

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Simulation numérique dans chambres de combustion
sur chargements thermomécanique**

Devant le jury composé de :

Présenté par :

GHERBI Mohamed Taher

Président

- MADANI Saïd

ATTIA Abdelmalek

Examineur

- ROUAI Othman

MEZIANE Eassia.

Encadreur

- MOGDAD Abdelhalim

2018-2019

Résumé

Les moteurs à combustion interne sont caractérisés par un développement remarquable les dernières années. Mais ils représentent actuellement une source importante d'émission gazeuse polluante. Ils ont un effet néfaste sur la santé de l'homme et de l'environnement. Cette étude vise à apporter une meilleure compréhension du phénomène de combustion dans les moteurs ainsi qu'au Mécanisme de formation du NO_x

Dans ce travail, une chambre de combustion du moteur Renault Symbol 1.6 essence a été simulée numériquement à l'aide d'un code CFD commercial « ANSYS Fluent ». Dans ce code, la résolution des équations discrétisées est basée sur la méthode des volumes finis couplée à un schéma de résolution multizones. Le couplage entre la turbulence de l'écoulement et la réactivité du système, imposée par les réactions de combustion, est traité par une méthode à fonction densité de probabilité (PDF). , dont L'objectif est le Calcul des concentrations équilibres produits combustion du mélange (Air-Essence).

Des résultats intéressants ont été obtenus concernant le champ dynamique, de température, les fractions massiques de différentes espèces impliquées dans le processus de combustion et la source des problèmes de pollution.

Mots clés : chambre de combustion, moteur à essence, Les oxydes d'azote

ملخص

تتميز محركات الاحتراق الداخلي بتطور ملحوظ في السنوات الأخيرة. لكنها تمثل حالياً مصدراً هاماً لتلوث والانبعاثات الغازية لديها تأثير ضار على صحة الإنسان والبيئة.

تهدف هذه الدراسة إلى توفير فهم أفضل لظاهرة الاحتراق في المحركات وكذلك آلية تشكل أكسيد النيتروجين NO_x .

في هذا العمل، تمت محاكاة غرفة احتراق بمحركات رينو سيمبول 1.6 التي تعمل بالبنزين عددياً باستخدام كود CFD «ANSYS Fluent» commerciale. هذا الكود، يعتمد تحليل المعادلات التقديرية على طريقة الحجم المحدود إلى جانب نظام دقة متعدد المناطق. يتم التعامل مع الاقتران بين اضطراب التدفق وتفاعلية النظام، الذي تفرضه تفاعلات الاحتراق، بطريقة دالة كثافة الاحتمال (PDF) والذي يتمثل هدفه في حساب تركيزات توازن منتجات الاحتراق للخليط (الهواء والوقود).

تم الحصول على نتائج مثيرة للاهتمام فيما يتعلق بالمجال الديناميكي ودرجة الحرارة والكسور الجماعية لأنواع المختلفة المشاركة في عملية الاحتراق ومصادر مشاكل التلوث.

Dédicaces

Du fond du cœur, je dédie ce modeste travail à :

*Mes chers parents, qui m'ont poussé vers le succès. Merci pour
Votre aide. Vous êtes toujours les plus importants dans ma vie.*

Qu'Allah me les garde durant toute ma vie.

*Tous mes amis de la promotion 2018-2019ous ceux qui sont proches
De mon cœur et qui m'encouragent à donner le meilleur de moi-même ;*

Tous mes enseignants du département génie mécanique.

Remerciements

Avant tout, je tiens remercier Allah le tout puissant de m'avoir donné la santé, la patience, la force et le courage pour arriver là où je suis.

Je tiens remercier mon encadreur, docteur Meziane Eassia pour m'avoir proposé le sujet.

Je souhaite remercier sincèrement les membres du jury qui me font le grand honneur d'évaluer ce travail.

Je remercie tous mes enseignants du département de génie mécanique.

Merci et mille fois merci à toute personne ayant participé de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail.

Sommaire

<i>Dédicaces</i>	3
<i>Remerciements</i>	4
Sommaire	i
Liste des figures	iv
Liste des tableaux.....	v
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur la pollution atmosphérique	3
I.1. Introduction	3
I.2. La pollution atmosphérique se divise en trois catégories	3
I.2.1. Pollution de proximité et à l'échelle locale	3
I.2.2. Pollution à l'échelle régionale.....	3
I.2.3. Pollution planétaire.....	4
I.3. Les différents types de polluants	4
I.3.1. Les polluants gazeux	4
I.3.2. Les polluants réglementés	4
I.3.3. Les polluants primaires.....	5
I.3.4. Les polluants secondaires	5
I.3.5. Les polluants particuliers	8
I.4. L'effet de serre : échelle mondiale	8
I.5. Les carburants et la pollution atmosphérique	9
I.6. Carburants conventionnels	9
I.6.1. Essence	9
I.6.2. Composition de l'essence.....	10
I.6.3. Diesel	11
I.7. La flamme.....	12
I.8. La formation de l'oxyde d'azote « thermique »	14
I.9. Moteurs thermiques	15
I.9.1. Définition.....	15
I.9.2. Mesures de prévention.....	16

I.10. Conclusion	17
Chapitre II : Etude thermodynamique du cycle d'un moteur à allumage commandé par bougie.....	18
II.1. Introduction	18
II.2. Histoire des moteurs allumages commandés	19
II.3. Les différentes étapes du cycle quatre temps	20
II.5. Le moteur à quatre temps (cycle de Beau de Rochas)	21
II.6. Bilan énergétique.....	21
II.7. Etudes des cycles réels :	22
II.7.1. Différences importantes par rapport au cycle théorique	22
II.7.2. Les grandeurs caractéristiques	23
II.8. Conclusion.....	25
Chapitre III Modèle multizones pour le champ de température dans une chambre de combustion.....	26
III.1. Introduction.....	26
III.2. Chambre de combustion	26
III.3. Les différentes formes de chambres	26
III.4. Calculer le champ de température dans une chambre de combustion.....	27
III.5. Inconvénient des modèles déjà existants	28
III.6. Modélisation de la surface du front de flamme	28
III.7. Le calcul.....	28
III.1. Conclusion	34
Chapitre IV : Résultats et interprétations	35
IV.1. Introduction.....	35
IV.2. Description du problème.....	35
IV.3. Géométrie et maillage.....	36
IV.4. Simulation numérique et schémas de résolution	37
IV.5. Conditions aux limites et les cas étudiés	37

IV.6. Résultats et discussion	38
IV.6.1. Champ thermique.....	38
IV.7. Champ dynamique	39
IV.7.1. Vitesse.....	39
IV.7.2. Pression.....	40
IV.8. Fractions massiques des espèces chimiques CH_4 , CO_2 , O_2 et N_2	41
IV.8.1. Éthane (C_2H_6).....	41
IV.8.2. Oxygène (O_2).....	42
IV.8.3. Dioxyde de carbone (CO_2).....	43
IV.8.4. L'azote (N_2)	44
IV.8.5. L'eau (H_2O)	45
IV.8.6. Oxyde d'azote (NO_X).....	46
IV.9. L'effet de la durée de combustion sur la formation de NO_x	47
IV.10. Conclusion	49
Conclusion générale.....	53
Références bibliographiques.....	ix

Liste des figures

Figure I-1: structure de flamme assurée par une pulsion intense	13
Figure I-2: structure de flamme s'observe lorsque du combustible liquide.	14
Figure II-1: Moteurs à quatre temps	20
Figure II-2: Diagramme de cycle de Beau de Rochas	21
Figure II-3: cycles réels	23
Figure II-4 : couple et puissance effective d'une motrice essence	24
Figure III-1: Décomposition de la chambre de combustion en multizones.....	Erreur ! Signet non défini.
Figure IV-1: Configuration géométrique 2D de la chambre de combustion étudiée. .	36
Figure IV-2: Aperçu sur le maillage bidimensionnel effectué.	37
Figure IV-3: Profils de température pour les cinq cas étudiés.....	39
Figure IV-4: Profils de vitesse axiale (U) sur la ligne milieu pour les cinq cas étudiés	40
Figure IV-5: Profil de pression sur la ligne milieu pour les cinq cas étudiés.....	41
Figure IV-6: Profils des fractions massiques de l'éthane pour les cinq cas étudiés. ...	42
Figure IV-7: Profils des fractions massiques de O ₂ pour les cinq cas étudiés.....	43
Figure IV-8: Profils des fractions massiques de CO ₂ pour les cinq cas étudiés.	44
Figure IV-9: Profils des fractions massiques de N ₂ pour les cinq cas étudiés.....	45
Figure IV-10: Profils des fractions massiques de H ₂ O pour les cinq cas étudiés.....	45
Figure IV-11: Profils des fractions massiques de NO _x pour les cinq cas étudiés.....	46
Figure IV-12: Variation de la fraction massique moyenne à la sortie de la chambre en fonction de la vitesse du carburant.	47
Figure IV-13: Variation de la fraction massique moyenne à la sortie de la chambre en fonction de la vitesse de l'air.	48

Liste des tableaux

Tableau II-1: <i>Bilan du cycle de Beau de Rochas</i>	22
Tableau IV-1: <i>Caractéristiques du moteur étudié (Renault Symbol -1.6 essence)</i>	35
Tableau IV-2 : <i>Schémas de discrétisation/résolution utilisés.</i>	37
Tableau IV-3: <i>Fraction massique moyenne de NOx pour les cinq cas étudiés.</i>	47

Nomenclature

- P_m : La pression moyenne effective P_{me}
- P_{eff} : La puissance effective
- C_m : Le couple moteur
- V_e : Le volume engendré par piston : cylindrée unitaire
- E : le rapport volumétrique de compression
- λ : le rapport des pressions dans la combustion
- W_i : Le travail indiqué par cycle
- C_{se} : La consommation spécifique effective
- η_{eff} : Le rendement effectif
- η_{th} : Le rendement thermique
- W_{utile} : Travail utile
- Q_{comp} : Chaleur de combustion
- ϵ_R : Le taux de remplissage
- φ : l'angle de rotation de vilebrequin
- φ_z : la durée de combustion.
- m : l'exposant du caractère de la combustion
- Z : représente le nombre de zones.
- φ_{j-1} : Angle de rotation de vilebrequin à la fin de la combustion toujours dans la zone considérée.
- φ_j : Angle de rotation de vilebrequin au début de la combustion toujours dans la zone considérée.
- X_J, X_{J-1} : représentent respectivement les fractions massiques de combustibles brûlées
- Comptes des points d'allumage jusqu'au début et la fin de la combustion dans la zone considérée.
- W : numéro de la zone considérée
- J : numéro des autres zones
- ΔQ_w : Quantité de chaleur dégagée par la combustion dans la zone (w)
- $(U'_{mm})_w, (U''_{pc})_w$: Respectivement l'énergie interne du mélange moteur (mm) et des produits de combustion (pc).

Nomenclature

ΔL_w : C'est le travail produit par les gaz au cours de la combustion dans une zone considérée (w)

ξ_d : coefficient qui prend en considération les pertes de chaleur provoquée par la dissociation des gaz en fonction de la température locale et de la pression

γ_{mm} : Rapport de chaleurs spécifique du mélange moteur

Introduction **général**

Introduction générale

L'évolution de la technologie, permet actuellement d'utiliser la suralimentation dans. Les moteurs à essence qui utilisent en général l'air ambiant comme comburant. Cet air est composé principalement d'azote et d'oxygène. La présence de cette vapeur modifie le processus de combustion, Notre effort se concentrera sur l'étude de la combustion dans un moteur à allumage commandé, la combustion dépend de la richesse du mélange, des conditions de température et de pression et des mouvements aérodynamiques dans la chambre de combustion. Nous présentons l'aspect d'un écoulement pleinement bidimensionnel, Dans ce travail, une chambre de combustion du moteur Renault Symbol 1.6 essence a été simulée numériquement à l'aide d'un code CFD commercial « ANSYS Fluent.

Nous présentons les champs dynamiques, de température, les fractions massiques de différentes espèces impliquées dans le processus de combustion et la production de NO_x.

Les solutions de facilité envisagées –on utilisées pour réduire les émissions de polluants. Au prix d'augmentation parfois catastrophiques de la consommation devront faire place à des procédés beaucoup plus élaborés, rendant compatible autant que faire se peut, économie d'énergie et réduction de pollution. La recherche de ces procédés implique nécessairement une connaissance plus fine des phénomènes en cause et notamment de la combustion.

Sachons qu'actuellement les moteurs à combustion interne donnent plus 80% de toute l'énergie produite dans le monde entier et que permis les produits de combustion ,dans ces moteurs qui présentent un danger prononcé ,l'oxyde d'azote « NO » ;on comprend bien la nécessité de rechercher un moyen de réduire .Ce produit toxique tout en conservant un rendement du moteur et une consommation du combustible dans des limites acceptables.

Dans le mémoire de fin d'étude on va représenter une nouvelle méthode du calcul et l'étude du cycle moteur qui se base sur l'évolution de la fraction brûlée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (Loi de Vibe).

Le travail présenté, est organisé de la façon suivante :

- Le premier chapitre est consacré à l'étude des Généralités sur la pollution atmosphérique par les gaz d'échappements de moteur et sur tout par les oxydes d'azote.
- Le deuxième chapitre est dédiée l'étude thermodynamique du cycle d'un moteur à allumage commandé.
- Troisième chapitre nous représentons le Modèle multizones pour les champs de température dans une chambre de combustion.
- Dans le chapitre quatrième, Calcul des concentrations équilibres produits combustion du mélange (Air-Essence).

Ce mémoire se termine par une conclusion générale sur les travaux menés dans cette étude.

Chapitre I :

Généralités sur la pollution atmosphérique

Chapitre I : Généralités sur la pollution atmosphérique

I.1. Introduction

La pollution atmosphérique peut résulter soit d'une modification quantitative par la hausse de la concentration dans l'air de certains de ses constituants normaux (CO₂, NO₂, O₃), soit d'une modification qualitative due à l'introduction de composés étrangers à ce milieu (radioéléments, substances organiques de synthèse par exemple), soit encore, et c'est le cas général, d'une combinaison de ces deux phénomènes.

Avec la civilisation moderne, les quantités de substances rejetées dans l'atmosphère, altérant la composition normale de l'air, n'ont cessé d'augmenter. L'origine des différentes substances polluant l'atmosphère est des plus variée. La combustion des diverses formes du carbone fossile (charbon pétrole, gaz naturel) joue un rôle prépondérant dans la contamination de l'air.

Les différentes substances ont des durées de vie dans l'atmosphère qui sont extrêmement variables, ce qui explique que les problèmes de pollution se situent sur des différentes échelles de temps et d'espace très variables [1].

I.2. La pollution atmosphérique se divise en trois catégories

I.2.1. Pollution de proximité et à l'échelle locale

Elle concerne les sources d'émission de gaz ou d'autres substances indésirables le plus souvent produites en milieu urbain (industries, chauffage, trafic...). Elle affecte en premier lieu la santé des populations par son action directe à court terme mais exerce aussi une toxicité à plus long terme pour certaines pathologies. Elle peut également procurer un gêne olfactif important et participer à la dégradation du patrimoine bâti [2].

