

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE  
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE  
UNIVERSITE MENTOURI  
CONSTANTINE**

**THESE**

**Présentée en vue d'obtenir le diplôme  
De Doctorat en Sciences en Génie Mécanique**

**OPTION  
Energétique**

**THEME**

**ETUDE THERMIQUE D'UN MOTEUR A  
COMBUSTION INTERNE  
A CHARGE STRATIFIEE  
POUR LE CALCUL DE LA QUANTITE DE NO<sub>x</sub>**

**Par :**

**CHELGHOU ABDELAZIZ**

Devant le jury :

<b>-A. BOUCHOUCHA</b>	Président	Professeur à l'université de Constantine
<b>-M. KADJA</b>	Rapporteur	Professeur à l'université de Constantine
<b>-B. BENABES</b>	Examineur	M de Conférence à l'U d' O.E.B
<b>-H. MENIAI</b>	Examineur	Professeur à l'université de Constantine
<b>-R. HADEF</b>	Examineur	Professeur à l'université d' O.E.B

## TABLE DES MATIERES

### CHAPITRE I

- Généralités sur la pollution due aux moteurs (10)
- Fonctionnement d'un moteur à combustion interne à quatre temps (10)

### CHAPITRE II

- II- Etude thermique des fluides moteurs (17)
  - Caractéristiques des fluides moteurs (17)
  - Les propriétés du fluide moteur (17)

### CHAPITRE III

- III- Calcul du cycle réel dans un cylindre (22)
  - Calcul des paramètres du gaz en fin d'admission (22)
  - Calcul des paramètres du gaz au cours du processus de compression (26)
  - Combustion (35)
    - Combustion Stratifiée (35)
    - Combustion homogène (37)
    - Algorithme de calcul de la pression et de la température moyenne des gaz durant la phase de combustion (54)
    - Algorithme de calcul des champs de température dans une chambre de combustion (63)
  - Mécanisme de formation des NOx (80)
  - Contribution des différentes réactions à la formation de l'oxyde d'azote (89)

### CHAPITRE VI

- VI- Concentrations Equilibrées des produits de combustion (91)

### CHAPITRE V

- V- Résultats et discussion (100)
  - Influence de l'avance à l'allumage (100)

Résultats et interprétation	(103)
- Influence du taux de stratification et du coefficient d'excès d'air	(104)
-V- Résultats et interprétation	(117)
<b>CONCLUSION</b>	(119)
<b>NOMENCLATURE</b>	(120)

## Remerciements

Je tiens à remercier vivement :

Monsieur M Kadja mon directeur de thèse

Messieurs A Bouchoucha, B Benabes, A/H Menai

pour avoir accepté de juger ce travail

Mes meilleurs remerciements à mon frère Fateh et à ma femme Bibi

## **RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE**

Le moteur à combustion interne a toujours fasciné bon nombre de nos contemporains. D'une part, il joue un rôle prépondérant dans le domaine des propulsions et de la transformation d'énergie, d'autre part il engendre un constant intérêt scientifique. En effet, beaucoup de phénomènes y sont impliqués, ce qui oblige le concepteur ou bien le chercheur à maîtriser un grand nombre de disciplines.

L'objectif est de fournir l'état de l'art le plus exhaustif possible des modèles mathématiques utilisés pour l'analyse des cycles des moteurs à combustion interne tout en ciblant l'approche par des modèles basés sur « les cycles enveloppes » ou bien par une approche zéro dimensionnelle. La présentation prendra comme support d'exemple le moteur à allumage commandé [AC ou bien SI (Spark Ignition)]. Les moteurs à allumage par compression [Diesel, D ou bien CI (Compression Ignition)] ainsi que d'autres applications comme les moteurs utilisant la combustion par auto inflammation homogène ne seront pas évoqués..

Les modèles mathématiques peuvent être classés dans deux grands groupes : les modèles dimensionnels et les modèles thermodynamiques (nommés aussi zéro dimensionnels). Une sous-famille de modèles va se distinguer par le choix du nombre de dimension (1D – 3D) pour les modèles dimensionnels ou bien par le nombre de zones où sera appliqué le modèle thermodynamique.

Les modèles zéro dimensionnels permettent une approche simplifiée des différents phénomènes intervenant au cours de la combustion dans le cylindre. En effet, ils ne font intervenir aucune grandeur liée à l'espace, donc à la propagation. Ce type de modèle permet de considérer uniquement l'évolution des variables thermodynamiques dans le temps. Dans le cadre de la modélisation zéro dimensionnel, qui fera l'objet de cet article, le choix d'une seule zone impose comme hypothèse d'avoir l'ensemble des grandeurs thermodynamiques (pression, température, concentration...) uniformes. En augmentant le nombre de zones, il pourra être précisé dans chacune certaines conditions d'évolution ou d'initialisation. Les résultats pourront alors être affinés. Par exemple, dans le cas de deux zones, le contenu du cylindre peut être assimilé à deux espèces de composition correspondant respectivement à celles des gaz brûlés et imbrûlés.

La progression de la combustion s'opère par front de flamme. La réaction chimique d'oxydation a lieu dans un volume négligeable (front de flamme) devant les volumes des deux zones. Le front de flamme est considéré comme une discontinuité entre les gaz frais et les gaz brûlés.

La multiplicité du nombre de zones ne permettra en aucun cas d'atteindre les résultats obtenus par les modèles dimensionnels, car les modèles thermodynamiques ne prennent pas en compte les effets de transfert convectif et de diffusion. Les équations régissant les modèles 0D sont le premier principe appliqué en système ouvert (conservation de l'énergie), l'équation des gaz parfaits, et la conservation de la masse [1].

C. R. STONE en 1992[2] a appliqué le modèle à deux zones, afin d'étudier le phénomène de formation des NOx, les deux zones sont, d'une part, la zone des gaz imbrûlés (mélange de fuel, d'air et des gaz résiduels) et d'autre part celle des gaz brûlés (mélange de dix espèces) en utilisant le mécanisme de Zeldovich étendu qui a été proposé par Heywood, J. B en 1988 [3], puis validé par deux équipes de recherche Mendis, K. J. S., Stone, C. R., Ladommatos, N., Weller, G.[4] et Stone, C. R., Carden, T. R., Podmore, I.[5] en (1993). Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck"[6], "J. C., Blumberg, P., and Kummer, J. T",[7]" Komiyama, K., and Heywood, J. B",[8].", Daneshyar, H., and Watfa, M."[9], ont modélisés le profile de température dans la région des gaz brûlés, puis testés expérimentalement avec un moteur à allumage commandé et ont arrivés à une correspondance très satisfaisante.

B.S.BABKIN et A.V.V'YUN en 1977 ont étudiés l'influence du type de carburant sur la variation de la vitesse de combustion en fonction de la pression et de la température sur la base d'effets expérimentaux et de simples formulations théoriques [10].

C.L.BORMAN et R.KRIEGER en 1978 ont étudiés l'influence des différents paramètres (pression, richesse, composition des gaz, ...) sur la variation de la chaleur échangée en fonction de l'angle du vilebrequin. Les résultats obtenus sont comparés avec ceux relevés expérimentalement [11].

R R. RAINE, C. R. STONE et J. GOULD [12] ont publiés en 1995 un article qui fait l'objet de l'importance du model multi zone surtout pour le calcul de la quantité d'oxyde d'azote formée.

De l'an 2000 à 2003 CATON et al. Grâce au modèle à trois zones formées de gaz brûlé, gaz imbrûlée, et couche limite ont obtenus la pression et la température instantanées a l'intérieur d'un cylindre dont ils ont utilisés pour le calcul de la quantité d'oxyde d'azote émise par un moteur.

La stratification de la charge une solution qui vise à réaliser une combustion correcte d'un mélange globalement pauvre afin de réduire à la fois les trois polluants CO, HC et NOx (moteur Newhall el messiri, moteur Honda CVCC, moteur Texaco et Ford) [13]

## INTRODUCTION

La source de la pollution atmosphérique est principalement due aux moteurs industriels et de transport, surtout dans les régions les plus urbanisées. Les moteurs thermiques dégagent dans l'atmosphère des résidus de la combustion ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ , et les oxydes d'azote  $\text{NO}_x$ ).

Dans ce traité, vu leur importance actuelle, les émissions de polluants résultant de la combustion dans les moteurs à combustion interne nous nous limiterons à l'étude de la formation et de la réduction d'un des produits des gaz d'échappement ( $\text{NO}_x$ ) dont l'effet est la toxicité.

La préoccupation des chercheurs dans le domaine des moteurs depuis quelques années est d'arriver à réduire la toxicité des gaz d'échappement des moteurs à un niveau suffisamment bas.

La plupart des solutions proposées mènent à admettre un rendement thermique moyen relativement réduit. Il est donc logique de penser si on pouvait trouver une solution qui serait plus acceptable que celles qui sont actuellement connues, aussi bien du point de vue de la dépense d'énergie que de l'élimination des composés toxiques dans les gaz d'échappement dans les moteurs à combustion interne.

La solution proposée est le moteur à charge stratifiée dont la phase de combustion se produit en deux étapes différentes, l'une de petit volume (préchambre) comporte un mélange très riche de coefficient d'excès d'air local  $\alpha_1 \ll 1$ , l'autre occupant le reste de la chambre de combustion (chambre principale) comporte un mélange très pauvre formé d'air et des gaz brûlés de la première combustion de coefficient d'excès d'air local  $\alpha_2 \gg 1$  [1].

Parmi les divers modes de stratification de la charge qui existent on a retenu celui de l'injection directe de l'essence, ce type de moteur est muni de deux chambres de combustion (figure ci-dessous), une préchambre 1 de petit volume ayant une forme cylindrique et placée latéralement dans la culasse et une chambre principale 2. Ces deux chambres communiquent entre elles par des petits canaux 3 aménagés spécialement. La bougie débouche dans le fond de la préchambre ayant la soupape supplémentaire d'admission.



Le choix du nombre et de la forme des canaux de communication doit se faire tel qu'il permet au flux des flammes sortantes avec une grande vitesse de la préchambre, de balayer le plus grand possible l'espace compris entre la culasse et le piston.

Le choix des dimensions des canaux de communication (diamètre et longueur) doit assurer, d'une part une différence de pression suffisante entre les deux chambres de telle façon que les flammes sortent avec une grande vitesse de la préchambre et d'autre part, un bon, écoulement des gaz de la préchambre vers la chambre principal. Pour cela le rapport de la longueur des canaux à leur diamètre doit être inférieur ou égal à 3.

Le présent travail comprend cinq chapitres, dont le premier et le second sont consacrés à des généralités sur la pollution et aux principes de fonctionnement des moteurs à combustion interne à quatre temps ainsi qu'à l'étude thermique des fluides moteur (pouvoir calorifique, chaleurs spécifiques, coefficient d'excès d'air, ...).

Le troisième et le quatrième chapitre présentent le calcul du cycle dans un cylindre (quatre phases) des deux types de moteur (à charge homogène et à charge stratifiée), deux algorithmes de calcul de la pression et de la température moyennes au cours de la phase de combustion ; ainsi que le calcul du champ de température dans une chambre de combustion par le modèle multi zone. L'étude du mécanisme de formation des oxydes d'azote mène à une équation différentielle dont la résolution exige la connaissance des concentrations équilibrées des produits de combustion. Ce qui a été réalisée à la fin de cette partie.

Finalement les résultats de simulation et d'expérimentation ainsi que leurs interprétations des points de vue théorique et expérimental (Pression et quantité de NOx) issus des trois types de moteur (homogène, stratifiée et banc d'essai) sont présentés dans le cinquième chapitre avant de conclure et de donner des perspectives à ce travail.

## **I-Généralité ( pollution, moteur)**

### **I.1 Pollution**

Dés que l'homme a su utiliser le feu, il s'est trouvé confronté au problème des fumées. On imagine l'homme préhistorique intoxiqué dans sa caverne par la fumée de son feu de bois et découvrant la cheminée pour mettre fin à sa gêne.

Il est désormais nécessaire de contrôler de façon rigoureuse le phénomène de la pollution due à la combustion. Or, la formation des polluants implique que les combustions soient imparfaites; elle entraîne une perte de combustibles. La découverte des mécanismes de formation des polluants et leur maîtrise permettraient non seulement la réduction nécessaire de la pollution de l'air mais elle assurerait, en outre, une meilleure utilisation des combustibles.

La source de la pollution atmosphérique est principalement due aux moteurs industriels et de transport, surtout dans les régions les plus urbanisées. Les moteurs thermiques dégagent dans l'atmosphère des résidus de la combustion ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ , et les oxydes d'azote  $\text{NO}_x$ ). Sur les moteurs à combustion interne, convertisseur d'énergie chimique en énergie mécanique auquel nous nous intéressons ; les émissions proviennent des gaz d'échappement et qui constitue la source principale de la pollution.

Dans ce traité, vue leur importance actuelle, les émissions de polluants résultant de la combustion dans les moteurs à combustion interne nous nous limiterons à l'étude de la formation et de la réduction d'un des produits des gaz d'échappement (le  $\text{NO}_x$ ) dont l'effet est la toxicité.

### **I.2 Fonctionnement du moteur à allumage commandé à 4 temps**

Le moteur à allumage commandé (AC) est un moteur alternatif à combustion interne. Le travail est produit par la combustion d'un mélange carburé à l'intérieur d'un cylindre dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif. Les deux limites extrêmes du mouvement sont appelées respectivement point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB). Le volume balayé entre ces deux points constitue la cylindrée unitaire.

Au PMH le volume résiduel est appelé volume mort ; il détermine ce que l'on nomme la chambre de combustion, qui est donc la portion de volume limitée par la culasse, le haut de chemise et la partie supérieure du piston. Du volume mort  $V_{cc}$  et de la cylindrée  $V_{cyl}$  se déduit le rapport volumétrique de compression :

$$T_x = \frac{V_{cyl} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (1.1)$$

Le mouvement alternatif du piston est transmis sous forme de rotation à l'arbre moteur, ou encore vilebrequin, par l'intermédiaire d'une bielle.

La figure (FIG. 1.1) représente un moteur à allumage commandé en coupe avec ses principales dénominations.

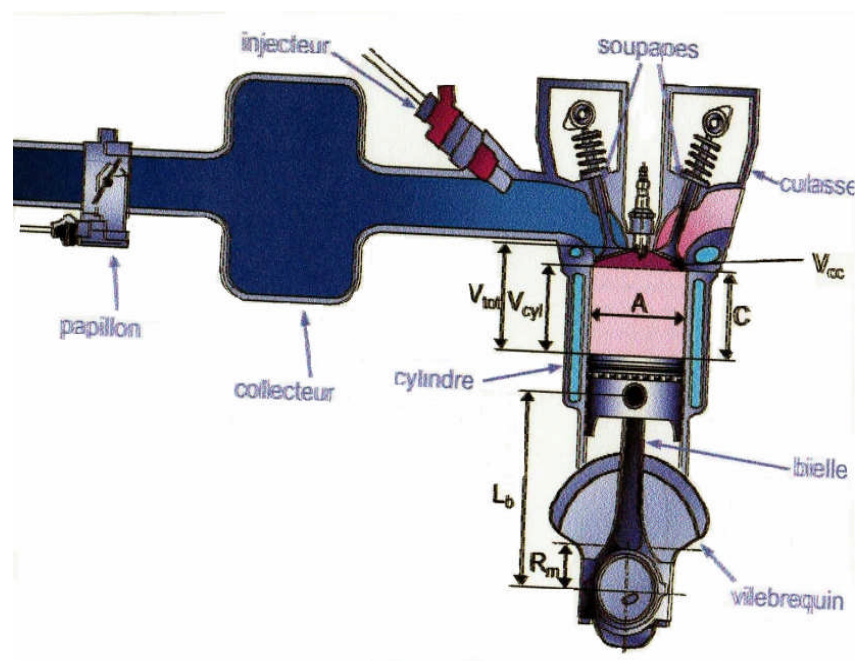


Fig :I-1 Schéma d'un moteur à allumage commandé

Les particularités essentielles du moteur AC résident dans ses modes d'alimentation

et de combustion. En effet, le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant réalisé soit avant son introduction dans le cylindre (mélange préalable), soit dans le cylindre (injection directe). La quantité d'air admise est modulée par un volet situé dans la tubulure d'admission (le papillon) et le carburant est dosé par un carburateur ou un système d'injection.

La proportion en masse entre combustible et comburant n'est pas indifférente et constitue ce que l'on appelle la richesse du mélange carburé. Le travail produit est fonction de la quantité de mélange introduite. Le niveau de charge du moteur est souvent caractérisé par son remplissage en air, qui est le rapport entre la masse d'air réellement présente dans le cylindre et la masse idéale qu'il contiendrait dans des conditions standards (1 atmosphère, 20 °C par exemple).

Le couple et la puissance délivrés par le moteur sont directement fonction du remplissage en air.

Si les conditions de référence sont celles régnant à l'admission, ce rapport devient alors le rendement volumétrique. Au cours d'un fonctionnement type automobile, le remplissage varie de 0,2 lors des faibles charges, à 1,0 à pleine ouverture pour des moteurs à aspiration naturelle ; il peut dépasser largement l'unité s'il y a suralimentation (3 à 4 en compétition). À l'intérieur du cylindre, l'air et le carburant vaporisé se transforment en un mélange gazeux combustible ; l'allumage peut être alors déclenché en provoquant une élévation locale de la température, créant ainsi un noyau enflammé, puis un front de flamme se propageant dans le volume de la chambre. Le moment d'allumage est donc contrôlable, d'où la dénomination de ce type de moteur ; le moyen universellement choisi pour ce faire est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre.

Le fonctionnement théorique du moteur à allumage commandé à 4 temps est basé sur le cycle de Beau de Rochas (FIG. 1.2). Il comporte 4 phases et permet d'obtenir un travail mécanique à partir d'une source chaude et une source froide.

### **1<sup>er</sup> temps : admission ( $0^\circ < \theta < 180^\circ$ )**

La phase d'admission se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre. Les vitesses des gaz sont plutôt élevées (la

vitesse du son peut être atteinte au passage du papillon) et l'inertie des masses gazeuses ne peut pas être négligée. De ce fait et aussi parce qu'il y a des pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...), le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, les inerties des masses gazeuses sont prises en compte en avançant l'ouverture de la soupape d'admission avant le PMH. Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime en optimisant le phénomène d'acoustique et d'inertie des gaz. L'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à haut régime en augmentant la section de passage des gaz. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage avec des pressions d'admission largement supérieures à l'atmosphère.

Quelle que soit la pression à l'entrée du circuit d'admission, la quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. La charge du moteur est donc en rapport avec la pression d'admission.

## **2<sup>eme</sup> temps : compression ( $180^\circ < \theta < 360^\circ$ )**

Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le PMH en comprimant la masse gazeuse enfermée. La pression dans le cylindre croît et, sans combustion, elle attendrait à pleine ouverture 10 à 20 bars au PMH, selon le rapport volumétrique. L'allumage intervient quelques instants avant le PMH ( $10^\circ$  à  $40^\circ$ ), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion. Les moteurs à injection directe réalisent leurs charges partielles en modulant la quantité de carburant injectée, ce qui signifie que dans la chambre de combustion la répartition de la charge est hétérogène pour que localement une faible quantité de carburant puisse être associée à une faible part de l'air et que le mélange soit combustible. Le dessin et l'aérodynamique interne des chambres de combustion déterminent la formation du mélange et sa localisation, qui doit être impérativement proche d'une bougie d'allumage. Les pleines charges sont par contre obtenues en revenant à une charge homogène remplissant le volume entier du cylindre.

**3<sup>eme</sup> temps : combustion et détente ( $360^\circ < \theta < 540^\circ$ )**

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour arriver normalement à son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 90 bars à pleine charge. Les gaz sont à ce moment très chauds (2000 à 3000 K) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses. Le piston descend ensuite vers le PMB, la pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. Le taux de détente est déterminant pour le rendement et certains concepts ont été imaginés pour profiter au mieux de cette phase (cycle de Miller).

**4<sup>eme</sup> temps : échappement ( $540^\circ < \theta < 720^\circ$ )**

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. Pour tenir compte des inerties des gaz, l'échappement peut s'ouvrir quelque peu avant le PMB et se fermer après le PMH. Il peut se trouver ainsi quelques instants pendant lesquels les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément : c'est le croisement de soupapes. Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime.

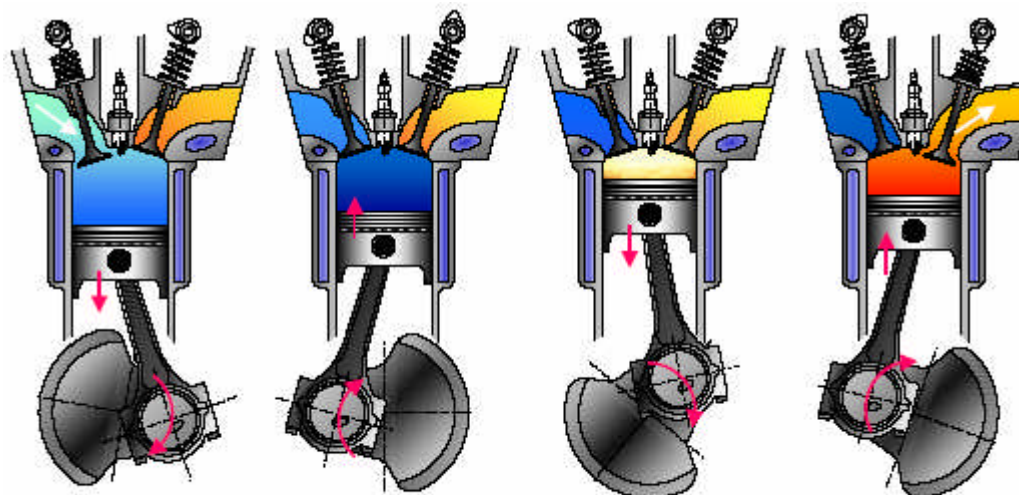


FIG. 1.2: Cycle à 4 temps d'un moteur à allumage commandé.

Admission

Compression

Combustion détente

Echappement

Ce sont les temps nécessaires au cycle de transformation de l'énergie chimique contenue dans le carburant en énergie mécanique. Chaque temps correspond à un demi tour de rotation du vilebrequin. Les 1 et 4 sont consacrés au transfert des gaz (admission des gaz frais et échappement des gaz brûlés) les 2 et 3 sont les temps nécessaires à la préparation et à la réalisation de la combustion et sa transformation en énergie mécanique.

Le cycle décrit est très souvent représenté sous la forme d'un diagramme. Ce diagramme de Clapeyron constitue une représentation des états d'un fluide au moyen de courbes donnant la pression du fluide en fonction de son volume à une température donnée. Ce diagramme est pratique pour visualiser les cycles des moteurs à combustion interne.

La surface délimitée par l'abscisse de deux points et la courbe de l'évolution du fluide représente le travail du fluide lors de la transformation. La surface bleue sur la (FIG. 1.3) correspond à une partie du travail moteur. En effet, le travail du moteur est donné par la relation (eq. 1.2). Par convention le travail est négatif lorsque le moteur produit du travail car il est cédé par le système.

$$W_i = - \int p dV \quad (1.2)$$

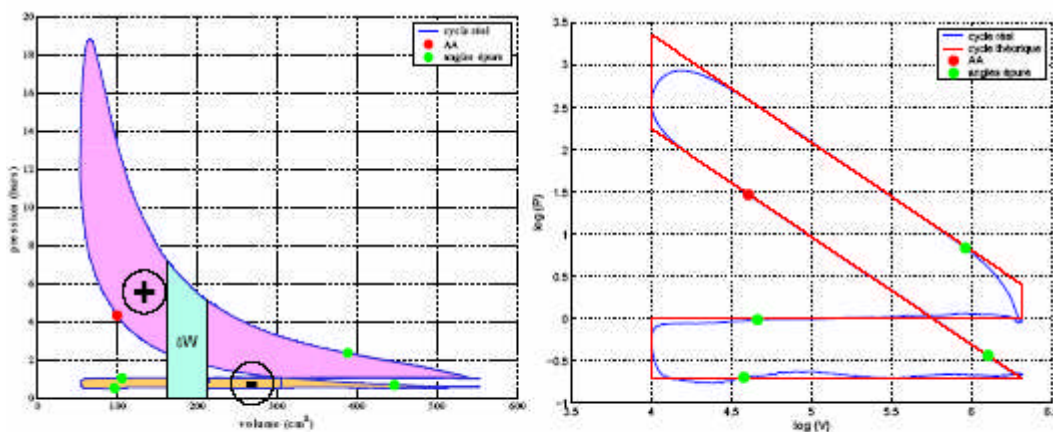


FIG. 1.3: Diagramme de Clapeyron pour un cycle réel et le cycle enveloppe associé.  $N = 1000 \text{ tr/min}$ ,  $OF = 1, 16^\circ/m$ ,  $p_{cot} = 500 \text{ (mbars)}$ ,  $\phi = 1, 02$ ,  $AA = 31^\circ V$ .

