



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



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE de TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE
LABORATOIRE DE MECANIQUE

MEMOIRE DE MAGISTER

Présenté par : **BENOUMHANI Soufiane**

En vue de l'obtention du diplôme de Magister en
GENIE MECANIQUE

OPTION : SYSTEMES THERMIQUES ENERGETIQUES

Thème

***Simulation numérique de la récombustion
des gaz brûlés***

Soutenue publiquement le : 24 /05 /2017

Devant le Jury composé de :

Mr. BENCHATTI Ahmed	Professeur U.A.T.Laghouat	Président
Mr. MEDJELLED Ahmed	Professeur U.A.T.Laghouat	Examineur1
Mr. BOUABDALLAH Said	Professeur U.A.T.Laghouat	Examineur2
Mr. AOUISSI Mokhtar	Professeur U.A.T.Laghouat	Rapporteur

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à:

Mes parents, qui ont toujours eu le souci de mon avenir et qui m'ont toujours comblé d'amour et d'affection.

Mes frères et mes sœurs.

Toute ma famille.

Tous mes amis.

Remerciements

*Tout d'abord je remercie infiniment **ALLAH** le tout puissant de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il m'a donné tout le long de mes études.*

*Je présente mes sincères remerciements avec mes profonds respects à mon promoteur **Mr. Pr. AOUISSI Mokhtar** pour son suivi, sa patience, ses conseils et son aide, tout au long de la réalisation de ce modeste travail.*

*Je tiens à remercier **Mr. Pr. BENCHATTI Ahmed** pour avoir accepté de présider le jury de soutenance.*

*Egalement Je tiens à exprimer mes remerciements, à **Mr. Pr. BOUABDALLAH Said**, et **Mr. Pr. MEDJELLED Ahmed**, pour l'intérêt qui ont donné à ce travail, en acceptant de faire partie du jury en tant que examinateurs, qu'ils trouvent ici ma sincère gratitude.*

Enfin, ma gratitude est aussi acquise à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.

Table des matières

Nomenclature

Introduction générale	1
------------------------------	---

Chapitre I : Le moteur à combustion interne HCCI

I.1 Introduction	4
I.2 Différents types de moteurs thermiques à combustion interne	5
I.3 Propriétés des moteurs à combustion interne	5
I.4 Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs	5
I.5 Caractéristique thermodynamiques des moteurs a combustion interne	9
I.5.1 Pression moyenne indiquée et pression moyenne effective	9
I.5.2 Rendements	9
I.5.3 Consommation spécifique du combustible	10
I.6 Le délai d'inflammation	10
I.7 Historique du moteur HCCI	11
I.7 Principe de fonctionnement du moteur HCCI	11
I.8 Avantages du moteur HCCI	14
I.8.1 Très faibles émissions de NOx et de particules	14
I.8.2 Un rendement plus élevé que dans les conventionnels	14
I.8.3 Emissions des particules moins élevées	14
I.8.4 Différents types de combustibles utilisés en mode HCCI	14
I.9 Inconvénients du moteur HCCI	15
I.9.1 Émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures	15
I.9.2 Pics de pression et pics énergétiques	15
I.9. 3 Contrôle de la combustion	16

Chapitre II : Emissions polluantes, mécanisme de formation et techniques de réduction

II.1 Introduction	17
II.2 La formation des polluants	18
II.2.1 Mécanisme de formation du CO	18
II.2.2 Mécanisme de formation du NO	19
II.2.2.1 Le mécanisme du NO-Thermique	19
II.2.2.2 Le mécanisme de formation de NO par l'intermédiaire de N ₂ O	20
II.2.2.3 Le mécanisme du NO précoce	20
II.2.2.4 Le mécanisme de Fuel-NO	22
II.2.2.5 Mécanisme de formation du NO à partir de N ₂ O	23
II.2.2.6 Mécanisme de formation de NO à partir de NNH	23
II.2.3 La formation des hydrocarbures imbrûlés	24
II.2.4 La formation des particules (suies)	24
II.3 Les techniques de réduction des émissions polluantes	26
II.3.1 Les techniques de réduction des NO _x	26
II.3.1.1 Cas des méthodes primaires	27
II.3.1.2 Cas des méthodes secondaires	27
II.3.1.2.1 La Réduction Sélective Catalytique (RSC)	27
II.3.1.2.2 La Réduction Sélective Non-Catalytique (RSNC)	28
II.3.1.2.3 La Recombustion (Reburning)	29
II.3.1.2.4 La Recombustion Avancée (RA)	30
II.3.2 Les techniques de réduction des émissions de particules	30
II.3.2.1 Par l'utilisation des filtres à particules	30
II.3.2.2 Par l'utilisation des catalyseurs d'oxydation	31
II.4 La combustion LTC	31
II.4.1 Différents modes de combustion LTC	31
II.4.2 Avantages et problématiques de la combustion LTC	31

Chapitre III : La Récombustion et l'EGR

III.1 Introduction	33
III.2 Principe de l'EGR (Exhaust Gas Recirculation).	34
III.2.1 Avantages de l'EGR	35
III.2.2 Inconvénients de l'EGR	35
III.3 Synthèse des résultats de recherche obtenus avec les systèmes EGR	36
III.4 L'EGR et le mode de combustion HCCI	37
III.4.1 Un effet de dilution	37
III.4.2 Un effet de la variation de capacité calorifique	38
III.4.3 Un effet de "préchauffe"	38
III.4.4. Un effet chimique	39
III.5 La chimie de l'EGR	39
III.5.1 La composition des gaz brûlés recyclés	39
III.5.2 Impact des espèces inertes : CO ₂ , N ₂ et H ₂ O	40
III.5.3 Impact de CO	41
III.5.4 Impact de la présence de NO sur la combustion	42
III.5.5 Impact de la présence de NO ₂ sur la combustion	42
III.5.6 Impact des hydrocarbures imbrûlés	43

Conclusion générale	87
Références bibliographiques	89
Annexe	94

Nomenclature

HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
TAI	Température d'Auto Inflammation
LTC	Low Temperature Combustion
CAI	Controlled Auto Ignition
EGR	Exhaust Gas Recirculation
HAP	Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
PM	Particules de suies
SOF	Soluble Organic Fraction
RSC	Réduction Sélective Catalytique
RSNC	Réduction Sélective Non-Catalytique
C_xH_y	Hydrocarbure non spécifié
CO	Monoxyde de carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
C_3H_3	Propargyle
C_2H_2	Acétylène
H_2O	Eau
HC	Hydrocarbures imbrûlés
N_2	Azote
NO_x	Oxydes d'azote

Nomenclature

PM	Particules (Particulate Matter)
RH	Molécule d'Hydrocarbure
H°	Radical hydrogène
OH°	Radical hydroxyle
O°	Radical oxygène
R°	Radical alkyl
C_p	Chaleur massique à pression constante [J/Kg. K]
C_S	La consommation spécifique [g/kwh]
D	Diamètre de l'alésage [m]
E_a	Energie d'activation [J/mole]
L	Course du piston [m]
l	Longueur de la bielle [m]
n_{cyl}	Nombre du cylindre [-]
N	Vitesse de rotation [tr/min]
N_T	Nombre de mole total [-]
N	La fréquence de rotation du vilebrequin
p	Pression [Pa]
Q	Quantité de chaleur [J/mole. K]
R_u	Constante des gaz parfaits [J/mol. K]
R	Constante massique des gaz parfait [J/kg. K]
r	Rayon du vilebrequin [m]
r_c	Rapport de compression volumétrique [-]

Nomenclature

T	Température [K]
V	Volume [m ³]
V_c	Cylindrée totale [m ³]
V_d	Volume déplacé (ou cylindrée unitaire) [m ³]
V_m	Volume mort [m ³]
V_t	Volume total de la chambre de combustion [m ³]
W	Travail [J]
X_i	Fraction molaire de l'espèce i [-]
z	Position du piston par rapport au PMH [m]
η	Rendement [-]
φ	Richesse [-]
τ_{ai}	Délais d'auto-inflammation [s]
θ	Angle vilebrequin [°V]

Liste des Figures

Fig.1.1: Représentation schématique d'un moteur à combustion interne alternatif

Fig.1.2: Le principe de la combustion en mode HCCI

Fig.2.1 : Mécanisme de conversion du HCN en NO

Fig.2.2 : Mécanisme de formation du NO via NCN

Fig.2.3 : Représentation schématique d'une particule

Fig. 2.4 : Mécanisme de formation des particules

Fig.2.5 : Principe de la technique de Réduction Sélective Non-Catalytique

Fig.2.6 : Principe de la technique de Recombustion.

Fig.3.1 : Principe de la recirculation (Circuit EGR)

Fig.3.2 : Modèle d'EGR. (Source : NISSAN)

Fig.3.3 : Influence de la température sur le délai d'auto-inflammation 38

Fig.3.4 : Influence de la présence de CO₂ et de N₂ sur l'initiation et le déroulement de la combustion

Fig.3.5 : Pressions, températures, dégagements de chaleur pour des taux variables de CO initial, simulation, CH₄

Fig.3.6 : Effet de l'addition de NO sur la température cylindre, expérience, PRF87

Fig. 3.7: Influence de l'addition de NO_x sur la pression cylindre, expériences, gaz naturel

Fig.4.1: Température des gaz dans le cylindre pour différentes richesses sans EGR

Fig.4.2: Température des gaz dans le cylindre pour différentes richesses avec EGR

Fig.4.3: Pression des gaz dans le cylindre pour différentes richesses sans EGR

Fig.4.4: Pression des gaz dans le cylindre pour différentes richesses avec EGR

Fig.4.5 : Évolution de la fraction molaire du carburant sans

Fig.4.6 : Évolution de la fraction molaire du carburant avec EGR

Fig.4.7 : Influence de la richesse sur la formation du NO sans EGR

Fig.4.8 : Influence de la richesse sur la formation du NO avec EGR

Fig.4.9 : Influence de la richesse sur la formation des NO_x sans EGR

Fig.4.10 : Influence de la richesse sur la formation des NO_x avec EGR

Fig.4.11 : Influence de la richesse sur la formation de CO sans EGR

Fig.4.12 : Influence de la richesse sur la formation de CO avec EGR

Fig.4.13 : Influence de la richesse sur la formation des hydrocarbures imbrulés sans EGR

Fig.4.14 : Influence de la richesse sur la formation des hydrocarbures imbrulés avec EGR

Fig.4.15 : Influence de la richesse sur la formation du propargyle sans EGR

Fig.4.16 : Influence de la richesse sur la formation de l'acétylène sans EGR

Fig.4.17 : Influence de la richesse sur la formation du propargyle avec EGR

Fig.4.18 : Influence de la richesse sur la formation de l'acétylène avec EGR

Fig.4.19: Diagramme $\phi - T$ de Pischinger

Fig.4.20 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la température dans le cylindre sans EGR

Fig.4.21 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la température dans le cylindre avec EGR

Fig.4.22 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la pression dans le cylindre sans EGR

Fig.4.23 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la pression dans le cylindre avec EGR

Fig.4.24 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du NO sans EGR

Fig.4.25 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du NO avec EGR

Fig.4.26 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des NO_x sans EGR

Fig.4.27 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des NO_x avec EGR

Fig.4.28 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de CO sans EGR

Fig.4.29 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de CO avec EGR

Fig.4.30 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur sur la formation des hydrocarbures imbrulés sans EGR

Fig.4.31 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur sur la formation des hydrocarbures imbrulés avec EGR

Fig.4.32 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du propargyle sans EGR

Fig.4.33 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de l'acétylène sans EGR

Fig.4.34 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du propargyle avec EGR

Fig.4.35 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de l'acétylène avec EGR

List des Tableaux

Tableau 2.1 : Les premières normes de pollution

Tableau 2.2 : Normes Euro des rejets polluants applicables aux voitures (g/km)

Tableau 4.1 : Caractéristiques du moteur HCCI utilisé

Tableau 4.2: Fraction molaire des réactifs et des produits pour les différentes valeurs de richesses

Tableau 4.3 : Taux d'EGR et fractions molaires des particules recirculés

Tableau 4.4 : Tableau représente les normes de pollution exprimées en g/kWh pour les émissions des NO_x et des particules de suies

Introduction générale

Depuis de nombreuses années nous observons une prise de conscience générale concernant l'impact de l'activité humaine sur l'environnement. La protection de celui-ci devient un enjeu primordial qui concerne aussi bien le monde politique que le monde industriel et économique. Nous cherchons alors à diminuer les rejets d'émissions polluantes et de gaz à effet de serre dans l'atmosphère.

Le secteur des transports est directement concerné par ces considérations étant un secteur fortement émetteur de gaz à effet de serre. Si de plus nous prenons en compte l'accroissement du parc automobile mondial, nous comprenons alors toute l'importance de l'existence de normes antipollution. Parmi les polluants émis à l'échappement des moteurs à combustion interne, on distingue :

- Le monoxyde de carbone CO, les oxydes d'azote NO_x, les hydrocarbures imbrulés HC et les particules de suies.
- Le gaz carbonique CO₂, implique dans le réchauffement climatique par effet de serre.

Le concept de combustion homogène existe depuis le début des 19^{ième} siècles, mais c'est seulement depuis les dix dernières années que le concept HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) a été analysé en détail.

La combustion HCCI est un procédé contrôlé surtout par l'auto-allumage qui dépend principalement de la cinétique chimique. La motivation majeure pour ce mode de combustion est la réduction substantielle des NO_x et des particules de suies, sans pénaliser le rendement thermique par rapport aux moteurs Diesel conventionnels. Cependant, techniquement il y a beaucoup de contraintes à surmonter afin d'industrialiser ce type de concept.

Une grande partie de la recherche en cours est liée au développement du moteur HCCI par des moyens expérimentaux permettant de contrôler et de réduire les gaz polluants tel que la technique de l'EGR. Ce dispositif est adopté depuis une dizaine d'années sur la majorité des moteurs Diesel consiste à abaisser la température par l'introduction d'une partie des gaz d'échappement combinés à l'air dans la chambre de combustion entraînent une diminution des émissions polluantes.

L'objectif du présent travail est d'étudier l'influence de la variation de la richesse et de la variation de la vitesse de rotation sur les émissions polluantes telles que les rejets d'azote (NO_x) et les particules de suies dans un moteur HCCI équipé d'un circuit de recirculation des gaz d'échappement et de comparer les résultats obtenues avec celles dans un moteur HCCI sans circuit EGR.

Pour remplir cette tâche, nous proposons en premier lieu un chapitre qui englobe un rappel général sur les caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs et une description générale sur les moteurs HCCI, leurs avantages et leurs inconvénients.

Le chapitre deux présente un aperçu sur les émissions polluantes, leurs mécanisme de formation, et les différentes techniques de réduction et plus particulièrement les techniques de consommation des rejets des oxydes d'azote.

La récombustion des gaz brûlés et la technique de l'EGR feront l'objet du troisième chapitre. On présente le principe de cette technique, leurs avantages et inconvénients, puis on va voir des résultats de recherches sur l'impact de différentes espèces dans les gaz d'échappement sur l'initiation et le déroulement de la combustion dans les moteur HCCI.

Le dernier chapitre de ce mémoire présente les principaux résultats obtenus lors de la simulation numérique des gaz d'échappement dans un moteur HCCI avec un circuit EGR, et

présente aussi une comparaison avec les résultats obtenues avec le même moteur HCCI sans circuit EGR.

Le mémoire se termine par une conclusion générale qui retrace le bilan de cette étude et une perspective proposée pour la continuation de cette étude.

Chapitre I

Le moteur à combustion interne

HCCI

I.1 Introduction

Les moteurs à combustion interne (ou à explosion) sont des machines thermiques qui convertissent l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique, généralement sous forme d'un mouvement rotatif d'un arbre en procédant par une combustion du combustible. Ils sont principalement utilisés pour la propulsion des véhicules de transport : avions à hélice, automobiles, motos, camions et bateaux.

Dans les moteurs à combustion interne la combustion s'effectue au sein même du fluide moteur. C'est le même fluide qui repousse le piston et qui subit une combustion. Exemples moteur à essence, moteur diésel...

La conception des moteurs à combustion interne remonte à la deuxième partie du 19^e siècle. Le premier moteur à explosion industriel est le moteur à gaz réalisé par Lenoir en 1859. Son rendement ne devint bon que lorsque Otto lui appliqua en 1877 la compression imaginée par Beau de Rochas. Ces moteurs sont à 2 ou à 4 temps. [1]. Le piston à double effet n'est plus utilisé.

La combustion est provoquée soit :

- ❖ Par une étincelle à un instant donné (moteur à essence)
- ❖ Par pulvérisation du carburant dans l'air chaud sous pression.

Développement chronologique :

1860 : Cycle de Lenoir moteur à deux temps avec piston à double effet, la pression agissant à chaque demi-tour sur l'une des faces du piston.

1862 : Cycle de Beau de Rochas. Beau de Rochas propose un moteur à quatre temps. La même année Otto (Allemagne) réalise le moteur à quatre temps.

1892 : Cycle Diésel. Diésel dépose un brevet sur un moteur à allumage par compression. A l'origine il souhaitait brûler de la poussière de charbon dans de l'air surchauffé et comprimé. Son moteur commencera à fonctionner avec une injection d'huile lourde.

I.2 Différents types de moteurs thermiques à combustion interne

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 à allumage commandé (moteurs à essence)
 - * Moteurs Diesel
 - Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs
 - Turbines à gaz.
- Les moteurs à réaction.
 - Turboréacteurs
 - Statoréacteurs
 - Pulsoréacteurs
 - Moteur-fusée

I.3 Propriétés des moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne sont caractérisés par [1] :

- Un taux de compression faible pour les moteurs à essence (8 à 10), plus élevée pour le moteur diesel.
- Une préparation du mélange du combustible (carburateur, injection...)
- Un allumage du mélange combustible en fin de compression
- Une combustion produisant des polluants NO_2 ; CO_2
- Un diamètre du cylindre compris entre quelques mm et 200mm maximum.

I.4 Caractéristiques géométriques des moteurs alternatifs [1,2]

La conception d'un moteur alternatif revêt un caractère fondamental puisque certains paramètres géométriques ont une influence prépondérante sur la plage de fonctionnement du moteur en termes de régime, de puissance, de couple et de consommation. D'autre part, la combustion dans un moteur est en partie gouvernée par des phénomènes aérodynamiques qui dépendent directement de la géométrie de la chambre de combustion.

Cette section présente les principaux éléments de géométrie et de cinématique nécessaires à la description d'un moteur alternatif (Fig. 1.1). Le diamètre D du cylindre est aussi appelé alésage, la puissance du moteur est liée à ce paramètre puisque qu'elle dépend de la surface du piston ($\frac{\pi D^2}{4}$). Le déplacement du piston est borné par deux points limites : Le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB).

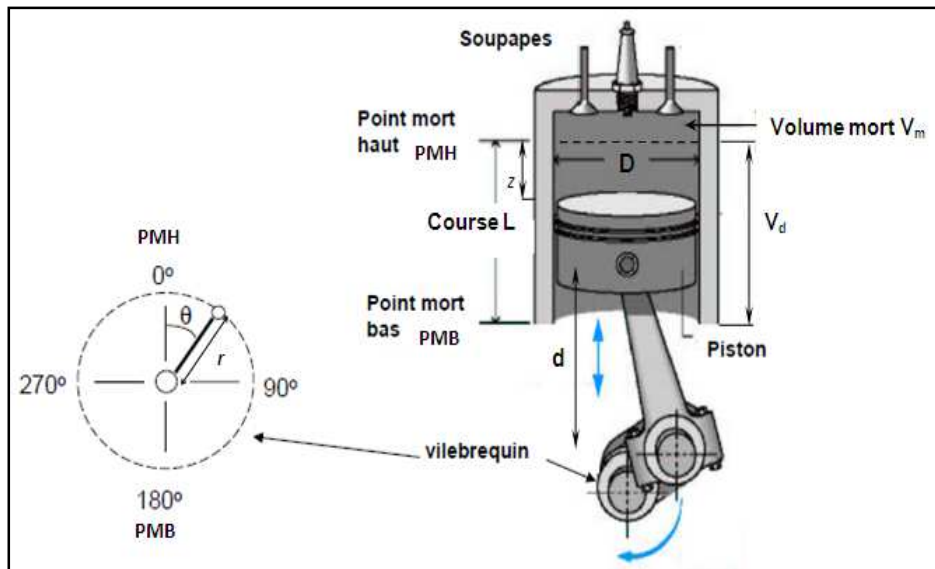


Figure.1.1 : Représentation schématique d'un moteur à combustion interne alternatif.

Lorsque le piston est au PMH, alors le volume de la chambre de combustion est minimum. La course représente la distance L parcourue par le piston entre ces deux points de référence. Notons que le rapport entre la course et le rayon de la bielle, r , est un paramètre invariant du moteur, la relation suivante est pratiquement toujours respectée :

$$L = 2r \quad (1.1)$$

Le volume déplacé (ou cylindrée unitaire) V_d correspond au volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB :

$$V_d = L \frac{\pi D^2}{4} \quad (1.2)$$

Quand le piston est au PMH le volume de la chambre n'est pas nul, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, c'est le volume mort V_m .

Le volume total de la chambre de combustion V_t est égal à la somme du volume déplacé V_d et du volume mort V_m :

$$V_t = V_d + V_m \quad (1.3)$$

A partir des relations précédentes, on définit le rapport de compression volumétrique r_c aussi appelé "taux de compression", il correspond au rapport du volume total au volume mort :

$$r_c = \frac{V_t}{V_m} = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (1.4)$$

Le rapport de compression est calculé à partir du cycle thermodynamique du moteur. En fonction de r_c on peut connaître la pression et la température de l'air dans le cylindre en fin de compression.

A partir de la cylindrée unitaire et du nombre de cylindres, n_{cyl} on déduit la cylindrée totale du moteur V_c :

$$V_c = n_{cyl}V_d \quad (1.5)$$

L'angle vilebrequin θ :

Pour l'étude du fonctionnement du moteur, il est très pratique d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle vilebrequin, θ plutôt qu'en fonction du temps. La relation entre l'angle vilebrequin θ , la vitesse de rotation ω et le temps s'écrit :

$$\theta = \omega t = 2\pi N t \quad (1.6)$$

N : est la fréquence de rotation du vilebrequin.

Les positions du point mort haut et du point mort bas s'expriment relativement à l'angle vilebrequin, $\theta_{PMH} = 0^\circ V$ et $\theta_{PMB} = 180^\circ V$, où $^\circ V$ désigne le degré vilebrequin.

Position du piston dans le cylindre :

La position verticale du piston dans le cylindre peut être définie par la distance d (Fig. 4.1) qui sépare l'axe du vilebrequin de l'axe du piston :

$$d = r \cos \theta + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (1.7)$$

On l'exprime aussi relativement au PMH; ainsi, la distance z entre le PMH et le sommet du piston est donnée par :

$$z = l + r - d = l + r(1 - \cos \theta) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (1.8)$$

Vitesse moyenne et vitesse instantanée du piston :

La vitesse moyenne du piston, \bar{v}_p et la vitesse instantanée, v_p sont des paramètres importants étant donné que les efforts de frottement et la turbulence de l'air dans le cylindre en dépendent. Puisque que le piston parcourt deux fois la distance entre le PMH et le PMB pour une révolution du vilebrequin, la vitesse moyenne s'écrit :

$$\bar{v}_p = 2LN \quad (1.9)$$

La vitesse instantanée du piston, v_p s'obtient par dérivation de l'expression (4.8) :

$$v_p = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dz}{d\theta} \omega = r \sin \theta \left[1 + \frac{r \cos \theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right] \quad (1.10)$$

Volume de la chambre de combustion :

Lorsque le piston est au PMH, le volume de la chambre de combustion est égal au volume mort. Donc, pour tout angle vilebrequin, le volume de cette enceinte, V_{cyl} est égal à la somme du volume mort V_m et du produit de la surface du cylindre par la distance z soit :

$$V_{cyl} = V_m + \frac{\pi D^2}{4} z \quad (1.11)$$

I.5 Caractéristique thermodynamiques des moteurs a combustion interne [3,4]

I.5.1 Pression moyenne indiquée et pression moyenne effective

La pression moyenne indiquée P_{mi} d'un cycle est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle envisagé. Pour un moteur de cylindrée unitaire V_0 , le travail indiqué W_i correspond à l'aire du cycle réel est donnée par la relation :

$$W_i = P_{mi} V_0 \quad (1.12)$$

Même définition que pour la pression moyenne indiquée sauf que le travail indiqué est remplacé par le travail disponible sur l'arbre W_e avec :

$$W_e = P_{me} V_0 \quad (1.13)$$

I.5.2 Rendements

On peut définir

- Le rendement théorique

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q} \quad (1.14)$$

- Le rendement Indiqué

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q} \quad (1.15)$$

- Le rendement interne

$$\eta_{int} = \frac{W_i}{W_{th}} \quad (1.16)$$

- Le rendement Mécanique

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (1.17)$$

- Le rendement global

$$\eta_g = \frac{W_e}{Q} \quad (1.18)$$

Tel que :

Q : Quantité de chaleur que fait apparaître la combustion.

W_{th} : Le travail correspond à l'air du cycle théorique.

W_i : Le travail correspond à l'air du cycle réel.

W_e : Le travail effectif sur l'arbre du moteur.

I.5.3 Consommation spécifique du combustible

La consommation spécifique du combustible est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (Cv ou kw).

$$C_s = \frac{C_h}{P_{réelle}} \text{ en g/Cv. h ou g/kwh} \quad (1.19)$$

I.6 Le délai d'inflammation

Le délai d'auto-inflammation correspond au temps séparant la première injection des gouttelettes du combustible et le début de la combustion, il s'exprime en millisecondes ou en degrés de rotation vilebrequin ($^{\circ}V$).

Le délai d'allumage est composé d'un délai d'ordre physique et d'un délai d'ordre chimique.

Dans le délai physique, le combustible, à une température faible (30 à 80°C), est injecté dans l'air contenu dans la chambre de combustion dont la température a été élevée par compression au-dessus de la température d'auto inflammation (TAI). Le mélange entre l'air chaud et le jet de combustible entraîne la vaporisation des gouttelettes. Les températures de la vapeur sont trop faibles pour que les réactions d'oxydation puissent avoir lieu de manière appréciable.

Le délai chimique intervient quand un mélange homogène air-carburant est formé. Il représente le laps de temps entre le moment où les réactifs sont en phase gazeuse et l'instant d'initiation de la combustion [1,3].

La plupart du temps le délai d'auto-inflammation s'exprime par une équation de corrélation sous forme de loi d'Arrhenius :

$$\tau_{ai} = AP^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1.20)$$

Où τ_{ai} est le délai d'auto-inflammation (en seconde mais on l'exprime fréquemment en degrés de rotation vilebrequin ($^{\circ}V$)), T est la température moyenne de la réaction et P est la pression. E_a est l'énergie d'activation nécessaire à l'initiation du processus cinétique et R est la constante molaire des gaz parfaits. A et P^{-n} sont des constantes positives déterminées expérimentalement sur des machines à compression rapide [5].

I.7 Historique du moteur HCCI

Le moteur Homogeneous Charge Compression Ignition, ou HCCI, est un type de moteur à combustion interne dans lequel le mélange air-carburant est rendu le plus homogène possible. L'origine du moteur HCCI n'est pas récente, même s'il n'a pas été tout autant utilisé que le moteur à allumage commandé ou l'injection directe dans le moteur Diesel. Le moteur HCCI était déjà connu avant que n'apparaisse l'allumage électronique.

D'un point de vue historique, le premier mode de combustion Diesel homogène étudié est la combustion Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

Bien que les normes anti-pollution en Europe aient été mises en place à partir du début des années 1990, la combustion HCCI existe depuis la fin des années 1970. En effet, le premier moteur deux temps fonctionnant en mode homogène a fait l'objet d'une publication en 1979, par Onishi et al. [6], et le premier moteur quatre temps en 1983, par Najt et al [7].

L'apparition et la sévérisation des normes anti-pollution ont renforcé l'intérêt porté par ce type de combustion, le nombre de publications relatives à la combustion HCCI ayant été multiplié par 10 en 10 ans entre 1990 et 2000 [8].

I.7 Principe de fonctionnement du moteur HCCI

Le moteur HCCI est un moteur à combustion interne au même titre que le moteur à essence (moteurs à allumage commandé) ou le moteur diesel (moteur à allumage par compression). Il peut, d'une certaine manière, être considéré comme un hybride de ces deux moteurs.

La combustion HCCI est basée sur la technologie des moteurs Diesel à injection directe [9, 10]. Cela signifie que le cycle moteur se déroule en quatre temps et que le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion (Figure 1.2).

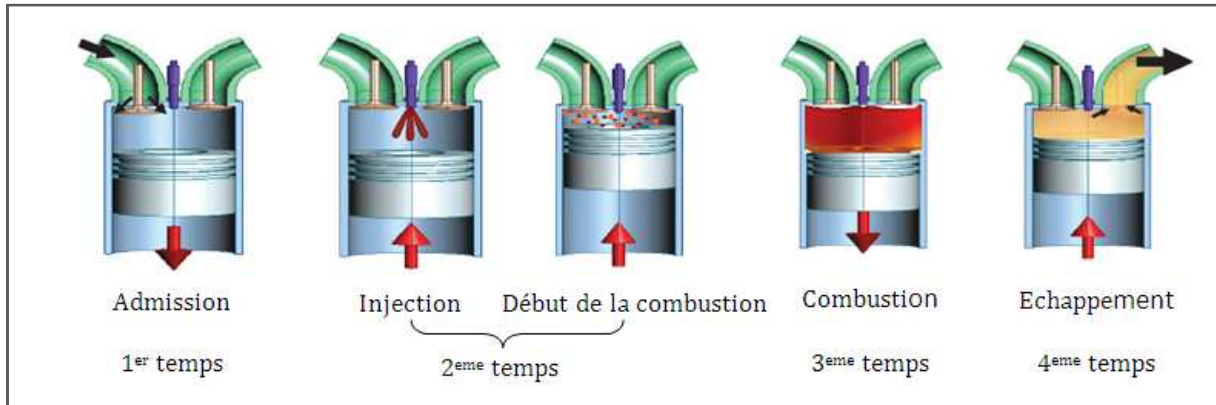


Figure1.2 Le principe de la combustion en mode HCCI.

Dans le cas de la combustion HCCI, l'introduction du carburant dans la chambre de combustion se produit de manière très précoce. Ceci conduit à une relative homogénéité du mélange entre le carburant et le comburant au moment de la combustion et donc à une combustion essentiellement prémélangée. Ce type de combustion à bas NO_x est principalement contrôlé par la cinétique chimique [11,12,13]. La combustion est initiée localement, lorsque les conditions thermodynamiques et de mélange requises sont atteintes suite à la compression des gaz. D'un point de vue théorique, si le mélange est parfaitement homogène, le carburant doit s'oxyder simultanément dans toute la chambre de combustion: il s'agit alors d'une inflammation en masse. Cependant, le mélange comportant toujours des hétérogénéités, que ce soit en température ou en richesse, la combustion se fait plutôt en plusieurs étapes. Il ne s'agit pas d'une propagation de flamme mais plutôt d'une auto-inflammation séquentielle, les différentes zones s'allumant les unes après les autres [14].

I.8 Avantages du moteur HCCI

I.8.1 Très faibles émissions de NOx et de particules

La combustion HCCI a pour principal atout de n'émettre que très peu de NOx et de particules par rapport aux moteurs conventionnels. C'est d'ailleurs dans cette optique que ce nouveau mode de combustion a été développé.

Le moteur HCCI fonctionne en mélange pauvre produit des températures moins élevés comparable aux deux autres moteurs (SI et CI) qui résulte une réduction des NOx formées par le mécanisme de Zeldovich (Heywood, 1998) [15].