I.2.2. Pollution à l'échelle régionale

Elle concerne les zones situées à quelques dizaines de kilomètres (voire des centaines de kilomètres) des sources d'émission de pollution. Elle regroupe souvent sous ce terme les deux phénomènes de pollution que sont [2] :

- Les pluies acides qui participent au dépérissement des forêts et des lacs. Elles désignent les phénomènes de retombées au sol de dépôts acides, secs et

humides, qui touchent des zones étendues et éloignées des sources en raison des transformations physico-chimiques et des conditions climatiques (HCl , H_2SO_4 issu des émissions de SO_2 , HNO_3 liées à celles des NO_x). - La pollution photochimique qui désigne les mécanismes conduisant à la rupture naturelle de formation et de destruction de l'ozone troposphérique (à basse altitude) et à l'augmentation de sa concentration dans l'air [2].

I.2.3. Pollution planétaire

Qui concerne les deux problèmes identifiés

- La diminution (« trou ») de la couche d'ozone stratosphérique due essentiellement à l'action des composés halogénés (chlore, brome, iode) libérés par les activités humaines, et la réduction du pouvoir filtrant de la couche d'ozone a des conséquences néfastes sur la santé.
- L'augmentation de l'effet de serre qui constitue un processus naturel à la vie terrestre car sans ce phénomène, la température de l'air serait inférieure de 30°C à la valeur moyenne actuelle qui est de 15°C sur notre planète. Cependant, son augmentation liée à la production excessive de certains gaz (CO , CO_2 , COV) entraînera de graves changements climatiques (élévation de la température du globe et modifications climatiques lourdes de conséquences pour la vie terrestre).

I.3. Les différents types de polluants

I.3.1. Les polluants gazeux

- Le dioxyde de soufre : SO_2
- Le monoxyde de carbone : CO
- Le dioxyde d'azote : NO_2
- L'ozone : O_3
- Le benzène : C_6H_6
- COV (composés organiques volatiles)

I.3.2. Les polluants réglementés

Les polluants actuellement réglementés et font l'objet de mesures continues dans l'air réalisées par les associations de surveillance de la qualité de l'air. Ils sont divisés en

deux catégories : les polluants en phase gazeuse et les polluants en phase particulaire. Les gaz représentent 90% de la masse des polluants atmosphériques et les particules les 10% restants. La proportion de ces dernières a tendance à diminuer car les efforts de réduction de la pollution atmosphérique ont prioritairement concerné au cours des vingt dernières années les particules (fumées émises par les usines, les chaufferies et les centrales thermiques, les échappements des moteurs) car elles représentent la fraction la plus visible de la pollution de l'air [1].

I.3.3. Les polluants primaires

Sont les polluants que l'on trouve à l'endroit de l'émission. Par exemple, le CO est un polluant primaire.

I.3.4. Les polluants secondaires

Sont des polluants qui ne sont pas émis, mais qui résultent de la transformation physico-chimique des polluants primaires au cours de leur séjour dans l'atmosphère.

Par exemple, l'ozone résulte de réactions chimiques impliquant notamment les oxydes d'azote et les COV. Il est possible ainsi, de réaliser un inventaire d'émission pour les polluants primaires, mais pas pour les polluants secondaires.

La liste des polluants, les plus couramment évoquées dans les problèmes de pollution atmosphérique est proposée dans ce qui suit est donnée par famille : la notion de famille recouvre soit des caractéristiques physicochimiques précises (COV, PM...), soit elle correspond à une réglementation particulière, ou encore elles sont parfois regroupées en fonction de leur effet.

a. Monoxyde de carbone (CO)

Le Monoxyde de carbone est un polluant primaire. C'est un gaz incolore, inodore et plus léger que l'air.

Il représente le plus abondant et le plus répandu de tous les polluants atmosphériques présentant une toxicité pour l'Homme. Dans les conditions naturelles, il se rencontre dans l'air à des concentrations très réduites comprises entre 0.005 pm (v) et 0.2 pm (v) étant admises pour l'ensemble de la troposphère.

Dans les carrefours aux moments d'embouteillage, les valeurs de CO dépassent 100 pm. Celles-ci excèdent le seuil de nocivité estimé à 50 pm pour les effets neurotoxiques lors d'expositions prolongées. Dans les zones reculées de l'hémisphère nord, ont été détectées 0.025 pm. En Alaska, les plus faibles concentrations observées varient de 0.055 à 0.260 pm.

Le volcanisme, certaines fermentations en milieu anaérobie (vases dans des biotopes lenticules), les décharges électriques dans la troposphère, les incendies de forêts, représentent les principales sources naturelles de CO.

Les principales sources technologiques de CO proviennent des combustions : combustion des charbons et des fuels, incinération des déchets urbains et émissions des véhicules à moteur (le CO représente jusqu'à 11% des gazes d'échappement de ces automobiles). Cependant, des êtres vivants marins semblent intervenir de façon significative dans la production naturelle de ce gaz. On cite les algues brunes, les flotteurs de *Fucus* sp. .Les méduses du genre *Physalie*. Ces diverses sources biologiques sont la cause essentielle de la présence de ce gaz à saturation dans les eaux océaniques. L'océan dégage chaque année de l'ordre de 50 millions de tonnes de CO dans l'atmosphère [1].

b. . Les oxydes d'azote (NO_x)

On compte parmi ces derniers le protoxyde d'azote encore dénommé oxyde nitreux (N_2O), Le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote NO_2 .

- Le protoxyde d'azote (N_2O).Il représente le plus abondant d'entre eux dans les atmosphères non polluées avec une concentration moyenne de 0,25 pm, i s'agit d'un puissant gaz de serre, car son potentiel de réchauffement climatique est 290 fois supérieur à celui du CO_2 de sorte que ses dégagements interviennent dans les changements climatiques globaux dus à la pollution atmosphérique par ses rejets. En revanche, en dépit de ses effets neurotropes ce, dernier ne joue pas un rôle majeur dans la pollution atmosphérique urbaine.

En effet, sa concentration dans l'air des villes n'est pas significativement modifiée par des sources technologiques. En réalité, la principale source technologique de N_2O à

l'atmosphère est due à la dénitrification des nitrates utilisés à vaste échelle comme engrais chimiques et concerne donc l'espace rural.

c. Le dioxyde d'azote (NO_2)

Ce gaz, encore dénommé peroxyde d'azote, constitue avec le NO, à l'opposé du précédent, l'un des polluants majeurs de l'air et présente une importance fondamentale dans tous les problèmes de pollution atmosphérique. C'est un gaz stable, fortement coloré en jaune, qui réduit beaucoup la visibilité atmosphérique et confère dans la plupart des cas une coloration brunâtre caractéristique aux masses d'air qui recouvrent les zones urbanisées. Par ailleurs, les propriétés physiques particulières de ce gaz, se traduisant par une forte absorption des ultraviolets, provoquent sa dissociation par l'énergie lumineuse absorbée selon la réaction :



Il engendrera alors une pollution de l'air dite photochimique car générée par l'exposition aux rayonnements du NO_2 et de ces produits de décomposition avec d'autres contenus dans l'air pollué : dioxyde de soufre, oxygène, hydrocarbures. Parmi les diverses substances formées, certaines comme les peroxy acylhydrates (PAN), sont phyto-toxiques et très irritantes pour la conjonctive.

La présence de dioxyde d'azote dans l'atmosphère résulte en partie significative d'une réaction secondaire qui s'y effectue de façon spontanée avec le monoxyde d'azote. On constate, en effet, que les gaz d'échappement des automobiles et en général tous ceux produits par combustion à haute température renferment beaucoup de monoxyde de peroxyde d'azote. Ce dernier se forme pendant la réaction qui a lieu au cours de la phase de dilution dans l'air des gaz brûlés. Celle-ci a pour équation :



Cette réaction a tendance à s'effectuer en sens inverse au-dessus de 600° C ce qui explique la prépondérance du monoxyde d'azote dans les gaz émis par les échappements. Dans les zones urbaines fortement polluées, la concentration du peroxyde d'azote peut dépasser $0,1 \text{ pm}$. Le dioxyde d'azote (NO_2) ne séjourne pas longtemps dans l'atmosphère, trois jours en moyenne. Il s'y transforme ensuite en acide nitrique, par oxydation spontanée et contact avec la vapeur d'eau contenue dans l'air,

lequel acide nitrique est lui-même ensuite rapidement converti en NH_4NO_3 , surtout par réaction avec l'ammoniac introduit par l'ammonification naturelle dans l'atmosphère, mais aussi en nitrate de calcium, par réaction avec les particules carbonatées qu'y amène l'érosion des sols. L'ensemble des nitrates ainsi formés par réaction de l'acide nitrique avec les nombreux cations présents dans l'air se rencontre dans les aérosols atmosphériques et est ensuite ramené au sol par les précipitations.

I.3.5. Les polluants particuliers

- Les particules (PM10 et PM2, 5)
- Les hydrocarbures (Benzo (a) pyrène)
- Le plomb : Pb
- Le cadmium : Cd
- L'arsenic : As
- Le nickel : Ni
- Le mercure : Hg

I.4. L'effet de serre : échelle mondiale

La température moyenne superficielle terrestre dépend avant tout autre facteur de la quantité d'énergie reçue par unité de surface au niveau du sol. Toute modification physico-chimique de l'atmosphère agissant sur l'intensité du flux solaire aux diverses latitudes. Elle provoquera en conséquence des changements climatiques.

L'effet de serre est un phénomène avant tout naturel de piégeage par l'atmosphère du rayonnement de chaleur émis par la terre sous l'effet des rayons solaires. Il permet une température sur Terre bien supérieure à celle qui régnerait en son absence. Le groupe de gaz responsables de ce phénomène est présent dans l'atmosphère à l'état de traces ; il s'agit, pour l'essentiel, de la vapeur d'eau (H_2O), du gaz carbonique (CO_2), du méthane (CH_4) et du protoxyde d'azote (N_2O). C'est parce que les teneurs atmosphériques de ces gaz sont naturellement très faibles que les émissions dues aux activités humaines sont en mesure de les modifier sensiblement, entraînant, a priori, un renforcement de l'effet de serre, et par suite, des modifications possibles du climat. Bien que la vapeur d'eau constitue le plus important gaz à effet de serre, les activités humaines n'influent pas de façon sensible sur sa concentration atmosphérique, qui est naturellement très variable.

En revanche, les concentrations en CO_2 , CH_4 , et N_2O ont augmenté fortement par rapport à leurs niveaux de l'ère préindustrielle. L'homme, par ailleurs, a introduit de nouveaux gaz à effet de serre très puissants dans l'atmosphère : les chlorofluorocarbones (CFC) également responsables de la destruction de la couche d'ozone. Enfin, l'ozone troposphérique, formé à partir des émissions d'oxydes d'azote (NO_x) et de Composés Organiques Volatils (COV) joue également un rôle important.

I.5. Les carburants et la pollution atmosphérique

La combustion de carburants produit une grande quantité de substances chimiques qui sont émises dans l'atmosphère. En effet, la consommation de carburant contribue grandement à la pollution atmosphérique ainsi qu'aux émissions de gaz à effet de serre : en 2007, les émissions du secteur des transports représentaient environ 27 % de l'inventaire total des émissions. Matières particulaires, oxydes d'azote, composés organiques volatils, benzène, métaux et dioxyde de soufre sont autant de polluants causés par la combustion de carburants.

I.6. Carburants conventionnels

La combustion du carburant produit davantage de particules à l'échappement dans les moteurs diesel que dans la motrice essence.

I.6.1. Essence

En tant que carburant, l'essence peut avoir des effets négatifs sur notre santé, tant avant qu'après la combustion. Nous sommes habituellement exposés à des vapeurs d'essence et à des gaz d'échappements des moteurs à essence lorsque nous respirons, mais il est aussi possible de les absorber par la peau ou de les ingérer.

Avant la combustion, l'essence est un mélange très volatile d'hydrocarbures naturels et d'autres substances chimiques organiques dérivées du pétrole brut. Les producteurs ajoutent d'autres substances chimiques à l'essence pour améliorer l'indice d'octane, accroître le rendement de la combustion et protéger les composants du moteur et de l'échappement. L'essence contient ordinairement plus de 150 substances chimiques, dont la teneur exacte dépend de facteurs comme l'emplacement géographique, la saison, la catégorie de qualité de l'essence ou l'indice d'octane, la source de pétrole brut et le producteur.

Après la combustion, le contenu exact des gaz d'échappements dépend, entre autres, de la formulation de l'essence qui est brûlée, des caractéristiques mécaniques du moteur, du poids et de la vitesse du véhicule ainsi que des caractéristiques de conduite du conducteur.

Nous sommes exposés à des gaz d'échappements de moteurs à essence lorsque nous conduisons dans la circulation ou lorsque nous marchons ou nous tenons le long de rues achalandées. Compte tenu de leur forte teneur en matière particulaire et autres substances chimiques toxiques, ces gaz sont également liés à des maladies respiratoires et à des symptômes cardiovasculaires.

I.6.2. Composition de l'essence

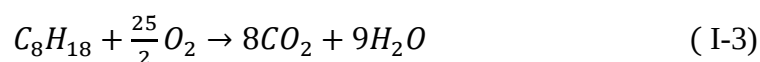
Parmi les alcanes contenus dans l'essence, deux jouent un rôle particulier : l'octane C_8H_{18} et l'heptane C_7H_{16} . Ils possèdent en effet des propriétés radicalement différentes du point de vue de leur tendance à l'auto-allumage.

Un mélange d'air et de vapeur d'octane va difficilement s'enflammer spontanément, ce sera donc bien la bougie qui provoquera l'allumage et créera au moment prévu une déflagration, c'est-à-dire une flamme de pré-mélange qui se propage dans le mélange à une vitesse inférieure à celle du son (subsonique). C'est donc un mélange riche en octane qui est utilisé dans les moteurs à allumage commandé.

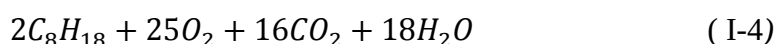
Au contraire, avec l'heptane, l'auto-allumage est facile : pour des taux de compression élevés, l'allumage aura lieu en volume dans le cylindre avant que la bougie n'intervienne. Ce phénomène caractéristique des moteurs à allumage commandé s'appelle le cliquetis et provoque la formation d'ondes de choc dans le cylindre, d'où le bruit caractéristique. Dans le pire des cas, il peut y avoir création d'une détonation qui peut aller jusqu'à faire fondre le piston, le front de flamme se déplaçant plus vite que le son en se couplant à l'onde de choc. L'indice d'octane mesure la résistance d'un carburant utilisé dans un moteur à allumage commandé à l'auto-allumage (allumage sans intervention de la bougie), Ce carburant est très généralement l'essence.

