

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

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

**Etude thermodynamique d'un moteur à
combustion interne utilisant Hythane
comme carburant alternatif**

Proposé et dirigé par :
M. Mohamed BENBRAIKA
M. Arezki SMAILI

Présenté par :
M. Mohamed Raouf MALEK

Promotion: Juin 2015

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

À ma très chère Mère

À mon cher frère Et ma chère sœur.

*À ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je
réussisse dans mes études*

À ceux qui ont veillé pour mon bien être

*À ceux qui m'ont soutenu dans les moments les plus
difficiles de ma vie*

*À tous mes amis qui ont toujours été présents et qui n'ont ménagé
aucun effort pour me bénéficier avec leur aide et leurs suggestions.*

À tous mes camarades du département de Génie Mécanique.

À tous les membres de mon cher club CAP

Remerciement

Tout d'abord, je remercie le bon Dieu de m'avoir donné l'opportunité d'achever mes études supérieures.

J'adresse mes vifs remerciements à mes enseignants et promoteurs M. M. BENBRAIKA et M. A. SMAILI pour m'avoir guidé avec patience tout au long de ce travail, pour leur disponibilité et leur aide, pour leurs compétences et leurs conseils qui m'ont été précieux.

Je tiens à remercier les membres de jury, les enseignants du département Génie Mécanique et tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont participé à ma formation.

Je remercie aussi tous mes amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Résumé

ملخص

ايجاد الوقود البديل والحد من التلوث البيئي هي الأهداف الرئيسية لمحركات الاحتراق الداخلي. ويعتبر الهيدروجين-الغاز الطبيعي المضغوط (هغطم) الآن وقود بديل بسبب الانبعاثات المنخفضة ونسبة الاحتراق العالية. وقد أجريت دراسة تحليلية وعددية بطريقة تمكننا من تحديد الأداء التيرموديناميكي وخصائص الانبعاثات لل(هغطم) كوقود بديل لمحركات الاحتراق الداخلي، بدلالة تركيز الهيدروجين المضاف.

الكلمات المفتاحية: الهيدروجين-الغاز الطبيعي المضغوط (هغطم)، نسبة الهيدروجين، الاحتراق، الأداء، والانبعاثات.

Résumé

Trouver un carburant de remplacement et réduire la pollution de l'environnement sont les principaux objectifs pour les futurs moteurs à combustion interne. Hydrogène-Gaz naturel comprimé (HGNC) est maintenant considéré comme un carburant de remplacement en raison de son faible taux d'émission et le taux de combustion élevé. Une étude analytique et numérique a été réalisée de manière à déterminer les performances thermodynamiques et les caractéristiques d'émission de l'HGNC comme carburant alternatif pour les moteurs à combustion interne, en fonction de la concentration de l'hydrogène additionnée.

Les mots clés : Hydrogène-Gaz naturel comprimé (HGNC) ; Pourcentage de l'hydrogène, Combustion, Performance, Emission.

Abstract

Finding an alternative fuel and reducing environmental pollution are the main goals for future internal combustion engines. Hydrogen-Compressed naturel gas (HCNG) is now considered an alternative fuel due to its low emission and high burning rate. An analytical numerical study was carried out to determine the thermodynamic performance and emission characteristics of the HGNC as an alternative fuel for internal combustion engines, depending on the concentration of added hydrogen.

Keywords: Hydrogen-Compressed naturel gas (HCNG), Percentage of hydrogen, Combustion, Performance, Emission.

TABLE DE MATIERES

Introduction générale	1
Chapitre I.Généralités	3
I.1 Moteur à combustion interne	3
I.1.1 Moteurs thermiques à pistons alternatifs.....	3
I.1.2 Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé.....	4
I.1.3 Formation des polluants par combustion dans les moteurs à explosion	6
I.2 Normes sur les émissions des gaz d'échappement	7
I.2.1 Normes d'émission : définition	8
I.2.2 Norme européenne d'échappement	8
I.3 Réduction des émissions polluantes	9
I.3.1 Techniques de réduction des émissions polluantes	10
I.4 Le mélange gaz naturel comprimé/Hydrogène (HGNC).....	12
I.4.1 Historique	12
I.4.2 L'hydrogène	13
I.4.3 Le gaz naturel	14
I.4.4 Le principe du système mélangeur en ligne de l'HGNC.....	17
I.4.5 Les propriétés de l'HGNC.....	17
I.4.6 Exigences pour soutenir le déploiement de l'HGNC	18
Chapitre II.Théories reliées aux moteurs à allumage commandé	19
II.1 Considérations thermodynamiques.....	19
II.1.1 Application du premier principe de la thermodynamique à la combustion	19
II.1.2 La loi des gaz parfait :.....	19
II.1.3 Pouvoir calorifique	20
II.1.4 Limite d'inflammabilité	20
II.1.5 Les gaz résiduels	21
II.1.6 Équilibre chimique	21
II.2 Conception du moteur et paramètres de fonctionnement	22
II.2.1 Paramètres géométriques.....	22
II.2.2 Travail par cycle	23
II.2.3 Rendements	24
• Rendement volumétrique.....	24
Le rendement volumétrique peut être écrit comme suit :.....	25
II.2.4 Pression moyenne indiquée	25
II.2.5 Consommation spécifique du carburant.....	25

TABLE DE MATIERES

II.2.6	Rapports air – carburant et carburant – air	25
Chapitre III. Modélisation du cycle thermodynamique d'un moteur à explosion qui fonctionne au HGNC.....		26
III.1	Hypothèses de calcul	26
III.2	Formulation mathématique.....	26
III.2.1	Processus de compression	27
III.2.2	Processus de combustion.....	29
III.2.3	Processus de détente	36
III.2.4	Processus d'échappement.....	38
III.2.5	Calcul des paramètres de performances et les paramètres géométriques du moteur 38	
•	Rendement indiqué	39
•	Rendement volumétrique.....	40
•	Consommation spécifique du carburant	41
III.2.6	Recirculation des gaz résiduels	41
•	Rendement indiqué	42
•	Rendement volumique	42
III.2.7	Coefficient d'excès d'air limite d'inflammabilité	42
III.3	Le programme de calcul	42
III.3.1	Langage de programmation.....	42
III.3.2	La structure du programme	44
III.3.3	Organigrammes du procédé de calcul	45
	45
Chapitre IV RESULTATS ET INTERPRETATIONS		48
IV.1	Les caractéristiques des émissions d'échappement	48
IV.1.1	Les émissions du NO.....	48
IV.1.2	Les émissions du CO.....	50
IV.1.3	Les émissions du CO ₂	51
IV.2	Les caractéristiques de performances	52
IV.2.1	Le rendement indiqué.....	52
IV.2.2	Le rendement de combustion	54
IV.2.3	La consommation spécifique.....	55
IV.2.4	La pression moyenne indiquée	56
IV.2.5	La cylindrée.....	57
Conclusion.....		58
Bibliographie		59
Annexe [A].....		61

TABLE DE MATIERES

Annexe [B]61
Annexe [C]62

Liste des figures

Figure I.1 : Cycle théorique d'Otto.....	5
Figure II.1 : La géométrie du cylindre, piston, bielle, et du vilebrequin	23
Figure III.1 processus de compression	27
Figure III.2 : processus de combustion.....	35
Figure III.3 : processus de détente	37
Figure III.4 : processus d'échappement.....	38
Figure III.5 : L'espace de travail du Code::Blocks.....	43
Figure IV.1 La fraction molaire du NO_x de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.	49
Figure IV.2 La limite du coefficient de la richesse en fonction du pourcentage de l' H_2	50
Figure IV.3 : La fraction molaire du CO de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.	51
Figure IV.4 La fraction molaire du CO_2 de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.	51
Figure IV.5 La variation de la température de fin de combustion en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.	52
Figure IV.6 La variation du rendement indiqué en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.....	53
Figure IV.7 La variation du rendement indiqué en fonction du pourcentage de l'hydrogène pour différentes richesses.	54
Figure IV.8 La variation du rendement de combustion en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.	54
Figure IV.9 La variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.	55
Figure IV.10 La variation de la pression moyenne indiquée en fonction du pourcentage de l'hydrogène pour différentes richesses.....	56

Liste des tableaux

Tableau I.1 : les dates d'entrée en vigueur des différentes normes.....	8
Tableau I.2 : Limites tolérées des émissions en mg/km pour les véhicules à moteur essence ..	9
Tableau I.3 : Propriétés de l'hydrogène	13
Tableau I.4 : Propriétés du méthane	15
Tableau I.5 : Les spécifications du gaz brut de Hassi r'mel.....	16
Tableau I.6 : Control logique du système mélangeur en ligne de l'Hydrogène/Gaz naturel..	17
Tableau III.1 : composition molaire des réactifs pour $\varphi < 1$	32
Tableau III.2 : composition molaire des produits pour $\varphi < 1$	32
Tableau III.3 : composition molaire des réactifs pour $\varphi > 1$	33
Tableau III.4 : composition molaire des produits pour $\varphi > 1$	34
Tableau III.5 : composition molaire des réactifs en présence des gaz résiduels pour $\varphi < 1$	41
Tableau III.6 :composition molaire des réactifs en présence des gaz résiduels pour $\varphi > 1$	41
Tableau IV.1 : les caractéristiques du moteur étudié.....	48
Tableau IV.2 : la variation de la cylindrée avec le coefficient d'excès d'air et le pourcentage de l'hydrogène.....	57

Nomenclature

Q : La chaleur.....	(J).
W : Le travail.....	(J).
U : L'énergie interne.....	(J).
n : Nombre de mole.....	(mole).
P : La pression.....	(Pa).
V : Le volume.....	(m ³).
T : La température.....	(K).
R : Constante des gaz parfaits.....	(kJ/kmol .K).
Q_{pcs} : Le pouvoir calorifique supérieur.....	(kJ/kg).
Q_{pci} : Le pouvoir calorifique inférieur.....	(kJ/kg).
x_i : La fraction massique du constituant	(- -).
X_i : La fraction molaire du constituant (i).....	(- -).
x_n : La fraction des gaz résiduels.....	(- -).
m_i : La masse du constituants (i).....	(kg).
ε : Le taux de compression.....	(- -).
M_i : La masse molaire du constituant (i).....	(kg /kmol).
K_{p(i)} : La constante d'équilibre de la réaction(i).....	(- -).
V_{cyl} : La cylindrée.....	(m ³).
V_m : Le volume mort.....	(m ³).
R_{ac} : Rapport entre l'alésage du cylindre et la course.....	(- -).
B : L'alésage du cylindre.....	(cm).
L : La course du piston.....	(cm).
θ : L'angle du vilebrequin.....	(rad).
s : L'élongation du piston.....	(cm).
a : Le rayon du maneton du vilebrequin.....	(cm).
W_{ci} : Travail indiqué du cycle.....	(J).
W_c : Travail de compression.....	(J).
W_d : Travail de détente	(J).
P_i : La puissance indiquée.....	(W).
n_g : Nombre de tour du vilebrequin par cycle.....	(- -).
N : Vitesse de rotation.....	(tr /min).
P_e : La puissance effective.....	(W).

η_m : rendement mécanique	(- -).
n_i : rendement indiqué.....	(- -).
η_c : rendement de combustion.....	(- -).
$\eta_{t,i}$: rendement de conversion thermique.....	(- -).
η_v : rendement volumétrique.....	(- -).
ρ : La masse volumique.....	(kg /m ³).
cfc : Consommation spécifique du carburant.....	(g/kwh).
$\frac{F}{A}$: Rapport carburant / air.....	(- -).
\dot{m} : Débit massique.....	(kg/s).
c_p : Chaleur spécifique massique à pression constante.....	(J/kg.k).
c_v : Chaleur spécifique massique à volume constant.....	(j/kg .k).
φ : La richesse.....	(- -).
λ : Coefficient d'excès d'air.....	(- -).

Les abréviations :

GN : Gaz naturel.

GNC : Gaz naturel comprimé.

GNL : Gaz naturel liquéfié.

H : Hydrogène.

HGNC : Mélange de l'hydrogène et du gaz naturel comprimé.

PM : particules fines.

HC : hydrocarbures imbrûlés.

NO_x : les oxydes d'azote.

SI : spark ignition.

ID : injection direct.

MCI : moteur à combustion interne.

PMH : Point mort haut.

PMB : Point mort bat.

GPL : gaz pétrolier liquéfié.

EGR : Exhaust Gas Recirculation.

GES : gaz à effet de serre

Pmi : Pression moyenne indiquée.

Pme : Pression moyenne effective.

GR : Les gaz résiduels.

LIF : Limite inférieure d'inflammabilité.

LSF : Limite supérieure d'inflammabilité.

Indices :

i : Espèce.

r : Réactif.

p : Produit.

f : Carburant.

a : air.

Introduction générale

La plupart de l'énergie utilisée dans le monde est générée par des combustibles fossiles. Brûler des combustibles fossiles produit des déchets très nocifs, principalement des polluants atmosphériques sous forme de particules fines, et de gaz tel que le monoxyde de carbone (CO) et les oxydes d'azote (NO_x). Ces produits de combustion engendrent des problèmes écologiques insurmontables et de plus en plus graves. [1]

En raison des préoccupations croissantes concernant ces effets nocifs des émissions de combustibles fossiles conventionnels, le gaz naturel, l'un des carburants alternatifs les plus prometteurs, est devenu un carburant très attractif pour les moteurs à combustion interne (MCI), fournissant à moindre coût, des émissions plus propres, ce qui le rend écologique par excellence, et est directement applicable aux systèmes de combustion existants. [2]

Le GN possède de remarquables propriétés antidétonantes, lui permettant par cette occasion de fonctionner avec des rapports de compression plus élevés, et donc pour des applications sur des moteurs à allumage commandé, en particulier, l'injection directe (ID) de gaz naturel comprimé (GNC), il promet des rendements thermiques comparables à ceux accomplis par les moteurs diesels. [3]

Depuis leur introduction dans les années 1990, les véhicules à gaz naturel ont démontré une réduction significative des émissions d'échappement comparés à leurs homologues moteurs diesels, en particulier les émissions des matières particulaires (MP : particules fines en suspension dans l'atmosphère terrestre) et d'oxydes d'azote (NO_x). Les véhicules au gaz naturel peuvent réduire les MP de plus de 90% et les oxydes d'azote de 50%, ou plus dans certains cas. [4]

Cependant, le GN présente de nombreux inconvénients : la vitesse de propagation de sa flamme est faible, il y a aussi le problème dit de limite d'inflammation : tant que le moteur tourne à proximité de la limite inférieure d'inflammation, des problèmes peuvent se produire tel que des ratées d'allumage. En fait, le moteur à allumage commandé homogène fonctionnant avec du GN a un rendement volumétrique très bas puisque le GN occupe une fraction de la charge d'admission qui se traduit par une diminution de l'air frais dans le cylindre et donc de la puissance de sortie. [5]

D'autre part, il existe également un autre carburant alternatif très prometteur : l'hydrogène, qui est considéré comme le carburant du futur. Ses produits de combustion sont presque inoffensifs et la vitesse de propagation de sa flamme est considérablement élevée par rapport à celle du GN. Cependant, aujourd'hui, la plupart de l'hydrogène est obtenu par les combustibles fossiles, sans résoudre la dépendance vis-à-vis de ces derniers. En outre, le stockage d'hydrogène est un grand problème, car il est très explosif, et la taille ainsi que le poids de ses réservoirs sont énormes [6]

Une approche possible pour répondre aux futurs règlements sur les émissions avec les conceptions actuelles des moteurs de gaz naturel est de mélanger l'hydrogène avec du gaz naturel comprimé (GNC). Cela permettrait de fonctionner à des mélanges air / carburant plus pauvre et de retarder l'allumage. Combinés, le rapport faible carburant /air et le temps d'allumage retardé peuvent réduire considérablement les NOx sans l'utilisation d'équipements de post-traitement des gaz d'échappement. [7]

Le mélange de l'hydrogène et du gaz naturel comprimé (HCNG) est maintenant considéré comme un carburant de remplacement très promettant en raison de son faible taux d'émission : les concentrations des gaz d'échappement en HC, CO et CO₂ diminuent considérablement. En outre, H / GNC pourrait faciliter l'introduction précoce de l'hydrogène comme carburant de transport utilisant une technologie qui est très proche à la commercialisation. [8]

Dans la présente étude, nous nous fixons pour objectif d'analyser l'influence de la fraction d'hydrogène sur les performances d'un moteur SI alimenté en Hythane, et surtout sur la composition des produits de fin de combustion. Un programme C++ est réalisé pour analyser le cycle moteur tout en faisant varier la richesse et la fraction d'hydrogène.

Le premier chapitre introduit des généralités sur notre étude, concernant les moteurs à explosions, la pollution et le mélange Hydrogène/Gaz naturel comprimé. Le deuxième chapitre présente un rappel des différentes formulations mathématiques utilisées pour modéliser le cycle thermodynamique du moteur, ainsi pour calculer les concentrations des produits de combustion les performances du moteur. Le troisième chapitre est consacré à la modélisation du cycle thermodynamique, ainsi qu'au calcul des fractions molaires des gaz d'échappement et des paramètres de performances. Les résultats de l'étude seront présentés, interprétés et comparés au chapitre quatre. L'ensemble se termine avec une conclusion générale.

I. Généralités

L'objet de ce chapitre est de présenter quelques notions qui ont un rapport avec notre étude tel que les moteurs à combustion interne, la pollution, et le carburant utilisé dans notre étude qui est le mélange Hydrogène/Gaz naturel comprimé.

I.1 Moteur à combustion interne

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il transforme l'énergie thermique produite par la combustion (carburant + comburant) en énergie motrice mécanique.

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 caloporteur à l'extérieur du moteur, cas d'une turbine à vapeur par exemple.

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne :

- Les moteurs fournissant un couple sur un arbre :
 - Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs :
 - Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs
 - Turbines à gaz.
- Les moteurs à réaction :
 - Turbo réacteurs
 - Statoréacteurs
 - Pulsoréacteurs
 - Moteur-fusée

I.1.1 Moteurs thermiques à pistons alternatifs

Moteurs thermiques utilisant l'énergie thermique produite par une combustion d'un gaz carburé (carburant – comburant) pour obtenir de l'énergie mécanique par transformation du mouvement de **translation** du piston en mouvement de **rotation** de l'arbre du vilebrequin.

Les moteurs alternatifs à piston sont les moteurs à combustion interne les plus répandus, ceci pour trois raisons principales :

- de par leur régime périodique, ces machines conviennent particulièrement bien pour des évolutions où la température atteint des valeurs élevées. Etant en contact avec le fluide à divers stades de la transformation, les parois sont soumises à une température moyenne très inférieure à la température maximum, alors que dans une machine à flux continu, certaines pièces sont en permanence soumises à cette température.
- les moteurs à combustion interne sont très employés pour la propulsion de véhicules de petite et moyenne puissance. Or la machine à piston s'adapte beaucoup mieux à cette utilisation que la turbomachine, qui n'est réalisable qu'avec des vitesses caractéristiques très élevées, et par conséquent doit tourner à des vitesses considérables lorsque la puissance est modérée, avec interposition de réducteurs fragiles et coûteux.

- les performances des moteurs à piston varient moins que celles des turbines à gaz lorsque leur fonctionnement s'écarte des conditions nominales

Il existe deux grandes catégories de moteurs alternatifs à combustion interne :

- les moteurs à allumage commandé, quelquefois improprement dits à explosion, dont le principe a été défini par le français Beau de Rochas en 1860, et la première réalisation effectuée par l'allemand Otto en 1876. [9]
- les moteurs à allumage par compression, dits Diesel, du nom de leur inventeur allemand, qui les a breveté en 1892. [9]

Dans notre étude, nous n'allons nous intéresser qu'aux moteurs à allumage commandé, particulièrement les moteurs à gaz.

I.1.2 Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé

La combustion dans le moteur à allumage commandé, résulte d'une déflagration en milieu turbulent initié par l'étincelle de la bougie et non perturbé par un phénomène parasite ou incontrôlé. [9]

Le mélange air carburant, constitue un milieu homogène et fortement turbulent dans lequel, une étincelle jaillit et donne lieu à l'apparition d'un noyau initial, à partir duquel un front de flamme (flamme de pré-mélange) se constitue et se propage en formant une limite entre deux zones contenant respectivement des produits de combustion (gaz brûlés) et la charge initiale (gaz frais).

