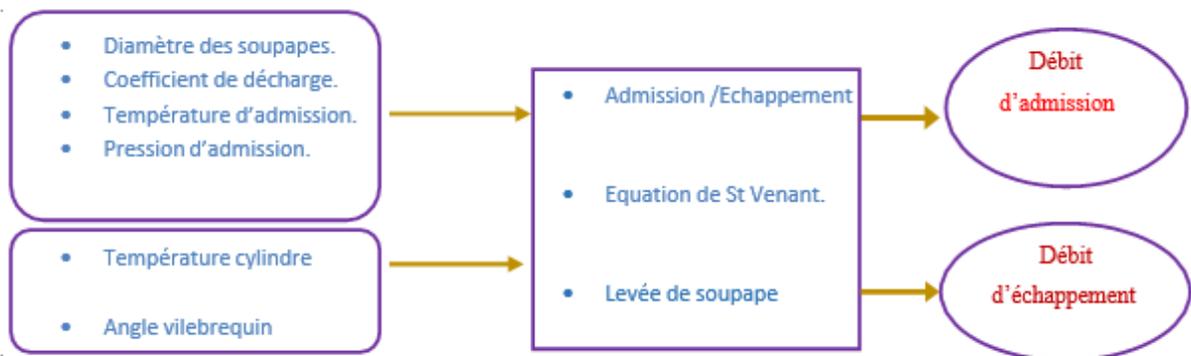
Figure II. 1 : Géométrie du problème

Dans notre cas c'est la combustion du méthane dans le dioxygène :

- $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$
- $\text{CH}_4 + 2(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7.52\text{N}_2$

### II.3.1 Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes

Le débit des gaz entrants et sortants à travers les soupapes, conditionne directement la masse présente dans le cylindre pendant les phases fermées du cycle, à savoir : la compression, la combustion et la détente. Par conséquent, sa connaissance est indispensable pour le développement de modèles thermodynamiques. De ce fait, il est très important de bien l'évaluer. La figure II.2, illustrée ci-dessous résume les équations intervenant dans la



modélisation de l'écoulement à travers les soupapes

Figure II. 2:Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes

### II.3.2 Equation du débit (St Venant)

L'écoulement à travers les soupapes est assimilé à un écoulement dans un convergent-divergent, comparable à celui qui se produit dans une tuyère. Ceci, permet de simplifier les calculs, en raison de la complexité du présent écoulement, qui est illustré ci-dessous (figure II.3).

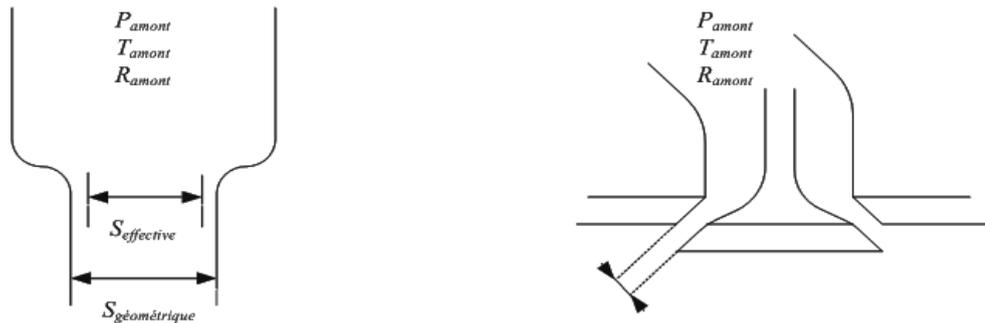


Figure II. 3: Ecoulement à travers une soupape : analogie avec tuyère.

Les hypothèses que nous avons adopté dans la modélisation sont comme suit :

- L'écoulement est monodimensionnel, permanent, continu et adiabatique.
- Le fluide est non visqueux, non pesant, et, satisfait l'équation des gaz parfaits.
- La vitesse des gaz dans la tubulure, est négligeable devant celle au niveau de la section de passage minimale.

Le débit massique entrant dans le cylindre est calculé à l'aide de l'équation de Saint-Venant, exprimant la conservation de l'énergie, où  $H$  désigne l'enthalpie du gaz et  $U$  la vitesse [12] :

$$\frac{U^2}{2} + h = cste \quad (2.2)$$

La vitesse s'écrit comme suit :

$$U = \sqrt{2 (h_{amont} - h_{aval})} \quad (2.3)$$

$$U = \sqrt{2C_P (T_{amont} - T_{aval})} \quad (2.4)$$

En supposant que l'écoulement est isentropique :

$$\frac{T_{aval}}{T_{amont}} = \left( \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \right)^{\frac{\gamma_{amont} - 1}{\gamma_{amont}}} \quad (2.5)$$

$$T_{aval} = T_{amont} \left( \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \right)^{\frac{\gamma_{amont} - 1}{\gamma_{amont}}} \quad (2.6)$$

En remplaçant (2.6) dans (2.4) :

$$U = \sqrt{2C_p T_{amont} \left( 1 - \left( \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \right)^{\frac{\gamma_{amont} - 1}{\gamma_{amont}}} \right)} \quad (2.7)$$

Notons que :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \text{ et } P = \rho r T \quad (2.8)$$

$$\text{Donc : } T_{amont} = \frac{P_{amont}}{\rho r} \quad (2.9)$$

$$\text{Sachant que : } C_v = \frac{nR}{\gamma - 1} \quad \text{et } C_p = \gamma \frac{nR}{\gamma - 1} \quad (2.10)$$

Nous remplaçons (2.8) et (2.9) dans (2.7) et nous trouvons que :

$$U = \sqrt{2 \left( \frac{\gamma_{amont} r}{\gamma_{amont} - 1} \right) \frac{P_{amont}}{\rho r} \left[ 1 - \left( \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \right)^{\frac{\gamma_{amont} - 1}{\gamma_{amont}}} \right]} \quad (2.11)$$

Le débit massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m} = \rho S_r C_d U \quad (2.12)$$

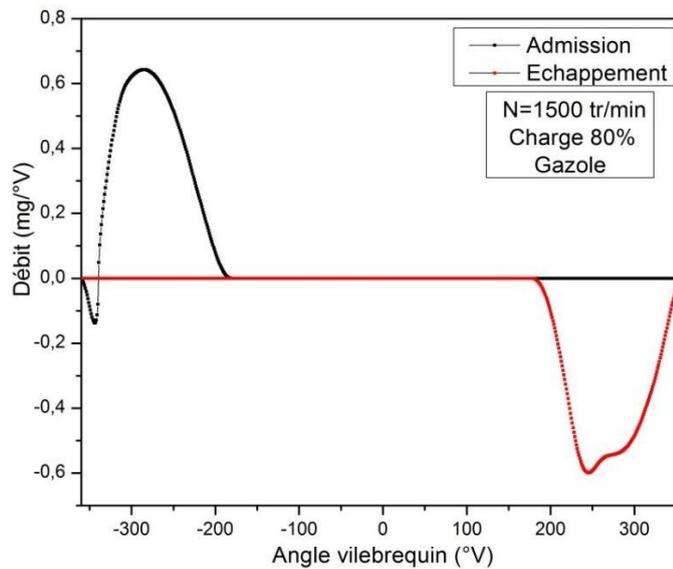
$$\frac{d\dot{m}}{dt} = C_d S_r P_{amont} \sqrt{2 \frac{\gamma_{amont}}{(\gamma_{amont} - 1) r T_{amont}} \left[ R^P \frac{2}{\gamma_{amont}} - R^P \frac{\gamma_{amont} + 1}{\gamma_{amont}} \right]} \quad (2.13)$$

Où :

$R^P$  : Rapport de pression.

$C_d$  : Coefficient de décharge de la soupape, il est déterminé expérimentalement.  $S_f$  : Section de passage géométrique offerte par l'ouverture de soupape.

Les conditions de col sonique, limitent en quelque sorte le rapport de pression, au niveau du passage de la soupape. Le débit est maximal, lorsque la vitesse du fluide au col atteint la vitesse du son. La Figure II.4 , présente l'évolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement.



**Figure II. 4:**Evolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement. [13]

## II.4 Equations de l'aérothermochimie

La modélisation numérique d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. On appelle « équations de l'aérothermochimie » le système composé des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, des espèces et de l'énergie.

Dans ce qui suit on expose les équations gouvernantes de la phase fluide, suivies par les modèles physique « Turbulence, Jet et Dégagement de Chaleur », les modèles chimiques « Combustion, Allumage, », et enfin les conditions aux limites. les vecteurs unités suivant les direction x, y et z, seront notés  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ ,  $\vec{k}$  respectivement

Le vecteur de position X est défini comme suit :

$$\mathbf{X} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k} \quad (2.14)$$

### II.4.1 Loi d'Arrhenius

Les étapes élémentaires de la combustion sont caractérisées par leur taux de réaction  $\Omega_i$  qui permet de calculer l'effet de la réaction sur chaque espèce.  $\Omega_i$  traduit la variation de l'espèce  $i$  au cours du temps. Le taux de réaction élémentaire est égal au produit d'une constante de vitesse par les concentrations des espèces réactives, élevées chacune à une puissance qui correspond à leur coefficient stœchiométrique. La constante de vitesse dépend de la température et est le plus souvent exprimée par une loi d'Arrhenius :

$$r = BT^\alpha e^{-\frac{E_a}{RT}} = BT^\alpha e^{-\frac{T_a}{T}} \quad (2.15)$$

Où  $r$  est la constante de vitesse,  $B$  le coefficient pré-exponentiel,  $R$  la constante des gaz parfaits,  $E_a$  l'énergie d'activation et  $T_a = E_a/R$  la température d'activation. L'énergie d'activation représente la quantité d'énergie à apporter au système considéré pour que les espèces puissent réagir de façon significative

Le taux de disparition du carburant peut s'exprimer en utilisant une loi d'Arrhénius (empirique), pour la réaction globale, soit

$$\Omega_Y = Y_{C_nH_m}^\alpha Y_{O_2}^b BT^c e^{-\frac{T_a}{T}} \quad (2.16)$$

$Y_{C_nH_m}$  est la fraction massique de l'hydrocarbure,  $Y_{O_2}$  la fraction massique d'oxygène,  $\Omega_Y$  le taux de disparition exprimé en kilogramme d'hydrocarbure par kilogramme de mélange et par seconde. L'utilisation d'une réaction globale ne permet évidemment pas de représenter les processus de cinétique chimique réels, formés de réactions bi et tri moléculaires et faisant intervenir de nombreuses espèces intermédiaires. [12]

### II.4.2 Equation de continuité

En tenant compte du fait que la masse est conservée au cours des réactions chimiques, donc, L'équation qui exprime la conservation de masse est donnée comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.17)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique du fluide et  $u_i$  est la composante de vitesse suivant la direction  $i$ .

L'équation de conservation de masse pour l'espèce  $k$  s'écrit :

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho (u_i + v_{k,i}) Y_k)}{\partial x_i} = \dot{\omega}_k \quad (2.18)$$

Avec  $V_{k,i}$  la composante  $i$  de la vitesse de diffusion  $V_k$  de l'espèce  $k$ ,  $Y_k$  sa fraction massique et  $\omega_k$  est le taux de production de l'espèce  $k$ .

### II.4.3 Equations de conservation de quantité de mouvement

L'équation de conservation de la quantité de mouvement s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \underbrace{\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i}}_{\text{Transport convectif}} = - \underbrace{\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}}_{\text{Forces dues au pression}} + \rho F_i \quad (2.19)$$

Là où :

$\tau_{ij}$  : désigne le tenseur des forces visqueuses.

$F_i$  : la force de volume agissant à distance sur le fluide.

Avec :

$$\tau_{ij} = \underbrace{\left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} \right) \right]}_{\text{Force de viscosité}} \quad (2.20)$$

Si l'écoulement est turbulent l'équation (2.4) devient :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_i + \underbrace{\frac{\partial(-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_i}}_{\text{Force générés par la turbulence}} \quad (2.21)$$

Où  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  sont les composants de tenseur des contraintes de Reynolds, pour les relier à l'écoulement moyen on a recours au concept de Boussinesq qui permet de les exprimer en fonction des gradients de vitesses moyennes [15] :

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) \delta_{ij} \quad (2.22)$$

#### II.4.4 Equations de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie pour un écoulement réactif peut s'écrire avec la formulation de l'enthalpie comme suit :

$$\frac{\partial(\rho h_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho h_t u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial J_j^h \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial(u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (2.23)$$

Avec:

$$J_j^h = - \frac{\mu_1}{P_r} \left[ \frac{\partial h}{\partial x_j} + \sum_{K=1}^N \left( \frac{P_r}{S_{ck}} - 1 \right) h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \right] \quad (2.24)$$

La combustion fait apparaître et disparaître des espèces chimiques. Dans notre étude, c'est la combustion de méthane –air qui fait diminuer la fraction massique du **CH<sub>4</sub>**, **O<sub>2</sub>** et fait apparaître les produits de combustion (CO<sub>2</sub>, 2H<sub>2</sub>O).

La combustion fait aussi intervenir plusieurs espèces qui réagissent à travers plusieurs réactions élémentaires (mécanismes réactionnel). Ces espèces sont caractérisées par leurs fractions massiques  $Y_k$  pour  $k=1$  à  $N$ , ou  $N$  est le nombre d'espèce dans le mélange réactif.

Les fractions massiques  $Y_k$  sont définie par :

$$Y_k = \frac{m_k}{m} \quad (2.25)$$

Où  $m_k$  est la masse de l'espèce  $k$  présente dans un volume donné  $V$  et  $m$  la masse totale du gaz dans le volume  $V$ .

La pression totale d'un mélange gazeux est définie par la somme des pressions partielles [21]:

$$P = \sum_{K=1}^N P_k \quad (2.26)$$

Et

$$P_k = \rho_k \frac{R}{W_k} T \quad (2.27)$$

La constante universelle des gaz parfait est  $R=8.3143 \text{ J / [mol.k]}$ .

La densité  $\rho$ , qui a été prise en considération dans les équations de conservations précédentes est une somme des  $\rho_k$  de chaque espèce chimique analysée, donc la densité pour un mélange multi espèces est donnée par :

$$\rho = \sum_{K=1}^N \rho_k \quad (2.28)$$

L'équation d'état des gaz parfait peut s'écrire sous la forme suivante :

$$P = \rho \frac{R}{W} T \quad (2.29)$$

Cette équation ferme le système adéquat de Navier-stokes. Ou T est la température, R la constante des gaz parfait,  $\rho_k = \rho Y_k$  (2. 30) et  $W_k$  sont respectivement la densité et la masse moléculaire de l'espèce k.