On dit qu'un carburant a un indice d'octane de 95 par exemple, lorsque celui-ci se comporte, du point de vue de l'auto-allumage, comme un mélange de 95 % d'un

isooctane, le 2, 2,4-triméthylpentane, qui est résistant à l'auto-inflammation (son indice est de 100 par définition) et de 5 % de n-heptane, qui s'auto-enflamme facilement (son indice est de 0 par définition). La formule simplifiée de la réaction de combustion de l'octane est :



ou



I.6.3. Diesel

La combustion de diesel contribue grandement à la pollution atmosphérique. Les émissions des moteurs diesel varient beaucoup en fonction du type, de l'âge et de la condition du moteur, de la manière dont il est utilisé ainsi que de la formulation du carburant. Les gaz d'échappements des moteurs diesel sont un mélange complexe de centaines de substances chimiques, sous forme gazeuse ou particulaire. Les oxydes d'azote, le monoxyde de carbone, le formaldéhyde, l'acétaldéhyde, le benzène, les hydrocarbures aromatiques polycycliques et les hydrocarbures aromatiques polycycliques nitrés comptent parmi les émissions des moteurs diesel. Les particules dans le gaz d'échappement de diesel possèdent un noyau de carbone qui absorbe les composés organiques, les nitrates, les sulfates, les métaux et d'autres éléments traces.

Les moteurs diesel sont une importante source de pollution par les particules : ils génèrent jusqu'à 100 fois plus de particules que les moteurs à essence, particules dont la taille varie de 0,01 à 1,0 micromètre (μm) et qui sont donc suffisamment petites pour se déposer dans les tissus pulmonaires. Les particules de moins de 0,1 μm sont appelées particules ultrafines : elles composent de 1 à 20 % de la masse des particules dans les gaz d'échappements des moteurs diesel et de 50 à 90 % du nombre total de particules présentes dans les gaz d'échappements de diesel. Les particules ultrafines peuvent pénétrer dans les poumons et la paroi des vaisseaux sanguins pour aboutir dans le sang et toucher d'autres systèmes de l'organisme, comme le système cardiovasculaire.

Une exposition aiguë ou à court terme aux gaz d'échappements de diesel peut avoir des effets immédiats sur la santé. Ces gaz peuvent irriter gravement les yeux, le nez et

la gorge et causer des symptômes bronchiques et respiratoires. Ils peuvent également entraîner de la toux, des maux de tête, des étourdissements et de la nausée.

I.7. La flamme

La flamme est une réaction d'oxydation très rapide qui se déroule en phase gazeuse, à haute température, généralement entre 1000 et 2 000°C. Elle dégage de l'énergie thermique (réaction exothermique) grâce à l'oxydation d'un combustible (généralement un hydrocarbure), par l'oxygène de l'air, le comburant. La réaction ne se déroule que si le mélange comburant-combustible a été réalisé dans des proportions adéquates.

Une flamme caractérisée par un excès de combustible est dite « riche » tandis qu'une flamme sous excès d'air est dite « pauvre ». Les combustibles coûtent cher, l'air est gratuit : il est donc compréhensible que l'on souhaite toujours travailler sous un excès d'air (mélange pauvre) pour faire réagir un maximum du combustible investi. A l'inverse, travailler en mélange riche, entraîne le gaspillage du combustible qui n'a pu réagir et, en outre, signifie l'envoi dans la cheminée d'imbrûlés qui, nous le verrons, sont particulièrement polluants [3].

La flamme, réaction d'oxydation vive, ne peut exister qu'à haute température : si le mélange s'éloigne trop de la stœchiométrie (suite à un excès de dilution par l'un des réactifs), sa température peut descendre à des valeurs trop basses pour que la réaction puisse se maintenir.

On atteint ainsi les « limites d'inflammabilité » du mélange. Par exemple, le méthane en mélange avec de l'air ne s'enflammera que si ses concentrations sont comprises entre 5 et 15 % en volume. Réaliser une flamme « propre » demanderait que combustible et comburant gazeux soient intimement mélangés dans les proportions adéquates *avant* d'être enflammés de manière à ce que toutes les molécules de réactifs soient mises en présence avant le démarrage de la réaction de combustion : c'est le cas dans un « bec de Bunsen » fonctionnant avec la virole d'admission d'air ouverte ou encore un chalumeau oxyacétylénique. Ce mode de fonctionnement (flamme de « **pré mélange** ») garantit une réaction totale entre comburant et combustible et donc une émission pratiquement nulle de substances imbrûlées. En revanche, une telle solution présente un danger manifeste : le (pré)mélange est détonant et le risque existe

de voir la flamme se propager violemment, dans la tubulure d'admission, à la rencontre du flux de réactifs.

Le résultat en serait une explosion d'autant plus destructrice que la quantité des gaz pré mélangés est importante. En conséquence, par mesure de précaution, dans la majorité des applications industrielles et domestiques (chaudières), le mélange air-combustible est effectué directement dans la chambre de combustion par injection ou pulvérisation du combustible dans un flux d'air pulsé. On réalise ainsi ce que l'on appelle une « flamme de diffusion » dans laquelle doivent être créées des conditions de turbulence qui garantissent un mélange rapide et intime des réactifs. Le schéma ci-dessous représente cette structure de flamme assurée par une pulsion intense, turbulente, du combustible et de l'air dans une chaudière.

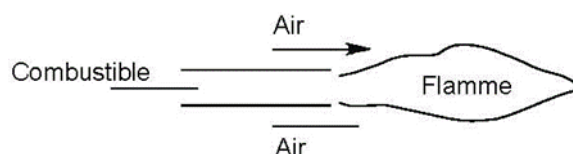


Figure I-1: *structure de flamme assurée par une pulsion intense [4].*

En réalité, dans ce type de flamme, la combustion se déroule en « poches », c'est à dire dans les zones de la flamme où sont atteintes les limites d'inflammabilité du combustible. La réaction de combustion proprement dite est un phénomène extrêmement rapide par comparaison avec la vitesse de mélange des réactifs ; c'est donc ce dernier paramètre qui, en définitive, déterminera le temps total de réaction. Une turbulence élevée des gaz pulsés dans la chaudière, assurant un mélange rapide des gaz, réduit d'autant le volume et le temps d'existence de la flamme.

Cette turbulence des gaz garantit que toutes les molécules de combustible seront mises rapidement en contact avec l'air, avant que la température du mélange gazeux ne descende à des valeurs trop basses qui « figeraient » la réaction de combustion laissant des imbrûlés échapper dans les fumées. D'autre part, le mélange n'étant pas instantané, il est évident qu'il existe au sein de la flamme (à l'émergence du brûleur), des zones où le combustible se trouve pratiquement à l'état pur (mélange très riche) et porté à des températures qui croissent rapidement.

La même structure de flamme s'observe lorsque du combustible liquide est pulvérisé en fines gouttelettes dans la chaudière. Mais ici apparaît une étape supplémentaire qui

consiste en la volatilisation de l'hydrocarbure liquide : une flamme de fioul liquide que l'on voit s'étirer dans l'enceinte d'une chaudière résulte en fait de la contribution de myriades de gouttelettes dont chacune s'entoure d'un front de flamme extrêmement ténu. Ce front de réaction irradie la surface du liquide qui s'évapore et vient alimenter la phase gazeuse. Il y a donc ici, à l'échelle microscopique, mélange progressif entre l'atmosphère dans laquelle les gouttelettes sont pulvérisées et la vapeur qu'elles émettent sous l'effet des radiations émises par le front de flamme qui les enveloppe.

Cette zone de transition, riche en combustible, coincée entre le liquide et le front de flamme, est à l'origine de la formation de suies. La même situation se rencontre durant la phase de pulvérisation de l'essence dans le moteur diesel

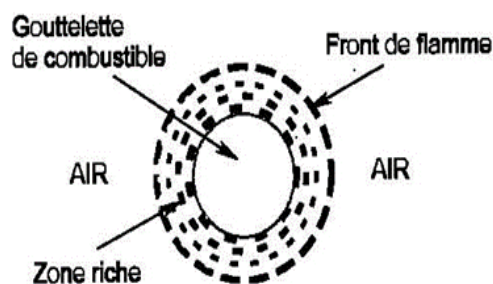
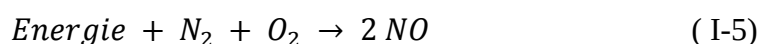


Figure I-2: *structure de flamme s'observe lorsque du combustible liquide [5].*

I.8. La formation de l'oxyde d'azote « thermique »

Les oxydes d'azote sont une famille de molécules comprenant notamment le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂). Ces gaz se forment dans le moteur, lors de la combustion du carburant, à haute température [6].

On utilise l'air comme source d'oxygène : il est gratuit et disponible partout à la surface du globe. Mais, à haute température, une faible fraction de l'azote atmosphérique se combine avec l'oxygène pour former de l'oxyde d'azote, un polluant assez préoccupant. La réaction s'écrit très simplement :



Cette réaction dépend très étroitement de la température de la flamme : négligeable en dessous de 1 000°C, elle prend de plus en plus d'importance au-delà de 1 200°C. Elle

est également relativement lente, par comparaison avec la vitesse d'oxydation des molécules d'hydrocarbures. Lutter contre la formation de ce polluant dans les flammes est une entreprise assez complexe parce qu'il existe une opposition de principe entre le fait qu'il convient, d'une part, d'éviter la formation d'un oxyde Indésirable (NO) alors que, simultanément, on doit assurer l'oxydation parfaite des hydrocarbures en CO_2 et H_2O .

Les tactiques de réduction de NO se baseront donc sur les caractéristiques propres de sa réaction de formation, à savoir, sa relative lenteur et sa dépendance étroite de la température de la flamme. La démarche consiste donc à

- réduire, autant que faire se peut, les pointes de température atteintes par les flammes
- accroître la turbulence de la flamme, de manière à accélérer le processus de combustion et abréger ainsi la durée d'existence des gaz à haute température, ce qui réduit d'autant la formation de NO (processus lent).

Durant les dernières décennies ont été mises au point des brûleurs à mélange accéléré qui, en association avec d'autres innovations (multiplication du nombre de brûleurs, étalement des flammes, ...), parviennent à réduire de 50 % les émissions de NO, ce qui est appréciable mais insuffisant.

I.9. Moteurs thermiques

I.9.1. Définition

Il existe deux grands types de moteurs thermiques utilisés sur les véhicules ou les engins [7]:

- Les moteurs à allumage commandé qui utilisent une étincelle électrique pour enflammer le mélange air/carburant dans les cylindres. Le carburant utilisé peut être de l'essence, du gaz ou de l'air comprimé. Ces moteurs produisent dans le gaz d'échappements du monoxyde de carbone et des oxydes azote :
- Les moteurs diesels (allumage par compression) pour lesquels l'air est comprimé dans les cylindres jusqu'à atteindre une température permettant l'auto-inflammation du carburant lors de son injection. Ces moteurs produisent

essentiellement dans le gaz d'échappement des oxydes d'azote et des particules [7].

I.9.2. Mesures de prévention

Pour éviter et/ou diminuer au maximum les risques liés à l'utilisation des moteurs thermiques, il faut réaliser une analyse détaillée des procédés de travail et des modes opératoires de façon à mettre en place des mesures de prévention technique et organisationnelles. Ces mesures sont les suivantes :

a. La limitation d'utilisation des moteurs thermique

Utiliser chaque fois qu'il est possible des moteurs électriques, surtout en espace confiné, comme par l'exemple lors des travaux en souterrain (équiper de moteurs électriques le matériel fixe ou semi-mobile, tels qu'un compresseur ou engin de forage) ou des travaux à l'intérieur d'un bâtiment (utilisation des équipements automoteurs électriques).

b. La réduction des émissions à la source par le choix de technologies peu polluantes

Choisir, pour les engins non routiers, des moteurs répondant à la dernière phase en vigueur de la réglementation. Cette réglementation réduit la masse des particules émises à 10 par rapport à la précédente génération des moteurs.

Acheter des véhicules non routiers tels que des chariots automoteurs équipés d'épurateurs catalytiques 3 voies avec une gestion électronique (régulateur par sonde lambda et calculateur) afin de réduire la production de monoxyde de carbone.

I.10. Conclusion

Les émissions des moteurs à combustion interne contribuent de façon remarquable au problème de la pollution atmosphérique. Les mécanismes de formation des différents polluants constituant les gaz d'échappement dépendent fortement de la température cette dernière peut atteindre les 2700 K durant la phase de combustion. Alors, étudier le cycle thermodynamique du moteur, et précisément la phase de combustion, pendant laquelle les différents polluants se forment, est indic.

Chapitre II :
Etude thermodynamique
du cycle d'un moteur à
allumage commandé par
bougie

Chapitre II : Etude thermodynamique du cycle d'un moteur à allumage commandé par bougie

II.1. Introduction

De la grande famille des moteurs alternatifs à combustion interne on a le moteur à allumage commandé (AC), c'est l'un des moteurs qui produisent du travail par action directe sur un piston de la pression provenant de l'inflammation d'un mélange combustible, avec transformation du mouvement alternatif en rotation par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle.

Le terme « allumage commandé » vient de ce que l'inflammation est initiée au moyen d'une étincelle, généralement d'origine électrique, en un moment bien déterminé du cycle. L'alimentation avec des mélanges homogènes d'air et de vapeur de carburant est indispensable pour assurer un bon allumage, ce qui impose des carburants de bonne volatilité, telles les essences de pétrole, d'où son appellation, plus familière, de « moteur à essence ». Son omniprésence dans le domaine de la traction routière, et particulièrement dans celui de l'automobile et à l'origine de sa grande popularité, rares sont les propulseurs capables actuellement de le concurrencer dans cette utilisation.

II.2. Histoire des moteurs allumages commandés

Dès la fin du XVII^e 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, alimentés 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, De Dion, Bouton, Wright, Le vavasseur, Seguin, Renault, etc.

D'une technologie commune à l'origine, les moteurs d'aviation et d'automobile se différencient dès la première décennie du XX^e 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). Désormais, le moteur à allumage commandé est surtout un propulseur pour l'automobile et dans cette utilisation, ses niveaux de fiabilité et de rapport performances/coût sont devenus tels que son remplacement définitif en faveur de systèmes plus évolués, c'est-à-dire plus économes et moins polluants (moteur électrique, turbine...), n'est pas envisagé avant la deuxième moitié du XXI^e siècle.

II.3. Les différentes étapes du cycle quatre temps

1^{er} Temps : l'admission

- Le piston décrit une course descendante du PMH au PMB
- La soupape d'admission est ouverte
- Le mélange air + carburant préalablement dosé pénètre dans le cylindre
- L'énergie nécessaire pour effectuer ce temps est fournie au piston par le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle [8].

2^{ème} Temps : la compression

- Les 2 soupapes sont fermées.
- Le piston est repoussé par vers le PMH par la bielle.
- La pression et la température du mélange croissent

3^{ème} Temps : la combustion détente

- Un peu avant le PMH, une étincelle électrique déclenche le processus de combustion.
- L'accroissement de la pression qui s'exerce sur le piston engendre un effort sur la bielle et donc un moment moteur sur le vilebrequin.
- Le piston redescend au PMB.