Une autre particularité de la combustion dans le moteur à essence, est l'existence d'une dispersion cyclique (des cycles de pression, d'un cycle à l'autre), liée à la dispersion de la vitesse de développement de la flamme qui évolue avec la richesse variable macroscopiquement de la charge au voisinage de la bougie.

Pour contrôler le déroulement de la combustion, il faut contrôler les paramètres : la pression, la fraction brûlée et la vitesse de dégagement d'énergie. Ces derniers sont fortement influencés par les conditions de fonctionnement telle que : richesse, vitesse de rotation, taux de remplissage, caractéristiques géométrique du moteur, et composition du carburant.

Le moteur à allumage commandé fonctionne selon le principe du cycle à quatre temps (Figure I.1), décrit pour la première fois par Alphonse Beau de Rochas, et réalisé par OTTO en Allemagne. Il comprend les phases suivantes, durant lesquelles, le piston est en mouvement entre le PMH et le PMB :

- Phase d'admission ($A \rightarrow B$; $\theta : 0 \rightarrow 180^\circ$)

La soupape d'admission s'ouvre et le piston se met en mouvement jusqu'au PMB sous l'effet de l'écoulement de la charge fraîche admise, qui occupe progressivement le volume disponible.

Ce mouvement est engendré par la différence de pression entre le système d'admission et le cylindre.

- Phase de compression ($B \rightarrow C$; $\theta : 180^\circ \rightarrow 360^\circ$)

Compression adiabatique du mélange. Fermeture de la soupape d'admission, Le piston commence sa course ascendante jusqu'au PMH en comprimant la charge admise (air-carburant).

- Phase de combustion détente (PMH \rightarrow PMB ; $\theta : 360^\circ \rightarrow 540^\circ$)

➤ $C \rightarrow D$ Combustion à volume constant (explosion)

L'énergie dégagée par la combustion, provoque une élévation de pression.

➤ $D \rightarrow E$: Détente adiabatique des gaz. (temps moteur)

Les gaz chauds repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement

- Phase d'échappement ($B \rightarrow A$)

Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement

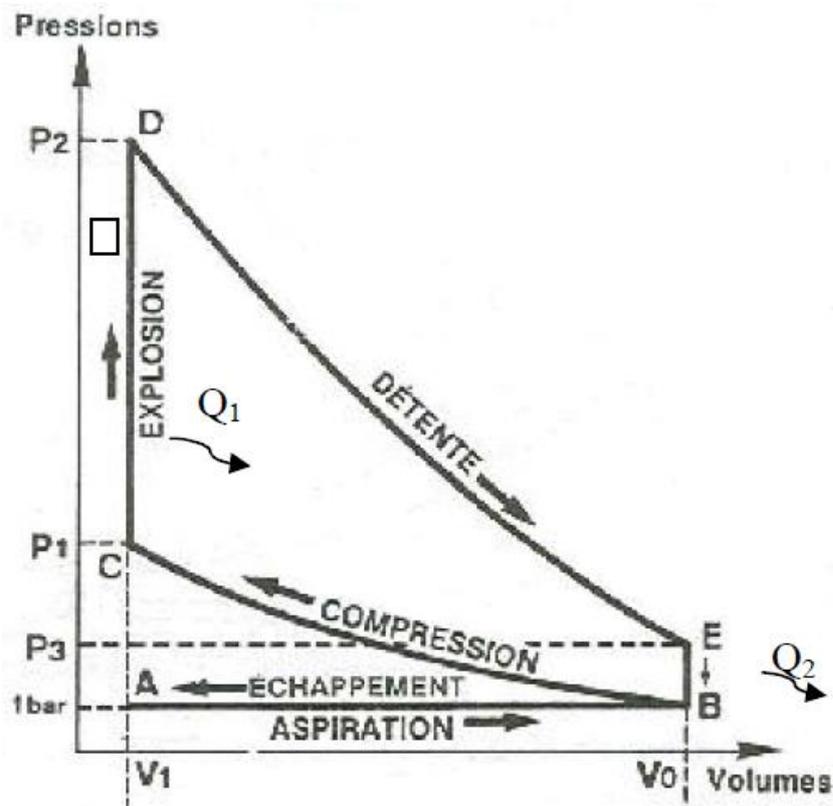


Figure I.1 : Cycle théorique d'Otto

I.1.3 Formation des polluants par combustion dans les moteurs à explosion

Les émissions polluantes de l'automobile sont des gaz ou vapeurs relâchés dans l'atmosphère à la suite de la combustion incomplète du moteur. La combustion complète du mélange air-carburant ne peut être obtenue avec le carburant à cause des zones froides de la chambre de combustion, du changement continu du rapport air/essence, le temps d'inflammation, la vitesse, la charge en particulier et la composition du carburant.

S'il était possible de créer des conditions idéales de combustion du mélange air-carburant, on obtiendrait les sous-produits CO_2 (dioxyde de carbone), H_2O (eau) et N (azote). Hélas, ce n'est pas le cas !

Étant donné qu'il est impossible de réaliser « la combustion complète » dans les moteurs à combustion interne, pour des raisons invoquées plus tôt, la composition chimique des gaz d'échappement diffère sensiblement de la composition idéale, la formation des principaux polluants, existant dans les gaz d'échappement, est exposé comme suit :

- Gaz carbonique (CO_2)

Généralement, il n'est pas considéré comme polluant, mais il reste un gaz très nocif, des concentrations excessives peuvent provoquer l'asphyxie et des changements climatiques qui, à long terme, endommagent l'environnement.

La formation du gaz carbonique, résulte de la combustion complète du carbone dans une chambre de combustion avec, parfois, l'étape intermédiaire de la formation du monoxyde de carbone.

- Les hydrocarbures imbrûlés (HC)

En général, ils irritent les membranes muqueuses chez l'homme.

Les hydrocarbures contenus dans les gaz de combustion résultent :

- Des phénomènes d'extinction de flamme à proximité des parois où sa température est plus faible et dans les espaces étroits.
- De la propagation incomplète de la flamme, en mélange pauvre ou à faible charge (basse pression et température), qui se traduit par son extinction.
- De la composition du carburant qui intervient sur la qualité et la quantité des hydrocarbures émis lors du démarrage et de la montée en température du moteur.
- De l'huile de graissage du moteur qui remonte dans la chambre depuis le carter et sort dans les gaz d'échappement sans brûler. Cet effet est particulièrement caractéristique des moteurs Diesel dont l'injection est coupée pour les véhicules descendant une pente forte et pour lesquels le frein moteur est utilisé.
- Des émissions par évaporation non contrôlé du moteur ou des réservoirs de carburant.

- Suie

La présence des particules de carbones dans les poumons a un effet cancérigène. Une faible quantité inférieure à 0,05 mg/l ne présente pas de danger, mais crée un effet et une sensation négative liée à l'encrassement de l'air respiré.

Les particules les plus fine (1 à quelques microns) franchissent la barrière de la muqueuse pulmonaire et pénètre dans le système circulatoire en l'encrassant et en provoquant des maladies cardiovasculaire.

Plusieurs théories définissent la formation de la suie, entre autres, dans le moteur :

- La décomposition du carburant C_xH_y en acétylène puis en suie.
- La décomposition du carburant C_xH_y en produits aromatiques puis en suie.
- L'oxydation de l'oxyde de carbone en CO_2 ; $2CO \rightarrow CO_2 + C$.

- Monoxyde de carbone

Due à sa grande adhérence à l'hémoglobine, de basses concentrations peuvent causer une Asphyxie.

La formation du CO peut résulter :

- De la combustion à faible température des flammes froides.
- De l'oxydation à haute température des hydrocarbures présents dans le combustible.
- De la décomposition des aldéhydes.
- De la dissociation de gaz carbonique à haute température.

- Oxydes d'azote

Même à basse concentration, ils peuvent être à l'origine d'une irritation des poumons et l'endommagement des tissus des membranes muqueuses. Les risques de formation d'acide nitrique sont présents.

La formation des oxydes d'azote, est liée à trois paramètres principaux :

- La présence d'oxygène et d'azote atmosphérique en excès globalement dans le moteur Diesel.
- Des températures élevées de l'ordre de 2800 K dans la flamme et en arrière du front de flamme.
- Le temps de séjour de l'azote en présence de l'oxygène à haute température.

I.2 Normes sur les émissions des gaz d'échappement

De plus en plus nombreux, les véhicules contribuent considérablement à la pollution atmosphérique par le rejet de gaz et de particules portant atteinte à l'environnement. Ce problème étant devenu un problème de santé publique, les gouvernements des principaux pays du monde sont intervenus en réglementant les émissions polluantes des véhicules à moteur, et

avec la production automobile qui ne cesse d'augmenter et de se développer, les autorités deviennent de plus en plus exigeantes en élaborant des normes plus sévères.

I.2.1 Normes d'émission : définition

Les normes d'émission sont des règlements 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. Leur objectif est de réduire la pollution atmosphérique due au transport routier.

I.2.2 Norme européenne d'échappement [10]

Appliquée depuis 1992, la norme Euro ne cesse d'évoluer et, logiquement, de se durcir. La législation européenne est de plus en plus sévère sur les rejets des moteurs à combustion. Les normes d'émissions « Euro » se succèdent.

La mise en œuvre se fait à des dates décalées pour les automobiles, les véhicules utilitaires légers, les motos et les poids-lourds. Les normes différentes entre les différents types de moteurs (moteurs à allumage commandé: essence, GPL... ou moteurs Diesel) et de véhicules, jusque dans les unités choisies, rapportées à la distance parcourue (par exemple g/km), sauf pour les véhicules lourds où elles sont rapportées à l'énergie développée (par exemple g/kWh).

Pour les automobiles particulières, les dates d'entrée en vigueur sont les suivantes :

Tableau I.1 : les dates d'entrée en vigueur des différentes normes

Norme	Mise en service des véhicules	Homologation des nouveaux types
Euro 1	1 ^{er} Janvier 1993	1 ^{er} Juillet 1992
Euro 2	1 ^{er} Juillet 1996	1 ^{er} Janvier 1996
Euro 3	1 ^{er} Janvier 2001	1 ^{er} Janvier 2000
Euro 4	1 ^{er} Janvier 2006	1 ^{er} Janvier 2005
Euro 5	1 ^{er} Janvier 2011	1 ^{er} Septembre 2009
Euro 6b	1 ^{er} Septembre 2015	1 ^{er} Septembre 2014

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.

Les émissions sont mesurées sur des véhicules dépourvus d'options dans des conditions qui peuvent être assez différentes de la vie réelle. Les moteurs sont d'ailleurs réglés pour respecter la norme dans le cadre légal. Les valeurs s'envolent par exemple très rapidement quand les véhicules dépassent les 120 km/h, vitesse maximale autorisée en Algérie. Il n'en demeure pas

moins que ces moteurs produisent, à puissance égale, moins de rejets polluants que des moteurs d'ancienne génération.

Tableau I.2: Limites tolérées des émissions en mg/km pour les véhicules à moteur essence

Norme	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6b
Oxydes d'azote (NOx)	-	-	150	80	60	60
Monoxyde de carbone (CO)	2720	2200	2200	1000	1000	1000
Hydrocarbures (HC)	-	-	200	100	100	100
Particules (PM)	-	-	-	-	5	4,5

D'autre part, le dioxyde de carbone, qui n'est pas considéré comme un polluant mais qui présente un vrai danger sur l'environnement, est aussi soumis à des normes très sévères. Il est le deuxième gaz à effet de serre le plus important dans l'atmosphère après la vapeur d'eau, contribuant respectivement à hauteur de 26 % et 60 % à ce phénomène. [11]

L'union européenne introduit pour la première fois des normes sur les émissions du CO₂ pour les voitures particulières neuves en 2009. Le règlement de 2009 a fixé un objectif de 130 g / km pour l'année 2015. Les fabricants individuels ont été autorisés une valeur d'émission de CO₂ plus élevée, dépendamment le poids moyen des véhicules de leur flotte. Plus le véhicule est lourd plus le taux de CO₂ est autorisé.

A la fin de l'année 2013, une nouvelle norme a été approuvée, prévue pour être appliquée à partir de 2020, les véhicules ne seront pas autorisés de dépasser la limite de 95 g / km.

I.3 Réduction des émissions polluantes

Les moyens d'action pour réduire les émissions de polluants dans les gaz d'échappement, dans le cas le plus général des moteurs équipant des véhicules automobiles, dépendent, dans sa partie la plus large, de la technologie des moteurs.

Un moteur de véhicule est caractérisé par le fait qu'il fonctionne à charges et régimes constamment variables contrairement au fonctionnement du moteur monocylindre en régime stabilisé ; il est nécessaire alors de tenir compte d'autres paramètres :

- Répartition du mélange carburé entre les différents cylindres,
- Difficulté d'ajuster la richesse du mélange pour tous les modes de fonctionnement (ralentie, charge partielles, pleine charge, décélération, mise en action par temps froid),

- Fonctionnement en régime transitoire.

La plupart des moyens de réduction de polluants, sont choisis pour satisfaire les législations, et puisque ces dernières diffèrent d'un pays à l'autre, les méthodes de prélèvement des gaz ainsi que les techniques d'analyse sont différentes.

Les moyens d'actions concernent :

- Les paramètres de réglage du moteur,
- Les paramètres de construction du moteur,
- La nature et la composition du carburant,
- Les dispositifs auxiliaires extérieurs au moteur.

I.3.1 Techniques de réduction des émissions polluantes

Depuis maintenant plusieurs décennies, la conception et la mise au point d'un moteur à essence ou Diesel, s'effectue avec un souci primordial de réduction des émissions des polluants.

Plusieurs techniques de réduction existent :

I.3.1.1 Réduction des émissions à la source [11] [12]

Sur les moteurs à essence, la réduction du niveau d'oxydes d'azote en sortie de la chambre de combustion, peut se réaliser selon deux voies mises en œuvre séparément ou simultanément [12], fonctionnant en mélange pauvre et riche :

- La combustion à très faible richesse. Il faut atteindre, dans certaines conditions, des valeurs de 0,6 - 0,7 pour obtenir un très faible niveau de NO_x.

Les caractéristiques de l'admission du moteur, y compris celles du carburateur ou de l'injection électronique, ont une très grande influence sur le fonctionnement du moteur en mélange pauvre et donc sur les taux d'émissions. Les fonctions que doit assurer l'admission du moteur sont celles de la formation du mélange homogène avec le taux de remplissage du moteur le plus élevé possible en toutes circonstances.

- Le recyclage externe d'une fraction des gaz d'échappement. La technique utilisée est couramment appelée EGR (Exhaust Gas Recirculation).

Remarque : L'EGR constitue une cause d'encrassement des circuits d'admission et des chambres de combustion. L'emploi d'additif détergent dans le carburant, devient donc pratiquement nécessaire.

I.3.1.2 Traitement catalytique des gaz d'échappement [12] [13]

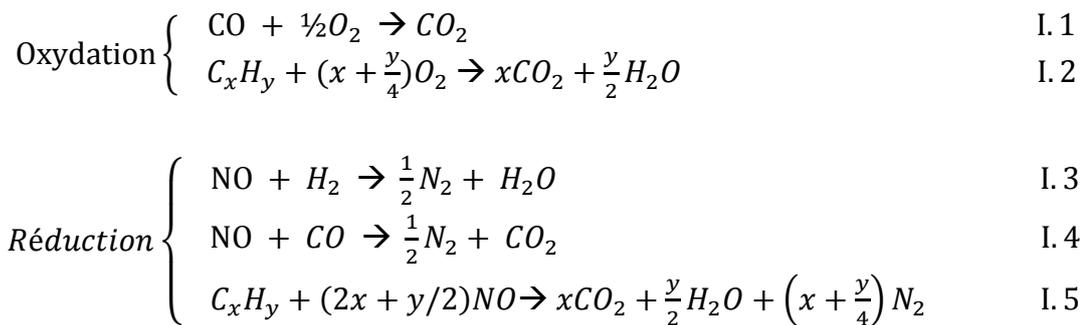
Des 1960, aux Etats Unis et en Europe, on examinait la possibilité de traiter les gaz d'échappement par voie catalytique.

On a tout d'abord utilisé des catalyseurs d'oxydation sur des moteurs fonctionnant en mélange riche, puis des dispositifs de double catalyse, comportant successivement un catalyseur de réduction, une introduction d'air, puis un catalyseur d'oxydation. La catalyse dite « trois voies » a été introduite vers 1975 sur les moteurs à allumage commandé,

fonctionnant à la stœchiométrie, elle s'est rapidement étendue. Depuis 1990, on assiste à un développement de la catalyse d'oxydation appliqué aux moteurs fonctionnant en mélange pauvre.

Le terme « trois voies » (three way), signifie que l'on traite simultanément CO, HC, et NO_x par des réactions d'oxydoréduction. Les deux premiers polluants, étant oxydés, le troisième réduit.

I.3.1.3 Les réactions principales mises en jeu, sont les suivantes :



Les deux réactions (1) et (2) se produisent à richesse inférieure ou égal à 1, tandis que les trois autres réactions, conduisant à la destruction de NO, sont favorisées en mélange riche.

Réaliser dans les mêmes conditions, non seulement l'oxydation de CO et HC, mais aussi la réduction de NO_x, implique que les cinq réactions, suscitées, se produisent simultanément et de manière significative. Ceci n'est possible que si l'air et le carburant sont présents en quantité stœchiométrique.

I.3.1.4 Modification effectuées au niveau de la conception du moteur

L'accroissement du taux de compression du moteur augmente principalement les émissions d'oxydes d'azote par accroissement de la température du gaz au cours du cycle. Une optimisation du taux de compression est donc nécessaire pour réduire les émissions.

D'une autre part, l'augmentation du diamètre du piston qui a pour conséquence, à pressions moyennes égales, de faire fonctionner le moteur à des charges plus partielles, réduit les émissions d'hydrocarbures imbrûlés et d'oxydes d'azote.

Vu que Les hydrocarbures imbrûlés résultent de l'extinction de la flamme au voisinage des parois, il est nécessaire aussi d'agir sur les paramètres de la chambre de combustion afin que la teneur en hydrocarbures imbrûlés soit la plus faible possible.

Les réglages principaux mis en jeux sont :

- le volume de la chambre de combustion soit la plus faible possible

- les espaces morts : volume de chasse, volume du jeu du piston jusqu'au premier segment soient réduits sans pour autant pénaliser la "turbulence" résultant de la vitesse de chasse du moteur.

I.4 Le mélange gaz naturel comprimé/Hydrogène (HGNC)

HGNC est un carburant du véhicule qui est un mélange de gaz naturel et de l'hydrogène en proportions variables, typiquement de 8 à 50% d'hydrogène (du volume total). Les mélanges inférieurs à 20% d'hydrogène sont souvent connus sous le nom « Hythane ».

HGNC peut combler le fossé entre les combustibles liquides traditionnels et l'hydrogène. En utilisant HCNG comme combustible de transition et en profitant de l'infrastructure existante du gaz naturel, il est possible de commencer la construction d'une infrastructure de l'hydrogène à un coût minimum.

Outre l'avantage d'être un combustible de transition, HCNG a ses propres avantages spécifiques en termes de réduction d'émissions nocives, et si en plus l'hydrogène est produit à la base de ressources renouvelables, HCNG pourraient également contribuer à la réduction des émissions à effet de serre.

I.4.1 Historique [14]

Les mélanges gaz naturel hydrogène ont été utilisés sur des moteurs d'essais depuis 1983, Nagalingam et al ont mené des expériences avec un moteur AVL alimenté avec de différentes fractions de GNC/H₂ (100/0, 80/20, 50/50, 0/100).

En 1989, HCI (Hydrogen Components Inc) a commencé par mélanger le GNC et l'hydrogène avec différents rapports et de les tester, à Colorado State University.

Hythane est un mélange de l'hydrogène et de GNC, créé par HCI à Littleton, au Colorado. L'Hythane a été inventé par Frank Lynch et Roger Marmaro et a obtenu un brevet américain en 1992. Dans ce brevet, Hythane est défini comme un mélange d'hydrogène et de gaz naturel fourni pour la combustion dans un moteur sans qu'il soit nécessaire d'apporter des modifications à ses paramètres, et est défini comme étant un mélange à 15% d'hydrogène approximativement.