Pour le mélange réactif étudié, la masse moléculaire moyenne du mélange W donne par :

$$\frac{1}{W} = \sum_{K=1}^N \frac{Y_k}{W_k} \quad (2.30)$$

La chaleur spécifique à pression constante  $C_p$  est donné par :

$$c_p = \sum_{K=1}^N C_{pk} Y_k \quad (2.31)$$

Ou  $C_{pk}$  est la chaleur spécifique de l'espèce k à pression constante, elle est donné par :

$$C_{pk} = 2,5 \frac{R}{W_k} \quad (2.32)$$

La chaleur spécifique à volume constant du mélange  $C_V$  est donnée par :

$$C_V = C_p - r \quad (2.33)$$

R la constante des gaz défini par :

$$r = \frac{R}{W} = R \sum_{K=1}^N \frac{Y_k}{W_k} \quad (2.34)$$

#### **II.4.5 Equations de conservation des espèces chimiques**

La détermination de la fraction massique pour chaque espèce,  $Y_i$ , se fait par la solution de l'équation de transport de la  $i^{ème}$  espèces, qui a la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v Y_i)}{\partial x_i} = - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \left[ \left( \rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) Y_i \right] + R_i \quad (2.35)$$

$Y_i$ : Est la fraction massique de l'espèce i ,

$$Sc_t : \text{ Est le nombre de Schmidt turbulent : } \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (2.36)$$

$R_i$ : Est le taux net de production par réaction chimique.

### II.4.6 Modèle du transfert thermique

Une partie de la chaleur dégagée par la combustion dans un moteur est transmise aux parois du cylindre par convection forcée. De ce fait, la propagation de la chaleur se fait à travers le bloc moteur, et sera transmise au fluide de refroidissement. Une partie de cette chaleur, est évacuée dans l'atmosphère, par transfert radiatif entre le bloc moteur et l'air ambiant. Le transfert thermique entre les gaz et les parois se manifeste par le mode de convection forcée. Le transfert de chaleur par radiation ou conduction est négligeable par rapport à la convection forcée. [18]

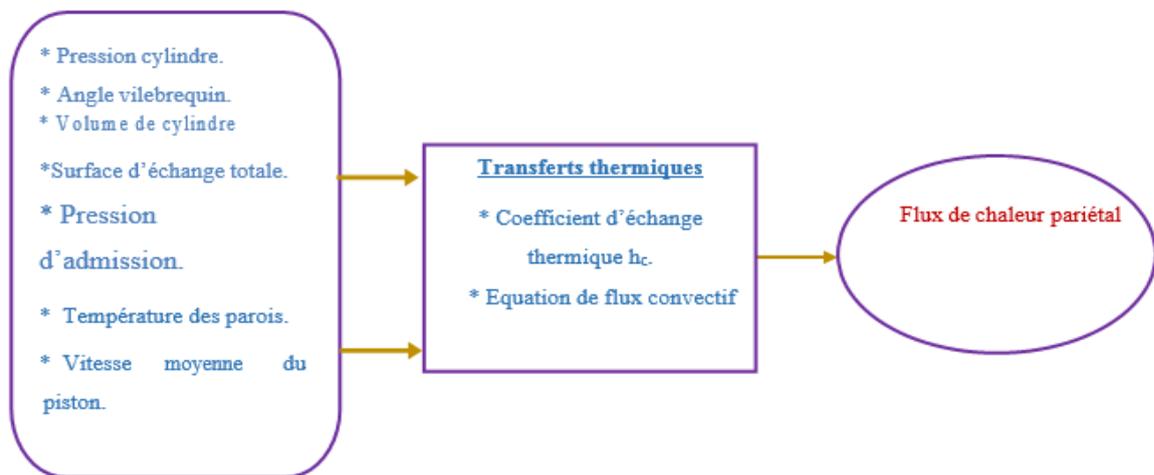


Figure II. 5:Modèle de transferts thermiques

Le flux d'énergie des gaz, transmis aux parois de la chambre de combustion, s'exprime sous la forme classique :

$$\frac{dQ_p}{dt} = S h_c ( T_{cylindre} - T_{parois} ) \quad (2.37)$$

Où :

$T_{parois}$  et  $T_{cylindre}$  sont respectivement la température des parois et des gaz dans le cylindre.  $h_c$  est le coefficient de transfert de chaleur par convection ; il est calculé par différentes corrélations. Dans la présente étude, trois modèles ont été testés, nous citons Woshni (équation (2.38) (a)), Hohenberg (équation (2.38) (b)) et Eichelberg (équation (2.38) (c)) [13]

$$\begin{cases} h_c = 130A^{-0,2}P^{0,8}T^{-0,53} (C_1V_{mp} + C_2 \frac{V_cT_1}{V_1P_1} (p - p_0))^{0,8} & (a) \\ h_c = C_1C^{-0,06}P^{0,8}T^{-0,4} (C_{12}+V_{mp})^{0,8} & (b) \\ h_c = 7,67 \cdot 10^{-3} (V_{mp})^{1/3}(P T_{cyl})^{0,5} & (c) \end{cases} \quad (2.38)$$

Où :

$P_0$  : Pression atmosphérique (bar).

$T$  : Température dans le cylindre (K).

$P$  : Pression dans le cylindre (bar).

$V_{mp}$ : vitesse du piston [m/s].

Concernant les coefficients  $C_1$  et  $C_2$ , ils changent selon la phase du cycle. Le tableau **II.1** illustré ci-dessous, résume les valeurs des coefficients pour chaque phase, selon la corrélation de Woschni.

Phase	$C_1$	$C_2$
Admission-Echappement	6,18	0
Compression	2,28	0
Combustion-Détente	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

**Tableau II. 1:**Le combustible utilisé dans les deux moteurs [3]

Les transferts thermiques, dépendent du gradient de température, de la vitesse moyenne du piston, de la pression du cylindre, de la surface d'échange totale et du volume du cylindre. La figure **II.5**, schématise bien le modèle de transferts thermiques. Au niveau du calcul du flux thermique, le problème majeur réside dans la détermination du coefficient de transfert thermique  $h_c$  (en  $W/m^2 K$ ).

#### II.4.7 Modèle de dégagement de chaleur

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [22], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQn}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \quad (2.39)$$

Avec :

$Q_n$  : Le dégagement de chaleur en (J)

V : Le volume de la chambre de combustion en ( m<sup>3</sup>)

P : pression cylindre en (bar)

$\gamma$  : Rapport des chaleurs spécifiques, calculé par une corrélation relativement simple :

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

## II.5 Modélisation de la turbulence

Les équations précédentes appliquées à des phénomènes turbulents ne peuvent pas être résolue directement. Cela nous a poussés à utiliser la modélisation numérique. Le développement des moyens de calcul numérique permettant d'étudier la plupart des phénomènes physique en particulier les cas turbulents en se basant sur la modélisation. [14]

Il y'a quatre modèles de turbulence dans le Code fluent :

- Spalart-Allmaras (1 équation) ,
- K-epsilon (2 équations) ,
- K-Omega (2 équations) ,
- Reynolds Stress (5 équations),

### II.5.1 Le modèle k-ε standard

Pour le traitement de la turbulence, on a utilisé le modèle k-ε standard incluse dans le package de fluent version 18.2. Ce modèle est à deux équations et il permet de déterminer à la fois, la longueur de turbulence et l'échelle de temps en faisant la résolution de deux équations de transport distinctes .il a été proposé par Launder B.E and Spalding D.B(1972), sa robustesse et son économie en moyen de calcul le rendent largement répondu dans les applications industrielles qui traitent les écoulements complexes. Sa précision raisonnable lui permet le traitement de large gamme d'écoulements turbulents.

Il s'agit d'un mode semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle repose sur des considérations phénoménologiques et empiriques .ce modèle est basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique de la turbulence k et son taux de dissipation ε.

L'équation de transport du modèle pour  $k$  est dérivée de l'équation exacte, tandis que l'équation de transport du modèle pour  $\varepsilon$  est obtenue en utilisant son homologue mathématique exact. Dans la dérivation de  $k$  et  $\varepsilon$ , l'hypothèse est que l'écoulement est complètement turbulent et que les effets de viscosité moléculaire sont négligeables.

L'énergie cinétique de turbulence  $k$  et son taux de dissipation  $\varepsilon$  sont obtenus à partir des équations de transport suivantes [13].

- **Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente**

L'équation de l'énergie cinétique est donnée comme suite :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (2.40)$$

- **Modélisation du terme de production turbulente**

Ce terme est définit par :

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.41)$$

Et

$$G_B = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.42)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (2.43)$$

Où :  $G_B$  est l'effet Buyancy (poussée d'Archimède)

- **Modélisation de la viscosité turbulente**

La viscosité turbulente  $\mu_t$  est obtenue en combinant  $k$  et  $\varepsilon$  comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.44)$$

Pour la constante  $C_\mu$ :  $C_\mu = 0.09$

- **Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente**

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \underbrace{C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}}_{\text{Terme source}} \quad (2.45)$$

Terme source

Les constantes usuelles du modèle de turbulence k- $\epsilon$  sont données à partir de l'expérience ou de la théorie par :

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{3\epsilon} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

## **II.6 Conclusion**

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

Lors du traitement d'un phénomène de combustion dans la chambre de combustion, 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- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$ ,...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de Boussinesq. La combustion est un phénomène thermo-chimique. Il faut donc choisir un modèle pour présenter le phénomène.

# *Chapitre III*

## *Méthode numérique*

# Chapitre III : Méthode numérique

## III.1 Introduction

Dans le domaine de thermique, de la mécanique des fluides et de la combustion, les phénomènes physiques sont décrits par des équations aux dérivées partielles (EDP) fortement couplées et non linéaires.

En général, ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire.

Il existe plusieurs méthodes numériques :

- Méthode des différences finies
- Méthode des volumes finis
- Méthode des éléments finis

Pour notre présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations du modèle mathématique.

### III.1.1 Description générale

Avec le développement de la mécanique des fluides et des méthodes numériques, les techniques de Dynamique des Fluides Numérique connues sous l'acronyme CFD (Computational Fluid Dynamics) sont devenues des outils très attractifs pour la prédiction des écoulements des fluides dans de nombreux domaines de l'ingénierie, et ceci depuis le début des années 1970. Dès lors, ces techniques ont été employées pour l'analyse des écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments. En effet elles ont l'attrait d'être beaucoup plus flexibles et moins onéreuses que les techniques expérimentales traditionnelles pour la description détaillée de la distribution spatiale et temporelle des grandeurs physiques de l'écoulement que sont la vitesse d'air, la température, les concentrations en humidité ou polluant, etc.

Nielsen (1974) et Gadgil (1980) sont certainement les tous premiers à avoir appliqué les techniques CFD à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, pour le premier, et à l'étude des phénomènes convectifs pour le second. Dès lors, de nombreux travaux sont succédés en vue d'améliorer la formulation des modèles afin de répondre à la problématique spécifique des écoulements en cavités. Parmi ces travaux nous pouvons citer les contributions de Kooi et Chen (1986), Murakami, Kato et Suyama (1988), Haghghat, Wang et Jiang (1990), Awbi et Gan (1994), Emmerich (1997), Chen (1997) et enfin Zhai, Chen Et Scanlon (2002).

Les techniques CFD permettent de prédire des écoulements turbulents. Dans le domaine de l'analyse des écoulements d'air dans les bâtiments, la formulation des modèles se limite le plus souvent à l'étude de fluides incompressibles. De plus, à ce jour, la théorie de la turbulence n'est pas complète car des aspects tels que sa non-linéarité et son anisotropie demeurent difficiles à comprendre. De plus, dans une pièce, l'écoulement peut être à la fois en régime de turbulence localement induite, de turbulence transitoire ou encore complètement établie, et plus rarement en régime laminaire suivant les endroits. La prédiction de ce type d'écoulements peut s'effectuer à l'aide de trois grandes techniques CFD que sont : la simulation numérique directe appelée aussi DNS (Direct Numerical Simulation), la simulation des grandes structures tourbillonnaires aussi connue sous le nom de LES (Large-Eddy Simulation) et enfin la simulation par des modèles de transport des quantités moyennées en temps, les méthodes RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). [23].

### **III.2 Méthode des volumes finis**

La méthode des volumes finis a été utilisée depuis de nombreuses années (1970) par les ingénieurs (tel que SPALDING, SMITH et PATANKAR) [16], qui est recommandée pour la résolution des équations de Navier- stokes. Actuellement, elle est exploitée par la plupart des logiciels de simulation numérique.

La méthode de résolution utilise les composantes de la vitesse, de la pression, de la température, etc. comme variables dépendantes.

Elle a été intensivement employée dans plusieurs domaines, tels que l'aérodynamique, le transfert de la chaleur et de masse et la combustion, etc. Le domaine de calcul est subdivisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle ou cellules. Chacun de ces derniers englobe un nœud, dit nœud principal (P) comme il est indiqué sur la Figure (III-1). [14]

Cette méthode distingue par sa fiabilité aux résultats, son adaptation au problème physique, sa possibilité de traiter des géométries complexes, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle, dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

Le principe de cette méthode consiste à établir le bilan des grandeurs physiques (masse, quantité de mouvement, énergie, . . .) sur chaque volume de contrôle du maillage considéré.

La méthode doit obéir aux quatre conditions suivantes :

- L'ensemble des volumes de contrôle doit couvrir le domaine de calcul dans son

intégralité,

- Les cellules sont toutes fermées,
- Les flux à travers les faces des cellules doivent être calculés indépendamment des cellules où ils sont considérés,
- Le modèle choisi doit être stable et convergent.