Par la suite, le travail sera considéré comme positif lorsque le système cède de l'énergie et sera négatif quand il s'agit de pertes. La surface rose correspond à la boucle haute pression, elle représente le travail fourni par le moteur. La surface orange est la boucle basse pression, elle correspond au travail nécessaire pour introduire le mélange frais dans le cylindre. La figure (FIG. 1.3) représente un cycle moteur réel et son cycle enveloppe dans un diagramme de Clapeyron. Le cycle enveloppe correspond au cycle obtenu dans le cas où les transformations sont considérées comme isochores et polytropiques. A la différence d'un cycle théorique, l'ouverture et la fermeture des soupapes sont décalées (chapitre 1.1). On bénéficie alors de l'inertie des gaz et cela permet d'augmenter la quantité de gaz admise dans le cylindre. La combustion du mélange ne se faisant pas à volume constant, il est nécessaire de débiter celle-ci quelques degrés avant l'arrivée du piston au PMH. En optimisant l'avance à l'allumage ainsi que les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes, la puissance délivrée par le moteur et la température maximale sont augmentées au détriment de la formation des  $\text{NO}_x$ .

Afin de réduire les émissions d'oxydes d'azote, il est indispensable de connaître le mécanisme de sa formation.



## II Etude thermique du fluide moteur

### II-1 Caractéristiques des fluides moteurs

Les moteurs à essence actuels fonctionnent en grande majorité à la stoechiométrie après introduction d'un mélange homogène d'air et de carburant dans le moteur, la combustion (inflammation du mélange) est initiée par une étincelle (allumage commandé) elle se traduit par un front de flamme qui balaye toute la chambre .

### II-2 Les propriétés du fluide moteur

Les combustibles destinés au moteur à explosion sont appelés carburants .les plus couramment utilisés sont l'essence, le gaz et le gazoile. Qu'ils soient liquide ou gazeux les carburants, forment avec l'air (comburant) un mélange gazeux susceptible d'exploser dans le cylindre.

la composition élémentaire des combustibles liquides est habituellement exprimés en fractions massiques mais celles des combustibles gazeux en fraction volumétriques .

Les gaz combustibles possèdent la propriété d'exploser spontanément lorsque la pression augmente. Cette propriété appelée détonation est à combattre dans les moteurs à essence car si le mélange explose spontanément avant le point d'allumage, la propagation sera achevée avant que le piston ne parvienne au point mort haut.

La détente des gaz ne communique pas de force motrice au piston mais la freine (phénomène de cognement).Les propriétés antidétonantes d'un carburant sont mesurés par rapport à un mélange d'iso- octane (peu détonant), plus l'indice octane est élevé l'essence est antidétonante)

L'essence utilisée pour les moteurs à allumage commandé est un mélange d'hydrocarbures ; on y trouve en moyenne :

- 2) 5% de cycloalcanes, hydrocarbures saturés cycliques.
- 3) 30% à 45% d'alcènes, hydrocarbures non saturés
- 4) 30% à 45% d'hydrocarbures aromatiques de la famille du benzène ;

Ce produit est, pour l'essentiel, issu de la distillation du pétrole.

Les fractions massiques des composants sont désignées par leurs symboles chimiques, on a :

$$C + H + O + S + W = 1Kg$$

La composition élémentaire de l'essence est donnée par le tableau :

COMBUSTIBLE	FRACTION MASSIQUE				
	C	H	O	S	W
ESSENCE	0,855	0,145	0	0	0

### II-3 Pouvoir calorifique d'un combustible

Les pouvoirs calorifiques massique ou volumique représentent la quantité d'énergie dégagée par unité de masse ou de volume de carburant, lors de la réaction chimique de combustion complète de 1Kg de combustible liquide ou de 1m<sup>3</sup> de combustible gazeux.

On distingue deux types de pouvoirs calorifiques : pouvoir calorifique supérieur (PCS) et pouvoir calorifique inférieur (PCI) selon l'eau obtenue par combustion.

Soit elle se trouve à l'état liquide ou à l'état gazeux. Il est supérieurs (PCS) lorsque la chaleur de condensation des produits de combustion est incluse dans la cas contraire c'est le pouvoir calorifique inférieur (PCI).

$$PCI = 33.91C + 125.60 H - 10.89 (O - S) - 2.51(9H+W) \quad [MJ/kg] \quad (II.1)$$

### II-4 Quantité d'air théoriquement nécessaire

Théoriquement pour obtenir une combustion complète d'un carburant il est nécessaire d'avoir l'air dans une quantité déterminée appelée quantité d'air théoriquement nécessaire Cette dernière est déterminée d'après la composition élémentaire de 01Kg de carburant liquide, sa formule est donnée par [1] :

$$\text{En unité molaire} \quad L_0 = \frac{1}{0,208} \left[ \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] \quad [k_{mole.air} / kg_{carburant}] \quad (II.2)$$

En unité massique  $l_0 = \frac{1}{0,232} \left[ \frac{8C}{3} + 8H - O \right] \quad [ kg_{air} / kg_{carburant} ] \quad (II.3)$

-0.23 Fraction massique d'oxygène dans 01Kg d'air

-0.208 Fraction volumique d'Oxygène dans 01Kmole d'air

### II-5 Coefficient d'excès d'air

En pratique la quantité réelle d'air admise peut être inférieure égale, ou supérieure à la quantité d'air théoriquement nécessaire pour assurer une combustion complète ; le rapport de la quantité réelle d'air (l ou L) à la quantité d'air théoriquement nécessaire (l<sub>0</sub> ou L<sub>0</sub>) pour brûler complètement 1Kg le combustible liquide est appelé coefficient d'excès d'air:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0} \quad (II.4)$$

Il est à noter que ce coefficient présente l'inverse de la richesse  $\varphi$ ,  $\alpha = \frac{1}{\varphi}$

- $\alpha = 1$  le mélange est dit stoechiométrique
- $\alpha > 1$  le mélange est dit pauvre
- $\alpha < 1$  le mélange est dit riche

### II-6 Mélange Carburé :

Le mélange carburé appelé aussi « **charge fraîche** » est le mélange du carburant à l'état gazeux avec l'air atmosphérique.

$$N_{mc} = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_c} \quad \frac{\text{kmole mc}}{\text{kg carburant}} \quad (II.5)$$

$$m_{mc} = \alpha L_0 + 1; \quad \frac{\text{kg mc}}{\text{kg carburant}} \quad (II.6)$$

Où  $\mu_c$  : désigne la masse molaire des vapeurs d'essence dont la valeur numérique varie dans l'intervalle :  $\mu_c = 110 \text{ à } 120 \text{ kg / kmole}$

### II-7 Mélange moteur

La combustion réelle se fait par un fluide composé du mélange carburé et des gaz résiduels issus du cycle précédent ; ce mélange est appelé mélange moteur, la quantité de celui-ci est donnée par la relation

$$m_{mm} = m_{mc} + m_r = m_{mc} \left( 1 + \frac{m_r}{m_{mc}} \right) = m_{mc} (1 + \gamma_r) \quad \frac{\text{Kg de } m_m}{\text{Kg de carb}} \quad (\text{II.7})$$

$$N_{mm} = N_{mc} + N_r = N_{mc} \left( 1 + \frac{N_r}{N_{mc}} \right) = N_{mc} (1 + \gamma_r); \quad \frac{\text{K mole de } m_m}{\text{kg de carb}} \quad (\text{II.8})$$

Où:  $N_r$ ,  $\gamma_r$  nombre de moles et Coefficient des gaz résiduels

### II-8 Produits de combustion

Pour chaque composant des produits de combustion ci-dessous, suivants la valeur du coefficient d'excès d'air, on calcul le nombre de mole.

Gaz carbonique ( $\text{CO}_2$ ), Vapeur d'eau ( $\text{H}_2\text{O}$ ), Monoxyde de carbone (CO) Hydrogène moléculaire ( $\text{H}_2$ ), Azote atmosphérique ( $\text{N}_2$ ) et l'Oxygene ( $\text{O}_2$ ) :

Pour  $\alpha < 1$

$$N_{CO_2} = \frac{C}{12} - N_{CO} \quad \left[ \frac{\text{k mole de } \text{CO}_2}{\text{kg de carburant}} \right]$$

$$N_{CO} = 2 \frac{(1-\alpha)}{1+k} \cdot 0,208L_0 \quad \left[ \frac{\text{k mole de CO}}{\text{kg de carburant}} \right]$$

$$N_{H_2} = 2k \cdot \frac{(1-\alpha)}{1+k} \cdot 0,208L_0 \quad \left[ \frac{\text{k mole de } \text{H}_2}{\text{kg de carburant}} \right]$$

$$N_{N_2} = 0,792\alpha L_0 \quad \left[ \frac{\text{k mole de } \text{N}_2}{\text{kg de carburant}} \right]$$

$$N_{H_2O} = \frac{H}{2} - N_{H_2} \quad \left[ \frac{\text{k mole de } \text{H}_2\text{O}}{\text{kg de carburant}} \right]$$

Où :  $k = \frac{N_{H_2}}{N_{CO}}$  constante numérique dont la valeur, pour les produits de combustion de

l'essence varie de 0,45 à 0,50

Le nombre total de moles des composants des gaz résiduels a pour expression :

$$N_{PC} = N_{CO_2} + N_{CO} + N_{H_2} + N_{N_2} + N_{H_2O} \quad \left[ \frac{\text{k mole PC}}{\text{kg carburant}} \right]$$

$$N_{pc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792\alpha L_0 \quad \left[ \frac{\text{kmole PC}}{\text{kg carburant}} \right] \quad (\text{II.9})$$

Ni,  $N_{pc}$  nombre de mole de chaque composant i et celui total des produits de combustion complète d'un carburant liquide.

Pour  $\alpha \geq 1$

$$N_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad [\text{kmole CO}_2 / \text{kg Carb}]$$

$$N_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad [\text{kmole H}_2\text{O} / \text{kg Carb}]$$

$$N_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0 \quad [\text{kmole O}_2 / \text{kg Carb}]$$

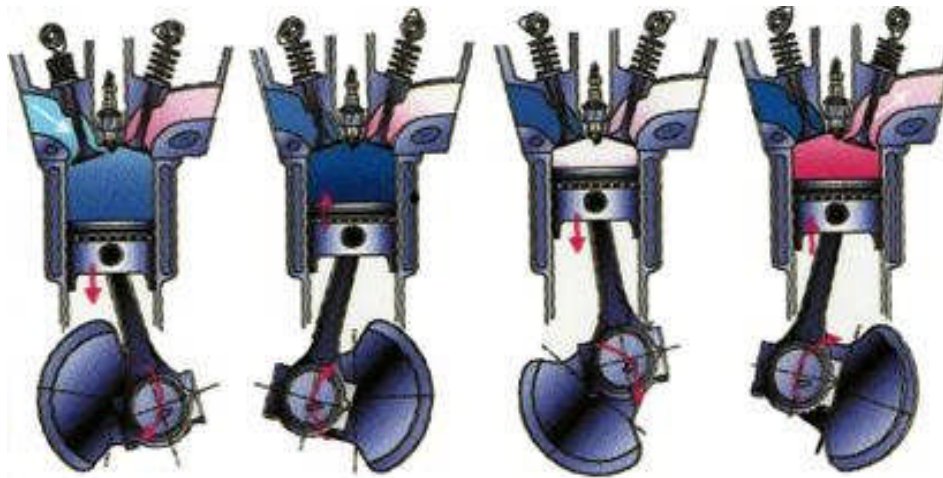
$$N_{N_2} = 0,792\alpha L_0 \quad [\text{kmole N}_2 / \text{kg Carb}]$$

Quantité molaire totale des produits de combustion incomplète est :

$$N_{PC} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{O_2} + N_{N_2} \quad [\text{kmole de P.C/kg Carb}]$$

$$N_{PC} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0 \quad [\text{kmole de P.C/kg Carb}] \quad (\text{II.10})$$

### CALCUL DU CYCLE REEL DANS UN CYLINDRE



Admission      Compression      Combustion détente      Echappement

**FigIII-1** : Cycle à 04 temps d'un moteur à allumage commandé

#### III-1:Calcul de pression en fin d'admission Pa (point a):

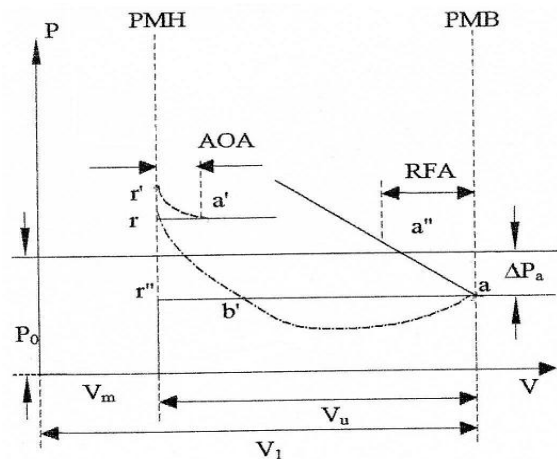
La détermination des paramètres du processus d'admission est très compliquée et s'effectue grâce à la résolution d'un système d'équations différentielles que nous ne traitons pas dans cette étude, pour cela on se limite à des considérations élémentaires, par exemple, on admet que la pression chute brusquement de  $r'$  à  $r''$ , puis elle demeure invariable jusqu'au point a (figure III.2)

La masse du gaz introduite dans le cylindre durant ce processus est conditionnée par la pression au point a ( $P_a$ ) dont la valeur est déterminée par :

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (\text{III-1})$$

$\Delta P_a$  : Chute de pression engendrée par les paramètres géométriques, Aérodynamiques et acoustiques du système d'admission.

$P_0$  : Pression atmosphérique



**FIG : III-2 : Variation la pression au cours du processus d'admission**

$v_m$  : volume mort.  $V_u$  : volume unitaire.  $V_a$  : volume total de la cylindrée.

RFA : angle de retard à la fermeture d'admission. AOA : angle d'avance à l'ouverture d'admission

L'équation de Bernoulli pour les gaz en écoulement permanent nous permet de déterminer la valeur de  $\Delta P_a$ .

$$P_a + \frac{W^2}{2} \rho + \rho gh = cte \quad (III-2)$$

On admet que, le gaz considéré est incompressible du fait que la variation de pression est très faible, que la variation de l'énergie potentielle est négligeable devant la variation de l'énergie cinétique, donc on peut négliger le terme  $\rho gh$  et on obtient :

$$P_a + \frac{W^2}{2} \rho = cte \quad (III-3)$$

Entre deux sections (à l'entrée au point 0 et au point a) (III-3) s'écrit :

$$P_0 + \frac{W_0^2}{2} \rho_0 = P_a + \frac{W_a^2}{2} \rho_a \quad (III-4)$$

Vue les résistances hydraulique du système d'admission, il n'y a pas de conservation de l'énergie donc cette dernière diminue au cours du mouvement (il y a lieu une perte de charge) :

A cet effet il faut ajouter à cette équation un terme évalué expérimentalement, et représentant la perte d'énergie par unité de volume d'une section à l'autre

$$P_0 + \frac{W_0^2}{2} \rho_0 = P_a + \frac{W_a^2}{2} \rho_a + \frac{W_{ad}^2}{2} \rho_a \xi_{ad} \quad (\text{III-5})$$

Pour  $W_0 = 0$ ,  $\rho_0 = \rho_a$  et  $\beta = \frac{W_a}{W_{ad}}$ , il vient que:

$$P_0 = P_a + \beta^2 \frac{W_{ad}^2}{2} \rho_0 + \frac{W_{ad}^2}{2} \rho_0 \xi_{ad}$$

Donc 
$$\Delta P_a = P_0 - P_a = \left( \beta^2 + \xi_{ad} \right) \frac{W_{ad}^2}{2} \rho_0 \quad (\text{III-6})$$

Où  $\beta$  : coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de l'air dans la section considérée du cylindre,

$W_{ad}$  : vitesse moyenne d'écoulement des gaz dans la section la plus étroite du système (en général la section de passage de la soupape d'admission)

$\rho_0$  : Densité des gaz à l'admission dont la valeur est :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} \mu_a \quad (\text{III-7})$$

$R$  : constante universelle des gaz ( $R = 8,314 \text{ KJ / Kg degré}$ )

$\mu_a$  : masse molaire de l'air ( $\mu_a = 288 \text{ Kg /K mole}$ )

$T_0$  : température de l'air admis [ $^{\circ} K$ ]

D'après les données expérimentales [14], les limites de variation de  $(\beta^2 + \xi_{ad})$  et de  $(W_{ad})$  au régime nominal de fonctionnement de tout moteur d'automobile moderne sont :

$$(\beta^2 + \xi_{ad}) = [2,5 \dots 4,5] \quad \text{et} \quad W_{ad} = [50 \dots 130 \text{ m/s}]$$

Compte tenu du régime de vitesse du moteur et l'existence de la résistance hydrauliques dans le système d'admission on prend finalement :



**III-2 Coefficient des gaz résiduels :**

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \quad \text{(III-8)}$$

Pr, Tr : pression et des température des gaz résiduels  $P_r = (1,15 \dots 1,25)P_0$   $T_r = 900$   
 $\Delta T$  : accroissement de température engendré par l'échange thermique avec les parois des pièces réchauffées du moteur

**III-3 Température enfin d'admission :**

La température de la masse gazeuse enfin d'admission est :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad [K] \quad \text{(III-9)}$$

To : température de MC au début d'admission (K)

$\Delta T$  : élévation de la T° (°K)

Tr : température des gaz résiduels (°K)

$\gamma_r$  : Coefficient des gaz résiduels

**III-4 :Taux de remplissage :**

Pour le moteur à 4 temps et à aspiration naturelle le taux de remplissage est donné par :

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \frac{1}{P_0} (\varepsilon P_0 - P_r) \quad \text{(III-10)}$$

**III-5 :Le volume massique du fluide moteur en fin d'admission :**

Le volume massique  $v_a$  du fluide moteur en fin d'admission est déterminé par:

$$P_a V_a = N_{mm} R T_a \quad V_a = N_{mm} R T_a / P_a$$

$N_{mm}$  : Nombre de mole du mélange moteur à la fin d'admission

$$v_a = V_a / m_{mm}$$

$$v_a = R \frac{N_{mm}}{m_{mm}} \frac{T_a}{P_a} = R \frac{\alpha L_0 + \left( \frac{1}{\mu_c} \right) T_a}{1 + \alpha L_0} \frac{T_a}{P_a} \quad \left[ \frac{m^3}{kg} \right] \quad \text{(III11)}$$

### III-6 : Calcul du processus de compression :

Le piston est entre le PMB et le PMH, donc:  $\theta$  est dans la plage  $[180^\circ - 360^\circ]$

Le processus de compression conditionne l'évolution favorable du processus de combustion et par conséquent le rendement. Le piston commence sa course ascendante jusqu'au PMH en comprimant la charge admise dans le cylindre pour atteindre une certaine pression, avant que le piston n'atteint le PMH l'étincelle jaillie.

Aux conditions réelles la compression se produit d'après une loi très compliquée, car la variation de pression et celle de température dépendent de plusieurs facteurs, tel que la chaleur du fluide moteur, la masse gazeuse remplie pendant le retard à la fermeture de la soupape d'admission, la variation de direction et d'intensité de l'échange de chaleur entre gaz et paroi, le début de processus de combustion, les pertes de gaz par les segments etc ....

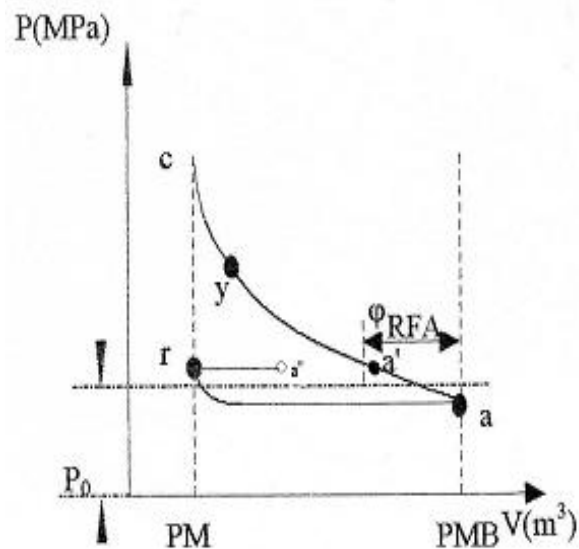


Fig III-3 Variation de la pression au cours du processus de compression

Afin de simplifier le calcul des paramètres des processus de compression, de combustion et de détente, on admet les hypothèses suivantes :

- les pertes des gaz à travers les segments sont négligeables, on a un système thermodynamiques à masse constante
- Le système thermodynamique est à tout instant en équilibre mécanique, donc l'uniformité de la pression s'impose.
- Le fluide moteur se comporte comme un gaz parfait

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à une compression élémentaire dans un système fermé, s'écrit sous la forme :

$$\delta q = C_v dT + P dv \quad (\text{III-12})$$

Pour supprimer  $C_v$  et  $dT$  de l'équation on utilise :

$$PV = rT \quad \text{D'où} \quad r dT = v dp + p dv$$

$$C_p - C_v = r \quad C_v = \frac{r}{\gamma - 1} \quad (\text{III-13})$$

Où :  $C_p, C_v$  chaleurs massiques à  $p = \text{Cte}$  et à  $V = \text{Cte}$

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  : Rapport des chaleurs massiques  $r$  : Constante gazeuse du fluide

$dT, dV, P$ : accroissements infiniment petits de température et de volume spécifique pendant  $dt$ , Pression des gaz à l'instant  $t$

$$\delta q = \frac{1}{\gamma - 1} (v dp + p dv) + p dv$$

$$(\gamma - 1) \delta q = v dp + p dv + \gamma p dv - p dv$$

$$(\gamma - 1) \delta q = v dp + \gamma p dv$$

$$\frac{dp}{p} + \gamma \frac{dv}{v} = (\gamma - 1) \frac{\delta q}{v dv} \quad (\text{III-14})$$

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_m} = \frac{V_m + V_u}{V_m} = 1 + \frac{V_u}{V_m} \Rightarrow V_u = V_m(\varepsilon - 1) \quad (\text{III-15})$$

$$V = V_m + V_u = V_m \left[ 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} f(\alpha) \right] = \frac{V_a}{\varepsilon} \left[ 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} f(\alpha) \right] = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\alpha) \quad (\text{III-16})$$

avec  $\psi(\alpha) = 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} f(\alpha)$

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \cong 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha$$

$$f(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) = 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha$$

Donc :  $\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} f(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right] \quad (\text{III-17})$

On exprime le volume spécifique Ven fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\alpha). \quad (III - 18)$$

$$dV = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi'(\alpha) \times d\alpha.. \quad (III - 19)$$

$$\varepsilon \times \frac{dp}{V_a \times \psi'(\alpha) d\alpha} + \gamma \frac{P\varepsilon}{V_a \times \psi(\alpha)} = \frac{(\gamma - 1)\varepsilon}{V_a \times \psi(\alpha)} \times \frac{\delta q \varepsilon}{V_a \psi'(\alpha) d\alpha} \quad (III - 20)$$

avec multiplication par le terme  $\frac{V_a \psi'(\alpha)}{\varepsilon}$

$$\frac{dp}{d\alpha} + \gamma \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} p = \frac{(\gamma - 1)\varepsilon}{V_a \times \psi(\alpha)} \times \frac{\delta q}{d\alpha}. \quad (III - 21)$$

avec :

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right]. \quad (III - 22)$$

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \cong 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha$$

$\lambda = \frac{R}{L}$  R: rayon manivelle et L:entraxe de la bielle

En pratique la valeur de  $\lambda$  est voisine de 0,3 et  $\lambda^2 \approx 0,1$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} \times \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right]$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} \times \left[ 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right] \quad (III - 23)$$

Le volume instantané balayé par le piston est donné par :

$$V = V' + V_m = V_m + \frac{\pi D^2}{4} C(\alpha) = V_m + \frac{\pi D^2}{4} \frac{C_p}{2} f(\alpha)$$

$$V = V_m + \frac{V_u}{2} f(\alpha)$$

La vitesse de variation de volume en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin est

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{V_u}{\varepsilon} \psi'(\alpha) \quad (III - 24)$$

$$\text{avec } \psi'(\alpha) = \frac{d\psi(\alpha)}{d\alpha} = \frac{(\varepsilon - 1)}{2} \left[ \sin \alpha + \frac{\lambda^2}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (III - 25)$$

Pour déterminer la pression des gaz à  $\gamma$  variable, on décompose le processus de compression en une infinité de compressions élémentaires dans lesquelles la grandeur  $\gamma$  peut être considérée comme constante.