En 1992, la première station Hythane a été construite et ouverte. Depuis lors, il y a eu des moteurs créés spécifiquement pour fonctionner avec ce carburant, et de nombreuses flottes testant le carburant sur route pour mieux comprendre le HGNC.

I.4.2 L'hydrogène

L'hydrogène, ou dihydrogène (H_2) de son nom scientifique, est un gaz léger qui ne peut se trouver à l'état naturel sur Terre mais qui est très abondant sous forme atomique, notamment dans l'eau et dans les hydrocarbures. Il nécessite donc une transformation industrielle.

Tableau I.3 : Propriétés de l'hydrogène [1]

Masse volumique (kg/m^3)	~ 0.09 (à 25°C et 100kPa)
Masse molaire [$kg/kmol$]	2.016
Chaleur spécifique massique ($kJ/kg.K$)	~ 14.2
Pouvoir Calorifique inférieur [MJ/kg]	120
Energie volumique [MJ/dm^3]	3.0
Température d'auto allumage [K]	858
L'énergie minimum d'allumage [mJ]	0.02
La vitesse de la flamme laminaire [cm/s]	~ 230
Limites d'inflammabilité Vol. %	4–75
Température de la flamme [K]	2318

L'hydrogène énergie est prometteur à plus d'un titre, il est l'élément le plus abondant sur terre, sa combustion ne produit pas de CO_2 et son pouvoir calorifique par unité de masse est le plus élevé parmi les substances combustibles. Néanmoins, son exploitation industrielle n'en est qu'aux balbutiements et de nombreuses limites doivent encore être surmontées avant de pouvoir trouver sa place dans le modèle de mobilité décarbonée.

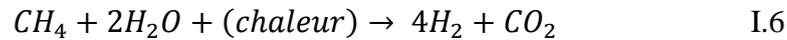
a. La question de la production

L'hydrogène n'est pas disponible à l'état naturel. Il est dans la plupart des cas mélangé à d'autres éléments et doit donc être extrait par une source d'énergie capable de provoquer une séparation d'éléments chimiques.

Il existe au moins quatre moyens de produire de l'hydrogène : le reformage d'un gaz, l'électrolyse de l'eau, les réactions thermochimiques et la conversion biologique.

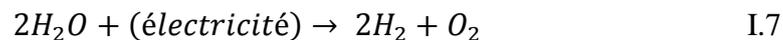
Toutefois, 98% de l'hydrogène est produit dans le monde par reformage de gaz naturel (CH_4) ou par gazéification d'hydrocarbures.

Principe de reformage :



La production d'hydrogène par reformage ou par gazéification rejette du CO_2 dans l'atmosphère comme le fait la combustion de tous les combustibles fossiles.

2% de l'hydrogène est produit par d'autres moyens dont l'électrolyse :



La production d'hydrogène par électrolyse de l'eau consomme plus d'énergie utile qu'elle n'en produit, elle exige $\sim 180\,000$ kJ/kg (~ 50 kWh/kg) d'hydrogène produit alors que la combustion dégage $\sim 141\,000$ kJ/kg d'hydrogène.

b. Problème de stockage

L'hydrogène énergie fait face à un défi technologique important quant au stockage : il s'agit de trouver des moyens embarqués efficaces et sûrs permettant une autonomie satisfaisante des véhicules. L'enjeu n'est pas aisé sachant que l'hydrogène est un gaz très explosif et avec une densité extrêmement faible.

Stocker 10 kg d'hydrogène à 200 bars nécessite, avec la technologie actuelle, un réservoir pesant ~ 900 kg soit le poids d'une voiture compacte ! Le défi donc est de développer un réservoir beaucoup plus léger qui puisse tolérer de telles pressions.

c. L'enjeu de la sécurité

L'hydrogène énergie pose des problèmes en termes de sécurité. Ce facteur risque met en danger un éventuel développement industriel respectant des normes de risque acceptables et surtout l'acceptation de la technologie par le grand public. Deux points suscitent une inquiétude :

- L'hydrogène s'enflamme plus aisément que l'essence et la flamme est très peu visible (bleue pâle). Le risque d'incendie et d'explosion est élevé.
- La molécule d'hydrogène étant de petite taille, le risque de fuite d'un réservoir est plus élevé qu'avec un carburant traditionnel (la molécule traverse plus aisément les parois d'un réservoir).

I.4.3 Le gaz naturel

Le méthane est un gaz de la famille des hydrocarbures. Un hydrocarbure est un composé organique qui ne contient que des atomes de carbone et d'hydrogène. Avec un seul atome de carbone et quatre atomes d'hydrogène, le méthane (CH_4) est l'hydrocarbure le plus simple.

Le gaz naturel est composé de 75% à 95 % de méthane. Il provient de la transformation naturelle, pendant des millions d'années, de matières organiques.

L'automobile au gaz naturel existe depuis les années 1930. De nos jours, on compte plus de 11 millions de véhicules qui fonctionnent au gaz naturel sur la planète. [16]

Si la technologie ne date pas d'hier, on lui découvre maintenant des vertus environnementales. Le moteur au gaz naturel produit 25 % moins de CO₂ que celui à essence. Cela représente une réduction appréciable des émissions de gaz à effet de serre (GES), responsables du réchauffement climatique. Le GN est considéré le plus propre des énergies fossiles.

Le méthane possède un indice d'octane très fort (tableau I.4) ce qui lui permet d'avoir une très bonne résistance à la détonation et donc il peut fonctionner à des pressions très élevées.

Le méthane a une faible densité énergétique à la pression ambiante ; ainsi, un mètre cube (m³) de gaz naturel a la même énergie qu'un litre de diesel. Le gaz naturel doit donc être liquéfié à -163°C (GNL) ou comprimé à 200 bars (GNC) afin d'emmagasiner assez d'énergie pour servir de carburant dans le domaine du transport.

Sous sa forme liquide, le GN occupe 600 fois moins d'espace qu'à l'état gazeux. Cependant, sa technique de stockage est estimée très coûteuse (réservoirs cryogéniques).

Tableau I.5 : Propriétés du méthane [1]

Masse volumique (kg/m ³)	~ 0.716 (à 25°C et 100kPa)
L'indice d'octane	120 et plus
Masse molaire [kg/kmol]	16.043
Pouvoir Calorifique inférieur [MJ/kg]	50
Energie volumique [MJ/dm ³]	12.6
Température d'auto allumage [K]	810
L'énergie minimum d'allumage [mJ]	0.29

La vitesse de la flamme laminaire [cm/s]	~ 42
Limites d'inflammabilité Vol. %	5–15
Température de la flamme [K]	2148

I.4.3.1 Le gaz naturel en Algérie

L'Algérie possède des réserves immenses en gaz naturel à savoir le champ de Hassir'mel, qui est le quatrième plus grand à l'échelle mondiale. L'Algérie est placée au quatrième rang au terme de production et d'exportation (plus de 50% de la production africaine).

Tableau I.6 : Les spécifications du gaz brut de Hassir'mel

Composants	% molaire
N ₂	5,56
CO ₂	0,20
CH ₄	78,36
C ₂ H ₆	7,42
C ₃ H ₈	2,88
i-C ₄ H ₁₀	0,62
n-C ₄ H ₁₀	1,10
i-C ₅ H ₁₂	0,36
n-C ₅ H ₁₂	0,48
C ₆ H ₁₄	0,59
C ₇ H ₁₆	0,56
C ₈ H ₁₈	0,45
C ₉ H ₂₀	0,37
C ₁₀ H ₂₂	0,27
C ₁₁ H ₂₄	0,21
C ₁₂ plus	0,57
Total	100,00 moles

I.4.4 Le principe du système mélangeur en ligne de l'HGNC

Un système de mélange en ligne est utilisé pour mélanger la quantité désirée de l'hydrogène avec le gaz naturel dans un réservoir de stabilisation de pression juste avant d'entrer dans le moteur. Le réservoir est divisé en deux chambres avec une ligne d'amortissement utilisée pour améliorer l'uniformité du mélange. Un schéma du système d'alimentation en carburant est montré dans la figure 1. Les taux de flux de gaz naturel et de l'hydrogène sont mesurés en utilisant un débitmètre à effet Coriolis pour une mesure directe du débit massique, et une vanne de contrôle d'écoulement (Alicat) est utilisée pour régler le taux de débit de l'hydrogène en fonction du débit de CNG, et obtenir enfin la fraction d'hydrogène voulue.

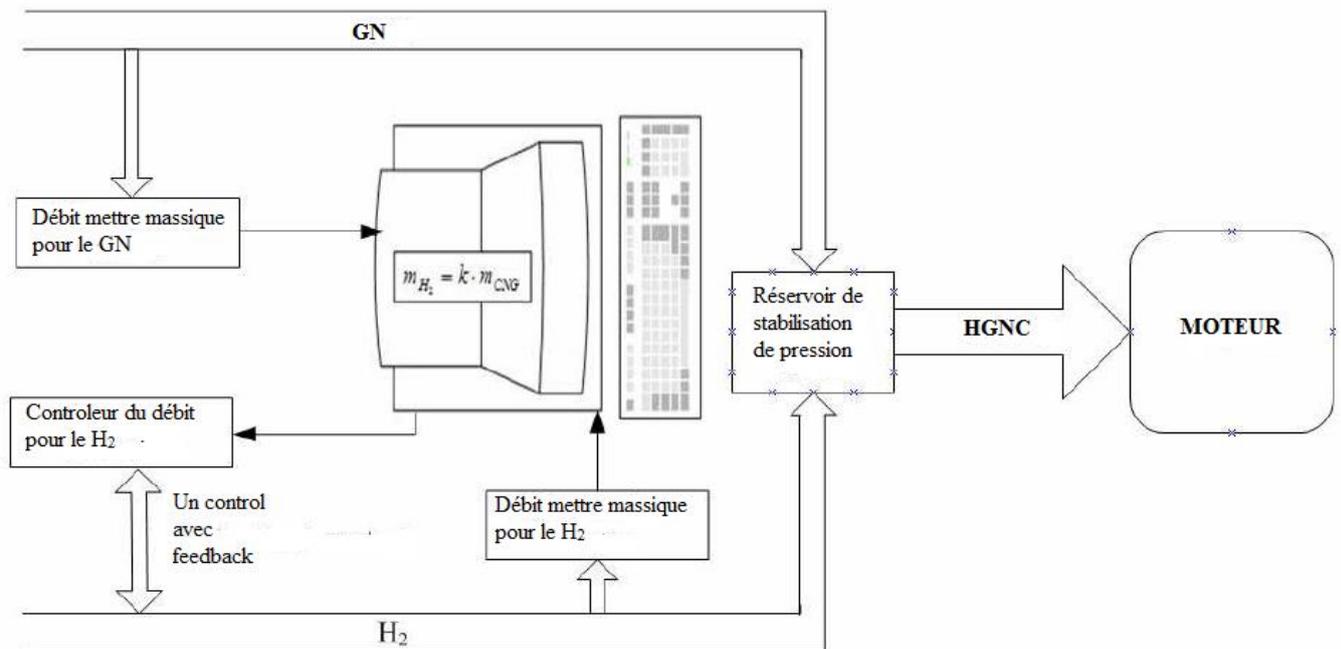


Tableau I.7 : Control logique du système mélangeur en ligne de l'Hydrogène/Gaz naturel

I.4.5 Les propriétés de l'HGNC

En ajoutant de l'hydrogène au gaz naturel, les propriétés du carburant changent considérablement :

- Une faible énergie d'allumage (indice d'octane plus faible que celui du GN) et un taux de combustion rapide, ce qui le rend moins résistant à la détonation par rapport au gaz naturel.
- Une vitesse de la flamme supérieure - combustion plus rapide. Rendement du moteur plus élevé.
- facteur de compressibilité inférieur - moins de Nm³ dans un réservoir sous 200 bars par rapport au GNC.
- Un pouvoir calorifique volumique plus faible - une consommation plus élevée en termes de Nm³ par km.
- Limite d'inflammabilité inférieure plus importante – le moteur peut fonctionner à des richesses plus faibles.

I.4.6 Exigences pour soutenir le déploiement de l'HGNC

Pour la généralisation du déploiement de l'HGNC, les étapes suivantes seraient essentielles pour soutenir le déploiement :

- Développer des techniques de production d'hydrogène plus rentables et moins polluantes.
- Normaliser le mélange l'hydrogène / GNC pour permettre un déploiement plus cohérent. Le premier point qui doit être normalisé est la proportion volumique de l'hydrogène dans l'HCNG.
- Développer une industrie FEO (fabricant d'équipement d'origine) certifié pour les moteurs à HCNG.
- Effectuer une analyse décisive sur un mélange de carburant standard pour définir les exigences spécifiques des moteurs afin de profiter au maximum du potentiel de HCNG.
- Basée sur les normalisations des carburants et l'optimisation des moteurs, une analyse décisive de la réduction des émissions doit être effectuée pour permettre une comparaison des émissions plus fiables.
- Une recherche plus détaillée devrait être effectuée afin de déterminer la valeur limite du taux de l'hydrogène dans le mélange pour laquelle on peut éviter d'effectuer des modifications sur les moteurs à GNC.
- Développer l'infrastructure du réseau de distribution de gaz naturel.

II. Théories reliées aux moteurs à allumage commandé [15][19]

Avant d'aborder l'étude du cycle thermodynamique, il a paru opportun d'indiqué brièvement les relations thermodynamiques et quelques équations mathématiques relatives à notre étude.

II.1 Considérations thermodynamiques

II.1.1 Application du premier principe de la thermodynamique à la combustion

Si l'on applique le premier principe à système fermé, on obtient :

$$Q - W = U_p - U_r \quad \text{II.1}$$

U_p , U_r sont respectivement l'énergie interne des produits de combustion et l'énergie interne des réactifs données par :

$$U_p = \sum_{\text{produits}} n_i (\Delta \tilde{h}_f^\circ + \Delta \tilde{h} - P\tilde{v})_i \quad \text{II.2}$$

$$U_r = \sum_{\text{réactifs}} n_i (\Delta \tilde{h}_f^\circ + \Delta \tilde{h} - P\tilde{v})_i \quad \text{II.3}$$

Où \tilde{v} est le volume molaire (m^3/kmol).

$\Delta \tilde{h}_f^\circ$ l'enthalpie de formation du composé chimique ; c'est l'enthalpie résultant de la réaction chimique produisant une kmole du composé à partir d'éléments de base, dans les conditions standards 25 °C et 1 atm.

$\Delta \tilde{h} = \tilde{h}(T, P) - \tilde{h}^\circ$: changement d'enthalpie entre l'état standard et l'état donné (température et pression). n_i : représente le nombre de moles du constituant (dans les produits ou les réactifs) par unité de mole du combustible ou carburant (fuel).

Pour une évolution adiabatique de combustion, on désigne la température des produits de combustion sous le nom de *température de flamme adiabatique*. Il s'agit là de la température maximale qui peut être atteinte pour les réactifs donnés, puisque toute perte de chaleur par les substances prenant part à la réaction et toute combustion incomplète aurait pour effet d'abaisser la température des produits.

Pour une combustion à volume constant, on a :

$$U_p = U_r \quad \text{II.4}$$

La température de flamme adiabatique correspondante peut être ainsi déterminée par itération.

II.1.2 La loi des gaz parfait :

La loi des gaz parfait est une équation d'état applicable uniquement sur les gaz parfaits, appelée aussi équation des gaz parfaits, elle relie les quatre variables pression P, volume V, température T et quantité (nombre de moles) n de gaz :

$$PV = nRT$$

II.5

avec $R = 8.314 \text{ KJ/Kmol.K}$ est la constante universelle des gaz parfaits.

II.1.3 Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique ou chaleur de combustion (en anglais Heating Value) d'une matière combustible est l'enthalpie de réaction de combustion par unité de masse dans les conditions normales de température et de pression. C'est l'énergie dégagée sous forme de chaleur par la réaction de combustion par le dioxygène (autrement dit la quantité de chaleur).

Il existe deux types de pouvoir calorifique :

- **pouvoir calorifique supérieur (Q_{PCS})** : C'est l'énergie thermique libérée par la combustion d'un kilogramme de combustible. Cette énergie comprend la chaleur sensible, mais aussi la chaleur latente de vaporisation de l'eau, généralement produite par la combustion. Cette énergie peut être entièrement récupérée si la vapeur d'eau émise est condensée, c'est-à-dire si toute l'eau vaporisée se retrouve finalement sous forme liquide.
- **pouvoir calorifique inférieur (Q_{PCI})** : C'est l'énergie thermique libérée par la combustion d'un kilogramme de combustible sous forme de chaleur sensible, à l'exclusion de l'énergie de vaporisation (chaleur latente) de l'eau présente en fin de réaction.

Le pouvoir calorifique d'un mélange de deux gaz **A** et **B** se calcule comme suit :

$$(Q_{PC})_{\text{mélange}} = x_A(Q_{PC})_A + x_B(Q_{PC})_B \quad \text{II.6}$$

avec : x_A et x_B sont les fractions massiques des gaz **A** et **B** : $x_A + x_B = 1$

$(Q_{PC})_A$ et $(Q_{PC})_B$ sont les pouvoirs calorifiques des gaz **A** et **B**.

II.1.4 Limite d'inflammabilité

Un mélange de carburant et de l'air brûlera que si la concentration du carburant se situe bien dans la limite définie par des bornes inférieures et supérieures, déterminé expérimentalement, appelées limites d'inflammabilité ou limites d'explosion.

- **Limite inférieure d'inflammabilité (LIF)**

La limite inférieure d'inflammabilité (LIF) est la plus faible concentration (en pourcentage) d'un gaz ou d'une vapeur dans l'air capable de produire un éclair de feu en présence d'une source d'inflammation (arc, flamme, chaleur). À une concentration dans l'air inférieure à la LIF, les mélanges de gaz sont "trop pauvres" pour brûler. Le méthane a une LIF de 5%. Si l'atmosphère contient moins de 5% de méthane, une explosion ne peut se produire même si une source d'allumage est présente.

- **Limite supérieure d'inflammabilité (LSF)**

La limite supérieure d'inflammation (LSF) est la concentration la plus élevée (en pourcentage) d'un gaz ou de vapeur dans l'air capable de produire un éclair de feu en présence d'une source d'inflammation (arc, flamme, chaleur). Les concentrations supérieures à **LSF** sont «trop riches» pour brûler.

La limite d'inflammabilité pour un mélange de gaz :

La Limite d'inflammabilité d'un mélange de plusieurs gaz combustibles peut être calculée en utilisant la règle de **Le Chatelier** pour les mélanges de combustible :

$$\mathbf{LIF}_{\text{mélange}} = \frac{1}{\sum \frac{x_i}{LIF_i}} \quad \mathbf{II.7}$$

x_i : fractions volumique du gaz i.

LIF_i : limite d'inflammabilité inférieure du gaz i.

II.1.5 Les gaz résiduels

Les gaz résiduels sont les gaz qui restent dans le cylindre d'un moteur après que la phase d'échappement est terminée. Les gaz résiduels contiennent des produits de combustion et de l'azote (de l'oxygène aussi si le mélange est pauvre).

Si la compression dans le cylindre augmente, la quantité des gaz résiduels dans le cylindre diminue.

On définit la fraction des gaz résiduels comme la masse des gaz résiduels divisée par la masse totale introduite :

$$x_r = \frac{m_r}{m} \quad \mathbf{II.8}$$

La fraction peut être écrite sous la forme suivante :

$$x_r = \frac{V_4/V_5}{\epsilon} = \frac{V_2}{V_5} \quad \mathbf{II.9}$$

II.1.6 Équilibre chimique

Les fluides moteurs consistent en un mélange de gaz. Avant la combustion, la composition du mélange air – fuel est essentiellement invariable (i.e. composition "gelée"). Après la combustion, la composition du mélange de gaz brûlés peut varier et ce, à des températures très élevées (autour 1700 K). À une température donnée, le mélange peut se trouver en équilibre chimique et, par conséquent, la composition du mélange correspondante peut être déterminée.