Aussi

La procédure de la méthode des volumes finis est l'intégration des termes des équations modélisées dans chaque volume de contrôle et la résolution des équations algébriques par une méthode que doit respecter les règles fondamentales [24] [25]:

- **1<sup>er</sup> Règle :** Quand une face est commune à deux volumes de contrôle, le flux à travers cette face doit être représenté par la même expression dans les équations de discrétisation pour les deux volumes de contrôle.
- **2<sup>ème</sup> Règle :** Tous les coefficients des équations algébriques doivent être tous positifs ou tous négatifs, car la valeur de la variable dépendante notée  $\phi$  à un nœud P donné, est influencée par le transfert convectif et des diffusif des  $\phi$  des nœuds voisins.
- **3<sup>ème</sup> Règle :** Si le terme de source est linéarisé, il sera de la façon suivante :

$$S = S_C + S_P \phi_P \quad (3.1)$$

D'où la pente  $S_P$  du terme source doit être négative pour éviter toute instabilité de la solution

- **4<sup>ème</sup> Règle :** La forme finale de l'équation de discrétisation est donnée par :

$$A_P(i, j)\phi_P(i, j) = A_E(i, j)\phi_E(i + 1, j) + A_W(i, j)\phi_W(i - 1, j) \\ + A_N(i, j)\phi_N(i, j + 1) + A_S(i, j)\phi_S(i, j - 1) + b(i, j)$$

$$\text{IL faut que: } A_P = \sum A_{nb} \quad (3.3)$$

$A_{nb}$  : représente les coefficients des nœuds voisins

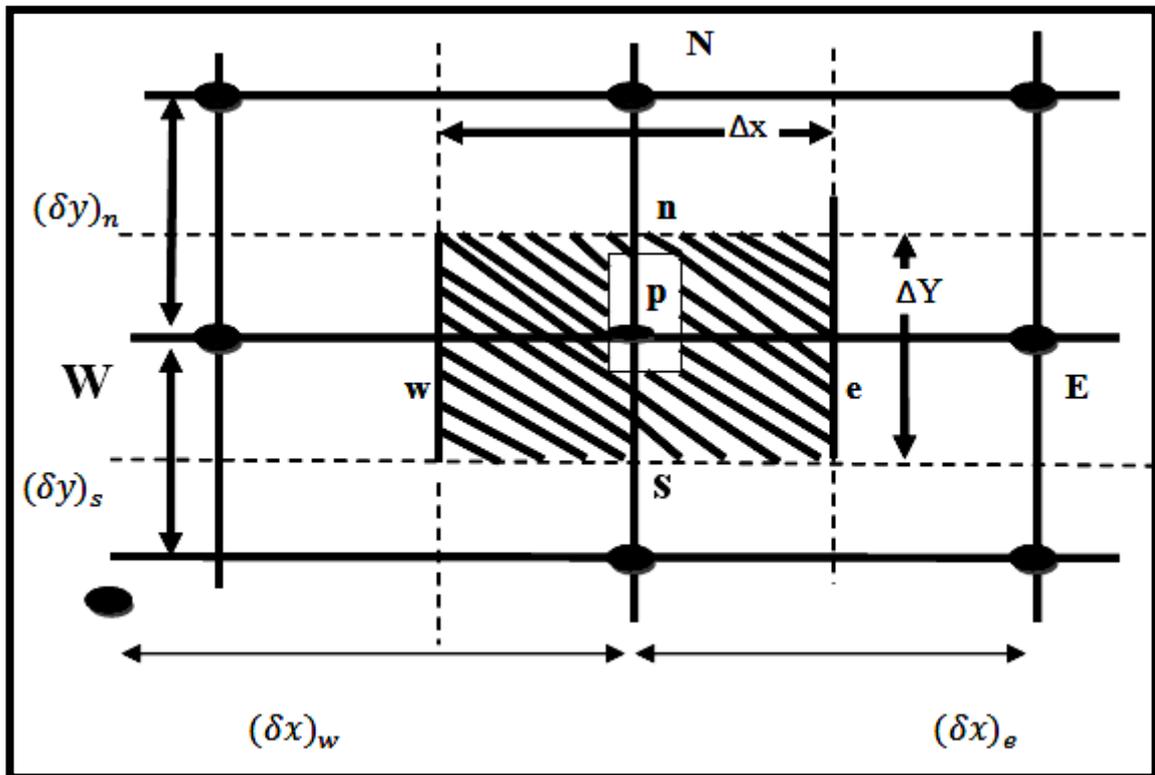


Figure III. 1:Schéma du volume de contrôle dans le cas bidimensionnel.

L'avantage de cette méthode de volumes finis par rapport aux autres méthodes numériques est qu'elle est conservative ; bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans un autre.

Pour expliciter l'application de méthode de volume fini, considérons l'équation générale de transport qui s'écrit pour une propriété  $\phi$ , comme suit :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \mathbf{div}(\Gamma_\phi \mathbf{grad}\phi) + S_\phi \quad (3.4)$$

En d'autres termes :

$$\left( \begin{array}{l} \text{La variation de } \phi \text{ dans un élément} \\ \text{de fluide} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{l} \text{Le flux net de} \\ \text{l'élément de fluide} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} \text{La variation de } \phi \text{ due} \\ \text{à la diffusion} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{l} \text{La variation de } \phi \text{ due aux sources} \end{array} \right)$$

Tel que  $\Gamma_\phi$  représentent le coefficient de diffusion et  $S_\phi$  le terme source.

La résolution de l'équation par la méthode des volumes finis, réside essentiellement dans l'intégration de celle-ci sur un volume de contrôle :

$$\int_{cv} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dv + \int_{cv} \text{div}(\rho\phi u) dv = \int_{cv} \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) dv + \int_{cv} S_\phi dv \quad (3.5)$$

Or

$$\int_{cv} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dv + \int_A n(\rho\phi u) dA = \int_A n(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) dA + \int_{cv} S_\phi dv \quad (3.6)$$

### III.3 Etapes de résolution par la méthode des volumes finis

#### III.3.1 Maillage

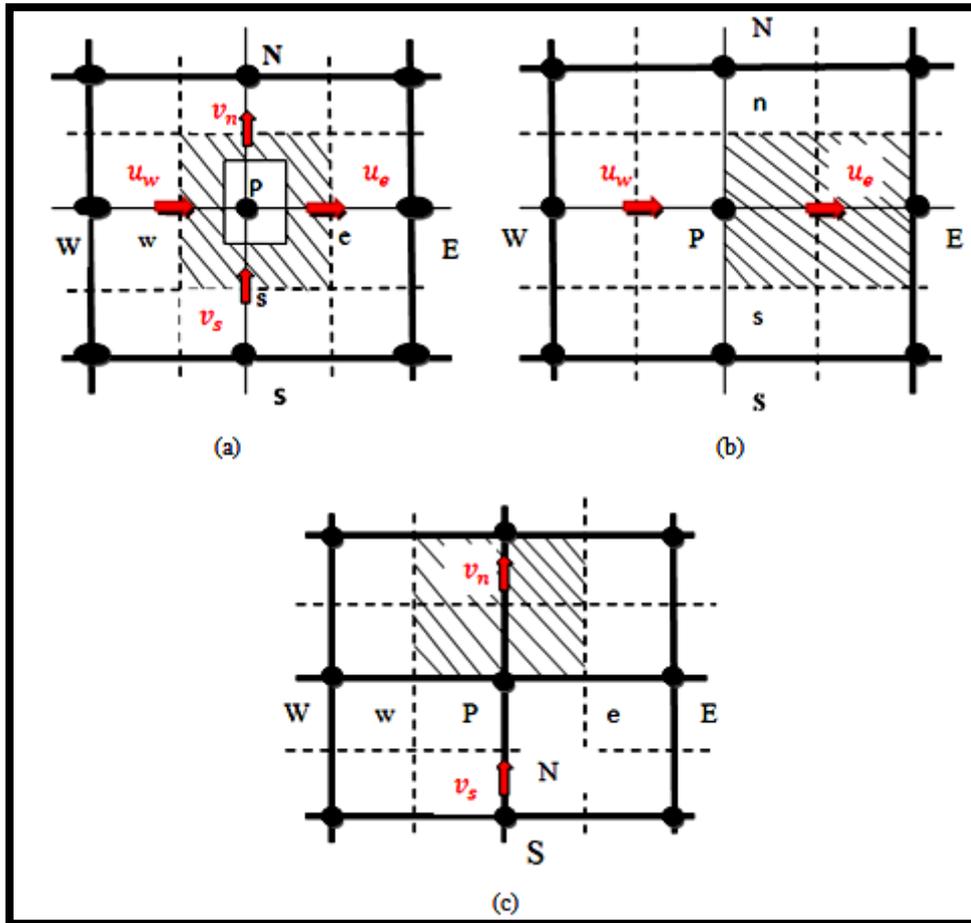
C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinale et transversale, dont l'intersection représente un nœud, où on trouve le point central P et les composantes u et v du vecteur vitesse, qui se trouvent au milieu des segments, reliant deux nœuds adjacents. Donc, la discrétisation du domaine est obtenue par un maillage, constitué d'un réseau de points (nœuds).

Les grandeurs scalaires : pression, température, énergie cinétique et taux de dissipation sont stockées dans le nœud P du maillage, représenté par la figure (III-2-a), tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockés au milieu des segments reliant les nœuds.

L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle, associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle, associé aux composantes de vitesse.

Le volume de contrôle de la composante transversale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale (voir la figure (III.2.b)), celui de la composante longitudinale v est décalé suivant la direction y (voir la figure (III.2.c)). Ce type de maillage, dit « maillage décalé », permet d'avoir une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression, ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :



**Figure III. 2:**Schéma du volume de contrôle (a), maillage décalé pour  $U_e$  (b), maillage décalé pour  $V_n$  (c).

### III.3.2 Discrétisation

L'idée principale dans cette étape est l'intégration de l'équation de transport permettant ainsi la transformation de l'équation différentielle de transport en un système d'équations algébriques.

### III.3.3 Schémas de discrétisation temporels

Considérons l'équation de discrétisation générale écrite sous la forme suivante [24]:

$$A_P \phi_P^{t+\Delta t} = A_E [\theta \phi_E^{t+\Delta t} + (1 - \theta) \phi_E^t] + A_W [\theta \phi_W^{t+\Delta t} + (1 - \theta) \phi_W^t] + A_N [\theta \phi_N^{t+\Delta t} + (1 - \theta) \phi_N^t] + A_S [\theta \phi_S^{t+\Delta t} + (1 - \theta) \phi_S^t] + [A_P + (1 - \theta) A_P^t] \phi_P^t + S_\phi^t \quad (3.7)$$

Où  $\theta$  représente le facteur de pondération

- **Schéma explicite**

Lorsque le facteur de pondération  $\theta$  dans l'équation (3.7) est égale à zéro, la valeur de la variable de transport  $\phi_P^{t+\Delta t}$  est exprimée explicitement en fonction des variables connues au temps précédent  $\phi_E^t, \phi_W^t, \phi_N^t$  et  $\phi_S^t$ . Dans ce schéma la valeur de  $\phi_P^t$  de la variable  $\phi_P$  au temps  $t$  persiste pendant l'intervalle de temps  $\Delta t$ , et ne change de valeur qu'au temps  $t+\Delta t$  où elle devient  $\phi_P^{t+\Delta t}$  ainsi le système d'équation est déterminé directement. Malgré la simplicité de la résolution du système d'équation avec ce schéma, le risque d'instabilité numérique est sévère et limite le pas du temps à des faibles valeurs.

- **Schéma de Crank-Nicolson**

Correspond à  $\theta=0.5$ , Ce Schéma peut être instable lorsque la source est négative [26]

- **Schéma implicite**

Ce schéma correspond à  $\theta=1$ , la variable  $\phi_P$  prend la valeur  $\phi_P^t$  uniquement au temps  $t$  et prend la valeur  $\phi_P^{t+\Delta t}$  pendant l'intervalle de temps  $\Delta t$  et au temps  $t+\Delta t$

La variable  $\phi_P^{t+\Delta t}$  est exprimée implicitement en fonction des variables

$$\phi_E^{t+\Delta t}, \phi_W^{t+\Delta t}, \phi_N^{t+\Delta t}, \phi_S^{t+\Delta t}$$

$$A_P \phi_P^{t+\Delta t} = A_E \phi_E^{t+\Delta t} + A_W \phi_W^{t+\Delta t} + A_N \phi_N^{t+\Delta t} + A_S \phi_S^{t+\Delta t} + A_P \phi_P^t + S_\phi^t \quad (3.8)$$

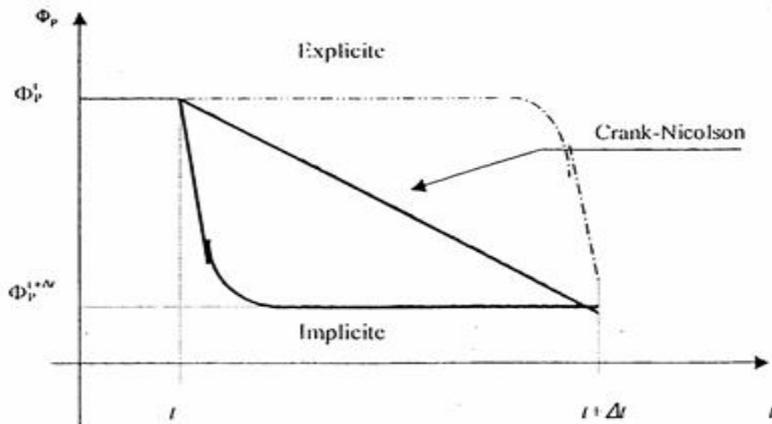
On pose :

$$\phi_P^{t+\Delta t} = \Phi_P, \phi_E^{t+\Delta t} = \Phi_E, \phi_W^{t+\Delta t} = \Phi_W, \phi_N^{t+\Delta t} = \Phi_N, \phi_S^{t+\Delta t} = \Phi_S$$

Et l'équation (3.8) prend la forme suivante :

$$A_P \Phi_P = A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_N \Phi_N + A_S \Phi_S + S_\phi \quad (3.9)$$

Ce schéma est inconditionnellement stable, du faite que tous les coefficients ainsi que la source sont toujours positifs. La variation  $\phi_p$  entre  $t$  et  $t+\Delta t$  dans les trois schémas temporels est illustrée sur la figure (III-3).



**Figure III. 3:**Variation de  $\Phi p$  entre  $t$  et  $t+\Delta t$  dans les trois schémas temporels. [24]

Les valeurs de la pression sont stockées aux centres des cellules. Pour obtenir les valeurs des pressions aux faces, nécessaires pour la résolution de l'équation de continuité, FLUENT propose plusieurs schémas d'interpolation tel que le schéma standard.

L'interpolation s'effectue en utilisant les coefficients de l'équation de quantité de mouvement, Cette procédure fonctionne bien pour de petites variations de la pression entre les centres des cellules. Devant les problèmes de diffusion numérique, des schémas numériques plus précis ont été testés comme celui-ci qui s'appuie sur les deux mailles amont.

Le principal problème que nous rencontrons dans la discrétisation des termes de convection est le calcul des valeurs de la propriété transportée  $\Phi$  sur les faces du volume de contrôle et son flux convectif à travers ces limites.

Afin d'obtenir les équations discrétisées pour la diffusion et le terme source nous avons introduit la différentiation centrée. Il semble évident d'essayer d'utiliser cette technique pour les termes convectifs.