4^{ème} Temps : l'échappement

- la soupape d'échappement s'ouvre
- Le piston remonte vers le PMH en expulsant les gaz brûlés

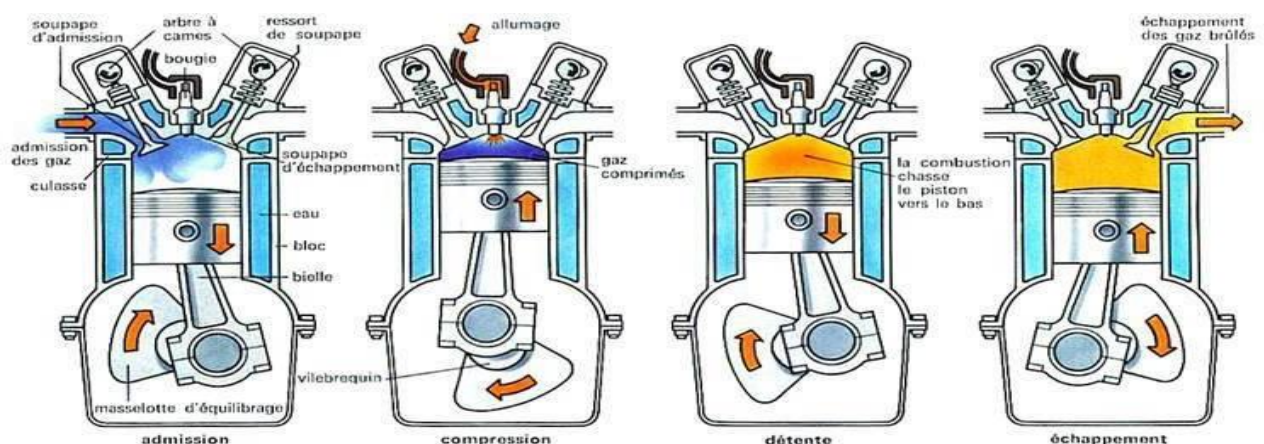


Figure II-1: Moteurs à quatre temps

II.4. Le moteur à quatre temps (cycle de Beau de Rochas)

Ce cycle a été défini par Beau de Rochas en 1862 puis mis en œuvre par Étienne Lenoir en 1883. Il est composé de quatre étapes au cours desquelles le piston effectue quatre mouvements linéaires :

- Admission du mélange
- Compression
- Combustion/détente
- Échappement

II.5. Bilan énergétique

On modélise le cycle par des transformations particulières (figurer II-2) :

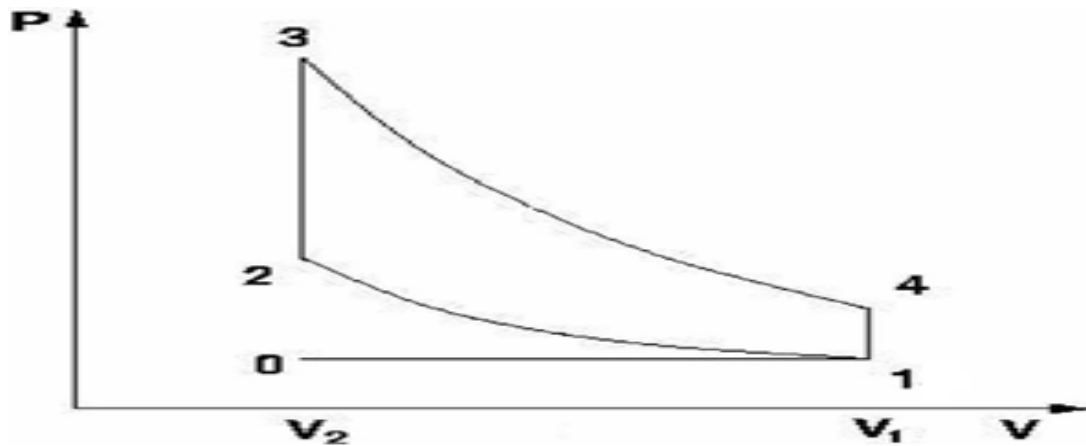


Figure II-2: Diagramme de cycle de Beau de Rochas

Remarque : la pression au point 4, la pression d'échappement, est supérieure à la pression atmosphérique. Le cycle rejette des gaz encore valorisables par une détente [10].

Données :

Le rapport volumétrique de compression : $\rho = V_1/V_2 = V_{PMB}/V_{PMH}$.

Le rapport des pressions dans la combustion : $\lambda = P_3/P_2 = T_3/T_2$.

0 - 1 Admission : aspiration d'air+essence à P_{atm}

Compression adiabatique réversible

1 - 2 $W^C = \Delta u_{12} = C_v (T_2 - T_1)$

$$T_2 = \rho^{\gamma-1} T_1 \quad \text{et} \quad P_2 = \rho^{\gamma} P_1$$

Combustion à volume constant

2 - 3 $q_{comb} = \Delta u_{23} = C_v (T_3 - T_2)$

$T_3 = \rho^{\gamma-1} \lambda T_1$ et $P_3 = \rho^\gamma \lambda P_1$

D'etente adiabatique r'eversible

3 - 4 $W^D = \Delta u_{34} = C_v (T_3 - T_4)$

$T_4 = \lambda T_1$ et $P_4 = \lambda P_1$

4 - 1 *Mise à l'atmosphère* D'etente à l'ouverture de la soupape d'échappement

1- 0 *Echappement* : évacuation des gaz

Seule la partie 1-2-3-4 est en vase-clos (masse d'air constante)

Tableau II-1: Bilan du cycle de Beau de Rochas

Travail utile	$W_{utile} = W_{cycle} = W^D - W^C = C_v T_1 (\lambda - 1) (\rho^{\gamma-1} - 1)$
Chaleur de combustion	$Q_{comb} = C_v T_1 E^{\gamma-1} (\lambda - 1)$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{ W_{utile} }{Q_{comb}}$

II.6. Etudes des cycles réels :

II.6.1. Différences importantes par rapport au cycle théorique

Différences importantes par rapport au cycle théorique :

- Temps de combustion non nul, autour de 1,5ms
- L'enceinte n'est pas adiabatique (les parois sont isothermes au cours d'un cycle).
- Mouvements des soupapes non instantanées.
- Inertie des gaz.

Allure du cycle du gaz dans le plan (P ; V) :

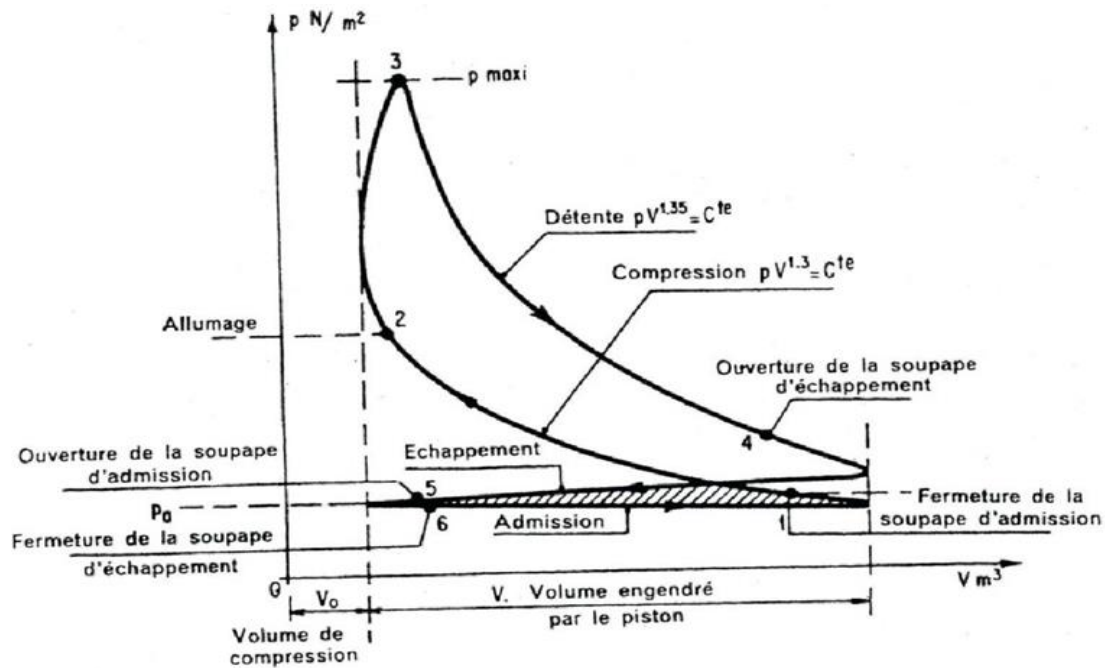


Figure II-3: cycles réels

II.6.2. Les grandeurs caractéristiques

Le travail indiqué par cycle : $W_i = \int_{\text{cycle}} -P dV = (\text{Aire cycle réel})$

C'est le travail fourni par le gaz au cours d'un cycle.

- η_{effe} Le rendement effectif = $W_{eff} / Q_{cal th}$
- η_{th} rendement thermique = W_{utile} / Q_{comb}
- η_i rendement indique = W_i / W_{theo}
- η_m rendement m' mécanique = W_{eff} / W_i

Le nombre de cycles par seconde X

Soit n le nombre de cylindre, N le régime du moteur en tr/min et ω La vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur ($= 2\pi N/60$).

$$\text{On a : } X = \frac{2Nn}{60 \times 4 \text{ temps}}$$

La puissance effective $P_{eff} = W_{eff} X$ et la puissance indiquée $P_i = W_i X$.

Le couple moteur $C = P_{eff} / \omega$

La pression moyenne effective P_{me} : définie comme la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (travail) par litre de cylindrée.

$P_{me} = W_{eff}/V_e$ où V_e est le volume engendré par piston (=cylindrée unitaire).

La P_{me} sert à exprimer le niveau de charge du moteur ; elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum (plus de 40 bar en F1).

Ordre de grandeur pour la pression moyenne effective :

Petits moteurs diesel : 7 bar

Moteurs essence : 8 à 12 bar

La consommation spécifique effective

$$C = \frac{\dot{m} \cdot t}{P_{eff}} = \frac{g \cdot s}{w}$$

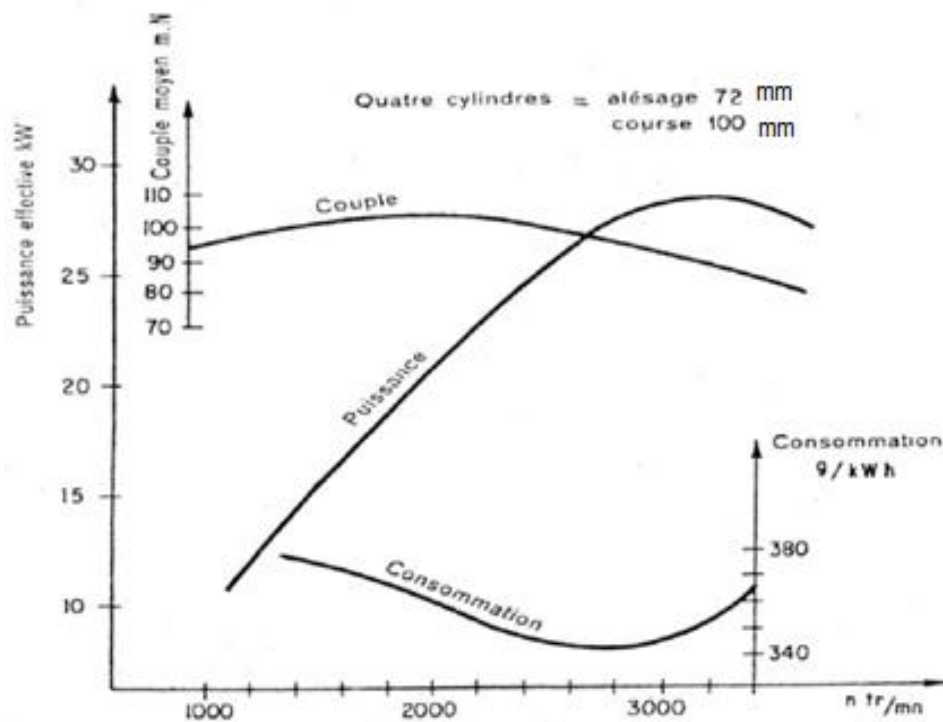


Figure II-4 : couple et puissance effective d'une motrice essence

II.7. Conclusion

Le moteur à combustion interne est un dispositif qui fournit de l'énergie mécanique par transformation de l'énergie calorifique. La combustion s'effectue à l'intérieur du moteur dans la chambre de combustion. Le moteur à allumage commandé appelé aussi moteur à explosion fait partie de ce type de moteur, Ce sont les temps nécessaires au cycle de transformation de l'énergie chimique contenue dans le carburant en énergie mécanique. Chaque tempe correspond à un demi-tour de rotation du vilebrequin. Les 1 et 4 sont consacrés au transfert des gaz (admission des gaz frais et échappement des gaz brulés) les 2 et 3 sont les temps nécessaires à la préparation et à la réalisation de la combustion et sa transformation en énergie mécanique.

Chapitre III :
Modèles multizones pour
le champ de température
dans une chambre de
combustion

Chapitre III Modèle multizones pour le champ de température dans une chambre de combustion

III.1. Introduction

Pour déterminer la concentration d'équilibre des produits de combustion et pour effectuer le calcul de la cinétique de formation de l'oxyde d'azote juste après l'achèvement de la combustion dans la zone considérée, on calcul la température locale des gaz brûlés et des gaz frais.

Dans notre modèle de simulation, le dégagement de chaleur dans ces zones est apprécié par la loi d'évolution de la fraction massique de carburant brûlé « X » en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (loi de Weibé).

III.2. Chambre de combustion

Forme de la chambre de combustion intervient directement sur les phénomènes aérodynamiques internes au moteur, des quel dépendent le déroulement de la combustion et la formation polluants : surtout H_e et NO_x les hydrocarbures, imbrûlés, originaires de la zone d'extinction de la flamme à la paroi, peuvent être réduits par l'adoption d'une chambre compacte, le plume compris entre culasse et cylindre au droit du joint du culasse etc... sont réduite le plus possible.

L'augmentation de la turbulence produite par la forme de la chambre, au celui du conduit d'admission, est généralement favorable à l'accroissement de la vitesse de combustion, cet effet permet de repousser en mélange pauvre la limite de fonctionnement stable de la motrice diminution de la dispersion cyclique. Donc de réduire l'émission d'imbrûlés en particulier aux charges partielles.

La position de la bougie d'allumage, placée de référence horizontalement l'expérience montre ainsi que le champ de turbulence réalisé doit rester faible au voisinage de la bougie à l'instant d'allumage.

III.3. Les différentes forment de chambres

Classiques : donnent, pour des réglages de rendement maximal, des émissions NO_x assez voisines. Une chambre caractérisée par une combustion plus rapide

permettra néanmoins pour un même rendement de réduire les émissions de NO_x , grâce à une diminution de l'avance par rapport à sa valeur optimale.

Des études menées dans ce domaine (chambre de combustion), font apparaître diverse voie d'amélioration qui sont déjà exploitée au pourrait l'être dans le futur, ainsi double allumage, chambre compacte associée à un taux de combustion élevée et à l'emploi de mélanges pauvres en combustion homogène et moteurs à charge stratifiée en combustion hétérogène.

III.4. Calcule le champ de température dans une chambre de combustion

Le savant « mach » est le premier qui analysé la répartition inégale de la température dans une chambre de combustion, c'est pourquoi ce phénomène est appelé « effet de mach » Ainsi dans les modèles mathématiques moderne, et pour calculer le niveau de formation de l'oxyde d'azote au cours de la combustion dans un moteur à C.I on tient compte le D'effet Mach [11].

On admet dans tous ces model que :

- La chambre de combustion est décomposée arbitrairement en multizones.
- Le mélange carburé est réparti uniformément dans tout le volume de la chambre de combustion.