Le critère auquel doit satisfaire un tel équilibre chimique est décrit comme suit. Considérons un mélange de réactifs constitué de M_a , M_b , etc., et un mélange de produits constitué de M_l , M_m , etc., sont reliés par la réaction chimique stœchiométrique suivante :



Celle-ci peut être généralisée comme suit :

$$\sum_i v_i M_i = 0$$

avec v_i sont les coefficients stœchiométriques. Ceux des produits sont considérés positifs et ceux des réactifs sont négatifs.

On peut démontrer qu'à l'équilibre chimique on a :

$$K_p = \prod_i \left(\frac{p_i}{p_o}\right)^{\nu_i} \quad \text{II.10}$$

où K_p est la constante d'équilibre à pression constante, p_o est la pression standard (souvent égale à 1 atm), et p_i est la pression partielle du $i^{\text{ème}}$ constituant du mélange.

Souvent la constante d'équilibre de chaque constituant du mélange est donnée par les tables (Ex. les tables de JANAF), ainsi la constante d'équilibre d'une réaction spécifique est donnée par la relation :

$$\text{Log}_{10}(K_p)_{\text{réaction}} = \sum_i \nu_i \cdot \text{Log}_{10}(K_p)_i \quad \text{II.11}$$

II.2 Conception du moteur et paramètres de fonctionnement

II.2.1 Paramètres géométriques

Les paramètres suivants définissent la géométrie élémentaire du moteur à explosion.

- Taux volumétrique de compression (dit taux de compression) :

$$\varepsilon = \frac{\text{Volume max du cylindre}}{\text{Volume min du cylindre}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{\text{cyl}} + V_m}{V_m} \quad \text{II.12}$$

Tel que V_{cyl} : la cylindrée

V_m : le volume mort

- Rapport entre l'alésage du cylindre et la course du piston :

$$R_{\text{ac}} = \frac{B}{L} \quad \text{II.13}$$

R_{ac} prend des valeurs entre 0.8 et 1.2 pour les moteurs de petites et de moyennes tailles.

- La cylindrée peut donc s'écrire :

$$V_{\text{cyl}} = \frac{\pi B^2}{4} L \quad \text{II.14}$$

- Rapport entre la longueur de la bielle et le rayon du maneton du vilebrequin :

$$Y = \frac{l}{a} \quad \text{II.15}$$

Y prend des valeurs entre 3 et 4.

- La course du piston et le rayon du maneton sont reliés par :

$$L = 2a \quad \text{II.16}$$

- Le volume du cylindre à une position quelconque θ , angle du vilebrequin, est donné par :

$$V = V_m + \frac{\pi B^2}{4} (l+a-s) \tag{II.17}$$

s est l'élongation du piston ayant pour expression :

$$s = a \cos\theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2\theta} \tag{II.18}$$

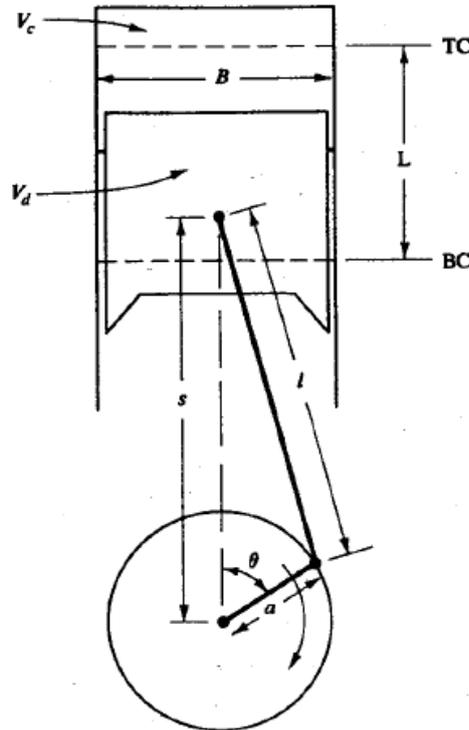


Figure II.1 : La géométrie du cylindre, piston, bielle, et du vilebrequin

II.2.2 Travail par cycle

Le travail par cycle s'obtient en calculant la surface BCDE du diagramme (Figure I.1) :

$$W_{ci} = \oint P dV \tag{II.19}$$

- Le travail indiqué par cycle est la somme du travail de compression et le travail de détente :

$$W_{ci} = W_c + W_d \tag{II.20}$$

- La puissance indiquée par cycle est donnée par :

$$P_i = \frac{N.W_{i,c}}{n_g} \tag{II.21}$$

avec n_g nombre de tour du vilebrequin pour chaque cycle. Pour notre cas $n_g = 2$ (moteur à quatre temps).

- La puissance effective par cycle est donnée par :

$$P_e = \eta_m * P_i \quad \text{II.22}$$

avec η_m : rendement mécanique.

II.2.3 Rendements

- Rendement indiqué du cycle

$$\eta_i = \frac{W_{c,i}}{m_f * Q_{PCI}} \quad \text{II.23}$$

où Q_{PCI} est le pouvoir calorifique inférieur du combustible
 m_f : masse du combustible.

- Rendement de combustion

$$\eta_c = \frac{\sum_{\text{réactifs}} n_i (\Delta h^\circ_f) - \sum_{\text{produits}} n_i (\Delta h^\circ_f)}{m_f * Q_{PCI}} \quad \text{II.24}$$

- Rendement de conversion thermique

$$\eta_{t,i} = \frac{W_{c,i}}{\sum_{\text{réactifs}} n_i (\Delta h^\circ_f) - \sum_{\text{produits}} n_i (\Delta h^\circ_f)} \quad \text{II.25}$$

$$\Rightarrow n_{t,i} = n_{f,i} / n_c \quad \text{II.26}$$

- Rendement volumétrique

C'est un paramètre permettant de mesurer l'efficacité d'induction d'air (mélange air – carburant) dans le cylindre. Ce paramètre est utilisé seulement pour les cycles à quatre temps. Il est défini comme le débit volumique d'air d'admission divisé par le taux auquel le volume est déplacé par le piston :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_{cyl}} \quad \text{II.27}$$

Tel que m_a : la masse d'air introduite dans le cylindre par cycle.

$\phi_{a,i}$: la masse volumique de l'air à l'entrée.

Le rendement volumétrique peut être écrit comme suit :

$$\eta_v = \frac{m_a \epsilon}{\rho_{a,i} V_1 (\epsilon - 1)} \quad \text{II.28}$$

II.2.4 Pression moyenne indiquée

La pression moyenne indiquée est la pression moyenne qui règne dans la chambre de combustion d'un moteur à explosion. Elle est définie comme le travail indiqué par cycle, divisé par la cylindrée :

$$P_{mi} = \frac{W_{ci}}{V_{cyl}} = \frac{P_i n_g}{N \cdot V_{cyl}} \quad \text{II.29}$$

La pression moyenne effective est la pression qu'il faudrait maintenir constante dans une chambre du moteur pour obtenir le travail d'un cycle du moteur réel, en une course du cylindre imaginaire. Cette pression virtuelle est définie comme la pmi multipliée par le rendement mécanique :

$$P_{me} = \eta_m * P_{mi} \quad \text{II.30}$$

II.2.5 Consommation spécifique du carburant

La consommation spécifique de carburant est la masse de carburant nécessaire pour fournir une puissance ou une poussée dans un temps donné. Elle s'exprime comme suit :

$$cfc = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad \text{II.31}$$

On définit le rendement indiqué :

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_f Q_{PCI}} = \frac{1}{cfc \cdot Q_{PCI}} \quad \text{II.32}$$

II.2.6 Rapports air – carburant et carburant – air

Les débits massiques de l'air et du carburant, \dot{m}_a et \dot{m}_f respectivement peuvent être mesurés. On définit ainsi :

$$A/F = \dot{m}_a / \dot{m}_f, \quad (12 \leq A/F \leq 18) \quad \text{II.33}$$

$$F/A = \dot{m}_f / \dot{m}_a, \quad (0,056 \leq F/A \leq 0,083) \quad \text{II.34}$$

III. Modélisation du cycle thermodynamique d'un moteur à explosion qui fonctionne au HGNC :

Le cycle thermodynamique, servant de support à cette étude, est celui d'un moteur à quatre temps fonctionnant à l'**HGNC**.

La modélisation thermodynamique, consiste à mettre en évidence les équations mathématiques géant chaque phase du cycle, et pour cela, plusieurs hypothèses, sont faites.

III.1 Hypothèses de calcul

Les hypothèses suivantes sont faites pour simplifier le travail :

- Le système thermodynamique est le mélange contenu dans le cylindre.
- Le mélange contenu dans le cylindre est homogène dans l'espace durant toutes les phases du cycle.
- Pour le moteur, tous les cylindres sont identiques, possédant la même thermodynamique et fonctionnant dans les mêmes conditions, donc les résultats globaux, sont obtenus en multipliant les résultats de l'analyse d'un moteur monocylindre par le nombre de cylindres.
- Pour la simplicité du modèle, la chambre de combustion est considérée de forme cylindrique.
- Les propriétés thermodynamiques (pression, température...) varient seulement en fonction du temps (angle de vilebrequin) et ils sont uniformes dans l'espace dans chaque zone.
- Les gaz obéissent à l'équation des gaz parfait.
- Les propriétés thermodynamiques instantanées sont tirées du livre de Heywood (basé sur les tables de JANAF).
- Le carburant est complètement vaporisé et mélangé à l'air entrant préalablement à l'admission.
- Les deux phases compression et détente sont considérées isentropiques.
- La combustion est adiabatique à volume constant.
- L'allumage se produit au point mort haut.
- Les produits de combustion à considérer sont : O_2 , N_2 , H_2O , CO_2 , CO , NO , H_2 .

III.2 Formulation mathématique

Afin de déterminer les performances thermodynamiques de l'HGNC, nous devons déterminer d'abord tous les grandeurs thermodynamiques du cycle moteur et calculer ensuite les paramètres qui définissent l'efficacité du carburant.

III.2.1 Processus de compression

Pendant la compression, la température et la pression de la charge fraîche s'élèvent. Leurs valeurs en fin de compression dépendent de celles de la pression et la température au début de compression et du taux de compression.

La compression est considéré adiabatique est donc nous pouvons écrire :

$$PV^{\gamma_r} = \text{cte} \tag{III.1}$$

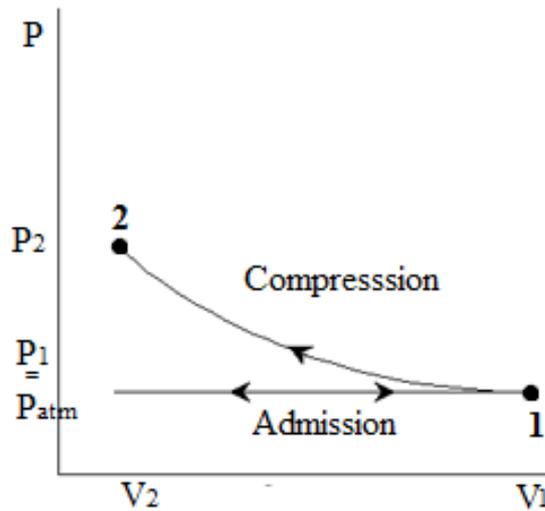


Figure III.1 processus de compression

D'après la Figure III.1, les paramètres du début de compression sont P_1, V_1, T_1 (les paramètres de fin d'admission).

P_1 et T_1 sont connus (pression et température atmosphérique), V_1 peut être calculé par l'équation III.5 :

$$V_1 = n_r RT_1 / m_a * P_1 \quad (\text{m}^3/\text{Kg d'air}) \tag{III.2}$$

avec m_a : la masse d'une mole d'air :

$$m_a = M_{O_2} + 3.77 * M_{N_2} \quad (\text{Kg d'air})$$

n_r est le nombre de mole des réactifs.

$$n_R = \sum n(\text{réactif})$$

$$P_1 V_1^{\gamma_r} = P_2 V_2^{\gamma_r} \tag{III.3}$$

D'après l'équation III.11, le taux de compression s'écrit :

$$\epsilon = \frac{\text{Volume max du cylindre}}{\text{Volume min du cylindre}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{\text{cyl}} + V_m}{V_m} \tag{III.4}$$

$$\Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma_r} = \epsilon^{\gamma_r} \quad \text{III.5}$$

D'après les équations **II.5** et **III.1**, nous pouvons facilement déduire :

$$TV^{\gamma_r-1} = \text{cte} \quad \text{III.6}$$

$$\Rightarrow T_1 V_1^{\gamma_r-1} = T_2 V_2^{\gamma_r-1} \quad \text{III.7}$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma_r-1} = \epsilon^{\gamma_r-1} \quad \text{III.8}$$

Nous pouvons donc déduire **P₂** et **T₂** à partir des équations **III.5** et **III.8**, et **V₂** de l'équation **III.4**.

Remarques importantes :

- **chaleurs spécifiques**

Il faut savoir que les chaleurs spécifiques augmentent avec la température et donc :

$$\gamma_r = C_p/C_v \neq \text{cte.}$$

Il faut donc calculer le $\gamma_{\text{moy}} = \gamma_r(T_{\text{moy}})$ tel que $T_{\text{moy}} = (T_1 + T_2)/2$ et faire ensuite une procédure itératives jusqu'à ce que $|\gamma_{\text{moy}} - \gamma_r| < 0,01$ (ξ : erreur)

Calcul de γ_r :

$$\gamma_r = C_p(\text{réactifs})/C_v(\text{réactifs}) \quad \text{III.9}$$

$$C_p(\text{réactifs}) = n_{\text{fuel}} * C_p(\text{carburant}) + n_{\text{O}_2} * C_p(\text{O}_2) + n_{\text{N}_2} * C_p(\text{N}_2) \quad \text{III.10}$$

$$C_v(\text{réactifs}) = C_p(\text{réactifs}) - n_r * R \quad \text{III.11}$$

Pour chaque réactif, la chaleur spécifique peut être calculée par la relation suivante [15] :

$$C_p(i)T/R = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 \quad \text{III.12}$$

où **a_i** sont des coefficients qui sont fournis par l'**annexe (A)**.

- **Entropie**

Le processus de compression est isentropique donc il faut vérifier la condition **S₁=S₂**, si **S₁≠S₂**, nous faisons varier **T₂** par vois itérative jusqu'à vérifier la condition.

Calcul de l'entropie

$$S_r = n_{\text{fuel}} * S(\text{carburant}) + n_{\text{O}_2} * S(\text{O}_2) + n_{\text{N}_2} * S(\text{N}_2) \quad \text{III.13}$$

Pour chaque réactif, l'entropie peut être calculée par la relation suivante [15] :

$$S/R = a_1 \ln T + a_2 T + a_3 T^2/2 + a_4 T^3/3 + a_5 T^4/4 + a_7 \quad \text{III.14}$$

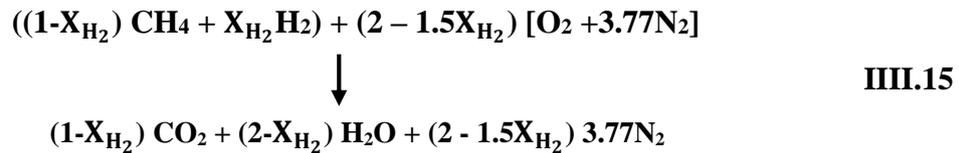
III.2.2 Processus de combustion

III.2.2.1 Réaction de combustion

a) Réaction stœchiométrique

Un mélange stœchiométrique contient suffisamment d'oxygène pour oxyder tout le carbone en CO₂ et tout l'hydrogène en H₂O sans excès d'air.

Pour la combustion stœchiométrique de l'HGNC nous avons la réaction suivante :



avec :
$$X_{\text{H}_2} = \frac{\text{Volume de l'hydrogène}}{\text{volume total du carburant}} \quad \text{III.16}$$

❖ Pour un mélange stœchiométrique, on définit le rapport fuel/air stœchiométrique :

$$(F/A)_s = [(1 - X_{\text{H}_2}) M_{\text{CH}_4} + X_{\text{H}_2} M_{\text{H}_2}] / (2 - 1.5X)(M_{\text{O}_2} + 3.77 M_{\text{N}_2}) \quad \text{III.17}$$

Tel que M_i sont les masses molaires (**annexe (B)**).

❖ On définit aussi la richesse φ :

$$\varphi = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad \text{III.18}$$

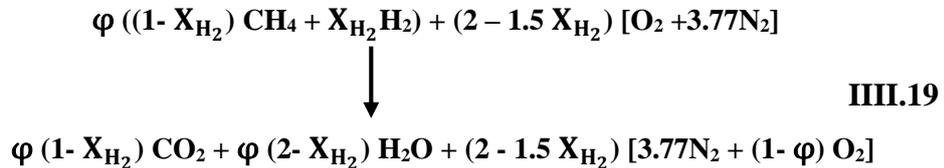
Pour un mélange stœchiométrique φ = 1.

b) Réaction avec excès d'air

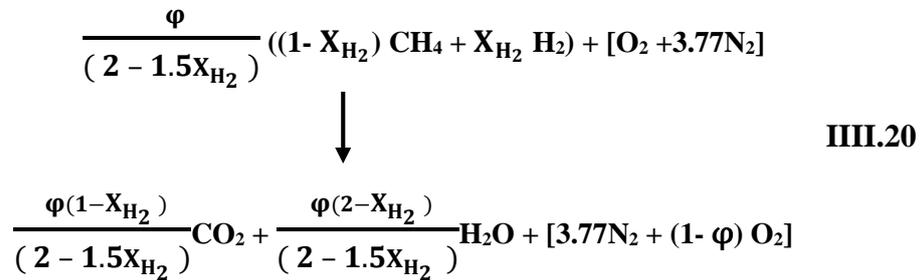
La réaction est dite avec excès d'air lorsque la quantité d'air est plus importante que la quantité nécessaire pour obtenir une combustion théorique complète, on dit aussi que le mélange est pauvre.

Pour un mélange pauvre : $\varphi < 1$.

Pour une combustion avec excès d'air de l'HGNC nous avons la réaction suivante :



Pour une mole de comburant, la réaction s'écrit :



Lorsque la température de combustion dépasse une certaine limite, d'autres produits apparaissent tel que les oxydes d'azotes (NO, NO₂...), et le monoxyde de carbone (CO).

Puisque les quantités de NO₂ et de CO sont très faibles dans les produits de la combustion d'un mélange pauvre, nous allons les négliger dans cette étude.

- **La production de l'oxyde d'azote**

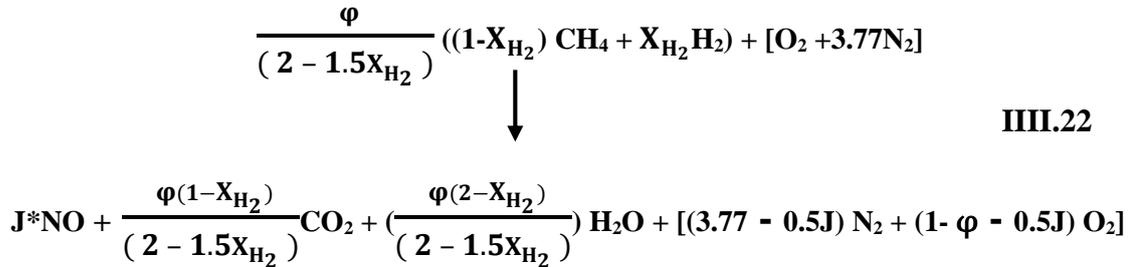
A l'origine, la notation NO_x désignait seulement NO et NO₂, puis elle a été généralisée pour tous les composés azotés oxygénés tels que NO, NO₂, N₂O, N₂O₃, etc..... Parmi ces molécules le NO est l'oxyde d'azote le plus produit dans le cylindre d'un moteur à allumage commandé. Depuis quelques décennies il a fait l'objet de nombreux programmes de recherche concernant la réduction des polluants dans les moteurs à combustion interne. Lors d'un processus de combustion, quatre mécanismes de formation du monoxyde d'azote ont été identifiés jusqu'à aujourd'hui : Le NO thermique, le NO précoce, le NO du combustible et le NO formé via le N₂O.

Nous on va s'intéresser au NO thermique puisque c'est le cas le plus favorable dans les moteurs à explosion.