Malheureusement, le phénomène de diffusion influence la distribution de la propagation de la propriété et de ses gradients dans toutes les directions, alors que la convection ne montre son influence que dans le sens de l'écoulement.

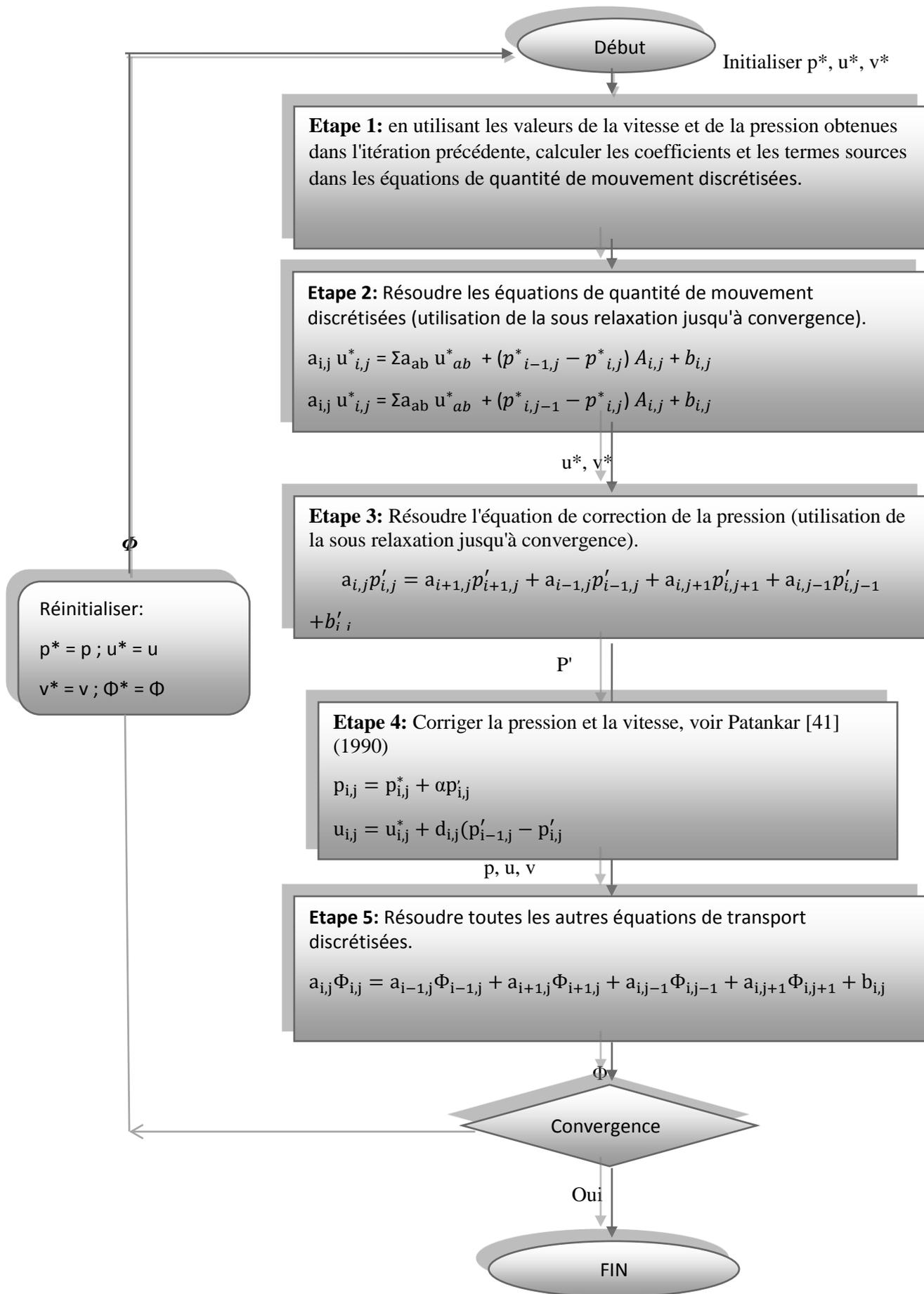
- **Couplage vitesse pression**

Les équations des composantes de quantités de mouvement sont couplées par la pression qui agit par les composantes de son gradient, or nous ne disposons pas d'équation propre à cette variable. L'idée de Patankar et Spalding consiste à utiliser l'équation de continuité pour obtenir le champ de pression, car si le bon champ de pression est pris en compte dans le traitement des équations des quantités de mouvement, alors les vitesses obtenues vérifient l'équation de continuité. Donc cette dernière apparaît comme une contrainte à vérifier par le champ de pression.

Trois algorithmes sont considérés par FLUENT pour diriger la liaison vitesse-pression:

- SIMPLE: «Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations»,
- SIMPLEC : «Semi Implicit Méthod for Pression-linked Equation Consistent»,
- PISO: « Pressure Implicit Solution by Split Operator.

Le schéma global de l'algorithme SIMPLE dans le cas 2 D est le suivant, S. Hanchi [17]



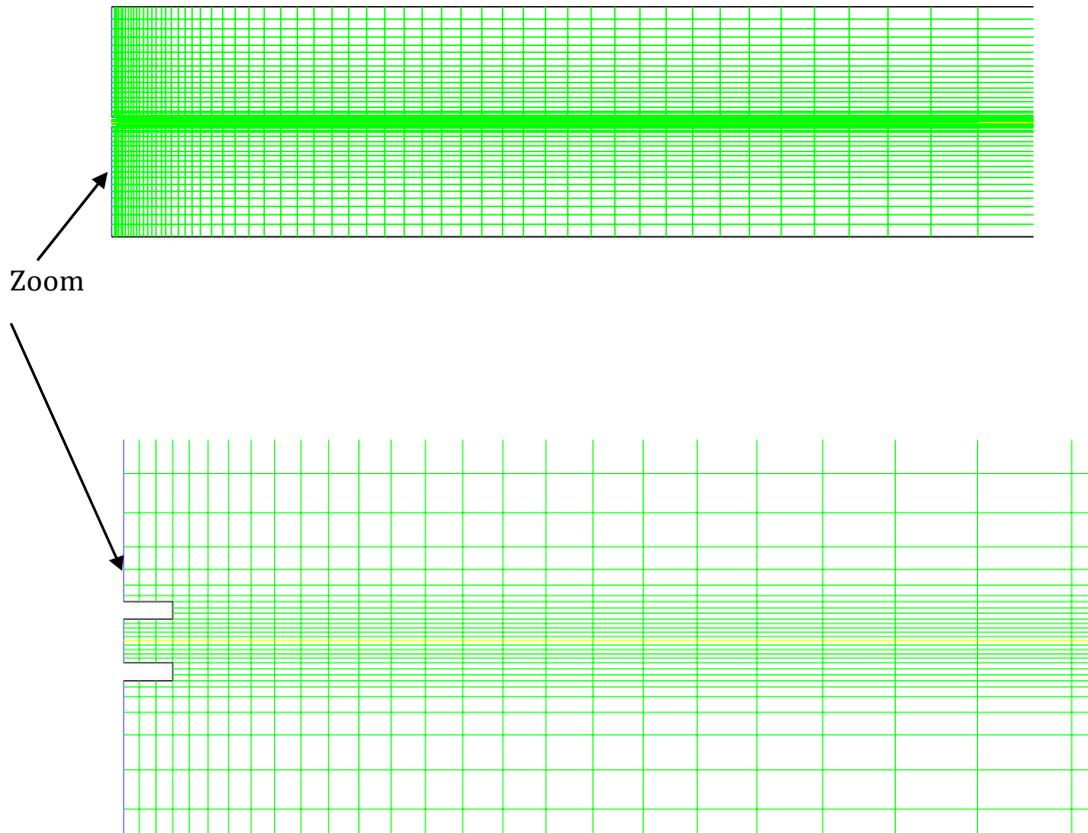
### **III.4 Détails numériques utilisés dans ce travail**

#### **III.4.1 Le préprocesseur Workbench 18.2 ( New DisignModeler )**

New DisignModeler est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage (Mailler). Aussi il assure la fonction de réalisation des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs. Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre de mailles,
- La distance entre les mailles (concentration des mailles),
- La forme de la maille,
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

La configuration est axisymétrique et le code "Fluent" utilise un système de coordonnées cartésiennes. La définition de la géométrie et la génération du maillage ont été réalisées à l'aide du New DisignModeler avec des mailles de forme quadrilatérale. Un raffinement des zones au voisinage de l'entrée et l'axe de symétrie de la chambre de combustion a été pris en compte pour capter les différents phénomènes qui peuvent intervenir dans ces zones, notamment les gradients de vitesse. Le maillage de la géométrie est montré sur la figure III.4, avec un nombre de nœuds de (120 x 60), et une distribution graduelle au niveau des parois.



**Figure III. 4:**Maillage de la géométrie avec «New DisignModeler » (Vue 2D)

- Les schémas de discrétisation des différentes variables sont résumés dans le tableau (III.1)

:

Variable	Schema
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Décentré amont 1er ordre
Energies	Décentré amont 1er ordre
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Energie cinétique turbulente	Décentré amont 1er ordre
Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	Décentré amont 1er ordre
Fractions massiques des espèces	Décentré amont 1er ordre

**Tableau III. 1:**Schéma de discrétisation

- **Sous relaxation**

Les sous relaxations sont régulièrement utilisés dans les problèmes non linéaires pour éviter que le processus itératif ne diverge. Elle consiste à diminuer la rapidité des changements d'une variable, d'une itération à l'autre, par l'introduction d'un coefficient de sous relaxation  $\alpha$

Dans notre cas ; les valeurs de sous relaxation sont données dans le tableau suivant :

Variable	Facteurs de sous relaxation
Pression	0.3
Quantité de mouvement	0.7
Energies	1
Fractions massiques des espèces	0.95

**Tableau III. 2:** Les valeurs de sous relaxation

### III.4.2 Les conditions aux limites

Les conditions aux limites des quantités adimensionnelles pour l'écoulement avec transfert de chaleur, ainsi que les parois de l'enceinte cylindrique sont adiabatiques.

Sur l'axe de symétrie :  $r = 0$

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0, \frac{\partial v}{\partial r} = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = 0, (0 \leq X \leq L)$$

A la paroi latérale adiabatique

$$u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = 0, (r = 0.225, 0 \leq X \leq 1.5)$$

L'entrée du méthane dans les trois cas, nous avons  $V_{\text{Fuel}} = 100 \text{ m/s}$ ,

$$T = 300 \text{ K à } L = 0 \text{ (m)}$$

$V_{\text{air}} = 1, 1.5 \text{ et } 2 \text{ m/s}$

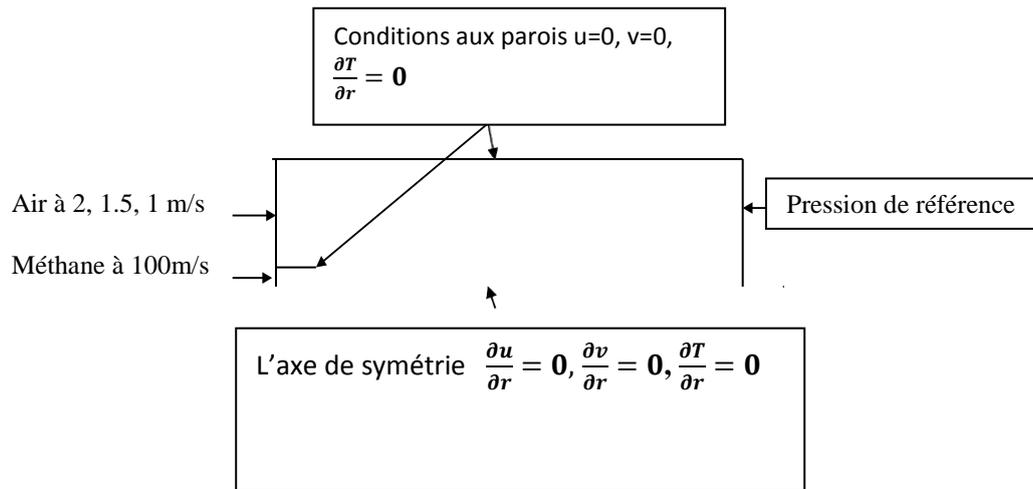


Figure III. 5:Condition aux limites du problème adimensionnel

### III.5 Les critères de convergences

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations à une valeur  $\epsilon$ . Elle a convergée lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence est fixé pour l'ensemble de notre travail à un résidu normalisé inférieur ou égal à  $10^{-6}$ .

### III.6 Conclusion

Dans ce chapitre on a vu la méthode des volumes finis utilisé dans notre simulation numérique, les schémas de discrétisation et l'algorithme de schéma simple qui permet de discrétiser les équations régisse ce phénomène physique, on a aussi présenté le processus New DisignModeler utilisé pour réaliser le maillage de la géométrie avec conditions aux limites.

# *Chapitre IV*

## *Résultats et discussions*

## Chapitre IV : Résultats et discussions

### IV .1 Introduction

La simulation dans le moteur est l'un des moyens les plus fiables pour examiner les différents phénomènes qui se produisent pendant le processus de combustion, et c'est pourquoi j'ai trouvé plusieurs programmes spécialisés pour le faire.

Dans ce chapitre, nous simulons la combustion dans la chambre de combustion de tailles différentes avec le mélange Méthane-Air.

Les résultats numériques présentés dans ce chapitre ont été obtenus à l'aide du code commercial Fluent version 18.2 basé sur la méthode numérique des volumes finis, cette méthode est bien exposée dans le chapitre III. Ces résultats obtenus de la simulation numérique d'un écoulement turbulent avec réaction chimique et une comparaison de ces résultats numériques avec les résultats expérimentaux existant dans la littérature.

Le schéma " Standard " d'interpolation de la pression est approprié pour cet écoulement. Le schéma au "1er Ordre" peut être utilisé pour améliorer la précision en écoulements incompressibles. Avec un maillage en 2D quadrilatérale le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme SIMPLE développée par Spalding et Patankar.

Dans le code "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au premier ordre pour plus de précision. La discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le "Second Ordre Upwind Schema" est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

Dans le code "Fluent" aussi, on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur: La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles.