Christensen et Johansson (2000) [16] étudiaient les émissions des oxydes d'azotes NOx rejetées par un moteur HCCI. Ils trouvaient que ces émissions négligeables (proche du zéro), ils résultaient que la formation des NOx liée aux températures élevées et elle gouvernait par le mécanisme de Zeldovich.

I.8.2 Un rendement plus élevé que dans les conventionnels

Le mode de combustion HCCI ayant été aussi développé dans l'optique de diminuer la consommation de carburant des moteurs à allumage commandé, le mélange pauvre implique un rendement plus élevé que dans le moteur à allumage commandé.

I.8.3 Emissions des particules moins élevées

La réduction des émissions des particules est un autre avantage de la combustion HCCI comparable aux deux autres moteurs classiques (Stanglmaier et Roberts, 1999) [17]. La charge homogène mène à des émissions de polluants moins élevées, à cette raison le mode HCCI joue un rôle très important d'éliminer la formation des suies.

I.8.4 Différents types de combustibles utilisés en mode HCCI

L'un des avantages les plus intéressants en mode HCCI est l'utilisation des différents types de combustibles. Cette propriété nous aide à la recherche pour améliorer la combustion et pour réduire les émissions polluants. Beaucoup des études étaient réalisées, pour voir l'effet de l'utilisation du combustible en mode HCCI.

Najt et Foster (1983) [18] étudiaient trois combustibles différents. Cette étude montre que la combustion est faite pour les trois carburants.

Ryan et Callahan (1996) [19] ; Gray et Ryan (1997) [20] étudiaient la combustion d'un carburant diesel dans un moteur de type HCCI et ils résultaient que le moteur HCCI peut fonctionner par un carburant diesel.

Christensen et al. (1998) [16] étudia deux carburants (isooctane et n-heptane) et (essence et carburants diesel). L'étude montre que, le moteur HCCI peut fonctionner par tous les carburants liquides.

I.9 Inconvénients du moteur HCCI

I.9.1 Émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures

Du fait que les moteurs HCCI fonctionnent en mélange pauvre, le pic de température de combustion est plus faible que sur les moteurs classiques. Cela a pour avantage de diminuer la formation de NOx mais mène aussi à une combustion incomplète du carburant, plus particulièrement dans les zones proches des parois de la chambre de combustion et par conséquent les émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures non-brûlés sont plus élevées [21, 16,22]. Une catalyse oxydante serait dans ce cas envisageable pour se débarrasser de ces polluants car le taux d'oxygène dans les gaz d'échappement est élevé (tout l'oxygène n'est pas consommé lors de la combustion en mélange pauvre).

I.9.2 Pics de pression et pics énergétiques

Dans les moteurs à essence, la combustion se propage via une flamme. Ainsi, à un moment donné, seule une partie du mélange est en train de brûler. Cela a pour conséquences un pic de pression et un taux d'énergie dissipé assez faible et s'étalant dans le temps. Par contre, dans les moteurs HCCI, la totalité du mélange s'allume et brûle d'un coup, le pic de pression et le taux d'énergie dissipée est dans ce cas particulièrement élevé ; il convient dans ce cas de renforcer la structure du moteur pour qu'il puisse y résister (comme pour le diesel ou cet effet est moindre mais existe). Les moteurs HCCI sont par conséquent nécessairement plus lourds que leurs homologues à essence ou gazole.

I.9. 3 Contrôle de la combustion

Dans l'objectif d'une commercialisation, le contrôle précis de la combustion dans un moteur HCCI est d'une importance majeure mais ce contrôle est plus malaisé que celui d'une combustion classique.

Dans un moteur à essence, on utilise une étincelle pour enflammer le mélange air-carburant. Dans un moteur diesel, la combustion commence quand le carburant est injecté dans l'air comprimé. Dans les deux cas, la combustion est contrôlée exactement dans le temps. Au contraire, dans un moteur HCCI, la combustion commence quand les conditions de densité et de température du mélange sont atteintes et il n'y a pas d'évènement initiateur contrôlable exactement. La conception du moteur peut être faite avec pour objectif un début de combustion à un temps précis, mais ceci n'est envisageable que pour un point de fonctionnement spécifique du moteur, ce qui n'est pas compatible avec la volonté d'un conducteur qui souhaiterait pouvoir choisir le couple développé par le moteur, au travers de son action sur la pédale d'accélérateur.

Afin d'arriver à contrôler le moteur HCCI de manière dynamique, c'est-à-dire de pouvoir choisir le couple développé par le moteur, le dispositif de contrôle du moteur doit pouvoir changer les conditions qui initient la combustion ; cela se fait grâce au contrôle du taux de compression, de la température et de la pression des gaz admis et de la quantité de gaz recirculés.

Chapitre II

Emissions polluantes, mécanisme de formation et techniques de réduction

II.1 Introduction

Dans ces dernières décennies et parallèlement au développement intensif du parc automobile, il a été prouvé que les émissions polluantes émises par les véhicules ont des effets néfastes sur la qualité de l'air, sur notre propre santé et sur le climat. C'est pour ce but que les chercheurs et les constructeurs d'automobiles et les industriels ont fait beaucoup de travaux et des études pour réduire la pollution atmosphérique produite par le transport routier.

En 1972, les pouvoirs publics ont instauré les lois concernant la réduction des polluants émis par les véhicules. La première norme de pollution concernait uniquement les monoxydes de carbone et les hydrocarbures imbrûlés (Tableau 2.1).

g/km	1972	1976	1980	1988	1992
CO	60	25	21	15	7
HC	15	8	7	5	2.5

Tableau 2.1 les premières normes de pollution

Les normes d'émissions de polluants dites "EURO", mise en place à partir de 1992. Ces normes européennes définissent les plafonds applicables aux rejets des émissions (NO_x, HC, CO, et les particules de suies PM). En effet, depuis l'introduction de la première norme Euro 1, en 1992, les taux d'émission de ces composés ont diminué de plus de 80%, et avec la norme Euro 6, les émissions des NO_x ont diminué de 90% [18]. La future norme Euro 7 attendue pour 2017 ou 2018 sera encore plus sévère pour les moteurs diesel.

Normes	Date application	Essence				Diesel			
		CO	HC	NO _x	PM	CO	HC	NO _x	PM
Euro 1	1/7/1992	2,72	0,5335	0,4365	-	2,72	0,97	0,873	0,14
Euro 2	1/7/1996	2,2	0,275	0,225	-	1	0,7	0,630	0,08
Euro 3	1/1/2000 1/1/2001	2,3	0,2	0,15	-	0,64	0,56	0,500	0,05
Euro 4	1/1/2005 1/1/2006	1,0	0,1	0,08	-	0,5	0,30	0,250	0,025
Euro 5	1/9/2009 1/1/2011	1,0	0,1	0,06	0,005	0,5	0,23	0,180	0,005
Euro 6	1/9/2014	1,0	0,1	0,06	0,005	0,5	0,17	0,080	0,005

Tableau 2.2 Normes Euro des rejets polluants applicables aux voitures (g/km) [23].

II.2 La formation des polluants

À l'échappement des véhicules automobiles, les émissions de nombreux polluants sont actuellement réglementées. Ces polluants sont issus, en majorité, du déroulement de la combustion non optimal, mais aussi de conditions de fonctionnement qui ne sont pas les plus favorables. La compréhension de leurs sources de formation est nécessaire afin d'améliorer les processus de combustion et d'aller vers une "combustion propre".

II.2.1 Mécanisme de formation du CO

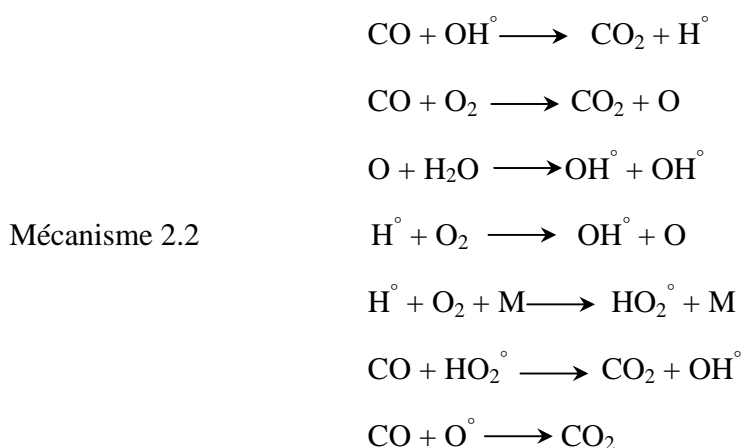
La présence de CO à l'échappement est principalement due à une combustion se déroulant globalement ou localement en mélange riche ou due à une combustion incomplète. De plus, de manière générale, le CO est un produit de combustion.



RH : représente la molécule d'hydrocarbure;

R[°] : le radical alkyle (tous les radicaux sont représentés avec le symbole [°])

Le CO pourra ensuite être oxydé en CO₂, si les conditions de température sont propices et si l'oxygène en présence est en quantité suffisante, via le mécanisme réactionnel suivant [24] :



M: c'est une molécule neutre.

II.2.2 Mécanisme de formation du NO

Toute combustion à l'air (chaudière, moteur de véhicule automobile, cigarette...) émet des oxydes d'azote. Les oxydes d'azote proviennent de réactions entre l'azote (de l'air ou du combustible) et l'oxygène de l'air. La famille des oxydes d'azote, regroupés sous l'appellation NO_x, comprend principalement le monoxyde d'azote (NO), le dioxyde d'azote (NO₂) et le protoxyde d'azote (N₂O). A l'échappement des moteurs, le NO est en proportion majoritaire par rapport au NO₂ (environ 90% pour 10%), cependant ce rapport se voit souvent modifié lors de l'utilisation de systèmes de post-traitement, le rapport NO/NO₂ devenant alors plutôt de l'ordre 35/65 tout en sachant que ce ratio est dépendant de la température de fonctionnement du système de post-traitement [25].

Les oxydes d'azote qui peuvent être formés Lors de la combustion d'un mélange d'hydrocarbures suivent plusieurs mécanismes dont les principaux sont :

- Le mécanisme du NO thermique (mécanisme de Zeldovich);
- Le mécanisme par l'intermédiaire de N₂O;
- Le mécanisme du NO précoce (mécanisme de Fenimore);
- Le mécanisme de Fuel-NO;
- Mécanisme de formation du NO à partir de N₂O;
- Mécanisme de formation de NO à partir de NNH.

II.2.2.1 Le mécanisme du NO-Thermique

Le premier schéma réactionnel proposé pour rendre compte de la formation du monoxyde d'azote à partir de l'azote moléculaire de l'air à haute température est celui de Zeldovich en 1946. Le mécanisme de formation du NO-thermique (ou thermal-NO) ou mécanisme de Zeldovich est le suivant :



Ce processus de formation du NO fait intervenir l'azote et l'oxygène de l'air, réagissant dans la zone des gaz brûlés en aval du front de flamme. Ce mécanisme est alors couplé au mécanisme de combustion du carburant. Cependant, il faut noter que l'énergie d'activation de la première réaction (Réaction 1.1), est relativement élevée (75,5 kcal/mol) et par conséquent cette réaction a une très forte dépendance en température [26,27]. Le mécanisme de NO thermique devient efficace à partir de 1800K .

II.2.2.2 Le mécanisme de formation de NO par l'intermédiaire de N₂O

Lors d'une combustion pauvre à haute pression et à basse température, ce mécanisme devient important car il contribue alors à la formation de NO. Il comporte trois réactions [28] :



II.2.2.3 Le mécanisme du NO précoce

Le mécanisme du NO-Précoce a été initialement proposé par Fénimore en 1971. Ce mécanisme commence par l'attaque de N₂ par les radicaux hydrocarbonés de type CH_i (i = 0, 1, 2) et l'azote moléculaire de l'air. Ces réactions sont prépondérantes dans le front de flamme, et sont sensibles à la richesse en combustible [27].



Puis les molécules HCN formées sont oxydées en NO et N₂ via le mécanisme suivant [29]:

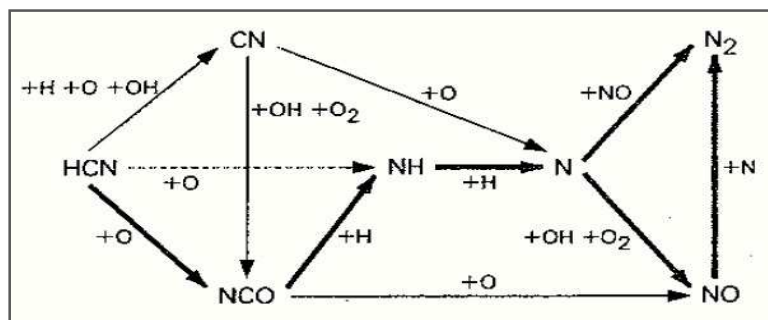


Figure 2.1 Mécanisme de conversion du HCN en NO

Cependant, le NO précoce est aussi couplé avec la réaction de NO thermique par la formation de N₂ par réaction suivante :



Cependant, à l'heure actuelle, des calculs théoriques ainsi que des études expérimentales remettent en question ce mécanisme en montrant que la Réaction 1.7 existe mais qu'elle est minoritaire par rapport à la Réaction 1.11 ce qui impacte le mécanisme de Fenimore de la formation du NO via NCN (Figure 1.2).

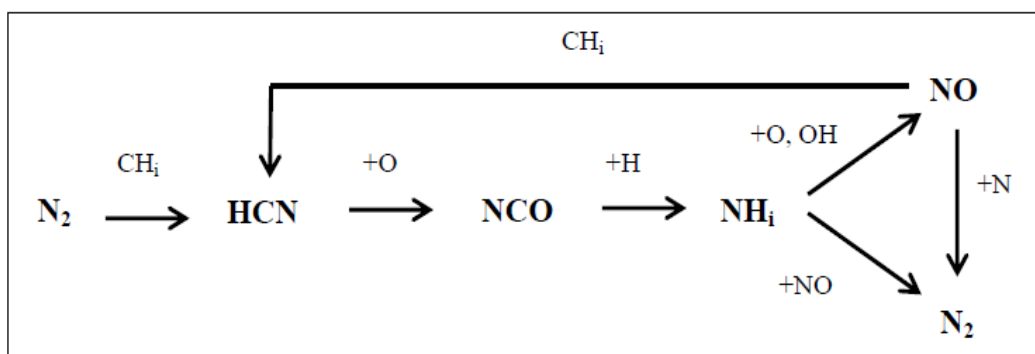


Figure 2.2 Mécanisme de formation du NO via NCN [27]

II.2.2.4 Le mécanisme de Fuel-NO

La combustion de combustibles fossiles, essentiellement des charbons ou des combustibles dérivés du charbon, génère des oxydes d'azote à cause de la présence de composés azotés dans le combustible. Ces combustibles peuvent contenir de 0,5% à 2% d'azote en masse, principalement sous forme de pyridine (C₅H₅N) et de pyrrole (C₄H₅N). Le mécanisme de formation du NO-Combustible (ou Fuel-NO) a été proposé par Fenimore et Jones en 1961. Ce mécanisme est initié par une étape de pyrolyse des composés azotés du combustible menant à la formation de l'acide cyanhydrique, HCN. Il considère ensuite la formation d'espèces intermédiaires cyanurées (CN, NCO, ...) et azotées (NH) par des réactions entre HCN et l'oxygène atomique :



Le radical CN peut produire NCO via les réactions :



En milieu oxydant, NCO conduit à NO et au monoxyde de carbone via les réactions :



II.2.2.5 Mécanisme de formation du NO à partir de N₂O

Le mécanisme de formation de NO à partir de N₂O plus couramment appelé mécanisme du "N₂O-Intermédiaire" considère les deux étapes réactionnelles suivantes :



La formation du protoxyde d'azote est favorisée dans des conditions de faible température et de haute pression. Le protoxyde d'azote est formé principalement par des réactions hétérogènes comme dans le cas de la combustion du charbon par exemple. Les émissions de N₂O des centrales à lits fluidisés circulants sont beaucoup plus importantes que celles d'autres systèmes de combustion. Dans ce type d'installation, des concentrations de N₂O proches de 100 ppm ont pu être mesurées (Kilpinen et col, 2001). Généralement, la température d'un lit fluidisé circulant est relativement basse et est souvent inférieure à 1200 K (Hou et col, 2008). Pour cette raison, la décomposition thermique de N₂O dans les fumées est relativement moins efficace. Les émissions de N₂O sont donc favorisées par une température de fumées relativement basse.

II.2.2.6 Mécanisme de formation de NO à partir de NNH

Ce dernier mécanisme prend en compte la voie réactionnelle qui correspond à l'addition d'un atome d'hydrogène sur l'azote moléculaire de l'air suivie d'une étape d'oxydation menant à la formation de NO :



Le travail récent expérimental de Konnov et col. (2000) a montré que la formation du NO via NNH peut être très importante dans le cas de temps de séjours relativement courts (c'est-à-dire quelques millisecondes) associés à des températures

particulièrement élevées (~2200 K). A plus basse température (1500 K - 1900 K), ce chemin réactionnel reste peu significatif quel que soit le temps de séjour.

II.2.3 La formation des hydrocarbures imbrûlés

Les émissions d'hydrocarbures imbrûlés ne proviennent pas d'une seule mais de plusieurs sources d'émission [24]:

- ❖ Par piégeage des hydrocarbures dans les interstices de la chambre de combustion;
- ❖ Dans les zones pauvres en oxygène;
- ❖ Dans les zones d'hétérogénéité de richesse ou de basses températures;
- ❖ Par extinction de la flamme à proximité de la paroi;
- ❖ Par les phénomènes d'adsorption/désorption des hydrocarbures dans le film d'huile;
- ❖ Par les ratés de combustion.

II.2.4 La formation des particules (suies)

Les particules sont constituées de deux parties (Figure 2.3) :

- ❖ Une partie insoluble, la "suie", composée d'un matériau carboné solide issu de la pyrolyse de certains hydrocarbures constitutifs du carburant;
- ❖ Et une partie soluble (Soluble Organic Fraction = SOF) d'hydrocarbures imbrûlés qui vont être adsorbés sur la suie.

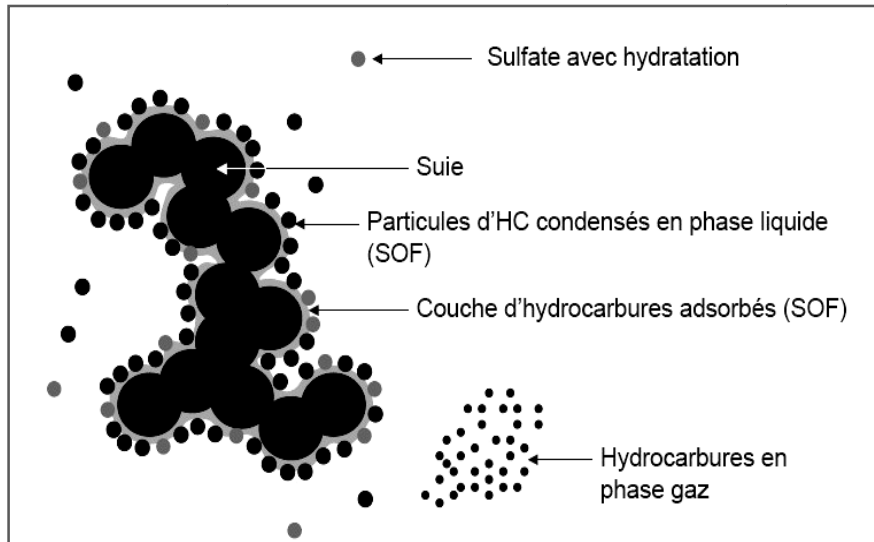


Figure 2.3 Représentation schématique d'une particule [30]

La formation des suies est due à une température élevée (>1400K) couplée à un déficit local en oxygène. Cependant, le mécanisme de croissance des particules est un mécanisme complexe [30] (Figure 2.4) :

- ❖ Une première phase de création d'espèces intermédiaires formant alors des structures polycycliques ou plus exactement turbostratiques;
- ❖ Une phase de nucléation et de création des premières particules solides ayant un diamètre de 1 à 2 nm;
- ❖ Suivie d'une phase de coagulation où les particules entrent en collision et forment ainsi des particules plus grosses;
- ❖ Cette phase de coagulation des particules est combinée à une croissance par réaction de surface où des espèces gazeuses se fixent à la surface de la particule;
- ❖ Et une phase finale d'agrégation durant laquelle les particules sphériques s'agglomèrent pour former des entités linéaires.

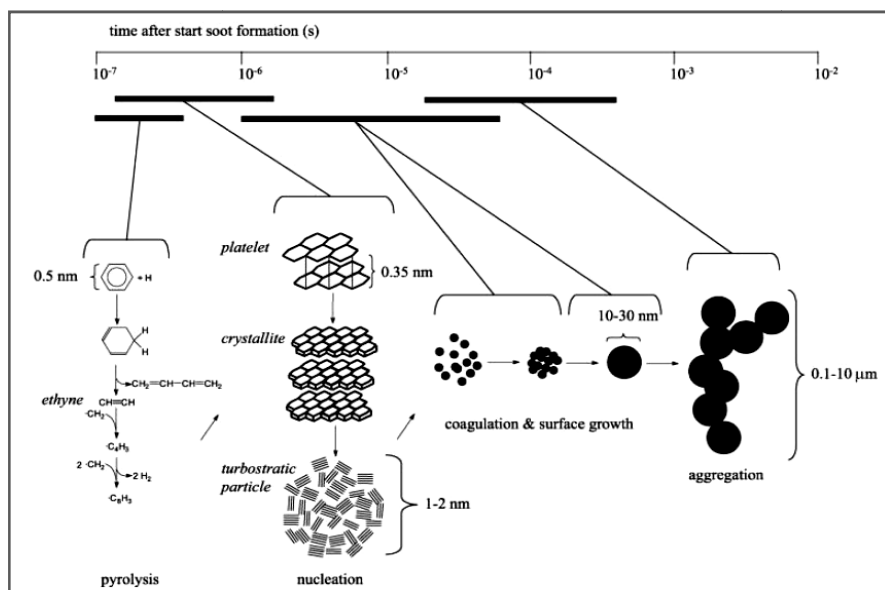


Figure 2.4 Mécanisme de formation des particules [31]

II.3 Les techniques de réduction des émissions polluantes

Dans cette deuxième partie, nous présentons les mécanismes de consommation des NO_x et les particules de suies. Rappelons qu'en terme de polluants atmosphériques, le monoxyde d'azote NO et le dioxyde d'azote NO_2 sont regroupés sous l'appellation NO_x dans laquelle NO prédomine largement.

II.3.1 Les techniques de réduction des NO_x

Le choix de la stratégie de réduction des NO_x à mettre en place dépend d'abord de la législation appliquée à l'installation et ensuite de considérations techniques liées à la configuration de cette installation. Afin de limiter les émissions de NO_x , différentes techniques de réduction peuvent être mises en œuvre à l'échelle industrielle. En général, on distingue deux catégories de méthodes de réduction des NO_x : les méthodes primaires (optimisation des conditions de fonctionnement) et les méthodes secondaires (post-traitement des fumées).

II.3.1.1 Cas des méthodes primaires

Ces méthodes consistent à limiter la formation des NO_x à la source. Les approches retenues permettent de contrôler certains paramètres de la zone de combustion tels que la stœchiométrie, l'homogénéité du milieu réactionnel, la température de flamme, ou encore le temps de séjour. Plusieurs techniques peuvent être appliquées pour atteindre ces objectifs :

- ❖ L'optimisation de la géométrie du brûleur (Low NO_x burners);
- ❖ Le contrôle des paramètres de combustion (Tuning),
- ❖ La recirculation des fumées (Exhaust Gas Recirculation),
- ❖ Etagement d'air (Over Fire Air) ou de combustible.

Ces méthodes permettent globalement d'obtenir un taux de réduction des NO_x proche de 60%.

II.3.1.2 Cas des méthodes secondaires

La seconde stratégie est généralement associée à des méthodes de réduction mettant en œuvre un traitement des fumées permettant la conversion chimique des polluants déjà formés. C'est le cas par exemple de la Réduction Sélective Catalytique (RSC), de la Réduction Sélective Non-Catalytique (RSNC), de la Recombustion (Reburning) et de la Recombustion Avancée (RA). Avec ces méthodes, une performance de dénitrification des NO_x de 95% peut être obtenue.

II.3.1.2.1 La Réduction Sélective Catalytique (RSC)

Le principe de la RSC est relativement simple. De l'ammoniac ou de l'urée mélangé à de l'air est injecté dans les fumées selon la quantité de NO_x à réduire. Les fumées chargées en NH₃ traversent ensuite une zone catalytique dans une plage de température comprise entre 523 K et 653 K. Les catalyseurs les plus souvent utilisés sont des oxydes métalliques sur support TiO₂ ou Al₂O₃. L'ammoniac injecté réagit avec les NO_x en présence du catalyseur en formant de l'azote moléculaire et de l'eau. Des rendements de dénitrification des NO_x d'environ 90% peuvent être obtenus. Dans ce type de configuration, on peut cependant observer des fuites d'ammoniac (rejets d'ammoniac

résiduel en sortie d'installation) de l'ordre de quelques dizaines de ppm. La RSC est largement utilisée pour contrôler les émissions des NO_x des installations industrielles en raison de son efficacité, et de sa sélectivité. Cependant, cette technique présente plusieurs inconvénients tels que des coûts d'investissement et d'opération élevés, une durée de vie limitée du catalyseur (notamment liée au risque d'empoisonnement du catalyseur par des particules ou SO_2) ou encore un domaine de température d'utilisation très étroit (Javed et col, 2007).

II.3.1.2.2 La Réduction Sélective Non-Catalytique (RSNC)

La RSNC (Figure 1.5) est une technique efficace pour la réduction des émissions des NO_x par l'injection d'un agent réducteur tel que l'ammoniac NH_3 , l'urée $(\text{NH}_2)_2\text{CO}$ ou l'acide cyanurique $(\text{HOCN})_3$. L'objectif de l'injection d'un agent réducteur est de générer une zone riche en radicaux NH_i , notamment le radical NH_2 . La réduction de NO est obtenue par les réactions entre NO et ces radicaux NH_i qui permettent de former l'azote moléculaire et l'eau dans un intervalle étroit de température compris entre 1123 K et 1373 K. La technique RSNC peut prendre différentes appellations selon l'agent réducteur utilisé. Une efficacité de réduction de NO de l'ordre de 80% peut être obtenue avec cette technique.

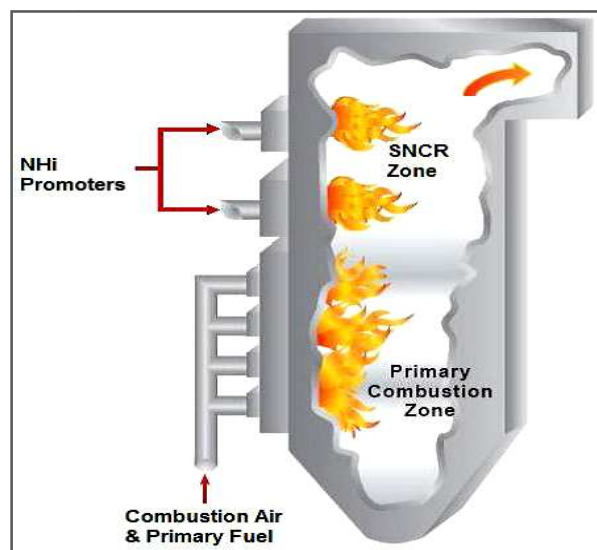


Figure 2.5 Principe de la technique de Réduction Sélective Non-Catalytique.

II.3.1.2.3 La Recombustion (Reburning)

La Recombustion est une technique non catalytique de traitement des fumées qui présente une efficacité reconnue pour contrôler les émissions de NO_x . Le procédé est présenté schématiquement sur la Figure 1.6

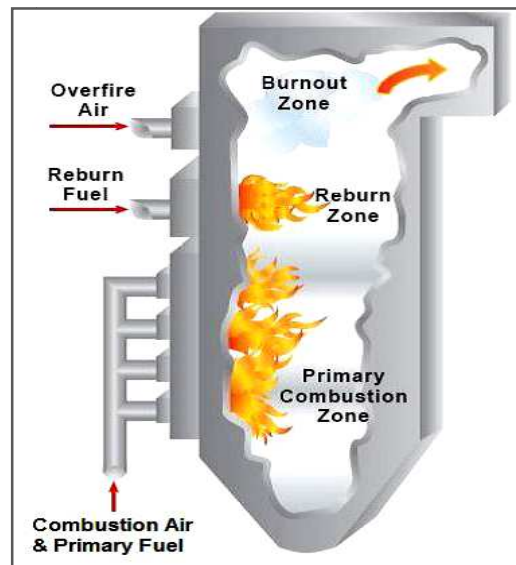


Figure 2.6 Principe de la technique de Recombustion.

La chimie de Recombustion du monoxyde d'azote est très complexe car elle peut mettre en jeu un grand nombre de réactions selon la nature du fuel de recombustion utilisé. Cependant le mécanisme peut être schématisé au moyen des étapes suivantes :

- ❖ Formation des radicaux hydrocarbonés (CH_i) à partir du fuel de Recombustion;
- ❖ Réaction de NO avec les radicaux hydrocarbonés permettant la formation de HCN , espèce azotée intermédiaire très importante dans le procédé de réduction de NO ;
- ❖ Conversion de HCN en NH_i et HNCO .

A l'issue de ces trois étapes, et selon les conditions opératoires, les espèces NH_i et HNCO peuvent conduire soit à la formation de N_2 , soit à la formation de NO .

Les paramètres de fonctionnement qui peuvent influencer le rendement de dénitrification sont principalement la température des fumées, le temps de séjour, la quantité de fuel de

Recombustion injecté, l'homogénéité du mélange fumées-agent réducteur, mais également la concentration initiale en NO dans les fumées.

II.3.1.2.4 La Recombustion Avancée (RA)

Afin d'obtenir une performance de réduction des NO_x optimale, des approches hybrides ont été développées en combinant un mode de Recombustion classique à une étape de RSNC. L'agent réducteur azoté peut alors être injecté dans la zone de postcombustion. Cette approche est souvent représentée sous le terme de Recombustion Avancée. La mise en œuvre de ce procédé présente cependant quelques lacunes dans le sens où très peu d'études ont été réalisées sur les mécanismes cinétiques impliqués. Ainsi, il manque encore beaucoup de données pour notamment mieux comprendre l'influence des principaux paramètres de fonctionnement sur l'efficacité de ce couplage.

Cependant, la complémentarité des deux techniques Recombustion-SNCR permet d'atteindre des taux de réduction extrêmement intéressants de l'ordre de 90%.

II.3.2 Les techniques de réduction des émissions de particules

II.3.2.1 Par l'utilisation des filtres à particules

Les suies qui n'ont pas pu être brûlées dans la chambre de combustion peuvent être détruites par un filtre à particules. Celui-ci agit que sur les particules qui sont captables à la température où les gaz d'échappement les traversent. Il faudra prévoir les modes de fonctionnement suivantes [32]:

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

II.3.2.2 Par l'utilisation des catalyseurs d'oxydation

Les catalyseurs d'oxydation permettent de transformer en aval des soupapes d'échappement des hydrocarbures imbrûlés HC en produits moins toxiques tels que le dioxyde de carbone (CO₂) et l'eau (H₂O). Contrairement aux filtres à particules, les catalyseurs d'oxydation ne posent pas le problème de colmatage par accumulation d'un produit solide retenu.

II.4 La combustion LTC

Parallèlement aux systèmes de post-traitement performants mais complexes, de nouveaux procédés de combustion sont étudiés afin de réduire considérablement les émissions de NO_x et de particules directement à la source, tout en conservant un bon rendement, de faibles émissions de CO₂ et donc une consommation de carburant limitée.