Alors l'équation (III-21) devient une équation différentielle du premier ordre dont la solution est donnée par :

$$P(\alpha) = u(\alpha) \times t(\alpha) \quad \text{(III-26)}$$

$$\frac{dp}{d\alpha} = u't + t'u. \quad \text{(III-27)}$$

(III.26), (III.27) dans (III.21)

$$u't + t'u + \gamma \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} \times ut = \frac{\varepsilon(\gamma - 1)}{V_a(\psi(\alpha))} \frac{\delta q}{d\alpha}$$

$$u't + (t' + \gamma \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} t)u = (\gamma - 1) \frac{\varepsilon}{V_a} \frac{\delta q}{d\alpha \psi(\alpha)} \quad \text{(III.28)}$$

Afin de déterminer t on résout l'équation suivante:

$$t' + \gamma \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} t = 0 \quad \text{(III.29)}$$

$$\frac{dt}{t} = -\gamma \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)}$$

$$\ln |t| = -\gamma \ln |\psi(\alpha)|$$

d'où 
$$t = \frac{1}{\psi(\alpha)^\gamma}$$

En remplaçant la valeur de t et tenant compte de III.29 dans la formule (III-28) il vient que

$$\frac{du}{d\alpha} \frac{1}{[\psi(\alpha)]^\gamma} = \frac{\gamma - 1}{\psi(\alpha)} \frac{\varepsilon}{V_a} \frac{\delta q}{d\alpha}$$

$$du = \frac{\varepsilon}{V_a} (\gamma - 1) \left\{ ([\psi(\alpha)])^{\gamma-1} \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha$$

$$u = (\gamma - 1) \frac{\varepsilon}{V_a} \int \left\{ ([\psi(\alpha)])^{\gamma-1} \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha + Cte. \quad \text{(III-30)}$$

Compte tenue de ( I-30 ) et ( I-29 ) dans (I-26)

$$P = \frac{1}{[\psi(\alpha)]^\gamma} \left\{ (\gamma - 1) \frac{\epsilon}{V_a} \int \{ [\psi(\alpha)]^{\gamma-1} \frac{sq}{d\alpha} \} d\alpha + Cte \right\} \quad (III-31)$$

La constante d'intégration est déterminée d'après les conditions :

$$\alpha = \alpha_1$$

$$P = P_1, \quad \psi(\alpha) = \psi(\alpha_1) \text{ et } \int \{ [\psi(\alpha)]^{\gamma-1} \frac{sq}{d\alpha} \} d\alpha = 0$$

Il en résulte que :

$$P_1 [\psi(\alpha_1)]^\gamma = Cte$$

Or :

$$P = \frac{1}{[\psi(\alpha)]^\gamma} \left\{ (\gamma - 1) \frac{\epsilon}{V_a} \int \left\{ [\psi(\alpha)]^{\gamma-1} \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha + \underbrace{P_1 [\psi(\alpha_1)]^\gamma}_{Cte} \right\} \quad (III-32)$$

Pour la compression élémentaire 1-2 l'équation précédente peut être écrite :

$$P_2 = \frac{1}{[\psi(\alpha)]^{\gamma-2}} \left\{ \frac{\epsilon(\gamma_{1-2} - 1)}{V_a} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left\{ [\psi(\alpha)]^{\gamma_{1-2} - 1} \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha + P_1 \{ [\psi(\alpha_1)]^{\gamma_{1-2}} \} \right\}. \quad (III-33)$$

L'intégrale définie est résolue par la méthode du trapèze (fig III-4)

En posant :

$$f(\alpha) = [\psi(\alpha)]^{\gamma-1} \frac{\delta q}{d\alpha} \quad \text{nous pouvons écrire}$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left\{ [\psi(\alpha)]^{\gamma-1} \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f(\alpha) d\alpha = [F(\alpha_1) + F(\alpha_2)] \frac{\Delta\alpha}{2} \quad (III-34)$$

L'équation caractéristique des gaz parfait. Au points 1 et 2 :

Au point 1  $P_1 V_1 = rT_1$  (III-35)

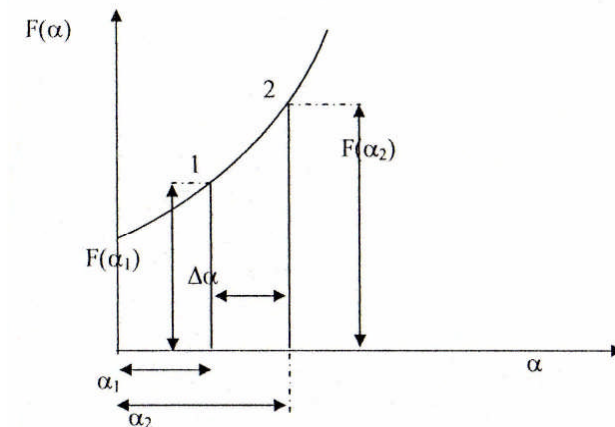
Au point 2  $P_2 V_2 = rT_2$  (III-36)

$$\frac{P_2}{P_1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \rightarrow T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1} \frac{V_2}{V_1} \quad \text{or}$$

$$\text{et } \left\{ \begin{array}{l} V_1 = \frac{V_a}{\epsilon} \psi(\alpha_1) \\ V_2 = \frac{V_a}{\epsilon} \psi(\alpha_2) \end{array} \right. \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{\psi(\alpha_2)}{\psi(\alpha_1)}$$

Finalement on obtient :

$$T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1} \frac{\psi(\alpha_2)}{\psi(\alpha_1)} \quad \text{(III-37)}$$



**FIG III-4:** Schéma explicatif pour le calcul de l'intégrale par la méthode de Trapèze

la valeur moyenne de  $\gamma_{1-2}$  peut être donnée par la formule suivante :

$$\gamma_{1-2} = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} T_{1-2} \quad \text{(III-38)}$$

$$T_{1-2} = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) \quad \text{(III-39)}$$

La quantité de chaleur absorbée ou cédée par le fluide moteur, pendant le temps infiniment petit  $dt$ , est égale à la quantité infiniment petite d'échange de chaleur entre gaz et paroi, et est donnée par la formule suivante :

$$\delta q = \delta q_w = \alpha_s (T_p - T) S_p dt \quad [kj / kg] \quad \text{(III-40)}$$

Puisque :

$$\frac{\delta q}{d\alpha} = \frac{\delta q_w}{d\alpha} = \frac{\alpha_s}{6n} (T_p - T) S_p \quad (\text{III-41})$$

Ou  $T_p, S_p$  température moyenne et surface du ciel du piston de la paroi interne du cylindre, de la culasse et des soupapes.

$\alpha_s$  : Coefficient d'échange global de chaleur entre gaz et paroi, se faisant par convection et rayonnement

On utilise l'expression ci dessous du coefficient d'échange proposé par WOSHNI. [23]

$$\alpha_s = C_1 P^m T^{r-m(1+d)} \cdot D^{m-1} W^m \quad \left[ \frac{KW}{m^2k} \right]$$

Ou :  $C_1; m; r; d$  : coefficients numériques

$C_1 = 0.8195$ ;  $m=0,8$ ;  $r= 0,75$  et  $d= 0,60$

P:pression instantanée du gaz(Mpa)

T: temperature absolue du gaz(K)

D: diametre du cylindre(Alésage) en m

w: vitesse moyenne du gaz engendrée par le mouvement du piston et elle dépend de la vitesse moyenne du piston ( $W_{mp}$ ) et a pour expression :  $W=E \cdot W_{mp}$  (m/s)

E : constante dépendant de la phase à étudier du cycle.

Donc :

$$\alpha_s = 0,8195 P^{0,8} T^{-0,53} D^{-0,2} W^{0,8} \left[ \frac{K w}{m^2 k} \right] \quad (\text{III-42})$$

Pour la phase de compression :  $E = 2,28$

La course du piston, en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, a été donnée par :

$$C(\alpha) = R \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (\text{III-43})$$

On ne conservant que les deux premiers termes de développement en série de :

$$C(\alpha) = R \left[ 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha \right] \quad (\text{III-44})$$

La vitesse instantanée du piston est donnée par



$$W_{inst} = \frac{dC(\alpha)}{dt} = \frac{dC(\alpha)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = w \frac{dC(\alpha)}{dt} \quad (III-45)$$

Par dérivation de (III-43) et substitution de la formule (III-45) :

$$W_{inst} = w.R.(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (III-46)$$

$W_{mp}$  : vitesse moyenne du piston

Par définition la valeur moyenne de la fonction  $f(x)$  dans l'intervalle  $[a,b]$  est donnée par l'expression suivante :

$$\bar{f} = \frac{1}{(b-a)} \int_{x=a}^{x=b} f(x) dx \quad (a)$$

$\bar{f}$  : designe la valeur moyenne de  $f$

(a) Peut s'ecrire sous la forme

(b-a)  $\bar{f}$  : surface d'un rectangle de cotés  $(b - a)$  et  $\bar{f}$

En appliquant la notion de la valeur moyenne on trouvera :

$$\begin{aligned} \pi W_{mp} &= \int_0^\pi w_{inst} d\alpha = wR \int_0^\pi \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha = wR \left[ -\cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right]_0^\pi \\ &= wR \left( -\cos \pi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\pi + \cos 0 + \frac{\lambda}{4} \cos 0 \right) = 2wR \end{aligned} \quad (III.47)$$

Or :

$$2R = C_p \Rightarrow \pi W_{pm} = w \cdot C_p \Rightarrow W_{pm} = \frac{C_p w}{\pi} \quad (\text{III-48})$$

$$\text{sachant que } w = \frac{\pi n}{30} \Rightarrow W_{pm} = \frac{C_p \cdot n}{30} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

ou :  $W_{pm}$  : vitesse d'accroissement de pression des gaz

$$T_p = \frac{\sum T_i S_i}{\sum S_i} = \frac{T_{cu} S_{cu} + T_{pi} S_{pi} + T_{cy} S_{cy}}{S_{cu} + S_{pi} + S_{cy}} \quad (\text{III-49})$$

La surface totale de transmission de la chaleur est donnée par l'expression suivante :

$$S_p = S_{pi} + S_{cu} + S_{cy} \quad (\text{III-50})$$

Pour déterminer la température  $T_p$  : on tient compte de la température et de la surface de la culasse des parois internes du cylindre

Où :  $T_{cu}$  : température de la culasse,  $S_{cu}$  : Surface de la culasse,  $T_{pi}$  : température du ciel du piston,  $S_{pi}$  : surface du ciel du piston,  $T_{cy}$  : température du cylindre,  $S_{cy}$  : surface du cylindre

La surface du cylindre est variable et dépend de la course parcourue par le piston, elle peut être déterminée à partir de la formule :  $S_{cy} = \pi D.C(\alpha)$

La quantité infiniment petite du temps est une fonction de la variation de l'angle de rotation du vilebrequin donc :

$$dt = f(\alpha)$$

$$\text{comme : } w = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\pi n}{30}$$

$$\Rightarrow dt = \frac{30 d\alpha}{\pi n} = \frac{30 d\alpha}{180n} = \frac{d\alpha}{6n} \quad (\text{III-51})$$

$$(\text{III-40}) \text{ s'écrit : } \delta q = \delta q_w = \alpha_s (T_p - T) S_p \frac{d\alpha}{6n} \left[ \frac{KJ}{Kg \text{ deg}} \right] \quad (\text{III-52})$$

$$\frac{\delta q}{d\alpha} = \alpha (T_p - T) S_p \frac{1}{6n} \left[ \frac{KJ}{Kg \text{ deg}} \right] \quad (\text{III-53})$$

$$\text{comme : } F(\alpha_1) = [\psi(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \left( \frac{\delta q}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_1}$$

$$\Rightarrow \left( \frac{\delta q}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_1} = (\alpha_s)_{\alpha=\alpha_1} (T_{p_{\alpha_1}} - T_{\alpha_1}) S_{p_{\alpha_1}} \frac{1}{6n} \left[ \frac{KJ}{Kg \cdot \text{deg}} \right]$$

### III-7 COMBUSTION

#### III-7.1 COMBUSTION DE LA CHARGE STRATIFICATIFEE

Le processus de combustion de la charge stratifiée se produit en deux étapes différentes, l'une comporte un mélange très riche ( $\alpha_1 \ll 1$ ), l'autre un mélange très pauvre ( $\alpha_2 \gg 1$ ) formé d'air et des imbrûlés provenant de la première combustion. (figIII.2.0)

Ce moteur est caractérisé par le taux de stratification de la charge (a), qui est défini par le rapport du volume  $V_{mr}$  du mélange riche de coefficient d'excès d'air local  $\alpha_1$  au volume total  $V_{mm}$  du mélange moteur de coefficient d'excès d'air  $\alpha$  [1]

$$a = \frac{V_{mr}}{V_{mm}} \quad . \quad (III.54)$$

Si le mélange injecté dans la chambre de combustion occupe entièrement la première étape, le taux de stratification atteint sa valeur maximale; dans ce cas :  $V_{mr} = (V_{mr})_{\max}$

$$a_{\max} = \frac{(V_{mr})_{\max}}{V_{mm}} \quad (III.55)$$

Admettant l'équilibre mécanique et thermique de la charge stratifiée à tout instant, l'équation d'état des gaz parfaits s'écrit :

$$\begin{aligned} (V_{mr})_{\max} &= N_{mr} RT / P \\ V_{mm} &= N_{mm} RT / P \end{aligned} \quad (III.56)$$

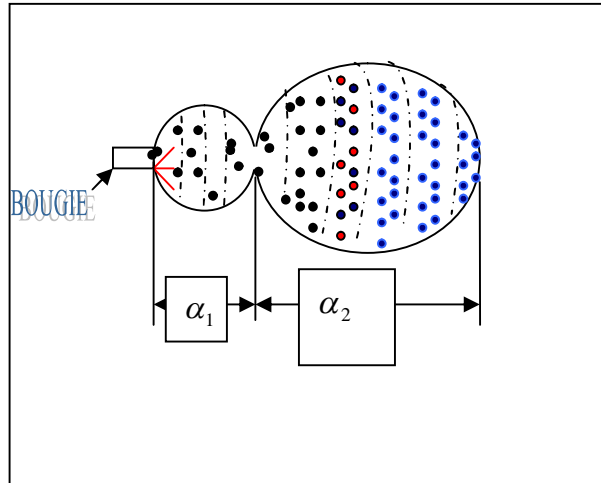
Où  $N_{mr}$  et  $N_{mm}$  : respectivement nombres de moles du mélange moteur contenus dans le volume  $(V_{mr})_{\max}$  et dans le volume total  $V_{mm}$ , dont les valeurs sont données par :

$$N_{mr} = \left( \alpha_1 L_0 + \frac{1}{M_c} \right) (1 + \gamma_r) \quad \left[ \frac{K\text{mole}}{Kg\text{comb}} \right] \quad (III.57)$$

$$N_{mm} = \left( \alpha L_0 + \frac{1}{M_c} \right) (1 + \gamma_r) \quad \left[ \frac{K\text{mole}}{Kg\text{comb}} \right]$$

Il vient que :

$$a_{\max} = \frac{\alpha_1 L_0 + \frac{1}{M_c}}{\alpha L_0 + \frac{1}{M_c}}$$



FigIII.2.0 : chambre de la combustion stratifiée

Le principe de conservation de la masse nous permet d'évaluer  $\alpha_2$  en fonction de  $a$  et  $\alpha_1$

$$\alpha_2 = \frac{a_{\max} \alpha - a \alpha_1}{a_{\max} - a} \quad (\text{III.58})$$

Les fractions massiques du combustible brûlées durant les deux étapes sont données par le système suivant :

$$\begin{cases} X_{1e} + X_{2e} = 1 \\ (\alpha_1 l_0 + 1) X_{1e} + (\alpha_2 l_0 + 1) X_{2e} = a l_0 + 1 \end{cases} \quad (\text{III.59})$$

D'où

$$\begin{cases} X_{1e} = \frac{\alpha_2 - \alpha}{\alpha_2 - \alpha_1} \\ X_{2e} = 1 - X_{1e} \end{cases} \quad (\text{III.60})$$

On utilise la loi d'évolution de la fraction massique brûlée proposée par WEIBE, pour déterminer la pression instantanée des gaz au cours du processus de combustion :

$$x = 1 - \exp \left[ - 6,908 \cdot \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III.61})$$

Où  $m$  : facteur de forme de la combustion

$\phi_z$  : Durée de combustion en [°r.v]

$\phi$  : Angle quelconque de rotation du vilebrequin compté à partir du point d'allumage (point y de la figure)

La vitesse abstraite de combustion est donnée par :

$$W_0 = \frac{dX}{d \frac{\phi}{\phi_z}} = 6.908(m+1) \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^m \exp \left( - 6.908 \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right) \quad (\text{III.62})$$

Les constantes de la loi de WEIBE peuvent être déterminées à partir des équations empiriques obtenues sur la base du traitement des diagrammes d'indicateur relevés aux

différents régimes fonctionnement du moteur à charge stratifiée et à allumage par préchambre [16]

$$m = m_0 \left[ \frac{\alpha_0 n}{n_0 \alpha} \right]^{0.2} \quad (\text{III.63})$$

Pour  $\varepsilon \leq 9 \Rightarrow \varphi_z = \varphi_{z0} \left[ \frac{\alpha}{\alpha_0} \right]^{1.15} \left[ \frac{n}{n_0} \right]^{0.325} \left[ \frac{\eta_{v0}}{\eta_v} \right]^{0.55}$  (III.64)

Pour  $9 < \varepsilon \leq 11 \Rightarrow \varphi_z = \varphi_{z0} \left[ \frac{\alpha}{\alpha_0} \right]^{0.57} \left[ \frac{n}{n_0} \right]^{0.6} \left[ \frac{\eta_{v0}}{\eta_v} \right]^{0.4}$  (III.65)

$m_0, \varphi_{z0}, \alpha_0, n_0, \eta_{v0}$  Correspondent aux régimes nominaux de fonctionnement du moteur, dont les valeurs sont :

$$m_0 = 2.4, \varphi_{z0} = 68^\circ \text{ pour } \varepsilon \leq 9 \dots \text{et} \dots 54^\circ \text{ pour } 9 < \varepsilon \leq 11, \alpha_0 = 1, n_0 = 1000 \text{tr} / \text{mn}, \eta_{v0} = 0.777$$

L'expression donnée par WEIBE permet de déterminer la durée de combustion pendant chaque étape :

$$\varphi_{1e} = \varphi_z \left[ -\frac{\ln(1 - X_{1e})}{6.908} \right]^{1/m+1} \quad \text{et} \quad \varphi_{2e} = \varphi_z - \varphi_{1e} \quad (\text{III.66})$$

### **III-7.2- Détermination de la pression cylindre et de la température moyenne des gaz au cours du processus de combustion:**

Pour déterminer la température moyenne des gaz au cours du processus de combustion, la prise de la variation instantanée du nombre de moles des gaz durant cette phase est nécessaire.

#### **III-7.2.1 Coefficient d'expansion molaire du mélange carburé ( $\chi_0$ )**

Le coefficient d'expansion molaire,  $\chi_0$ , du mélange carburé (mélange de vapeur d'essence et d'air atmosphérique) est défini par la relation suivante:

$$\chi_0 = \frac{n_{mc} + \Delta n}{n_{mc}} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc}} \quad (\text{III.67})$$

Où:

$n_{mc}$  : Nombre de moles du mélange carburé;

$\Delta n$  : Variation du nombre de moles du mélange carburé au cours de la combustion durant un temps dt.

$\Delta n$  Exprimée en fonction de la fraction brûlée de la loi de Weibe [15] comme suit:

$$\Delta n = \Delta n_{\max} \cdot x = \Delta n_{\max} \left[ 1 - \exp \left\{ -6.908 \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (\text{III.68})$$

Où  $x$  : fraction brûlée ;

$\varphi$  : Angle vilebrequin compté à partir du point d'allumage jusqu'au point considéré;

$\varphi_z$  : Durée angulaire de combustion ;

$m$  : facteur de forme de combustion;

$\Delta n_{\max}$  : Variation maximale du nombre de moles du mélange carburé correspondant à la fin de la combustion ( $\varphi = \varphi_z$ ).

Par substitution de l'équation (III.68) dans (III.67), on peut écrire:

$$\chi_0 = 1 + \frac{\Delta n_{\max}}{n_{mc}} \left[ 1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (\text{III.69})$$

De cette dernière équation on remarque que la valeur de  $\chi_0$  varie de 1 (pour  $x = 0$ , c'est-à-dire au début de la combustion pour  $\varphi = 0^\circ$ ) jusqu'à  $\chi_{0,\max}$  (pour  $x = 1$ , c'est-à-dire à la fin de combustion pour  $\varphi = \varphi_z$ ).

A la fin du processus de combustion, compte tenu de l'équation (III.69) on peut écrire la relation suivante:

$$\begin{aligned} \chi_{0,\max} &= 1 + \frac{\Delta n_{\max}}{n_{mc}} \\ \Delta n_{\max} &= n_{mc} \cdot (\chi_{0,\max} - 1) \end{aligned} \quad (\text{III.70})$$

Par substitution de l'équation (III.70) dans l'équation (III.68), on obtient alors la formule suivante:

$$\chi_0 = 1 + (\chi_{0,\max} - 1) \cdot x = 1 - (\chi_{0,\max} - 1) \left[ 1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (\text{III.71})$$

La valeur maximale du coefficient d'expansion molaire du mélange carburé  $\chi_{0,\max}$ , est déterminée par l'une des expressions suivantes:

$\alpha \leq 1$  (Mélange riche ou stoechiométrique):

$$\chi_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0.21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 - \frac{1}{M_{ess}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{M_{ess}}} \quad (\text{III.72})$$

$\alpha > 1$  (Mélange pauvre):

$$\chi_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{M_{ess}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{M_{ess}}} \quad (\text{III.73})$$

Où: O, H : fractions massiques respectivement de l'Oxygène et de l'Hydrogène dans 1 Kg du carburant utilisé;

$M_{ess}$  : masse molaire de la vapeur d'essence;

$L_0$  : nombre de moles d'air théoriquement nécessaire pour assurer la combustion complète de 1 Kg de combustible.

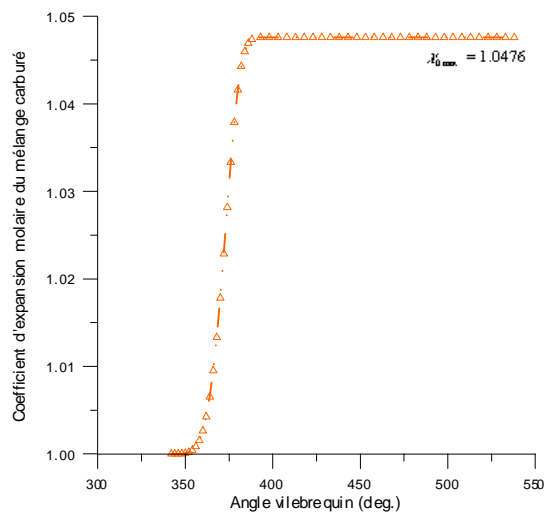


Fig.III.2.1: Variation du coefficient  $\chi_0$  en fonction de

l'angle vilebrequin au cours du cycle pour un excès d'air  $\alpha = 1.1$

### III-7.2.2- Coefficient d'expansion molaire du mélange moteur ( $\chi$ )

Le coefficient d'expansion molaire du mélange moteur (mélange formé de la vapeur d'essence + l'air atmosphérique + gaz résiduels) est défini par la relation suivante:

$$\chi = \frac{n_{mc} + n_r + \Delta n}{n_{mc} + n_r} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc} + n_r} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc}(1 + \gamma_r)} \quad (\text{III.74})$$

Où:  $n_r, \gamma_r$  Respectivement nombre de moles et coefficient des gaz résiduels.

(III.68) et (III.70) dans (III.73), on réécrit l'expression du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur  $\chi$ , comme suit:

$$\chi = 1 + \frac{(\chi_{0.\max} - 1)x}{(1 + \gamma_r)} \quad (III.75)$$

De (III.74), on remarque que la valeur de  $\chi$  varie de 1 (pour  $x = 0$ , début de la combustion) à  $\chi_{\max}$  (pour  $x = 1$ , fin de combustion).