Dans ce principe de formations plusieurs mécanismes ont été proposés (mécanisme de **Zeldovich**). Pour notre étude, nous allons opter pour le mécanisme simplifié, appelé aussi le mécanisme de **Eyzat P. et Guibert J.C** [16] :



Si nous introduisons le NO, la réaction devient :

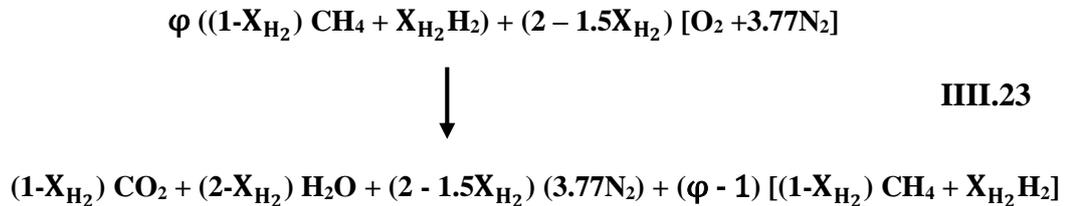


c) Réaction avec excès de carburant

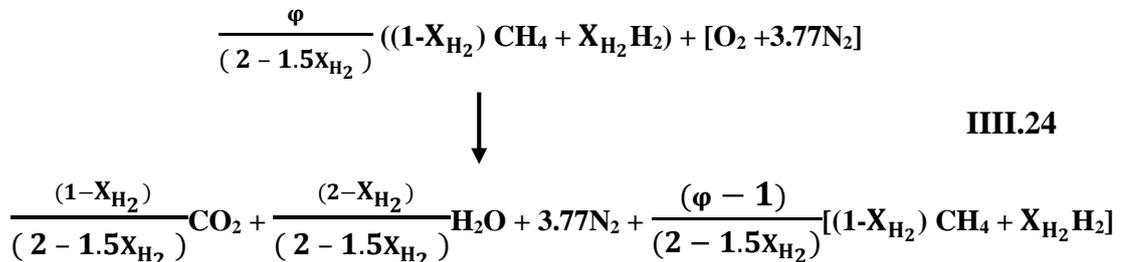
La réaction est dite avec excès de carburant lorsque la quantité d'air est moins importante que la quantité nécessaire pour obtenir une combustion théorique complète, on dit aussi que le mélange est riche.

Pour un mélange riche $\varphi > 1$.

Pour une combustion avec excès de carburant de l'HGNC nous avons la réaction suivante :



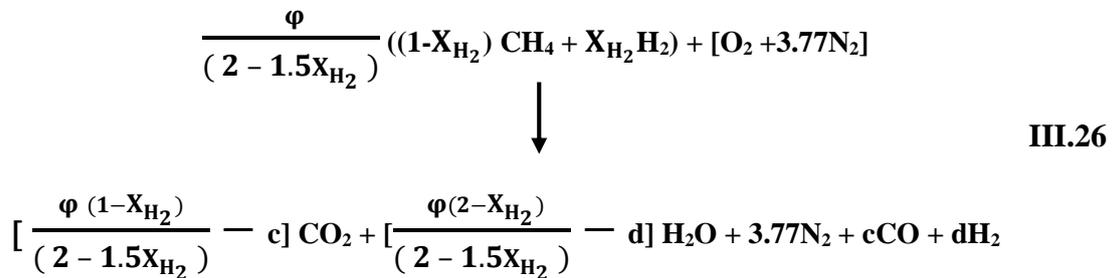
Pour une mole de comburant, la réaction s'écrit :



Mais en réalité le CO₂ et le H₂O ne sont pas les seuls produits de la combustion. Le CH₄ se décompose. Les produits finaux sont : CO₂, H₂O, CO et de l'H₂, la réaction qui relie ces produits est appelée la réaction du gaz à l'eau inverse (inverse water gas shift reaction) [15] :



En mélange riche, la réaction devient :



III.2.2.2 La composition molaire des réactifs et des produits

a. Pour une combustion avec excès d'air, $\varphi < 1$, nous avons :

Pour les réactifs :

Tableau III.1 : composition molaire des réactifs pour $\varphi < 1$

O₂	1
N₂	3.77
carburant	$\frac{\varphi}{(2 - 1.5x_{\text{H}_2})}$
n_r	$4.77 + \frac{\varphi}{(2 - 1.5x_{\text{H}_2})}$

Pour les produits :

Tableau III.2 : composition molaire des produits pour $\varphi < 1$

O₂	1- φ - J/2
N₂	3.77 - J/2
CO	0
H₂O	2 φ (1-μ)
CO₂	$\varphi \mu$
H₂	0
NO	J
n_p	$\varphi (1-\mu) + 4.77$

Avec
$$\mu = \frac{(1-x_{\text{H}_2})}{(2 - 1.5x_{\text{H}_2})}$$

n_p : nombre de moles des produits

• Calcul de J

Pour calculer J, nous allons utiliser la constante d'équilibre de la réaction III.21:

$$K_{p4} = \frac{n_{NO}^2}{n_{O2} * n_{N2}} \quad \text{III.27}$$

$$\implies K_{p4} = \frac{J}{(3.77 - J/2)^{0.5} * (1 - \varphi - J/2)^{0.5}} \quad \text{III.28}$$

On développe l'équation III.28, on aboutit à :

$$J^2 (1 - K^2_{p4}) + J (4.77 - \varphi) K^2_{p4/2} - K^2_{p4} (1 - \varphi) 3.77 = 0 \quad \text{III.29}$$

avec $K_{p4} = \exp[(-10918.47/T) + 1.529]$ [15]

Où T : température de fin de combustion.

Remarque :

Pour calculer J, nous choisissons $T = T_{initiale}$, nous faisons un calcul itératif jusqu'à ce que $(T_3 - T_{initiale}) < 0,01$

avec T_3 : température de fin de combustion.

b. Pour une combustion avec excès de carburant, $\varphi > 1$, nous avons :

Pour les réactifs :

Tableau III.3 : composition molaire des réactifs pour $\varphi > 1$

O₂	1
N₂	3.77
carburant	$\frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})}$
n_r	$4.77 + \frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})}$

Pour les produits :

Faisons un bilan de la matière sur l'oxygène **III.26** :

$$2 \varphi (1-\mu) - d + 2(\varphi \mu - c) + c = 2 \quad \text{III.30}$$

On développe l'équation **III.30**, on aboutit à :

$$d = 2(\varphi - 1) - c \quad \text{III.31}$$

Tableau III.4: composition molaire des produits pour $\varphi > 1$

O₂	0
N₂	3.77
CO	c
H₂O	2 (1- $\varphi \mu$) + c
CO₂	$\varphi \mu - c$
H₂	2($\varphi - 1$) - c
NO	0
n_p	$\varphi (2-\mu) + 3.77$

- **Calcul de c**

Pour calculer **c**, nous allons utiliser la constante d'équilibre de la réaction **III.25** :

$$K_{p8} = \frac{n_{CO} * n_{H2O}}{n_{CO2} * n_{H2}} \quad \text{III.2}$$

$$\Rightarrow K_{p8} = \frac{c * (2 (1 - \varphi \mu) + c)}{(\varphi \mu - c) * (2(\varphi - 1) - c)} \quad \text{III.3}$$

On développe l'équation **III.33**, on aboutit à :

$$c^2 (K_{p8} - 1) - c \{ K_{p8} [2(\varphi - 1) + \mu \varphi] + 2 (1 - \mu \varphi) \} + 2 \varphi K_{p8} * \mu (\varphi - 1) = 0 \quad \text{III.34}$$

avec $K_{p8} = \exp (2.743 - 1.761 * 10^3 / T - 1.611 * 10^6 / T^2 + 0.2803 * 10^9 / T^3)$ [15]

Où **T** : température de fin de combustion.

Remarque :

Pour calculer c , nous choisissons $T = T_{\text{initiale}}$, nous faisons un calcul itératif jusqu'à ce que $(T_3 - T_{\text{initiale}}) < 0,01$ avec T_3 : température de fin de combustion.

III.2.2.3 Calcul des paramètres de fin de combustion

Dans un moteur à allumage commandé, la combustion se fait à volume constant Figure III.2

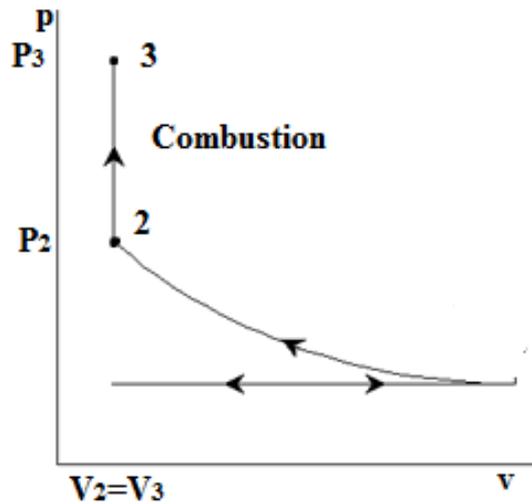


Figure III.2 : processus de combustion

Pour une combustion adiabatique à volume constant, l'énergie interne totale des produits est égale à l'énergie interne totale des réactifs :

$$U_r = U_p \tag{III.35}$$

avec :

$$U_r = (h_r(T_2) - n_r R T_2) / m_a \quad (\text{J/kg d'air}) \tag{III.36}$$

$$U_p = (h_p(T_3) - n_p R T_3) / m_a \quad (\text{J/kg d'air}) \tag{III.37}$$

- Enthalpie des réactifs

$$h_r(T_2) = \sum \Delta h^{\circ}_f(\text{réactifs}) + \sum \int_{298}^{T_2} C_p \cdot dt \tag{III.38}$$

$$\sum \Delta h^{\circ}_f(\text{réactifs}) = \Delta h^{\circ}_f(\text{O}_2) + \Delta h^{\circ}_f(\text{N}_2) + \Delta h^{\circ}_f(\text{carburant})$$

Les $\Delta h^{\circ}_f(i)$ sont fournis par l'annexe (C).

$$\sum \int_{298}^{T_2} C_p \cdot dt = h(O_2)_{T_2} + h(N_2)_{T_2} + h(\text{carburant})_{T_2} - h(O_2)_{298} - h(N_2)_{298} - h(\text{carburant})_{298}$$

avec $h(i)_{T/T^*R} = a_1 + a_2T/2 + a_3T^2/3 + a_4T^3/4 + a_5T^4/5 + a_6/T$ (J) III.39

- **Enthalpie des produits**

$$h_P(T_3) = \sum \Delta h^{\circ}_f(\text{produits}) + \sum \int_{298}^{T_3} C_p \cdot dt \quad (J) \quad \text{III.40}$$

Pour $\varphi < 1$

$$\sum \Delta h^{\circ}_f(\text{produits}) = \Delta h^{\circ}_f(H_2O) + \Delta h^{\circ}_f(CO_2) + \Delta h^{\circ}_f(O_2) + \Delta h^{\circ}_f(N_2) + \Delta h^{\circ}_f(NO) \quad (J)$$

Les $\Delta h^{\circ}_f(i)$ sont fournis par l'annexe (C).

$$\begin{aligned} \sum \int_{298}^{T_3} C_p \cdot dt = & h(O_2)_{T_3} + h(N_2)_{T_3} + h(H_2O)_{T_3} + h(NO)_{T_3} + h(CO_2)_{T_3} - h(O_2)_{298} - h(N_2)_{298} \\ & - h(H_2O)_{298} - h(NO)_{298} - h(CO_2)_{298} \quad (J) \end{aligned}$$

Pour $\varphi > 1$

$$\sum \Delta h^{\circ}_f(\text{produits}) = \Delta h^{\circ}_f(H_2O) + \Delta h^{\circ}_f(CO_2) + \Delta h^{\circ}_f(H_2) + \Delta h^{\circ}_f(N_2) + \Delta h^{\circ}_f(CO) \quad (J)$$

Les $\Delta h^{\circ}_f(i)$ sont fournis par l'annexe (C).

$$\begin{aligned} \sum \int_{298}^{T_3} C_p \cdot dt = & h(H_2)_{T_3} + h(N_2)_{T_3} + h(H_2O)_{T_3} + h(CO)_{T_3} + h(CO_2)_{T_3} - h(H_2)_{298} - h(N_2)_{298} \\ & - h(H_2O)_{298} - h(CO)_{298} - h(CO_2)_{298} \quad (J) \end{aligned}$$

Nous déduisons ainsi par une méthode itérative la température de fin de combustion T_3 (K).

Nous avons aussi $V_3 = V_2$ (m^3/Kg d'air), et donc nous pouvons déduire la pression de fin de combustion P_3 par l'équation II.5.

III.2.3 Processus de détente

Pendant la détente, la température et la pression de la charge fraîche baissent. Leurs valeurs en fin de détente dépendent de celles de la pression et la température au début de la détente et du taux de détente.

La détente est considéré adiabatique est donc nous pouvons écrire :

$$PV^{\gamma_p} = cte \quad \text{III.41}$$

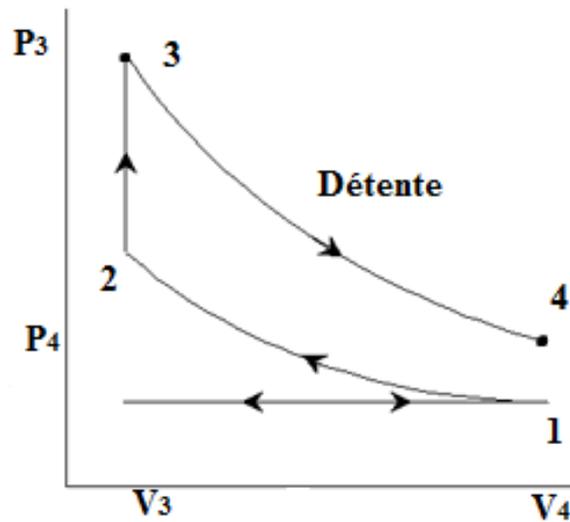


Figure III.3 : processus de détente

D'après la Figure III.3, les paramètres du début de détente sont P_3 , V_3 , T_3 (les paramètres de fin de combustion).

P_4 , V_4 , T_4 sont les paramètres de fin de détente, donc d'après l'équation III.41 nous pouvons écrire :

$$P_3 V_3^{\gamma_p} = P_4 V_4^{\gamma_p} \quad \text{III.42}$$

D'après l'équation II.12, le taux de compression s'écrit :

$$\epsilon = \frac{\text{Volume max du cylindre}}{\text{Volume min du cylindre}} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_{\text{cyl}} + V_m}{V_m} \quad \text{III.43}$$

$$\Rightarrow \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma_p} = \epsilon^{\gamma_p} \quad \text{III.44}$$

D'après les équations II.5 et III.41, nous pouvons facilement déduire :

$$T V^{\gamma_p - 1} = \text{cte} \quad \text{III.45}$$

$$\Rightarrow T_3 V_3^{\gamma_p - 1} = T_4 V_4^{\gamma_p - 1} \quad \text{III.46}$$

$$\Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma_p - 1} = \epsilon^{\gamma_p - 1} \quad \text{III.47}$$

Nous pouvons donc déduire P_4 (Pa) et T_4 (K) à partir des équations III.44 et III.47, et V_4 (m^3/Kg d'air) de l'équation III.43.

III.2.4 Processus d'échappement

Pendant la phase d'échappement, le fluide constitué par les produits de combustion s'échappe du cylindre et la pression tombe rapidement sans que le volume du système ait pu changer (4→5, Figure III.4).

Au cours de remontée du piston (5→6, Figure III.4), les gaz de combustion sont poussés vers l'extérieur à pression constante (pression atmosphérique).

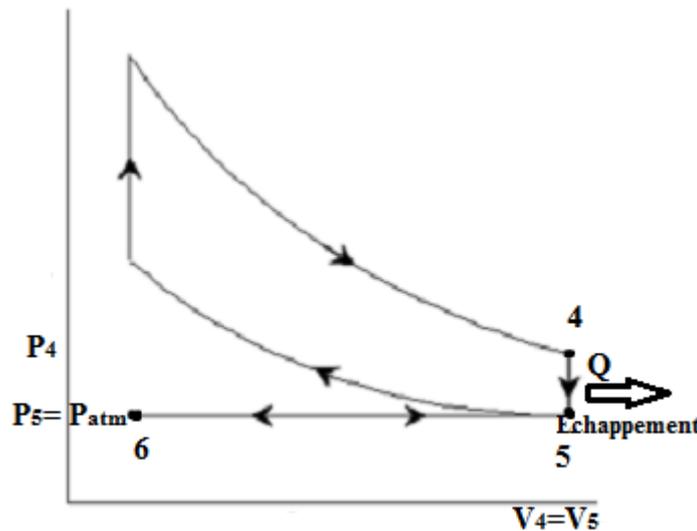


Figure III.4 : processus d'échappement

Au point 5, $V_5 = V_4$, $P_5 = P_{atm}$.

III.2.5 Calcul des paramètres de performances et les paramètres géométriques du moteur

- **Le travail indiqué**
D'après l'équation II.20

$$W_{c,i} = W_c + W_d \text{ (J/Kg d'air)}$$

Nous avons :

$$W_c = U_1 - U_2 \text{ (J/Kg d'air)} \tag{III.48}$$

$$W_d = U_3 - U_4 \text{ (J/Kg d'air)} \tag{III.49}$$

$$\implies W_{c,i} = U_1 - U_2 + U_3 - U_4 \text{ (J/Kg d'air)} \tag{III.50}$$

- **La cylindrée**

$$V_{cyl} = m_a (V_1 - V_2) \text{ (m}^3\text{)} \tag{III.51}$$

m_a : la masse admise pour une puissance P_e voulue.

❖ **Calcul de m_a**

D'après l'équation II.22 :

$$P_e = \eta_m * P_i \text{ (kW)}$$

avec
$$P_i = \frac{m_a * N * W_{c,i}}{n_g} \text{ (W)}$$

$$\Rightarrow P_e = \eta_m \frac{m_a * N * W_{c,i}}{n_g} \text{ (W)} \quad \text{III.52}$$

$$\Rightarrow m_a = \frac{P_e * n_g}{\eta_m * N * W_{c,i}} \text{ (Kg)} \quad \text{III.53}$$

• **Calcul des dimensions du cylindre**

D'après l'équation III.4

$$V_{cyl} = \frac{\pi B^2}{4} * L \text{ (m}^3\text{)}$$

et d'après l'équation III.13

$$R_{ac} = \frac{B}{L}$$

$$\Rightarrow B = \sqrt[3]{\frac{4 * V_{cyl}}{\pi * R_{ac}}} \quad \text{III.54}$$

$$\Rightarrow L = B * R_{ac} \quad \text{III.55}$$

• **La puissance indiquée**

D'après l'équation II.21 :

$$P_i = \frac{m_a * N * W_{c,i}}{n_g} \text{ (W)}$$

N : vitesse de rotation du moteur (une donnée)

• **Rendement indiqué**

D'après l'équation II.23 :

$$\eta_i = \frac{W_{c,i}}{m_f Q_{pci}}$$

$$\Rightarrow \eta_i = \frac{W_{c,i}}{\varphi \cdot \left(\frac{F}{A}\right)_s \cdot Q_{pci}} \quad \text{III.56}$$

D'après l'équation II.6 :

$$Q_{PCI} = x_{H_2} \cdot Q_{PCI}(H_2) + (1 - x_{H_2}) \cdot Q_{PCI}(CH_4)$$

x_{H_2} est la fraction massique de l'hydrogène dans le mélange :

$$x_{H_2} = \frac{x_{H_2} \cdot M_{H_2}}{x_{H_2} \cdot M_{H_2} + (1 - x_{H_2}) \cdot M_{CH_4}} \quad \text{III.57}$$

$$\Rightarrow x_{H_2} = \frac{x_{H_2}}{8 - 7x_{H_2}} \quad \text{III.58}$$

et $m_f = \varphi \cdot (F/A)_s$ III.59

- **Rendement de combustion**

D'après l'équation II.24 :

$$\eta_c = \frac{\sum_{\text{réactifs}} n_i (\Delta h^{\circ}_f) - \sum_{\text{produits}} n_i (\Delta h^{\circ}_f)}{m_f \cdot Q_{PCI}}$$

$$\Rightarrow \eta_c = \frac{\sum_{\text{réactifs}} n_i (\Delta h^{\circ}_f) - \sum_{\text{produits}} n_i (\Delta h^{\circ}_f)}{\left(\frac{F}{A}\right)_s m_a \cdot Q_{PCI}} \quad \text{III.60}$$

- **Rendement volumétrique**

D'après l'équation III.28 :

$$\eta_v = \frac{m_a \cdot \varepsilon}{\rho_{a,i} \cdot V_1 (\varepsilon - 1)}$$

avec $\rho_{a,i} = P_1 / (287.0 \cdot T_1)$ III.61

- **Pression moyenne indiquée**

D'après l'équation II.29 :

$$P_{mi} = \frac{W_{c,i}}{V_{cyl}}$$

Avec $W_{c,i}$ en (J).