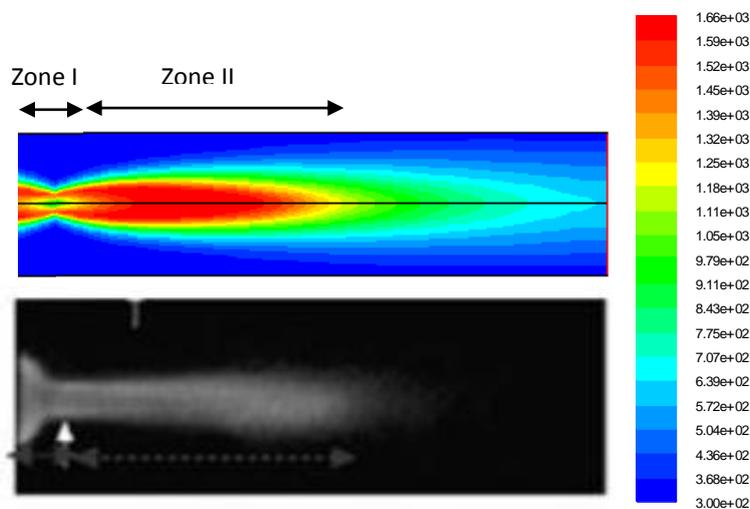
Dans notre simulation on va étudier trois cas différents au niveau de la géométrie :

- Premier cas :  $L= 1.5\text{m}$ ,  $y= 0.225\text{ m}$
- Deuxième cas :  $L= 1\text{ m}$ ,  $y= 0.225\text{ m}$
- Troisième cas :  $L= 0.5\text{ m}$ ,  $y= 0.225\text{ m}$

Avec un seul mélange de combustion Méthane-Air et voire aussi l'effet du changement de vitesse d'air sur le polluant  $\text{NO}_x$  et le  $\text{CO}_2$ , les vitesses d'air sont : 1, 1.5 et 2 [m/s]

## IV .2 Validation des résultats

Pour tester nos résultats nous avons comparé avec les mesures expérimentales obtenus par Borghi et al [27]. La flamme de diffusion méthane-air engendrée (Figure (IV.1)) est une flamme composée de deux zones différentes : zone I à la base « cône de la flamme » au-dessus de la quel est développée une zone II plus longue. Cette allure est semblable à celle décrite par Borghi et al [27]. La température maximale de cette flamme est de 1660 K, elle est inférieure à celle d'expérimentale 1670K. Cet écart ne dépasse pas 2% et reste acceptable.



**Figure IV. 1:**Contour de la flamme de diffusion simulée (haut) et photo de celle réelle (en bas)

## IV .3 Résultats obtenus

On va voir les résultats pour les trois cas étudiés

### **IV 3.1 Les contours de température**

Dans notre cas le carburant est le méthane, notre simulation numérique a été présentée pour différentes longueurs de la chambre de combustion :  $L = 0.5, L = 1, L = 1.5$  [m], la valeur de la vitesse d'injection de méthane à l'entrée de ( $V_{\text{méthane}} = 100$  m/s) et la vitesse d'entrée d'air est 2 m/s. Nous exposons leurs effets sur la variation de température maximale et de sortie.

Une augmentation rapide de la température, qui est l'une des manifestations les plus importantes de la combustion est constatée, dans la zone de réaction. La température maximale atteinte est de l'ordre de 2299.36 K pour le cas  $L = 1.5$  m (Fig.IV.2), et 2186.20 K pour  $L = 1$  m (Fig.IV.3), et 2059.69 K pour  $L = 0.5$  m (Fig.IV.4). Le champ des températures est présenté sous la forme d'isothermes. La variation de la température suivant la direction axiale est montrée sur les figures (IV.5), (IV.6), (IV.7).

On allant vers l'aval, la température augmente d'une façon régulière jusqu'à une distance appelée longueur de flamme pour laquelle la température atteint sa valeur maximale et qui se situe sur l'axe du jet (axe de symétrie). Ensuite, la température diminue progressivement suivant l'axe du jet. La température à la sortie vaut 992.17 K pour  $L = 1.5$  m, 912.44 K pour  $L = 1$  m, 595.11 K pour  $L = 0.5$  m toutes ces valeurs ont été rassemblées dans le tableau IV .1 On observe que chaque fois qu'on s'approche de la paroi adiabatique la courbe de température diminue.

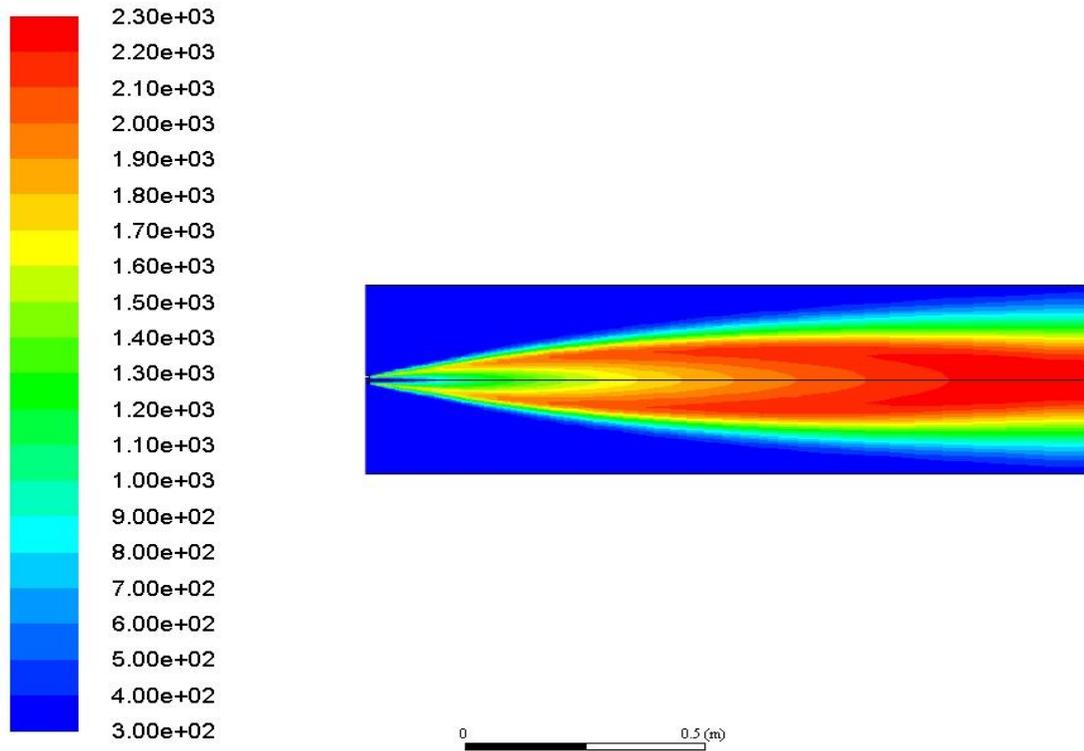


Figure IV. 2: Les contours de température cas L= 1.5

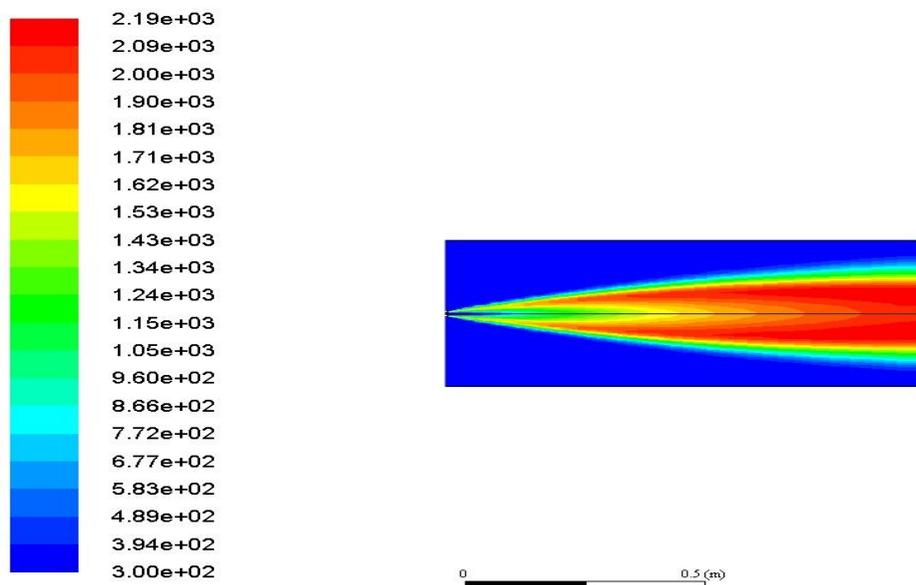


Figure IV. 3 : Les contours de température cas L=1

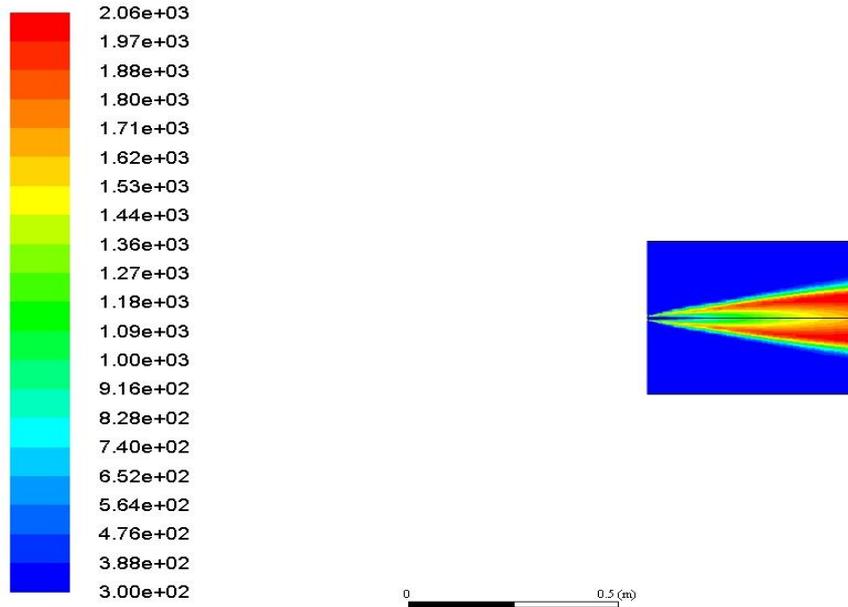


Figure IV. 4: Les contours de température cas L=0.5

#### IV.3.2 Tableau de variation de température maximum et de sortie en fonction de la longueur

Longueur	L=1.5	L=1	L=0.5
Tmax (K)	2299.36	2186.20	2059.69
T de sortie (K)	992.17	912.44	595.11

Tableau IV. 1 : La variation de température maximum et de sortie

### IV.3.3 L'évolution de température en fonction de position

La variation de la température suivant la direction axiale est montrée sur les figures (IV.5), IV.6), (IV.7), avec trois lignes de  $y$  différent ( $y = 0.01$  m,  $y = 0.1$  m,  $y = 0.15$  m) pour les trois cas.

- **Premier cas (L=1.5 m)**

Pour la ligne de  $y = 0.01$  m on remarque que c'est la ligne ou on a enregistré la plus haute température à  $x = 1.5$  m, Pour la ligne de  $y = 0.1$  m la température augmente pour atteindre sa valeur maximale en  $x = 0.9$  m, Pour la ligne de  $y = 0.15$  m, sa valeur maximale est atteinte en  $x = 1.5$  m.

- **Deuxième cas (L=1 m)**

Dans ce cas les températures maximales pour les trois lignes ont été enregistrées en  $x = 1$  m, et la ligne de  $y = 0.01$  m a eu la valeur de la température maximale.

- **Troisième cas (L= 0.5 m)**

Les deux lignes  $y = 0.01$  m et  $y = 0.1$  m, atteintes la valeur maximale en  $x = 0.5$  m, la ligne de  $y = 0.15$  m, a approximativement une valeur de température constante sur toute la taille de la chambre de combustion.

On remarque que pour les trois cas la ligne de  $y = 0.01$  m a marqué la valeur de la température maximale.

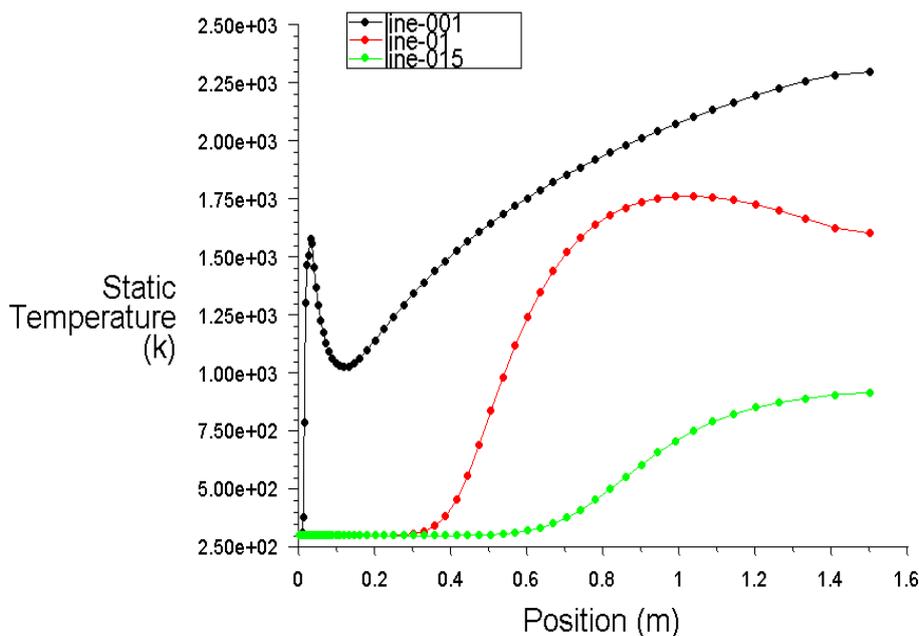


Figure IV. 5:L'évolution de température en fonction de position (L=1 .5 m)