Le principe des nouveaux procédés de combustion est de rendre le mélange air-carburant plus homogène afin d'éviter les zones de fortes hétérogénéités dans la chambre et ainsi de limiter la formation de particules et d'abaisser la température durant la combustion afin de diminuer les émissions de NO_x. Dans le cas particulier de ces modes de combustion, cette dernière n'est plus initiée par une étincelle ou par l'injection de carburant mais uniquement par le processus d'auto-inflammation.

II.4.1 Différents modes de combustion LTC

La combustion LTC ayant fait l'objet de nombreuses études, les différents travaux n'ont pas tous suivis la même ligne directrice ce qui a abouti à de nombreux moteurs fonctionnant avec des températures de combustion plus faibles en comparaison des moteurs conventionnels et avec un mélange air-carburant plus ou moins homogène. Deux principaux modes ont initialement vu le jour :

- ❖ Le mode HCCI : Homogeneous Charge Compression Ignition;
- ❖ Le mode CAI : Controlled Auto Ignition.

Par la suite, ce mode HCCI a été décliné en un certain nombre de variantes se différenciant par l'appellation ou par le mode d'obtention du mélange, plus ou moins

homogène. On peut citer, entre autres, le mode Premixed (Charge) Compression Ignition: (PCI ou PCCI), le mode Modulated Kinetics (MK), le mode UNIFORM BULKY combustion System (UNIBUS) ou encore le mode PREmixed Diesel Combustion (PREDIC).

II.4.2 Avantages et problématiques de la combustion LTC

Les différents modes de combustion "basses températures" possèdent les mêmes avantages et aussi des problématiques proches.

- ❖ La combustion LTC n'émette que très peu de NO_x et de particules par rapport aux moteurs conventionnels [33];
- ❖ Le mode de combustion LTC a un rendement proche des rendements de moteurs conventionnels;
- ❖ Du fait de la modification du déroulement de la combustion vers une combustion "basses températures" plus homogène, les émissions de HC imbrûlés vont augmenter ainsi que celles de CO dans le cas de la combustion HCCI [33];
- ❖ Le contrôle de la combustion LTC se basant en grande partie sur les cinétiques d'oxydation, il est parfois difficile de contrôler cette combustion dans les cas extrêmes. La combustion LTC n'est donc applicable que sur un domaine de fonctionnement restreint [34].

Afin de pouvoir étendre la zone de fonctionnement du mode de combustion LTC, diverses idées ont été avancées telles qu'une formulation carburant plus adaptée, une meilleure maîtrise de l'EGR, un meilleur paramétrage des conditions moteur. Et puisque le mode HCCI Diesel est le mode LTC le plus avancé et le plus proche d'un développement industriel, il a été décidé de se focaliser uniquement sur ce mode de combustion.

Chapitre III

La Récombustion et l'EGR

III.1 Introduction

Les moteurs à combustion de par leur conception actuelle et leur utilisation sous diverses conditions polluent l'atmosphère causant en partie des fumées (gaz d'échappement), lesquelles contribuent de manière importante au réchauffement progressif de la planète terre, à l'acidité des sols et des cours d'eau [35]. Ces polluants comprennent les hydrocarbures imbrûlés (HC), le monoxyde de carbone (CO), le dioxyde de carbone CO₂ et les oxydes d'azote (NO_x).

Face à une telle menace environnementale croissante, une législation apparue dans les années 1970 oblige les constructeurs de moteurs à limiter les émissions polluantes de gaz. La solution consiste à réintroduire des gaz brûlés dans les cylindres via un dispositif de recyclage.

Les chercheurs ont mis en place plusieurs technologies permettant de contrôler et de réduire ces gaz polluants par action sur le :

- Fonctionnement du moteur avec un mélange pauvre. Cette solution entraîne la baisse de la température des gaz dans le cylindre lors de la combustion d'où réduction des oxydes d'azote.
- La technique de l'EGR qui consiste à abaisser la température par introduction d'une partie des gaz d'échappement combinés à l'air dans la chambre de combustion [36].

III.2 Principe de l'EGR (Exhaust Gas Recirculation)

La recirculation des gaz d'échappement ou EGR pour Exhaust gas recirculation (le terme anglais est plus fréquemment rencontré dans la littérature) est un dispositif découvert au début des années 1970 qui consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement des moteurs à combustion interne dans le collecteur d'admission. Ce dispositif, adopté depuis une dizaine d'années sur la majorité des moteurs Diesel, a pour effet de ralentir la combustion du mélange et d'absorber une partie des calories, ce qui diminue la température de combustion. Qui plus est, il limite la présence d'oxygène dans le cylindre. Ces deux effets entraînent une diminution des oxydes d'azote (NO_x), à l'origine de la pollution atmosphérique à l'ozone.

Le circuit de recirculation comprend une canalisation de communication entre le circuit d'échappement et le circuit d'admission. La section de passage des gaz est contrôlée par une vanne proportionnelle (figure 3.1). L'abaissement de la température dans la chambre de combustion est fonction de la quantité et de la température des gaz recirculés si bien que certains moteurs disposent d'un échangeur destiné à refroidir les gaz d'EGR.

Une vanne EGR, pilotée électroniquement par le calculateur d'injection, ouvre et ferme la conduite reliant le circuit d'échappement à celui d'admission. Sur les moteurs d'ancienne génération, cette vanne était commandée par dépression. L'ouverture de cette vanne n'est effective qu'à faible charge moteur (vitesse stabilisée et régime inférieure à 2500 tr/mn environ, ralenti, décélération...) car l'abaissement du taux du mélange entraîne une baisse du rendement moteur (l'explosion d'un mélange pauvre en oxygène est moins puissante).

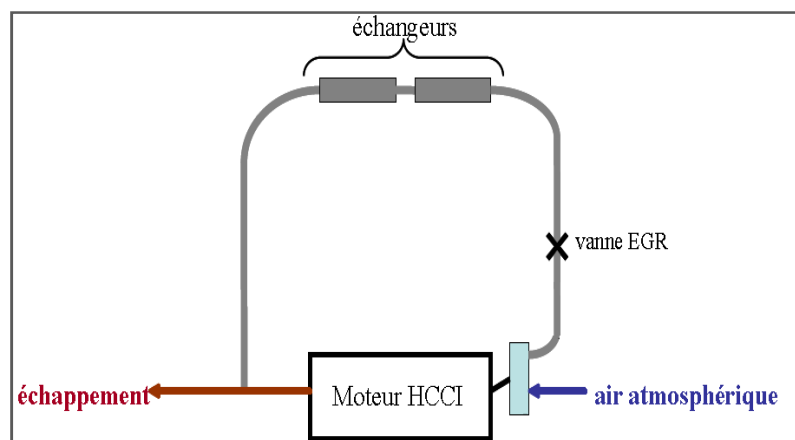


Figure 3.1: Principe de la recirculation (Circuit EGR)



Figure 3.2 : Modèle d'EGR. (Source : NISSAN) [37]

III.2.1 Avantages de l'EGR

L'EGR est un système anti-pollution installé par les constructeurs pour satisfaire, à moindre coût les normes européennes ; Une méthode efficace pour réduire le taux d'oxyde d'azote (NOx) formé au stade de combustion et d'économiser la consommation du combustible.

III.2.2 Inconvénients de l'EGR

- Un des impacts négatifs de ce système est la diminution de la vitesse de combustion qui entraîne une diminution du rendement du moteur (éloignement du cycle théorique) et induit donc une augmentation de la consommation de carburant. Cependant, la diminution du débit d'air compense partiellement la baisse du rendement.
- Les pannes les plus courantes de ce système, hormis les défauts électroniques, sont dues à l'encrassement de la vanne EGR par les particules d'hydrocarbures qui entraîne son blocage en position ouvertes ou fermés sur les systèmes de recyclage haute pression.

III.3 Synthèse des résultats de recherche obtenus avec les systèmes EGR

Les résultats des chercheurs Venkateswarlu et Murth ont montré qu'il ya plus d'émission d'oxyde d'azote (NOx) avec un moteur diesel monocylindre à injection direct fonctionnant avec du biodiesel (Jatropha) sans EGR qu'avec un EGR monté sur le même moteur. Les émissions de NOx ont été réduites de 5-25% avec branchement d'un système EGR sur le circuit d'échappement. Cette étude a pu optimiser l'EGR avec un taux de recirculation de 15% produisant une réduction suffisante des émissions de NO, CO, HC.

Pascal Giansetti a montré que la formation des NOx dépend de la température des gaz mais également de la composition du mélange. Les émissions de NOx sont très faibles pour des mélanges pauvres. Il a aussi remarqué que les émissions de NOx diminuent avec l'augmentation du taux d'EGR. Il ajouta aussi que l'abaissement de la température dans la chambre de combustion est fonction de la quantité et de la température des gaz recirculés. Une quantité de gaz d'échappement recirculés trop importante engendre une combustion incomplète produisant de grosse quantité de polluants [37].

Sorenson et Al [38] montrent qu'un taux de recirculation de 30% permet de réduire la quantité de NO de 90%. Pour Pradeep V et al [39], jusqu'à 10%, le taux d'EGR est insuffisant, et à partir de 20%, il réduit les performances du moteur (utilisation de biodiesel et EGR à chaud). Pour M. Zheng et al [40], il existe un lien entre la charge et le taux d'EGR, donc ce dernier devrait varier en fonction de la charge : un taux faible d'EGR, pour de fortes charges, et un fort taux d'EGR pour de faibles charges, ce qui permet d'obtenir une baisse de la quantité de NOx et de particules [41].

D'après H Peng, Yi Cui, Lei Shi et Kangyao Deng, l'introduction d'une certaine quantité d'EGR lorsque la combustion dans le moteur est très stable permet de réduire considérablement les émissions NOx et de maintenir le rendement de combustion de ce dernier [42].

Les scientifiques Ming Zheng, Graham T. Reader et J. Gary Hawley ont trouvé qu'un taux très élevé de gaz recirculés crée une instabilité du moteur entraînant une augmentation des émissions de carbone et de pertes de puissance. Ils ajoutèrent qu'une réduction d'oxyde d'azote NOx entraîne une augmentation de matières particulaires (utilisation gazole et EGR à froid) [40].

III.4 L'EGR et le mode de combustion HCCI

Afin de réaliser une combustion homogène Diesel et conserver un rendement moteur élevé, un fort taux d'EGR est utilisé dans le but de retarder l'auto-inflammation jusqu'à une valeur proche du PMH, et de réaliser une combustion basse température. Il a été montré que, globalement, l'ajout de gaz brûlés permet de retarder l'initiation de la combustion, de diminuer la température au cours de la compression et de la combustion, et d'augmenter la durée de combustion.

Actuellement, l'EGR est utilisée avec trois objectifs [43,44, 45]:

- ❖ Diluer le mélange air/carburant, ce qui permet de retarder l'auto-inflammation selon le degré voulu;
- ❖ Préchauffer les gaz à l'admission car les gaz brûlés réadmis sont légèrement plus chauds que les gaz frais;
- ❖ Faire varier la capacité calorifique du mélange air-carburant du fait de la présence de CO_2 et de H_2O présents dans les gaz brûlés (et qui ont un C_p différent de celui de l'air $\text{N}_2\text{-O}_2$).

Cependant, il s'avère que les gaz EGR pourraient aussi avoir un effet chimique pouvant influencer l'initiation et le déroulement de la combustion. Il est important de noter que les différents effets de l'EGR sont quasi indissociables, ce qui rend la gestion et l'optimisation de l'EGR, et à moindre importance les études de compréhension, complexes.

III.4.1 Un effet de dilution

L'effet de dilution provoqué par la présence de gaz recyclés est important. En effet, les gaz EGR contiennent moins d'oxygène que l'air ambiant, ce qui aboutit lors du mélange gaz frais-gaz brûlés à un appauvrissement de la teneur en oxygène car l'oxygène est alors remplacé par des molécules "neutres" telles que CO_2 ou H_2O . Cela entraîne alors une augmentation du délai d'auto-allumage et une diminution du pic de pression et de température [46,47].

III.4.2 Un effet de la variation de capacité calorifique

Comme des molécules de CO_2 et de H_2O sont présentes en quantité importante dans les gaz brûlés et que ces deux espèces ont une capacité calorifique supérieure à celle de l'air frais, leur présence va réduire la température lors de la compression et la combustion. L'évolution de la température durant le cycle moteur va donc s'en trouver modifiée. Cette combustion à des températures plus faibles va entraîner directement une baisse du niveau d'émission des NO_x .

III.4.3 Un effet de "préchauffe"

Afin de pouvoir utiliser de forts taux d'EGR, les gaz EGR sont, dans la plupart des cas, refroidis. En effet, le refroidissement de ces gaz permet de s'affranchir de problèmes de remplissage pouvant nuire au rendement moteur. Cependant, malgré un refroidissement important, les gaz EGR réadmis sont plus chauds que les gaz frais, d'où un effet de préchauffe. De plus, dans certains cas, du fait de problèmes d'encrassement et de condensation, le choix retenu a été de peu refroidir les gaz EGR.

Cet effet de préchauffe entraîne une diminution du délai d'auto-inflammation (figure 3.3) et une diminution de la durée de combustion [48,49], ce qui n'est pas réellement désiré en mode HCCI, mais permet de créer un levier de contrôle supplémentaire sur la combustion.

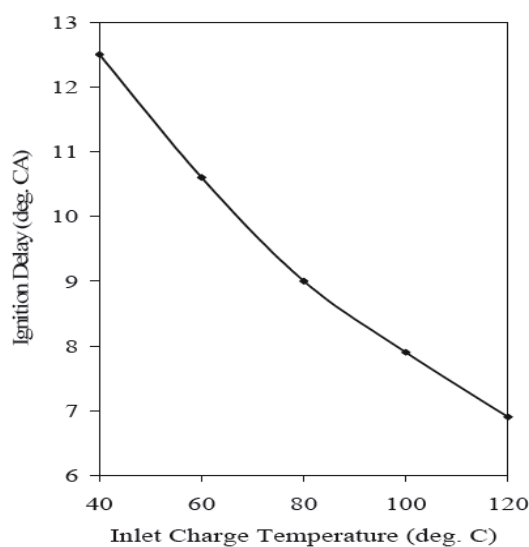


Figure.3.3 : Influence de la température sur le délai d'auto-inflammation [50]

III.4.4. Un effet chimique

Comme les gaz EGR sont des produits de fin de combustion, la composition de ceux-ci est proche de celle des gaz d'échappement et diffère donc fortement des gaz frais à l'admission. Il s'avère que certaines espèces composantes de l'EGR sont réactives et peuvent avoir un effet sur la combustion.

Il s'agit, entre autres, des NO_x , CO , CH_2O , et HC imbrûlés. De plus, il semblerait que l'effet de chaque espèce diffère, pouvant entraîner soit une inhibition de la combustion (comme l'effet global connu de l'EGR) soit une promotion.

III.5 La chimie de l'EGR

La fraction des gaz d'échappement est recyclée dans le but de diminuer les émissions de NO et de particules. Ces gaz d'échappement sont recyclés à fort taux dans une optique de dilution afin qu'une combustion homogène Diesel soit possible. Cependant, face aux problématiques actuelles de contrôle de la combustion HCCI, de nouvelles études sont menées afin de mieux comprendre l'influence de ces gaz et ainsi pouvoir les utiliser de manière optimale. Il s'est alors avéré que certaines espèces composantes de ces gaz recyclés pourraient avoir une influence chimique sur les mécanismes de combustion.

III.5.1 La composition des gaz brûlés recyclés

A l'heure actuelle, de nombreuses études prennent comme hypothèse que ces gaz brûlés sont uniquement constitués de N_2 , CO_2 , H_2O , et O_2 [43,51], et même parfois uniquement de N_2 et CO_2 afin souvent de simplifier les hypothèses de simulation [52].

Cependant, la combustion dans les moteurs est incomplète et n'aboutit pas uniquement à des émissions de H_2O et CO_2 . Les gaz d'échappement correspondent plutôt à un mélange de CO_2 , H_2O , N_2 , CO , O_2 , NO , NO_2 , HC imbrûlés, aldéhydes, cétones, particules et autres produits d'oxydation incomplète. Actuellement, seules certaines espèces ont fait l'objet d'une étude approfondie de leur réactivité au contact d'un mélange air-carburant. On peut citer, entre autres : CO_2 , CO , H_2O , N_2 , NO , CH_2O et quelques hydrocarbures imbrûlés légers.

III.5.2 Impact des espèces inertes : CO₂, N₂ et H₂O

CO₂, N₂ et la vapeur d'eau constituent les espèces majoritaires des gaz recyclés. Ces trois principaux gaz sont considérés comme des espèces "inertes" d'un point de vue réactionnel mais peuvent cependant impacter la cinétique globale des mécanismes d'oxydation.

Le CO₂ et la vapeur d'eau ont ainsi un impact sur l'oxydation des hydrocarbures surtout à travers la dilution et grâce à leur Cp très supérieur au Cp de l'air ambiant. Cependant, ils peuvent avoir aussi un rôle d'oxydant. Les effets de CO₂ et de la vapeur d'eau sur la combustion sont donc très proches : ils retardent l'initiation, diminuent le pic de dégagement de chaleur et donc allongent la durée de combustion. Il en est de même pour N₂ mais qui n'a qu'un effet de dilution. La présence de N₂ n'entraîne alors qu'une diminution du pic de dégagement de chaleur et un allongement de la durée de combustion [44,53,54] (figure 3.4).

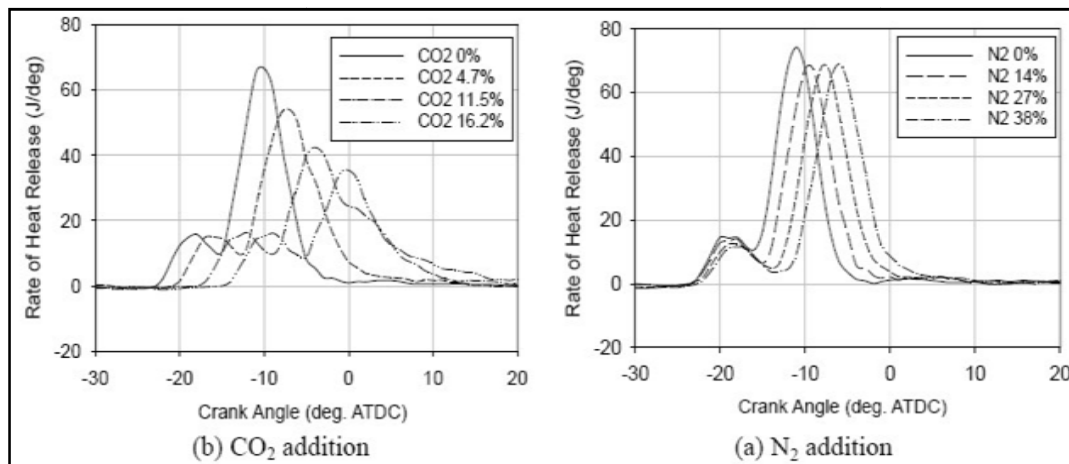


Figure 3.4 : Influence de la présence de CO₂ et de N₂ sur l'initiation et le déroulement de la combustion [53].

III.5.3 Impact de CO

Le mécanisme d'oxydation de CO est constitué de réactions en chaîne faisant intervenir les radicaux OH° , HO_2° et H° (Chapitr2: Mécanisme 2.2). Ainsi la présence de CO en quantité importante dans les gaz brûlés pourrait favoriser l'allumage du carburant en transformant HO_2° en OH° , le CO pourrait avoir un pouvoir accélérateur.

Sato et al. [55] ont montré un impact de l'ajout de CO dans une combustion HCCI avec pour carburant du méthane. On notera ici que le méthane est l'hydrocarbure le moins réactif. L'ajout de CO entraîne une durée de combustion moindre, une augmentation du délai d'auto-inflammation, ainsi que des pics de pression, température et dégagement de chaleur plus marqués (figure3.5).

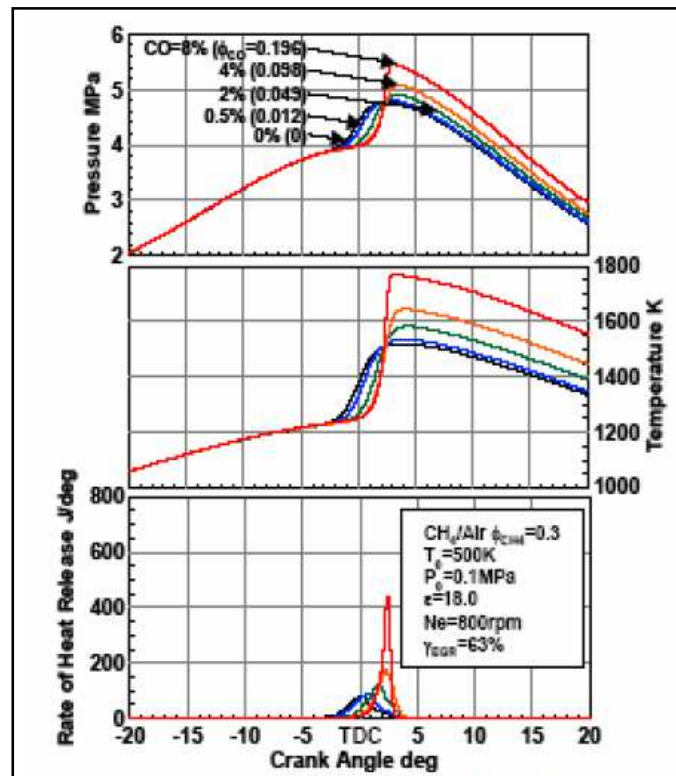


Figure3.5 : Pressions, températures, dégagements de chaleur pour des taux variables de CO initial, simulation, CH_4 [55].

Cette influence du CO sur la combustion HCCI a été corrélée par une étude expérimentale de Shudo et al. [56] qui montre que plus les teneurs ajoutées de CO sont élevées, plus le délai d'auto-inflammation est élevé, plus la durée de combustion est raccourcie, et plus les pics de pression et de température sont élevés.

III.5.4 Impact de la présence de NO sur la combustion

L'influence du NO sur la combustion des hydrocarbures dans les moteurs entraine une diminution du délai d'auto-inflammation dans le cas d'une faible concentration ajoutée, mais dans le cas d'une forte concentration ajoutée, le délai d'auto-inflammation n'est quasiment pas influencé par la présence du NO [57].

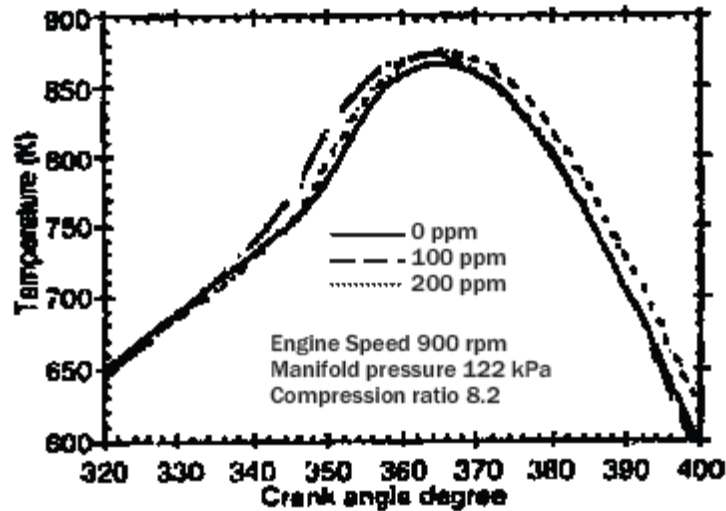
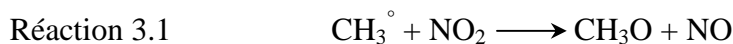


Figure 3.6 : Effet de l'addition de NO sur la température cylindre, expérience, PRF87[57].

III.5.5 Impact de la présence de NO₂ sur la combustion

Le NO₂ étant en quantité négligeable à l'échappement, très peu d'études ont été réalisées sur son effet possible.

Amano et Dryer montrent que la présence de NO₂ a pour effet de diminuer le délai d'initiation d'une combustion avec du méthane [58]. Ricklin et al montrent, quant à eux, que la présence de NO₂ a pour effet de diminuer le délai d'auto-inflammation (figure 3.7). Il est montré dans ces deux cas que l'effet promoteur de NO₂ est proportionnel à la concentration ajoutée. Il semblerait que cet accroissement de la réactivité soit dû à la réaction productrice de radicaux CH₃O (réaction 3.1) ou à la réaction productrice de radicaux OH[°] (réaction 3.2) [59].



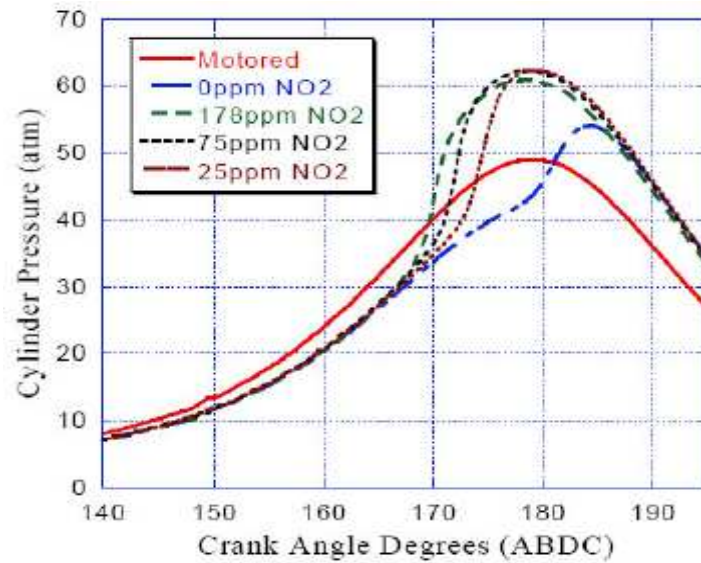


Figure 3.7 : Influence de l'addition de NO_x sur la pression cylindre, expériences, gaz naturel[59].

III.5.6 Impact des hydrocarbures imbrûlés

Très peu d'études ont été réalisées sur l'impact des hydrocarbures imbrûlés des gaz EGR sur la combustion. Les hydrocarbures imbrûlés ont, en majorité, une structure plus légère que les hydrocarbures admis en tant que carburant. Ces hydrocarbures, souvent de type paraffines linéaires, peuvent avoir, dans certains cas, une réactivité plus élevée que les hydrocarbures entrant dans la composition des carburants ce qui pourrait permettre une accélération des réactions d'oxydation du mélange.

Chapitre IV

Simulation numérique de la récombustion des gaz brûlés

IV.1 Description du problème

Le mode de combustion HCCI (homogeneous charge compression ignition) est un nouveau processus de combustion du moteur à combustion interne développé afin d'atteindre des niveaux de polluants assez bas et d'économiser la consommation du combustible.

Dans ce travail le moteur HCCI est équipé d'un circuit de recirculation des gaz d'échappements avec un certain réglage qui permet de contrôler les taux de recirculation. Ce circuit consiste à rediriger les gaz d'échappement du moteur dans le collecteur d'admission pour les rebrûler afin de réduire les émissions de polluants.

La simulation numérique de la récombustion des gaz brûlés est réalisée en utilisant le code de calcul CHEMKIN [60,61].

Le mécanisme réactionnel utilisé étant celui de l'heptane détaillé et modifié par l'ajout de celui de la Toluène ainsi que celui des oxydes d'azote (pour suivre l'évolution des NO_x).

La transformation considérée est une transformation adiabatique (pas des pertes thermiques).

La simulation du mode HCCI est valable si les deux soupapes (d'admission et d'échappement) sont fermées. On définit les propriétés du gaz lorsque la soupape d'admission était fermée et on les utilise comme des conditions initiales pour notre moteur. Par convention, cette étape est réalisée lorsque l'angle de rotation du vilebrequin est au point mort haut (PMH). Le temps de la fermeture de la soupape d'admission est à 142° (angle du vilebrequin) avant le PMH (BDTC, Before Top-Dead Center). Par conséquent, on laisse notre simulation commencer par un angle de vilebrequin -142°.

La pression et la température du gaz à une soupape d'admission fermée sont respectivement 1.065bar et 343K.

On résume les paramètres et les conditions initiales du notre moteur (HCCI) dans le tableau suivant :

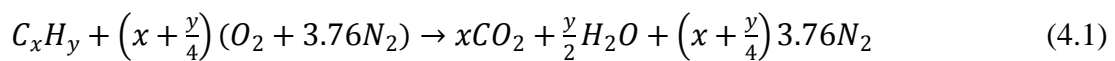
Diamètre du piston	78,3 mm
Longueur de bielle	158 mm
course	86,4 mm
Cylindrée	416 cm ³
Taux de compression	15.0
Température d'admission	343 k
Vitesse	1500 tr/mn
Angle de départ du vilebrequin	-142°

Tableau 4.1 : Caractéristiques du moteur HCCI utilisé [62].

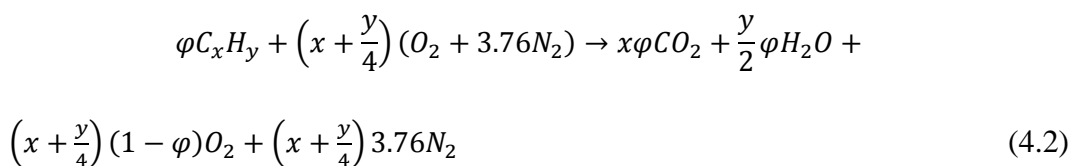
IV.2. L'équation générale de la combustion

Une réaction complète de combustion est représentée par une équation chimique ou équation de combustion. Celle-ci traduit la relation entre la composition des réactifs présents dans le cylindre et celle des produits formés à l'issue de la combustion. L'équation chimique comporte deux membres, les réactifs sont placés dans le membre de gauche et les produits dans le membre de droite, elle respecte le principe de conservation de la masse de chaque molécule.

La réaction globale de combustion d'un hydrocarbure C_xH_y avec une quantité stoechiométrique d'air obéit à l'équation [63]:



Pour un mélange pauvre l'équation de la combustion est écrite en fonction de la richesse comme suit [64]:

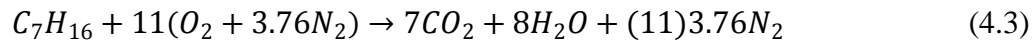


IV.3. Calcul les fractions molaire du combustible et des oxydants

Une combustion stable en mode HCCI pouvait être obtenue pour une plage de richesse se situant entre 0,45 et 0,85. Nous avons ainsi choisi 4 valeurs de richesse ($\varphi = 0.5, 0.65, 0.73, 0.8$) car elles représentaient tout le panel possible, dans notre cas du mode HCCI [62].