Le front de flamme passe successivement par ces zones :

- La pression des gaz dans chaque zone est la même que dans tout le volume de la chambre de combustion.
- Après dégagement de chaleur de chaque zone, la température des produits de combustion contenus dans celle-ci est entièrement égalisée.
- Après l'achèvement de la combustion dans une zone celle-ci est isolée à condition que les échanges gazeux et calorifique entre les zones sont négligés.
- La zone contenant le mélange non brûlé et celle qui contient les produits de combustion sont délimitées par une surface du front de flamme d'épaisseur négligeable par rapport au parcours de la flamme.

III.5. Inconvénient des modèles déjà existants

Les modèles mathématiques ne tiennent pas compte de la variation coefficient de changement moléculaire « β » et aussi du coefficient qui prend en considération les pertes de chaleur provoquées par dissociation des gaz « ξ_d » en fonction de la température locale et de la pression ; c'est pourquoi les résultats de calcul du gradient de température et des valeurs réelles de « β » et de « ξ_d » s'alternent considérablement Pour le calcul du champ de température dans la chambre de combustion ,On propose l'ordre suivent :

- La chambre de combustion est décomposée en un certain nombre de zones.
- Dans chaque brûlé la même fraction de carburant.
- Le dégagement de chaleur dans la chambre de combustion est apprécié par la loi de **VIBE** « l'évolution de la fraction massique de carburant brûlé X en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin ;

$$X = 1 - \exp \left[-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III-1})$$

φ : l'angle de rotation de vilebrequin

III.6. Modélisation de la surface du front de flamme

On prend ; la forme générale de la chambre de combustion cylindrique :

- L'évolution dans le temps de la surface moyenne « S_f » du front de flamme présent un extremum et s'annule au début et à la fin de la combustion.
- D'inconvénient de ce modèle s'éloigner de la réalité.
- L'avantage de ce modèle : simplicité et de ne pas être influence par la position de la bougie ou de la forme de la chambre de combustion.

III.7. Le calcul

La fraction massique du carburant dans chaque zone est donnée par [11] :

$$\Delta X.Z = 1 \Rightarrow \Delta X = \frac{1}{Z} \quad (\text{III-2})$$

Tell que : Z représente le nombre de zones.

L'application de la loi de VIBE pour la détermination de la durée de combustion dans la zone « j » ($j=1.....Z$)

On a :

$$X = 1 - \exp \left[-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_Z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III-3})$$

$$\Rightarrow 1 - X = \exp \left[-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_Z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III-4})$$

On a encours : $\ln(1 - X) = -6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_Z} \right)^{m+1}$

$$\text{Donc : } \varphi = \varphi_Z \left[-\frac{\ln(1-X)}{6.908} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{III-5})$$

Pour : « j - 1 » On aura :

$$\varphi_{j-1} = \varphi_Z \left[-\frac{\ln(1-X_{j-1})}{6.908} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{III-6})$$

Et pour : « j » On aura :

$$\varphi_j = \varphi_Z \left[-\frac{\ln(1-X_j)}{6.908} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{III-7})$$

D'après les conditions proposées précédemment on a :

$$\Delta\varphi_j = \varphi_j - \varphi_{j-1} \quad (\text{III-8})$$

En remplaçant φ_j et φ_{j-1} par ses valeur on aura :

$$\Delta\varphi_j = \varphi_Z \left[-\frac{\ln(1-X_j)}{6.908} \right]^{\frac{1}{m+1}} - \varphi_Z \left[-\frac{\ln(1-X_{j-1})}{6.908} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{III-9})$$

Avec: $X_j = X_{j-1} + \Delta X$

Tell que:

φ_{j-1} : Angle de rotation de vilebrequin à la fine de la combustion toujours dans la zone considérée.

φ_j : Angle de rotation de vilebrequin au début de la combustion toujours dans la zone considérée.

X_J, X_{J-1} : représentent respectivement les fractions massiques de combustibles brûlées comptes des points d'allumage jusqu'au début et la fin de la combustion dans la zone considérée.

Pour simplifier les calcule et aboutir à des résultats acceptables, On admit les suppositions suivent :

- La température des produits de combustion dans chaque zone est repartie uniformément mais elle diffère d'une zone à une autre en fonction du temps.
- Les échanges gazeux entre les zones sont négligeables.
- La fraction du carburant dans chaque zone brûlée entièrement instantanément.
- L'échange de chaleur entre la zone est négligeable.
- A chaque instant, les produits de combustion sont en état d'équilibre chimique.
- Les gaz frais et les produits de combustion sont assimilés à gaz parfait.

Dans le travail qui va suivre, On utilise les notations suivantes :

W : numéro de la zone considérée

J : numéro des autres zones

En utilise aussi les indice «'» et «''» pour caractériser les paramètres au début et en fin de la combustion dans la zone à étudier Utilisant le premier principe de la thermodynamique pour déterminer la température des gaz brûlé à la fin de combustion dans la zone considérée «w» :

$$U = Q + W \quad (\text{III-10})$$

$$\Delta Q_w = (U''_{pc})_w - (U'_{mm})_w + \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j + \sum_{j=w+1}^Z (\Delta U_{mm})_j - \Delta L_w \quad (\text{III-11})$$

Tel que :

ΔQ_w : Quantité de chaleur dégagée par la combustion dans la zone (w)

$(U'_{mm})_w, (U''_{pc})_w$: Respectivement l'énergie interne du mélange moteur (mm) et des produits de combustion (pc).

$\sum_{j=1}^{w-1}(\Delta U_{PC})_j, \sum_{j=w+1}^Z(\Delta U_{mm})_j$: Respectivement la variation de l'énergie interne de combustion dans la zone précédente et de mélange moteur (mm) dans les zones ultérieures.

ΔL_w : C'est le travail produit par les gaz à la cour de la combustion dans un la zone considérée (w)

ΔQ_w : est donnée par l'expression suivent :

$$\Delta Q_w = (\xi_d)_w [p_{ci} - \Delta p_{ci}] * \Delta X_w \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg de carb}} \right] \quad (\text{III-12})$$

Ou :

ξ_d : Coefficient qui prend en considération les pertes de chaleur provoquée par la dissociation des gaz en fonction de la température locale et de la pression et avec :

ΔP_{ci} : Les pertes de chaleur dues de combustion incomplète ($\alpha < 1$).

Pour $\alpha < 1$:

$$\Delta P_{ci} : 119950(1 - \alpha)L_0 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg de carb}} \right] \quad (\text{III-13})$$

Et pour $\alpha \geq 1$: $\Delta P_{ci} = 0 \quad (\text{III-14})$

Et aussi L_0 exprime la quantité d'air nécessaire et théoriquement pour une combustion complète de combustion, sons Co (en $Kmol$ d'air sur 1kg de combustion).

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad (\text{III-15})$$

L'énergie interne du fluide moteur dans la zone (w) au début et à la fin de sa combustion est donnée par :

$$(U'_{mm})_w = [M_{mc} * (\mu C_v)_{mc}|_0^{t'_{mm}} + Mr(\mu C_v)_v|_0^{t'_{mm}}] \Delta X_w \quad (\text{III-16})$$

$$(U''_{pc})_w = [M_{pc} + Mr](\mu c_v)_{pc}|_0^{t''_{pc}} * (t''_{pc})_w \Delta X_w \quad (\text{III-17})$$

Tel que:

M_{mc} , $(\mu C_v)_{mc}$ et M_{pc} , $(\mu C_v)_{pc}$ et M_r , $(\mu C_v)_r$ sont respectivement les nombres de moles et la chaleur molaires du mélange carburé des produits de combustion et des gaz résiduels et aussi :

t''_{pc} : représente la température inconnue des produits de combustion.

La variation totale des énergies interne des produits de combustion dans la zone brûlée est donnée par :

$$\sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{PC})_j = \sum_{j=1}^{w-1} (U''_{PC})_j - \sum_{j=1}^{w-1} (U'_{PC})_j \quad (\text{III-18})$$

$$\sum_{j=1}^{w-1} (U'_{PC})_j = \sum_{j=1}^{w-1} [(M_{pc} + Mr)'_j * (\mu c_v)_{pc}|_0^{t'_{pc}} * (t'_{pc})_j * \Delta X_j] \quad (\text{III-19})$$

$$\sum_{j=1}^{w-1} (U''_{PC})_j = \sum_{j=1}^{w-1} [(M_{pc} + Mr)''_j * (\mu c_v)_{pc}|_0^{t''_{pc}} * (t''_{pc})_j * \Delta X_j] \quad (\text{III-20})$$

Tel que :

γ_{pc} : est Le rapport des chaleurs spécifique des produits de combustion.

De la même façon et on se base sur l'équation (16) on peut calculer la variation totale de l'énergie interne du mélange moteur dans les zones non brûlée :

$$\sum_{j=w+1}^z (U''_{mm})_j = \sum_{j=w+1}^z [M_{m-c}(\mu c_v)_{mc}|_0^{t'_{mm}} + Mr(\mu c_v)_v|_0^{t'_{mm}}] t''_{mm} * \Delta X_j \quad (\text{III-21})$$

$$\sum_{j=w+1}^z (U'_{mm})_j = \sum_{j=w+1}^z [M_{mc}(\mu c_v)|_0^{t'_{mm}} + Mr(\mu c)_r|_0^{t'_{mm}}] * t'_{mm} * \Delta X_j \quad (\text{III-22})$$

Tel que :

T''_{mm} : est calculée aussi en utilisant les équations d'une transformation adiabatique.

On obtient :

$$T''_{mm} = T'_{mm} \left(\frac{p''}{p'} \right)^{\frac{\gamma_{mm}-1}{\gamma_{mm}}} \quad (\text{III-23})$$

γ_{mm} : Rapport de chaleurs spécifique du mélange moteur

$\Delta L_w = - \int_{V_{w-1}}^{V_w} p dv$: Le travail extérieur produit par les gaz au cours de la combustion dans la zone W.

Après cette résolution ; on peut dire que cette méthode nous permet déterminer la distribution de la température dans la chambre de combustion ; on tenant compte à la Variation de la composition des produits de combustion β ; des pertes de chaleur engendrées par la dissociation des produit combustible (ξ_d) et combustion incomplète (ΔP_{ci}) [$\alpha < 1$]. En fonction de la température locale, de la pression et de la composition du mélange carburé.

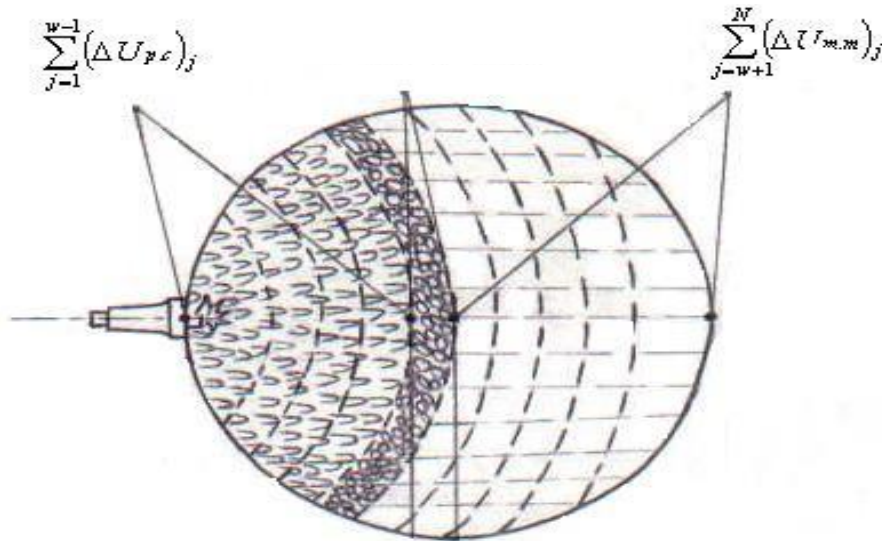


Figure III-1: Décomposition de la chambre de combustion en multizones

conclusion

Après cette résolution ; on peut dire que cette méthode nous permet de déterminer la distribution de la température dans la chambre de combustion ; en tenant compte à la variation de la composition des produits de combustion β ; des pertes de chaleur engendrées par la dissociation des produit combustible (ξ_d) et combustion incomplète (ΔP_{ci}) [$\alpha < 1$]. En fonction de la température locale, de la pression et de la composition du mélange carburé

Chapitre IV : Résultats et interprétations

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre on va présenter les résultats de simulation de la chambre de combustion étudiée. Dans un premier temps, on va présenter le modèle de la chambre étudiée, il s'agit d'une chambre de combustion de moteur à combustion interne de type Renault Symbol 1.6. Ensuite, les conditions initiales et aux limites correspondantes aux différents cas étudiés seront discutées en détail. Par la suite, on va présenter la comparaison des résultats dynamiques, chimiques et thermiques obtenues à l'aide du logiciel CFD. Finalement, l'influence de la production des polluants NOx sur la durée de la combustion sera interprétée.

Toutes les simulations présentées dans ce mémoire ont été obtenues à l'aide du code commercial ANSYS Fluent basé sur la méthode numérique des volumes finis pour simuler l'écoulement turbulent avec réactions chimiques de la combustion.

IV.2. Description du problème

Le modèle du moteur étudié dans ce travail est le moteur de la voiture **Renault Symbol 1.6 essence**, il s'agit d'un moteur à essence fabriqué à Oran pour le marché algérien. Ce moteur contient quatre (4) cylindres et de huit (8) soupapes. La cylindrée est 1595 cc dont son couple est de 135 Nm à 3000 tr/min. Les caractéristiques générales de ce moteur sont présentées sur le tableau IV-1.

Tableau IV-1: Caractéristiques du moteur étudié (Renault Symbol -1.6 essence) [12]

Moteur Renault Symbol - 1.6 essence MPi 80 ch	
Nombre de cylindres	4 cylindres
Cylindrée	1595 cc
Puissance din	80 Ch à 5250 tr/min
Couple moteur	135 Nm à 3000 tr/min
Puissance / Poids	-
Soupapes	8 Soupapes
Transmission	Boite de vitesse Manuelle
Energie	Essence
Performances	
Vitesse maximum	160 km/h
Accélération 0/100km/h	14.3 s

Consommation	
Réservoir	50 L
Consommation	Urbaine : - L/Km
	Mixte : 7.3 L /100 Km
	Extra Urbaine : - L/Km

IV.3. Géométrie et maillage

La configuration géométrique considérée dans ce travail représente une chambre de combustion cylindrique de 20 mm de longueur et de 130 mm de diamètre, les diamètres d'entrée de l'air (l'admission) et de sortie (l'échappement) sont 20 mm, le diamètre de l'injection du fuel est 4 mm. Ces dimensions représentent les dimensions réelles de la chambre de combustion de Symbol (voir réf [12]). Pour simplifier le problème étudié, nous avons considéré une configuration rectangulaire de la chambre. La figure IV-1 présente la configuration bidimensionnelle de la chambre de combustion étudiée qui a été conçu par le logiciel de conception intégré sur ANSYS 2019 R1.