En fin de combustion l'équation (III.75) s'écrit:

$$(\chi_{0.\max} - 1) = (1 + \gamma_r) \cdot (\chi_{\max} - 1) \quad (III.76)$$

L'équation (III.76) dans (III.75), donne l'expression finale du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur  $\chi$  :

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi = 1 + (\chi_{\max} - 1)x = 1 + (\chi_{\max} - 1) \cdot \left[ 1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \\ \chi_{\max} = \frac{\chi_{0.\max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \end{array} \right. \quad (III.77)$$

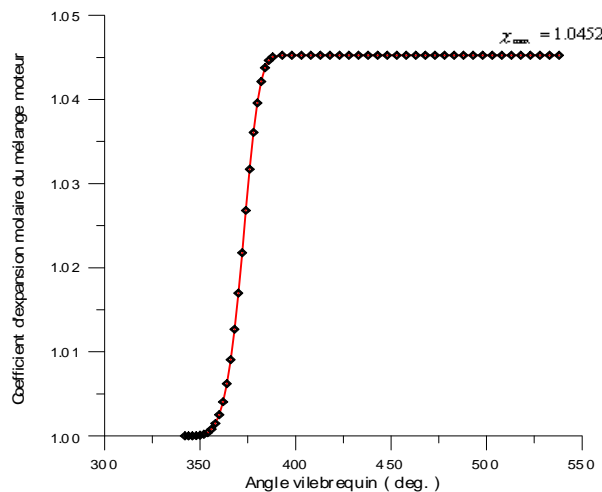


Fig.III.2.2: Variation du coefficient  $\chi$  en fonction de

l'angle vilebrequin au cours du cycle pour un excès d'air  $\alpha = 1.1$

$\chi_{0.\max}$  est proportionnel à l'excès d'air  $\alpha$  du mélange carburé (équations (III.72) et (III.73)). L'augmentation de l'excès d'air  $\alpha$  dans la plage (0.8 à 1.2) se traduit par une augmentation relative du coefficient d'expansion molaire maximal du mélange carburé  $\chi_{0.\max}$  de 6.457 % (flèche verticale de la fig.2.3 et tableau.2.1)



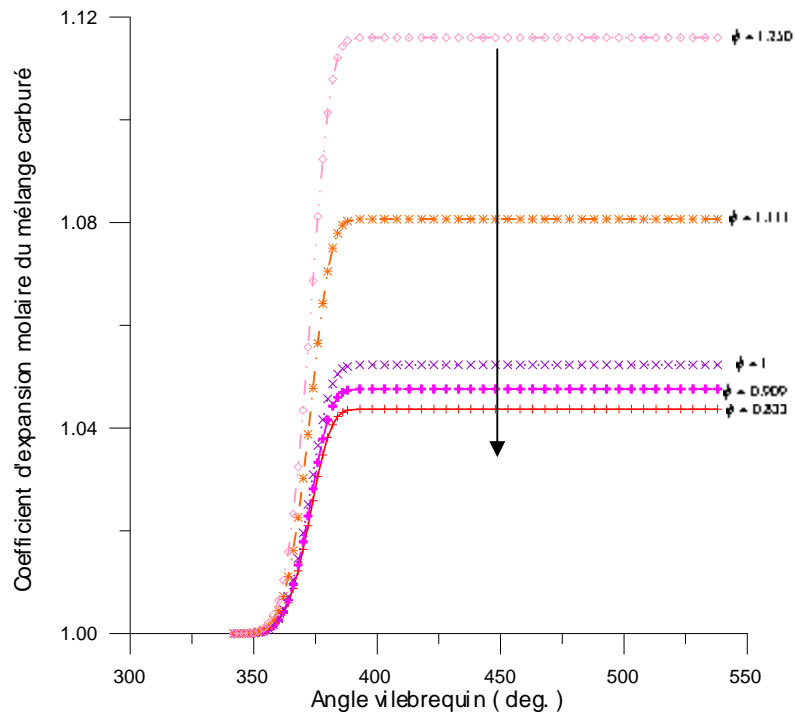


Fig.III.2.3: Variation du coefficient,  $\chi_0$  en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour cinq valeurs de  $\alpha$

$$\left( \alpha = \frac{1}{\phi} = (1.20, 1.10, 1, 0.90, 0.80) \text{ ou } \phi = (0.83, 0.91, 1, 1.11, 1.25) \right)$$

De même,  $\chi_{\max}$  est inversement proportionnel à l'excès d'air  $\alpha$  du mélange carburé (voir équation (III.77)). L'augmentation de l'excès d'air  $\alpha$  (de 0.8 jusqu'à 1.2) se traduit par une diminution relative du coefficient d'expansion molaire maximal du mélange moteur  $\chi_{\max}$  de 6.210 % (flèche verticale de la fig.III.2.4 et tableau.III.2.1).[21]

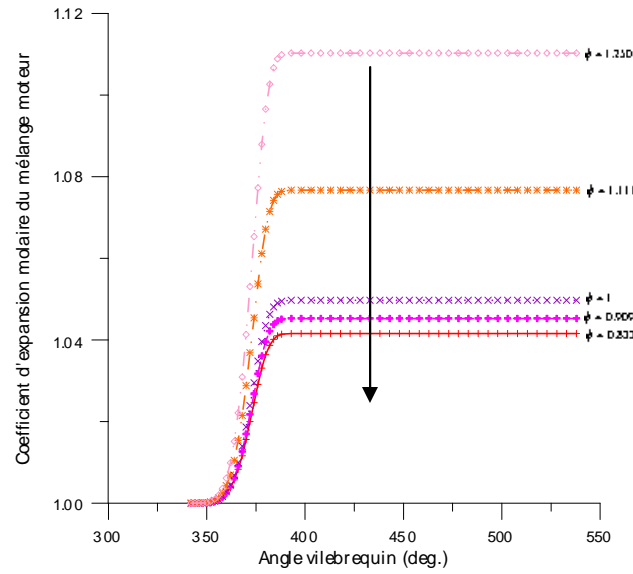


Fig.III.2.4: Variation du coefficient,  $\chi$  en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour ( $\alpha = (1.20, 1.10, 1, 0.90, 0.80)$  ou  $\phi = (0.83, 0.91, 1, 1.11, 1.25)$ )

Tableau.III.2.1: Variation maximale des coefficients d'expansion molaire respectivement du mélange carburé et du mélange moteur pour différents excès d'air[21]

Excès d'air	Coefficient d'expansion molaire maximal du mélange carburé $\chi_{0,max}$	Coefficient d'expansion molaire maximal du mélange moteur $\chi_{max}$
1.2	1.043	1.041
1.1	1.047	1.045
1	1.052	1.049
0.9	1.080	1.076
0.8	1.115	1.110

Pour le cas d'un moteur à charge stratifiée la variation continue du nombre de moles du mélange moteur pendant la première étape de la combustion est exprimée par :

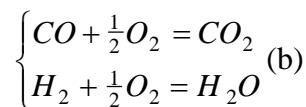
$$\Delta M = \Delta M'_{max} \cdot X$$

Ou  $X$  : fraction massique de combustible brûlée variant de 0 à  $X_{1e}$  ;

$\Delta M'_{\max}$  : Accroissement maximal du nombre de moles du mélange carburé de composition  $\alpha_1$  en fin de sa combustion. Sa valeur est déterminée par :

$$\Delta M'_{\max} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0.21(1-\alpha_1)L_0 - \frac{1}{\mu_c} \quad \left[ \frac{\text{kmole}}{\text{kgcomb}} \right]$$

Comme nous l'avons déjà signalé, les produits de combustion incomplète ( $CO$  et  $H_2$ ) formés dans la première étape brûlent entièrement pendant la deuxième étape suivant les réactions d'oxydation suivantes :



Ainsi on remarque qu'au cours du processus d'oxydation il se forme autant de  $CO_2$  et  $H_2O$  qu'ils sont dépensés en  $CO$  et  $H_2$ .

Donc :

$$N_{CO_2} + N_{H_2O} = N_{CO} + N_{H_2}$$

$$\text{or: } N_{CO} = 0.42 \frac{1-\alpha_1}{1+K} L_0 X_{1e} \quad \text{et} \quad N_{H_2} = 0.42K \frac{1-\alpha_1}{1+K} L_0 X_{1e}$$

$$\text{donc: } N_{CO} + N_{H_2} = 0.42(1-\alpha_1)L_0 X_{1e}$$

L'oxydation de  $CO$  et  $H_2$  s'effectue à cause de l'excès d'oxygène existant en seconde étape. Du fait que chaque mole de  $CO$  ou  $H_2$  réagit avec une demie mole d'oxygène (formule (b)), la réduction maximale du nombre de moles de  $O_2$  durant la seconde étape est :

$$N_{O_2} = 0.21(1-\alpha_1)L_0 X_{1e}$$

C'est pourquoi l'accroissement du nombre de moles du mélange moteur à tout instant pendant la deuxième étape est traduit par :

$$\Delta M = \Delta M'_{\max} X_{1e} + [\Delta M''_{\max} - 0.21(1-\alpha_1)L_0 d](x - x_{1e})$$

Ou  $\Delta M''_{\max}$  : accroissement maximal du nombre de moles du mélange carburé de composition  $\alpha_2$  en fin de sa combustion, il est donné par :

$$\Delta M''_{\max} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_c}$$

**-Température moyenne des gaz durant la combustion:**

Pour déterminer la température moyenne des gaz au cours du processus de combustion, on applique l'équation d'état des gaz parfaits en deux points durant la phase de combustion:

*Au point d'allumage (point y):*

$$P_y \cdot V_y = (n_{mc} + n_r) R \cdot T_y \quad (\text{III.78})$$

*En un point quelconque durant la combustion:*

$$P \cdot V = (n_{mc} + n_r + \Delta n) R \cdot T \quad (\text{III.79})$$

En divisant membre à membre l'équation (III.79) par (III.78) on obtient:

$$\frac{P}{P_y} \cdot \frac{V}{V_y} = \frac{(n_{mc} + n_r + \Delta n)}{(n_{mc} + n_r)} \cdot \frac{T}{T_y} \quad (\text{III.80})$$

En tenant compte de la définition du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur (équation III.74), on aura:

$$T = \frac{T_y}{P_y \cdot V_y} \cdot \frac{P \cdot V}{\chi} \quad (\text{III.81})$$

Où:  $P_y$ ,  $T_y$ ,  $V_y$  Respectivement la pression, la température et le volume des gaz au moment d'allumage;

$P$ ,  $T$ ,  $V$  Respectivement la pression, la température et le volume des gaz au point considéré durant la combustion (après le point d'allumage);

$\chi$  : Coefficient d'expansion molaire moyen du mélange moteur évalué entre le point d'allumage (point y) et le point considéré.

De l'équation (III.81) on remarque que le calcul de la température moyenne des gaz au cours de la combustion nécessite tout d'abord la détermination de la pression cylindre  $P$ ; dont le calcul s'effectue de la manière suivante:

Application du premier principe de la thermodynamique aux gaz contenu dans la chambre de combustion:

Puisque les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées durant la phase de combustion, la variation d'énergie du système fermé est fournie par le premier principe de la thermodynamique :

$$dE = \delta W + \delta Q \quad (\text{III.82})$$

$dE$ , variation d'énergie totale du système qui englobe la variation d'énergie cinétique  $dE_c$ , la variation d'énergie potentielle  $dE_p$  et la variation d'énergie interne  $dU$  ( $dE = dE_p + dE_c + dU$ ).

$\delta W = -P.dV$ , Travail exercé par l'extérieur sur le système au moyen des parois mobiles (piston);

$\delta Q$ , Chaleur réellement utilisée par le fluide moteur, qui est la différence entre la chaleur dégagée par la combustion ( $\delta Q_{dég}$ ) et les pertes aux parois ( $\delta Q_{per}$ ).

Du fait que les termes  $dE_c$ , et  $dE_p$ , sont négligeables devant  $dU$ , le premier principe s'écrit:

$$dU = -P.dV + (\delta Q_{dég} - \delta Q_{per}) \quad (III.83)$$

La variation de l'énergie interne du système est donnée par l'expression suivante:

$$dU = m.c_v.dT \quad (III.84)$$

$m$ - masse des gaz contenus dans la chambre de combustion;

$c_v$ - chaleur massique des gaz à volume constant;

$dT$ - accroissement de température des gaz durant le temps  $dt$ .

L'accroissement de température des gaz, est déterminé à partir de la loi des gaz parfaits:

$$P.v = r.T \Rightarrow dT = \frac{1}{r} [P.dv + v.dP] \quad (III.85)$$

$v = V/m$ , représente le volume massique du gaz,  $r = R/M$  constante massique des gaz parfaits.

$R$  : constante universelle des gaz parfaits,  $M$  : masse molaire des gaz.

La relation de Mayer donne:

$$c_v = \frac{r}{(\gamma - 1)} \quad (III.86)$$

Les équations (III.84), (III.85) et (III.86) donnent:

$$dU = m.c_v.dT = m.\frac{r}{(\gamma - 1)}.\frac{1}{r} [P.dv + v.dP] = \frac{m}{(\gamma - 1)} [P.dv + v.dP] \quad (III.87)$$

L'équation (III.83) devient:

$$\begin{aligned} \frac{m}{(\gamma - 1)} [P.dv + v.dP] &= -P.dV + (\delta Q_{dég} - \delta Q_{per}) \\ v.dP + \gamma.P.dv &= (\gamma - 1)(\delta q_{dég} - \delta q_{per}) \end{aligned} \quad (III.88)$$

Où :

$$\delta q_{dég} = \delta Q_{dég} / m$$

En divisant les deux membres par  $v.dv$ , on obtient une équation différentielle exprimant la variation de la pression cylindre en fonction du volume massique des gaz:

$$\frac{dP}{dv} + \gamma.\frac{P}{v} = \frac{(\gamma - 1)}{v} \left( \frac{\delta q_{dég}}{dv} - \frac{\delta q_{per}}{dv} \right) \quad (III.89)$$

Le volume massique, en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ( $\alpha$ ) est obtenu par la relation suivante:

$$v = f(\alpha) = \frac{v_{PMB}}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha) = \frac{v_{PMB}}{\varepsilon} \cdot \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} \quad (\text{III.90})$$

Où:  $v_{PMB}$  Volume massique du fluide moteur au PMB;

$\varepsilon$  Taux de compression (Rapport volumétrique) ;

$\lambda$  Rapport rayon manivelle et la longueur de bielle;

$$dv = f'(\alpha) \cdot d\alpha \quad (\text{III.91})$$

Par substitution des équations (III.90) et (III.91) dans (III.89), on obtient:

$$\frac{dP}{f'(\alpha) \cdot d\alpha} + \frac{\gamma}{f(\alpha)} \cdot P = \frac{(\gamma - 1)}{f(\alpha)} \left( \frac{\delta q_{dég}}{f'(\alpha) \cdot d\alpha} - \frac{\delta q_{per}}{f'(\alpha) \cdot d\alpha} \right)$$

**En fin**

$$\frac{dP}{d\alpha} + \gamma \cdot \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \cdot P = \frac{(\gamma - 1)}{f(\alpha)} \left( \frac{\delta q_{dég}}{d\alpha} - \frac{\delta q_{per}}{d\alpha} \right) \quad (\text{III.92})$$

### Modèle de dégagement de chaleur de Wiebe:

Il est évident que la chaleur dégagée par la combustion durant le temps  $dt$  ( $\delta Q_{dég}$ ) est proportionnelle à la fraction brûlée de combustible  $dx$ , on peut écrire la relation suivante:

$$\delta Q_{dég} = \delta \cdot \psi \cdot P_{ci} \cdot m_c \cdot dx = \xi \cdot P_{ci} \cdot m_c \cdot dx \quad (\text{III.93})$$

Où:

$\xi = \delta \cdot \psi$  – Rendement du processus de combustion;

$P_{ci}$  – Pouvoir calorifique inférieur du combustible;

$\delta$  – Coefficient qui tient compte des pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète.

$\psi$  – Coefficient qui tient compte des pertes de chaleur dues à la dissociation des produits de combustion et à l'étranglement des gaz (seulement dans la chambre divisée)

$m_c$  – Masse de combustible injectée dans un cylindre par cycle.

$dx$  – Fraction massique de combustible qui brûle pendant le temps  $dt$ .

La valeur du coefficient  $\delta$  tenant compte des pertes de chaleur provoquées par une combustion incomplète est déterminée par l'une des formules ci-dessous, suivant que le mélange carburé soit riche ou pauvre:

$\alpha < 1$  (Mélange riche):

$$\delta = \frac{P_{ci} - 119950 \cdot (\alpha - 1)L_0}{P_{ci}} \quad (\text{III.94})$$

$\alpha \geq 1$  (Mélange pauvre ou stoechiométrique), pas de processus de combustion incomplète

$$\delta = 1 \quad (\text{III.95})$$

Compte tenu de l'équation (III.93), la chaleur massique dégagée pendant le temps  $dt$  rapportée à un (1) kilogramme du fluide moteur s'écrit donc:

$$\delta q_{dég} = \frac{\delta Q_{dég}}{m_c \cdot m_{mm}} = \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm}} \cdot dx \quad (\text{III.96})$$

Où:  $m_{mm}$  masse du mélange moteur.

Le taux de dégagement de la chaleur massique au cours du temps  $dt$  est calculé à partir de la dernière équation de la manière suivante:

$$\frac{\delta q_{dég}}{d\alpha} = \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm}} \cdot \frac{dx}{d\varphi} = \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm} \cdot \varphi_z} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} = \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm} \cdot \varphi_z} \cdot W_0 \quad (\text{III.97})$$

Où:

$\varphi_z$  Durée de combustion exprimée ici en degré vilebrequin;

$W_0 = \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)}$  Vitesse abstraite de combustion.

$W_0$  Peut se calculer aisément à partir de la loi de **Wiebe** comme suit:

$$W_0 = \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} = 6,908 \cdot (m + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \exp\left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right] \quad (\text{III.98})$$

Il faut noter aussi que dans l'équation (III.97), on a passé lors du calcul de la dérivée  $\frac{\delta q_{dég}}{d\alpha}$  de l'angle  $\alpha$  à l'angle  $\varphi$  du fait que :  $\alpha = \varphi + \theta$  .où  $\theta$  représente l'avance à l'allumage.

On note que pour la combustion de la charge stratifiée, on ne peut pas appliquer l'équation (III.97) sous sa forme précédente, car en première étape il brûle le mélange riche ( $\alpha_1 < 1$ ), mais en deuxième étape il se produit la combustion simultanée du mélange

pauvre ( $\alpha_2 > 1$ ) et des produits de combustion incomplète CO et H<sub>2</sub> qui se sont formés en première étape.

La vitesse d'utilisation de la chaleur en 1<sup>ère</sup> étape peut être calculée par la formule (III.97) à condition que :

$$\delta_{1e} = 1 - \frac{119950 \cdot (1 - \alpha_1) \cdot L_0}{P_{ci}} \quad (\text{III.99})$$

$$\psi = \psi_{1e}$$

Supposant que les pertes de chaleur  $X_{1e} \Delta P_{ci}$  dues à la combustion incomplète en 1<sup>ère</sup> étape se récupèrent entièrement en 2<sup>ème</sup> étape.

La vitesse d'utilisation de la chaleur en 2<sup>ème</sup> étape peut être donnée par la formule suivante :

$$\frac{\delta q}{d\varphi} = \frac{\delta_{2e} \psi_{2e} (P_{ci} + d \Delta P_{ci})}{\varphi_z} W_0 - \frac{\delta q_{per}}{d\varphi} \quad (\text{III.100})$$

Où  $d$  : rapport des fractions massiques du combustible brûlées en 1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup> étapes.

$\Delta P_{ci}$  : Pertes de chaleur dues à la combustion incomplète durant la première étape, dont la valeur est donnée par :

$$\Delta P_{ci} = 119950(1 - \alpha_1)L_0 \quad (\text{III.101})$$

Or 
$$\begin{cases} X_{1e} = \frac{\alpha_2 - \alpha}{\alpha_2 - \alpha_1} \\ X_{2e} = 1 - X_{1e} \end{cases}$$

Donc 
$$d = \frac{X_{1e}}{X_{2e}} = \frac{\alpha_2 - \alpha}{\alpha - \alpha_1} \quad (\text{III.102})$$

### Modèle de pertes thermiques de Woschni:

Une partie importante de la puissance dégagée par la combustion du mélange carburé est perdue par échanges thermiques entre le gaz et les parois du moteur et se retrouve dans le liquide de refroidissement. Cette part est variable suivant le point de fonctionnement et l'état thermique du moteur. Ces échanges sont de types convectif et radiatif et s'opèrent en différents lieux du moteur. En premier lieu au sein de la chambre de combustion entre gaz de combustion et parois de chemise, de culasse et de piston, mais également au sein de la culasse avec les gaz d'admission et d'échappement.



Les échanges de chaleur entre les gaz (gaz frais et gaz de combustion) et les parois de chambre sont composés d'un terme convectif et d'un terme radiatif.

- Le terme convectif est par définition fortement dépendant des conditions aérodynamiques qui règnent au sein de la chambre de combustion.

L'analyse des pertes énergétiques aux parois de la chambre de combustion laisse apparaître la prédominance des paramètres aérodynamiques et du gradient thermique entre gaz et parois. La densité du flux thermique échangée en moyenne sur le cycle thermodynamique est de l'ordre de  $1 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2}$  à 4 000 tr/min en pleine charge.

Outre les mouvements des gaz dus à la translation du piston, caractérisés par les vitesses instantanée  $V_p$  et moyenne du piston  $V_{mp}$  définies par :

$$V_p = R.n \left[ \sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin(2\alpha)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right] \quad (\text{III.103})$$

$$V_{mp} = 2.C_p \cdot n \quad (\text{III.104})$$

Où  $C_p, \lambda, R$  et  $n$  représentent respectivement la course du piston, le rapport entre le rayon du maneton et la longueur de la bielle, le rayon du maneton de l'attelage mobile et le régime moteur.

- Il faut noter que le terme radiatif, qui est en général négligeable dans les moteurs à allumage commandé, même pendant les phases de combustion, puisqu'il ne représente que 3 à 4 % des transferts, ne l'est pas dans le cas des moteurs Diesel. La présence importante de suies, du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau, éléments à fort pouvoir émissif, fait que ces échanges sont significatifs et peuvent représenter 7 à 23 % du flux total échangé dans la chambre de combustion.

- Ainsi, la formulation des échanges entre les gaz et les parois de la chambre comporte un terme d'échange convectif caractérisé par un coefficient d'échange convectif  $hc$  en  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , et un terme d'échange radiatif, tels que :

$$\delta Q_{per} = h_c \cdot S(\alpha) \cdot (T - T_p) dt + \varepsilon_p \cdot S(\alpha) \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_g \cdot T^4 - \varepsilon_p \cdot T_p^4) dt \quad (\text{III.105})$$

Avec :  $\delta Q_{per}$  Quantité de chaleur échangée entre gaz - parois pendant le temps  $dt$  (Joule);

$T, T_p$  Températures des gaz et des parois (K);

$S(\alpha)$  Surface totale d'échange ( $\text{m}^2$ );

$\varepsilon_p$  et  $\varepsilon_g$  Emissivités des parois et des gaz;

$\sigma$  Constante de Stéphane - Boltzman ( $= 5,67.10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ).

La surface totale instantanée d'échange de chaleur  $S(\alpha)$  est la somme des trois surfaces:

$$S(\alpha) = S_{culasse} + S_{piston} + S_{cylindre}(\alpha) \quad (\text{III.106})$$

La température des parois,  $T_p$  est déterminée à partir de la moyenne suivante:

$$T_p = \frac{T_{culasse} \cdot S_{culasse} + T_{piston} \cdot S_{piston} + T_{cylindre} \cdot S_{cylindre}(\alpha)}{S(\alpha)} \quad (\text{III.107})$$

### Corrélation de Woschni pour le coefficient d'échange global

Il existe plusieurs références sur ce type de corrélations. Elles sont principalement issues d'études expérimentales basées sur la mesure directe du flux thermique échangé en fonction des paramètres de fonctionnement du moteur.

La corrélation la plus courante est celle de **Woschni**. Elle est basée sur l'hypothèse de la convection turbulente forcée et s'applique aussi bien aux moteurs Diesel qu'aux moteurs à allumage commandé. Citant que les méthodes expérimentales utilisant la température de surface ne convenaient pas, ces données expérimentales étant entachées d'une dispersion importante, l'auteur a préféré utiliser un bilan global sur le moteur pour déterminer, pour chaque phase du cycle thermodynamique, la quantité de chaleur cédée aux parois. Sa formulation du coefficient d'échange global  $h_g$  en  $\text{KW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  est la suivante :

$$h_g = 0,8195 \cdot D^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \cdot P^{0,8} \cdot V^{0,8} \quad (\text{III.108})$$

Avec  $D$  : l'alésage du cylindre (m);  $T$  : température du gaz (K);  $P$  : pression cylindre (MPa);  
 $V$  : vitesse caractéristique moyenne du fluide moteur :

$$V = \left[ C_1 \cdot V_{mp} + C_2 \cdot \frac{V_u \cdot T_{RFA}}{P_{RFA} \cdot V_{RFA}} \cdot (P - P_{sa}) \right] \quad (\text{III.109})$$

Où :  $V_u$  Cylindrée unitaire ( $\text{m}^3$ );  $P_{RFA}, T_{RFA}, V_{RFA}$  Respectivement pression (MPa), température (K) et volume ( $\text{m}^3$ ) de la chambre de combustion correspondant au moment du retard de fermeture de la soupape d'admission (ou début de compression);

$C_1, C_2$  Coefficients spécifiques à chaque phase du cycle moteur (voir tableau III.2.2)

$V_{mp}$  Vitesse moyenne du piston (m/s);

$P$  Pression cylindre (MPa);

$P_{sa}$  Pression cylindre sans allumage (MPa).