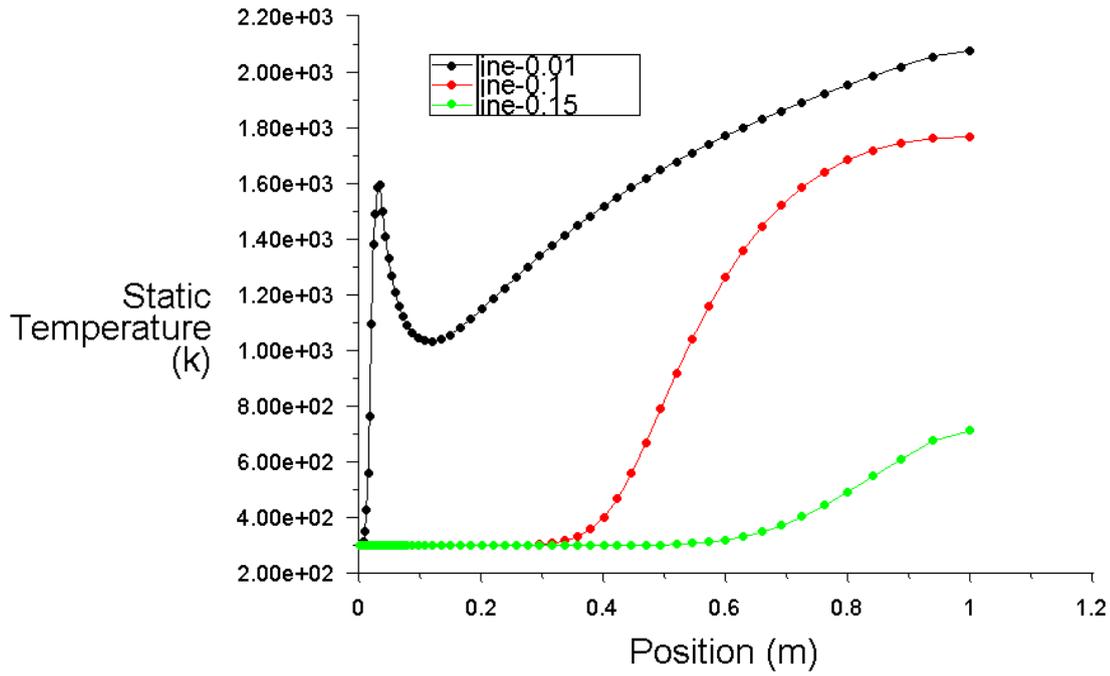


Figure IV. 6: L'évolution de température en fonction de position ( $L=1$  m)

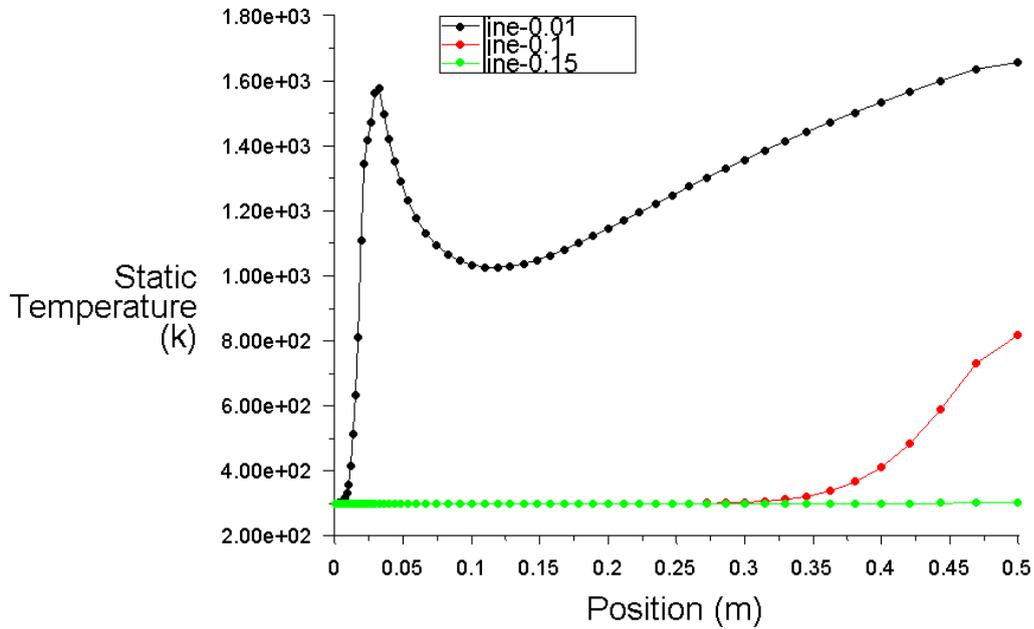


Figure IV. 7: L'évolution de température en fonction de position ( $L=0.5$  m)

### IV.3.4 Les contours de vitesse axiale

- Vitesse axial** : D'après les figures (IV.10), (IV.9), (IV.8), nous observons que la vitesse axial de la combustion est maximale dans l'axe de symétrie et proche de zéro à la proximité des parois à cause des frottements avec eux ça confirme nos conditions aux limites. La vitesse axial diminue avec la longueur de la chambre de combustion mais beaucoup plus dans le premier cas à  $L = 1.5$  m,  $V = 12$  m/s deuxième cas  $L = 1$  m,  $V = 15$  m/s, dans le troisième cas  $L = 0.5$  m,  $V = 20$  m/s.

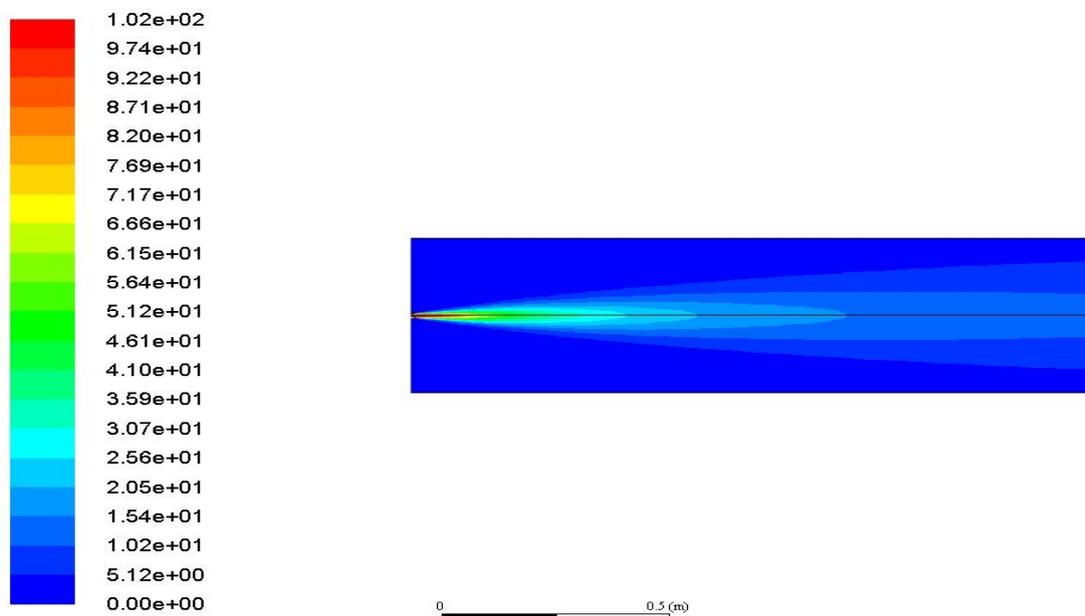


Figure IV. 8:Vitesse axiale :  $L=1.5$ m

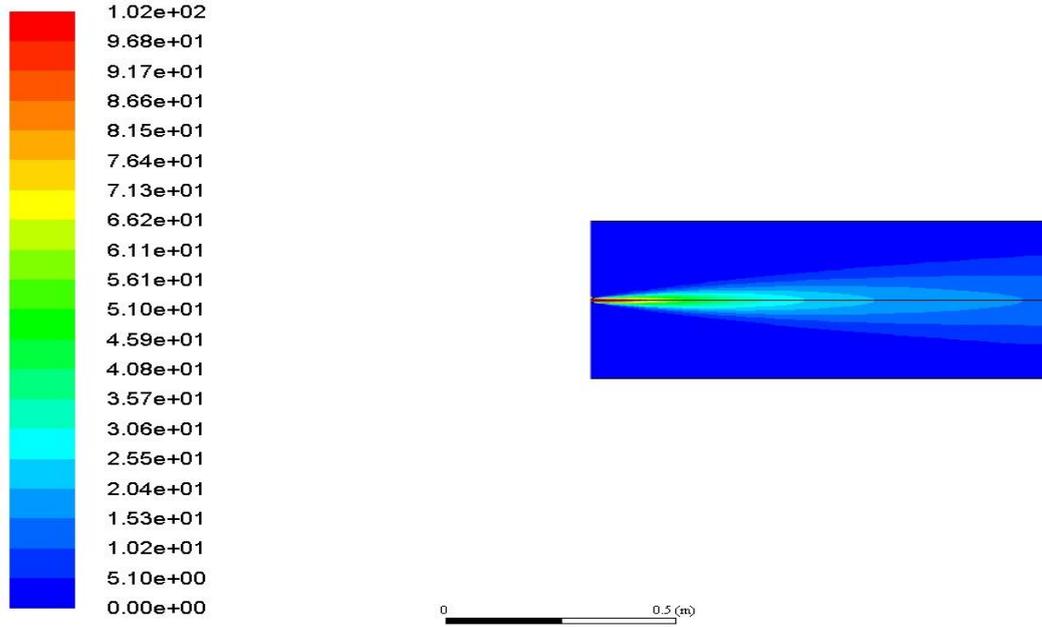


Figure IV. 9: Vitesse axiale : L=1m

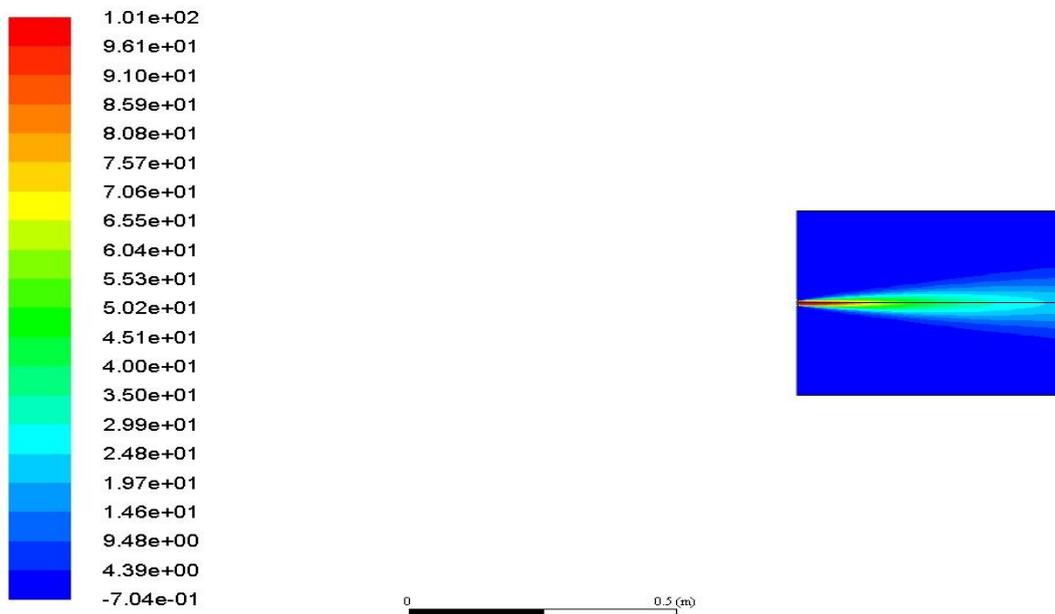
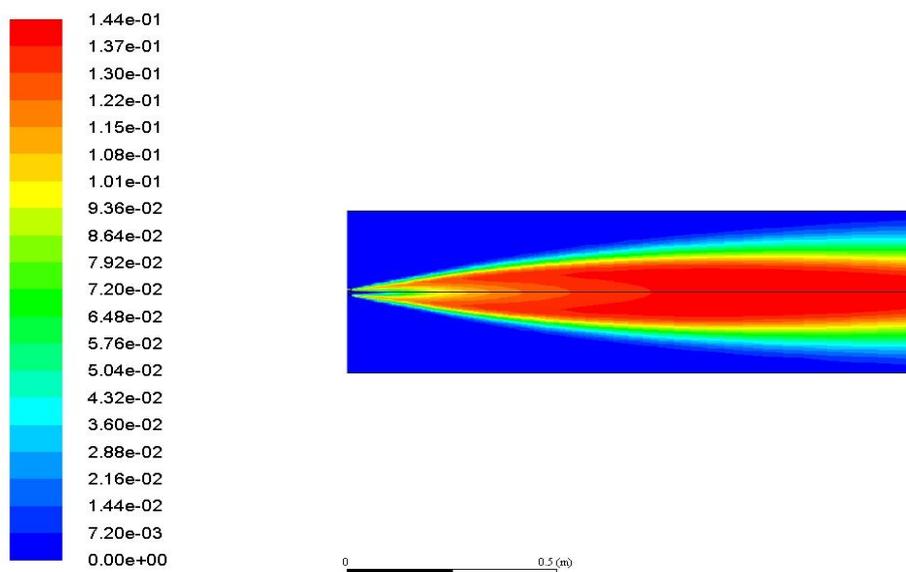


Figure IV. 10: Vitesse axiale : L=0.5m

### IV.3.5 Les contours de fraction massique de CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>

- **CO<sub>2</sub>** : Nous remarquons que la concentration de la fraction massique de CO<sub>2</sub> se situe dans la zone de température maximale (zone de réaction) parce que c'est un produit de la réaction. La valeur maximale pour le premier cas est 0.144, deuxième cas 0.087, troisième cas 0.136, donc la géométrie qui a moins des émissions de CO<sub>2</sub> est la deuxième L=1.
- **O<sub>2</sub>** : Nous remarquons que la concentration de la fraction massique de O<sub>2</sub> se situe hors la zone de réaction, à l'intérieure de la zone est approximativement nul parce que c'est un réactif consommable lors de la réaction et entre ces deux zones (zone intermédiaire) la valeur de la fraction massique varie entre 0.09 et 0.15 pour les trois cas.
- **NO<sub>x</sub>** : Nous remarquons que la concentration de la fraction massique du polluant NO<sub>x</sub> se situe à la sortie de la chambre de combustion et la fin de zone de réaction parce que c'est un produit de cette réaction, la valeur maximale de polluant NO<sub>x</sub> pour le premier cas est 0.0026, le deuxième cas est 0.0031, le troisième cas est  $8.53 \times 10^{-5}$ , la valeur minimale est marqué dans le troisième cas.