IV.3.1 Calcul les fractions molaires en cas stœchiométrique $\varphi = 1$

On écrit l'équation de la combustion du n-heptane (C_7H_{16}). L'équation de combustion du n-heptane pour une richesse $\varphi = 1$ est écrite comme suit:



Pour calculer les fractions molaires des réactifs ($X_{C_7H_{16}}$, X_{O_2} et X_{N_2}).

$$N_T = 1 + 11 + 11 * 3.76 = 53.36$$

Où N_T est le nombre total des moles des réactifs.

$$X_{C_7H_{16}} = \frac{1}{53.36} = 0.0187406$$

$$X_{O_2} = \frac{11}{53.36} = 0.2061469$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{53.36} = 0.7751124$$

Pour calculer les fractions molaires des produits (X_{CO_2} , X_{H_2O} et X_{N_2}).

$$M_T = 7 + 8 + 11 * 3.76 = 56.36$$

$$X_{CO_2} = \frac{7}{56.36} = 0.1242015$$

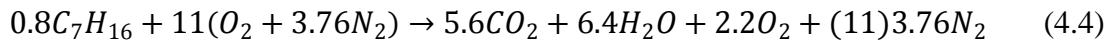
$$X_{H_2O} = \frac{8}{56.36} = 0.1419446$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{56.36} = 0.7338537$$

IV.3.2 Calcul les fractions molaire en cas du mélange pauvre

$$\varphi = 0.8$$

L'équation de combustion du n-heptane pour une richesse $\varphi = 0.8$ est écrite comme suit :



Pour calculer les fractions molaires des réactifs ($X_{C_7H_{16}}$, X_{O_2} et X_{N_2}) :

$$N_{T2} = 0.8 + 11 + 11 * 3.76 = 53.16$$

$$X_{C_7H_{16}} = \frac{0.8}{53.16} = 0.0150489$$

$$X_{O_2} = \frac{11}{53.16} = 0.2069224$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{53.16} = 0.7780285$$

Pour calculer les fractions molaires des produits (X_{CO_2} , X_{H_2O} et X_{N_2}).

$$M_{T2} = 5.6 + 6.4 + 2.2 + 11 * 3.76 = 55.56$$

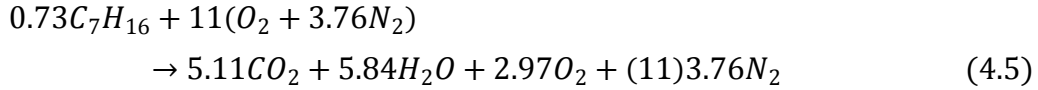
$$X_{CO_2} = \frac{5.6}{55.56} = 0.1007919$$

$$X_{H_2O} = \frac{6.4}{55.56} = 0.1151907$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{55.56} = 0.7444204$$

$$\varphi = 0.73$$

L'équation de combustion du n-heptane pour une richesse $\varphi = 0.73$ est écrite comme suit :



Pour calculer les fractions molaires des réactifs ($X_{C_7H_{16}}$, X_{O_2} et X_{N_2}).

$$N_{T3} = 0.73 + 11 + 11 * 3.76 = 53.09$$

$$X_{C_7H_{16}} = \frac{0.73}{53.09} = 0.0137502$$

$$X_{O_2} = \frac{11}{53.09} = 0.2071953$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{53.09} = 0.7790544$$

Pour calculer les fractions molaires des produits (X_{CO_2} , X_{H_2O} et X_{N_2}).

$$M_{T3} = 5.11 + 5.84 + 2.97 + 11 * 3.76 = 55.28$$

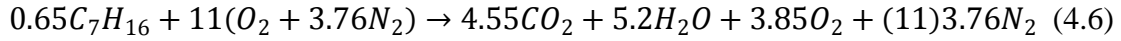
$$X_{CO_2} = \frac{5.11}{55.28} = 0.0924384$$

$$X_{H_2O} = \frac{5.84}{55.28} = 0.1056439$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{55.28} = 0.7481910$$

$$\varphi = 0.65$$

L'équation de combustion du n-heptane pour une richesse $\varphi = 0.65$ est écrite comme suit :



Pour calculer les fractions molaires des réactifs ($X_{C_7H_{16}}$, X_{O_2} et X_{N_2}).

$$N_{T4} = 0.65 + 11 + 11 * 3.76 = 53.01$$

$$X_{C_7H_{16}} = \frac{0.65}{53.01} = 0.0122618$$

$$X_{O_2} = \frac{11}{53.01} = 0.2075080$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{53.01} = 0.7802301$$

Pour calculer les fractions molaires des produits (X_{CO_2} , X_{H_2O} et X_{N_2}).

$$M_{T4} = 4.55 + 5.2 + 3.85 + 11 * 3.76 = 54.96$$

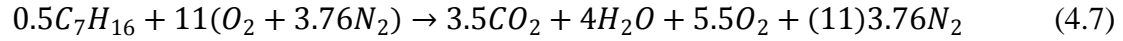
$$X_{CO_2} = \frac{4.55}{54.96} = 0.0827874$$

$$X_{H_2O} = \frac{5.2}{54.96} = 0.0946142$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{54.96} = 0.7525473$$

$\varphi = 0.5$

L'équation de combustion du n-heptane pour une richesse $\varphi = 0.5$ est écrite comme suit :



Pour calculer les fractions molaires des réactifs ($X_{C_7H_{16}}$, X_{O_2} et X_{N_2}).

$$N_{T5} = 0.5 + 11 + 11 * 3.76 = 52.86$$

$$X_{C_7H_{16}} = \frac{0.5}{52.86} = 0.0094589$$

$$X_{O_2} = \frac{11}{52.86} = 0.2080968$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{52.86} = 0.7824441$$

Pour calculer les fractions molaires des produits (X_{CO_2} , X_{H_2O} et X_{N_2}).

$$M_{T5} = 3.5 + 4 + 5.5 + 11 * 3.76 = 54.36$$

$$X_{CO_2} = \frac{3.5}{54.36} = 0.0643855$$

$$X_{H_2O} = \frac{4}{54.36} = 0.0735835$$

$$X_{N_2} = \frac{41.36}{54.36} = 0.7608535$$

On résume les calculs précédents dans le tableau suivant :

	Réactifs			Produits		
	$X_{C_7H_{16}}$	X_{O_2}	X_{N_2}	X_{CO_2}	X_{H_2O}	X_{N_2}
$\varphi = 1.0$	0.0187406	0.2061469	0.7751124	0.1242015	0.1419446	0.7338537
$\varphi = 0.8$	0.0150489	0.2069224	0.7780285	0.1007919	0.1151907	0.7444204
$\varphi = 0.73$	0.0137502	0.2071953	0.7790544	0.0924384	0.1056439	0.7481910
$\varphi = 0.65$	0.0122618	0.2075080	0.7802301	0.0827874	0.0946142	0.7525473
$\varphi = 0.5$	0.0094589	0.2080968	0.7824441	0.0643855	0.0735835	0.7608535

Tableau 4.2 : Fraction molaire des réactifs et des produits pour les différentes valeurs de richesses.

IV.4 Le taux d'EGR et les gaz recirculés

Le flux des gaz brûlés qui sont recyclés est contrôlé par une vanne placée vers la sortie du circuit. Le taux d'EGR est mesuré via la mesure précise de la teneur en CO_2 à l'admission. Les résultats des taux EGR obtenue [62], ainsi que les fractions molaires des particules recirculées sont illustrés dans le tableau suivant :

	CO_2	H_2O	N_2
$\varphi = 0.8$ (% EGR : 62,3%)	0.0627933	0.0717638	0.4637739
$\varphi = 0.73$ (% EGR : 60,7%)	0.0561101	0.0641258	0.4541519
$\varphi = 0.65$ (% EGR : 53,8%)	0.0445396	0.0509024	0.4048704
$\varphi = 0.5$ (% EGR : 45,8%)	0.0294885	0.0337012	0.3484709

Tableau 4.3 : Taux d'EGR et fractions molaires des particules recirculés.

IV.5 Influence du mélange pauvre sur la combustion

Le fait de faire fonctionner un moteur en mélange pauvre affecte la combustion. Bien que le moteur soit de type HCCI et équipé d'un circuit de recirculation des gaz d'échappement implique que la production de polluants est moins élevée que d'un moteur HCCI sans circuit EGR.

Dans les figures suivantes on étudie l'effet de la richesse sur la température, sur la pression et sur les émissions polluants dans les deux cas sans recirculation et avec recirculation des gaz brûlés (cas EGR), et on fait une comparaison entre les résultats obtenues dans les deux cas.

On prend les mêmes conditions initiales de température et de pression $T_{in}=343\text{K}$ et $P_{in}=1.065\text{atm}$.

On fixe la vitesse de rotation du moteur ($N=1500\text{tr/min}$) et on varie la richesse du mélange ($\phi=0.5, 0.65, 0.73, 0.8$) et $\phi=1.0$ comme référence.

A l'aide du code de calcul CHEMKIN on obtient les résultats suivants :

IV.5.1 Influence de la richesse sur la température

Dans les figures (4.1 et 4.2) on va voir l'effet de la richesse sur la température des gaz dans le cylindre du moteur pour les deux cas, sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement.

La figure suivante (4.1) représente l'évolution de la température en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses, sans recirculation des gaz d'échappement et pour une vitesse de rotation $N=1500\text{tr/min}$; on remarque que l'augmentation de la température est fonction de la richesse et le maximum de la température est atteint à la stœchiométrie ce qui est normal.

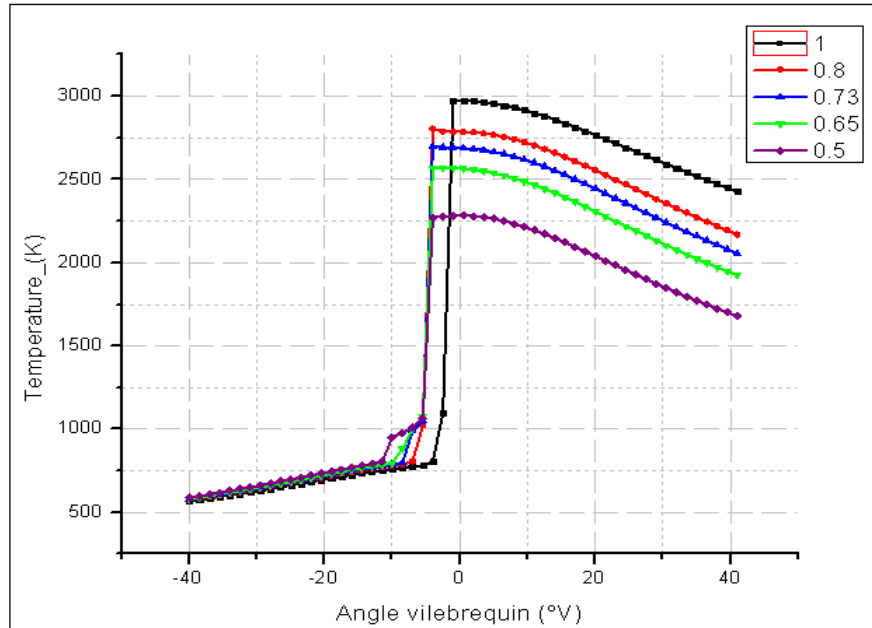


Figure.4.1: Température des gaz dans le cylindre pour différentes richesses sans EGR ($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N =1500\text{tr/min}$)

Comme la figure précédente, la figure (4.2) représente l'évolution de la température en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses et pour la même vitesse de rotation ($N =1500\text{tr/min}$), mais avec recirculation des gaz d'échappement ; On remarque que l'augmentation de la température est fonction de la richesse et le maximum de la température est atteint à la plus grande valeur de richesse $\phi= 0.8$ ce qui est normal.

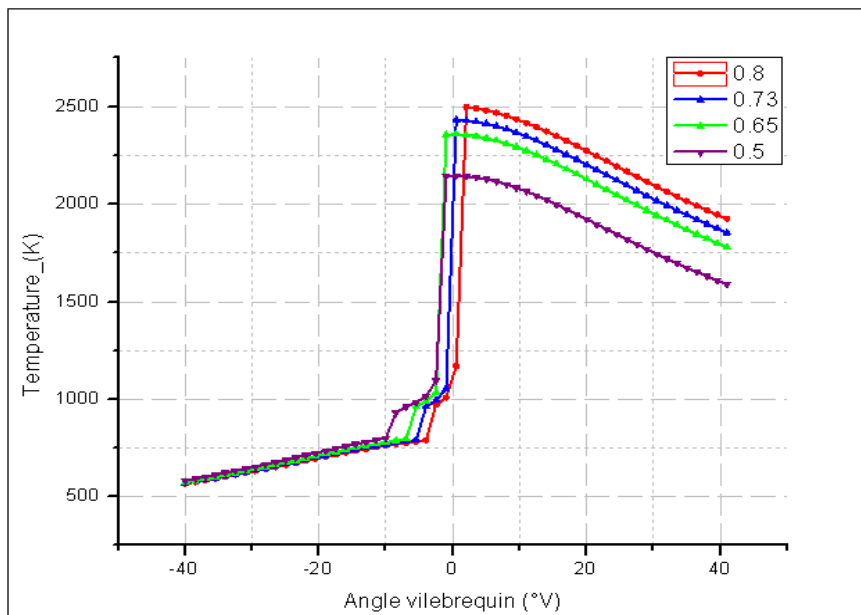


Figure.4.2: Température des gaz dans le cylindre pour différentes richesses avec EGR ($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N =1500\text{tr/min}$)

On remarque que pour les quatre valeurs de richesse ($\varphi = 0.5, 0.65, 0.73, 0.8$) la température des gaz brûlés dans le cylindre est moins élevée dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit EGR.

Les gaz EGR contiennent moins d'oxygène que l'air ambiant, et comme les molécules de CO_2 et de H_2O sont présentées en quantité importante dans les gaz brûlés l'oxygène est alors remplacé par ces molécules neutres, ce qui aboutit à un appauvrissement de la teneur en oxygène lors du mélange gaz frais-gaz brûlés. Ces deux espèces ont une capacité calorifique supérieure à celle de l'air frais, donc sa présence va réduire la température lors de la compression et la combustion (diminution du pic de température).

IV.5.2 Influence de la richesse sur la pression

Dans les figures (4. 3 et 4.4) on va voir l'effet de la richesse sur la pression des gaz dans le cylindre du moteur pour les deux cas, sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement.

La figure (4. 3) représente l'évolution de la pression en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses, sans recirculation des gaz d'échappement, et pour une vitesse de rotation constante ($N=1500\text{tr/min}$); On remarque que l'augmentation de la pression est fonction de la richesse et le maximum de la pression est atteint à la stœchiométrie. Vu que la pression et la température sont liées par la relation des gaz parfaits donc l'excès d'air dans les mélanges pauvres contribue à la réduction de la pression et de la température car il ne participe pas aux réactions d'oxydation mais sa présence est indispensable pour achever complètement la combustion des réactifs.

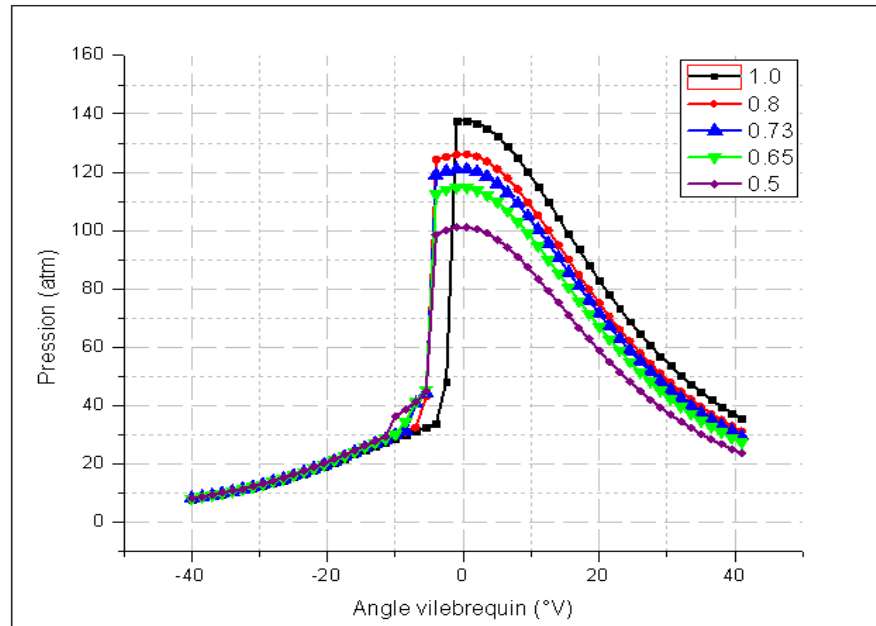


Figure.4.3: Pression des gaz dans le cylindre pour différentes richesses sans EGR
 ($T_{in}=343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N=1500\text{tr/min}$)

La figure (4.4) représente l'évolution de la pression en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses et pour la même vitesse de rotation ($N=1500\text{tr/min}$), mais avec recirculation des gaz d'échappement; On remarque que l'augmentation de la pression est fonction de la richesse et le maximum de la pression est atteint à la plus grande valeur de richesse $\phi=0.8$ ce qui est normal.

On remarque aussi que pour les quatre valeurs de richesse ($\phi=0.5, 0.65, 0.73, 0.8$) la pression des gaz brûlés dans le cylindre est moins élevée dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit EGR, et comme présenté précédemment la teneur en oxygène remplacé par des molécules de CO_2 et H_2O entraîne une diminution du pic de pression et de température.

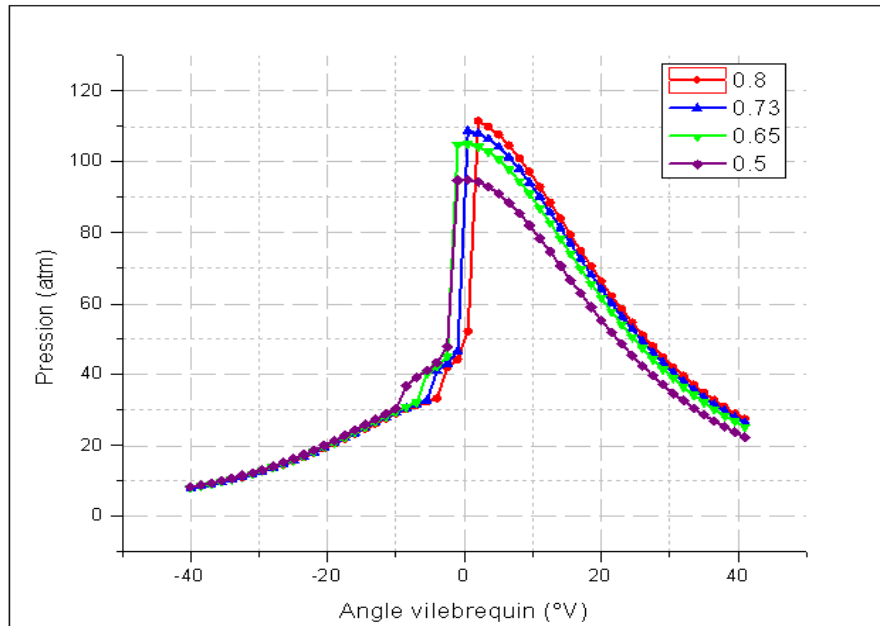


Figure.4.4: Pression des gaz dans le cylindre pour différentes richesses avec EGR
($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

IV.5. 3 Influence de la richesse sur la consommation de la charge du carburant

Dans les figures (4. 5 et 4.6) on va voir l'effet de la richesse sur l'évolution de la fraction molaire du carburant pour les deux cas, sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement.

La figure (4. 5) représente l'évolution de la consommation du n-heptane en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses ; On remarque qu'au fur et à mesure la richesse augmente on distingue un retard du délai d'inflammation vu que celui-ci est lié à la température et à la pression lors de l'initiation de la combustion et le n-heptane est totalement consommé lorsque l'équilibre est atteint.

Il en résulte que la richesse a une influence sur les conditions de fonctionnement du moteur, c'est-à-dire que l'augmentation de la richesse du mélange pauvre implique une augmentation de la pression et de la température à la fin de la combustion.

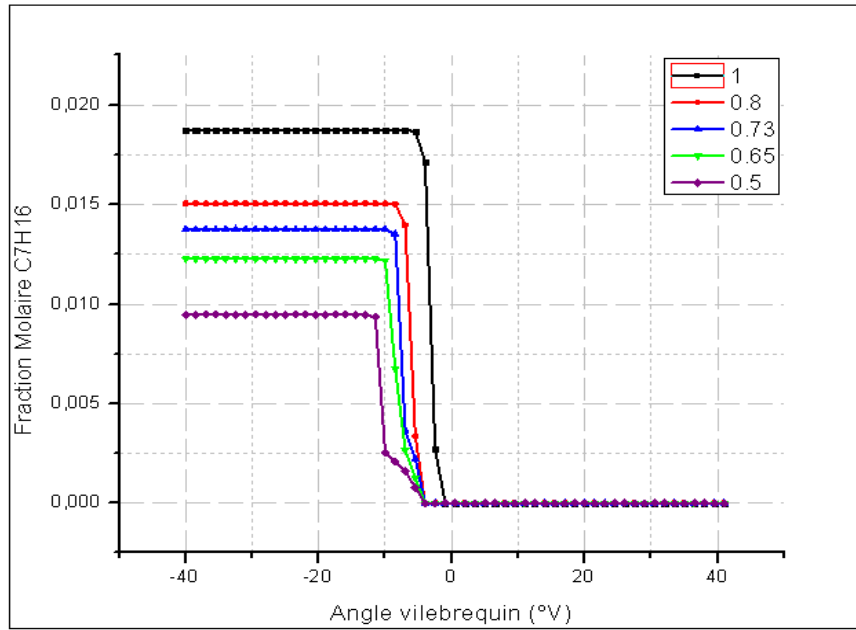


Figure.4.5 : Évolution de la fraction molaire du carburant sans EGR
 ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

La figure (4.6) représente l'évolution de la consommation du n-heptane en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses, pour la même vitesse de rotation ($N=1500tr/min$), mais avec recirculation des gaz d'échappement;

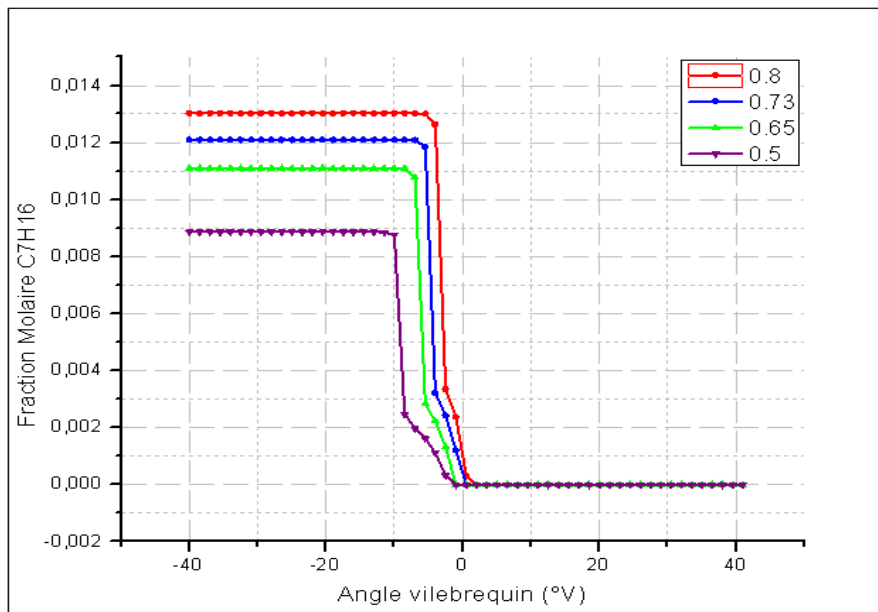


Figure.4.6 : Évolution de la fraction molaire du carburant avec EGR
 ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

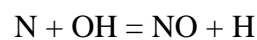
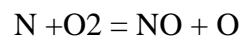
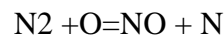
On remarque que pour toutes les richesses ($\phi = 0.5, 0.65, 0.73, 0.8$), la consommation du carburant dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit EGR est moins presque de 15% comparant avec un moteur HCCI sans circuit EGR.

Les gaz EGR dans la plupart des cas vont être refroidis, car les gaz réadmis sont plus chauds que les gaz frais, d'où un effet de préchauffe; Cet effet entraîne une diminution du délai d'inflammation et une diminution de la durée de combustion.

IV.5. 4 Influence de la richesse sur les émissions polluantes

IV.5. 4.1 Influence de la richesse sur la formation du NO

Le NO produit pendant la combustion résulte de l'oxydation de l'azote atmosphérique suivant le mécanisme de production mis en évidence par Zeldovich. Les principales réactions impliquées sont :



La figure (4.7) représente l'évolution du monoxyde d'azote NO en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses dans un moteur HCCI sans circuit EGR; On remarque que :

Pour la richesse 0.5 la production du NO augmente du début jusqu' à la fin de la combustion (de la phase) sans qu'il y est réduction, l'effet de la température joue un rôle très important dans la réduction des NO.

Pour les autres richesses la production du NO diminue en fonction de l'augmentation de la richesse ce qui est logique, mais vue la présence des conditions propices de réduction (la température), ces NO produits sont ensuite partiellement réduits.

La diminution de la formation du NO est fonction de la richesse et le minimum de la formation du NO est atteint à la stœchiométrie ce qui est normal (combustion complète).

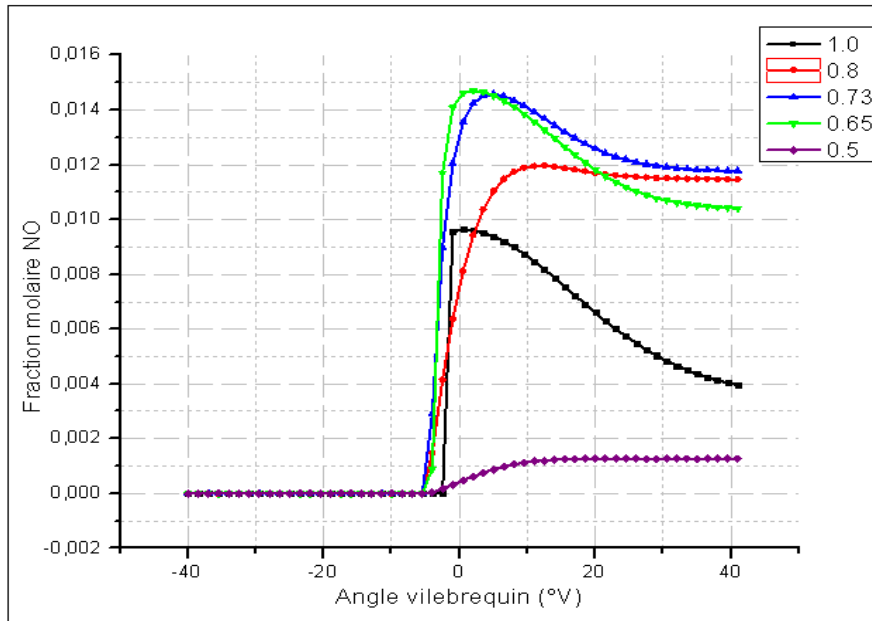


Figure.4.7 : Influence de la richesse sur la formation du NO sans EGR
 ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N =1500tr/min$)

La figure (4.8) représente l'évolution du monoxyde d'azote NO en fonction du degré du vilebrequin pour différentes richesses dans le même moteur HCCI mais avec recirculation des gaz d'échappement ; On remarque que la production du NO diminue en fonction de l'augmentation de la richesse; La concentration des NO est moins de 87% comparant avec une combustion HCCI sans recirculation des gaz d'échappement.

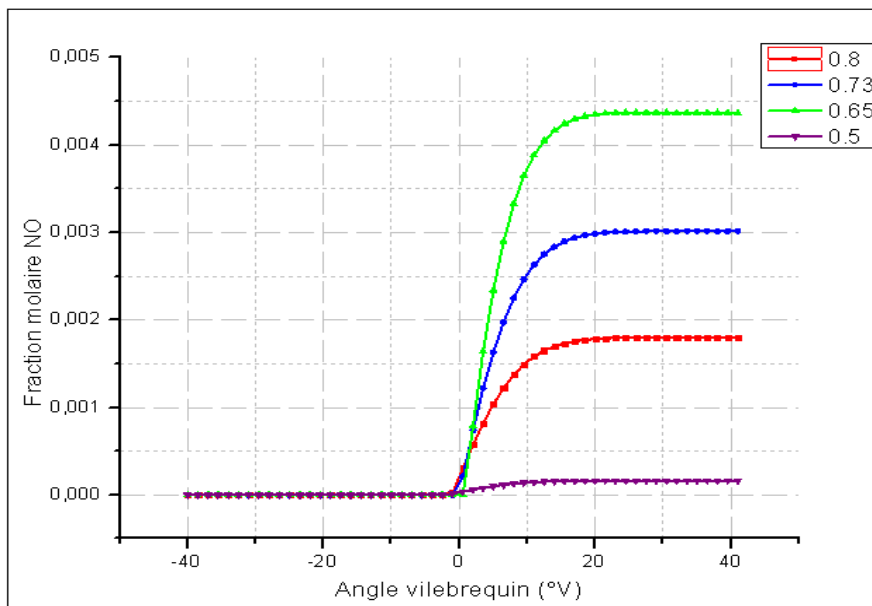


Figure.4.8 : Influence de la richesse sur la formation du NO avec EGR
 ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N =1500tr/min$)

IV.5.4.2 Influence de la richesse sur la formation des NO_x

Les oxydes d'azote (NO_x) regroupent essentiellement trois molécules, le monoxyde d'azote (NO), le dioxyde d'azote (NO₂) et le protoxyde d'azote (N₂O).

Comme présenté précédemment, la formation des NO_x est due aux hautes températures, via le mécanisme de Zeldovich, ainsi qu'au mécanisme de formation par l'intermédiaire du N₂O important en mélange pauvre.

La figure (4.9) représente l'évolution des oxydes d'azote NO_x en fonction du degré du vilebrequin pour différentes richesses ; On remarque que la diminution de la formation des NO_x est fonction de la richesse et le minimum de la formation des NO_x est atteint à la stœchiométrie (combustion complète).

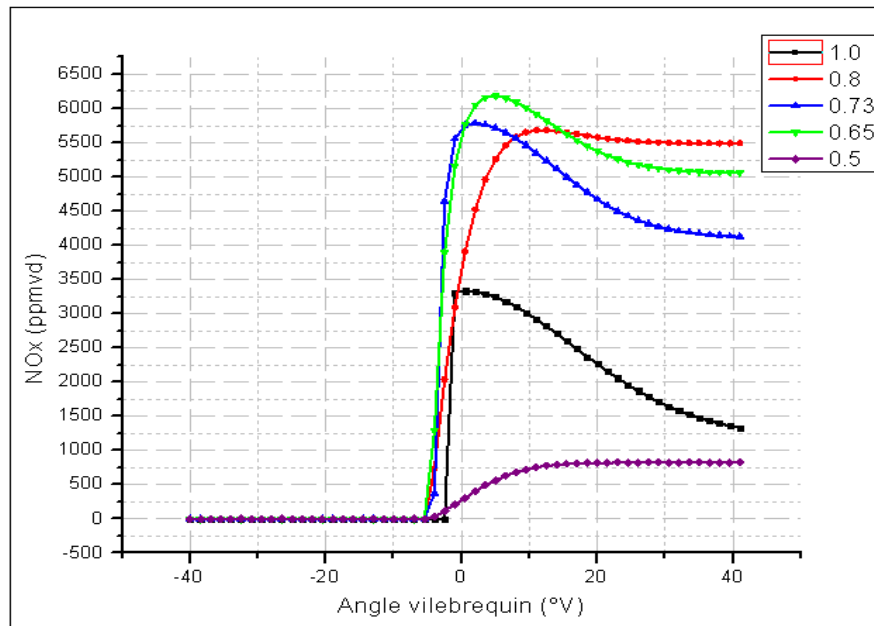


Figure.4.9 : Influence de la richesse sur la formation des NO_x sans EGR

($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

La figure (4.10) représente l'évolution des oxydes d'azote NO_x en fonction du degré du vilebrequin pour différentes richesses dans le même moteur HCCI mais avec recirculation des gaz d'échappement. On remarque que la production des NO_x diminue en fonction de l'augmentation de la richesse.