Tableau.III.2.2: Coefficients  $C_1$  et  $C_2$  de la corrélation de Woschni [14]

Phase du cycle moteur	Coefficient $C_1$	Coefficient $C_2$
Admission et échappement	6,18	0
Compression	2,28	0
Combustion et détente	2,28	$3,24.10^{-3}$

Compte tenu de l'équation (III.105), et en négligeant le terme radiatif devant le terme convectif, les pertes thermiques convectives massiques rapportées à 1 Kg du fluide moteur s'écrivent comme suit:

$$\delta q_{per} = \frac{\delta Q_{per}}{m_c \cdot m_{mm}} = \frac{h_c \cdot S(\alpha) \cdot (T - T_p) \cdot d\alpha}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \quad (III.110)$$

Avec  $h_c$  Coefficient de pertes thermiques calculé à partir de la corrélation de Woschni (Équation III.108);

$m_c$  Masse de combustible injectée dans un cylindre par cycle;

$m_{mm}$  masse du mélange moteur;

$n$  régime du moteur.

Le taux de pertes thermiques massiques entre gaz - parois au cours du temps  $dt$  est calculé à partir de la dernière équation de la manière suivante:

$$\frac{\delta q_{per}}{d\alpha} = \frac{h_c \cdot S(\alpha) \cdot (T - T_p)}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \quad (III.111)$$

Par substitution des équations (III.97) et (III.111) dans (III.92), on peut écrire:

$$\frac{dP}{d\alpha} + \gamma \cdot \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \cdot P = \frac{(\gamma - 1)}{f(\alpha)} \cdot \left( \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm} \cdot \varphi_z} \cdot W_0 - \frac{h_c \cdot S(\alpha) \cdot (T - T_p)}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \right) \quad (III.112)$$

Avec :

$$W_0 = 6,908 \cdot (m + 1) \left( \frac{\alpha - \theta}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\alpha - \theta}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

Où  $\varphi_z$  : Durée angulaire de combustion;  $m$  : Facteur de forme de la combustion;

$\alpha$  : Angle instantané du vilebrequin;  $\theta$  : Angle d'avance à l'allumage

$\gamma$  : Rapport des chaleurs massiques  $\left( \frac{c_p}{c_v} \right)$ .

Le problème majeur qui se pose lors de l'intégration de l'équation (III.12) est que le rapport des chaleurs massiques  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  des produits de combustion dépend à la fois de la richesse  $\phi$  du mélange carburé, de la température des produits de combustion T ainsi que de la fraction massique du combustible brûlée x. Pour surmonter ce problème et afin de linéariser l'équation homogène (l'équation différentielle du premier ordre (III.112) sans second membre), on décompose le processus de combustion en une infinité de combustions élémentaires 1-2, dans chaque segment élémentaire le rapport moyen des chaleurs massiques  $\gamma_{1-2}$  est supposé constant et varie d'un segment à un autre suivant la richesse du mélange carburé [17]:

$$: \left\{ \begin{array}{l} \gamma_{1-2} = \frac{c_{p,1-2}}{c_{v,1-2}} = 1,259 + \left[ \frac{76,7 - (13,6 - 14,2/\alpha)x_{1-2}}{T_{1-2}} \right] - (0,0665 - 0,0245/\alpha)x_{1-2} \quad \text{si } \alpha \leq 1 \\ \gamma_{1-2} = \frac{c_{p,1-2}}{c_{v,1-2}} = 1,259 + \left[ \frac{76,7 + 0,6x_{1-2}}{T_{1-2}} \right] - (0,012 + 0,03/\alpha)x_{1-2} \quad \text{si } \alpha > 1 \end{array} \right. \quad \text{(III 113)}$$

avec

$$T_{1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{et} \quad x_{1-2} = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

Dans ces conditions, on résout tout d'abord l'équation homogène suivante en supposant constant l'exposant  $\gamma$  dans le segment 1-2:

$$\frac{dP}{d\alpha} + \gamma_{1-2} \cdot \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \cdot P = 0 \quad \text{(III.114)}$$

D'où :

$$\frac{dP}{P} = -\gamma_{1-2} \cdot \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} d\alpha \quad \text{(III.115)}$$

La solution générale de cette équation est:

$$P = \frac{C^{te}}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} \quad \text{(III.116)}$$

Une solution particulière de l'équation différentielle (III.112) est obtenue en utilisant la méthode de variation de la constante d'intégration figurant dans l'équation ci-dessus:

C'est-à-dire, on pose:

$$C^{te} = C^{te}(\alpha) \Rightarrow \frac{dP}{d\alpha} = \frac{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}} \cdot \frac{dC^{te}(\alpha)}{d\alpha} - C^{te}(\alpha) \gamma_{1-2} \cdot f'(\alpha) \cdot [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1}}{[f(\alpha)]^{2 \cdot \gamma_{1-2}}} \quad \text{(III.117)}$$

Par substitution des équations (III.116) et (III.117) et en posant  $C^{te} = C^{te}(\alpha)$  dans l'équation différentielle (III.112), on obtient l'équation suivante pour la constante  $C^{te}$ :

$$\frac{dC^{te}}{d\alpha} = (\gamma_{1-2} - 1) [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \quad (III.118)$$

Où: 
$$\frac{\delta q}{d\alpha} = \left( \frac{\xi \cdot P_{ci}}{m_{mm} \cdot \rho_z} \cdot W_0 - \frac{h_c \cdot S(\alpha) \cdot (T - T_p)}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \right) \quad (III.119)$$

En intégrant l'équation (III.118), on obtient l'expression suivante:

$$C^{te}(\alpha) = (\gamma_{1-2} - 1) \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \quad (III.120)$$

Donc la solution particulière de l'équation différentielle (III.112) est donnée par:

$$P = \frac{C^{te}(\alpha)}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} = \frac{(\gamma_{1-2} - 1)}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \quad (III.121)$$

La solution finale de l'équation différentielle (III.112) est la superposition de la solution générale (équation (III.116)) et de la solution particulière (équation (III.121)):

$$P = \underbrace{\frac{C^{te}}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}}}_{\text{Solution Générale}} + \underbrace{\frac{(\gamma_{1-2} - 1)}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha}_{\text{Solution Particulière}}$$

$$P = \frac{1}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} \left\{ C^{te} + (\gamma_{1-2} - 1) \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \right\} \quad (III.122)$$

La constante d'intégration  $C^{te}$  figurant dans l'équation (III.122) est déterminée à partir des conditions initiales relatives au segment considéré 1-2:

$$C.I : \text{Pour } \alpha = \alpha_1 \text{ nous avons : } P = P_1 ; \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \Big|_{\alpha=\alpha_1} = 0 \quad (III.123)$$

Des équations (III.122) et (III.123), on détermine la constante d'intégration  $C^{te}$  :

$$C^{te} = P_1 \cdot [f(\alpha_1)]^{\gamma_{1-2}} \quad (III.124)$$

L'expression de la pression cylindre durant la phase de combustion est finalement:

$$P = \frac{1}{[f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}}} \left\{ P_1 \cdot [f(\alpha_1)]^{\gamma_{1-2}} + (\gamma_{1-2} - 1) \int \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \right\} \quad (III.125)$$

Pour une combustion élémentaire 1-2, la pression  $P_2$  à la fin du segment, est calculée en fonction de la pression au début de ce segment,  $P_1$ , à partir de la dernière équation :

$$P_2 = \frac{1}{[f(\alpha_2)]^{\gamma_{1-2}}} \left\{ P_1 \cdot [f(\alpha_1)]^{\gamma_{1-2}} + (\gamma_{1-2} - 1) \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left\{ [f(\alpha)]^{\gamma_{1-2}-1} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \right\} d\alpha \right\} \quad (\text{III.126})$$

**Algorithme de calcul de la pression cylindre et de la température moyenne des gaz durant la phase de combustion:**

La pression cylindre et la température moyenne des gaz durant la phase de combustion sont déterminées dans l'ordre suivant à l'aide de l'algorithme ci-dessous:

- Après avoir décomposé la phase de combustion en une infinité de combustions élémentaires 1-2 durant lesquels le rapport des capacités thermiques massiques des produits de combustion  $\gamma_{1-2}$  est supposé constant mais varie d'un segment à un autre en fonction des paramètres suivants :

-coefficient d'excès d'air  $\alpha$  ,

-Température moyenne dans le segment considéré  $T_{1-2} = \frac{(T_1 + T_2)}{2}$  ,

-fraction moyenne qui brûle dans ce segment  $x_{1-2} = \frac{(x_1 + x_2)}{2}$  .

- On propose une valeur initiale de température à la fin du segment considéré 1-2, c'est-à-dire correspondant à l'angle  $\alpha_2 = \alpha_1 + \Delta\alpha$  ,  $\Delta\alpha = 1^\circ$  :

$$T_2 = T_1 + \Delta T \quad (\text{III.127})$$

Où  $\Delta T$  Accroissement de température des produits de combustion durant la combustion élémentaire 1-2.

$T_1$  Température des produits de combustion au début du pas de calcul ( $\alpha = \alpha_1$ ).

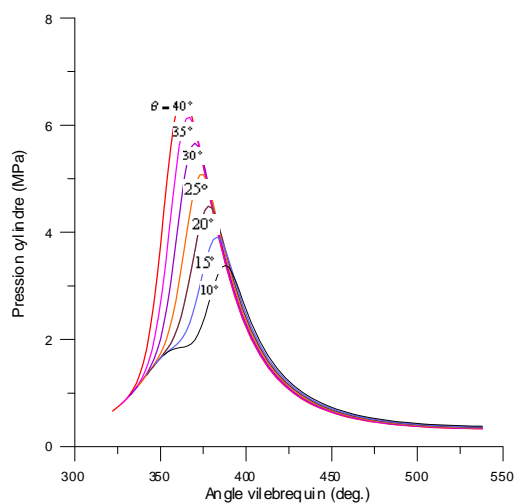
- On calcule la température moyenne  $T_{1-2} = \frac{(T_1 + T_2)}{2}$  des produits de combustion dans le segment 1-2.
- A l'aide de la loi de Wiebe, on calcule la fraction moyenne  $x_{1-2} = \frac{(x_1 + x_2)}{2}$  de combustible qui brûle dans ce segment 1-2.
- Connaissant le coefficient d'excès d'air du mélange carburé  $\alpha$  , la température moyenne  $T_{1-2}$  ainsi que la fraction moyenne de combustible  $x_{1-2}$  , on calcule le rapport

des capacités thermiques massiques des produits de combustion  $\gamma_{1-2}$  dans le segment considéré à l'aide de l'une des équations du système (III.113).

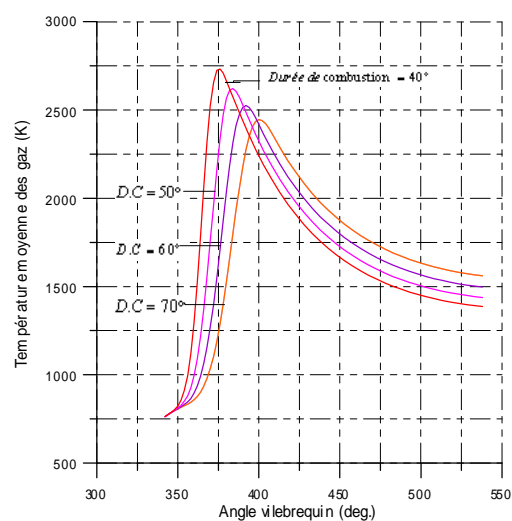
- On calcule la pression  $P_2$  à la fin du pas de calcul à l'aide de l'équation (III.126) dans laquelle l'intégrale définie est calculée par la méthode des trapèzes.
- Sachant la pression  $P_2$  on calcule la nouvelle valeur de température à la fin de ce pas  $T_2$ , en réécrivant l'équation (III.81) relativement au pas 1-2 sous la forme :

$$T_2 = \frac{T_1}{P_1 \cdot V_1} \cdot \frac{P_2 \cdot V_2}{\chi_{1-2}} \quad (III.128)$$

- Si l'écart en valeur absolue entre la température finale donnée par l'équation (III.128) et celle proposée dans l'équation (III.127) est très grand, on refait les calculs ci-dessus à partir du 3<sup>ème</sup> point en utilisant la dernière valeur de  $T_2$  (calculée par l'équation (III.128)) comme estimé initial. On arrête les itérations lorsque la précision fixée est assurée.
- La pression finale trouvée  $P_2$  ainsi que la température finale calculée  $T_2$  sont utilisées comme paramètres initiaux pour le prochain pas et ainsi de suite.
- A fin d'accélérer la convergence du procédé itératif ci-dessus, l'accroissement ultérieur (pour le prochain pas de calcul) est apprécié par la méthode d'extrapolation.



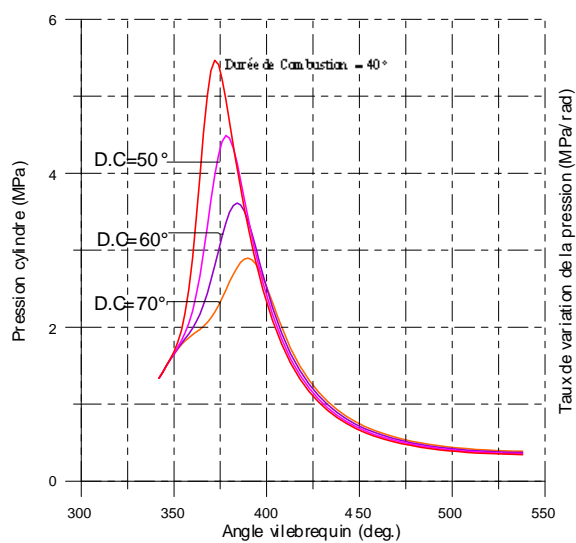
**Fig.III.2.5 :** Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes



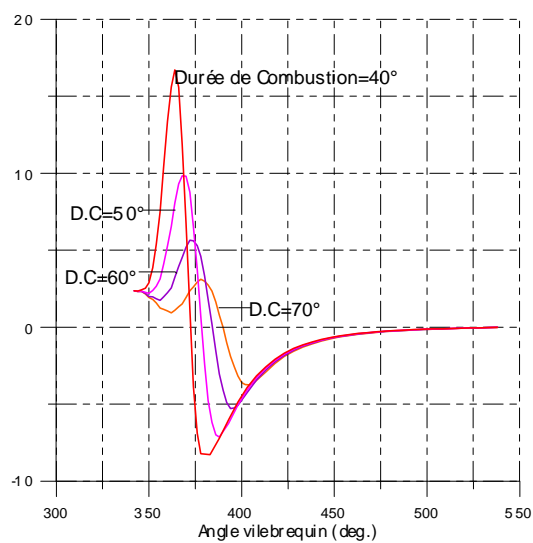
**Fig.III.2.6 :** Evolution de la température moyenne des produits de combustion en fonction de l'angle

avance à l'allumage

vilebrequin pour 4 valeurs de la durée de combustion

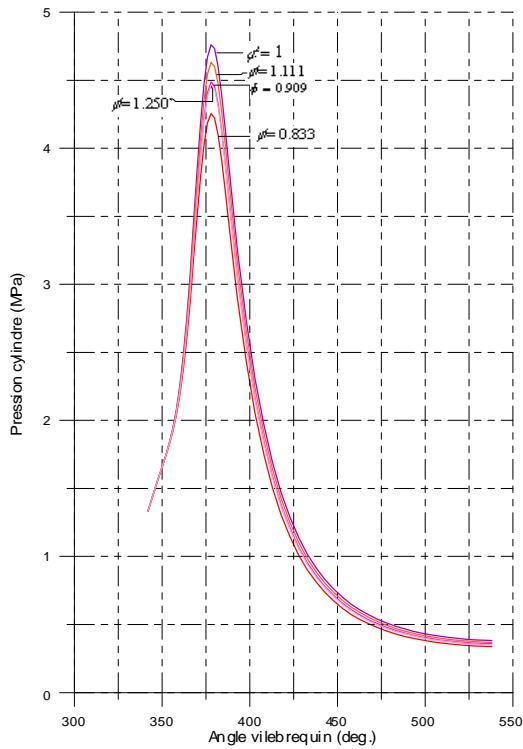


**Fig.III.2.7 :** Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes durées de combustion

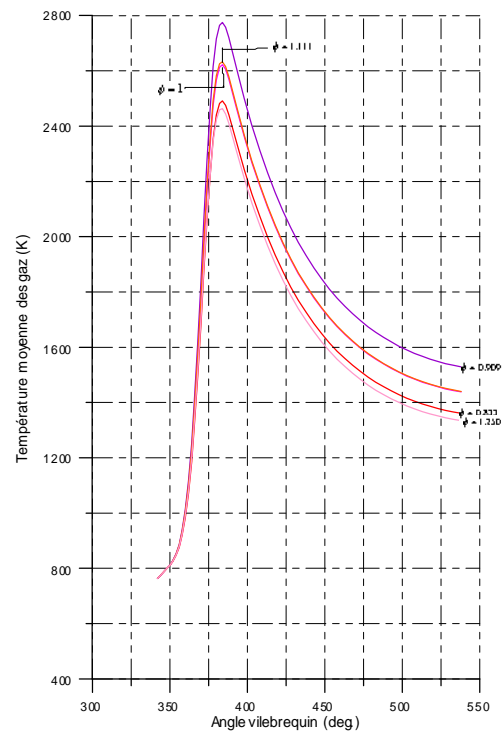


**Fig.III.2.8 :** Evolution du taux de variation de pression dans un cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes durées de combustion





**Fig.III.2.09:** Variation de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour  $(\alpha = 0.8 - 0.9 - 1 - 1.1 - 1.2)$  [21]



**Fig.2.10:** Variation de la température moyenne des gaz en fonction de l'angle vilebrequin pour  $(\alpha = 0.8 - 0.9 - 1 - 1.1 - 1.2)$

### III-7.3-RECALAGE DE LA PRESSION CYLINDRE AU COURS DE LA COMBUSTION

L'analyse des résultats expérimentaux d'un moteur à combustion interne est très importante, surtout pour mettre en évidence le degré d'approximation du processus réel de combustion au processus théorique pronostiqué par la théorie. En effet, d'après le diagramme d'indicateur on peut déterminer la variation de la pression des gaz  $P = P(\alpha)$  ainsi que la vitesse d'accroissement de pression  $W_p = \frac{dP}{d\alpha} = W_p(\alpha)$  en fonction de l'angle  $\alpha$  du vilebrequin. En plus, on peut déterminer en se basant toujours sur le même diagramme, la pression maximale  $P_{\max}$  et la vitesse d'accroissement de pression maximale  $W_{p \max}$ . La connaissance de  $P_{\max}$  et de  $W_{p \max}$  permet d'apprécier les contraintes mécaniques et dynamiques auxquelles sont soumises les pièces de l'embellage.

Il faut noter aussi que la valeur de  $P_{\max}$  conditionne l'intensité de la force normale du piston contre les parois du cylindre, ceci permet d'apprécier le coefficient de frottement et par conséquent le taux d'usure du moteur.

Cette étude a été effectuée sur la base des mesures récentes faites sur un banc d'essai doté de tous les perfectionnements actuellement disponibles au Laboratoire de Mécanique et Energétique (L.M.E) du Poly Tech d'Orléans. Elle comporte une partie d'analyse qui permet d'accéder à la détermination des paramètres cinétiques figurants dans la loi de Weibe. Une fois ces paramètres sont déterminés, on procède ensuite au recalage de la pression cylindre mesurée avec celle simulée.

### **-LOIS DE DEGAGEMENT DE CHALEUR :**

La combustion dans les moteurs thermiques est caractérisée par l'évolution dans le temps de la libération d'énergie contenue dans le combustible, c'est ce qui est connu sous le nom "la loi de dégagement de chaleur". Dans tous les modèles de combustion il faut avoir recours à un ajustement de coefficients semi empiriques, en tenant compte du milieu fortement turbulent de la chambre de combustion pour obtenir des résultats cohérents.

### **- MODELES DE DEGAGEMENT DE CHALEUR :**

-Modèle d'ARRHENIUS:

$$\frac{dx}{dt} = -x \cdot B^n \cdot \exp \left[ -\frac{E}{RT} \right]$$

Avec: x = Fraction massique du combustible brûlée;

n = Ordre de la réaction.

-Modèle de WATSON:

$$x = f \left[ 1 - (1 - t^{A_1})^{B_1} \right] + (1 - f) \left[ 1 - \exp(-A_1 t \cdot B_2) \right]$$

L'origine des temps étant prise au début de combustion.

$A_1$  ,  $B_1$  et  $B_2$  sont des constantes

-Modèle de WEIBE :

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

$\varphi_z$  = Durée du processus de combustion exprimée en degré vilebrequin;

m = facteur de forme de la combustion.

Parmi tous les modèles des lois de dégagement de chaleur et grâce aux diagrammes des fractions massiques de combustion, les recherches montrent que seuls ces trois modèles s'approchent de la réalité. Plus précisément le modèle de WEIBE qui permet de fournir d'une manière claire la forme de la courbe de la vitesse de dégagement d'énergie.

La loi de WEIBE contient deux paramètres cinétiques :

- La durée de combustion " $\varphi_z$ " qui caractérise l'aspect quantitatif de la dynamique de combustion ;
- Le facteur de forme de combustion " $m$ " caractérisant l'aspect qualitatif.

La loi de WEIBE exprime la fraction massique de combustible brûlée par:

$$x = 1 - \exp \left[ - 6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III.129})$$

Qui donne la vitesse abstraite de combustion :

$$W_0 = \frac{dX}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} = 6,908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \exp \left[ - 6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1} \right] \quad (\text{III.130})$$

Lorsque l'accélération abstraite de combustion est nulle, La valeur maximale de  $W_0$  est atteinte ce qui correspond à :

$$\left( \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_z} \right) = \left[ \frac{1}{6,908 \cdot (m+1)} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{III.131})$$

La fraction de combustible brûlée jusqu'à la vitesse maximale de combustion est exprimée par :

$$x_{\max} = 1 - \exp \left[ - 6,908 \cdot \left( \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] = 1 - \exp \left[ - \frac{m}{m+1} \right] \quad (\text{III.132})$$

La vitesse moyenne des réactions chimiques en chaînes est déterminée par l'expression suivante :

$$W_{moy} = \frac{x_z}{\varphi_z} = \frac{[1 - \exp(-6,908)]}{\varphi_z} = \frac{1}{\varphi_z} \quad (III.133)$$

L'équation (III.132) montre que le facteur de forme de combustion "m" donne une seule valeur de la fraction massique maximale "x<sub>max</sub>" qui correspond à la vitesse maximale de combustion.

L'équation (III.133) montre que la vitesse moyenne des réactions en chaînes est inversement proportionnelle à la durée du processus de combustion.

### -VITESSE D'ACCROISSEMENT DE PRESSION AU COURS DE LA COMBUSTION

:

A partir de l'équation du premier principe de la thermodynamique :

$$dU = \delta Q - P \cdot dV$$

Pour 1 kg du fluide moteur :

$$C_v \cdot dT = \delta q - P \cdot dv \quad (III.134)$$

$$P \cdot v = r \cdot T \quad (III.135)$$

$$C_v = \frac{r}{\gamma - 1} \quad (III.136)$$

(III.135), donne :  $P \cdot dv + v \cdot dP = r \cdot dT$

$$dT = \frac{1}{r} \cdot [P \cdot dv + v \cdot dP] \quad (III.137)$$

$$v \cdot dP + \gamma \cdot \frac{P}{v} = (\gamma - 1) \cdot \frac{\delta q}{v \cdot dv} \quad (III.138)$$

Exprimant le volume massique "v" en fonction de l'angle vilebrequin  $\alpha$  :

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha) \quad (III.139)$$

Où  $\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$   $\lambda = \frac{R}{L} = \frac{\text{rayon de manivelle}}{\text{longueur de bielle}}$

$$dv = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \psi'(\alpha) \cdot d\alpha \quad (III.140)$$

Les équations (III.139) et (III.140) dans (III.138), donnent :

$$\frac{dP}{d\alpha} + \gamma \cdot P \cdot \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} = \frac{\varepsilon}{v_a} \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\psi(\alpha)} \cdot \frac{\delta q}{d\alpha} \quad (\text{III.141})$$

Alors, la quantité de chaleur infiniment petite dégagée, correspondant à une fraction brûlée infinitésimale  $dx$  en fonction de la quantité de chaleur totale libérée au cours de la combustion est :

$$\begin{aligned} \delta q &= q_z \cdot dx \\ \frac{\delta q}{d\alpha} &= q_z \cdot \frac{dx}{d\alpha} = q_z \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha} = \frac{q_z}{\varphi_z} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} = \frac{q_z}{\varphi_z} \cdot W_0 \end{aligned} \quad (\text{III.142})$$

L'équation (III.142) représente le taux de dégagement de chaleur durant le processus de combustion.