**Figure IV. 11:** Les contours de CO<sub>2</sub> cas (**L=1.5m**)

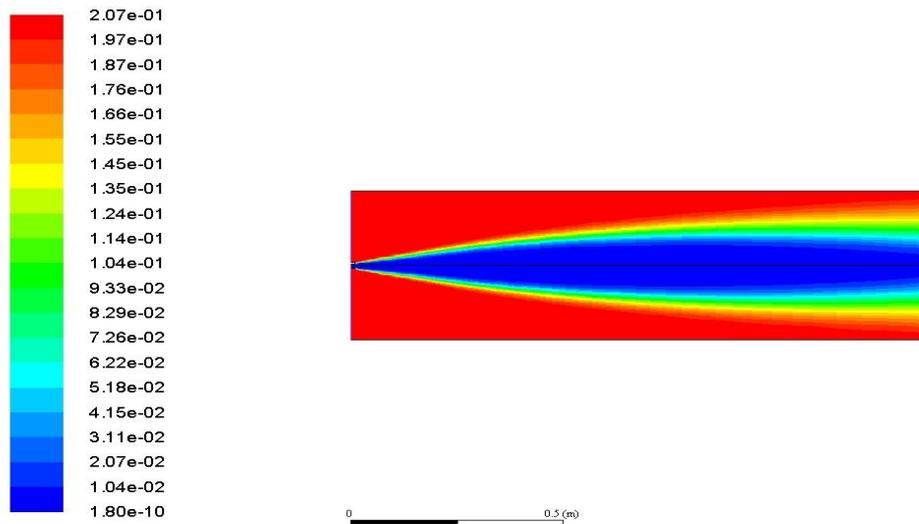


Figure IV. 12: Les contours de O<sub>2</sub> cas (L=1.5m)

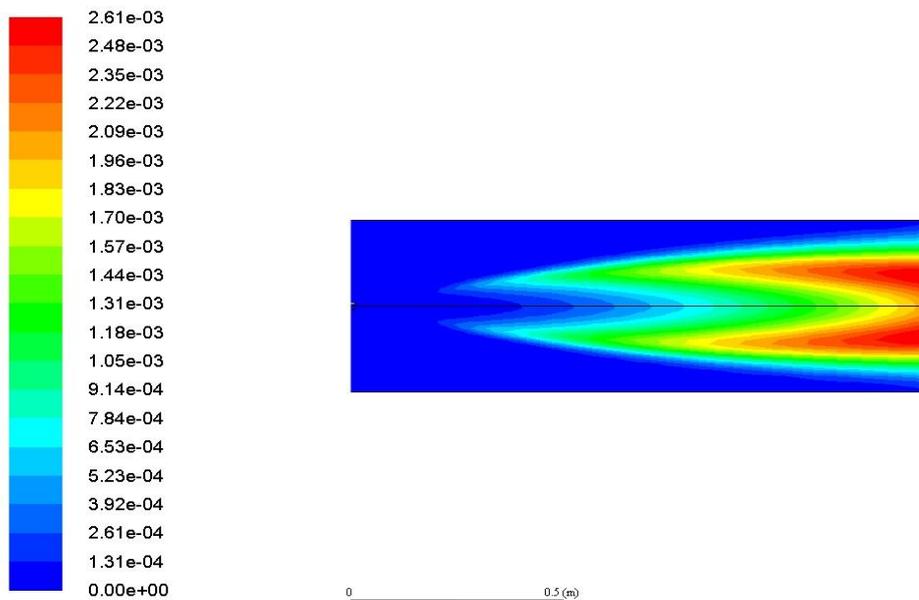


Figure IV. 13: Les contours de NO<sub>x</sub> cas (L=1.5m)

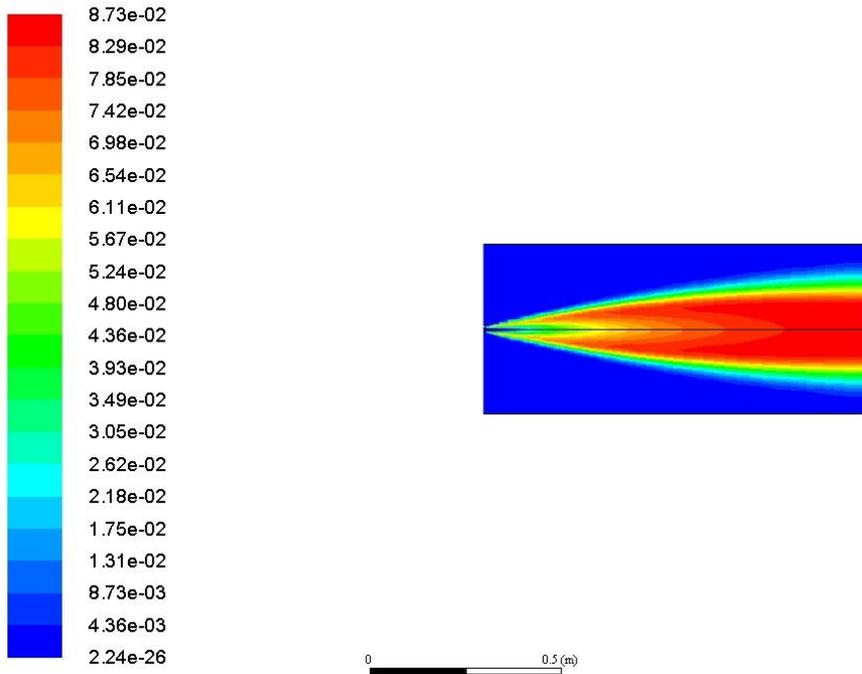


Figure IV. 14: Les contours de CO<sub>2</sub> cas (L=1m)

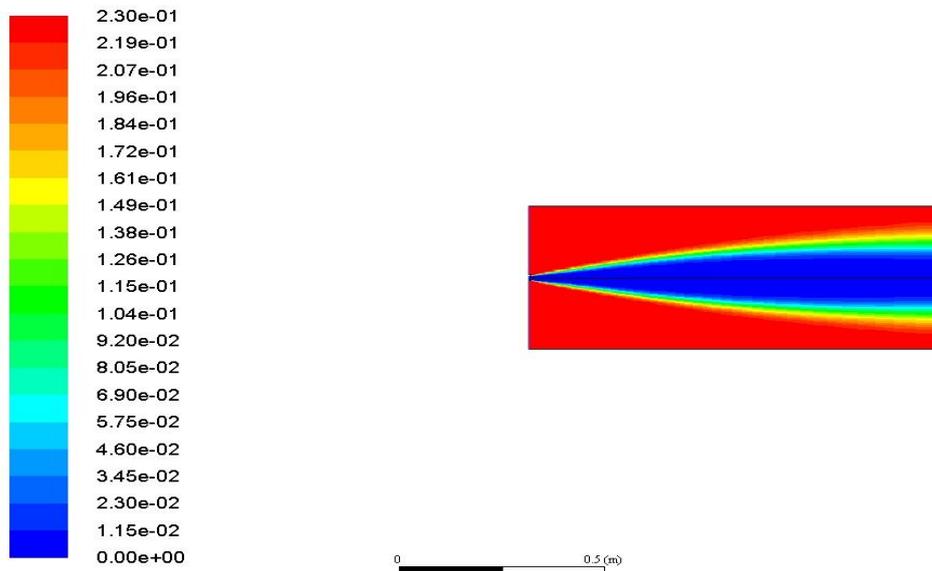


Figure IV. 15: Les contours de O<sub>2</sub> cas (L=1m)

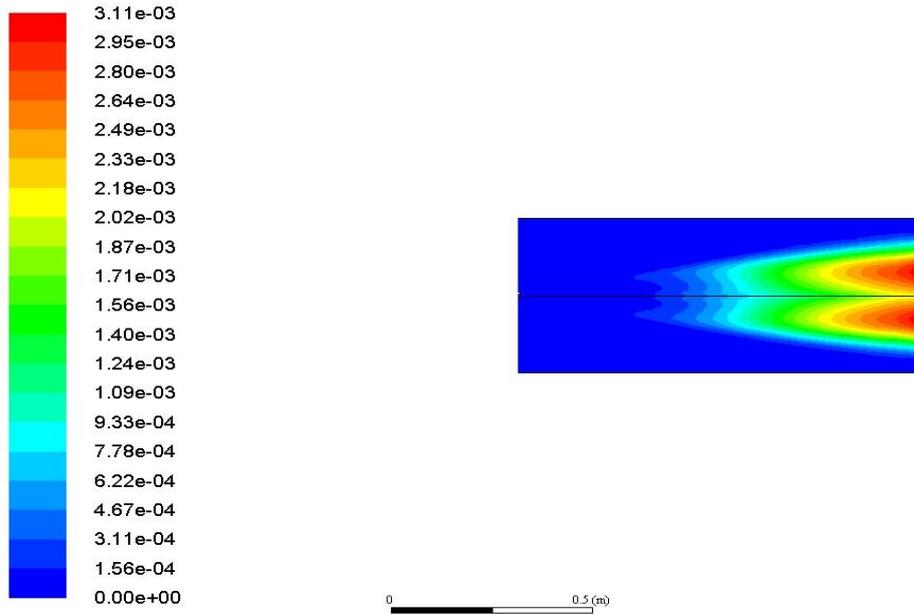


Figure IV. 16: Les contours de NO<sub>x</sub> cas (L=1m)

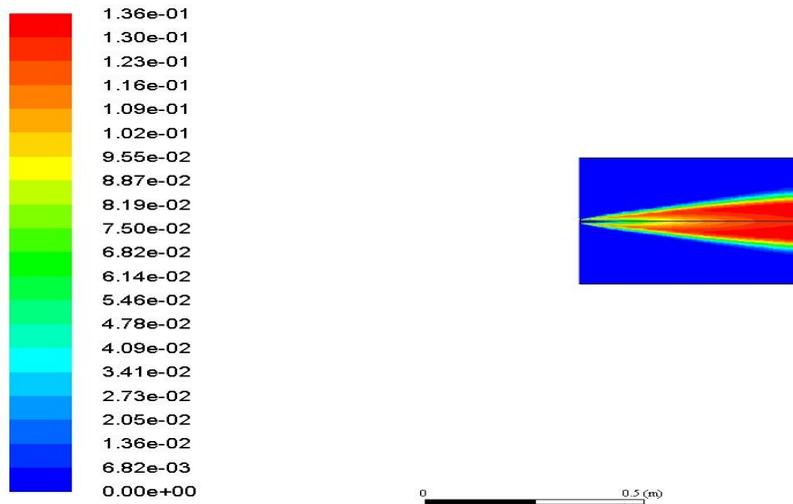


Figure IV. 17: Les contours de CO<sub>2</sub> cas (L=0.5m)

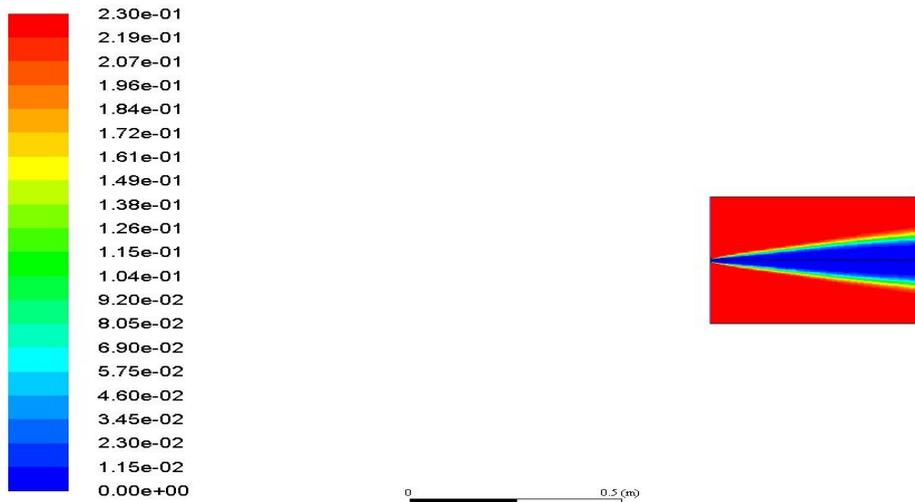


Figure IV. 18: Les contours de O<sub>2</sub> cas (L=0.5m)

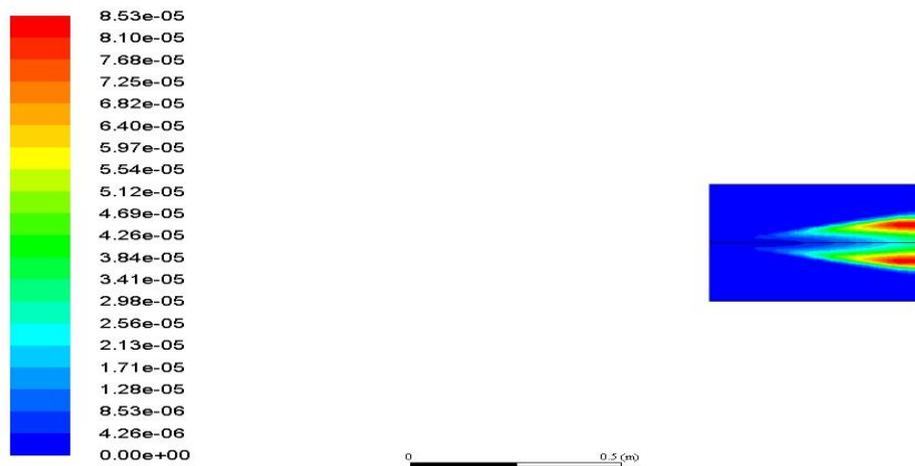


Figure IV. 19: Les contours de NO<sub>x</sub> cas (L=0.5m)

#### IV.3.6 L'effet de changement de vitesse d'air d'entré sur les fractions massiques de CO<sub>2</sub> dans les trois cas

On remarque qu'il y'a une décroissance de la fraction massique de CO<sub>2</sub> à la sortie avec la croissance de la vitesse d'entré de l'air. Les résultats quantitatifs de la fraction massique de CO<sub>2</sub> à la sortie de chambre de combustion sont assembler dans le (Tableau IV.2). Ces resultats sont visualisées graphiquement dans le plan (*fraction-V<sub>air</sub>*) sous forme de courbes paramétriques dans la figure IV.20.