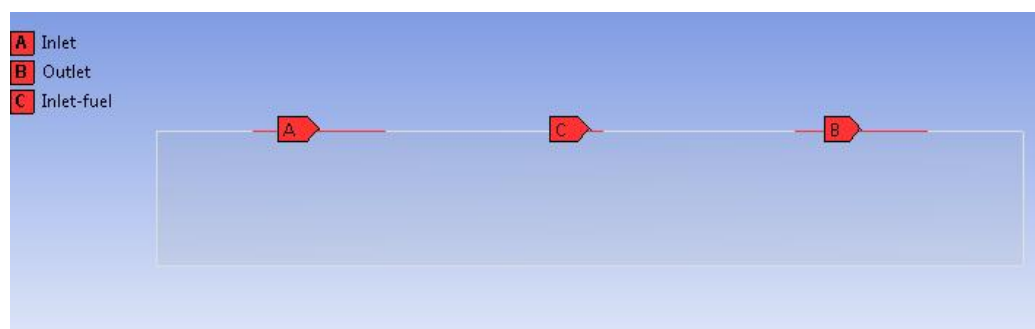


Figure IV-1: Configuration géométrique 2D de la chambre de combustion étudiée.

Le domaine de calcul a été discrétisé en éléments afin de discrétiser les équations de transport (dynamiques, thermiques et chimiques). Un maillage structuré a été effectué. Les nombres de divisions sont 50 et 150 sur le diamètre et la longueur de la chambre respectivement, i.e. le nombre des nœuds sont 7500. Figure IV-2 présente le maillage bidimensionnel rectangulaire structuré qui a été utilisé dans la présente étude.

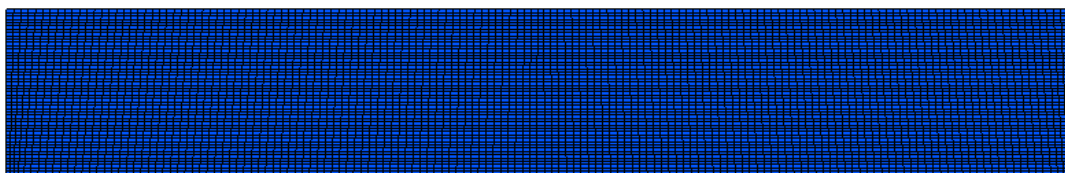


Figure IV-2: *Aperçu sur le maillage bidimensionnel effectué.*

IV.4. Simulation numérique et schémas de résolution

Dans ce travail, une chambre de combustion du moteur Renault Symbol 1.6 essence a été simulée numériquement à l'aide d'un code CFD commercial « ANSYS Fluent ». Dans ce code, la résolution des équations discrétisées est basée sur la méthode des volumes finis couplée à un schéma de résolution multizones. Le couplage entre la turbulence de l'écoulement et la réactivité du système, imposée par les réactions de combustion, est traité par une méthode à fonction densité de probabilité (PDF). Cette méthode suppose que l'équilibre chimique est toujours atteint, et que les différentes espèces chimiques possèdent les mêmes coefficients de diffusion. Bien évidemment que ce couplage n'existe que dans la situation d'écoulement réactif. La résolution des équations régissant l'écoulement est effectuée à l'aide de l'algorithme SIMPLE et la turbulence est modélisée par le modèle classique k- ϵ standard, faisant intervenir les équations de transport de l'énergie cinétique et de sa dissipation. Les schémas de discrétisation des équations de l'écoulement ainsi les algorithmes de résolution sont présentés sur le tableau (IV-2).

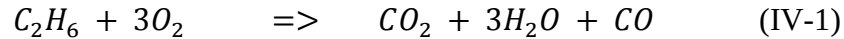
Tableau IV-2 : *Schémas de discrétisation/résolution utilisés.*

Equation	Schéma de discrétisation/résolution
Quantité de mouvement	Second ordre Upwind
Couplage pression-vitesse	SIMPLE Algorithme
Pression	Standard
Energie	First ordre Upwind
Energie cinétique turbulente	First ordre Upwind
Taux de dissipation	First ordre Upwind
Fractions massiques des espèces	First ordre Upwind

IV.5. Conditions aux limites et les cas étudiés

Le carburant étudié « l'essence » qui a été utilisé dans ce travail contient de C_2H_6 (100 %), et l'air qui contient l'oxygène O_2 (21 %), ainsi que les produits de la réaction (CO , CO_2 , H_2O), sans oublier le diazote N_2 (79%), constituant principal de l'air. La

pression du système est d'un bar et la température est de 315 K selon des travaux ultérieurs. La combustion dans la chambre est gouvernée par l'équation de la combustion suivante :



Dans cette étude nous avons considéré cinq (5) cas différents, nommés par A, B, C, D et E, comme suit :

- **CAS-A :** Vitesse de l'air $U_{air}=10$ m/s; Vitesse de l'essence, $U_{fuel}= 10$ m/s;
- **CAS-B :** Vitesse de l'air $U_{air}=10$ m/s; Vitesse de l'essence, $U_{fuel}= 30$ m/s;
- **CAS-C :** Vitesse de l'air $U_{air}=10$ m/s; Vitesse de l'essence, $U_{fuel}= 50$ m/s;
- **CAS-D :** Vitesse de l'air $U_{air}=20$ m/s; Vitesse de l'essence, $U_{fuel}= 10$ m/s;
- **CAS-E :** Vitesse de l'air $U_{air}=30$ m/s; Vitesse de l'essence, $U_{fuel}= 10$ m/s.

IV.6. Résultats et discussion

IV.6.1. Champ thermique

Dans ce travail, une étude paramétrique tenir compte différentes valeurs de la vitesse d'injection de l'air à l'entrée $U_{air}= 10, 20, 30$ m/s et différentes valeurs de la vitesse d'injection de carburant $U_{fuel}= 10, 30, 50$ m/s a été effectuée. Afin de présenter leurs influences sur le champ thermique de l'écoulement dans la chambre, les profils de la température pour les cinq cas étudiés sur la ligne milieu vertical ($x=0$, $y=\text{longueur de la chambre}$, $z=0$) sont présentés sur la figure IV-3. Ces profils présentent la variation de la température au long de l'entrée du carburant jusqu'à la paroi inférieure de piston.

A partir les résultats présentés sur la figure IV-3, il est clair que la température commence par la valeur fixe imposée à l'entrée du fuel ($y=0.02$ m), puis elle s'augmente paraboliquement dans la chambre du a la combustion (appelée longueur de flamme), puis elle se décroître pour atteindre la valeur initiale du système 315 K. Avec l'augmentation de la vitesse du fuel (CAS A, B, C), le maximum atteint au centre de la chambre, par contre, avec l'augmentation de la vitesse de l'air (CAS D et E) la température atteindre à son maximum au début de la chambre. On remarque aussi que le maximum lui-même augmente rapidement avec l'augmentation de la

vitesse du fuel (CAS A = 800 K, CAS B= 900 K, CAS C =1100 K). Également, le maximum de la température augmente avec l'augmentation de la vitesse de l'air (CAS D=900 K, CAS E= 950 K). Donc, on peut conclure que les vitesses de l'air ainsi que du carburant contribuent d'une façon directe sur la température du système, qui est un paramètre important dans la réaction chimique pendant le processus de la combustion.

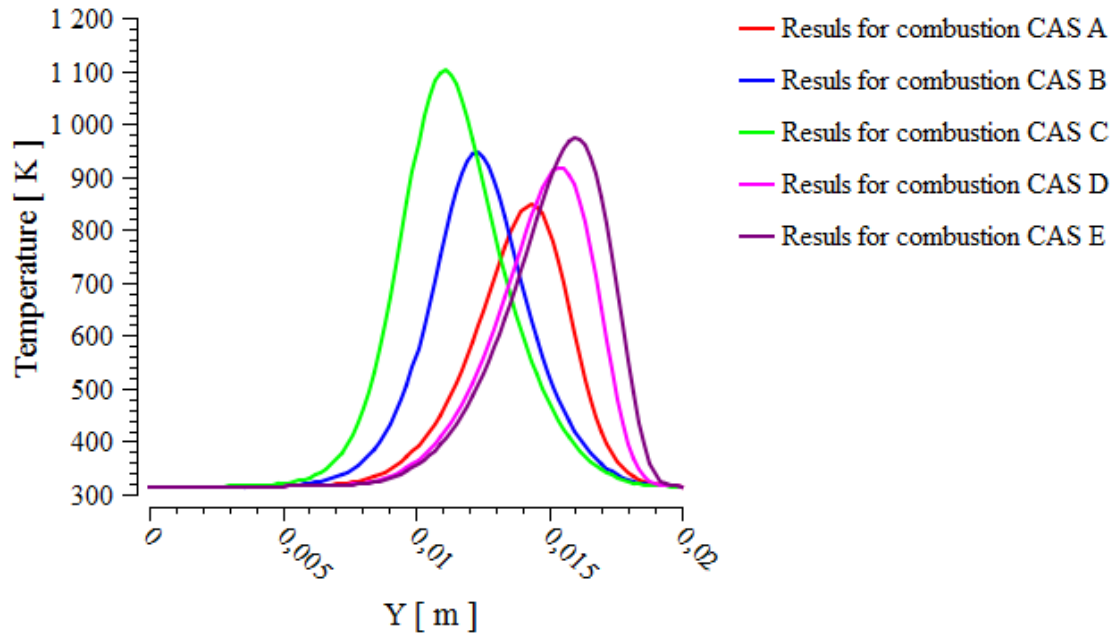


Figure IV-3: *Profils de température pour les cinq cas étudiés.*

IV.7. Champ dynamique

IV.7.1. Vitesse

D'après avoir présenté le champ thermique, nous nous intéressons dans cette section de voir le comportement et la structure dynamique du fluide dans la chambre. La figure IV-4 présente les profils de vitesse sur la ligne radiale au milieu de la chambre (de l'entrée du fuel jusqu'à la paroi inférieure de la chambre). Les profils des vitesses commencent par les valeurs fixes à l'injection du fuel sur $y = 0.02$ m (les valeurs imposées). Ensuite, les profils diminuent rapidement avec l'augmentation de la vitesse du carburant (CAS A, B et C), et augmentent rapidement avec l'augmentation de la vitesse de l'air (CAS D et E). L'analyse des résultats montre que le changement de la vitesse de l'air et du carburant modifie la structure de l'écoulement dans la chambre de combustion. Les résultats montrent que l'augmentation de la vitesse du carburant perturbe la stabilisation de l'écoulement au long de la chambre. Pour les CAS D et E,

où la vitesse de l'air dépasse la vitesse du carburant, la durée de la combustion devient plus longue et stable par rapport les CAS A, B et C.

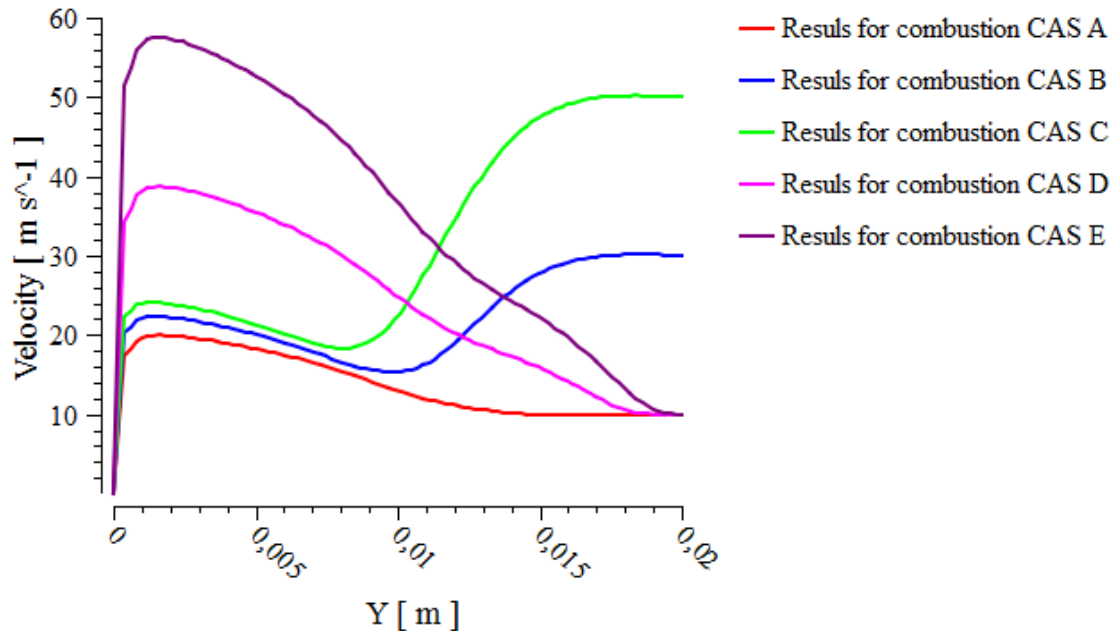


Figure IV-4: *Profils de vitesse axiale (U) sur la ligne milieu pour les cinq cas étudiés*

IV.7.2. Pression

La figure IV-5 montre les profils de la pression sur la ligne radiale pour les différents cas étudiés. A partir cette figure, on peut noter que le profil de la pression est presque stable dans la chambre pendant et après la combustion, la valeur de la pression variée avec le changement de la vitesse des fluides, la pression augmente avec l'augmentation de la vitesse de l'air ou du carburant.

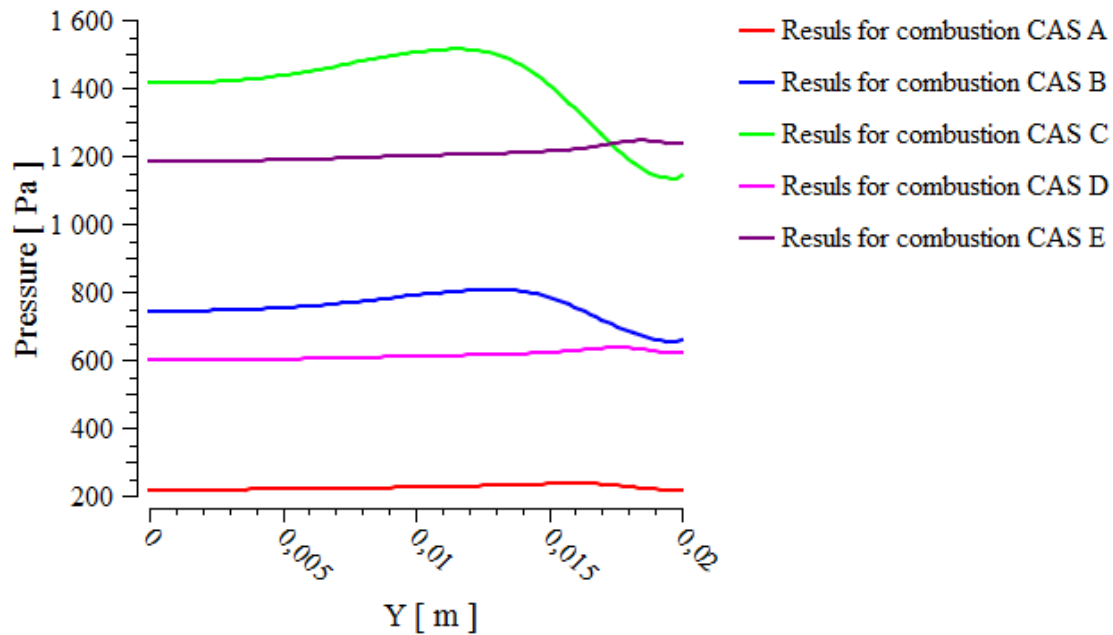


Figure IV-5: Profil de pression sur la ligne milieu pour les cinq cas étudiés.