L'équation (III.142) dans (III.141), donne :

$$\frac{dP}{d\alpha} + \gamma \cdot P \cdot \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} = \frac{\varepsilon}{v_a} \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\psi(\alpha)} \cdot \frac{q_z}{\varphi_z} \cdot W_0 \quad (\text{III.143})$$

On peut déterminer l'expression de la vitesse d'accroissement de pression  $W_p = \frac{dP}{d\alpha}$  au cours du processus de combustion à partir de l'équation (III.43), comme suite:

$$\frac{dP}{d\alpha} = \frac{\varepsilon}{v_a} \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\psi(\alpha)} \cdot \frac{q_z}{\varphi_z} \cdot W_0 - \gamma \cdot P \cdot \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)}$$

Sachant que  $\alpha = 360^\circ - \theta + \varphi$ , alors :

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{\varepsilon}{v_a} \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\psi(\alpha)} \cdot \frac{q_z}{\varphi_z} \cdot W_0 - \gamma \cdot P \cdot \frac{\psi'(\alpha)}{\psi(\alpha)} \quad (\text{III.144})$$

Du fait que  $q_z' = \frac{q_z}{v_a}$ , et par substitution de l'équation (III.130) dans (III.144) la vitesse

d'accroissement de pression au cours de la phase de combustion s'écrit :

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\psi(\alpha)} \left\{ \frac{6,908 (m + 1)(\gamma - 1)\varepsilon q_z' \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m}{\varphi_z \exp \left[ 6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1} \right]} - \gamma P \psi'(\alpha) \right\} \quad \text{III.145}$$

$q_z$  et  $q'_z$  : Chaleurs spécifiques totales libérées au cours de la combustion, utilisées pour faire varier l'énergie interne respectivement de 1 kg ou 1 m<sup>3</sup> du fluide moteur et pour effectuer un certain travail.

- **PRESSION DES GAZ AU COURS DE LA COMBUSTION :**

La détermination de la pression des gaz au cours du processus de combustion, est réalisée en décomposant ce processus en une infinité de combustions élémentaires i-j dans lesquels  $\gamma_{i-j}$  est constante dans le segment considéré, mais elle varie d'un segment à un autre en fonction de la température moyenne  $T_{i-j}$ .

Pour une combustion élémentaire 1-2 le premier principe de la thermodynamique s'écrit ainsi:

$$q_{1-2} = C_{v1-2} \cdot (T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv \quad (\text{III.146})$$

$q_{1-2}$  : Chaleur infinitésimale dégagée durant 1-2 [kJ/kg] ;

$T_1$  et  $T_2$  : Températures absolues des gaz au début et à la fin du segment 1-2 [K] ;

$C_{v1-2}$  : Chaleur massique moyenne à volume constant dans le segment 1-2 [kJ/kg.K].

Si la différence ( $v_2 - v_1$ ) est très faible, alors l'approximation suivante est acceptable (Intégration par la méthode des Trapèzes):

$$\int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv \cong \frac{1}{2} \cdot (P_1 + P_2) \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{III.147})$$

La quantité de chaleur spécifique libérée durant la combustion élémentaire 1-2 est donnée par l'expression suivante :

$$q_{1-2} = q_z \cdot (x_2 - x_1) = q_z \cdot \Delta x_{1-2} \quad (\text{III.148})$$

Avec:  $\Delta x_{1-2}$  = Fraction massique du combustible qui brûle dans le segment 1-2.

La loi de **Weibe** permet de déterminer la fraction  $\Delta x_{1-2}$ :

$$\Delta x_{1-2} = \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{III.149})$$

De,  $P \cdot v = r \cdot T$  et  $C_p - C_v = r$ , (III.146), devient :

$$C_{v1-2}(T_2 - T_1) = \frac{C_{v1-2}}{r} (P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) = \frac{1}{(\gamma_{1-2} - 1)} (P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) \quad (\text{III.150})$$

$\gamma_{1-2} = \frac{C_{p1-2}}{C_{v1-2}}$  : Rapport des chaleurs massiques du fluide moteur dans le segment 1-2.

La substitution de (III.149), (III.148) et (III.150) dans (III.146), donne la pression des gaz à la fin du segment de la combustion élémentaire 1-2 :

$$P_2 = \frac{2 \cdot q_z \cdot \Delta x_{1-2} + P_1 \cdot \left[ \frac{\gamma_{1-2} + 1}{\gamma_{1-2} - 1} \cdot v_1 - v_2 \right]}{\left[ \frac{\gamma_{1-2} + 1}{\gamma_{1-2} - 1} \cdot v_2 - v_1 \right]} \quad (\text{III.151})$$

### **A- Algorithme de calcul du champ de température Dans une chambre de combustion d'un moteur à allumage commandé**

Le calcul de la température locale des gaz brûlés et celle des gaz frais s'effectue parallèlement au calcul des concentrations d'équilibre des produits de combustion au calcul cinétique de la formation de l'oxyde d'azote (NO) juste après l'achèvement de la combustion dans la première zone.

L'existence d'une grande différence de température entre différents points dans une chambre de combustion a été effectuée pour la première fois par le savant allemand MACH.

Après B Lois, G Elbe, V Voevodski que YB.Zeldovich a établi une grande influence de l'effet - MACH sur la conformité quantitative de la formation de l'oxyde d'azote au cours de la combustion d'un mélange air - carburant dans un volume fermé. C'est pourquoi dans les modèles mathématiques modernes consacrés au calcul de la concentration des NOx au cours de la combustion dans un moteur à allumage commandé, on tient compte en général de l'effet MACH.

Tenant compte des principales remarques, on propose pour le calcul du champ de température des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur à charge stratifiée l'ordre suivant :

- 1 La chambre de combustion est décomposée arbitrairement en multi-zones (fig ci-dessous), divisée en deux parties dont l'une à la première étape, l'autre à la deuxième étape successivement avec les coefficients d'excès d'air  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$ .
- 2 Dans chaque zone brûle la même fraction de carburant introduite.
- 3 Le front de flamme passe successivement par ces zones ;
- 4 Après l'achèvement de la combustion dans une zone, celle-ci est isolée, autrement dit, les échanges gazeux et calorifiques entre les zones sont négligés.
- 5 La zone contenant le mélange frais et celle qui contient les produits de combustion sont délimitées par une surface du front de flamme d'épaisseur négligeable par rapport au parcours de la flamme ;
- 6 Après dégagement de chaleur dans chaque zone, la température des gaz contenus dans celle-ci est entièrement égalisée ;
- 7 La pression des gaz dans chaque zone est la même que dans tous le volume de la chambre de combustion.
- 8 Le dégagement de chaleur dans ces zones est apprécié par la loi de Wiebe.

La fraction massique de carburant brûlée et la durée de combustion dans chaque zone sont déterminées par les relations suivantes:

$$\Delta x = \frac{1}{N_z} \quad \text{(III.152)}$$

$$\Delta \varphi = \varphi_j - \varphi_{j-1} = \varphi_z \cdot \left\{ - \left[ \frac{\ln(1-x_j)}{6.908} \right]^{\frac{1}{(m+1)}} + \left[ \frac{\ln(1-x_{j-1})}{6.908} \right]^{\frac{1}{(m+1)}} \right\} \quad \text{(III.153)}$$

$$x_j = x_{j-1} + \Delta x \quad \text{(III.154)}$$

Où  $1 \leq j \leq N_z$

$N_z$  : Nombre de zones.

$\varphi_{j-1}, \varphi_j, X_{j-1}, X_j$  - les angles vilebrequin et fractions massiques brûlées comptés du point d'allumage jusqu'au début et à la fin de combustion dans la zone considérée.



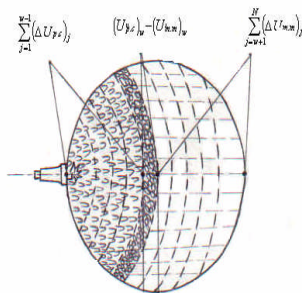


Fig.1 :Décomposition de la chambre de combustion en multi-zones  
Charge homogène

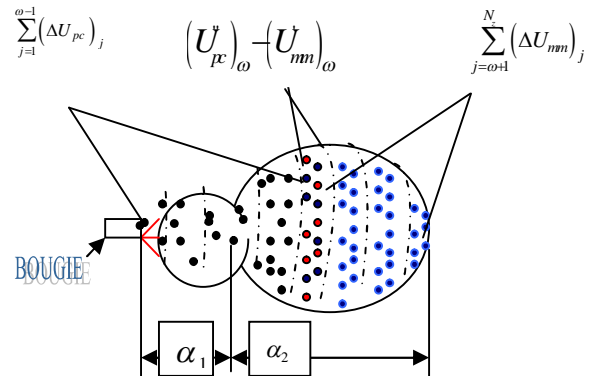


Fig 1' Décomposition de la chambre de  
Combustion stratifiée en multizones

On admet les hypothèses suivantes:

- a- La température des produits de combustion dans chaque zone est uniformément répartie, mais elle diffère d'une zone à une autre en fonction du temps ;
- b- La pression des gaz dans toutes les zones est la même, mais elle varie instantanément ;
- c- L'échange de masse entre les zones est négligeable ;
- d-** La fraction de carburant dans chaque zone brûle entièrement et instantanément ;
- e- Le mélange moteur (air + vapeur de combustible + gaz résiduels) est uniformément réparti (mélange homogène) et sa chaleur spécifique dépend seulement de la température ;
- f- L'échange de chaleur entre les zones et les parois est négligée (le temps correspondant à la combustion d'une zone est très petit) ;
- g- A chaque instant les produits de combustion formés dans chaque zone brûlée se trouvent en état d'équilibre chimique ;
- h- Les gaz frais et les produits de combustion sont assimilés à des gaz parfaits.

$\omega$  Numéro de la zone considérée ;

$j$  Numéro des autres zones.

Les indices ' et '' caractérisent le **début** et à **la fin** de combustion dans la zone considérée.

Pour déterminer le champ de température des gaz dans les zones brûlées, on applique l'équation du premier principe de la thermodynamique entre le début et la fin de combustion dans une zone quelconque  $\omega$  :

$$Q_{\omega} = (U''_{pc})_{\omega} - (U'_{mm})_{\omega} + \sum_{j=1}^{\omega-1} (\Delta U_{pc})_j + \sum_{j=\omega+1}^{N_s} (\Delta U_{mm})_j - W_{\omega} \quad (\text{III.155})$$

Où  $Q_{\omega}$  : Chaleur dégagée par la combustion du mélange carburé dans la zone  $\omega$  ;

$(U'_{mm})_{\omega}$  et  $(U''_{pc})_{\omega}$  : Energie interne respectivement initiale du mélange moteur et finale des produits de combustion dans la zone  $\omega$  ;

$\sum_{j=1}^{\omega-1} (\Delta U_{pc})_j$  et  $\sum_{j=\omega+1}^{N_s} (\Delta U_{mm})_j$  : Variation totale respectivement de l'énergie interne des produits de combustion dans les zones déjà brûlées et celle du mélange moteur dans les zones non encore brûlées.

$\Delta W_{\omega}$  Le travail produit par les gaz au cours de la combustion dans la zone  $\omega$  .

La chaleur dégagée par la combustion de la zone  $\omega$  est donnée par la formule suivante :

$$Q_{\omega} = (\xi_d)_{\omega} \cdot (P_{ci} - \Delta P_{ci}) \cdot \Delta x_{\omega} \quad (\text{III.156})$$

$(\xi_d)_{\omega}$  : Coefficient de dissociation local des produits de combustion dans la zone  $\omega$  .

$P_{ci}$  : Le pouvoir calorifique inférieur du carburant

$\Delta P_{ci}$  Les pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète (ces pertes interviennent seulement dans le cas de la combustion d'un mélange riche ( $\alpha \leq 1$ )).

$\Delta x_{\omega}$  Fraction massique brûlée du carburant dans la zone  $\omega$  .

**Remarques :**

- 1- Le calcul du coefficient de dissociation local des produits de combustion dans la zone  $\omega$ ,  $(\xi_d)_{\omega}$ , se fait généralement en fonction de la pression (P), de la température locale,  $(T''_{pc})_{\omega}$ , de la richesse du mélange carburé, et aussi en fonction du coefficient des gaz résiduels,  $(\gamma_r)$ , (voir : Mécanismes cinétiques de formation de NO et calcul des concentrations d'équilibre des 12 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation).
- 2- Les pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète (ces pertes de chaleur interviennent seulement dans le cas de la combustion d'un mélange riche ( $\alpha \leq 1$ )) sont calculées par l'expression suivante :

$$\text{Etape 1 } \Delta P_{ci} = 119950.(1 - \alpha_1).L_0 \text{ pour } \alpha < 1 \text{ (mélange riche) } \quad (\text{III.157})$$

En 2eme étape il se produit simultanément la combustion du mélange pauvre ( $\alpha_2 > 1$ ) et celle des produits de combustion incomplète CO et H<sub>2</sub> formés en première étape. La chaleur dégagée dans chaque zone de la seconde étape est :

$$Q_{\omega} = \left( \xi_d \right)_{\omega} \cdot \left( P_{ci} + d \Delta P_{ci} \right) \cdot \Delta x_{\omega} \quad (\text{III.157 bis})$$

L'énergie interne finale des produits de combustion dans la zone  $\omega$  est déterminée à partir de la relation suivante :

$$\left( U_{pc}'' \right)_{\omega} = \left( n_{pc} + n_r \right)_{\omega} \cdot C_{v.pc} \Big|_0^{(t_{pc}'')_{\omega}} \cdot \Delta x_{\omega} \cdot \quad (\text{III.158})$$

Où :  $(n_{pc})_{\omega}''$  nombre de moles total des produits de combustion dans la zone  $\omega$  juste au moment de sa combustion.

$(n_r)''$  Nombre de moles des gaz résiduels.

$C_{v.pc} \Big|_0^{(t_{pc}'')_{\omega}}$  Capacité calorifique molaire moyenne à volume constant des produits de combustion dans la zone  $\omega$  .

$(t_{pc}'')_{\omega}$  La température locale des gaz brûlés dans la zone  $\omega$  juste au moment de sa combustion ( température inconnue à déterminer ) ;

$\Delta x_{\omega}$  Fraction massique brûlée du carburant dans la zone  $\omega$  .

L'énergie interne initiale du fluide moteur dans la zone  $\omega$  est calculée par l'expression suivante :

$$\left( U_{mm}' \right)_{\omega} = \left[ n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t_{mm}'} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t_{mm}'} \right] \cdot t_{mm}' \cdot \Delta x_{\omega} \quad (\text{III.159})$$

La variation totale de l'énergie interne des produits de combustion dans les zones déjà brûlées est égale à :

$$\sum_{j=1}^{\omega-1} \left( \Delta U_{pc} \right)_j = \sum_{j=1}^{\omega-1} \left( U_{pc}'' \right)_j - \sum_{j=1}^{\omega-1} \left( U_{pc}' \right)_j \quad (\text{III.160})$$

$$\left( U_{pc}'' \right)_j = \left[ \left( n_{pc} + n_r \right)_j \cdot C_{v.pc} \Big|_0^{(t_{pc}'')_j} \right] \cdot \left( t_{pc}'' \right)_j \cdot \Delta x_j \quad (\text{III.161})$$

$$(U'_{pc})_j = \left[ (n_{pc} + n_r)'_j \cdot C_{v,pc} \int_0^{(t'_{pc})_j} \right] \cdot (t'_{pc})_j \cdot \Delta x_j \quad (\text{III.162})$$

Dans les équations (III.160), (III.161) et (III.162), les valeurs de  $(t''_{pc})_j$  et  $(C_{v,pc})_j$  sont inconnues, on les détermine pour les différentes zones brûlées à l'aide des mêmes formules et de la manière suivante :

La température finale des produits de combustion à la fin du pas de calcul dans n'importe quelle zone déjà brûlée,  $T''_{pc}$  est calculée par la méthode des approximations successives. La première valeur de  $T''_{pc}$  est déterminée à partir de l'équation suivante :

$$T''_{pc} = T'_{pc} + \Delta T_{pc} \quad (\text{III.163})$$

Où :  $T''_{pc}$  – La température finale des produits de combustion à la fin du pas de calcul dans la zone considérée.

$T'_{pc}$  – La température initiale des produits de combustion au début du pas de calcul dans la zone considérée.

$\Delta T_{pc}$  – Accroissement initial de température (estimé initial proposé) des produits de combustion dans la zone considérée.

La température moyenne des produits de combustion dans le pas de calcul considéré est la moyenne arithmétique entre la température initiale et finale dans ce pas.

$$\begin{cases} T_{pc} = \frac{(T''_{pc} + T'_{pc})}{2} & , \text{K} \\ t_{pc} = T_{pc} - 273 & , \text{°C} \end{cases} \quad (\text{III.164})$$

Le rapport des chaleurs massiques moyennes des produits de combustion est donné par l'une des expressions suivantes :

$$\begin{cases} \gamma_{pc} = 1.1925 + \frac{0.0245}{\alpha} + \left( 63.1 + \frac{14.2}{\alpha} \right) \cdot \frac{1}{(T_{pc})_{\omega}} & \text{pour un mélange riche ou stoechiométrique} \\ \gamma_{pc} = 1.247 - \frac{0.03}{\alpha} + \frac{77.3}{(T_{pc})_{\omega}} & \text{pour un mélange pauvre} \end{cases} \quad (\text{III.165})$$

La température finale des produits de combustion dans la zone considérée,  $T''_{pc}$  à la fin du pas de calcul est calculée en utilisant l'équation de Laplace pour une transformation adiabatique :

$$T_{pc}'' = T_{pc}' \cdot \left( \frac{P''}{P'} \right)^{\frac{(\gamma_{pc} - 1)}{\gamma_{pc}}} \quad (\text{III.165})$$

Si cette dernière valeur de  $T_{pc}''$  diffère considérablement de sa valeur initiale proposée (équation (III.163)), on remplace dans le système d'équation (III.164)  $T_{pc}''$  par sa dernière valeur et on refait le procédé itératif ci-dessus jusqu'à ce qu'on obtient une correspondance acceptable entre  $T_{pc}''$  et  $\gamma_{pc}$ .

Le travail échangé entre le gaz dans la zone  $\omega$  et les parois mobiles de la chambre de combustion (piston) est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$W_{\omega} = - \int_{v_{\omega-1}}^{v_{\omega}} P \cdot dv \approx - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=\omega-1}^{\omega} (P_i + P_{i+1}) \cdot (v_{i+1} - v_i) \quad (\text{III.166})$$

$$W_{\omega} \approx - \frac{1}{2} \cdot \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \sum_{i=\omega-1}^{\omega} (P_i + P_{i+1}) \cdot (\psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i))$$

Pour commodité, on exprime le volume massique "v" en fonction de l'angle vilebrequin  $\alpha$  :

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha) \quad (\text{III.167})$$

Où :  $\varepsilon$  – taux de compression ;

$v_a$  – Volume massique à la fin du processus d'admission en ( $m^3 / Kg$ ).

$\psi$  – Fonction volume du cylindre, elle est définie par :

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left( 1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (\text{III.168})$$

$\alpha$  – Angle vilebrequin en  $^{\circ}$ .  $\lambda = \frac{R}{L} = \frac{\text{rayon manivelle}}{\text{longueur de bielle}}$

La variation totale de l'énergie interne du mélange moteur (gaz frais = air + vapeur de combustible + gaz résiduels) dans les zones non encore brûlées est calculée par l'expression suivante :

$$\sum_{j=\omega+1}^{N_{\tau}} (\Delta U_{mm})_j = \sum_{j=\omega+1}^{N_{\tau}} [(U''_{mm})_j - (U'_{mm})_j] \quad (\text{III.169})$$

$$(U''_{mm})_j = \left[ n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t''_{mm}} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t''_{mm}} \right] \cdot t''_{mm} \cdot \Delta x_j \quad (\text{III.170})$$

$$(U'_{mm})_j = \left[ n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t'_{mm}} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t'_{mm}} \right] \cdot t'_{mm} \cdot \Delta x_j \quad (\text{III.171})$$

Où :  $\sum_{j=\omega+1}^{N_z} (U''_{mm})_j$ ,  $\sum_{j=\omega+1}^{N_z} (U'_{mm})_j$  Respectivement, l'énergie interne finale et initiale des gaz

frais dans les zones non encore brûlées.

$(U''_{mm})_j$ ,  $(U'_{mm})_j$  Respectivement l'énergie interne finale et initiale des gaz frais dans la zone « j ».  $\omega + 1 \leq j \leq N_z$

$n_{mc}$ ,  $n_r$  Respectivement le nombre de moles du mélange carburé et celui des gaz résiduels dans la chambre de combustion.

$t'_{mm}$ ,  $t''_{mm}$  Respectivement la température du mélange moteur (zones non encore brûlées) correspondant au début et à la fin de combustion dans la zone  $\omega$

$C_{v.mc} \Big|_0^{t''_{mm}}$ ,  $C_{v.r} \Big|_0^{t''_{mm}}$  Capacités calorifiques molaires moyennes à volume constant respectivement du mélange carburé et des gaz résiduels.

Dans les équations (III.170) et (III.171) les valeurs de  $t''_{mm}$ ,  $C_{v.mc}$  et  $C_{v.r}$  sont inconnues. On les détermine de la façon suivante :

La première valeur de  $T''_{mm}$  est calculée à partir de l'équation suivante :

$$T''_{mm} = T'_{mm} + \Delta T_{mm} \quad (\text{III.172})$$

A fin d'accélérer la détermination de la valeur réelle de  $T''_{mm}$ , on apprécie l'accroissement ultérieur (pour le prochain pas) de température  $\Delta T_{mm}$  du mélange moteur par la méthode d'extrapolation.

La température moyenne du mélange moteur est donnée alors par :

$$\begin{cases} T_{mm} = \frac{(T''_{mm} + T'_{mm})}{2} , \text{ K} \\ t_{mm} = T_{mm} - 273 , \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (\text{III.173})$$

On admet que la capacité calorifique moyenne à volume constant du mélange carburé (mélange formé de la vapeur d'essence et de l'air atmosphérique) est égale à celle de l'air. On néglige donc l'influence de la vapeur d'essence.

$$C_{v,mc} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{air} + b_{air} t_{mm} \quad ; \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{III.174})$$

Pour l'air  $a_{air} = 20.6$  et  $b_{air} = 0.002638$

La capacité calorifique moyenne à volume constant des gaz résiduels est calculée en fonction des capacités calorifiques moyennes à volume constant des composants de ceux-ci.

On admet dans le cas de la combustion d'un mélange pauvre ( $\alpha > 1$ ) que les gaz résiduels contiennent uniquement du gaz carbonique  $CO_2$ , de la vapeur d'eau  $H_2O$ , de l'excédent d'oxygène  $O_2$  et de l'azote atmosphérique  $N_2$ . On calcule leur nombre de moles en utilisant les formules ci-dessous :

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad ; \frac{\text{kmol de } CO_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad ; \frac{\text{kmol de } H_2O}{\text{kg de carburant}} \\ n_{O_2} = 0.208 \cdot \left( \frac{1}{\phi} - 1 \right) \cdot L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de } O_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{N_2} = 0.792 \cdot \frac{L_0}{\phi} \quad ; \frac{\text{kmol de } N_2}{\text{kg de carburant}} \end{array} \right. \quad (\text{III.175})$$

Le nombre de moles total des produits de combustion complète d'un carburant liquide est obtenu en faisant la somme des nombres de moles des 4 espèces (voir équation (III.175)) :

$$n_{pc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de produit de combustion}}{\text{kg de carburant}} \quad (\text{III.176})$$

La fraction molaire de chaque composant des produits de combustion est calculée par l'une des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{pc}} = \frac{\frac{C}{12}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot L_0} \\ v_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{pc}} = \frac{\frac{H}{2}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot L_0} \\ v_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{pc}} = \frac{0.208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot L_0} \\ v_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{pc}} = \frac{0.792 \cdot \alpha \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot L_0} \end{array} \right. \quad (III.177)$$

Dans le cas de la combustion d'un mélange riche ( combustion incomplète  $\alpha < 1$ ), les gaz résiduels contient du gaz carbonique  $CO_2$ , de la vapeur d'eau  $H_2O$ , du monoxyde de carbone  $CO$ , de l'hydrogène moléculaire  $H_2$  et de l'azote atmosphérique  $N_2$ . Leur nombre de moles sont calculés à partir des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{CO} = 2 \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de CO}}{\text{kg de carburant}} \\ n_{CO_2} = \frac{C}{12} - n_{CO} \quad ; \frac{\text{kmol de CO}_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{H_2} = K \cdot n_{CO} \quad ; \frac{\text{kmol de H}_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{H_2O} = \frac{H}{2} - n_{H_2} \quad ; \frac{\text{kmol de H}_2O}{\text{kg de carburant}} \\ n_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de N}_2}{\text{kg de carburant}} \end{array} \right. \quad (III.178)$$

Où  $K = \frac{n_{H_2}}{n_{CO}} = 0.45 \div 0.50$  pour les produits de combustions issus de l'essence.