- **Consommation spécifique du carburant**

D'après l'équation II.31 :

$$cfc = \frac{1}{\eta_i * Q_{pci}}$$

III.2.6 Recirculation des gaz résiduels

Si nous prenons en considération la recirculation des gaz résiduels, la composition molaire des réactifs va changer, nous aurons :

Pour $\varphi < 1$:

Tableau III.5: La composition molaire des réactifs en présence des gaz résiduels pour $\varphi < 1$.

Carburant	$(1-x_r) * \frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})}$
O₂	$1 - x_r (+J/2)$
N₂	$3.77 - x_r * J/2$
CO	0
H₂O	$x_r * 2 \varphi (1 - \mu)$
CO₂	$x_r * \varphi \mu$
H₂	0
NO	$x_r * J$
n_r	$(1-x_r) * \left(\frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})} + 4.77 \right) + x_r * n_p$

Pour $\varphi > 1$:

Tableau III.6 : La composition molaire des réactifs en présence des gaz résiduels pour $\varphi > 1$.

Carburant	$(1-x_r) * \frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})}$
O₂	0
N₂	3.77
CO	$x_r * c$
H₂O	$x_r * (2 (1 - \varphi \mu) + c)$
CO₂	$x_r * (\varphi \mu - c)$
H₂	$x_r * [(2 (\varphi - 1) - c]$
NO	0
n_r	$(1-x_r) * \left(\frac{\varphi}{(2 - 1.5X_{H_2})} + 4.77 \right) + x_r * n_p$

ou x_r est la fraction des gaz résiduels définie par l'équation **II.8**

- **Rendement indiqué**

En présence des gaz résiduels, le rendement indiqué devient :

$$\eta_i = \frac{W_{c,i}}{(1-x_r)m_f Q_{pci}} \quad \text{III.62}$$

- **Rendement volumique**

Le rendement volumique devient :

$$\eta_v = \frac{(1-x_r)m_a \varepsilon}{\rho_{a,i} V_1 (\varepsilon - 1)} \quad \text{III.63}$$

III.2.7 Coefficient d'excès d'air limite d'inflammabilité [20]

Le coefficient d'excès d'air est défini comme l'inverse de la richesse :

$$\lambda = 1/\varphi \quad \text{III.64}$$

Le coefficient d'excès d'air limite d'inflammabilité est calculé à partir de la limite d'inflammabilité définie dans la section II.1.4:

$$\varphi_{\text{limit,inf}} = \text{LIF}_{\text{mélange}} * \frac{\rho_{\text{carburant}}}{\rho_{\text{air}}} * (\text{A/F})_s \quad \text{III.65}$$

avec $\text{LIF}_{\text{mélange}}$ calculée par l'équation **II.7**.

ρ : la masse volumique, calculée par la relation :

$$\rho = P * M / R * T \quad \text{III.66}$$

III.3 Le programme de calcul

III.3.1 Langage de programmation

Les programmes sont à la base de l'informatique. Ce sont eux qui vous permettent d'exécuter des actions sur votre ordinateur. Le langage utilisé dans cette étude est le C++, qui est un langage de programmation créé par Bjarne Stroustrup et normalisé en 1998. Le ++ est l'opérateur d'incrément (qui fait +1) : le C++ est donc une amélioration de l'ancestral langage C. Le C++ permet la programmation sous de multiples paradigmes comme la programmation procédurale, la programmation orientée objet et la programmation générique. Le langage C++ n'appartient à personne et par conséquent n'importe qui peut l'utiliser sans

besoin d'une autorisation ou obligation de payer pour avoir le droit d'utilisation. C++ est l'un des langages de programmation les plus populaires, avec une grande variété de plates-formes matérielles et de systèmes d'exploitation.

Le compilateur utilisé est le Code::Blocks, qui est un programme informatique qui transforme un code source écrit dans un langage de programmation (le C++ dans notre cas) en un autre langage informatique (le langage cible). La tâche principale d'un compilateur est donc de produire un code objet correct qui s'exécutera sur un ordinateur. La plupart des compilateurs permettent d'optimiser le code, c'est-à-dire qu'ils vont chercher à améliorer la vitesse d'exécution, ou réduire l'occupation mémoire du programme.

La figure suivante présente l'espace de travail du compilateur utilisé :

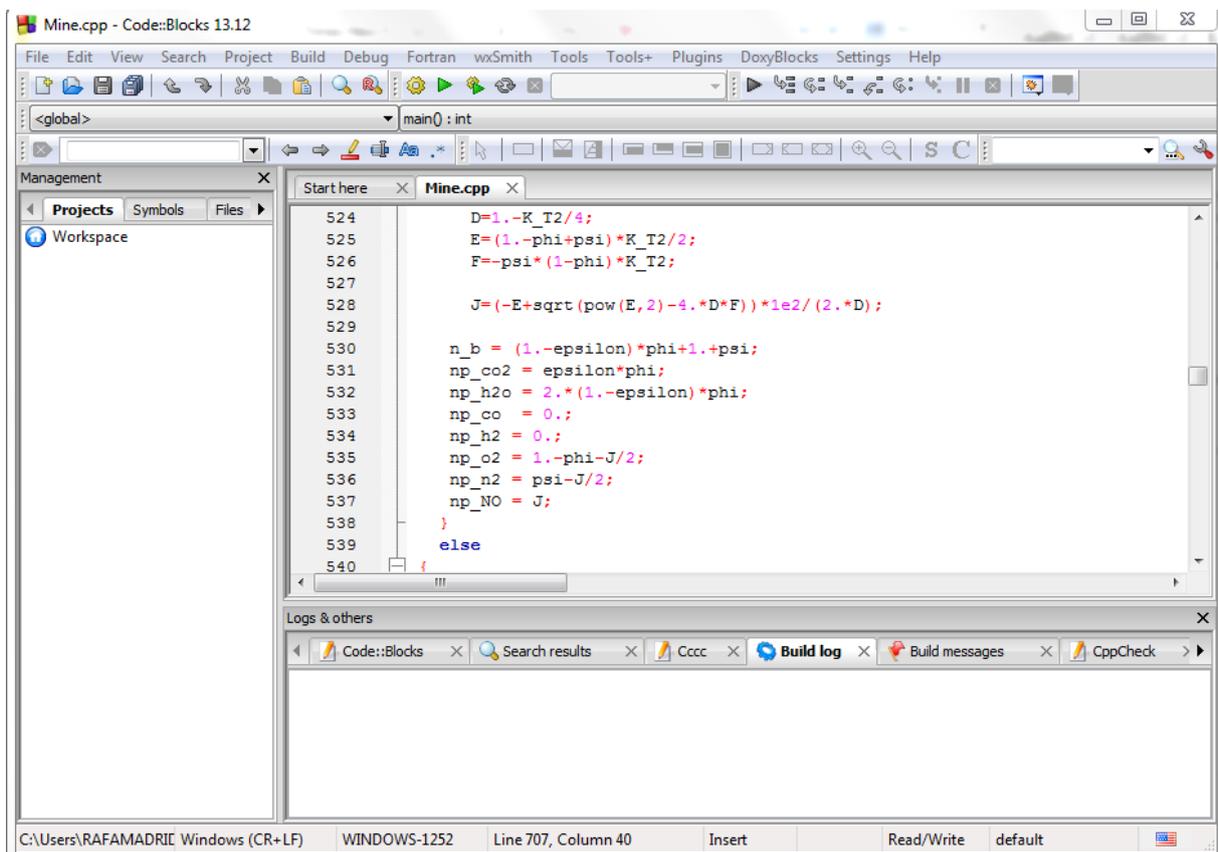


Figure III.5 : L'espace de travail du Code::Blocks

III.3.2 La structure du programme

La base du code adopté ici a été développée par M. Smaili dans le cadre d'un cours sur les moteurs à combustion interne [19]. Le programme est composé de plusieurs procédures, dont l'objectif est de calculer les fractions molaires des produits de combustion et les paramètres de performance du moteur en fonction de la richesse et de la fraction d'hydrogène :

- **Phase d'initialisation**

Calcul des valeurs initiales, nécessaires pour démarrer le calcul (le rapport fuel/air stœchiométrique, la masse molaire du carburant, des constantes proposées pour simplifier les calculs...).

- **Phase de compression**

Calcul des paramètres de fin de compression en fonction du rapport de compression, en supposant une compression isentropique.

- **Phase de combustion**

Calcul des paramètres de fin de combustion (température, pression et volume), et les fractions molaires des produits de fin de combustion.

- **Phase de détente**

Calcul des paramètres de fin de détente en fonction du rapport de détente, en supposant une détente isentropique.

- **Phase Echappement**

Calcul des paramètres de fin échappement ainsi que la fraction résiduelle.

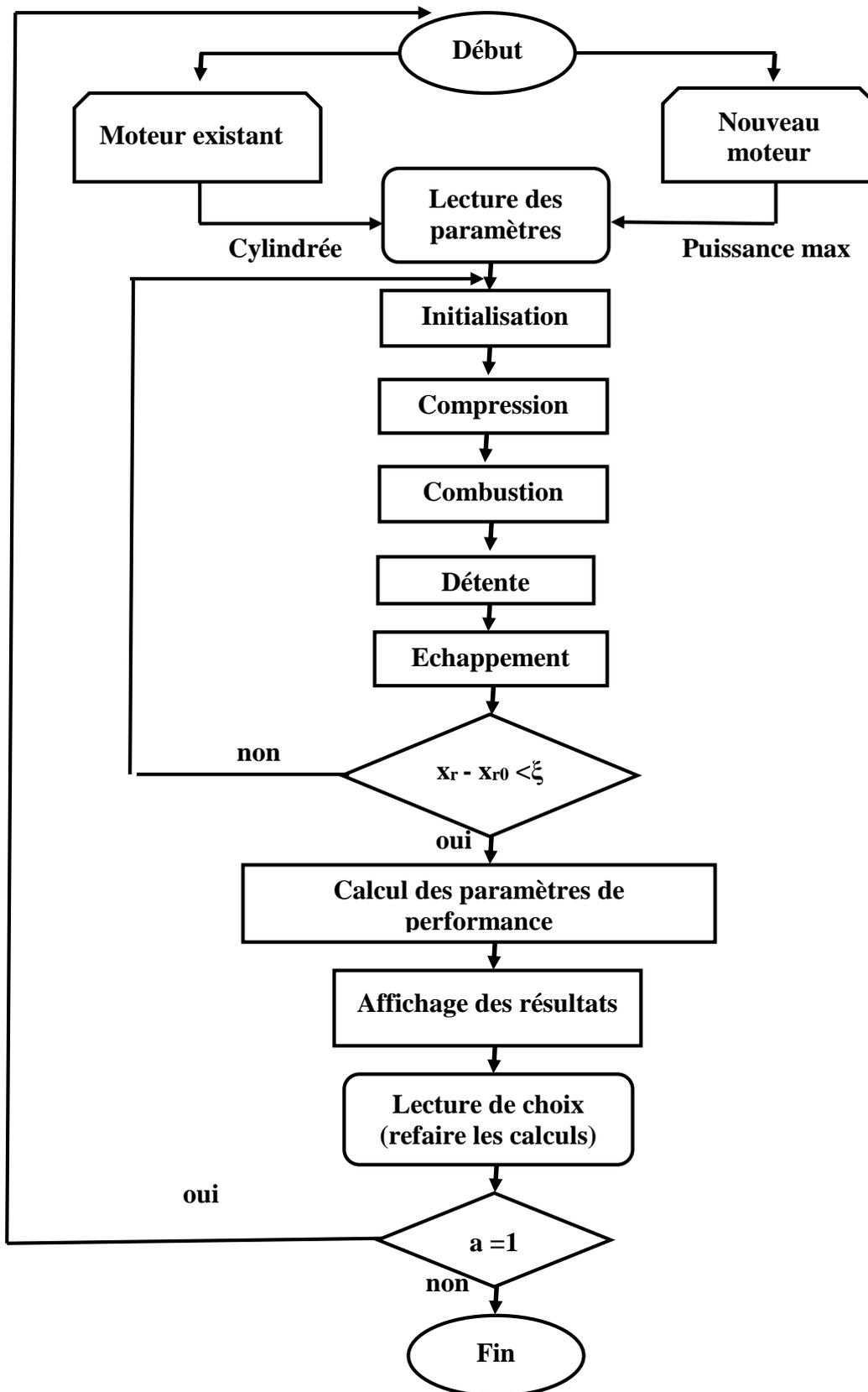
- **Phase finale**

Calcul des paramètres de performance et affichage de résultats.

En plus des procédures citées ci-dessus, d'autres sous programmes ont été développés, pour faire des calculs intermédiaires, leur appel est effectué à chaque fois que c'est nécessaire.

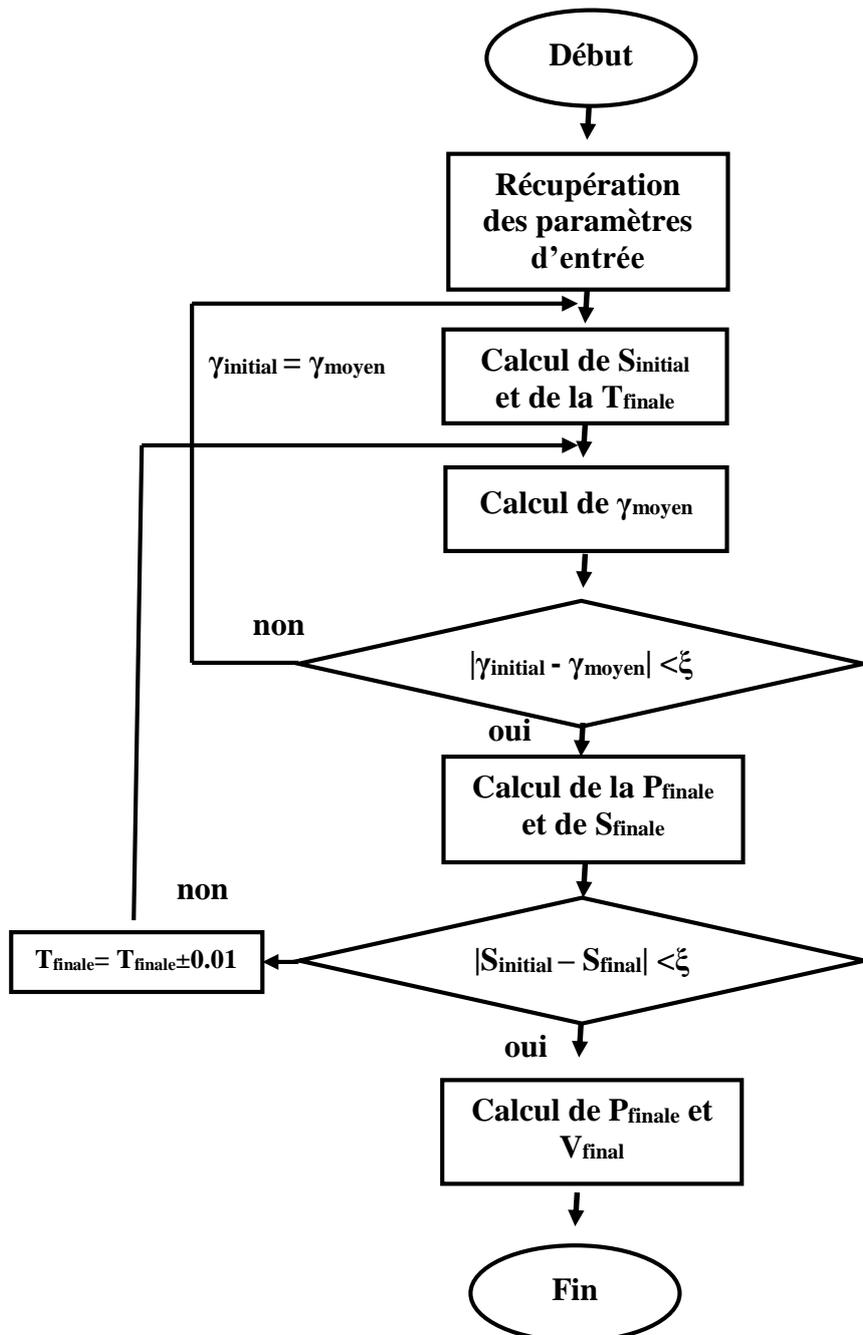
Les propriétés thermodynamiques des différentes espèces chimiques utilisées dans le programme, sont déclarées au début du programme comme constantes.

III.3.3 Organigrammes du procédé de calcul

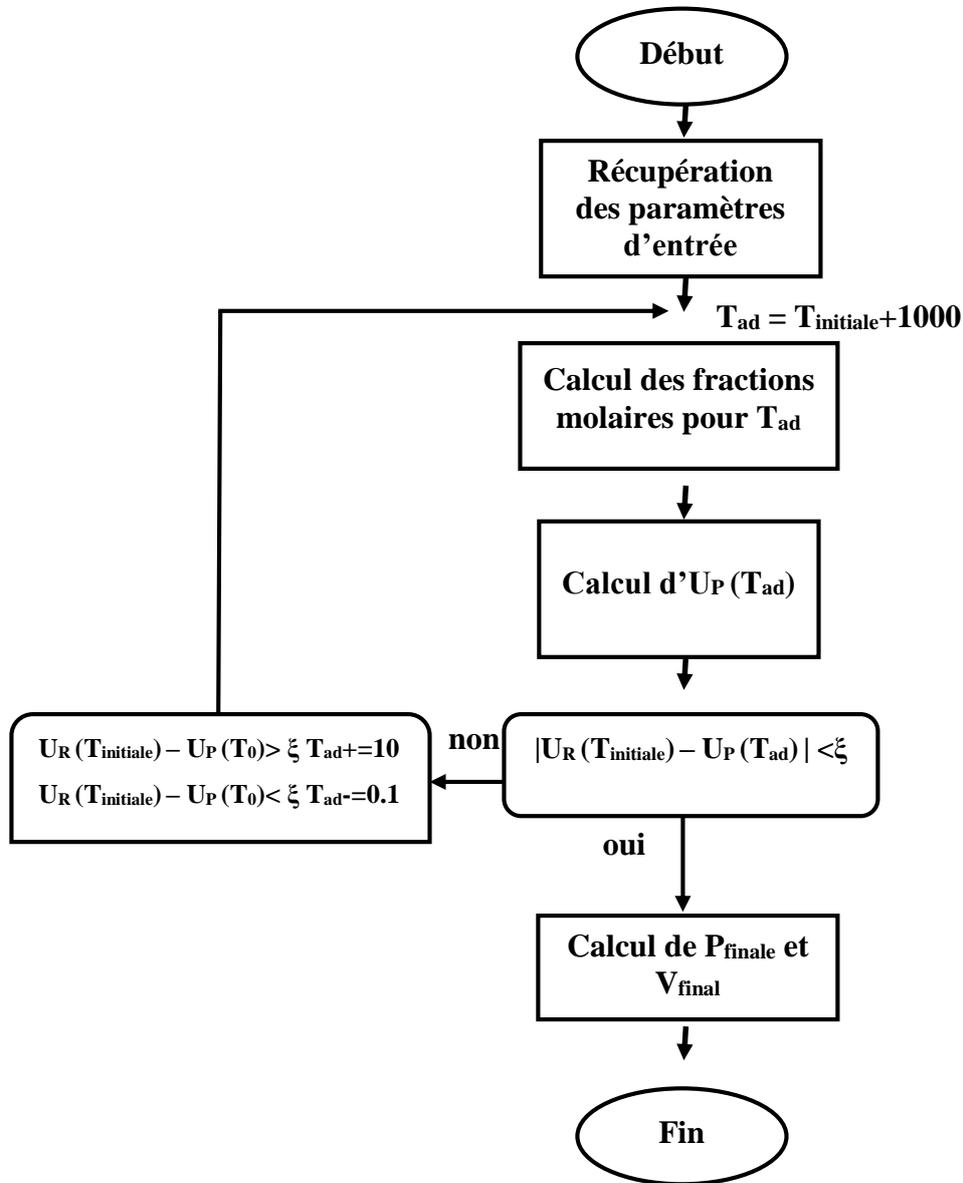


Vu l'intérêt des calculs effectués au niveau des sous programmes Compression et Combustion, nous allons présenter leurs organigrammes :

III.3.3.1 Organigramme du procédé de compression :



III.3.3.2 Organigramme du procédé de combustion :



IV. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats obtenus par le programme défini dans le chapitre précédent.