La figure IV-3 montre également que la pression est uniformément répartie dans la chambre à l'exception dans la zone de la réaction chimique (zone de flamme); l'augmentation de la pression est à cause de l'augmentation de la température produite par la réaction chimique entre l'air et le carburant.

IV.8. Fractions massiques des espèces chimiques CH_4 , CO_2 , O_2 et N_2

Afin de bien comprendre la structure de la réaction chimique et la combustion étudiée, Nous avons présentés la variation de quelques espèces chimiques pendant la combustion au long de la chambre étudiée (sur la ligne radiale toujours).

IV.8.1. Éthane (C_2H_6)

La figure IV-6 montre le profil de l'éthane (C_2H_6) pour les cinq cas étudiés. L'analyse des résultats révèle que la fraction massique du carburant diminue progressivement de la valeur initiale à l'entrée (100%) pour disparaître complètement à la fin de la zone de réaction. Le profil de la fraction massique du fuel était sensible par les vitesses de carburant et la vitesse de l'air; pour les CAS A B et C, où les vitesses du carburant sont importantes, le C_2H_6 diminue lentement, par contre pour les CAS D, E, où la vitesse de l'air est relativement importante, la diminution du fuel devient très rapide. Cela reflète, en fait, l'effet de la vitesse du carburant sur l'augmentation de la durée de et la stabilité de la combustion et de la réaction chimique associée.

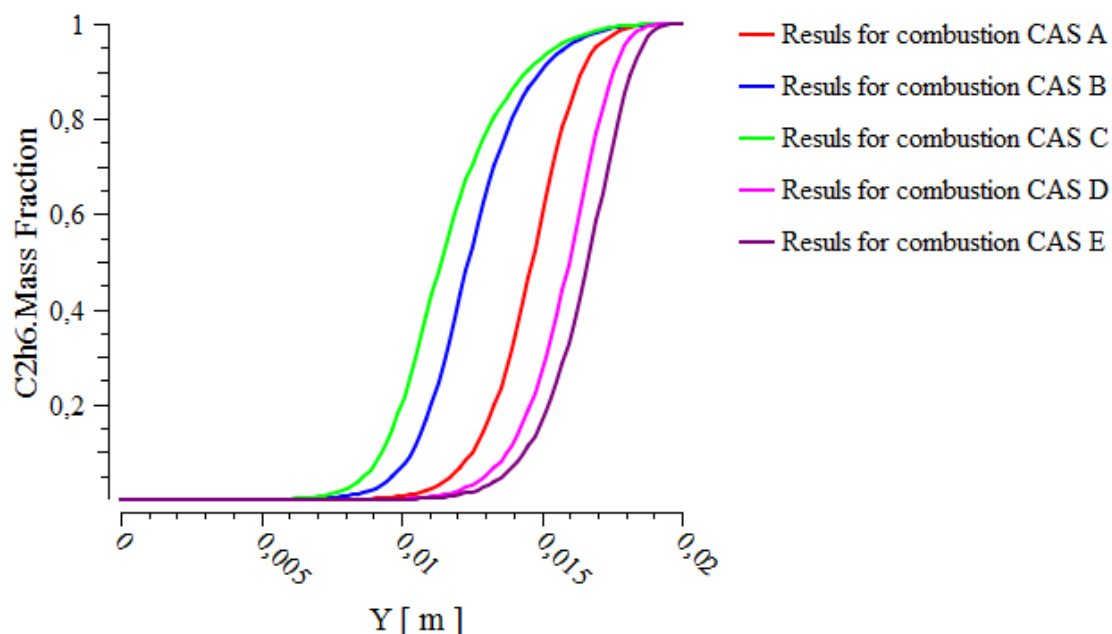


Figure IV-6: Profils des fractions massiques de l'éthane pour les cinq cas étudiés.

IV.8.2. Oxygène (O₂)

La figure IV-7 montre les profils de la fraction massique de l'oxygène (O₂) pour les cinq cas étudiés. Cette figure montre que le profil de l'oxygène commence avec une valeur nulle à l'entrée du carburant (injection du fuel sur $y = 0.02$ m), puis il augmente rapidement pendant la combustion à cause de la formation de l'oxygène qui existe principalement dans l'air, après la combustion, le profil devient stable avec une valeur constante (21%), qu'est la valeur initiale dans l'air, pour tous les cas étudiés. Avec l'augmentation de la vitesse du fuel (CAS A, B et C), l'interaction entre le carburant et l'air devient long, c.-à-d. l'augmentation de la vitesse du carburant peut retarder la réaction chimique de la combustion et la durée de la combustion.

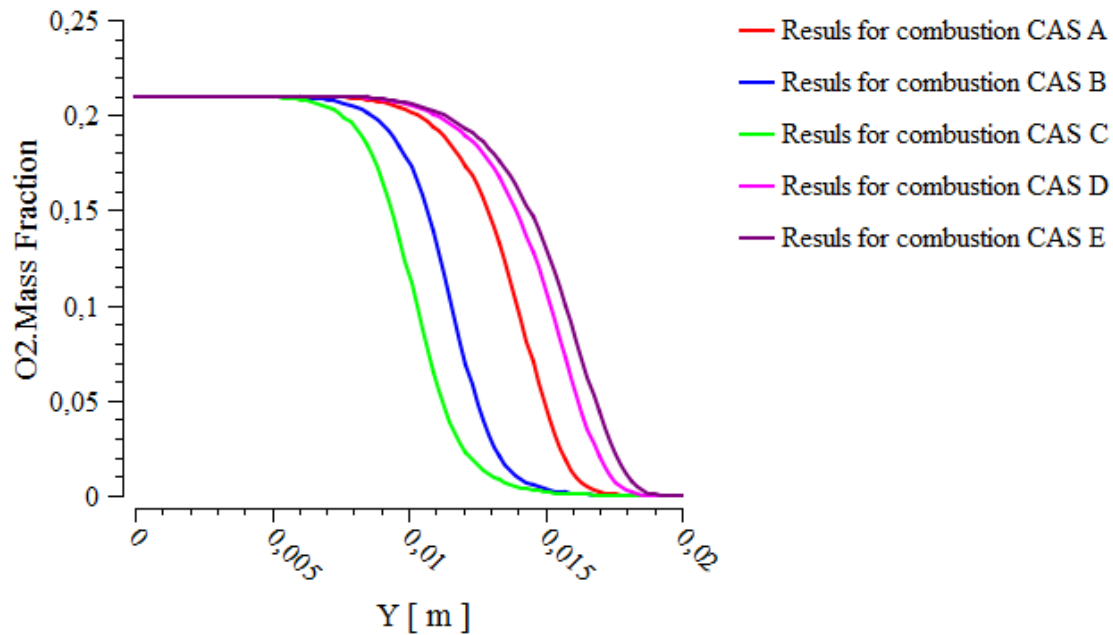


Figure IV-7: Profils des fractions massiques de O_2 pour les cinq cas étudiés.

IV.8.3. Dioxyde de carbone (CO_2)

La figure IV-8 montre les profils de la fraction massique de dioxyde de carbone (CO_2), qui est l'un des produits les plus importants dans la réaction chimique de la combustion, pour les cinq cas étudiés. La figure montre que le profil de l'oxygène commence avec une valeur nulle à l'entrée du carburant (injection du fuel sur $y=0.02$ m), puis il augmente rapidement et paraboliquement pendant la combustion à cause de la réaction chimique établie, après la combustion, le profil s'annule encore une fois. On remarque qu'avec l'augmentation de la vitesse du fuel (CAS A, B et C), l'interaction entre le carburant et l'air devient long, c.-à-d. l'augmentation de la vitesse du carburant peut retarder la réaction chimique de la combustion et la durée de la combustion. Par contre, avec l'augmentation de la vitesse de l'air (CAS D et E), la durée de la combustion devient assez courte.

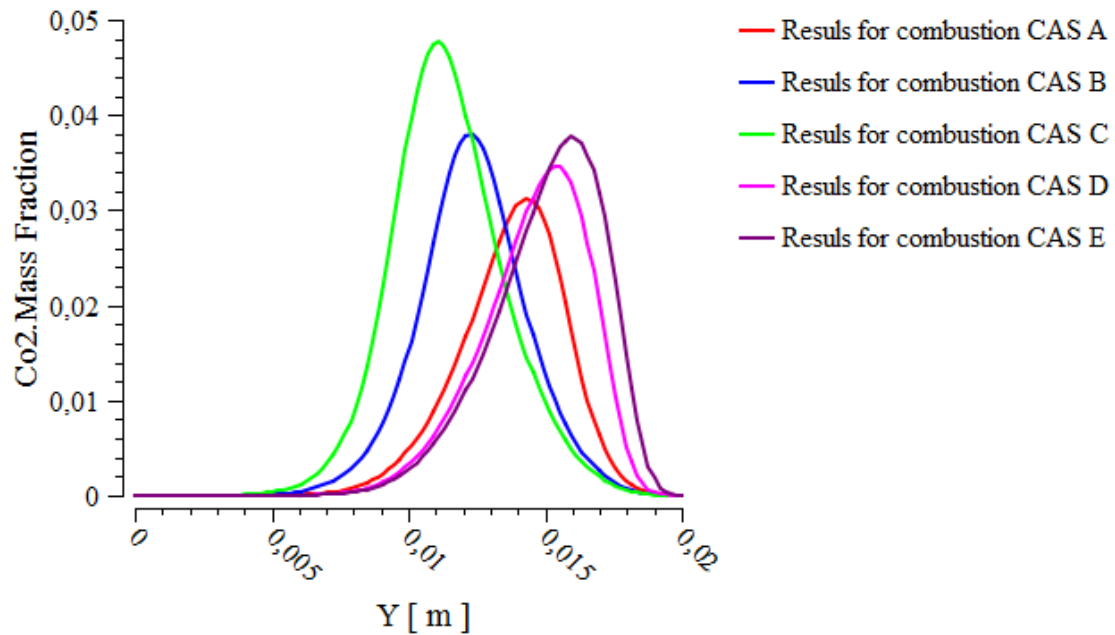


Figure IV-8: Profils des fractions massiques de CO_2 pour les cinq cas étudiés.

IV.8.4. L'azote (N_2)

La figure IV-9 présente les profils de la fraction massique de l'azote (N_2) pour les cinq cas étudiés. Cette figure montre que le profil de N_2 commence avec une valeur nulle à l'entrée du carburant (injection du fuel sur $y = 0.02 \text{ m}$), puis il augmente rapidement pendant la combustion à cause de la formation de l'azote qui existe principalement dans l'air avec des grandes quantités, après la combustion, le profil devient stable avec une valeur constante (79%), qu'est la valeur initiale dans l'air. On remarque aussi qu'avec l'augmentation de la vitesse du fuel (CAS A, B et C), l'interaction entre le carburant et l'air devient long, et vis-versa, avec l'augmentation de la vitesse de l'air, la durée de la combustion devient plus courte.

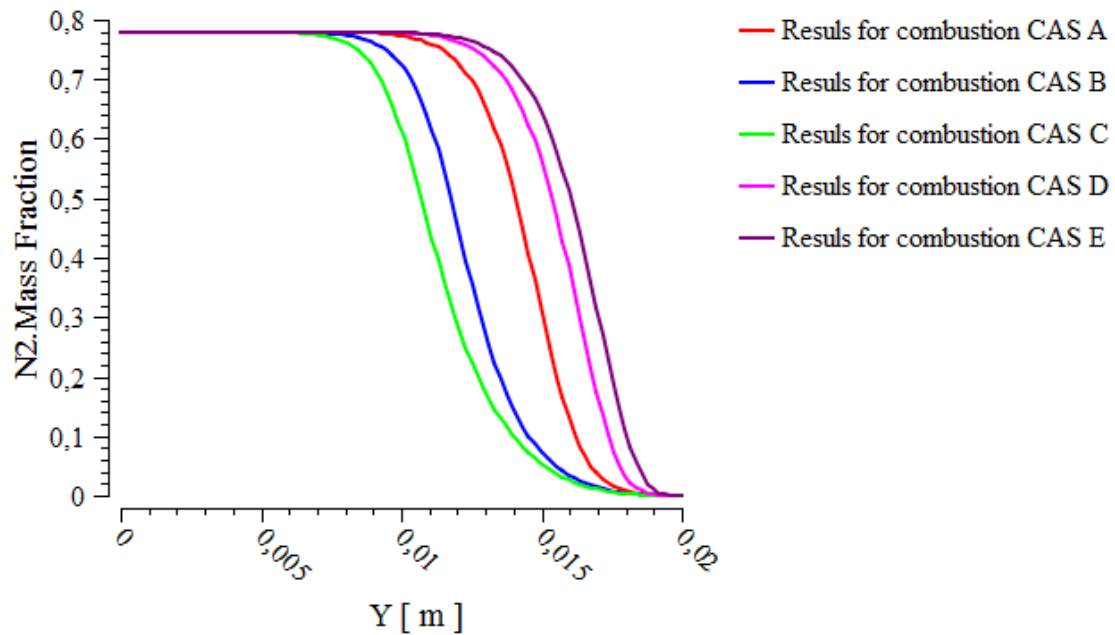


Figure IV-9: Profils des fractions massiques de N_2 pour les cinq cas étudiés.

IV.8.5. L'eau (H_2O)

La figure IV-10 présente les profils de la fraction massique de l'eau (H_2O), qui est l'un des produits les plus importants dans la réaction chimique de la combustion. La figure montre que le profil de H_2O commence avec une valeur nulle à l'entrée du carburant (injection du fuel sur $y = 0.02$ m), puis il augmente rapidement et paraboliquement pendant la combustion à cause de la réaction chimique.

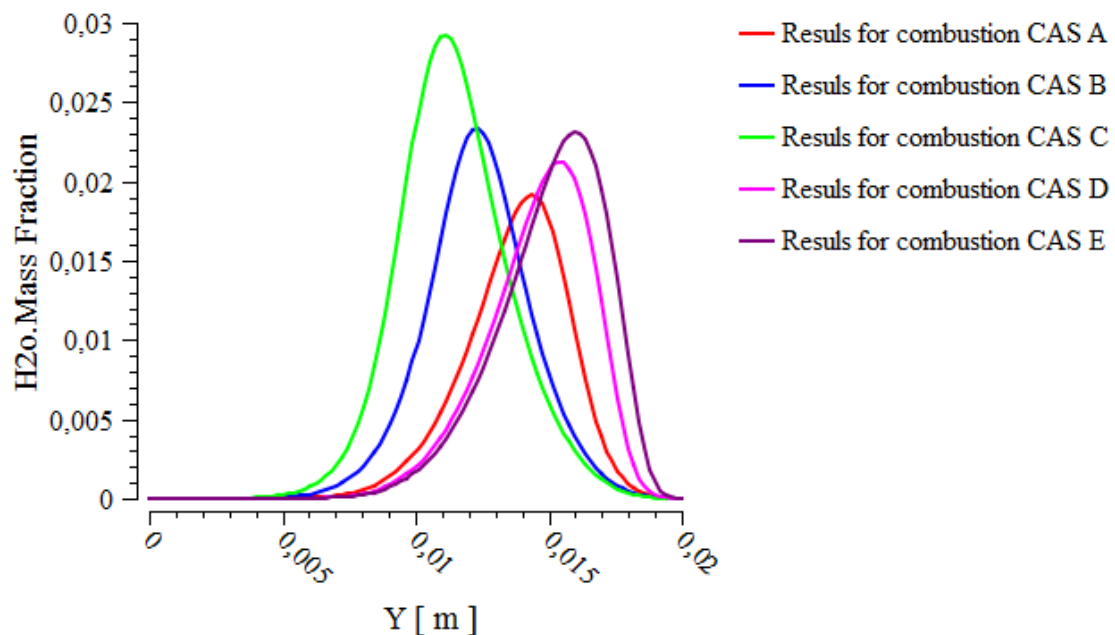


Figure IV-10: Profils des fractions massiques de H_2O pour les cinq cas étudiés.