Le nombre de moles total des produits de combustion incomplète d'un carburant liquide est obtenu en faisant la somme des nombres de moles des 5 espèces citées ci-dessus.

$$n_{pc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha \quad ; \frac{\text{kmol de PC}}{\text{kg de carburant}} \quad (III.179)$$

Les fractions molaires des 5 espèces citées ci-dessus sont données par :



$$\left\{ \begin{array}{l} v_{CO} = \frac{n_{CO}}{n_{pc}} = \frac{2 \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0} \\ v_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{pc}} = \frac{\frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0} \\ v_{H_2} = \frac{n_{H_2}}{n_{pc}} = \frac{2 \cdot K \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0} \\ v_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{pc}} = \frac{\frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{(1-\alpha)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0} \\ v_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{pc}} = \frac{0.792 \cdot \alpha L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0} \end{array} \right. \quad (III.180)$$

Pour les deux cas envisagés (mélange riche ou pauvre), la capacité calorifique moyenne à volume constant des gaz résiduels est déterminée à partir de la relation suivante :

$$C_{v,r} \Big|_0^{t_{mm}} = \sum_{i=1}^6 v_i \cdot C_{v,i} \Big|_0^{t_{mm}} \quad ; \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (III.181)$$

Les capacités calorifiques moyennes à volume constant des composants des gaz résiduels sont exprimées par les équations empiriques suivantes pour des températures allant de **0°C à 1500°C**.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{v,CO_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{CO_2} + b_{CO_2} \cdot t_{mm} + c_{CO_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,H_2O} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{H_2O} + b_{H_2O} \cdot t_{mm} + c_{H_2O} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,CO} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{CO} + b_{CO} \cdot t_{mm} + c_{CO} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,H_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{H_2} + b_{H_2} \cdot t_{mm} + c_{H_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,O_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{O_2} + b_{O_2} \cdot t_{mm} + c_{O_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,N_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{N_2} + b_{N_2} \cdot t_{mm} + c_{N_2} \cdot t_{mm}^2 \end{array} \right. \quad (III.182)$$

Les constantes  $a_i, b_i$  et  $c_i$  intervenant dans les expressions des capacités calorifiques moyennes des gaz résiduels sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

	$a_i$	$b_i$	$c_i$
$CO_2$	27.941	0.019	$5.487 \cdot 10^{-6}$
$H_2O$	24.953	0.005359	0
$CO$	20.597	0.002670	0
$H_2$	20.684	0.000206	$0.588 \cdot 10^{-6}$
$O_2$	20.930	0.004641	$0.840 \cdot 10^{-6}$
$N_2$	20.398	0.00250	0

Donc la capacité calorifique moyenne à volume constant du mélange moteur (air + vapeur de combustible +gaz résiduels) est exprimée par :

$$C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}} = \frac{1}{(1 + \gamma_r)} \cdot \left[ C_{v.mc} \Big|_0^{t_{mm}} + \gamma_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t_{mm}} \right] \quad (III.183)$$

Le rapport des capacités calorifiques moyennes du mélange moteur est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$\gamma_{mm} = \frac{C_{p.mm} \Big|_0^{t_{mm}}}{C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}} = 1 + \frac{R}{C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}} \quad (III.184)$$

$C_{p.mm} \Big|_0^{t_{mm}}$  et  $C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}$  Respectivement les capacités calorifiques molaires moyennes

du mélange moteur à pression constante et à volume constant.

La température finale du mélange moteur  $T_{mm}''$  à la fin du pas de calcul est calculée à partir de l'équation de l'adiabatique suivante (équation de Laplace) :

$$T_{mm}'' = T_{mm}' \cdot \left( \frac{P''}{P'} \right)^{\frac{(\gamma_{mm} - 1)}{\gamma_{mm}}} \quad (III.185)$$

$P'$  et  $P''$  Pressions cylindres au début et à la fin du pas de calcul.

Si cette dernière valeur de la température du mélange moteur  $T''_{mm}$  (calculée à partir de l'équation (III.185)) diffère considérablement de sa valeur précédente (proposée à partir de l'équation (III.172)), on remplace dans l'équation (III.173)  $T''_{mm}$  par cette dernière valeur et on refait l'algorithme ci-dessus jusqu'à ce qu'on obtient la correspondance désirée entre les valeurs de  $T''_{mm}$  et de  $\gamma_{mm}$ .

La capacité calorifique moyenne à volume constant des produits de combustion est calculée en fonction des capacités calorifiques moyennes des composants de ceux-ci. On admet que les produits de combustion dans chaque zone comportent 12 espèces qui sont :

$CO_2, CO, H_2O, H_2, OH, O_2, O, NO, N_2, H, N_2O$  et le  $N$ .

La capacité calorifique moyenne à volume constant de chacune des 12 espèces ci-dessus est exprimée par l'une des formules empiriques suivantes pour des températures de  $1500^\circ C \div 2900^\circ C$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{v \cdot CO_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{CO_2} + b_{CO_2} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot CO} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{CO} + b_{CO} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot H_2O} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{H_2O} + b_{H_2O} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot H_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{H_2} + b_{H_2} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot OH} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{OH} + b_{OH} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot O_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{O_2} + b_{O_2} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot O} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_O + b_O \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot NO} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{NO} + b_{NO} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot N_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{N_2} + b_{N_2} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot H} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_H + b_H \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot N_2O} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{N_2O} + b_{N_2O} \cdot t''_{pc} \\ C_{v \cdot N} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_N + b_N \cdot t''_{pc} \end{array} \right. \quad (III.186)$$

Les  $a_i$  et  $b_i$  sont regroupées dans le tableau suivant :

	$a_i$	$b_i$
$CO_2$	39.514	$3.348.10^{-3}$
$CO$	22.485	$1.431.10^{-3}$
$H_2O$	26.664	$4.437.10^{-3}$
$H_2$	19.673	$1.758.10^{-3}$
$OH$	36.864	$1.590.10^{-3}$
$O_2$	23.718	$1.550.10^{-3}$
$O$	29.778	$-0.135.10^{-3}$
$NO$	39.648	$1.243.10^{-3}$
$N_2$	21.946	$1.457.10^{-3}$
$H$	29.11	0
$N$	31.11	0
$N_2O$	29.458	$0.356.10^{-3}$

**Remarque :**

Pour une zone de combustion, dont la température, la pression, la richesse, le coefficient des gaz résiduels sont donnés, la concentration de chacune des espèces ci-dessus peut être calculée en résolvant un système de 12 équations, dont , 4 linéaires de bilan d'atome (une pour chaque élément  $C, H, O, N$ ) et 8 équations (non - linéaires) d'équilibre (voir chapitre – mécanismes cinétiques de formation de NO et calcul des concentrations d'équilibre des 12 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation).

Dans les équations (III.156) et (III.157bis) et (III.161) les valeurs de la température locale des produits de combustion dans la zone  $\omega$  juste au moment lorsque le front de flamme

atteint la fin de celle-ci,  $(t''_{pc})_{\omega}$  et le coefficient de dissociation local dans la zone,  $(\xi_d)_{\omega}$  au même moment sont inconnus, on les détermine par la méthode des approximations successives de la façon suivante :

1°-On propose une valeur initiale du coefficient de dissociation local dans la zone  $\omega$ ,  $(\xi_d)_{\omega}$  (Ce coefficient tient compte des pertes de chaleur provoquées par la dissociation plus au moins importante des produits de combustion dans la zone considérée  $\omega$ ). Dans ce modèle de simulation 0D utilisé, on suppose que ce coefficient de dissociation proposé (estimé initial) est le même pour toutes les zones et est égal à 0.980 (2 % de pertes de chaleur due à la dissociation des produits de combustion dans chaque zone).

2°-On calcule ensuite la quantité de chaleur dégagée par la combustion dans la zone  $\omega$  en utilisant l'équation (III.156).

3°-Les valeurs initiales du nombre de moles et des capacités calorifiques moyennes (à volume constant) des composants des produits de combustion dans la zone considérée sont déterminées respectivement par les équations suivantes (III.175), (III.178) et (III.182).

4°-Dans ces conditions, l'équation de conservation d'énergie appliquée à la zone  $\omega$  entre le début et la fin de sa combustion sous la forme :

$$Q_{\omega} = \sum_{i=1}^{12} n_i \cdot C_{v,i} \Big|_0^{(t'_{pc})_{\omega}} \cdot (t''_{pc})_{\omega} \cdot \Delta x_{\omega} - (U'_{mm})_{\omega} + \sum_{j=1}^{\omega-1} (\Delta U_{pc})_j + \sum_{j=1+\omega}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j - W_{\omega} \quad (III.187)$$

En remplaçant les capacités calorifiques molaires moyennes des 12 espèces des produits de combustion par leurs expressions respectives (voir équation (III.186)), l'équation d'énergie devient alors :

$$\Delta x_{\omega} \cdot (t''_{pc})_{\omega} \cdot \sum_{i=1}^{12} \left[ n_i \cdot (a_i + b_i \cdot (t''_{pc})_{\omega}) \right] = (U'_{mm})_{\omega} - \sum_{j=1}^{\omega-1} (\Delta U_{pc})_j - \sum_{j=1+\omega}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j + W_{\omega} + Q_{\omega} \quad (III.188)$$

$$(t''_{pc})_{\omega} \cdot \sum_{i=1}^{12} n_i \cdot a_i + (t''_{pc})_{\omega}^2 \cdot \sum_{i=1}^{12} n_i \cdot b_i = \frac{1}{\Delta x_{\omega}} \cdot \left\{ (U'_{mm})_{\omega} - \sum_{j=1}^{\omega-1} (\Delta U_{pc})_j - \sum_{j=1+\omega}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j + W_{\omega} + Q_{\omega} \right\} \quad (III.189)$$

$$A = \sum_{i=1}^{12} n_i \cdot a_i = n_{CO_2} \cdot a_{CO_2} + n_{CO} \cdot a_{CO} + n_{H_2O} \cdot a_{H_2O} + n_{H_2} \cdot a_{H_2} + n_{OH} \cdot a_{OH} + \quad (III.190)$$

$$n_{O_2} \cdot a_{O_2} + n_O \cdot a_O + n_{NO} \cdot a_{NO} + n_{N_2} \cdot a_{N_2} + n_H \cdot a_H + n_N \cdot a_N + n_{N_2O} \cdot a_{N_2O}$$

$$B = \sum_{i=1}^{12} n_i \cdot b_i = n_{CO} \cdot b_{CO} + n_{H_2O} \cdot b_{H_2O} + n_{H_2} \cdot b_{H_2} + n_{OH} \cdot b_{OH} + n_{O_2} \cdot b_{O_2} + n_O \cdot b_O + n_{NO} \cdot b_{NO} + n_{N_2} \cdot b_{N_2} + n_H \cdot b_H + n_N \cdot b_N + n_{N_2O} \cdot b_{N_2O} \quad (III.191)$$

$$C = \frac{1}{\Delta x_\omega} \cdot \left\{ \left( U'_{mm} \right)_\omega - \sum_{j=1}^{\omega-1} \left( \Delta U_{pc} \right)_j - \sum_{j=1+\omega}^{N_z} \left( \Delta U_{mm} \right)_j + W_\omega + Q_\omega \right\} \quad (III.192)$$

Alors l'équation d'énergie prend simple forme en fonction des termes A, B et C :

$$B \cdot \left( t''_{pc} \right)_\omega^2 + A \cdot \left( t''_{pc} \right)_\omega - C = 0 \quad (III.193)$$

La température locale des produits de combustion dans la zone  $\omega$  juste au moment de sa combustion,  $\left( t''_{pc} \right)_\omega$  est la solution positive de l'équation (III.193) :

$$\begin{cases} \left( t''_{pc} \right)_\omega = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \cdot B \cdot C}}{2 \cdot B} & ; ^\circ\text{C} \\ \left( T''_{pc} \right)_\omega = \left( t''_{pc} \right)_\omega + 273 & ; \text{K} \end{cases} \quad (III.194)$$

5°-Sachant la température locale des produits de combustion dans la zone  $\omega$ ,  $\left( T''_{pc} \right)_\omega$ , (calculée à partir des équations (III.193) et (III.194)), la pression cylindre correspondant,  $(P)$ , la richesse du mélange carburé,  $(\phi)$ , ainsi que le coefficient des gaz résiduels,  $(\gamma_r)$ , on calcule ensuite le nombre de moles et la concentration molaire de chacune des 12 espèces des produits de combustion (voir chapitre Mécanismes cinétiques de formation de NO et calcul des concentrations d'équilibre des 12 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation) ainsi que la nouvelle valeur du coefficient de dissociation local dans la zone  $\omega$ ,  $\left( \xi_d \right)_\omega$ , par l'expression suivante :

$$\left( \xi_d \right)_\omega = \frac{P_{ci} - \left( \Delta P_{i,d} \right)_\omega}{P_{ci}} \quad (III.195)$$

$P_{ci}$  = Pouvoir calorifique inférieur du carburant ;

$\left( \Delta P_{i,d} \right)_\omega$  = Pertes de chaleur dues à la dissociation des produits de combustion et à la combustion incomplète. Sa valeur est calculée à partir de la relation suivante :

$$\Delta P_{i,d} = n_{CO} \cdot Q_{CO} + n_{H_2} \cdot Q_{H_2} + n_H \cdot Q_H + n_{OH} \cdot Q_{OH} + n_{NO} \cdot Q_{NO} + n_O \cdot Q_O \quad (III.196)$$

6°-Une fois les concentrations des 12 espèces sont trouvées (résolution des 12 équations à 12 inconnus), ainsi que le nouveau coefficient de dissociation local  $(\xi_d)_\omega$  dans la zone  $\omega$ . On refait les calculs ci-dessus à partir du point n°2 (en utilisant le nouveau coefficient de dissociation calculé par l'équation (III.195)) jusqu'à ce qu'on obtient une correspondance acceptable entre les valeurs de  $(\xi_d)_\omega$  et  $(t''_{pc})_\omega$ .

Comme on a déjà noté, les produits de combustion incomplète CO et H<sub>2</sub> formés en première étape brûlent entièrement en seconde étape (voir réaction 2.100). Pour cela il est nécessaire de prendre en considération la diminution des concentrations de CO et H<sub>2</sub> dans les zones qui brûlent en première étape, l'augmentation des concentrations de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O et la réduction de la concentration de O<sub>2</sub> dans toutes les zones brûlées de la deuxième étape à partir du premier pas de calcul dans cette dernière zone jusqu'à la fin de sa combustion.

Admettons que la combustion ultérieure des produits de combustion incomplète de CO et H<sub>2</sub> se produit suivant la même loi que la combustion principale du combustible introduit ( $X=f(\varphi)$ ), on peut exprimer la variation des concentration de CO, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O et O<sub>2</sub> dans les zones correspondantes de la manière suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} (N_{CO})_{1e} = [N_{CO}]_{1e} - \frac{1}{X_{2e}} (X - X_{1e}) (N_{CO})_{inc} \\ (N_{H_2})_{1e} = [N_{H_2}]_{1e} - \frac{1}{X_{2e}} (X - X_{1e}) (N_{H_2})_{inc} \\ (N_{CO_2})_{2e} = [N_{CO_2}]_{2e} + d (N_{CO})_{inc} \\ (N_{H_2O})_{2e} = [N_{H_2O}]_{2e} + d (N_{H_2})_{inc} \\ (N_{O_2})_{2e} = [N_{O_2}]_{2e} - 0.5 [(N_{CO})_{inc} + (N_{H_2})_{inc}] \end{array} \right. \quad (III.197)$$

Ou  $[N_{CO}]_{1e}, [N_{H_2}]_{1e}, [N_{CO_2}]_{2e}, [N_{H_2O}]_{2e}, [N_{O_2}]_{2e}$  Concentrations molaires d'équilibres des composants en première et deuxième étape, en kmol/kgcarb ;

$(N_{H_2})_{inc}, (N_{CO})_{inc}$  Concentrations molaires de H<sub>2</sub> et CO formés à cause de la combustion incomplète ;

$(N_{H_2})_{inc}$ ,  $(N_{CO})_{inc}$  peuvent s'exprimer par :

$$\begin{cases} (N_{CO})_{inc} = \frac{1}{1+K} 0.42 (1-\alpha_1) L_0 \\ (N_{H_2})_{inc} = \frac{K}{1+K} 0.42 (1-\alpha_1) L_0 \end{cases}$$

Où K rapport de  $(N_{CO})_{inc}$  et  $(N_{H_2})_{inc}$  dont la valeur pour les produits de combustion de l'essence varie entre 0.45 et 0.5.

### **III-Mécanismes de formation des Nox**

#### **III-1- Formation et physico-chimie :**

La formation de NO provient de l'Oxydation de l'azote atmosphérique avec l'oxygène de l'air à haute température (2800 Kelvins). Cette réaction se déroule par exemple dans les moteurs des véhicules, elle dépend de la température plus cette dernière est élevée plus la quantité de NO générée est importante. Cette propriété explique que les émissions de NO des véhicules augmentent avec la vitesse (température du moteur plus élevée).

Le monoxyde d'azote est ensuite oxydé en NO<sub>2</sub> par les agents oxydants de l'air (Ozone, radicaux hydroperoxydes).[14] Cette réaction est rapide (quelques dizaines de seconde à la minute, en fonction des conditions du milieu).

La rapidité de cette réaction fait souvent considérer le NO<sub>2</sub> comme un polluant Primaire.

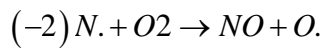
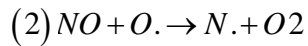
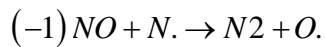
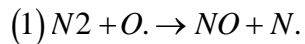
#### **III-2- Les mécanismes de formation de NO**

##### **A- Le mécanisme du NO thermique (thermal-NO) :**

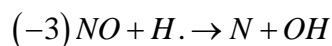
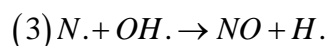
Proposé par **Zeldovich** (1946) il concerne la formation de NO à partir de l'azote moléculaire de l'air. Ce mécanisme se compose de 02 réactions chimiques est l'étape limitante de ce mécanisme; elle conditionne la vitesse globale du mécanisme, elle présente une énergie d'activation élevée. Les deux ne seront rapides qu'à haute température d'où le nom thermique de ce mécanisme



Elle ne sera donc rapide qu'à haute température et se déroulera dans le front de flamme.



Une troisième réaction introduite par Lavoie et Al en 1970 suite à des mesures d'évolution de la concentration de NO dans le moteur à allumage commandé



Il a été prouvé par la suite que la 3ème réaction contribue au ce mécanisme

Pour réduire le NO – thermique, il faut abaisser la température de la flamme, le temps de séjour, réduire la concentration en oxygène dans la région du pic de température

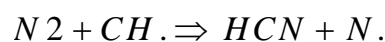
### **B- Le mécanisme du NO précoce (prompt-NO)**

Proposé par Fenimore (1970) et confirmé ensuite par de nombreux travaux, ce mécanisme concerne la formation de NO à partir de l'azote moléculaire.

Celui-ci va réagir dans le front de flamme avec les radicaux hydrocarbonés

CH<sub>i</sub> (i= 0 à 2) en milieu riche

La formation du NO précoce est dominée par la réaction :



Le mécanisme est complété par le mécanisme du fuel-NO pour la consommation du HCN et la formation de NO en milieu oxydant .

Contrairement au mécanisme du NO thermique, le prompt- NO est produit à température relativement basse (>1000 K) .

Pour limiter la formation du prompt- NO, on augmentera la vitesse de mélange combustible air .

Généralement, la quantité de NO formée par ce mécanisme est faible comparé à celle issue du mécanisme de Zeldovich .

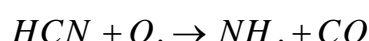
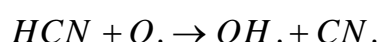
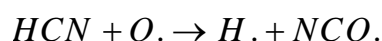
### **C- Le mécanisme du NO du combustible :**

Proposé par Fenimore et Jones (1961), ce mécanisme concerne la formation de NO à partir de l'azote constitutif du combustible (tels que le groupement amine ou pyridinique). La liaison carbone azote possède une énergie de liaison bien plus faible que dans N<sub>2</sub> . Cette voie de

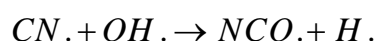
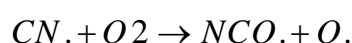
formation sera donc plus facile et plus rapide à « basse température » que le mécanisme du No thermique.

Des réactions rapides conduisent à la formation de l'acide cyanhydrique, HCN, qui réagit avec l'oxygène atomique.

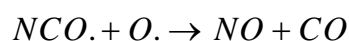
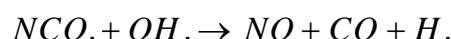
Ce mécanisme est favorisé par les mélanges pauvres ou stoechiométriques, et il est très rapide



le radical CN. Produit NCO. via :

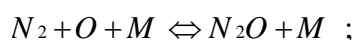


En milieu oxydant, NCO. Conduit à NO et au monoxyde de carbone via :



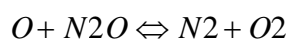
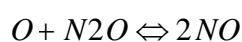
#### **D- Le mécanisme de formation de NO via N2O**

A faible température et haute pression, le protoxyde d'azote se forme via



où M un troisième corps inerte

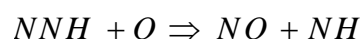
Cette réaction est suivie par l'attaque de l'oxygène atomique :(N<sub>2</sub>O est consommé)



Ce mécanisme a été proposé par **Malte** et **Pratt**(CST 9 ,221-231,1974) et fait suite aux travaux de **Lavoie** (CST 1 ,313-326,1970)

#### **E- Le mécanisme de formation de NO via NNH[20]**

Propose par **Bozzelli** et **Dean** (Int .J.Chem .Kinet.27 ,1097-1109 ,1995) ce mécanisme implique les radicaux NNH et l'atome d'oxygène :



Cette réaction peut être importante dans le front de flamme où la concentration en atomes d'oxygène est élevée .

Le calcul cinétique se fait uniquement pour les NO et CO des polluants toxiques (NO ,CO,HC) résultant de la combustion

Des expériences montrent que la concentration mesurée de CO est très proche de sa concentration d'équilibre calculée en fonction de la température et de la pression des gaz à la

fin du processus de combustion , tandis que la concentration réelle de l'oxyde d'azote diffère considérablement de sa concentration équilibre .

La théorie dite mécanisme de ZELDOVITCH obéit aux conditions suivantes :

- L'oxydation de l'azote s'effectue selon le schéma de SEMENOV
- Les réactions d'oxydation obéissent à la loi d'ARRHENIUS
- La quantité de NO<sub>x</sub> émise est liée à :
  - La concentration des substances initiales.
  - La température maximale de combustion.
  - La loi de refroidissement que subit le gaz, et est indépendante de la nature chimique du combustible.

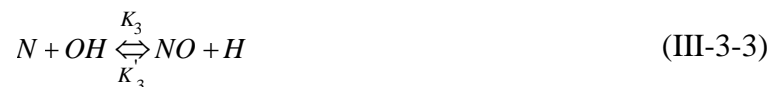
Les mêmes conclusions ont été faites dans les publications actuelles consacrées aux calculs cinétique de la formation de NO<sub>x</sub> dans les moteurs a combustion interne sur certaines flammes la formation de NO<sub>x</sub> dans la zone de combustion est plus intensive qu'en arrière du front de flamme, et cela se justifier par la présence de la super concentration équilibrée de l'azote dans la combustion.

### III-3-Méthode de calcul :

D'après le mécanisme de ZELDOVITCH les réactions ci –dessous portent une contribution principale à la formation de l'oxyde d'azote dans les moteurs à allumage commandé .



HEYWOOD confirme la formation de NO a partir de :



**Lavoie** et autres chercheurs ajoutent :





Ou  $K_1, K'_1, K_2, K'_2, \dots, K_8, K'_8$ , sont la concentration des vitesses de réaction directes et inverses en  $\left[ (\text{mole/cm}^3)^{-1} \right]$ . Qui peuvent être données par les équations.

$$\left. \begin{aligned} K'_1 &= 1,32 \cdot 10^{13} \exp(-160/T) \\ K_2 &= 1,81 \cdot 10^8 T^{1,5} \exp(-300/T) \\ K_3 &= 4,2 \cdot 10^{13} \\ K_4 &= 3,2 \cdot 10^{15} \exp(-18900/T) \\ K'_5 &= 3,2 \cdot 10^{15} \exp(-18900/T) \\ K'_6 &= 3 \cdot 10^{13} \exp(-5350/T) \\ K'_7 &= 10^{15} \exp(-30500/T) \\ K'_8 &= 2,85 \cdot 10^{13} \exp(-59819/T) \end{aligned} \right\}$$

La vitesse de chacune des réactions est proportionnelle au nombre de collisions entre les molécules .

Ce nombre étant d'autant plus grand que la concentration des corps est plus élevée .