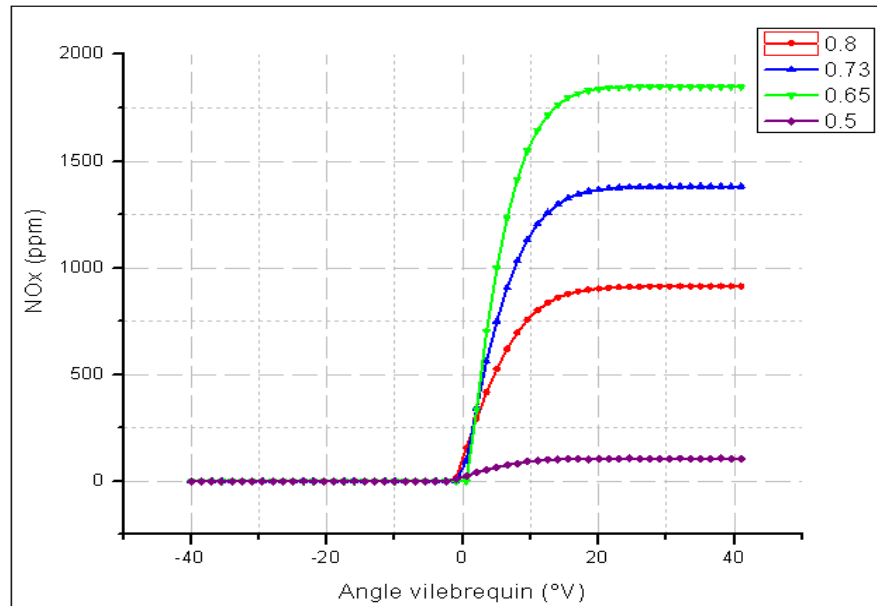


Figure.4.10 : Influence de la richesse sur la formation des NO_x avec EGR

($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N =1500\text{tr/min}$)

Dans le cas de la combustion HCCI, l'augmentation de la richesse est accompagnée d'une augmentation du taux d'EGR, ce qui entraîne une diminution de la température au sein de la chambre en fin de combustion (du fait de la variation de C_p due à la présence du CO_2 et H_2O en plus grande quantité). Ainsi, lorsque le mélange est plus riche, la température en fin de combustion est plus faible qu'avec un mélange pauvre, deux raisons pour que la concentration des NO_x diminue avec l'augmentation de richesse.

La diminution de la concentration en NO_x dans les gaz brûlés est de l'ordre de 75% entre une combustion avec recirculation et sans recirculation des gaz d'échappement

IV.5. 4.3 Influence de la richesse sur la formation de CO

La figure (4.11) représente l'évolution du monoxyde de carbone CO en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses ; On remarque que l'augmentation du CO est fonction de la richesse et le maximum du CO est atteint à la stœchiométrie, ensuite le CO est réduit complètement (l'effet de la température et de la richesse sur la combustion).

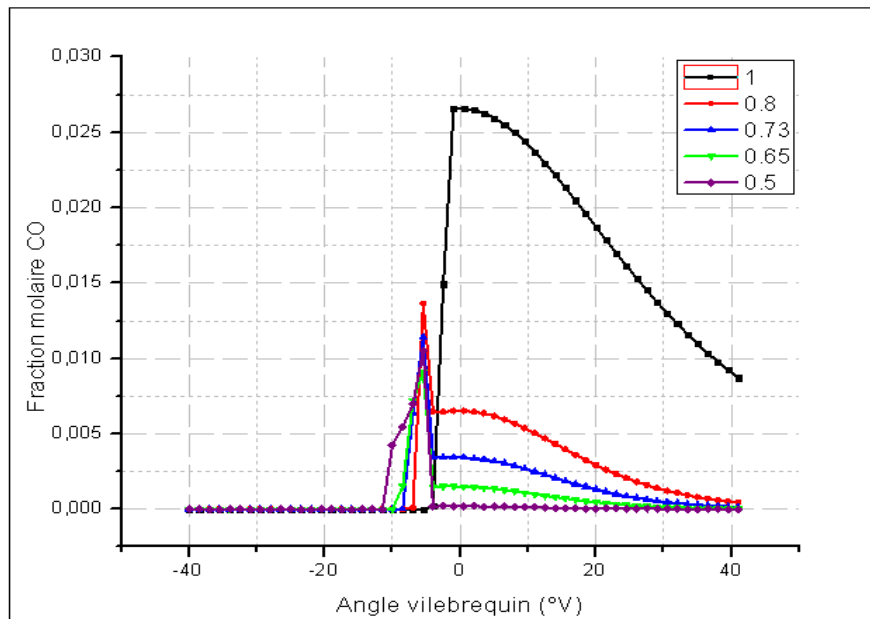


Figure.4.11 : Influence de la richesse sur la formation de CO sans EGR

($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

La figure (4.12) représente l'évolution du monoxyde de carbone CO en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses dans le même moteur HCCI mais avec recirculation des gaz d'échappement.

La formation de CO est principalement due à une combustion en milieu "riche". Il est donc prévisible que l'augmentation de la richesse du mélange entraîne une augmentation de la concentration en CO à l'entrée du circuit EGR.

L'augmentation de la teneur en CO dans les gaz brûlés est d'un peu plus de 8% entre une combustion avec recirculation et sans recirculation des gaz d'échappement

(participation du CO issu de la recirculation et réinjecté dans la chambre de combustion).

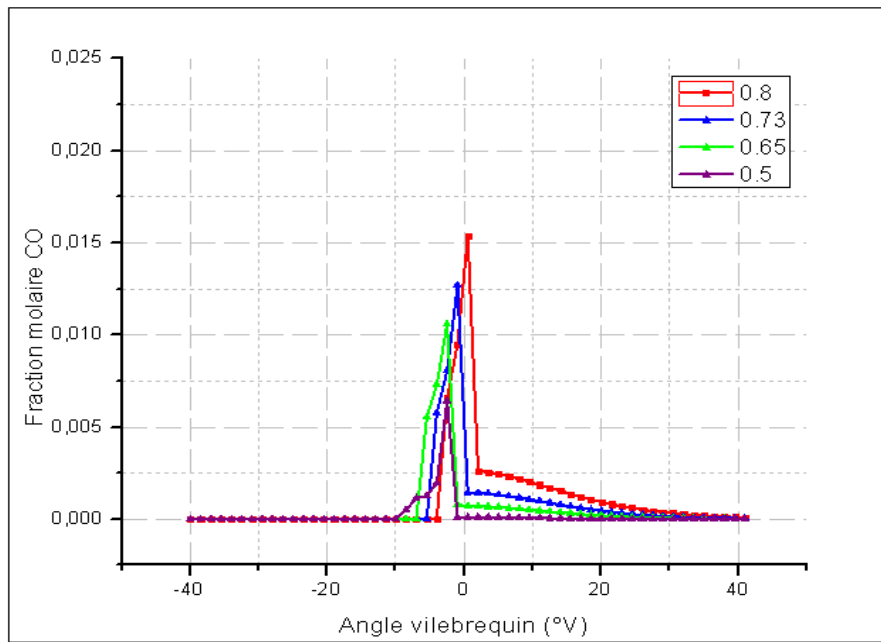


Figure.4.12 : Influence de la richesse sur la formation de CO avec EGR
($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N=1500tr/min$)

IV.5.4.4 Influence de la richesse sur la formation des hydrocarbures imbrulés

La figure (4.13) représente l'allure des hydrocarbures imbrulés HC en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses; On remarque que la diminution des HC est fonction de la richesse et le maximum des HC est atteint à la faible richesse ($\phi=0.5$).

Vue que les conditions de pression et de température sont fonction de la richesse est aussi vue le couplage entre le champ dynamique (pression) des particules et le champ thermique les conditions de l'augmentation de la probabilité de collision est faible pour les faibles richesses a cause des faibles vitesses de particules ce qui entraîne une combustion incomplète qui se traduit par l'augmentation des HC.

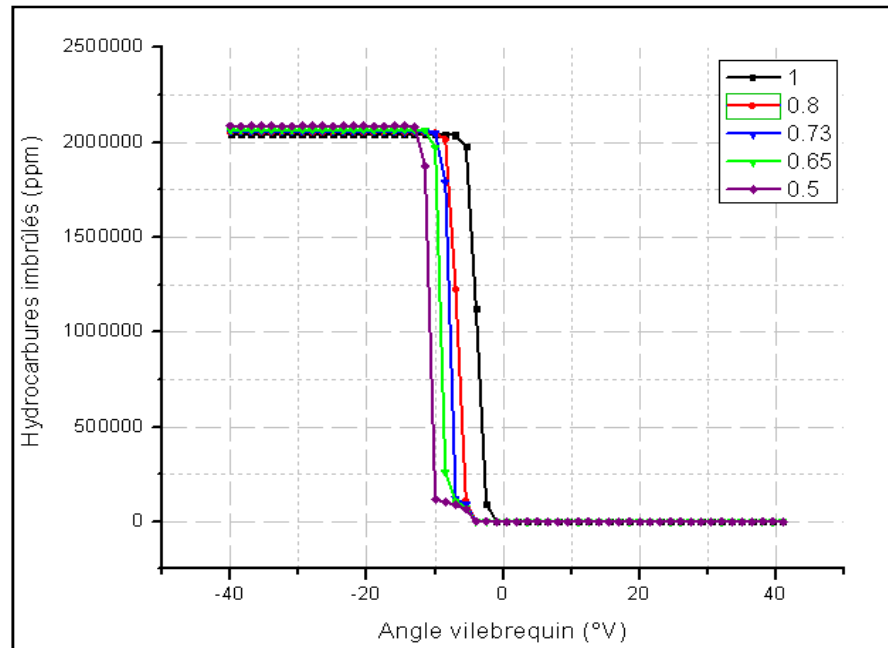


Figure.4.13 : Influence de la richesse sur la formation des hydrocarbures imbrulés sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N =1500tr/min$)

La figure (4.14) représente l'allure des hydrocarbures imbrûlés HC en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses dans le même moteur HCCI mais avec recirculation des gaz d'échappement. On remarque que la diminution des HC est fonction de la richesse et le maximum des HC est atteint à la faible richesse ($\phi=0.5$).

Comme expliqué précédemment l'augmentation de la richesse du mélange est accompagnée d'une augmentation de la concentration en HC imbrûlés, et comme les gaz brûlés qui sont recyclés contiennent de fortes concentrations en CO_2 et H_2O cela permet, à même compression, d'obtenir une température plus faible et donc d'émettre moins des hydrocarbures imbrûlés.

La diminution de la concentration en HC imbrûlés totaux est de l'ordre de 80% entre une combustion avec recirculation et sans recirculation des gaz d'échappement.

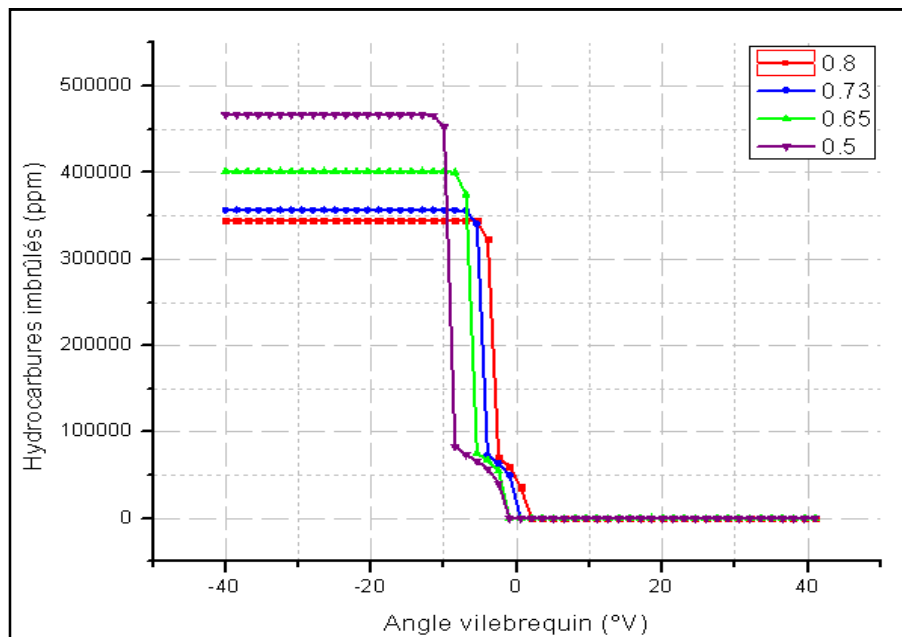
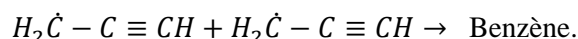


Figure.4.14 : Influence de la richesse sur la formation des hydrocarbures imbrûlés avec EGR ($T_{in}=343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N=1500\text{tr/min}$)

IV.5.4.5 Influence de la richesse sur la formation des particules de suies

Même si la combustion Diesel se déroule en excès de dioxygène, le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation des suies. La formation des particules de suie est liée à la formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP). Les HAP sont des composés aromatiques comportant plus de deux et jusqu'à six noyaux benzéniques condensés. Le benzène se forme lors de combinaison de deux propargyles (C_3H_3).



Les HAP jouent un rôle essentiel pendant les premiers stades de formation de la suie puis ils disparaissent presque totalement au moment où la suie prend naissance. La coalescence de deux HAP de masse suffisamment élevée peut donner naissance à une particule de l'ordre de 1 nm de diamètre. Ensuite les mécanismes de croissance et d'agglomération vont conduire à la formation de particules de suies.

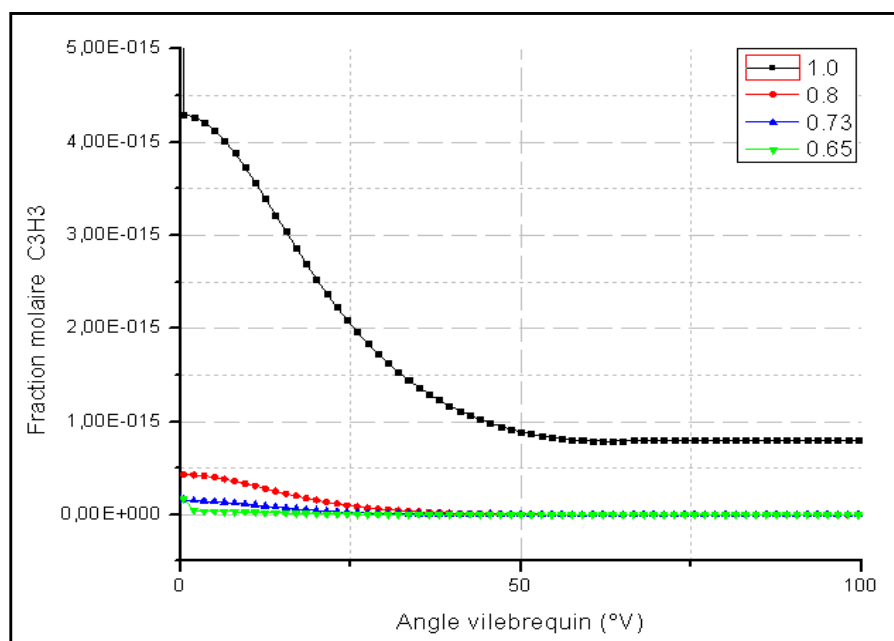
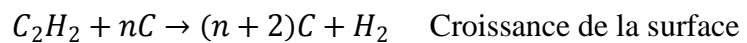
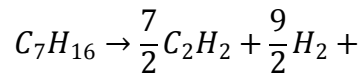
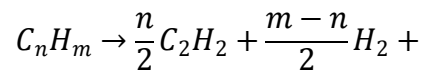


Figure.4.15 : Influence de la richesse sur la formation du propargyle sans EGR

($T_{in} = 343K$, $P_{in} = 1.065atm$, $N = 1500tr/min$)

La figure (4.15) représente l'évolution du propargyle C_3H_3 en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses ; On remarque que l'augmentation du propargyle est fonction de la richesse et le maximum du propargyle est atteint à la stœchiométrie.

Un modèle de suie chimique a été proposé par Leung et Fairweather dans le quel l'acétylène est assumé comme une espèce pyrolytique cruciale pour les processus de la nucléation et de croissance de la surface des suies.



La figure suivante (4.16) représente l'évolution de l'acétylène C_2H_2 en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses ; On remarque que l'augmentation de l'acétylène est fonction de la richesse et le maximum de l'acétylène est atteint à la stœchiométrie.

Le propargyle et l'acétylène sont l'un des espèces responsables à la formation des suies ; On résulte que l'augmentation des particules de suie est fonction de la richesse et le maximum des particules de suie est atteint à la stœchiométrie.

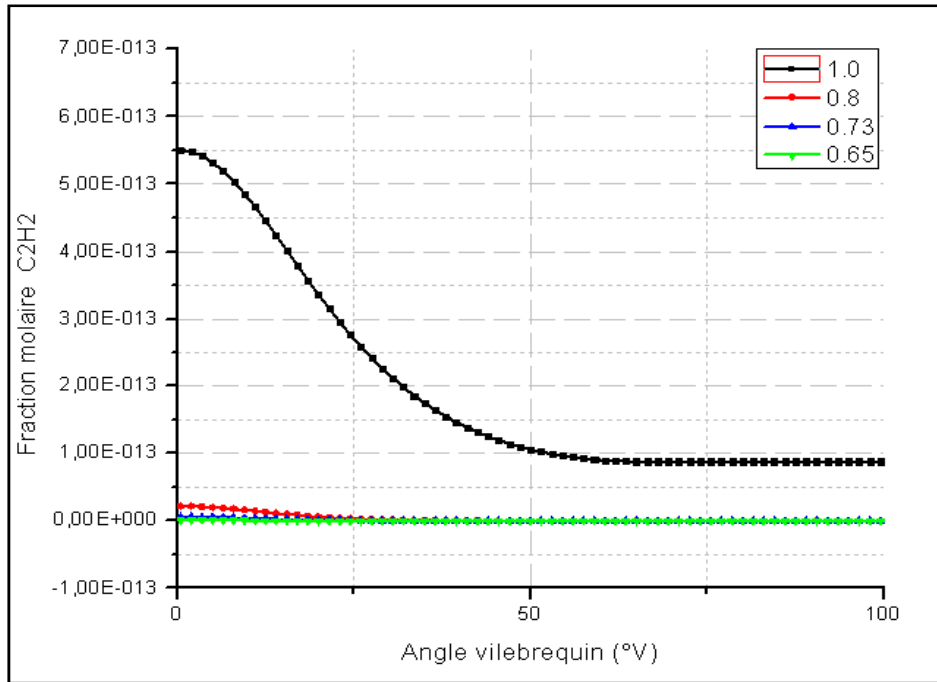


Figure.4.16 : Influence de la richesse sur la formation de l'acétylène sans EGR
 ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $N =1500tr/min$)

Les figures (4.17) et (4.18) représentent respectivement l'évolution du propargyle (C₃H₃) et l'acétylène (C₂H₂) en fonction du degré de vilebrequin pour différentes richesses dans le même moteur HCCI mais avec recirculation des gaz d'échappement. On remarque que l'augmentation de propargyle et de l'acétylène est fonction de la richesse et le maximum de propargyle et d'acétylène est atteint à la plus grande richesse ($\phi= 0.8$).

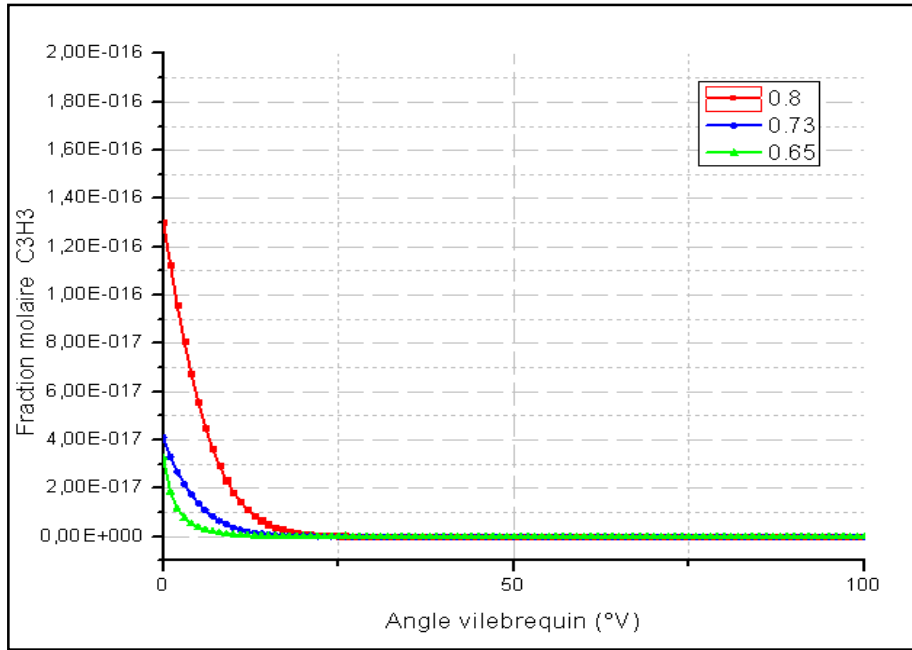


Figure.4.17 : Influence de la richesse sur la formation du propargyle avec EGR
($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N=1500\text{tr/min}$)

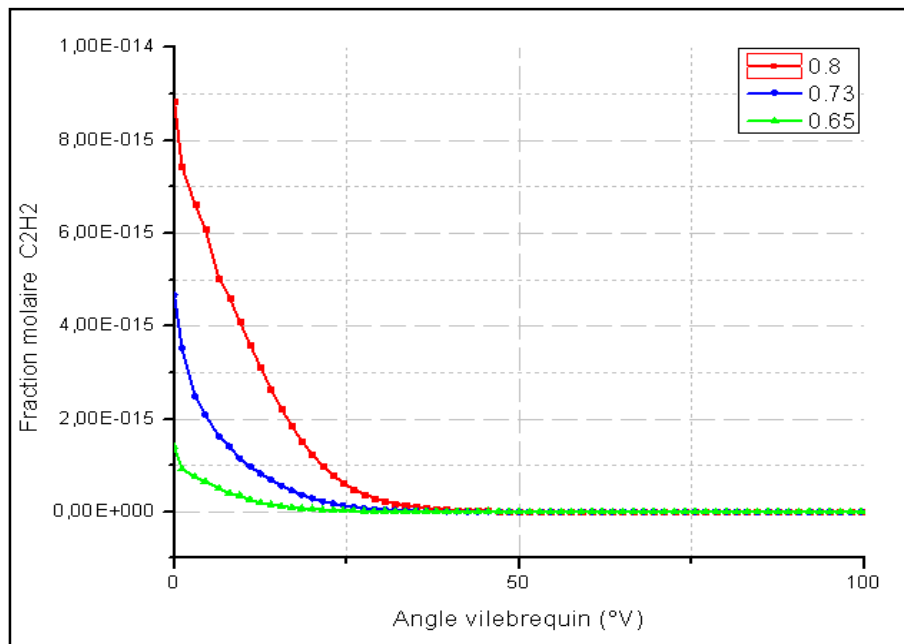


Figure.4.18 : Influence de la richesse sur la formation de l'acétylène avec EGR
($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $N=1500\text{tr/min}$)

IV.6 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la combustion

Dans ce qui suit, on essaye d'étudier l'effet du régime du moteur (variation de la vitesse de rotation du moteur) sur les caractéristiques du moteur et ainsi sur les émissions polluants dans les deux cas sans et avec recirculation des gaz brûlés.

On fixe la richesse à une valeur constante (soit $\phi = 0.73$), on varie la vitesse de rotation du moteur (1000tr/min, 1500tr/min, et 2000tr/min), et on discute les résultats obtenus.

IV.6.2 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la température

Les figures (4.20) et (4.21) représentent respectivement l'évolution de la température en fonction du degré de vilebrequin sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement pour trois différents régimes de rotations (1000tr/min, 1500tr/min, et 2000tr/min).

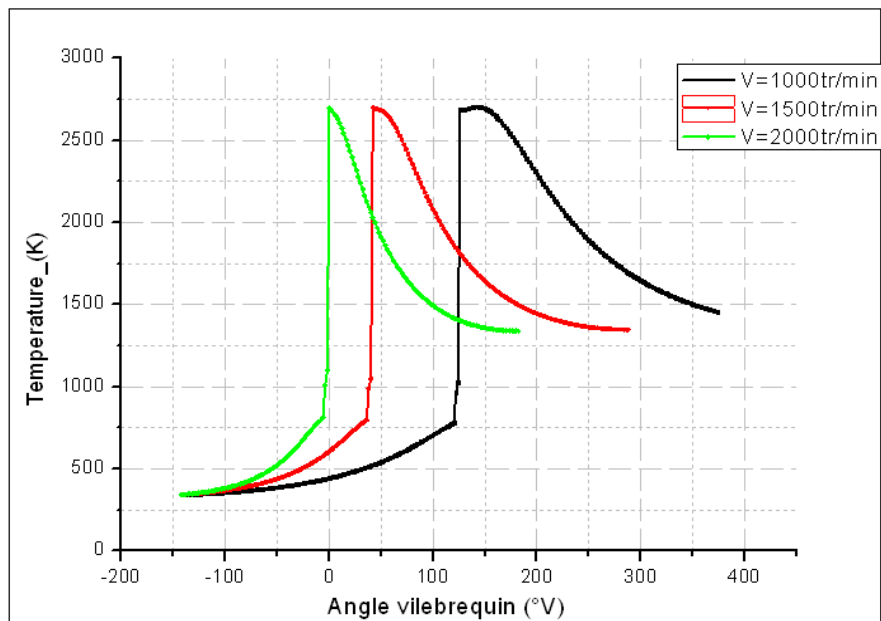


Figure.4.20 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la température dans le cylindre sans EGR ($T_{in} = 343K$, $P_{in} = 1.065atm$, $\phi = 0.73$)

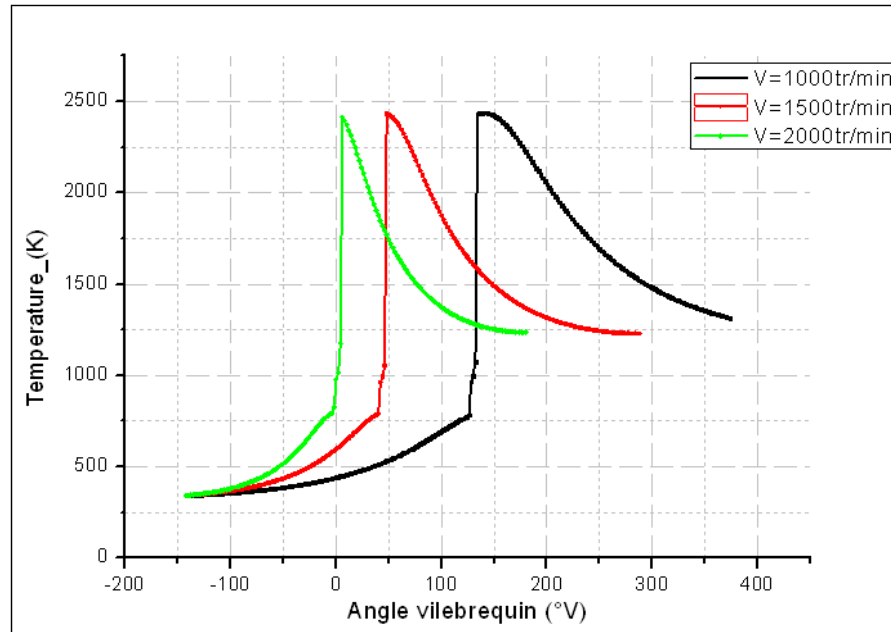


Figure.4.21 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la température dans le cylindre avec EGR ($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $\phi= 0.73$)

On déduit que pour les vitesses de rotations élevées ($>2000\text{tr/min}$), l'inflammation se déclenche avant le point mort haut (PMH), par contre pour des vitesses de rotations moins élevées ($\leq 2000\text{tr/min}$), l'inflammation se déclenche après le point mort haut (PMH).

L'augmentation de la vitesse de rotation du moteur entraîne une diminution du délai d'inflammation et donc une avance à l'allumage.

L'augmentation de la vitesse de rotation du moteur provoque aussi une diminution de la température maximale dans le cylindre du moteur, qui est due à l'augmentation de la vitesse de convection est de conduction de la chaleur.

On remarque que pour les trois différents régimes de rotations, la température des gaz brûlés dans le cylindre est moins élevée dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit EGR (de l'ordre de 300°K), cela due à la présence des molécules CO_2 et H_2O en quantité importante dans les gaz recirculés.

IV.6.2 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la pression

Les figures (4.22) et (4.23) représentent respectivement l'évolution de la pression en fonction du degré de vilebrequin sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement pour les trois régimes de rotations (1000tr/min, 1500tr/min, et 2000tr/min), donc même explication vu que la pression et la température sont liées par la relation des gaz parfaits.

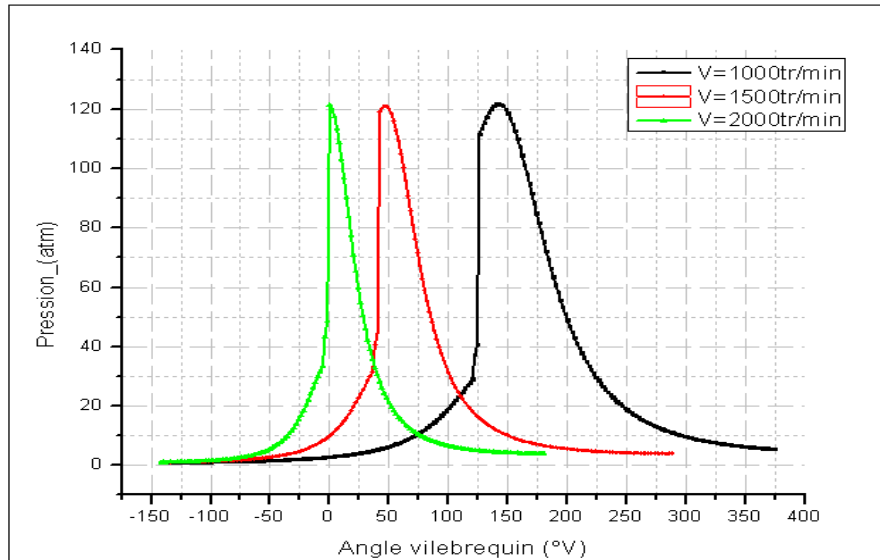


Figure.4.22 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la pression dans le cylindre sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

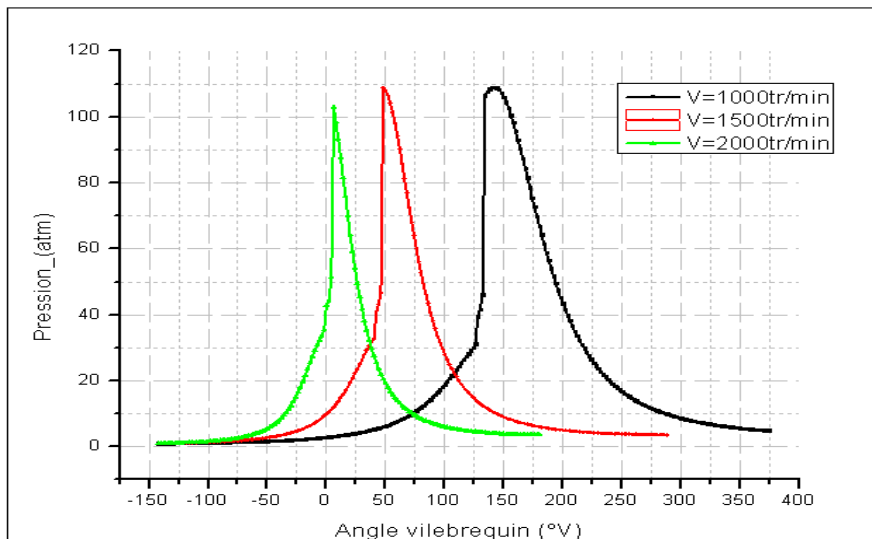


Figure.4.23 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la pression dans le cylindre avec EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

On résulte que la vitesse de rotation d'un moteur est directement liée à la course du piston (donc à la vitesse linéaire du piston), ce qui montre que la vitesse de rotation a un effet très important sur la durée de la combustion.