V air	L = 1.5	L=1	L=0.5
2	0.001180651	0.001104457	1.426439e-05
1.5	0.001448739	0.0009319098	1.909421e-05
1	0.001983663	0.0006249702	2.173663e-05

Tableau IV. 2: La fraction massique de CO<sub>2</sub>

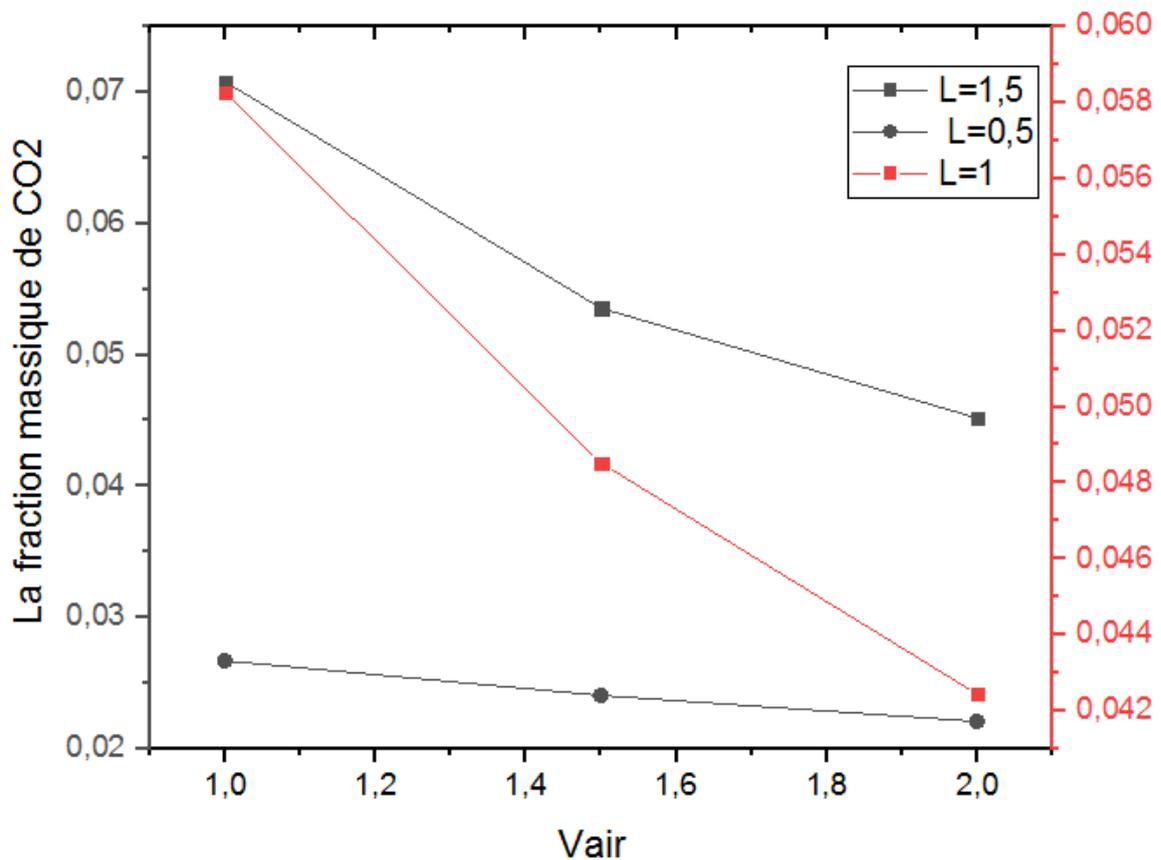


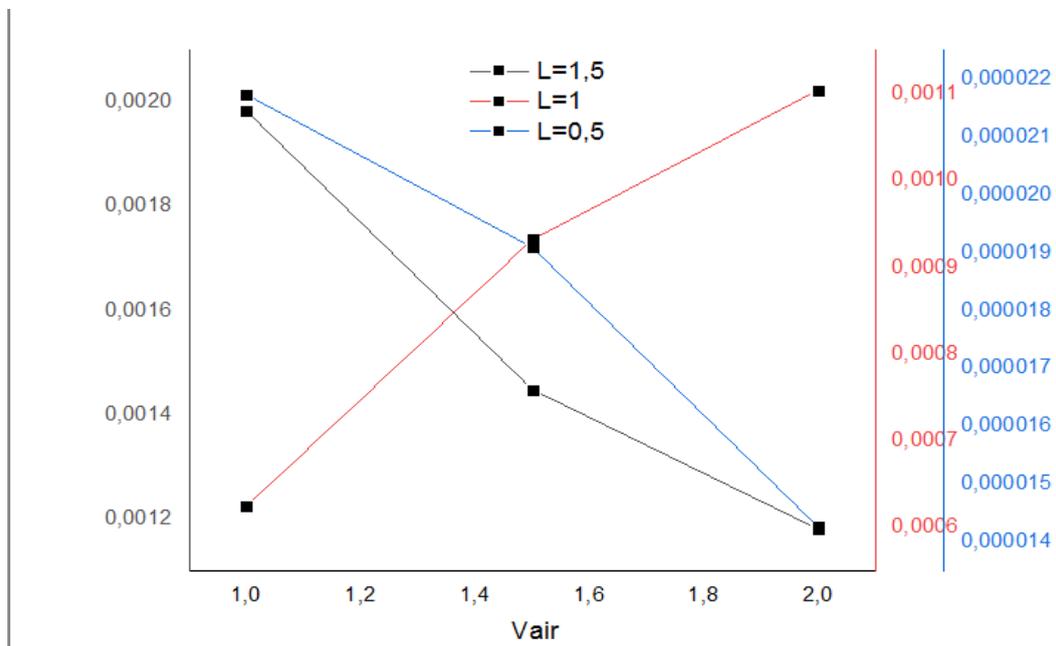
Figure IV. 20: La fraction massique de CO<sub>2</sub>

**IV.3.7 L'effet de changement de vitesse d'air d'entrée sur les fractions massiques de NO<sub>x</sub> dans les trois cas**

On remarque pour le premier et le troisième cas que la fraction massique de NO<sub>x</sub> diminue avec l'augmentation de la vitesse d'entrée d'air contrairement au deuxième cas la fraction massique de NO<sub>x</sub> augmente avec l'augmentation la vitesse d'entrée d'air. Les résultats quantitatifs de la fraction massique du polluant NO<sub>x</sub> à la sortie de chambre de combustion sont assemblés dans le (Tableau IV.3). Ces résultats sont visualisés graphiquement dans le plan (*fraction-V<sub>air</sub>*) sous forme de courbes paramétriques dans la figure IV.21.

V air	L = 1.5	L=1	L=0.5
2	0.001180651	0.001104457	1.426439e-05
1.5	0.001448739	0.0009319098	1.909421e-05
1	0.001983663	0.0006249702	2.173663e-05

**Tableau IV. 3:**La fraction massique de NO<sub>x</sub>



**Figure IV. 21:**La fraction massique de NO<sub>x</sub>

#### **IV.4 Conclusion**

Dans ce chapitre on a exposé les résultats obtenus en simulation numérique tel que les températures, les vitesses axiales et les fractions massique de : O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>. Enfin voir l'effet du changement de la vitesse d'entrée d'air sur les deux dernières fractions massiques d'après les résultats qu'on a trouvées à l'aide de logiciel ANSYS fluent version 18.2, on conclut que, la géométrie qui émis moins d'émission de CO<sub>2</sub> et aussi moins de polluant NO<sub>x</sub> est celle de 0.5 m.

# *Conclusion générale*

## **Conclusion générale**

Une étude numérique d'un écoulement avec la réaction des espèces chimiques a été créée dans une enceinte similaire à une chambre de combustion, l'écoulement étant axisymétrique et turbulent, tel qu'on peut rencontrer dans les flammes de diffusion (non-prémélangées), en utilisant le modèle  $k-\varepsilon$  et le modèle Eddy Dissipation. Nous avons utilisé le code CFD Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Une validation des résultats a été faite, par comparaisons avec des mesures expérimentales trouvées dans la littérature. Nos simulations numériques ont été présentées pour différentes valeurs de la longueur de la chambre de combustion,  $L=1.5\text{m}$ ,  $L=1\text{ m}$ ,  $L=0.5\text{ m}$ . La vitesse à l'entrée de combustible ( $V_{\text{CH}_4}=100\text{ m/s}$ ) et de comburant ( $V_{\text{air}}=2\text{ m/s}$ ) afin de voir son effet sur la température maximum après on a varié la vitesse d'entrée d'air ( $V_{\text{air}}=1, 1.5\text{ et }2\text{ m/s}$ ) pour voir son effet sur la production de  $\text{NO}_x$  et  $\text{CO}_2$ .

Les efforts déployés pour atteindre ces objectifs ont permis l'acquisition d'une bonne expérience dans les domaines de l'emploi d'un code commercial d'une part et une bonne initiation à la recherche d'autre part.

L'exploration des résultats a permis une meilleure compréhension de la phénoménologie de la combustion en question, notamment :

- Les fractions massiques du réactif ( $\text{O}_2$ ) vont diminuer progressivement en amont pour disparaître complètement en aval. Les produits de réaction inexistant dans le mélange initial vont atteindre leurs valeurs maximales dans la zone de réaction.
- Des pics de température sont enregistrés dans les zones de réactions.
- Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée provoque la diminution de la fraction massique de  $\text{CO}_2$  à la sortie
- La production de  $\text{NO}_x$  décroît en augmentant la vitesse de l'air à l'entrée

Il est recommandé dans les futurs travaux d'étudier la production d'autres polluants pour des raisons écologiques aussi c'est un défi primordial à cause de l'émission dans l'environnement de gaz très nocifs tels que le monoxyde de carbone ( $\text{CO}$ ), et de soufre ( $\text{SO}_x$ ).

# ***Bibliographie***

## Bibliographie

- [1] **Daghboudj Samir** "LivreMaintenance des MoteursDiesel" May, 2006
- [2] [www.isetn.rnu.tn/archives/fr/images/documents/cours/Lesmoteurs](http://www.isetn.rnu.tn/archives/fr/images/documents/cours/Lesmoteurs).
- [3] [www.fiches-auto.fr/essais-tests/](http://www.fiches-auto.fr/essais-tests/)
- [4] Mahfoud Nadjiba thèse de magister ; MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE D'UN MOTEUR À PISTONS : CALCUL DES ÉMISSIONS DE NOX. Université Constantine 2006
- [5] **Heywood. J.B**, Internal Combustion Engines Fundamentals, Tata McGraw-Hill Education Private Limited, New Delhi, India (2013), pp. 509–511
- [6] **R.Borghi & M. Desteriau** La combustion et les flammes, TECHNIP (1975).
- [7] Thèse doctorat présente par **Flavien Bidault** 2007 « animation et rendu temps-réel de flammes ».
- [8] «**www.google** les images de la combustion et la flamme ».
- [9] [www.actu-environnement.com](http://www.actu-environnement.com)
- [10] Normes européennes d'émissions.
- [11] [www4.ac-nancy-metz.fr/autocompetences/2\\_ressources\\_pedagogiques/1\\_motorisation/stockage\\_le%20ons\\_tecnologie/depollution-moyens\\_bts.pdf](http://www4.ac-nancy-metz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/1_motorisation/stockage_le%20ons_tecnologie/depollution-moyens_bts.pdf).
- [12] **Robin V.**, " Contribution à la modélisation des écoulements turbulents réactifs partiellement pré-mélangés ", thèse de doctorat : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2007.
- [13] **Robin V.**, " Contribution à la modélisation des écoulements turbulents réactifs partiellement pré-mélangés ", thèse de doctorat : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2007
- [14] **Heywood. J.B**, Internal combustion engine fundamentals .MC Graw-Hill Book Company, Singapore. (1998).
- [15] « étude et simulation numérique de la combustion des flammes prémélangées suspendus de méthane-air pour des brûleurs à faible nombre de swirl » thèse de doctorat, université de boumerdès (2013).

- [16] **FLUENT 6.0 documentation.** User's Guide. Fluent. Inc. (2001).
- [17] **Alexei Stoukov** « introduction à la mécanique des fluides numérique : méthode 'volumes finis' », Octobre 2006
- [18] **S. Hanchi.** Méthodes numériques appliquées à la mécanique des fluides et à l'énergétique. *Ecole Militaire Polytechnique Alger* (2004).
- [19] **Watson. N, Janota. M.S,** Turbocharging the internal combustion engine. The Macmillan Press, New York. (1982).
- [20] **G .Batchelor,** introduction to fluid dynamic 2000
- [21] **A .Lipatnikov,** fundamentals of premixed turbulence combustion ,2013
- [22] Pierre BENARD' Analyse et amélioration d'une chambre de combustion centimétrique par simulations aux grandes échelles' thèse de doctorat ; Institut National des Sciences Appliquées de Rouen 2015
- [23] **Olivier GRONDIN "** Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic " thèse de doctorat : l'Université de Rouen, 2004.
- [24] L.MORA, Prédiction des performances thermo-aéraulique des bâtiments par association des modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet, Thèse doctorat, Université de la Rochelle 2003.
- [25] **F.KHADRAOUI,** Transfert thermique dans enceinte à paroi vibratoire, Mémoire de magistère, Université de Constantine 1999.
- [26] **S.V.PATANKAR,** Numerical Heat transfer and fluid Flow, Hemisphere Publishing 1980
- [27] **R.Borghi & M. Desteriau** La combustion et les flammes, TECHNIP (1975).
- [28] **A.CHAABANE,** Conception d'un code de calcul pour la simulation numérique d'écoulement réactif, Mémoire de magistère, Université de Constantine 2001.
- [29] **Mahfoud et Idir :** Étude de l'impact de CO<sub>2</sub> émis par un moteur à combustion interne sur le réchauffement climatique master énergétique.
- [30] **Mahfoud et Zahira :** Simulation de la combustion stœchiométrique de méthane CH<sub>4</sub> dans une chambre à combustion master énergétique.
- [31] **G. Damköhler.** « *The Effect of Turbulence on the Flame Velocity in a Gas Mixture* ». English translation. NACA TM 1112, April (1947).

- [32] **Hotell HC, Hawthorne wr (1949)** 3rd symposium on combustion, Williams and Wilkins, Baltimore, p.254.
- [33] **K. K. Kuo.** « *Principles of Combustion* ». Ed. John Wiley. New York, (1986).
- [34] **Bilger rw (1976)** prog. Energy. Comb.sc, 1,87.
- [35] **Magnussen B, Hjertager BH(1976)** *16th symposium (int.) on combustion*, 719-729, the Combustion Institute, Pittsburgh.
- [36] **Marble F, Broadwell J (1977)** the coherent flame model for turbulent chemical reactions. TRW Report, Redondo Beach, Californie.
- [37] **Bray (1979)** “The interaction between turbulence and combustion” In P.A Libby and F.A. Williams (Ed), *Topics in applied physics*, 44 pp 115, New York, Springer Verlag.
- [38] **Borghi et Dutoya** “On the scales of fluctuations in Turbulent Combustion”, colloquium on turbulent combustion interaction, combustion institute.
- [39] **Bilger RW, beck RE (1975)** *15th symposium (Int.) on combustion*, p. 541, the combustion institute Pittsburgh.
- [40] **Borghi R, Vervisch L, Garréton D (1991)** The calculations of local fluctuations in non- premixed turbulent flames. *In: heat transfer in radiating combusting systems* (Carvalho MG, Lockwood F, Taine J, eds.) 83-113, Springer Verlag, Berlin.
- [41] **Masri AR, Dibble RW, Bilger RW (1988)** *Composition and flame*, 71,245.