IV.8.6. Oxyde d'azote (NO_x)

La figure VI-11 présente la variation de la fraction massique moyenne des polluants NO_x sur la ligne milieu vertical ($x=0$, $y=\text{longueur de la chambre}$, $z=0$) pour les différents cas étudiés. Le profil de NO_x commence par une valeur nulle à l'injection du carburant, puis il augmente rapidement pendant la combustion. Ensuite, il revient nul après la combustion lion de la réaction chimique entre l'air et le carburant (C_2H_6). On peut remarquer clairement, à partir cette figure, qu'avec l'augmentation de la vitesse du carburant, la formation de NO_x diminue rapidement, et avec l'augmentation de la vitesse de l'air, la formation du polluant augmente. Il a été constaté également que le cas le plus idéal parmi tout le cas testé est le CAS C, qui présente la vitesse de l'air = 10 m/s et la vitesse de carburant est égale 50 m/s. Dans ce cas la formation de NO_x était négligeable par rapport les formations qui ont produits par les autres cas. Le mauvais cas est le CAS A, ou la vitesse de l'air est égale à la vitesse du carburant. En effet, dans ce cas, comme nous avons vu précédemment, la température de combustion est élevée, et par conséquent, la réaction chimique de la combustion devient très forte, ce qui cause la formation des NO_x . Donc, on peut constater que la formation de NO_x est fortement liée par l'augmentation de la température pendant la combustion.

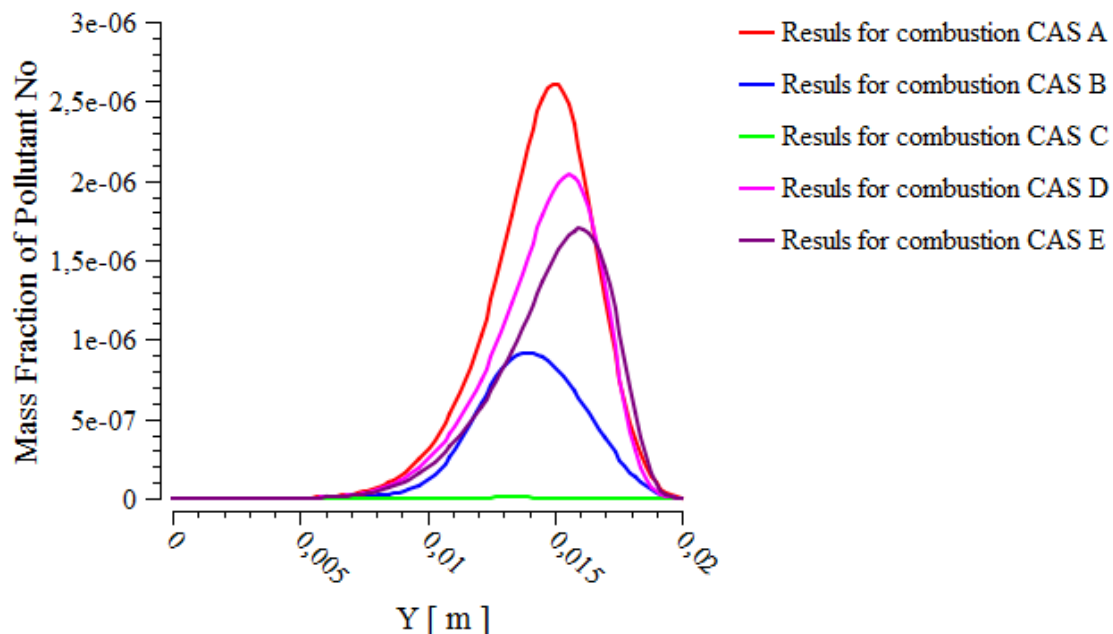


Figure IV-11: Profils des fractions massiques de NO_x pour les cinq cas étudiés.

IV.9. L'effet de la durée de combustion sur la formation de NOx

Afin d'examiner l'effet de la durée de combustion sur la formation de polluant NOx, nous avons calculé la fraction massique moyenne de NOx à la sortie de la chambre de combustion pour les différents cas étudiés.

Dans la présente étude, la durée de combustion a été caractérisée par la vitesse de l'air et celle de carburant. On peut estimer, comme nous avons constaté précédemment, que chaque fois la vitesse du carburant augmente, la durée de combustion augmente, et vis-versa pour le cas de la vitesse de l'air.

Le tableau IV-3 présente les résultats de la fraction massique moyenne à l'échappement pour les différents cas étudiés.

Tableau IV-3: Fraction massique moyenne de NOx pour les cinq cas étudiés.

Cas étudiés	Fraction massique moyenne de NOx
CAS A	2.54137e-07
CAS B	1.34056e-07
CAS C	1.22861e-06
CAS D	1.83906e-07
CAS E	1.49799e-07

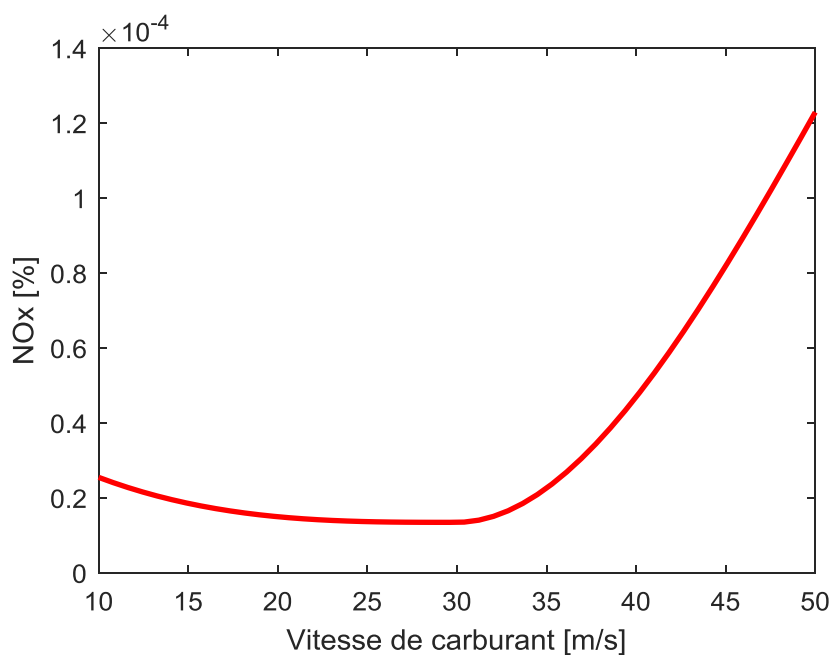


Figure IV-12: Variation de la fraction massique moyenne à la sortie de la chambre en fonction de la vitesse du carburant.

Pour bien analyser ses résultats, nous avons séparé les cas étudiés ; la figure IV-13 montre la variation de fraction massique de NOx en fonction de la vitesse du carburant. A partir cette figure, il est clair que la vitesse du carburant joue un rôle important dans la formation de NOx ; l'augmentation de la vitesse du carburant augmente la durée de la combustion et par conséquent augmente la formation des NOx.

La figure IV-11 présente la variation de fraction massique moyenne de NOx en fonction de la vitesse de l'air à la sortie de chambre de combustion. Il est clair qu'avec l'augmentation de la vitesse de l'air, la durée de combustion devient plus courte, et donc diminue la formation de NOx. Donc, on peut constater que la durée de la combustion, qui est caractérisée par la vitesse de l'écoulement, c'est un facteur principal qui influence direct la formation de NOx.

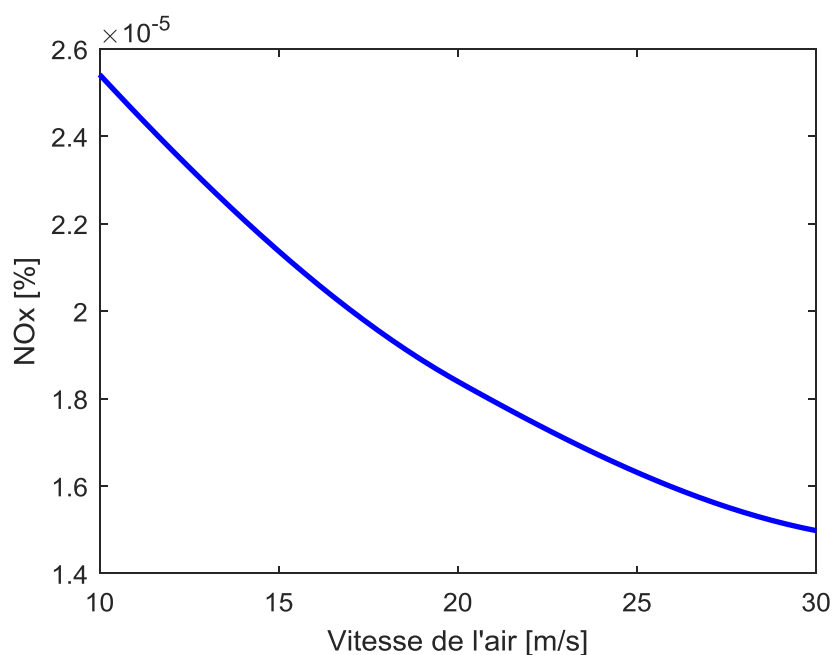


Figure IV-13: Variation de la fraction massique moyenne à la sortie de la chambre en fonction de la vitesse de l'air.

IV.10. Conclusion

Afin d'examiner l'effet de la durée de combustion sur la formation de polluant NO_x, nous avons calculer la fraction massique moyenne de NO_x à la sortie de la chambre de combustion pour les différents cas étudiés.

Dans la présente étude, la durée de combustion a été caractérisée par la vitesse de l'air et celle de carburant. On peut estimer, comme nous avons constaté précédemment, que chaque fois la vitesse du carburant augmente, la durée de combustion augmente, et vis-versa pour le cas de la vitesse del'air.

Conclusion générale

Conclusion générale

Durant ce projet, nous avons simulé la combustion de carburant dans une chambre de combustion afin de visualiser le front de flamme, les produits formés et l'évolution de température.

Nous avons constaté que la quantité de carburant injectée par rapport à celle d'oxygène disponible joue un rôle prépondérant sur la formation des polluants. Si elle est trop faible, la température s'élève énormément et des NOx sont formés, au contraire, si elle est trop élevée, de la suie est produite. Ce projet nous a permis d'acquérir des connaissances théoriques sur le fonctionnement d'un moteur essence mais également de nous familiariser avec l'utilisation de code CFD commercial « ANSYS Fluent ».

En menant ce projet, nous avons rencontré différents problèmes : maillage du moteur, injection directe de carburant, etc... qui reflètent ceux que connaît l'industrie. Néanmoins, bien que le temps nécessaire à la réalisation d'une étude numérique d'un moteur soit relativement important, cette approche reste nettement plus efficace que d'effectuer les mesures expérimentalement.

Il serait intéressant de poursuivre cette étude en réalisant l'injection dans notre chambre de combustion et en parvenant à mailler l'assemblage du moteur, puis de reproduire le mouvement du piston à la pression calculée par deux logiciels.

L'objectif de notre étude est la simulation numérique de couplage entre la turbulence de l'écoulement et la réactivité du système d'un moteur essence.

Cet objectif émane de la nécessité de comprendre et de maîtriser le code de calcul puissant "Fluent".

Tous d'abord on premier Thompson a installée code de « Fluent.. ». Ensuite, la maîtrise du code à travers les trois volets pré-pressing (meilleur), pressing et post-pressing. En générale la simulation numérique permet de simuler et de tester différentes possibilités envisageables, ce qui réduit énormément les efforts de conception et d'expérimentation des prototypes de moteur. En résumé, la simulation est une source assez flexible d'informations utiles et peu coûteuse.

Le sujet abordé dans ce mémoire (L'influence de la durée de combustion sur les paramètres Technico-économiques formant de l'Oxyde d'azote dans les moteurs à Essence)

S'inscrit dans le cadre de Master en Génie mécanique (Energétique).Ce travail permet d'avancer les connaissances dans le domaine des moteurs à combustion interne.

Dans la première partie de cette étude, une description générale sur la pollution atmosphérique par les gaz d'échappement sur tout par les oxydes d'azote.

Dans un second temps, nous avons présentés en générale étude thermodynamique du cycle d'un moteur à allumage commandé.

Par la suite, les différents modèles multizones pour le champ de température dans une chambre de combustion.

Le dernier chapitre de cette étude a été consacré aux résultats de simulation.

En perspective de notre travail, nous projetons d'étendre l'étude de la cinétique et du rendement, en concevant et réalisant, sur la base des résultats de simulation obtenus en2D

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] G. WASSIM, "Cours Pollution & Nuisances – LFSNA3," UNIVERSITE DE GABES,2016-2017.
- [2] k. mouaici, "Etude de quelques sources de polluants atmospheriques dans la région de Bejaia," université de bejaia - ingeniorat 2002.
- [3] C. Ronneau, "Énergie, pollution de l'air et développement durable," Presses univ. de Louvain, 2013., pp. 81-85.
- [4] <http://books.openedition.org/pucl/docannexe/image/624/img-3.jpg>.
- [5] <http://books.openedition.org/pucl/docannexe/image/624/img-4.jpg>.
- [6] C. Ronneau, "nergie, pollution de l'air et développement durable," Presses univ. de Louvain, Feb 21,2013 ., pp. 81-126.
- [7] "Santé & sécurité," Tissot, <https://www2.editions-tissot.fr/actualite/sante-securite/emissions-des-moteurs-thermiques-comment-s-en-premunir>.
- [8] O. BOURZINI, "Etude de l'influence de la suralimentation sur les", Mémoire de Magistère,Aboubakr Belkaïd – Tlemcen,2018.
- [9] H. A. J. H. L. S.BARBE, Modélisation de la combustion d'un moteur à essence, Université du Maine,2011.
- [10] E. G. J.-P. T. da Silva, "Cycles thermodynamiques des machines thermiques", Engineering school, Institut polytechnique de Grenoble, 2008, pp.153.
- [11] K. Kamli, Formation et réduction des NOx, Mémoire de master Université Larbi Ben M'hidi Oum-El-Bouaghi-2018.
- [12] Renault Symbol Extrême Made in Algeria, Fiche technique, site web officiel: http://www.mensuelautomobile.com/fiche_technique/3336.html, consulter le 10/03/2020.