Ensuite, nous présenterons les différents profils (température, rendements, fraction molaire...) en fonction de la fraction volumique de l'hydrogène dans le mélange, et en parallèle nous discuterons les résultats obtenus.

Notant que le moteur étudié fonctionne avec les caractéristiques suivantes :

Tableau IV.1 : les caractéristiques du moteur étudié

Caractéristiques	valeurs
Puissance max (ch)	80
Vitesse nominale de rotation (tr/mn)	3500
Rendement mécanique	0.85
Rapport course/alésage	1.1
Rapport de compression	12

IV.1 Les caractéristiques des émissions d'échappement

Quand il vient aux carburants de remplacement, l'étude des émissions d'échappement est sans doute le facteur le plus important dans la détermination de l'efficacité du carburant.

IV.1.1 Les émissions du NO

Lorsque HGNC carburant est comparé au gaz naturel pur, nous avons remarqué que l'addition d'hydrogène augmente les émissions de NO.

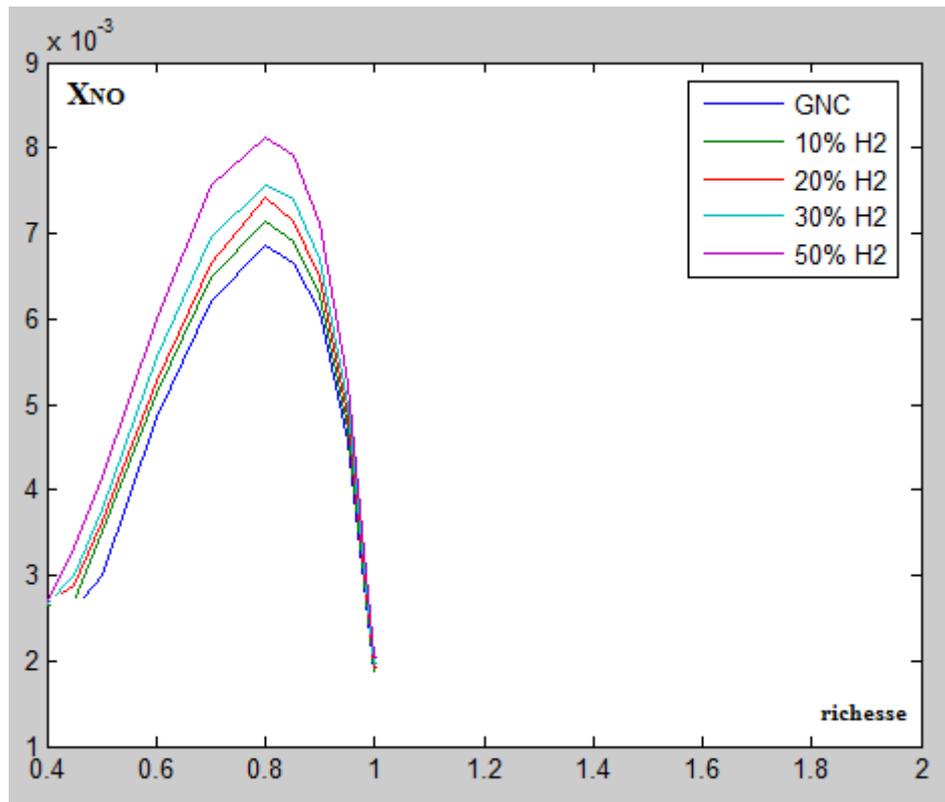


Figure IV.1 La fraction molaire du NO_x de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.

La (Figure IV.1) représente la variation de la fraction du NO_x de fin de combustion en fonction de la richesse, pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC. Comme on peut le voir sur la figure, les émissions de NO pour le HGNC sont supérieures à celles de CNG. Ceci est peut être causé par la température élevée de combustion due à l'addition d'hydrogène, puisque les hautes températures sont considérées comme des catalyseurs pour la formation des NO. Cependant les émissions de NO de la HCNG sont toujours considérées comme relativement faibles par rapport à d'autres carburants, et peuvent être ajustées avec une optimisation plus poussée.

D'autre part l'hydrogène a une plage d'inflammabilité large en comparaison avec les autres carburants. En conséquence, l'hydrogène peut être brûlé dans un moteur à combustion interne dans une large gamme de mélanges air-carburant. Un avantage important de ceci est que l'hydrogène peut fonctionner en mélange très pauvre, et donc réduire considérablement les émissions du NO.

La Figure IV.2 montre la variation du coefficient de richesse limite en fonction du pourcentage de l'hydrogène.

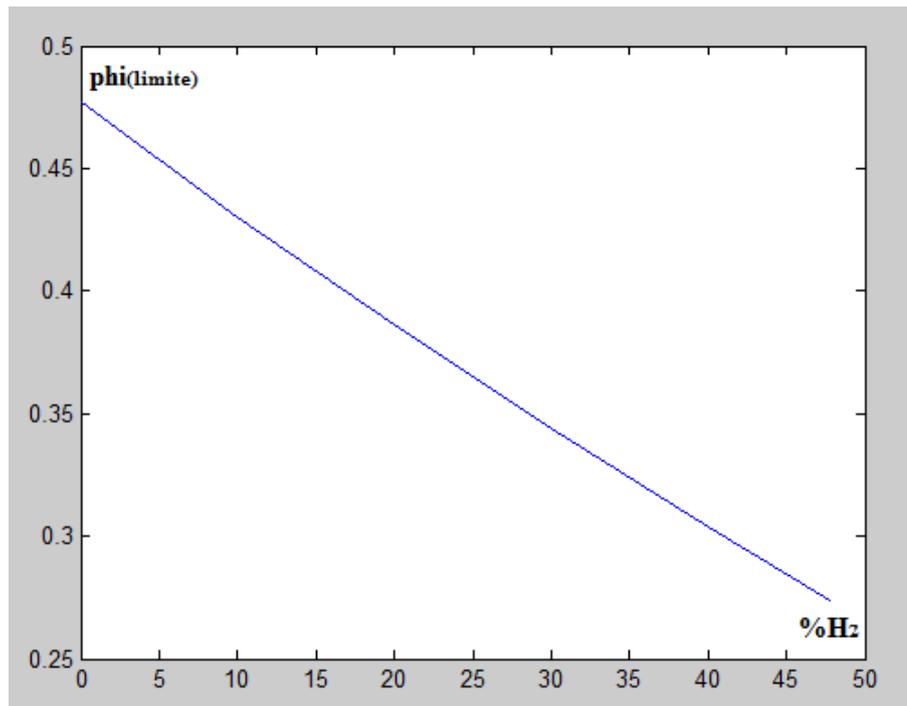


Figure IV.2 La limite du coefficient de la richesse en fonction du pourcentage de l' H_2

IV.1.2 Les émissions du CO

Quand il s'agit des émissions de CO, l'HCNG accomplit des réductions appréciables.

La Figure IV.3 représente la variation de la fraction du CO de fin de combustion en fonction de la richesse, pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC.

L'oxyde d'azote est produit par la combustion incomplète du méthane. Plus le mélange est riche plus le taux de CO augmente. L'addition de l'hydrogène implique une diminution du pourcentage du méthane dans le mélange et donc une diminution du CO. Dans des mélanges très riches, on constate à partir de la (Figure IV.3) des réductions importantes qui peuvent arriver jusqu'à 20%.

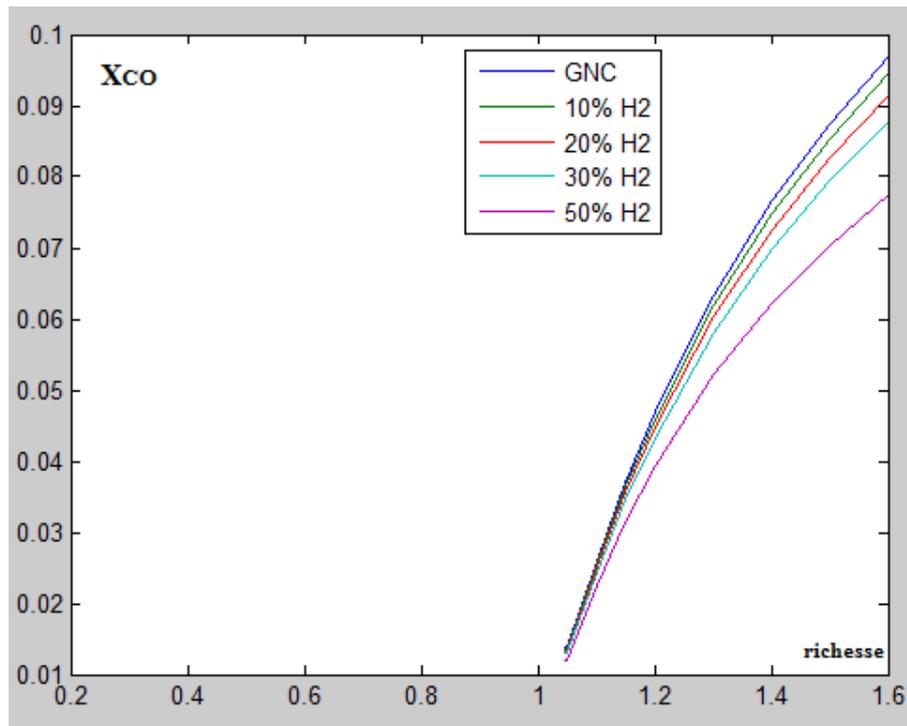


Figure IV.3 : La fraction molaire du CO de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.

IV.1.3 Les émissions du CO₂

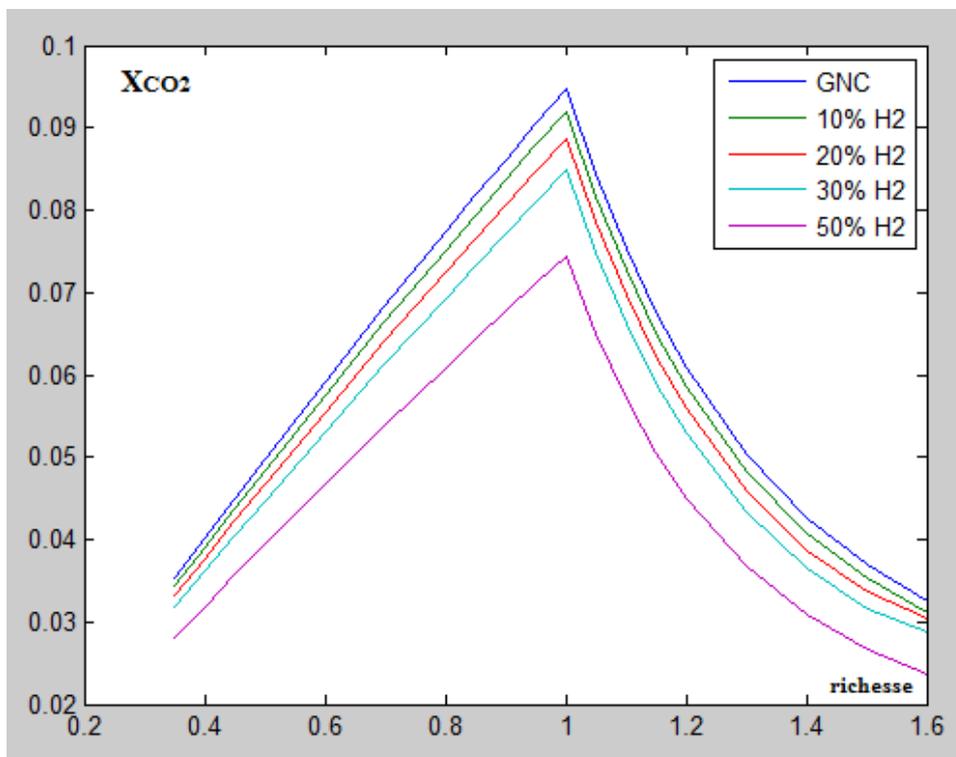


Figure IV.4 La fraction molaire du CO₂ de fin de combustion en fonction de la richesse et pour différents pourcentages d'hydrogène.

La Figure IV.4 représente la variation de la fraction du CO_2 de fin de combustion en fonction de la richesse, pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC.

On peut noter qu'avec la montée de l'hydrogène en pourcentage, le dioxyde d'azote décrit une baisse significative. Le CO_2 est obtenu par la combustion du méthane, et la combustion de l'hydrogène ne produit pas de CO_2 donc il est clair que l'addition de l'hydrogène induit à une réduction de dioxyde de carbone. Dans des mélanges assez proches de la stœchiométrie, et à 50 % d'hydrogène en volume, la combustion de l'HGNC produit plus de 25% moins de CO_2 par rapport au GNC.

IV.2 Les caractéristiques de performances

La performance joue un rôle primordial dans le choix d'un carburant. Dans ce qui suit, nous allons étudier l'HGNC en matière de performances.

IV.2.1 Le rendement indiqué

La Figure IV.6 représente la variation du rendement indiqué en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC.

Le rendement dépend essentiellement de la température de fin de combustion et du pouvoir calorifique du carburant. D'une part, l'addition de l'hydrogène entraîne une augmentation de la température de fin de combustion comme le montre la Figure IV.5.

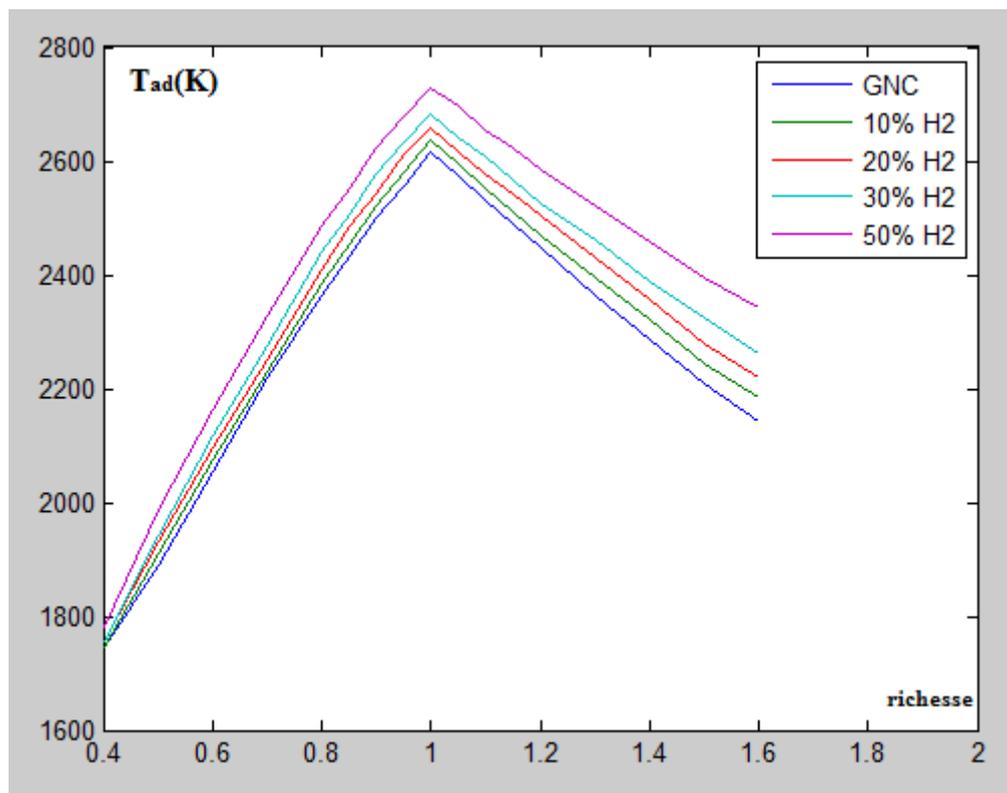


Figure IV.5 La variation de la température de fin de combustion en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.

D'autre part, puisque le pouvoir calorifique de l'hydrogène est supérieur à celui du gaz naturel, l'addition de l' H_2 augmente le pouvoir calorifique du mélange. Les deux

augmentations en parallèle freinent l'amélioration du rendement, ce qui justifie la variation limitée du rendement en fonction du pourcentage de l'hydrogène observée par la Figure IV.6.

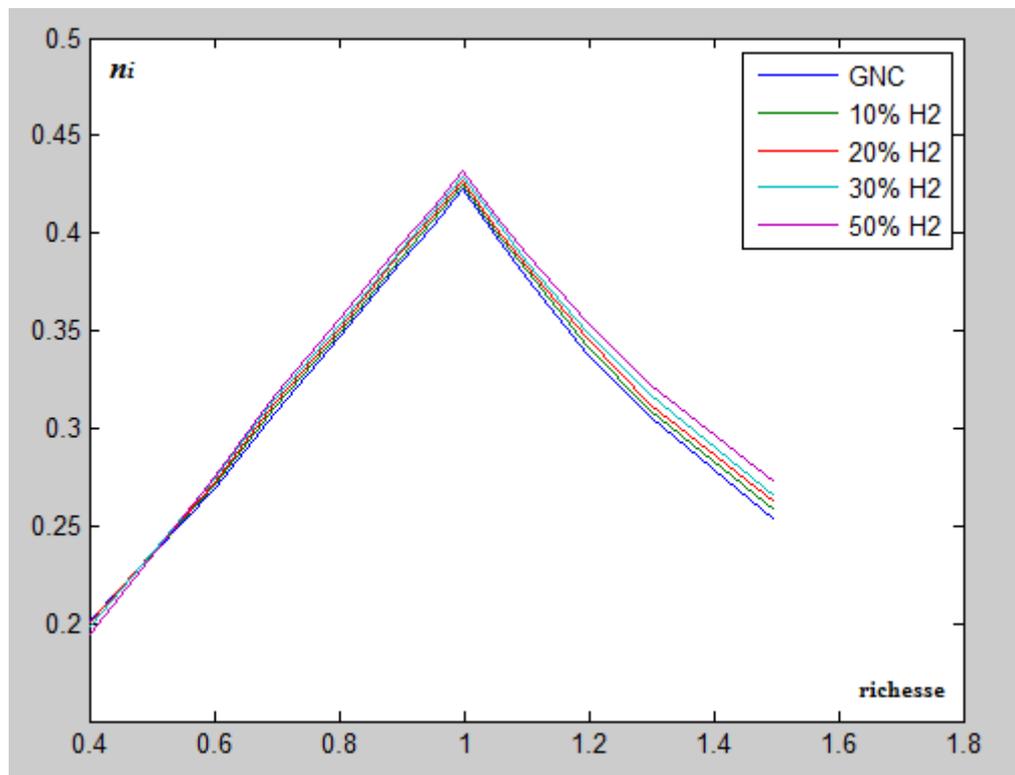


Figure IV.6 La variation du rendement indiqué en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.

Le rendement thermique augmente avec l'addition de l'hydrogène, mais à partir d'une certaine limite, le rendement commence à baisser : c'est le point optimum.

La Figure IV.7 représente la variation du rendement indiqué en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le mélange HGNC pour différentes richesses.

Dans l'intervalle [45%-48%], on peut constater facilement des pics qui présentent les points optimums.