Comparant l'effet de la variation de vitesse de rotation sur la pression entre une combustion HCCI avec circuit EGR et celle sans circuit EGR, on remarque une diminution du pic de pression (de l'ordre de 12 atm) pour les trois régimes de rotations.

IV.6. 3 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur les émissions polluantes

Dans cette partie on étudie l'influence de la vitesse de rotation du moteur sur les émissions polluantes suivantes :

- Les émissions d'azote NO_x
- Le monoxyde de carbone CO.
- Les hydrocarbures imbrulés HC.
- Les particules de suies.

IV. 6. 3.1 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du NO

Les figures (4.24) et (4.25) représentent respectivement la formation du monoxyde d'azote NO en fonction du degré de vilebrequin pour différentes vitesses de rotation sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement.

On remarque que le maximum du NO est atteint aux faibles vitesses de rotation pour les deux cas, donc le maximum des particules NO se forment aux hautes températures qui correspondent aux faibles vitesses de rotation du moteur, mais dans le cas où le moteur n'est pas équipé d'un circuit EGR (figures 4.24), le NO est réduit à la fin de la phase de combustion pour atteindre des valeurs minimales aussi lors des faibles vitesses, car la diminution de la température à la fin de la phase de combustion contribue à cette réduction.

Une diminution importante (plus de 50%) du monoxyde d'azote NO dégagé avec les gaz brûlés pour différentes vitesse de rotation si le circuit EGR est installé avec le moteur HCCI.

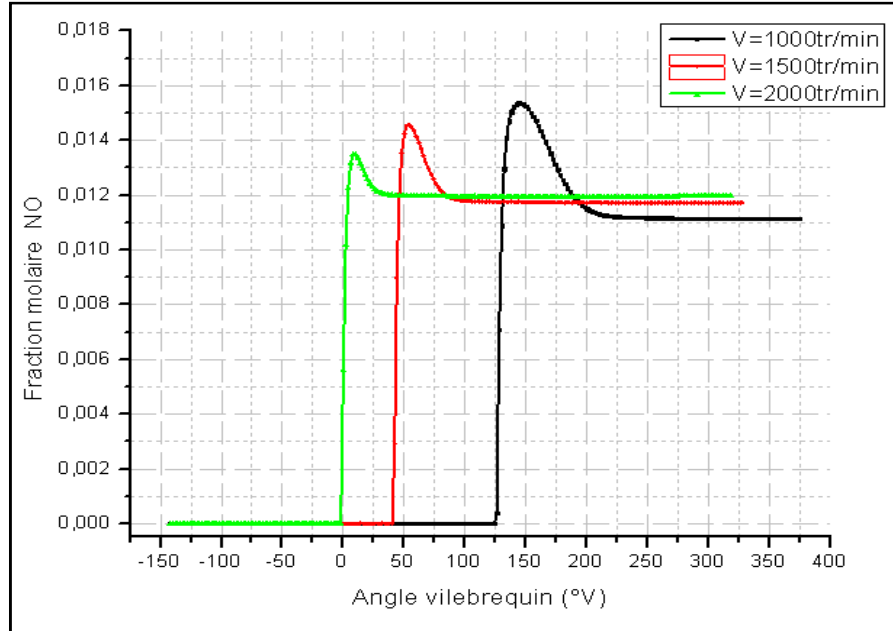


Figure.4.24 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du NO sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

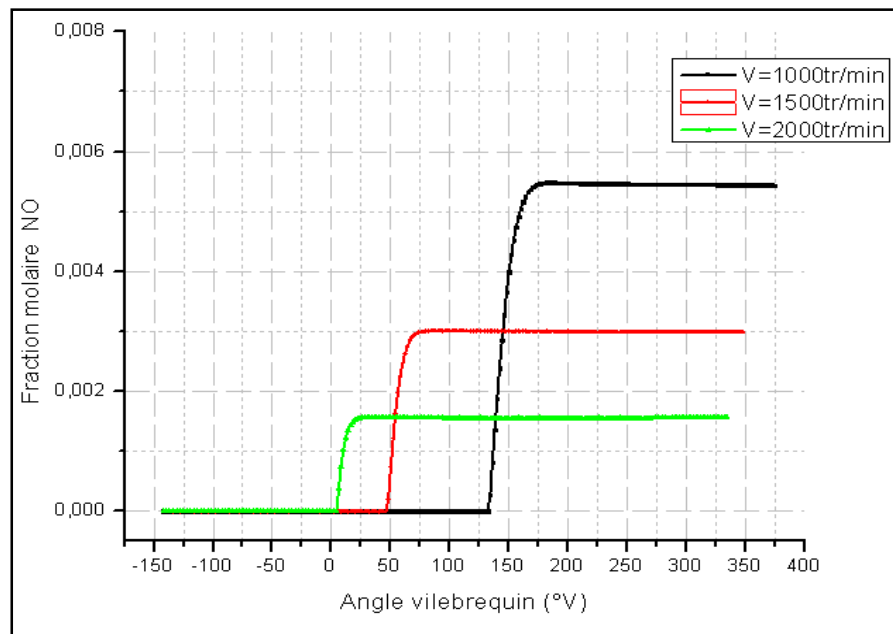


Figure.4.25 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du NO avec EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

IV. 6. 3.2 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des NOx

Les figures (4.26) et (4.27) représentent respectivement la formation des oxydes d'azotes NOx en fonction du degré de vilebrequin pour différentes vitesses de rotation sans recirculation et avec recirculation des gaz d'échappement.

On remarque que les oxydes d'azote NOx tendent à diminuer au fur et à mesure que la vitesse de rotation du moteur augmente pour les deux cas, car l'augmentation de la vitesse de rotation provoque une diminution de la température maximale dans le cylindre se qui traduit par une baisse de formation des particules NOx,

Dans le cas où le circuit EGR n'est pas installé (figures 4.26) les NOx sont réduits à la fin de la phase de combustion pour atteindre des valeurs minimales lors des faibles vitesses, car la diminution de la température à la fin de la phase de combustion contribue à cette réduction.

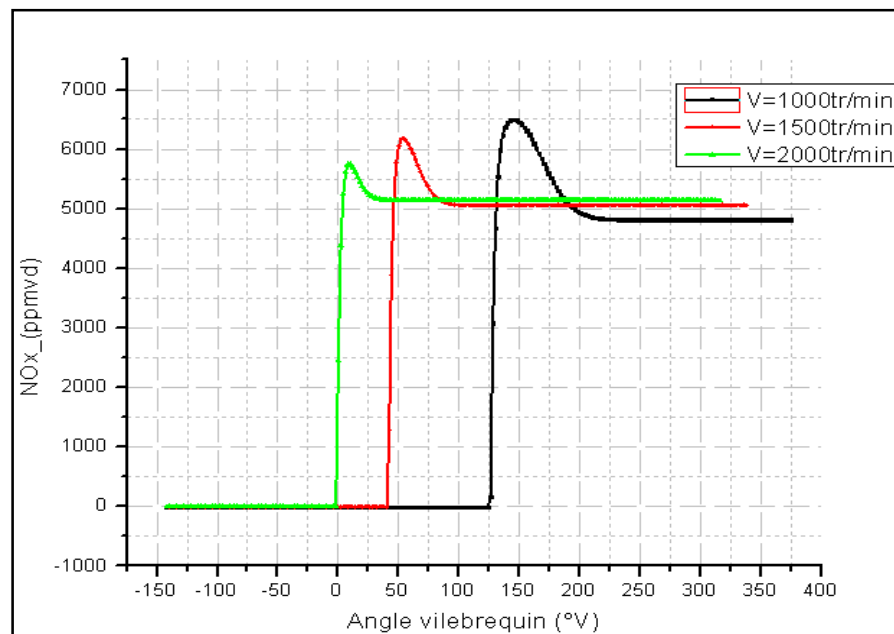


Figure.4.26 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des NOx sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

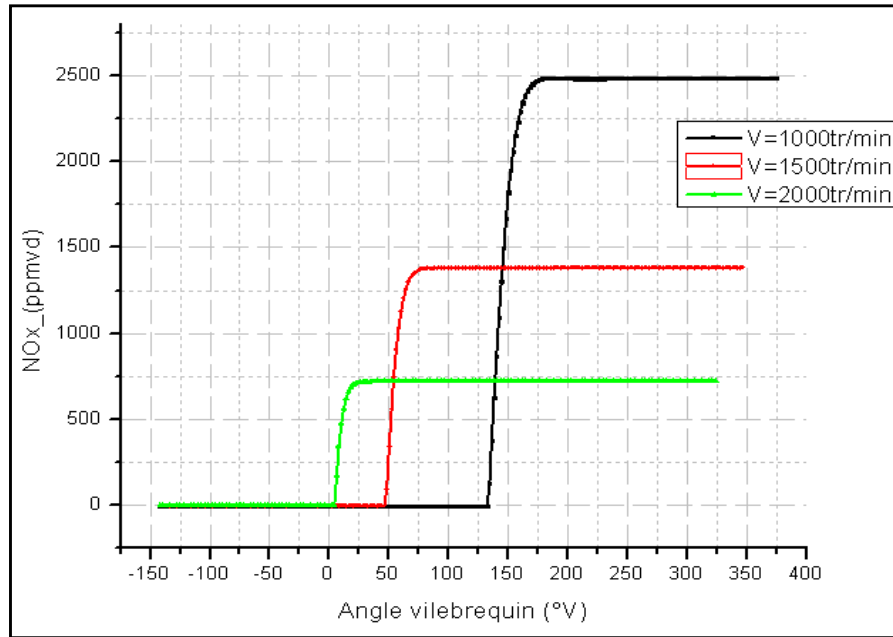


Figure.4.27 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des NOx avec EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

IV. 6. 3.3 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de CO

Les figures (4.28) et (4.29) montrent respectivement l'influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du monoxyde de carbone CO dans un moteur HCCI sans recirculation et avec recirculation des gaz brûlés.

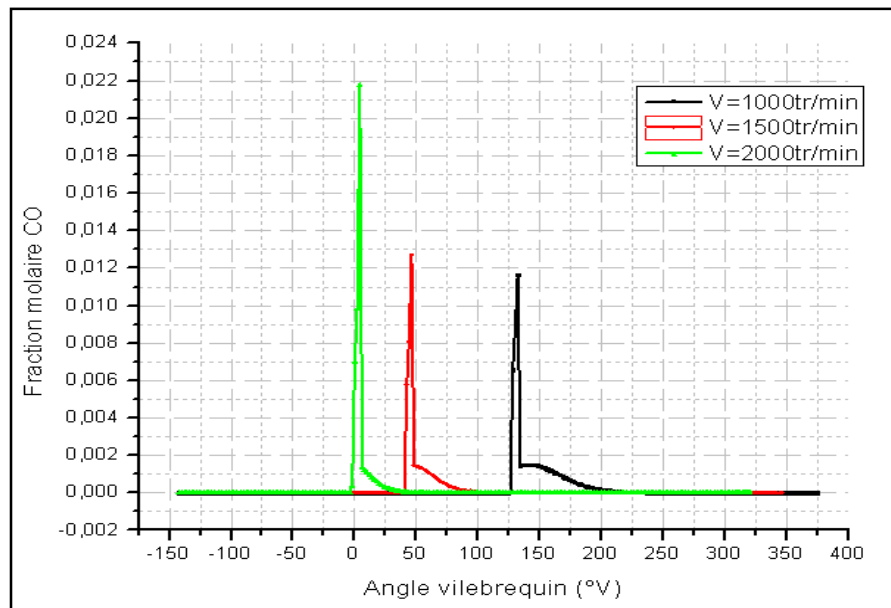


Figure.4.28 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de CO sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

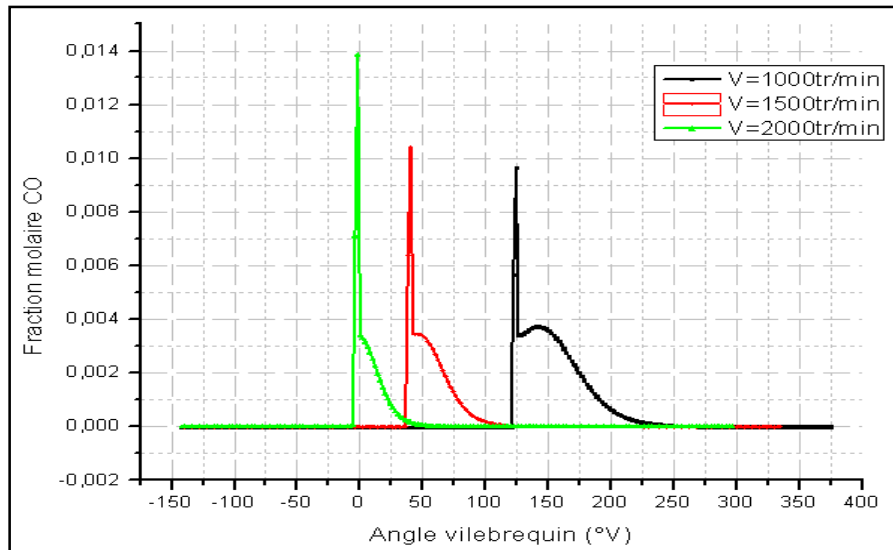


Figure.4.29 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de CO avec EGR ($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $\phi= 0.73$)

On remarque que la formation du CO est en fonction de la vitesse de rotation du moteur pour les deux cas; c'est-à-dire plus la vitesse est grande plus la formation du CO est rapide ensuite il se produit une réduction du CO et aussi une formation de petites quantités de CO à cause des réactions de dissociation du CO_2 formé mais la durée de vie de ces particules étant réduites et à leur tours ils sont réduits en CO_2 .

Une légère augmentation dans la teneur en CO pour les trois vitesses de rotation dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit de recirculation des gaz brûlés.

IV. 6. 3.4 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des hydrocarbures imbrulés

Les figures suivantes : figure (4.30) et figure (4.31) représentent respectivement l'évolution de la formation des hydrocarbures imbrulés en fonction du degré de vilebrequin pour différentes vitesses de rotation sans circuit EGR et avec circuit EGR.

Ces deux figures montrent que la formation des hydrocarbures imbrulés HC est plus rapide pour les grandes vitesses de rotation et elles prennent un petit retard de quelques degrés pour les petites vitesses de rotation. On remarque une diminution importante dans la concentration en HC imbrulés quand un circuit EGR est utilisé avec le moteur HCCI.

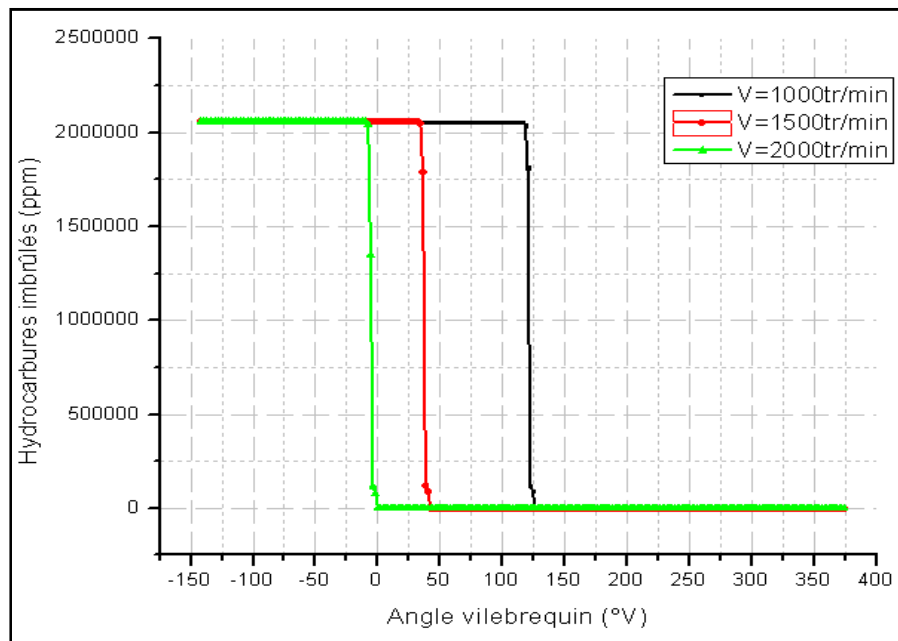


Figure.4.30 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des hydrocarbures imbrulés sans EGR ($T_{in}= 343\text{K}$, $P_{in}=1.065\text{atm}$, $\phi= 0.73$)

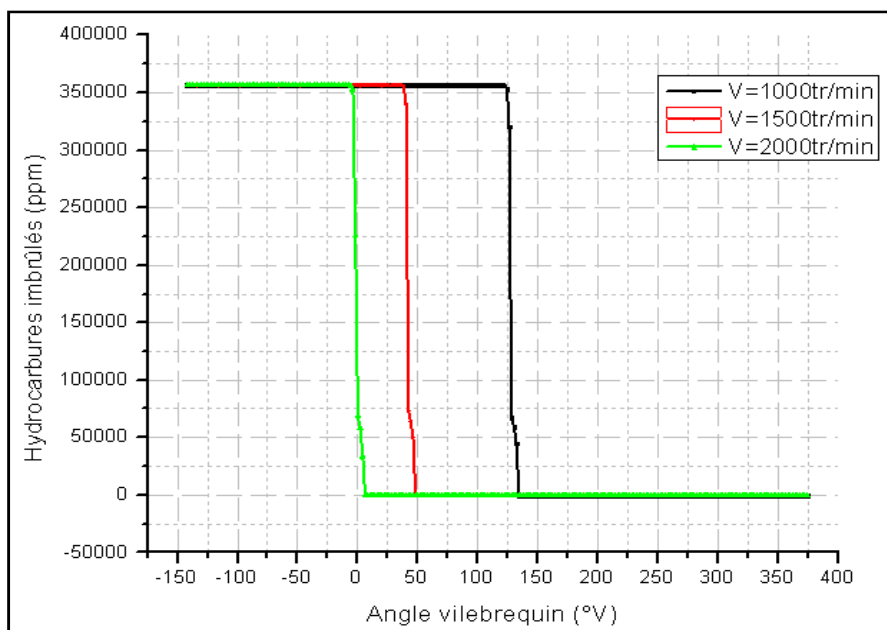


Figure.4.31 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des hydrocarbures imbrûlés avec EGR ($T_{in}=343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi=0.73$)

IV.6.3.5 Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation des particules de suies

La formation du propargyle donne une information directe sur la formation des particules de suies, car les particules de suies sont liées à la formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) et les HAP sont liés au benzène, et le benzène se forme lors de combinaison de deux propargyles (C_3H_3).

D'autre part, l'acétylène est assumé comme une espèce pyrolytique cruciale pour les processus de la nucléation et de croissance de la surface des suies. À partir de ça on étudie la formation des deux espèces (le propargyle et l'acétylène) en fonction de la vitesse de rotation du moteur.

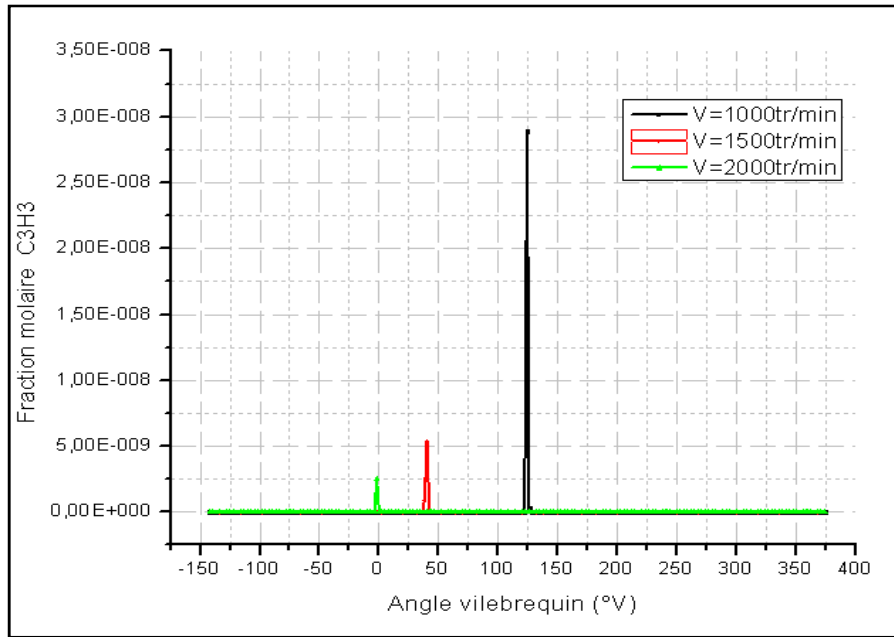


Figure.4.32 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du propargyle sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

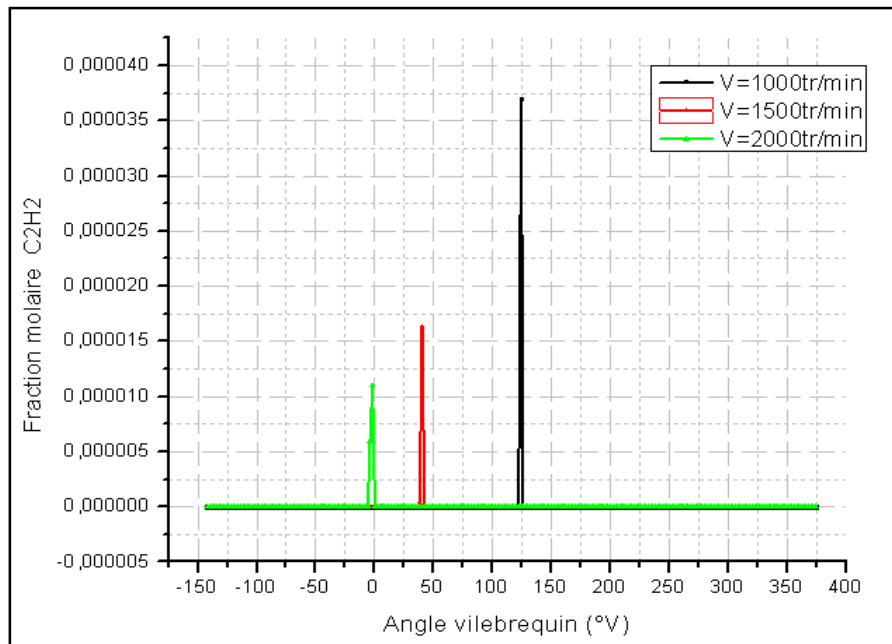


Figure.4.33 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de l'acétylène sans EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

Les figures (4.32) et (4.33) représentent la formation du propargyle et d'acétylène en fonction du degré de vilebrequin pour différentes vitesses de rotation sans circuit EGR; Et Les figures (4.34) et (4.35) représentent la formation du propargyle et d'acétylène en fonction du degré de vilebrequin pour différentes vitesses de rotation avec circuit EGR.

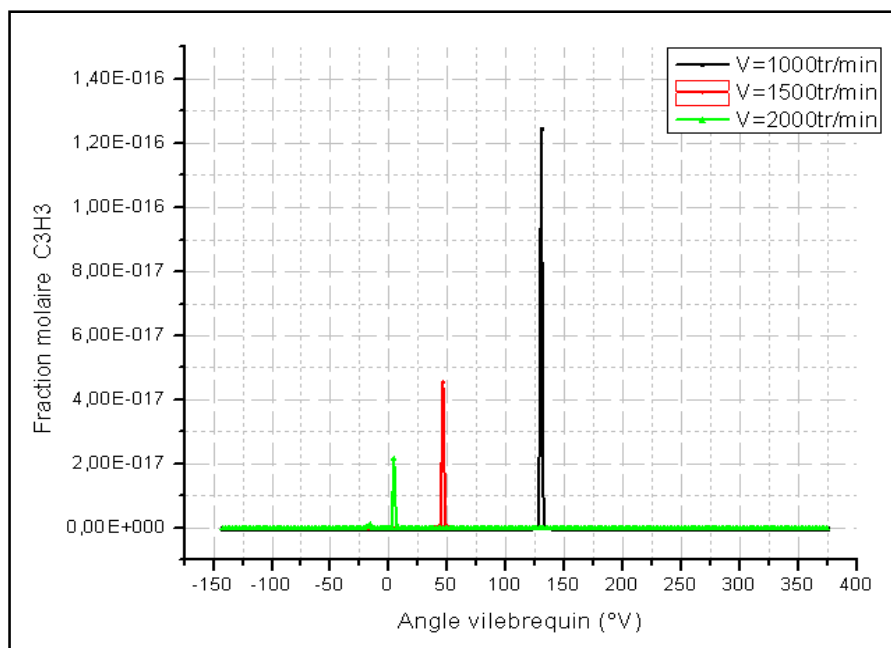
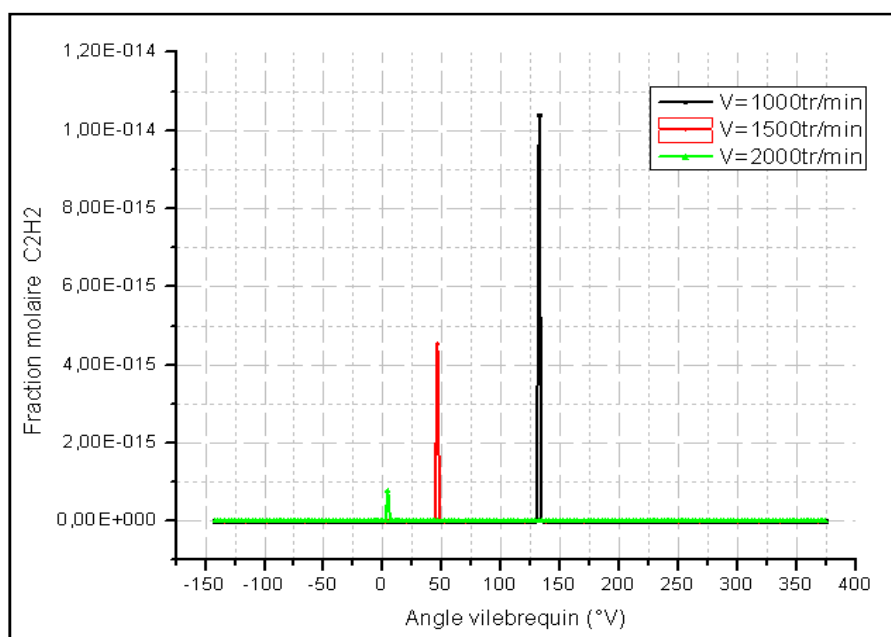


Figure.4.34 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation du



propargyle avec EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

Figure.4.35 : Influence de la vitesse de rotation du moteur sur la formation de l'acétylène avec EGR ($T_{in}= 343K$, $P_{in}=1.065atm$, $\phi= 0.73$)

On remarque que pour les deux cas la formation de C_3H_3 et C_2H_2 est plus rapides pour les grandes vitesses de rotation sous forme de pics et elles prennent un petit retard de quelques degrés pour les petites vitesses de rotation, on remarque aussi que la formation des particules de suies est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur ; Ceci est du aux conditions de pression et de température qui donne naissance à ces espèces.

Il est très important de signaler qu'en entendant dire par aux conditions de pression et de température qui donne naissance à ces espèces les conditions de vitesses et températures des particules soient suffisamment élevées pour que lors d'un choc ils se forment de nouvelles espèces chimiques.

La dilution créée par les gaz d'échappement qui sont recirculés explique les faibles taux d'émission des particules dans un moteur HCCI équipé d'un circuit EGR avec le même moteur sans circuit EGR.

IV.7 Comparaison les résultats obtenus avec les normes anti polluants

Dans ce qui suit on va faire une comparaison des résultats obtenus dans ce chapitre concernant les émissions polluants avec les normes anti-polluants internationales.

On cite quelques unités essentielles pour la mesure de la masse de polluants:

-A petite échelle (mondial ou national), cette masse est exprimée en MT/an (millions de tonnes par an).

-Ce qui concerne la pollution automobile, cette masse est ramenée à la distance :

- g/km est représente la masse moyenne émise en grammes par véhicule pour 1 km.
- mg/km= masse moyenne émise en milligrammes par véhicule pour 1 km.
- Pour les poids lourds, les normes sont exprimées en g/kWh c'est-à dire (masse moyenne émise en grammes par véhicule par unité d'énergie).

Législation	Date de mise en application	NOx [g/KWh]	Particules de suies [g/KWh]
Euro 1	01-10-1993	9	0.25
Euro 2	01-10-1996	7	0.15
Euro 3	01-10-2001	5	0.1
Euro 4	01-10-2006	3.5	0.02
Euro 5	01-10-2009	2	0.02
Euro 6	01-09-2014	0.46	0.01

Tableau 4.4 : Tableau représente les normes de pollution exprimées en g/kWh pour les émissions des NOx et des particules de suies [Journal officiel de l'UE]

Pour comparer les résultats obtenus dans ce travail, nous commençons d'abord de convertir les unités de masses polluantes (NOx et particules de suies) de fraction molaire en g/kWh. D'après J.B. Heywood [15], on a la relation qui lie la consommation spécifique, la puissance du moteur et le débit massique du combustible.

$$CS = \frac{\dot{m}_f}{\mathcal{P}} \quad (4.8)$$

Où :

CS : est la consommation spécifique en [g/kWh].

\dot{m}_f : est le débit massique du combustible en [g/h].

\mathcal{P} : est la puissance du moteur en [kW].

Les concentrations des émissions gazeuses dans les gaz d'échappement du moteur sont mesurées en ppm ou en pourcentage du volume (qui correspondent à la fraction molaire multipliée par 10^6 et 10^2 respectivement). Les émissions des NOx et des particules en [g/kWh] sont données par les relations suivantes :

$$sNO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{\mathcal{P}} \quad (4.9)$$

$$sPart = \frac{\dot{m}_{Part}}{\mathcal{P}} \quad (4.10)$$

sNO_x et $sPart$ sont respectivement les quantités des émissions des NOx et des particules.

$$\dot{m}_{NO_x} = X_{NO_x} \times \dot{m}_f \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{NO_x} = X_{NO_x} \times CS \times \mathcal{P} \quad (4.12)$$

L'équation (4.9) devient :

$$sNO_x = X_{NO_x} \times CS \quad (4.13)$$

Typiquement les meilleures valeurs de la consommation spécifique pour les moteurs à essences (environ de 270 g/kWh) et pour les moteurs diesel (200 g/kWh) [15].

Pour le monoxyde d'azote NO on a :

φ	N [tr/min]	X_{NO}	CS [g/kWh]	sNO [g/kWh]
0.8	1500	0,0018	200	0,36
0.73	1500	0,00301	200	0,602
0.65	1500	0,00437	200	0,874
0.73	1000	0,00545	200	1,09
	1500	0,00301	200	0,602
	2000	0,00157	200	0,314

Pour les NOx on a :

φ	N [tr/min]	X_{NOx}	CS [g/kWh]	sNO_x [g/kWh]
0.8	1500	0,00091	200	0,182
0.73	1500	0,00138	200	0,276
0.65	1500	0,00185	200	0,37
0.73	1000	0,0021	200	0,42
	1500	0,00138	200	0,276
	2000	0,00072	200	0,144

Après cette comparaison, notre moteur HCCI équipé d'un circuit EGR et fonctionne en mélange pauvre donne des résultats respectant la dernière norme européenne de pollution Euro 6.

Conclusion générale

Le but de ce travail était d'étudier la récombustion des gaz brûlés dans un moteur HCCI dans le but de contribuer à la réduction des émissions des polluants en particulier les monoxydes d'azote NO_x et les particules de suies.

La technique de l'EGR est l'un des technologies mise en place par les chercheurs dans le but de contrôler et réduire les gaz polluants ; Elle consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement du moteur à combustion interne dans le collecteur d'admission.

Dans cette étude, on a utilisé un mécanisme réactionnel composé de l'assemblage de trois mécanismes réactionnels détaillés (le mécanisme réactionnel détaillé du n-heptane, le mécanisme réactionnel détaillé du toluène et le mécanisme réactionnel détaillé du NO), chaque mécanisme a un rôle. Ce mécanisme est constitué de 1055 espèces et de 4495 réactions.

La simulation numérique de la récombustion des gaz brûlés dans le moteur HCCI a été réalisée à l'aide du programme de calcul CHEMKIN ; Il a été montré dans cette étude que:

Certaines espèces composantes des gaz EGR avaient un impact significatif sur l'initiation de la combustion, en la promouvant ou en l'inhibant, ce qui permettrait d'obtenir une voie d'action sur le contrôle de la combustion HCCI.

La consommation du carburant pour toutes richesses diminue de presque de 15% lorsqu'on utilise la recirculation des gaz d'échappement.

Pour les paramètres de fonctionnement du moteur, la température et la pression des gaz brûlés dans le cylindre sont toujours moins élevée dans le cas où le moteur HCCI est équipé d'un circuit EGR quelques soit la richesse (les moteurs HCCI fonctionnent en mélanges pauvres). Ces résultats qu'on a obtenus sont en parfaite concordance avec la logique du processus de combustion du fait que les gaz EGR contiennent moins d'oxygène que l'air ambiant.

La simulation de la recombustion dans un moteur HCCI fonctionnant en mélange pauvre donne des résultats logiquement acceptables, et surtout ceux qui concernent les émissions des NO_x à titre de comparaison avec le même moteur sans circuit EGR.

Concernant les émissions polluantes, et comparant les résultats obtenus avec une combustion HCCI sans recirculation des gaz d'échappement, l'effet EGR a entraîné une réduction importante des NO_x, des hydrocarbures imbrulés et des particules de suies, par ailleurs le CO connaît une légère augmentation à l'échappement due à la participation du CO issu de la recirculation qui va réinjecté dans la chambre de combustion.

D'autre part, avec et sans EGR, l'effet de la vitesse de rotation sur la production des suies est très important car celles-ci se voient être oxydées aux grandes vitesses de rotation du moteur (vitesse de rotation nominale 2000 tr/min) est ceci est causé par la turbulence créée dans le volume de combustion ce qui augmente la probabilité de collision entre particules.

L'augmentation de la vitesse de rotation du moteur avec et sans EGR entraîne une légère diminution de la température des gaz dans le cylindre (convection forcée) ce qui entraîne une diminution de la formation des particules de suies et des NO_x, ceci étant causé par une avance de l'initiation de l'inflammation qui réduit le délai d'inflammation.

Il est très important de signaler qu'en entend dire par conditions de pression et de température qui donne naissance à ces espèces (suies et NO_x) les conditions de vitesses et températures des particules qui doivent être suffisamment élevées pour que lors d'un choc ils se forment de nouvelles espèces chimiques et augmentent la probabilité de collision des espèces intermédiaires.

La dilution créée par l'EGR rend le mélange air-carburant plus homogène ce qui conduit à une combustion plus propre et à des émissions polluantes réduites.

Comme perspective de ce travail on peut suggérer l'étude du fonctionnement en mélange pauvre dans un moteur HCCI avec l'utilisation des pots catalytiques, les filtres à particules ..., en vue toujours de contribuer à la réduction des polluants.

Références bibliographiques

- [1] P. Arques. Moteurs alternatifs à combustion interne, Edition Masson, février 1987
- [2] Didier Jolivet. Le moteur Diesel, Editeurs Chotard Et Associés, 1986
- [3] G. J. Van Wylen, R. E. Sonntag, P. Desrochers. Thermodynamique appliquée. Editions du Renouveau Pédagogique, Montréal ISBN 2-7613-0662-7
- [4] Michael J. Moran (The Ohio State University). Howard N. Shapiro (Iowa State University of Science and Technology). Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 5th Edition.
- [5] M. Thelliez, Analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne au moyen d'un cycle théorique associé, Revue Entropie, n°:148, 1989
- [6] Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., et Kato, S. Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE Paper 790501, 1979.
- [7] Najt, P. M. et Foster, D. E. Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", SAE Paper 830264, 1983.
- [8] Duret, P. Quels carburants pour des moteurs à basses émissions de CO₂ ?", Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles, 59:551-557, 2004.
- [9] K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki, S. Sasaki, et A.M. Dean (2001). Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature, SAE paper 2001-01-0655.
- [10] K. Epping, S.M. Aceves, R. Bechtold, et J.E. Dec (2007). The potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions, SAE paper 2002-01-1923.
- [11] Christensen, M. et Johansson, B. Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel, SAE Paper 2000-01-1835, 2000.
- [12] Aroonsrisopon, T., Sohm, V., Werner, P., Foster, D. E., Morikawa, T., et Iida, M. An Investigation Into the Effect of Fuel Composition on HCCI Combustion Characteristics, SAE Paper 2002-01-2830, 2002.
- [13] Yamada, H., Goto, Y., et Tezaki, A., Analysis of Reaction Mechanisms Controlling Cool and Thermal Flame with DME Fueled HCCI Engines", SAE Paper 2006-01-3299, 2006.

- [14] Nygren, J., Hult, J., Richter, M., Aldén, M., Christensen, M., Hultqvist, A., et Johansson, B., Three-dimensional laser induced fluorescence of fuel distribution in an HCCI engine, *Proceedings of the Combustion Institute*, 29:679-685, 2002.
- [15] Heywood, J.B. (1988), *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc. ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [16] Christensen, M. and Johansson, B. (2000). Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel. SAE Paper No. 2000-01-1835.
- [17] Stanglmaier, R. and Roberts, C.E. (1999). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, SAE Paper No 1999-01-3682
- [18] P. M. Najt et D. E. Foster (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, Society of Automotive Engineers, (830264).
- [19] Ryan III, T.W. and Callahan, T.J. (1996), Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel, SAE Paper No. 961160.
- [20] Gray III, A. W. and Ryan III, T. W. (1997), Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel, SAE Paper No.971676.
- [21] Christensen, M. and Johansson, B. (1998). Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition, SAE Paper No. 982454.
- [22]: Flowers, D. L., Aceves, S.M., Smith, J.R., Torres, J., Girard, J. and Dibble, R. (2000), HCCI in A CFR Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling, SAE Paper No. 2000-01-0328.
- [23] Pierre Alain De Smedt. Revenue éditée par FEBIAC, la Fédération belge de l'Automobile et du Cycle, bd de Woluwe 46 bte 6, BE-1200 Bruxelles, (www.febiac.be).
- [24] J.B. Heywood, *Pollutant Formation and Control". Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp. 567-667, édité par Mc Graw-Hill, New York, USA, 1988.
- [25] R. Lakkireddy, H. Mohammed, J.H. Johnson, et S.T. Bagley: The Effect of a Diesel Oxidation Catalyst and a Catalysed Particulate Filter on the Emissions from a Heavy Duty Diesel Engine, SAE paper 2006-01-0875, 2006.
- [26] H.K. Newhall et S.M. Shahed, Kinetics of Nitric Oxide Formation in High-Pressure Flames, *Symposium (International) on Combustion*, vol. 13, pp. 381-389, 1971.

- [27] C.P. Fenimore, Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, Symposium (International) on Combustion, vol. 13, pp. 381-389, 1971.
- [28] G. Dixon-Lewis et D.J. Williams, The Oxidation of Hydrogen and Carbon Monoxide. In: Gas-Phase Combustion, pp. 1-248, édité par C.H. Bamford et C.F.H. Tipper, Elsevier, Amsterdam, Netherlands, 1977.
- [29] I. Glassman, Environmental Combustion Considerations. In: Combustion, pp. 351-434, Academic Press, USA, 1996.
- [30] L. Pesant, Elaboration d'un nouveau système catalytique à base de carbure de silicium (β -SiC) pour la combustion des suies issues des automobiles à moteur Diesel, Thèse, Université Louis Pasteur, Strasbourg, France, 2005.
- [31] B.A.A.L. van Setten, M. Makkee, et J.A. Moulijn, Science and technology of catalytic diesel particulate filters, Catalysis Reviews-Science and Engineering, vol. 43, issue 4, pp. 489-564, 2001.
- [32] HAUPAIS A, Combustion dans les moteur Diesel, Edition Technique de l'ingénieur, B2700, 1992.
- [33] P. Duret, Gasoline CAI and diesel HCCI: The way towards zero emission with major engine and fuel technology challenges, SAE paper 2002-32-1787, 2002.
- [34] J. Martinez-Frias, S.M. Aceves, D. Flowers, J.R. Smith, et R. Dibble, HCCI Engine Control by Thermal Management, SAE paper 2000-01-2869, 2000.
- [35] Olivier GRONDIN, Modélisation Du Moteur à Allumage par Compression dans la Perspective du Contrôle et du Diagnostic. Thèse, Spécialité Energétique, Université École Doctorale Sciences Physiques et Mathématiques pour l'Ingénieur, France (Rouen), 2004.
- [36] Djivénou Yaovi TOMETY, Etude de l'Emission de Gaz et des Performances d'un Moteur Diesel Fonctionnant aux Huiles Végétales Conditionnées à l'Additif ADERCO, Burkina Faso, Institut International d'Ingénierie de l'eau et de l'Environnement, 2008.
- [37] pascal Giansetti. Estimation/Prédiction de la Masse et de la Composition du Mélange Enfermé dans le Cylindre. Thèse de doctorat à l'université d'orleans, 2005.
- [38] S.C. Sorenson, S.-E.M., Performance and emissions of a 0.273 liter direct injection diesel engine fuelled with neat dimethyl ether. 1995. 950064
- [39] Pradeep, V. and R.P. Sharma, Use of HOT EGR for NO_x control in a compression ignition engine fuelled with bio-diesel from Jatropa oil. Renewable Energy, 2007.32: p. 1136–1154
- [40] Ming Zheng, Graham T. Reader, and J.Gary Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation--a review on advanced and novel concepts. Energy Conversion and

- Management, 2004. 45(6): p. 883-900
- [41] Nwafor, O.M.I. and G. Rice, Performance of Rapeseed Oil Blends in a Diesel Engine. *Applied Energy*, 1996. 54(4): p. 345-354
- [42] Haiyong Peng et al., Effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions during cold start of direct injection (DI) diesel. *Energy*, 2008. 33(3): p. 471-479.
- [43] R. Chen et N. Milovanovic (2002) : "A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane, *International Journal of Thermal Sciences*", vol. 41, issue 9, pp. 805-813.
- [44] A. Dubreuil, F. Foucher, et C. Mounaïm-Rousselle (2006) : "Effect of EGR components, amount and temperature on HCCI combustion development, *The Diesel Engine: the low CO2 and emissions reduction challenge*, Diesel Engine SIA", Lyon, France.
- [45] M. Yao, B. Zhang, Z. Zheng, Z. Cheng, et Y. Xing (2005) : Experimental Study on the effects of EGR and Octane Number of PRF Fuel on Combustion and Emission Characteristics of HCCI Engines, SAE paper 2005-01-0174.
- [46] S. Kook, C. Bae, P.C. Miles, D. Choi, et L.M. Pickett (2005) : The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions, SAE paper 2005-01-3837.
- [47] H. Machrafi, P. Guibert, et S. Cavadias (2007) : The effect of EGR on HCCI combustion - impact of diluting, thermal and chemical aspects: experimental and numerical approaches, Third European Combustion Meeting, The Combustion Institute, Chania, Crete.
- [48] B. Walter et B. Gatellier (2002) : Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions, SAE paper 2002-01-1744.
- [49] X.C. Lu, W. Chen, et Z. Huang (2005) : A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion, *Fuel*, vol. 84, issue 9, pp. 1084-1092.
- [50] N. Ladommatos, S.M. Abdelhalim, H. Zhao, et Z. Hu (1998) : Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion, SAE paper 980184.
- [51] N. Ladommatos, S.M. Abdelhalim, et H. Zhao (2007) : The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, *Int.J.Engine Res.*, vol. Vol 1, issue n°1, pp. 107-126.
- [52] A. Dubreuil, F. Foucher, C. Mounaïm-Rousselle, G. Dayma, et P. Dagaut (2007) : HCCI combustion: Effect of NO in EGR, *Proc.Combust.Inst.*, vol. 31, pp. 2879-2886.
- [53] W. Sahashi, A. Azetsu, et C. Oikawa (2004) : Effects of N2/CO2 Addition on Ignition and Combustion in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine

- Operated on Dimethyl Ether, The Sixth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA, Japan.
- [54] M. Zheng, G.T. Reader, et J.G. Hawley (2004) : Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts, *Energy Conversion and Management*, vol. 45, issue 6, pp. 883-900.
- [55] S. Sato, Y. Yamasaki, H. Kawamura, et N. Iida (2004) : Research on the Influence on Natural Gas HCCI Combustion of Hydrogen and Carbon Monoxide, The Sixth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA, Japan.
- [56] T. Shudo, Y. Ono, et T. Takahashi (2002) : Influence of Hydrogen and Carbon Monoxide on HCCI Combustion of Dimethyl Ether, SAE paper 2002-01-2828.
- [57] S.K. Prabhu, H. Li, D.L. Miller, et N.P. Cernansky (1993) : The Effect of Nitric Oxide on Autoignition of a Primary Reference Fuel Blend in a Motored Engine, SAE paper 932757.
- [58] T. Amano et F.L. Dryer (1998) : Effect of Dimethyl Ether, NO_x, and Ethane on CH₄ Oxidation: High Pressure, Intermediate- Temperature Experiments and Modeling, *Symposium (International) on Combustion*, vol. 27, pp. 397- 404.
- [59] P.U. Ricklin, A. Kazakov, F.L. Dryer, S.C. Kong, et R.D. Reitz (2002) : The Effects of NO_x Addition on the Auto Ignition Behavior of Natural Gas under HCCI Conditions, SAE paper 2002-01-1746.
- [60] R. J. Kee, F. M. Rupley, and J. A. Miller, "The Chemkin Thermodynamic Data Base" Sandia National Laboratories Report SAND87-8215B (1990).
- [61] Niket Kaisare A Tutorial on Chemkin (11-12-2007) Indian Institute of Technology – Madras Original Presentation: Dr. Ashish Mhadeshwar (Join 2004)
- [62] Aurélie Piperel "Impact des propriétés des gaz d'échappement recyclés sur l'initiation et le déroulement de la combustion : caractérisation paramétrique de la réactivité de l'EGR".Thèse de Doctorat Université d'Orléans. (Novembre 2008)
- [63] A.Haupais. Combustion dans les moteurs Diesel, *Techniques de l'Ingénieur*, pp. 1-33,1994
- [64] Guillaume, DAYMA.-Combustion,-aspects physico chimique.(guillaume.dayma@upmc.fr)Université Pierre et Marie Curie – Paris VI IJLRA –Site de St Cyr l'Ecole.
- [65] Pischinger F., Schulte H., Hansen J., *Grundlagen und Entwicklungslinien des dieselmotorischen Brennverfahren*, VDI-Berichte 714, Die Zukunft des Dieselmotors, Düsseldorf, 1988, p. 61-93.

Annexe

A.1. Définition du code de calcul CHEMKIN

Le code de calcul CHEMKIN est le code de calcul le plus utilisés dans la combustion ; il est constitué d'une bibliothèque de programmes de calculs cinétiques en phase gazeuse et de divers utilitaires écrits en langage Fortran. La structure originale de CHEMKIN permet à l'utilisateur de développer son propre code de calcul. Ceci à partir de la formulation de n'importe quel problème de cinétique en phase gazeuse décrit par un système d'équations et par un mécanisme réactionnel. Le code de calcul fait alors appel à différents sous-programmes et utilitaires disponibles dans CHEMKIN.

Les modèles cinétiques classiques comprennent un mécanisme réactionnel plus ou moins détaillé et un jeu de données thermodynamiques pour les espèces présentes dans le mécanisme.

A.2. Structure du CHEMKIN

CHEMKIN est constitué de quatre parties: l'interpréteur, les bases de données thermodynamiques et de transport, les fichiers liens et la bibliothèque de sous-programmes de calculs cinétiques en phase gazeuse.

Un calcul de simulation correspond à deux étapes bien distinctes : l'interprétation des données thermocinétiques par l'interpréteur chimique et la résolution du problème par le code de calcul tels que présentés en figure A.1.

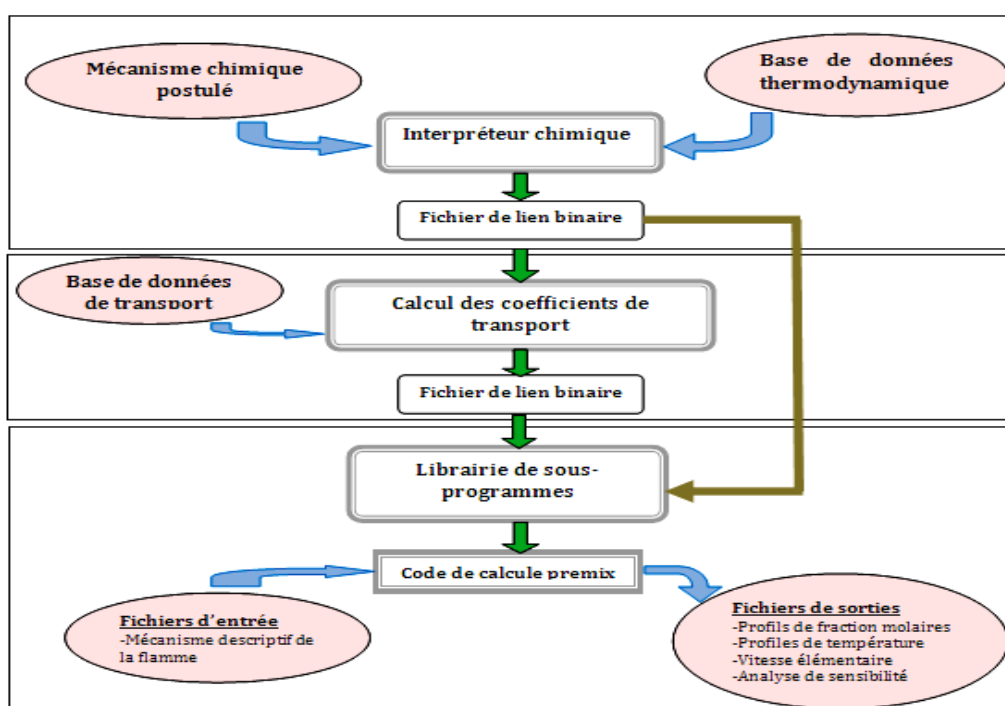


Figure. A.1 Description fonctionnelle de CHEMKIN

A.2.1 L'interpréteur chimique

Il contrôle toutes les informations relatives aux espèces chimiques impliquées dans le mécanisme, ainsi que le mécanisme chimique proprement dit. Ces informations correspondent à des données d'entrée nécessaires à la phase de modélisation. Une fois ce premier contrôle réalisé, il convertit le mécanisme chimique en son équivalent numérique et calcule ou stocke les propriétés thermodynamiques de chacune des espèces à partir de la base de données thermodynamique utilisée. Cette étape génère un fichier lien binaire qui peut être utilisé par les autres modules et qui est nécessaire pour la suite des calculs.

Les informations contenues dans les fichiers liens et n'importe quel programme de la bibliothèque de CHEMKIN peuvent être appelées et utilisées par les codes de calculs propres à l'utilisateur.

A.2.2 Les données thermodynamiques

Les données thermodynamiques sont constituées de 2 jeux de 7 facteurs polynomiaux (a_i) définis pour un domaine de basses ou de hautes températures. Les relations reliant ces facteurs aux grandeurs thermodynamiques (chaleur spécifique, enthalpie et entropie des espèces) sont les suivantes pour une espèce donnée :

$$\text{-Chaleur spécifique :} \quad \frac{C_p^0}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$

$$\text{-L'enthalpie :} \quad \frac{H^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T}$$

$$\text{-L'entropie :} \quad \frac{S^0}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7$$

Les autres propriétés thermodynamiques se calculent facilement en termes de C_p^0 de H^0 et de S^0 . La chaleur spécifique à volume constant se calcule par la relation $C_v = C_p - R$

L'énergie interne U^0 est donnée par $U^0 = H^0 - RT$. L'enthalpie libre standard de Gibbs G^0 s'écrit $G^0 = H^0 - TS$. L'énergie libre standard de Helmholtz est définie par $A^0 = U^0 - TS^0$

On constate donc que les données thermodynamiques d'une espèce sont parfaitement définies à partir des 14 coefficients a_{ik} ($i=1\dots 14$), avec 7 coefficients pour un domaine de basses températures et 7 autres coefficients pour un domaine de haute températures.

La base de données fournit les noms des espèces, leur composition élémentaires, leurs charge électronique, une indication de leur phase (gaz, liquide ou solide) et les domaines de validité des interpolations en température.

Exemples

Données thermodynamiques de CH₃

```
CH3          121286C  1H  3          G  0300.00  5000.00  1000.00
 0.02844051E+02 0.06137974E-01-0.02230345E-04 0.03785161E-08-0.02452159E-12
 0.16437809E+05 0.05452697E+02 0.02430442E+02 0.11124099E-01-0.01680220E-03
 0.16218288E-07-0.05864952E-10 0.16423781E+05 0.06789794E+02
```

Données thermodynamiques de AR

```
AR          120186AR  1          G  0300.00  5000.00  1000.00
 0.02500000E+02 0.00000000E+00 0.00000000E+00 0.00000000E+00 0.00000000E+00
-0.07453750E+04 0.04366000E+02 0.02500000E+02 0.00000000E+00 0.00000000E+00
 0.00000000E+00 0.00000000E+00-0.07453750E+04 0.04366000E+02
```

Nomenclatures utilisées

La première ligne : Nom de l'espèce, symbole atomique et formule, phase solide (S), liquide (L) ou (G) gazeuse, limites des intervalles de températures : respectivement limite inférieure, supérieure et intermédiaire.

La deuxième ligne : les coefficients a_1 . a_5 pour les hautes températures.

La troisième ligne : les coefficients a_6 et a_7 pour les hautes températures, les coefficients a_1 . a_2 et a_3 pour les basses températures.

La quatrième ligne : les coefficients a_4 , a_5 , a_6 et a_7 pour les basses températures.

A.2.3 Le fichier Input

Le fichier input permet de spécifier les éléments de calcul à utiliser. Ce fichier, comme tous les fichiers correspondant a des données d'entrée, doit suivre une structure parfaitement définie et répondre à une syntaxe bien précise.

A.3 Comment en travaillent avec le programme CHEMKIN :

Quand le programme CHEMKIN est lancé, la première étape qui était commencé est le projet « prs_gas ». Puis, chaque ouverture de CHEMKIN accompagne automatiquement l'ouverture du dernier projet actif.

Le travail est composé de cinq domaines :

- 1- « Menu Bar » est composé de (projet, edit, view, utility et help)
- 2- « Icon Bar » trouvé directement au dessous de la premiere barre, il permet d'accès les options du programme.
- 3- « Tree/Palette Area » trouvé à la coté gauche de l'écran, il contient 'Open Project Tree' et 'Models Pallette'.
- 4- « Working Area » trouvé à la coté droite de l'écran, il basé sur la sélection du 'Open Projects Tree'
- 5- « Message Area » trouvé en bas de l'écran, il contient les conditions des erreurs.

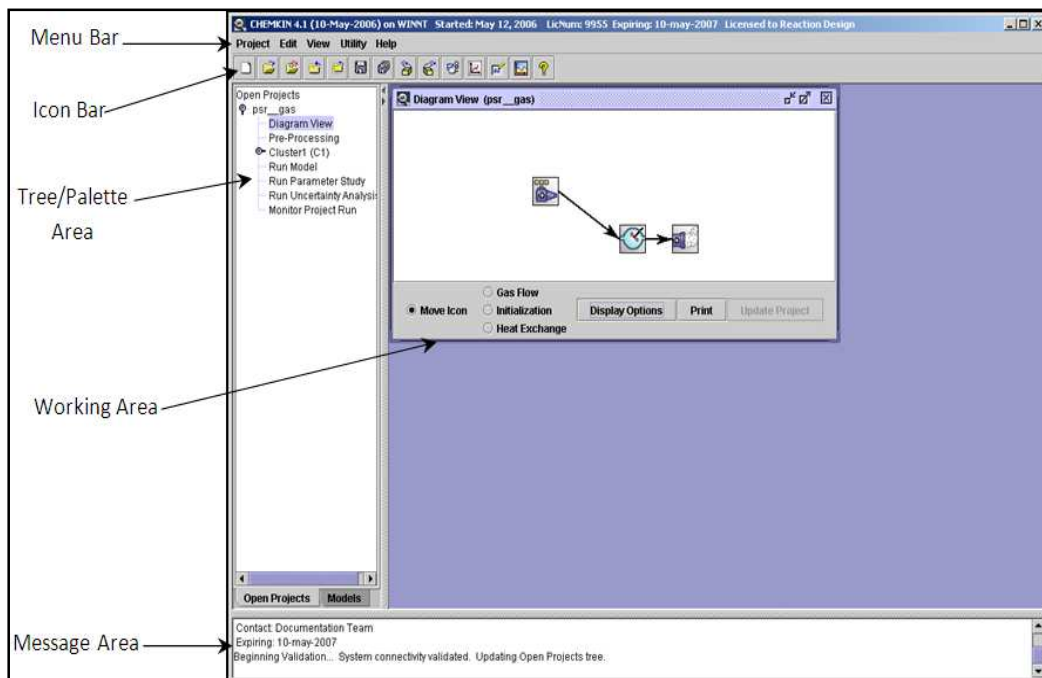


Figure. A.2 Les composantes de l'environnement du travail en CHEMKIN

A.3.1 Menu et les icônes des barres

Les éléments suivants (Project, Edit, View, Utility, et Help) situent dans la barre de menu fournissent plusieurs options. Les tableaux A-1 à A-5 présentent une brève description de chacun des éléments de menu et les icônes qui peuvent également être utilisé comme une alternative pour accéder à l'option.










Icône	Article	Description
	New...	Crier un nouveau projet
	Open...	Ouvrir un dossier déjà existé
	Import...	Permettre d'importer des dossiers
	Close	Fermeture d'un projet sélectionné
	Close all	Fermeture de tous les projets ouverts et associer les panneaux du projet. Si certain projet a été changé, l'utilisateur doit sauvegarder le projet.
	Save	Sauvegarder le projet sélectionné
	Save as	Sauvegarder le projet sélectionné avec un nouveau nom
	Save all	Sauvegarder tous les projets ouverts.
	Archive...	Assemblé tous les fichiers pour un projet sélectionné.
	Unarchive...	Extraire ou arracher tous les fichiers d'archive.
	Exit	Quitter l'interface utilisateur. Invites utilisateur d'enregistrer tout les projets qui ont changés.

Tableau A.1 : Project Menu




Icône	Article	Description
	Preferences...	Ouvre le panneau de préférences utilisateur.
	Profiles...	Ouvre le panneau profil-éditeur
	File Editor...	Lance l'éditeur de fichiers

Tableau A.2 : Edit Menu


Icône	Article	Description
	Graphical Post-Processor...	Lance les graphes.

Tableau A.3 : View Menu

Icône	Article	Description
	Run Chemistry Set Pre-process	Permet d'utiliser le processus chimique situé indépendamment de n'importe quel projet
	Run Upgrade Solution Utility	Amélioration des solutions
	Run Export Solution Utility	Permettre d'afficher les solutions

Tableau A.4 : Utility Menu



Icône	Article	Description
	Help...	Ouverture des pages qui donnent des informations sur l'utilisation du programme.
	About CHEMKIN...	Donne à l'utilisateur le numéro de version de l'interface et une brève liste des caractéristiques.

Tableau A.5 : Help Menu

A.3.2 L'élément "Tree / Palette View"

Dans l'élément "Tree / Palette View", trois vues sont disponibles pour construire la définition d'un projet.

L'élément "Tree / Palette View", affiche tous les projets qui sont actuellement ouvrir dans l'interface de travail CHEMKIN. Il permet à l'utilisateur de naviguer et gérer des projets de CHEMKIN et accéder aux panneaux d'entrée qui décrivent les conditions et les paramètres du réacteur modèle.

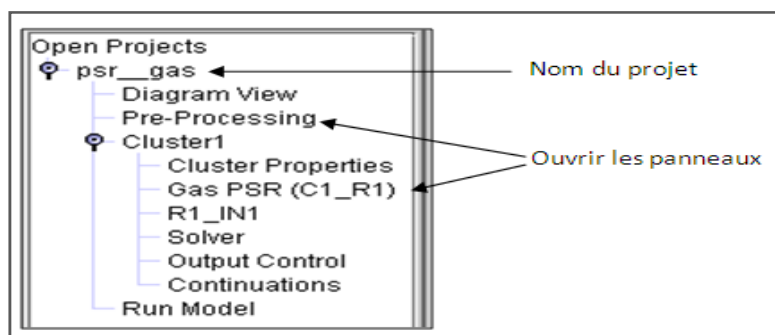


Figure.A.3 La palette "Open Project"

Pour ouvrir un nouveau projet il faut connaitre d'abord la nomination et l'utilisation de chaque icône de la liste qui était illustrée dans la figure suivante :

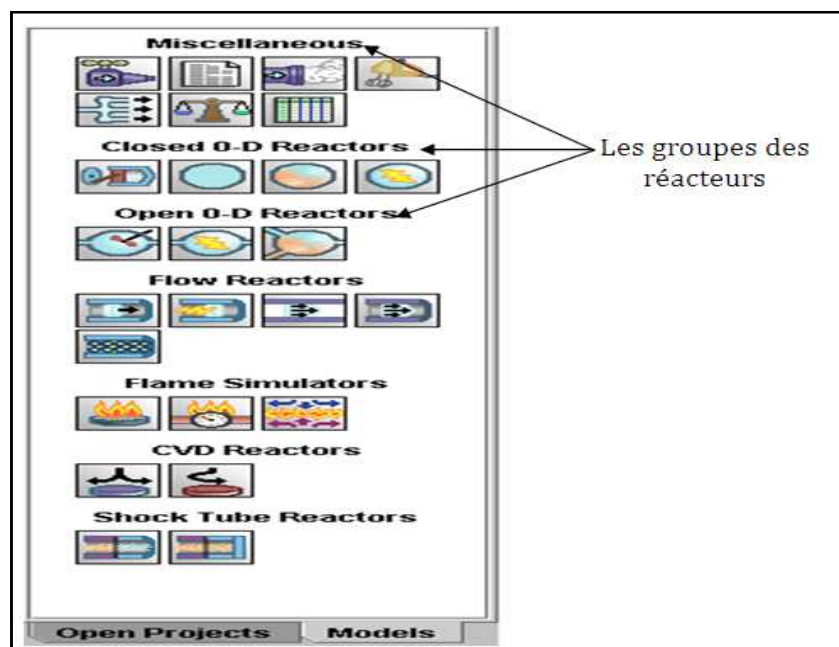


Figure.A.4 La palette des modèles des réacteurs

A.3.3 Le Working Area

Le Working Area ou la zone du travail en CHEMKIN est l'endroit où la vue Diagramme est affichée pour le générateur du modèle, et aussi où les paramètres qui définissent la géométrie et la chimie d'un modèle de réacteur peuvent être introduire dans les panneaux. Les préférences de l'utilisateur et les paramètres des profils sont également modifiés dans cette zone.

A.3.4 Le Message Area

Le Message Area est la zone de messages qui affiche les messages écrits par l'interface CHEMKIN pour communiquer l'état des actions de l'utilisateur et les conditions d'erreur qui sont rencontrées au cours du travail de simulation.