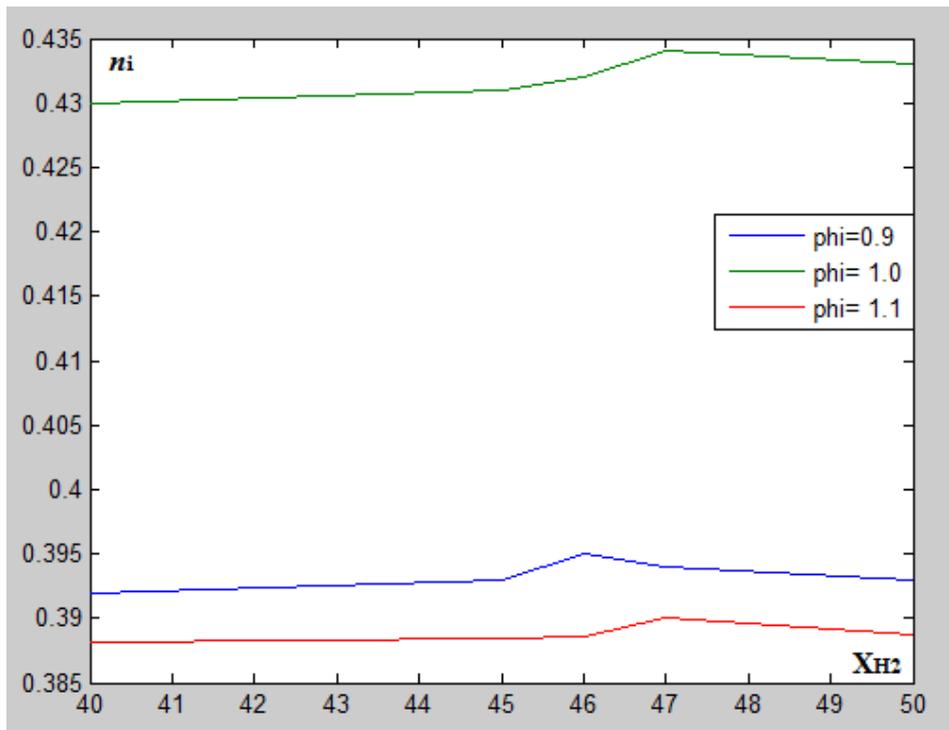


Figure IV.7 La variation du rendement indiqué en fonction du pourcentage de l'hydrogène pour différentes richesses.

IV.2.2 Le rendement de combustion

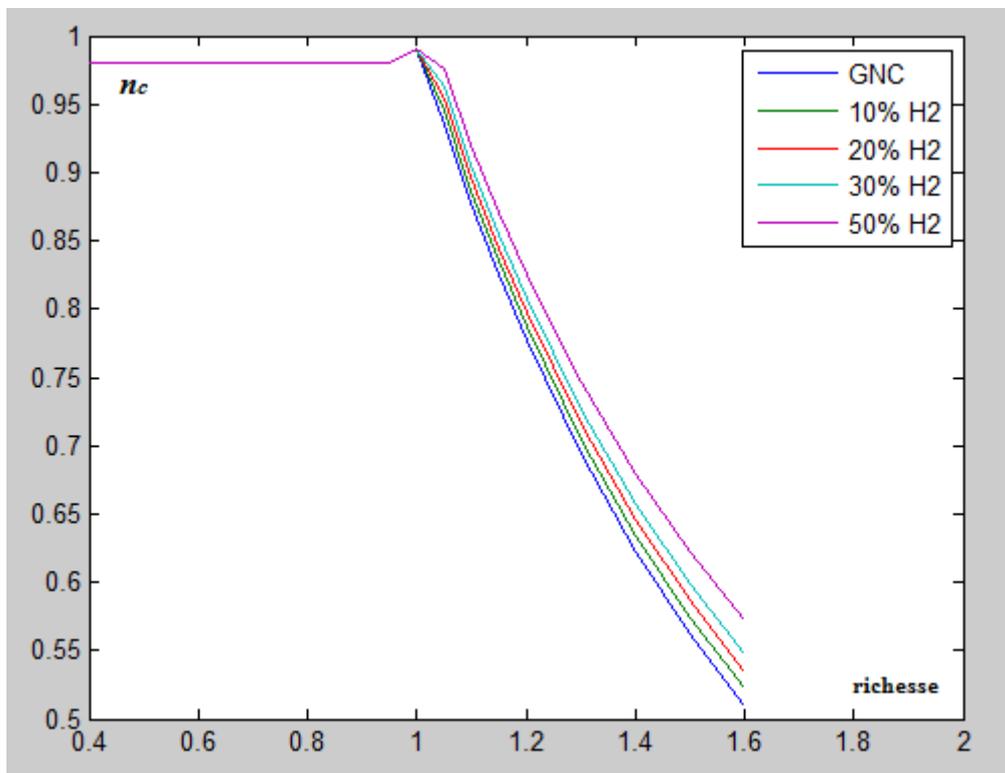


Figure IV.8 La variation du rendement de combustion en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.

La Figure IV.8 représente la variation du rendement de combustion en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC.

D'après la Figure IV.8, on remarque une amélioration significative du rendement de combustion si on ajoute de l'hydrogène au mélange. Nous pensons que cette amélioration est due aux caractéristiques de l'hydrogène qui favorise des combustions plus complètes.

IV.2.3 La consommation spécifique

La Figure IV.9 représente la variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène du mélange HGNC.

On constate que l'augmentation du pourcentage de l'hydrogène améliore la consommation spécifique. Nous pensons que cela est dû essentiellement au pouvoir calorifique énorme de l'hydrogène.

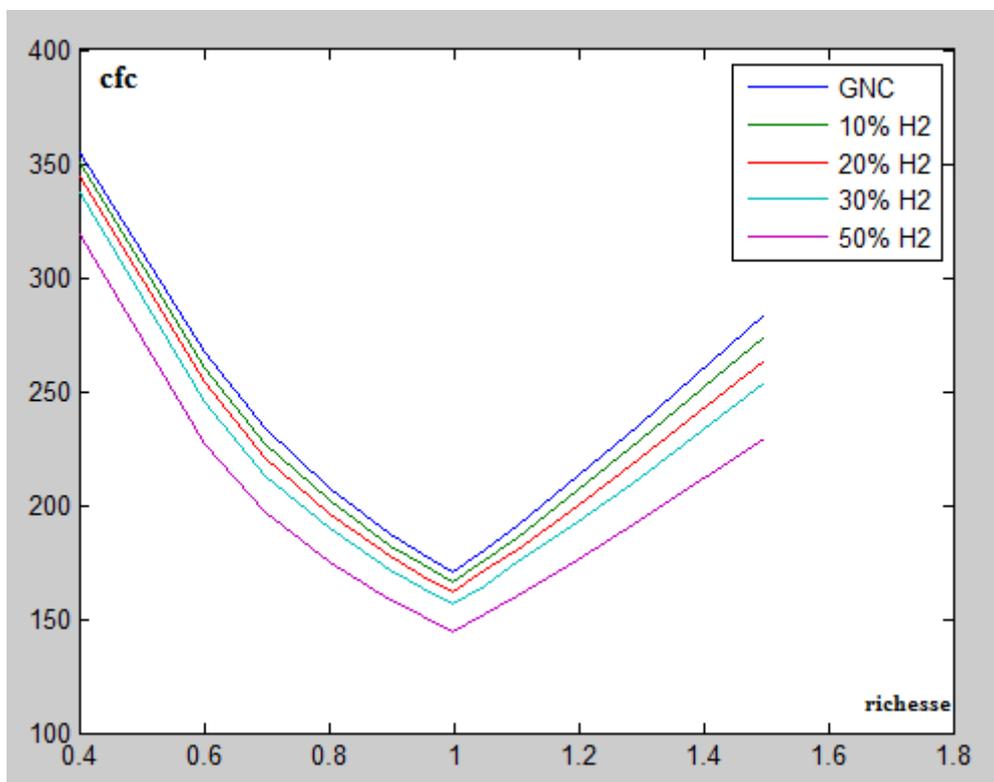


Figure IV.9 La variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse pour différents pourcentages d'hydrogène.

IV.2.4 La pression moyenne indiquée

La Figure IV.7 représente la variation de la pression moyenne indiquée en fonction du pourcentage d'hydrogène dans le mélange HGNC pour différentes richesses.

En faisant varier le pourcentage de l'hydrogène de 0% à 50%, on remarque que la **p_{mi}** ne varie que par quelques dizaines de pascal. On note un optimum entre 35% et 40%.

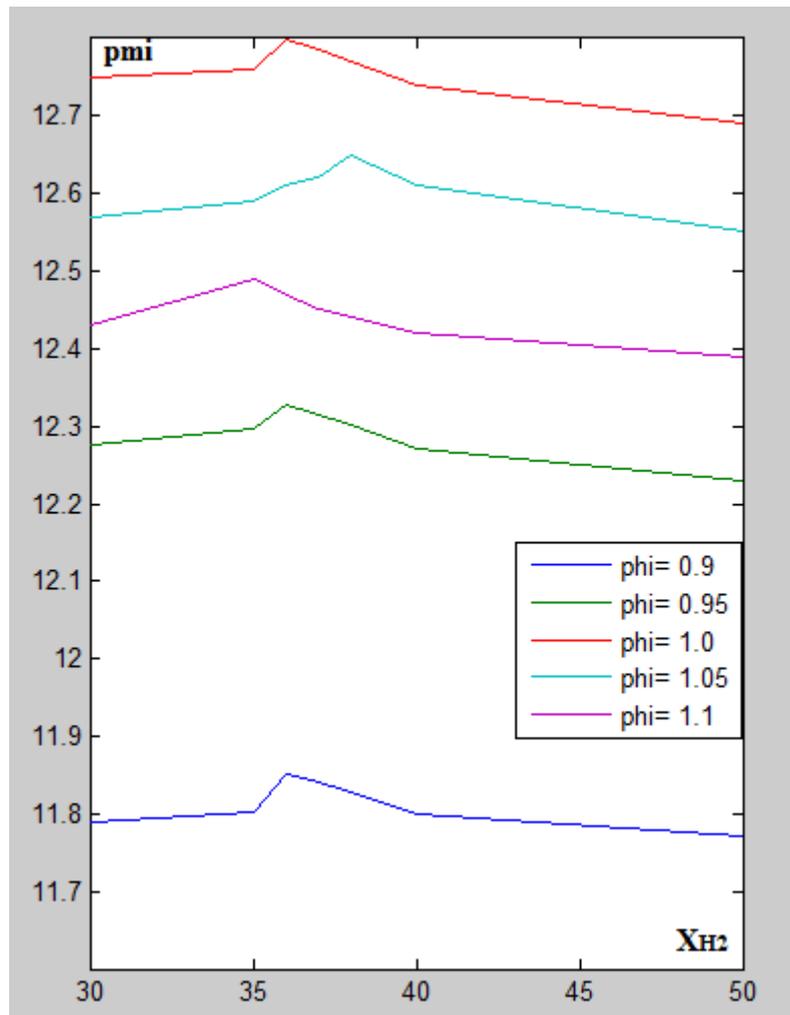


Figure IV.10 La variation de la pression moyenne indiquée en fonction du pourcentage de l'hydrogène pour différentes richesses.

IV.2.5 La cylindrée

Le tableau suivant montre la variation de la cylindrée avec le coefficient d'excès d'air et du pourcentage de l'hydrogène :

Tableau IV.2 : la variation de la cylindrée avec le coefficient d'excès d'air et le pourcentage de l'hydrogène

$\varphi = 0.9$		$\varphi = 1.0$		$\varphi = 1.1$	
X_{H_2} (%)	$V_{cyl}(l)$	X_{H_2} (%)	$V_{cyl}(l)$	X_{H_2} (%)	$V_{cyl}(l)$
0	2.031	0	1.873	0	1.925
10	2.022	10	1.866	10	1.891
20	2.015	20	1.862	20	1.907
30	2.011	30	1.8607	30	1.908
50	2.015	50	1.869	50	1.914

On peut remarquer une variation faible de la cylindrée en fonction du pourcentage de l'hydrogène (de quelques centilitres). On peut quand même noter un optimum entre 30% et 50 %.

CONCLUSION

Compte tenu de l'importance croissante des carburants alternatifs, un programme de calcul du cycle thermodynamique d'un moteur à allumage commandé a été établi dans le but d'étudier l'efficacité de l'un des carburants alternatifs les plus promoteurs, qui est le mélange de l'hydrogène et du gaz naturel comprimé (HGNC).

Ce programme a servi comme plateforme pour déterminer les propriétés thermodynamiques instantanées (température, pression), pendant chaque phase du cycle, chose indispensable pour la détermination des paramètres de performances et des concentrations des gaz d'échappement.

La comparaison des résultats obtenus par les tests du programme, avec ceux tirés des références bibliographiques, a montré un accord acceptable, et avec l'étude paramétrique, on a pu conclure que le programme de calcul est valide.

Il y a un clair potentiel dans l'utilisation de l'HGNC comme une méthode de réduction des émissions, en particulier les émissions du dioxyde et de l'oxyde d'oxygène. Les performances du moteur sont aussi améliorées en ajoutant de l'hydrogène au gaz naturel comprimé.

Il existe d'autres facteurs qui contribuent à l'amélioration des paramètres de performances et de réduction des émissions de l'HGNC, qui n'ont pas été étudié dans ce projet et qui doivent être pris en considération afin d'optimiser ces paramètres. On peut citer par exemple « l'optimisation du temps d'allumage » qui peut jouer un rôle important dans la réduction des émissions.

Définir la fraction d'hydrogène optimum est le plus important. Pour ce faire, d'autres études complémentaires doivent être faites telles que l'étude de la détonation.

Une infrastructure établie est essentielle pour l'utilisation à grande échelle de tout carburant de substitution. Une infrastructure existante de distribution de gaz naturel pourrait être utilisée comme base pour l'établissement des infrastructures pour l' HGNC. En outre, une infrastructure d'HGNC peut être un bon point de départ vers un futur à 100% hydrogène.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Z. D. Orhan A, "Internal combustion engines fuelled by natural gas-hydrogen mixtures," *Hydrogen Energy*, no. 29, pp. 1527-1539, 2004.
- [2] Z. B. L. D. Y. a. J. K.Zeng, "Comustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timing," *Applied Thermal Engineering*, no. 26, pp. 806-813, 2006.
- [3] H. S. K. C. J.Park, "A numerical study of a methane-fuelled gas engine generator with addition of hydrogen using cycle simulation and DOE method," *International journal of hydrogen energy*, no. 36, pp. 5153-5162, 2011.
- [4] M. F. F. L. S. M. S. W. A. Del Toro, «Development and Demonstration of Hydrogen and Compressed Natural Gas (H/CNG) Blend Transit Buses,» National Renewable Energy Laboratory, 2005.
- [5] T. I. a. T. Takeno, "Effects of Temperature and Pressure on Burning Velocity," *Combustion and Flame*, no. 65, pp. 35-43, 1986.
- [6] J. Y. K. S. L. a. J. Kim, «Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Ignition System,» *SAE Paper*, n° %1952498, 1995.
- [7] C. N. J. H. T. E. J. W. L. M. F. G. D. S. W. a. R. N. S. R. Munshi, «Hydrogen Blended Natural Gas Operation of a Heavy Duty Turbocharged Lean Burn Spark Ignition Engine,» *SAE Paper*, n° %12004-01-2956, 2004.
- [8] A. U. Biagio M, «Numerical investigation on the effects of natural gas and hydrogen blends on engine combustion,» *Hydrogen Energy*, n° %134, p. 4626–4634, 2009.
- [9] J. C. Guibert, Carburants et moteurs, Technologie - Energie – Environnement, vol. 1, Paris: Technip, 1997, pp. 124-197, 301-338.
- [10] E. (. o. d. l. européenne), «http://europa.eu/index_fr.htm».
- [11] J. T. K. e. K. E. Trenberth, «Earth's Annual Global Mean Energy Budget,» *Bull. Am. Meteorol. Soc.*, vol. 78, n° %12, pp. 197-208, 1997.
- [12] A. F. J. P. G. S. De Soete, Mécanisme de formation et moyens de réduction, Technip, 1973, pp. 15-40, 61-85.
- [13] J.C.Guibert, Carburants et moteurs, Technologie - Energie – Environnement, vol. Tome 2, Paris: Technip, 1997, pp. 470-488, 490-507.
- [14] P. Arquès, La combustion, Inflammation-combustion-Pollution, Paris: Ellipses, 2004, pp. 67-128, 143-173.
- [15] F. L. a. R. Marmaro, «Special purpose blends of hydrogen and natural gas,» *to Hydrogen Consultants, Inc., US Patent*, 1992.
- [16] «Gaz de France (GDF),» [En ligne]. Available: <http://www.gdfsuez.com/>. [Accès le Avril 2015].

- [17] John.B.Heywood, Internal combustion engine fundamentals, New York: McGraw-Hill ,inc, 1988.
- [18] N. .. N. SEMENOVE, «Some Problems of Chemical Kinetics Theory of Gases,»
Document IFP, n° %1415236, 1958.
- [19] Smaili, A. Notes de cours sur les Moteurs alternatifs à combustion interne, Ecole de technologie supérieure, Montréal, Canada, juin 2001.
- [20] Benbraika, M. Notes de cours sur les moteurs a combustion interne, Ecole Nationale Polytechnique, Alger, Algerie.

ANNEXE

Annexe [A]

Tableau A.1 : les coefficients thermodynamique des espèces.

espèces	intervalle T (K)	ai1	ai2	ai3	ai4	ai5	ai6	ai7
CO ₂	1000-5000	0.44608(+1)	0.30982(-2)	-0.12393(-5)	0.22741(-9)	-0.15526(-13)	-0.48961(+5)	-0.98636(0)
	300-1000	0.24008(+1)	0.87351(-2)	-0.66071(-5)	0.20022(-8)	0.63274(-15)	-0.48378(+5)	0.96951(+1)
H ₂ O	1000-5000	0.27168(+1)	0.29451(-2)	-0.80224(-6)	0.10227(-9)	-0.48472(-14)	-0.29906(+5)	0.66306(+1)
	300-1000	0.40701(+1)	-0.11084(-2)	0.41521(-5)	-0.29637(-8)	0.80702(-12)	-0.30280(+5)	-0.32270(0)
CO	1000-5000	0.29841(+1)	0.14891(-2)	-0.57900(-6)	0.10365(-9)	-0.69354(-14)	-0.14245(+5)	0.63479(+1)
	300-1000	0.37101(+1)	-0.16191(-2)	0.36924(-5)	-0.20320(-8)	0.23953(-12)	-0.14356(+5)	0.29555(+1)
H ₂	1000-5000	0.31002(+1)	0.51119(-3)	0.52644(-7)	-0.34910(-10)	0.36945(-14)	-0.87738(+3)	-0.19629(+1)
	300-1000	0.30574(+1)	0.26765(-2)	-0.58099(-5)	0.55210(-8)	-0.18123(-11)	-0.98890(+3)	-0.22997(+1)
O ₂	1000-5000	0.36220(+1)	0.73618(-3)	-0.19652(-6)	0.36202(-10)	-0.28946(-14)	-0.12020(+4)	0.36151(+1)
	300-1000	0.36256(+1)	-0.18782(-2)	0.70555(-5)	-0.67635(-8)	0.21556(-11)	-0.10475(+4)	0.43053(+1)
N ₂	1000-5000	0.28963(+1)	0.15155(-2)	-0.57235(-6)	0.99807(-10)	-0.65224(-14)	-0.90586(+3)	0.61615(+1)
	300-1000	0.36748(+1)	-0.12082(-2)	0.23240(-5)	-0.63218(-9)	-0.22577(-12)	-0.10612(+4)	0.23580(+1)
NO	1000-5000	0.31890(+1)	0.13382(-2)	-0.52899(-6)	0.95919(-10)	-0.64848(-14)	0.98283(+4)	0.67458(+1)

Annexe [B] :

Tableau B.1 : les masses molaires

Espèces	Masse molaire (kg/kmol)
CO ₂	44.009
H ₂ O	18.001
CO	28.01
H ₂	2.002
O ₂	31.998
N ₂	28.012
NO	30.005

Annexe [C]

Tableau C.1 : les enthalpies de formations

Espèces	$\Delta\tilde{h}_f^\circ(\text{kJ/kmol})$
CO ₂	-393.52
H ₂ O	-241.83
CO	-110.54
H ₂	0
O ₂	0
N ₂	0
NO	90.291
CH ₄	-74.87