A.4 Ouverture d'un fichier projet

Après le démarrage du programme CHEMKIN, on click sur projet (figure A.2) puis on click sur "open", une fenêtre s'ouvre (figure A.5), dans cette fenêtre on clique deux fois sur samples (figure5) et on choisit le modèle de la simulation (notre problème moteur a combustion interne HCCI) (figure A.6).

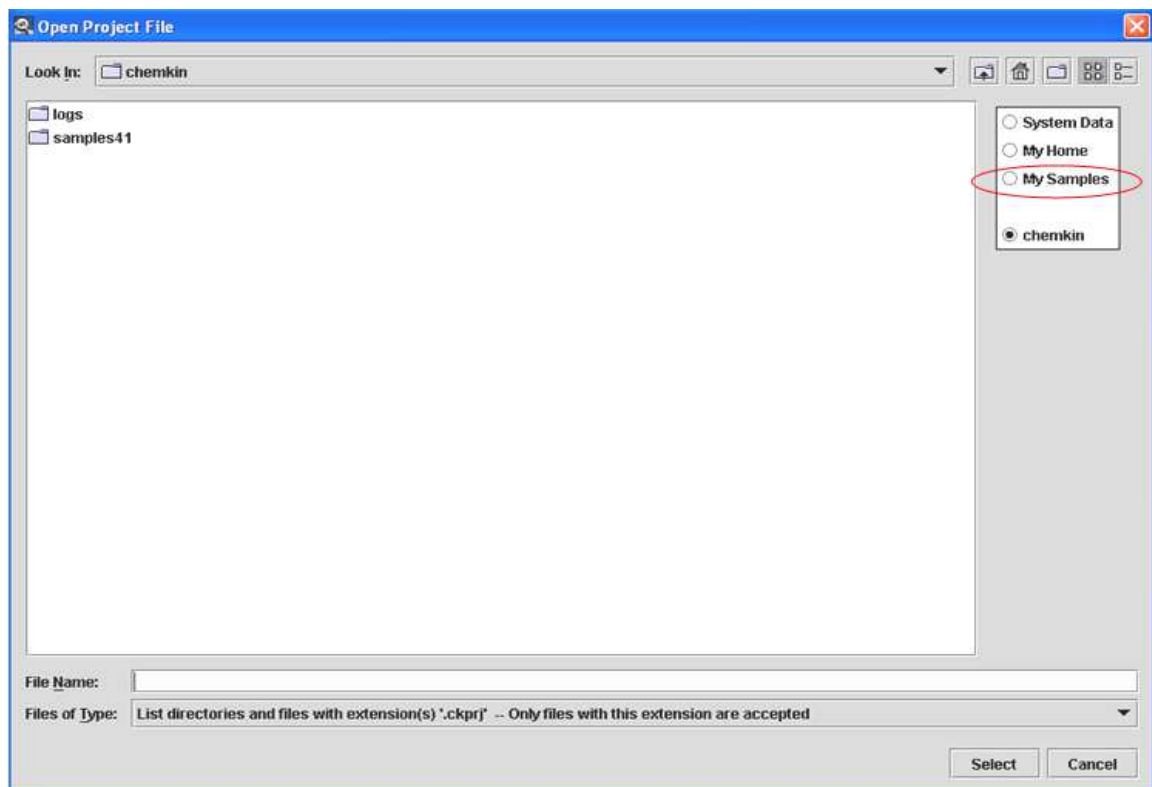


Figure.. A.5 Le répertoire de la section du travail

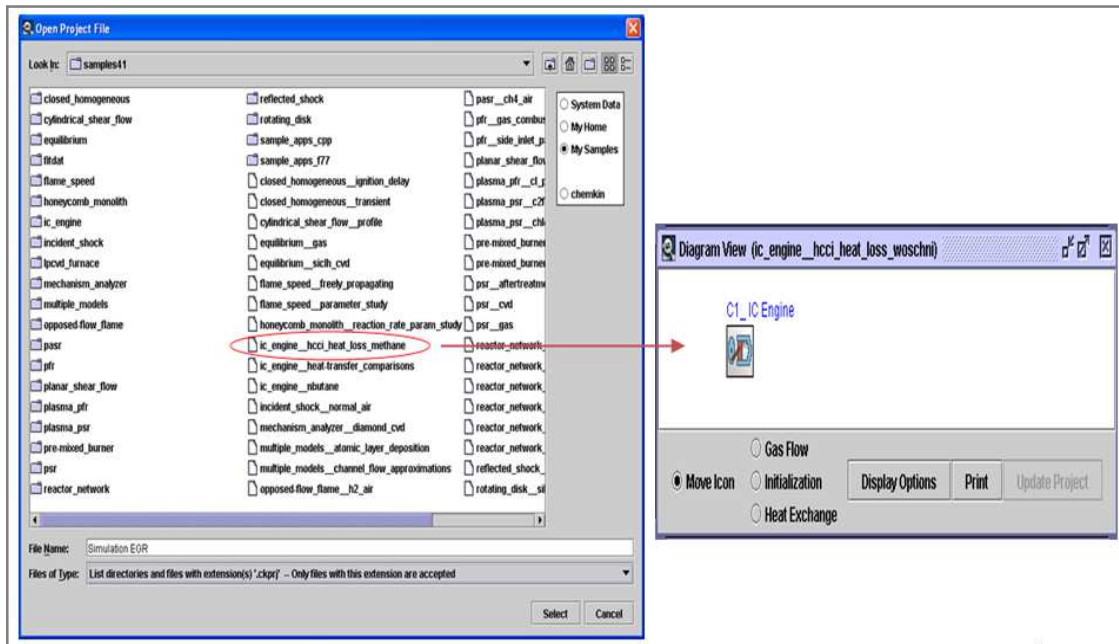


Figure.A.6 Choix du modèle de simulation (moteur a combustion interne HCCI)

On sélectionne les hypothèses du transfert de chaleur (adiabatique ou non) ; Et on complète le projet en suivant les étapes suivantes :

1. On clique deux fois sur le bouton Pre-processing (figure A.7) qui l'on passe au panneau Pre-processing (figure A.8).

2. Au panneau "Pre-processing", on sélectionne les différents mécanismes réactionnels (donnés thermodynamique et cinétique chimique) puis on clique sur le bouton "Run Pre-Processor" après cette étape on vérifie les erreurs par le clique sur "View results".

3. Fermeture du panneau "Pre-processing" et on introduire tous les données initiales de notre probleme (figure A.9, 10 ,11 et 12).

4. On clique deux fois sur le bouton "Run Model" (figure A.7), le schéma de la figure A.13 est apparait ; dans cette schéma on suivi le démarche suivant :

-On clique sur le bouton "Creat Input File".

- On clique sur le bouton "Run Model".

-On clique sur le bouton "Run Post Processor" et on laisse le simulateur de traiter le problème et de nous donne les résultats qui nous les cherchent.

Ces étapes sont illustrées dans les schémas suivants :

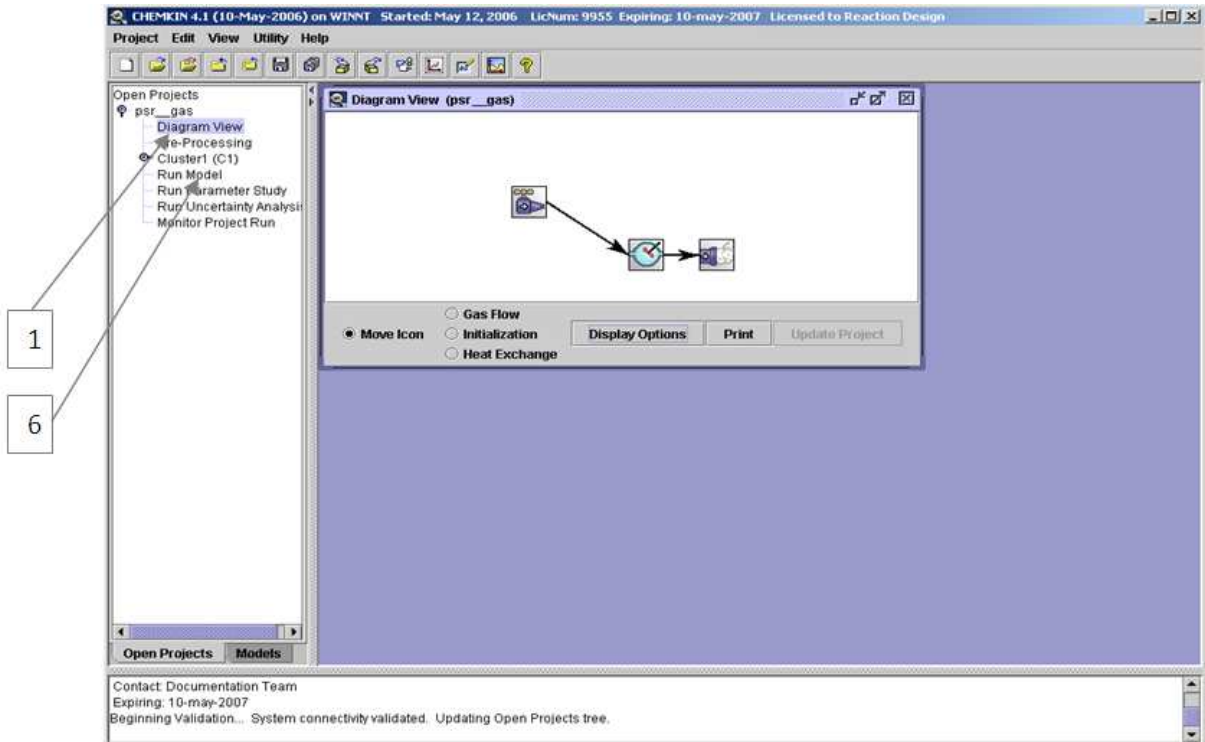


Figure.A.7 Le panneau du diagramme en CHEMKIN

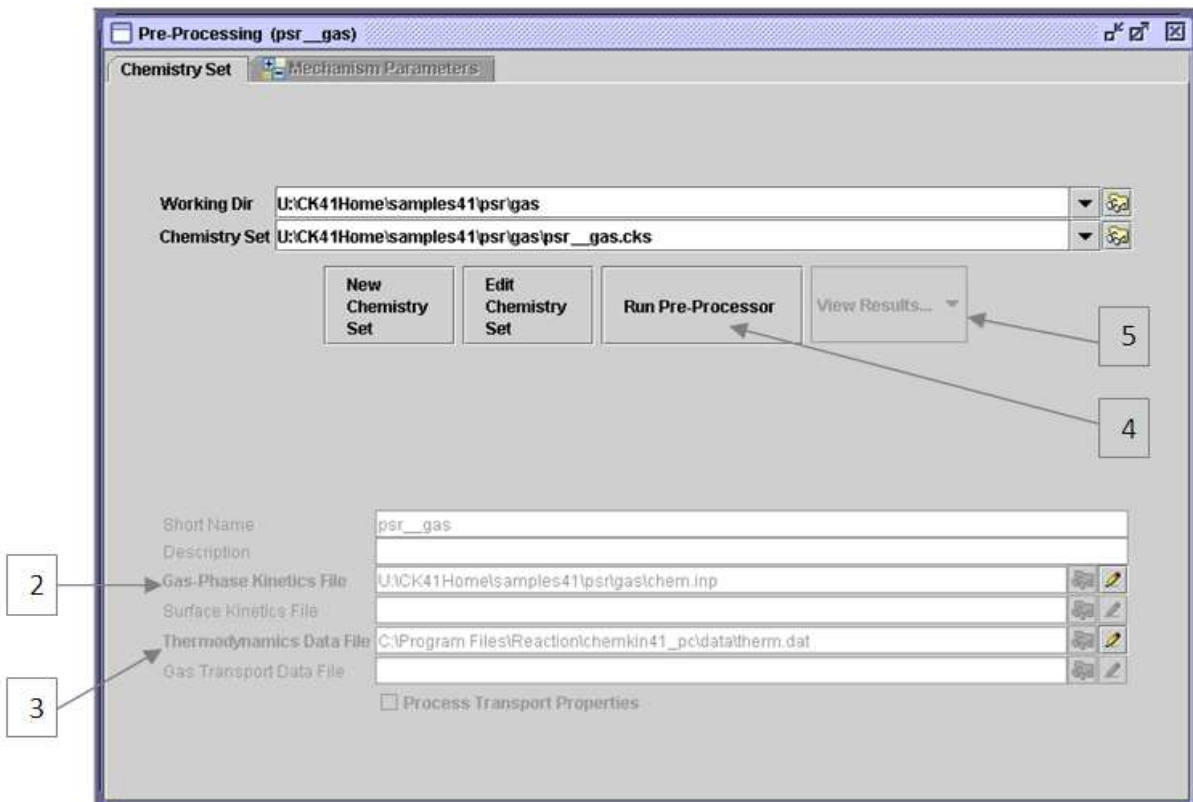


Figure.A.8 : Les paramètres de couplage CHEMKIN avec les mécanismes réactionnels

- « 1 » Pour passer au schéma A.8 on clique sur ce bouton
- « 2 » On couple le fichier du schéma cinétique avec le programme du calcul.
- « 3 » On couple le fichier des données thermodynamiques avec le programme de calcul.
- « 4 » On clique sur ce bouton et on laisse le simulateur pour faire le couplage.
- « 5 » Ce bouton pour vérifier les erreurs de couplage.
- « 6 » Pour passer au schéma A.13 on clique sur ce bouton.

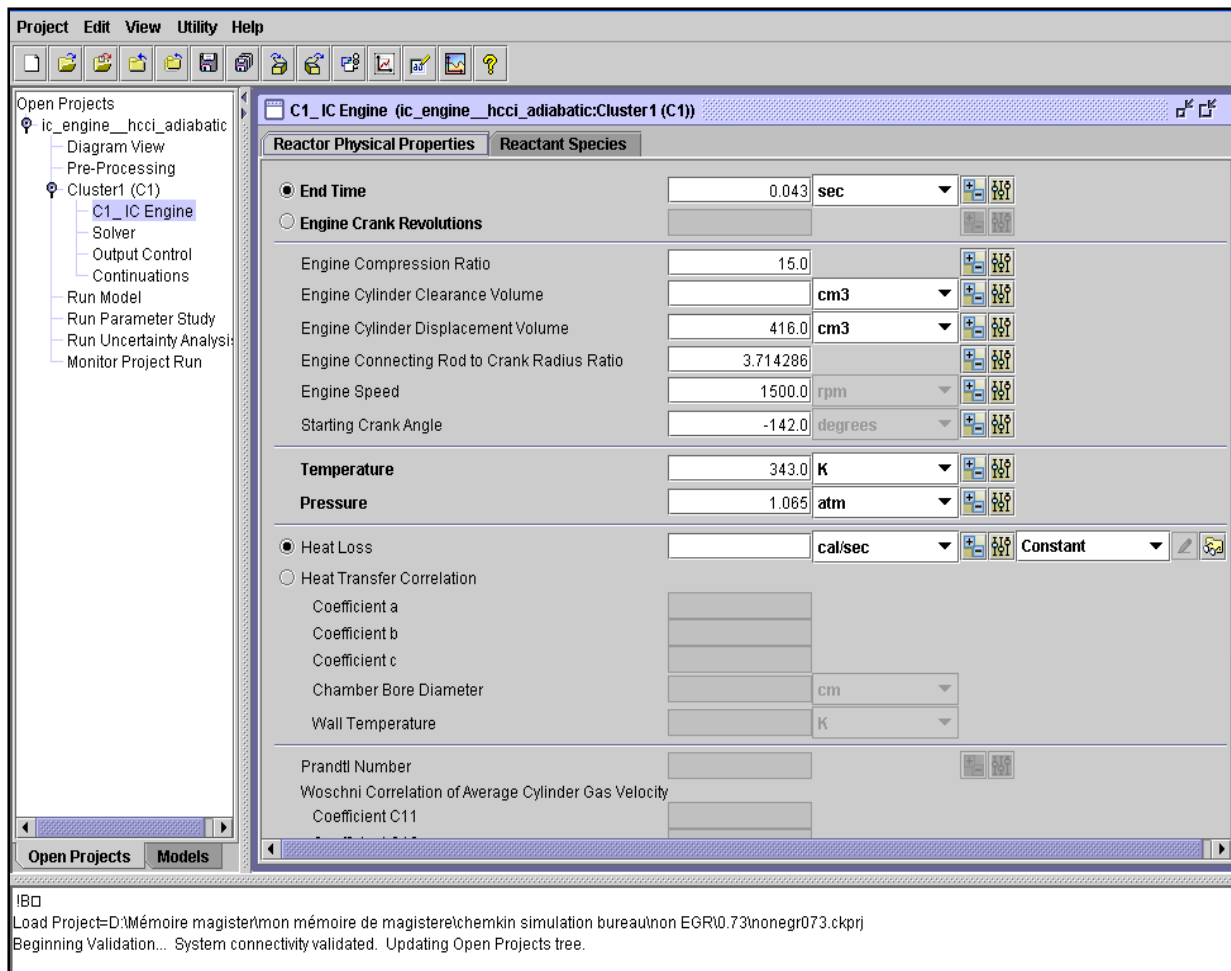


Figure.A.9 :Schéma représente les paramètres du moteur HCCI

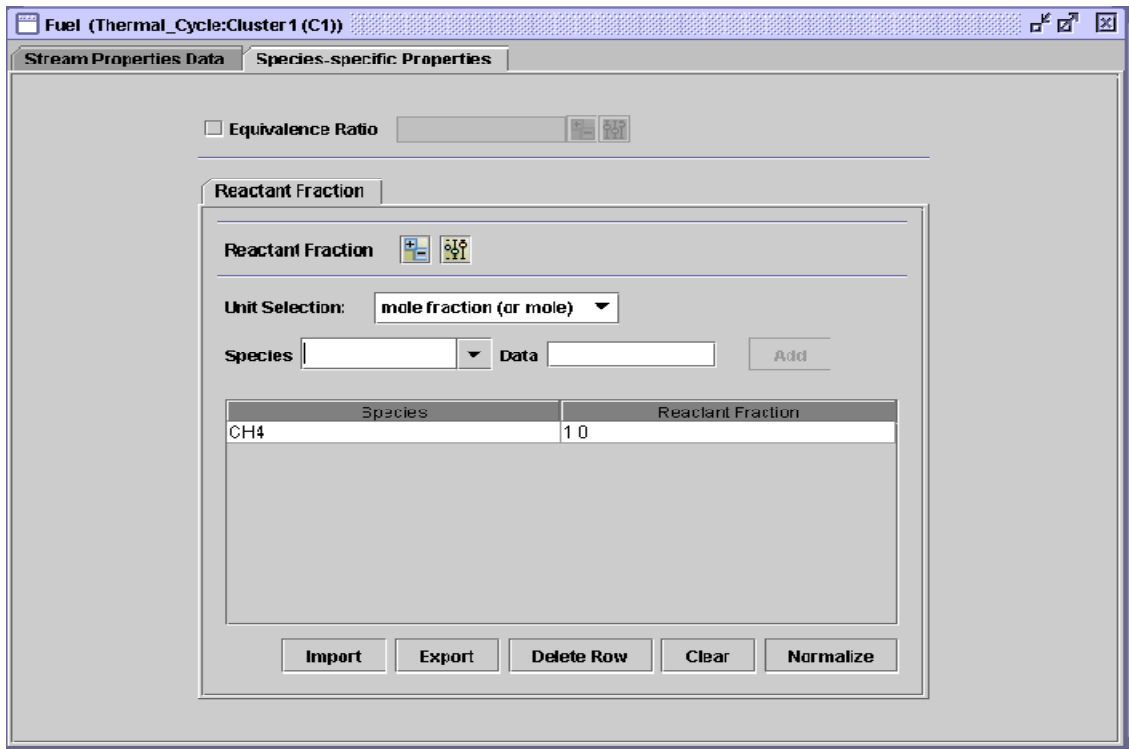


Figure.A.10 : Le lieu où on écrit la fraction du combustible

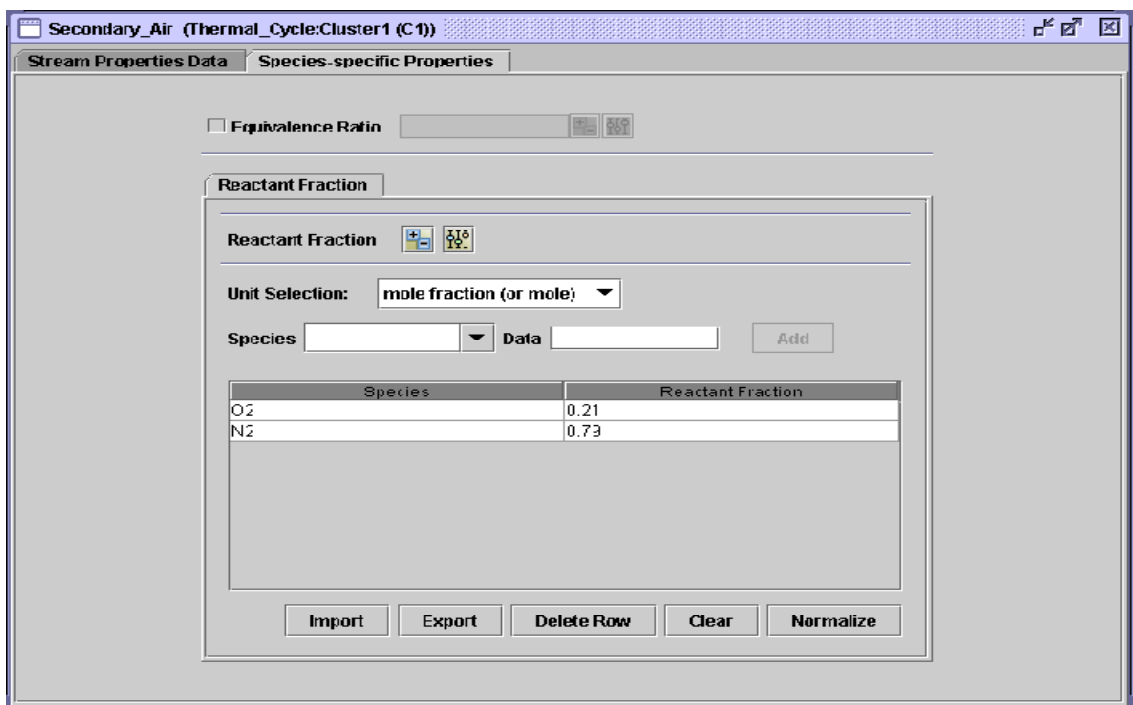


Figure.A.11 : Le lieu où on écrit les fractions des oxydants

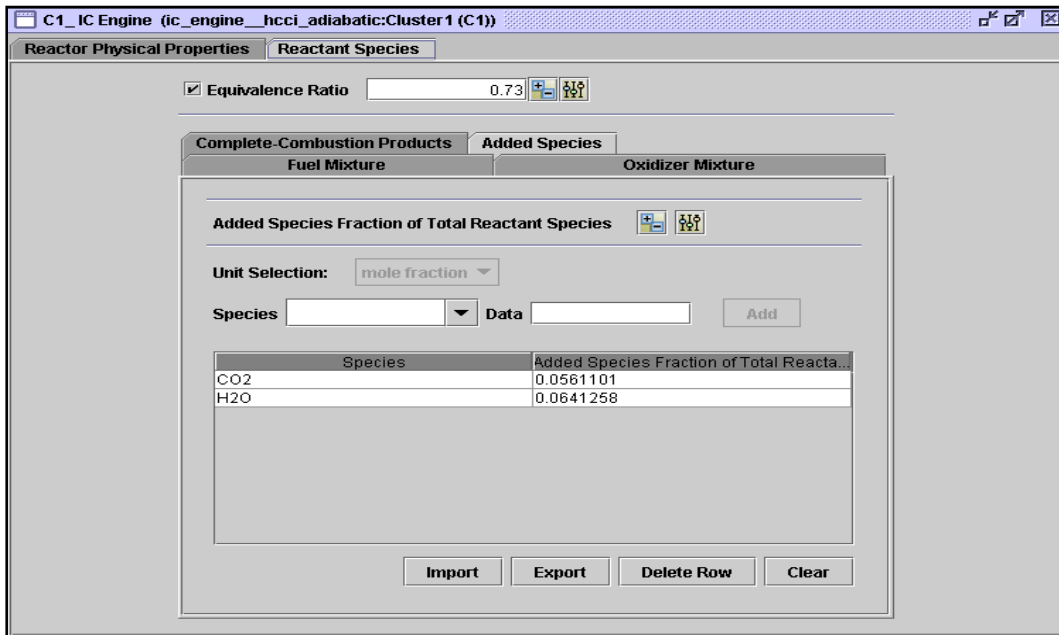


Figure.A.12 : Le lieu où on ajoute les additives de la ré-combustion

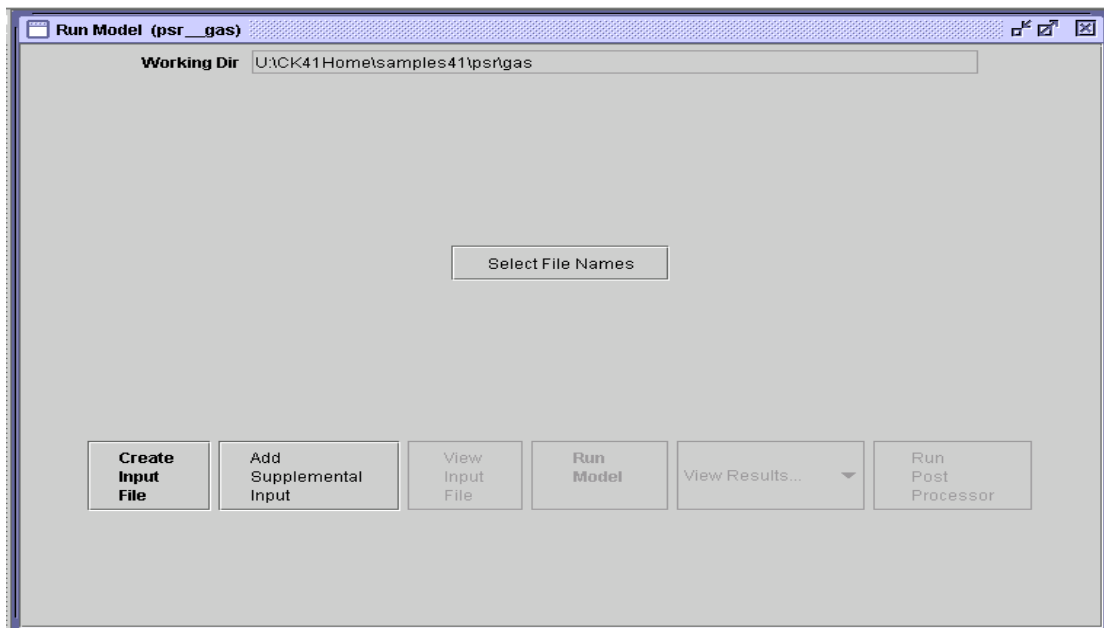


Figure.A.13 : Les dernières étapes pour traiter un problème réactionnel

Résumé

Les systèmes utilisant la combustion pour produire de l'énergie (en particulier la combustion dans les moteurs à combustion interne) contribuent pour une part importante à la dégradation de la qualité de l'air. Ces systèmes conduisent à la formation des plusieurs polluants tel que les oxydes d'azote, les particules de suie, le monoxyde de carbone et les hydrocarbures imbrûlés; D'autre part, avec la sévérisation croissante des normes anti-pollution, la prise en compte des moyens de réduction des polluants dans les moteurs à combustion interne devient essentielle. Pour cette raison, la récombustion des gaz brûlés dans les moteurs à combustion interne paraît comme une bonne solution pour réduire les émissions de ces polluants.

Dans ce travail on étudie la combustion du n-heptane dans un moteur à combustion interne HCCI (Compression à charge homogène) équipé d'un circuit EGR (circuit de recirculations des gaz d'échappement) en exploitant le code de calcul CHEMKIN et l'utilisation d'un mécanisme réactionnel développé à partir des mécanismes réactionnels existants tel que celui du n-heptane, celui du NO et celui de la Toluène. On concentre sur l'effet de la variation de la richesse et de la variation de la vitesse de rotation du moteur sur les paramètres de fonctionnement du moteur (température et pression) et ainsi sur la formation des émissions polluants (les oxydes d'azotes NOx et les particules de suie). On compare les résultats obtenus avec celles dans le même moteur sans circuit EGR.

Mots clés : Combustion, moteur à combustion interne, récombustion, moteur Diesel HCCI, mécanisme réactionnel, émissions polluantes, EGR.

Abstarct

Systems use combustion to produce energy (especially combustion in internal combustion engines) contribute significantly in air quality degradation. These systems lead to considerable pollutants formation such as nitrogen oxides, soot particles, carbon monoxide and unburned hydrocarbons; On the other hand with the severity increasing in pollution standards it becomes essential to find ways in order to reduce pollutants in internal combustion engines. For this reason the exhaust gas reburning technique in internal combustion engines appears as a good solution in aim of reducing pollution emissions.

In this study we are interested with the combustion of n-heptane in an internal combustion engine HCCI (homogeneous charge compression ignition) equipped with EGR system (exhaust gas recirculation) by the use of CHEMKIN software and a reaction mechanism developed from existing reaction mechanisms such as n-heptane, the NO and the Toluene. This work focuses on the effect of equivalence ration and rotation speed variation on engine operating parameters (temperature and pressure) and also on the formation of pollutants emissions (NO_x nitrogen oxides and soot particles). The obtained results are compared with those in the same engine without EGR system.

Keywords: Combustion, internal combustion engines, reburning, HCCI Diesel engine, reaction mechanism, pollutant emissions, EGR.

ملخص

إن الأنظمة التي تستخدم الاحتراق كوسيلة لإنتاج الطاقة (خاصة الاحتراق في محركات الاحتراق الداخلي) تساهم إلى حد كبير في تدهور نوعية الهواء. هذه الأنظمة تؤدي إلى تشكيل العديد من الملوثات مثل أكاسيد النيتروجين، الجزيئات الكربونية وأحادي أكسيد الكربون. وعلاوة على ذلك فإنه ومع التشديد المتزايد في معايير الانبعاثات الغازية الملوثة صار من اللازم إيجاد سبل للحد من الملوثات الصادرة عن محركات الاحتراق الداخلي. وعلى هذا الأساس فإن تقنية إعادة حرق الغازات المنبعثة من محركات الاحتراق الداخلي مجددا تبدو كسيلة جيدة للتقليل من انبعاث هذه الملوثات.

في هذا البحث نقوم بدراسة احتراق وقود n-heptane في محرك ذو احتراق داخلي HCCI (ذو ضغط كتلة غاز متجانسة) ومجهز بنظام EGR (تدوير غازات الاحتراق) عن طريق تطبيق نظام حاسوبي يسمى CHEMKIN و استعمال ميكانيزم تفاعلي طور انطلاقاً من ميكانيزمات تفاعلية موجودة و معروفة سابقاً مثل ميكانيزم L'heptane ميكانيزم NO وكذا ميكانيزم La Toluene. نركز في هذه الدراسة على تأثير تغيرات نسبة الهواء إلى الوقود وتغيرات السرعة الدورانية للمحرك على عوامل سير المحرك (الحرارة و الضغط) و كذا على نشأة الغازات الملوثة الناتجة عن عملية الاحتراق (أكاسيد النيتروجين NO_x والكربونية الجزيئات) ونقوم بمقارنة النتائج التي تحصلنا عليها مع تلك المتحصل عليها في نفس المحرك بدون نظام EGR.

الكلمات المفتاحية: الاحتراق, محرك ذو احتراق داخلي, إعادة حرق الغازات, محرك الديزل HCCI, ميكانيزم تفاعلي , غازات ملوثة, نظام EGR