Lorsque les réactions s'effectuent dans les deux sens, leurs vitesses ont pour expressions

$$\begin{array}{ll}
 R_1 = K_1 [r_{N_2}] [r_O] & R_1' = K_1' [r_{NO}] [r_N] \\
 R_2 = K_2 [r_N] [r_{O_2}] & R_2' = K_2' [r_{NO}] [r_O] \\
 R_3 = K_3 [r_N] [r_{OH}] & R_3' = K_3' [r_{NO}] [r_H] \\
 R_4 = K_4 [r_{N_2O}] [r_O] & R_4' = K_4' [r_{NO}] [r_{NO}] \\
 R_5 = K_5 [r_{O_2}] [r_{N_2}] & R_5' = K_5' [r_{N_2O}] [r_O] \\
 R_6 = K_6 [r_{OH}] [r_{N_2}] & R_6' = K_6' [r_{N_2O}] [r_H] \\
 R_7 = K_7 [r_{N_2}] [r_O] & R_7' = K_7' [r_{N_2O}] [r_{N_2O}] \\
 R_8 = K_8 [r_{N_2}] [r_{O_2}] & R_8' = K_8' [r_{NO}] [r_{NO}]
 \end{array} \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \\ R_5 \\ R_6 \\ R_7 \\ R_8 \end{array}} \right\} \text{(III-3-9)}$$

$r_i$ : Concentration réelle des espèces i, en [mole /cm<sup>3</sup>].

Quand le système est en équilibre chimique on aura  $R_i = R_i'$

$$\begin{array}{l}
 R_{1e} = K_1 [r_{N_2}] [r_O] = K_1' [r_{NO}] [r_N] \\
 R_{2e} = K_2 [r_N] [r_{O_2}] = K_2' [r_{NO}] [r_O] \\
 R_{3e} = K_3 [r_N] [r_{OH}] = K_3' [r_{NO}] [r_H] \\
 R_{4e} = K_4 [r_{N_2O}] [r_O] = K_4' [r_{NO}] [r_{NO}] \\
 R_{5e} = K_5 [r_{O_2}] [r_{N_2}] = K_5' [r_{N_2O}] [r_O] \\
 R_{6e} = K_6 [r_{OH}] [r_{N_2}] = K_6' [r_{N_2O}] [r_H] \\
 R_{7e} = K_7 [r_{N_2}] [r_O] = K_7' [r_{N_2O}] [r_{N_2O}] \\
 R_{8e} = K_8 [r_{N_2}] [r_{O_2}] = K_8' [r_{NO}] [r_{NO}]
 \end{array} \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} R_{1e} \\ R_{2e} \\ R_{3e} \\ R_{4e} \\ R_{5e} \\ R_{6e} \\ R_{7e} \\ R_{8e} \end{array}} \right\} \text{(III-3-10)}$$

On introduit le paramètre  $\beta$  caractérisant le rapport entre les concentrations réelles et équilibrées de l'oxyde d'azote pour simplifier les calculs :

$$\beta = \frac{r_{NO}}{[r_{NO}]} \quad \text{( III-3-11)}$$

Les équations différentielles des vitesses de formation de NO, N et N<sub>2</sub>O sont données par la loi d'action de masse :

$$\frac{dr_N}{dt} = (R_1 - R_1') - (R_2 - R_2') - (R_3 - R_3') \quad \text{.( III-3-12)}$$

$$\frac{dr_{NO_2}}{dt} = (R_4 - R_4') + (R_5 - R_5') + (R_6 - R_6') + (R_7 - R_7') \quad \text{( III-3-13)}$$

$$\frac{dr_{NO}}{dt} = (R_1 - R_1') + (R_2 - R_2') + (R_3 - R_3') + 2(R_4 - R_4') + 2(R_8 - R_8') \quad (\text{III-3-14})$$

Admettant que le régime stationnaire est établi et faisant l'application a la concentration d'azote atomique ( les atomes d'azote sont dépenses autant qu'ils se forment), on annule donc l'expression (12) on obtient donc :

$$(R_1 - R_1') - (R_2 - R_2') - (R_3 - R_3') = 0$$

En remplaçants les concentrations réelles des composants par leurs concentrations d'équilibres, et en tenant compte des relations (III-6),( III-10),( III-11) :

$$K_1 r_{N_2} r_O - K_1' r_{NO} r_N - K_2 r_{O_2} r_N + K_2' r_{NO} r_O - K_3 r_N r_{OH} + K_3' r_{NO} r_H = 0$$

$$\begin{aligned} & \underbrace{K_1 \frac{[r_{N_2}]}{R_{1e}} [r_O]}_{R_{1e}} - \underbrace{K_1' \frac{[r_{NO}]}{R_{1e}} [r_N]}_{R_{1e}} \beta \frac{r_N}{[r_N]} - \underbrace{K_2 \frac{[r_{O_2}]}{R_{3e}} [r_N]}_{R_{3e}} \frac{r_N}{[r_N]} \\ & + \underbrace{K_2' \frac{[r_{NO}]}{R_{3e}} [r_O]}_{R_{3e}} - \underbrace{K_3 \frac{[r_N]}{R_{3e}} [r_{OH}]}_{R_{3e}} \frac{r_N}{[r_N]} + \underbrace{K_3' \frac{[r_{NO}]}{R_{3e}} [r_N]}_{R_{3e}} \beta = 0 \\ & R_{1e} - R_{1e} \beta \frac{r_N}{[r_N]} - R_{2e} \beta \frac{r_N}{[r_N]} + R_{2e} \beta - R_{3e} \frac{r_N}{[r_N]} + R_{2e} \beta = 0 \end{aligned}$$

$$\frac{r_N}{[r_N]} (\beta R_{1e} + R_{2e} + R_{3e}) = R_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})$$

$$d'ou : \frac{r_N}{[r_N]} = \frac{\beta R_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta R_{1e} + R_{2e} + R_{3e}} \quad (\text{III-3-15})$$

En appliquant le principe des concentrations stationnaires à  $N_2O$  on annule l'expression (III-3-13)

$$-R_4 + R_4' + R_5 - R_5' + R_6 - R_6' + R_7 - R_7' = 0$$

Considération les équations (III-9),( III-10),( III-11) et remplaçons les concentrations réelles des composants par leurs concentrations d'équilibre, et faisons les simples transformations suivantes :

$$K_4 r_{N_2} r_O' + K_4' r_{NO} r_{NO}' + K_5 r_{O_2} r_{N_2} - K_5' r_{NO_2} r_O' + K_6 r_{OH} r_{N_2} - K_6' r_H r_{NO_2} + K_7 r_{N_2} r_O' - K_7' r_{N_2} r_{NO}' = 0$$

$$-\frac{K_4 [r_{ON_2}] [r_O]}{R_{4e}} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} + \frac{K_4' [r_{ON}] [r_O]}{R_{4e}} \beta^2 + \frac{K_5 [r_{O_2}] [r_{N_2}]}{R_{5e}} - \frac{K_5' [r_{NO}] [r_O]}{R_{5e}} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} -$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{K_6 [r_{OH}][r_{N_2}]}{R_{6e}} - \frac{K_6' [r_{N_2O}][r_H]}{R_{6e}} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} + \frac{K_7 [r_{N_2}][r_O]}{R_{7e}} - \frac{K_7' [r_{N_2O}][r_{N_2O}]}{R_{7e}} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} \\
 & -R_{4e} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} + \beta^2 R_{4e} + R_{5e} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} + R_{6e} - R_{6e} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} + R_{7e} - R_{7e} \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} = 0 \\
 & \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} (R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}) = \beta^2 R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e} \\
 & \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} = \frac{\beta^2 R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}}{R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}} \tag{III-3-16}
 \end{aligned}$$

On substitue les formules (III-3-15) et (III-3-16) dans (III-3-9) et en remplaçant les concentrations réelles par celles d'équilibre, nous obtiendrons :

$$\begin{aligned}
 R_1 &= K_1 [r_{N_2}][r_O] = R_{1e} \\
 R_1' &= K_1' [r_{NO}][r_N] \beta \frac{r_N}{[r_N]} = \beta R_{1e} \frac{r_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} R_{2e} + R_{3e}} \\
 R_2 &= K_2 [r_N][r_{O_2}] \frac{r_N}{[r_N]} = R_{2e} \frac{r_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} R_{2e} + R_{3e}} \\
 R_2' &= K_2' [r_{NO}][r_O] \beta = \beta R_{2e} \\
 R_3 &= K_3 [r_N][r_{OH}] \frac{r_N}{[r_N]} = R_{3e} \frac{r_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} R_{2e} + R_{3e}} \\
 R_3' &= K_3' [r_{NO}][r_H] \beta = \beta^2 R_{3e} \\
 R_4 &= K_4 [r_{N_2O}][r_O] \frac{r_{N_2O}}{[r_{N_2O}]} = R_{4e} \frac{\beta^2 (R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e})}{R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}} \\
 R_4' &= K_4' [r_{NO}][r_{NO}] \beta^2 = \beta^2 R_{4e} \\
 & \cdot \\
 & \cdot \\
 & \cdot \\
 R_8 &= K_8 [r_{N_2}][r_{O_2}] = R_{8e} \\
 R_8' &= K_8' [r_{NO}][r_{NO}] \beta^2 = \beta^2 R_{8e}
 \end{aligned} \tag{III-3-17}$$

De (III-3-17) et (III-3-14) on peut faire les transformations suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{dr_{NO}}{dt} = & R_{1e} - \beta R_{1e} \frac{R_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} + R_{2e} + R_{3e}} + R_{2e} \frac{R_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} + R_{2e} + R_{3e}} - \beta R_{2e} \\ & + R_{3e} \frac{R_{1e} + \beta (R_{2e} + R_{3e})}{\beta r_{1e} + R_{2e} + R_{3e}} - \beta R_{1e} - 2\beta^2 R_{4e} + 2R_{4e} \frac{\beta^2 R_{1e} + R_{2e} + R_{3e}}{R_{4e} + R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}} \\ & + 2R_{8e} - 2\beta^2 R_{8e} \end{aligned}$$

Nous aurons après simplification :

$$\frac{dN_{NO}}{dt} = 2(1 - \beta^2) \left[ \frac{R_{1e}}{\beta \frac{R_{1e}}{R_{2e} + R_{3e}} + 1} + \frac{R_{4e}}{\frac{R_{4e}}{R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}} + 1} + R_{8e} \right] \left[ \frac{\text{mole}}{\text{cm}^3 / \text{s}} \right] \quad (\text{III-3-18})$$

Sachant que :  $dt = \frac{d\varphi}{6N}$  et  $r_{NO} = \frac{M_{NO}}{V} = M_{NO} \frac{P}{RM_s T}$

$$\frac{dN_{NO}}{d\varphi} = 2(1 - \beta^2) \left[ \frac{R_{1e}}{\beta \frac{R_{1e}}{R_{2e} + R_{3e}} + 1} + \frac{R_{4e}}{\frac{R_{4e}}{R_{5e} + R_{6e} + R_{7e}} + 1} + R_{8e} \right] \left[ \frac{M_s T R}{P} \right]^{-1} ; \left[ \frac{\text{K mole}}{\text{°r.vcm}^3} \right] \quad (\text{III-3-19})$$

Avec

N: vitesse de rotation du vilebrequin, en [tr /min]

P: pression absolue en [Mpa]

T: température absolue, en [k]

Ms : nombre total de moles des produits de combustion en [k mole /kg .carb]

MNO : nombre de moles de l'oxyde d'azote , en [k mole /kg .carb]

$\varphi$  : angle de rotation du vilebrequin , en [degré]

R : constante universelle des gaz parfaits, en [Kj/k mole K]

Le calcul de la quantité de l'oxyde d'azote formé, nécessite de savoir les concentrations d'équilibre chimique des composants des produits de combustion en fonction de la pression, de la température locale et de la composition du mélange carburé , qui sont nécessaires pour déterminer le coefficient tenant compte des pertes de chaleur dues à la dissociation des gaz brûlés est les chaleurs spécifiques des produits de combustion ainsi que le coefficient de variation moléculaire du mélange moteur.



### III-4 CONTRIBUTION DES DIFFERENTES REACTIONS A LA FORMATION DE L'OXYDE D'AZOTE

Cette étude s'effectue sur la base du mécanisme de Zeldovich et à chaque fois on le complète par addition d'une réaction, tout en inscrivant l'influence de cette dernière à la formation de l'oxyde d'azote.

Huit cycles ont été calculés pour un coefficient d'excès d'air  $\alpha = 1.17$ , une vitesse de rotation du vilebrequin de 1500tr/mn et pour un angle d'avance à l'allumage de  $25^\circ$ .

Les résultats de calcul sont inscrits dans le tableau et la figure ci-dessous.

N°	Conditions des calculs	Formule III 3.19	NOx en ppm $\alpha = 1.17$
1	R1#0 ;R2#0	R3=0 R8=0 R4=0	2366
2	R5#0 ;R6#0	R3#0 R8=0 R4=0	2451
3	R7#0	R3=0 R8=0 R4#0	2894
4		R3=0 R8#0 R4#0	2894
5		R3#0 R8#0 R4#0	3985
6	R1#0 ;R2#0	R5#0 R6=0 R7=0	2755
7	R3#0 ;R4#0	R5=0 R6#0 R7=0	2690
8	R8=0	R5=0 R6=0 R7#0	2971

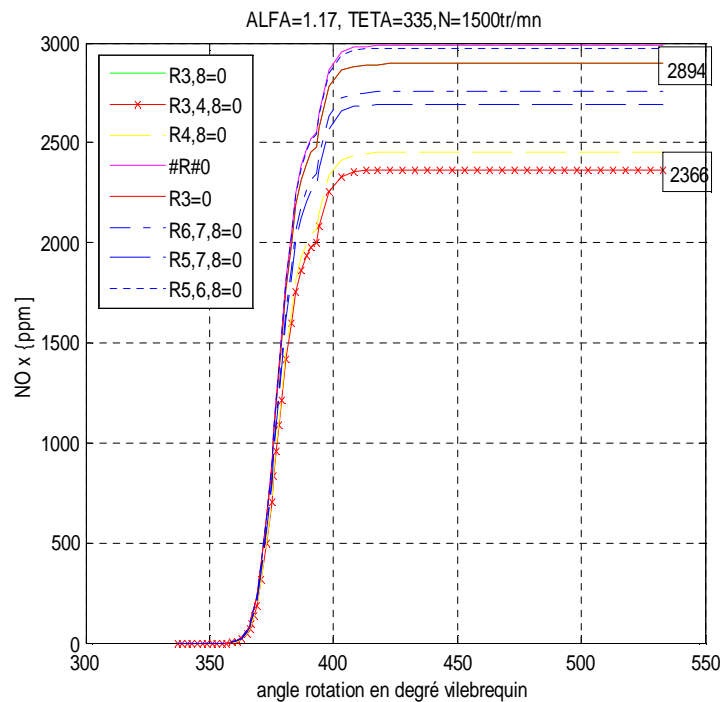


Fig 3.4 Contribution des différentes réactions à la formation de l'oxyde d'azote

On remarque d'après les courbes de la figure 3.4 et du tableau que :

Dans tous les cas que le mécanisme de Zeldovich est la cause principale de la formation des NOx dont la concentration finale est de 2366ppm (courbe en étoiles et première ligne du tableau).

Lorsque la réaction R3 est présente avec le mécanisme de Zeldovich, la concentration est de 2451ppm, donc, R3 contribue à une formation de 85 ppm.

La présence de la 4<sup>ième</sup> réaction avec le mécanisme de Zeldovich, marque une concentration de 2894ppm (ligne 3 et ligne 5), donc R4 contribue à une formation de 438 ppm. On remarque aussi d'après ce cas, que la réaction R8 n'a aucune influence à la formation de NOx. Si toutes les réactions étaient présentent, la concentration de NOx sera de 2985 ppm.

L'origine de la substance initiale N2O est due au trois dernières réactions.

Si le N2O est du à la réaction R5 (ligne 5), la quantité finale est de 2755ppm.

Si le N2O est du à la réaction R6 (ligne 6), la quantité finale est de 2690ppm.

En fin si le N2O est du à la réaction R7 (ligne 7), la quantité finale est de 2971ppm.

Donc pour le calcul de la concentration de NOx, l'application du mécanisme de Zeldovich est insuffisante. C'est pourquoi l'utilisation d'autres réactions excepter la 8<sup>ième</sup> est nécessaire.

## VI-CONCENTRATIONS EQUILIBREES DES PRODUITS DE COMBUSTION DU MELANGE AIR-CARBURANT

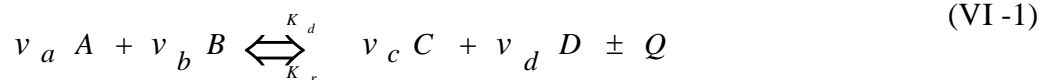
### VI-Généralités :

Dans les moteurs à combustion interne, l'énergie nécessaire pour la production d'un travail mécanique est obtenue à partir des réactions chimiques entre le carburant et l'air introduit dans le cylindre.

L'étude du processus de combustion du mélange air –essence ou encore l'étude des réactions chimiques des moteurs à combustion interne est caractérisée par la statique et la dynamique.

La loi fondamentale de la statique chimique, la loi de conservation de masse, la loi de Dalton et l'étude des équilibres chimiques, fournissent en quel rapport les substances initiales sont combinées et quel est le composant des produits finaux.

Si on prend le cas général d'une réaction des substances gazeuses assimilées à des gaz parfaits de type :



A ,B sont les réactifs et C et D les produits de combustion

$v_a , v_b , v_c , v_d$  Les coefficients stoechiométriques respectivement des espèces A,B,C et D

$Q$  : L'effet thermique de la réaction le signe positif (négatif) caractérise le dégagement (ou l'absorption) de la chaleur suivant le sens de la réaction.

D'après la loi d'action de masse la vitesse de régénération d'une espèce A par exemple est :

$$\frac{d[A]}{dt} = K_d [A]^{v_a} [B]^{v_b} - K_r [C]^{v_c} [D]^{v_d} \quad (\text{VI-2})$$

A l'état d'équilibre chimique la vitesse de réaction directe est égale à celle de la réaction inverse :

$$\text{Donc: } \frac{d[A]}{dt} = 0 ; K_d [A]^{v_a} [B]^{v_b} = K_r [C]^{v_c} [D]^{v_d} \quad (\text{VI-3})$$

La constante d'équilibre de réaction est donnée par :  $K = \frac{K_d}{K_r} = \frac{[C]^{v_c} [D]^{v_d}}{[A]^{v_a} [B]^{v_b}} = \frac{P_C^{v_c} \cdot P_D^{v_d}}{P_A^{v_a} \cdot P_B^{v_b}}$

$P_a$  ,  $P_b$   $P_c$  e t  $p_d$  , Pressions partielles des substances A,B,C et D

La pression partielle de l'espèce i peut s'écrire sous la forme

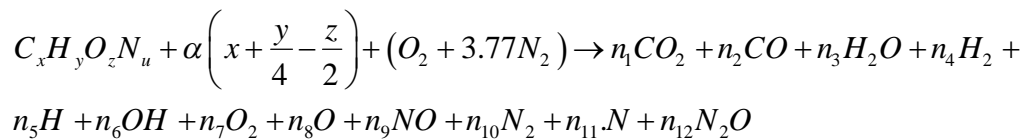
$$P_i = P \frac{n_i}{\sum n_i} \quad \text{Où: } P \text{ pression totale et } n_i \text{ nombre de mole de l'espèce } i$$

On tenant compte de cette formule,

$$K = \frac{K_d}{K_r} = \frac{P_C^{v_c} \cdot P_D^{v_d}}{P_A^{v_a} \cdot P_B^{v_b}} = \frac{[N_C]^{v_c} [N_D]^{v_d}}{[N_A]^{v_a} [N_B]^{v_b}} \left( \frac{P}{\sum n_i} \right)^{(v_a + v_b - v_c - v_d)} \quad (\text{VI-5})$$

### Forme générale de l'équation de combustion :

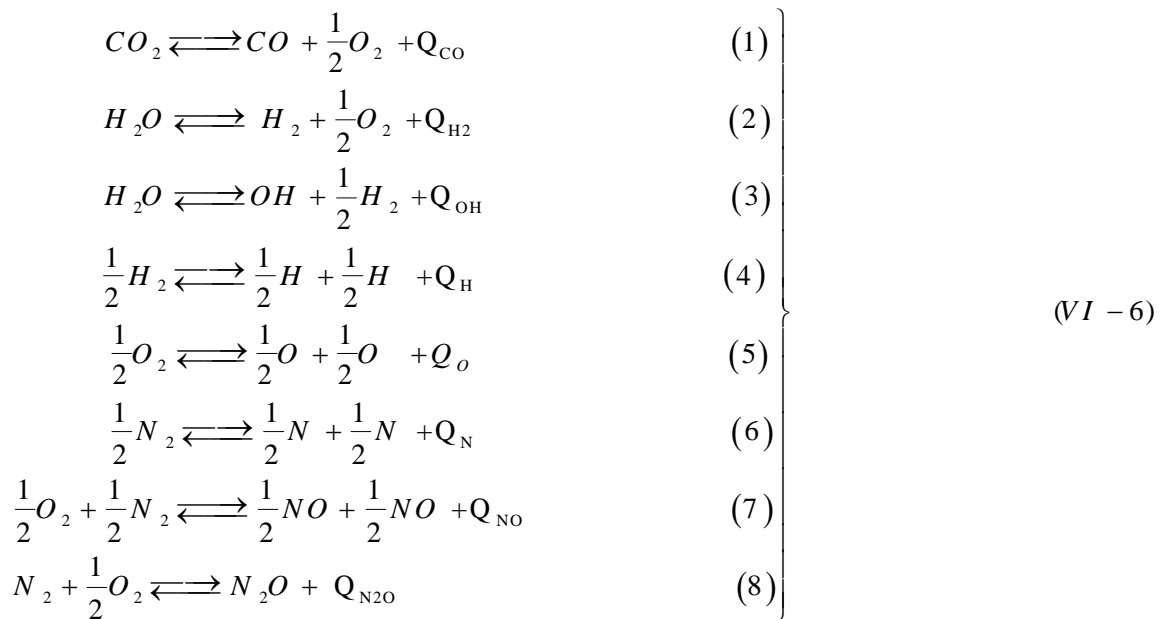
L'équation générale de combustion d'un carburant de composition



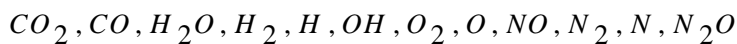
### Calcul des concentrations d'équilibre des produits de combustion :

On suppose que dans le système considère le processus de combustion est fini, l'équilibre chimique est établi et les produits de combustion se comportent comme des gaz parfaits ,dans ce cas, la loi de conservation de masse , la loi d'action de masse et la loi de DALTON déterminent complètement l'état du système .

Le système d'équations découlant de ces lois à une seule solution positive réelle L'équilibre chimique entre les composants après l'achèvement du processus de combustion est établi selon les réactions suivantes :



Ces réactions comportent 12 composants obtenus à la fin du processus de combustions :



Pour déterminer leurs concentrations on doit établir un système de 12 équations ; dans ce but on utilise 4 équations du bilan de masse et 8 équations de l'équilibre chimique.

Les équations du bilan de matière pour chaque composant du mélange moteur sont :

$$\left. \begin{aligned}
 \text{Pour le carbone} \quad N_{CO_2} + N_{CO} &= \frac{C}{12}(1 + \gamma_r) \\
 \text{Pour l'hydrogène} \quad N_{H_2O} + N_{H_2} + \frac{1}{2}N_H + \frac{1}{2}N_{HO} &= \frac{H}{2}(1 + \gamma_r) \\
 \text{Pour l'azote} \quad N_{N_2} + \frac{1}{2}N_{NO} + \frac{1}{2}N_N + N_{N_2O} &= 0,79\alpha L_0(1 + \gamma_r) \\
 \text{Pour l'oxygène} \quad N_{CO_2} + N_{O_2} + \frac{1}{2}N_{CO} + \frac{1}{2}N_{H_2O} + \frac{1}{2}N_O + \frac{1}{2}N_{OH} + \\
 &+ \frac{1}{2}N_{NO} + \frac{1}{2}N_{N_2O} = \left( \frac{O}{32} + 0,21\alpha L_0 \right) (1 + \gamma_r)
 \end{aligned} \right\} .(VI.7)$$

Ou  $N_i$  : nombre de moles de chaque composants, en K moles / kg de carburant.

Les constantes d'équilibre des réactions chimiques provenant de la loi d'action de masse peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$\left. \begin{aligned}
 K_1 &= \frac{N_{CO_2}}{N_{CO} \sqrt{N_{O_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} & K_5 &= \frac{N_O}{\sqrt{N_{O_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} \\
 K_2 &= \frac{N_{H_2O}}{N_{H_2} \sqrt{N_{O_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} & K_6 &= \frac{N_N}{\sqrt{N_{N_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} \\
 K_3 &= \frac{N_{H_2O}}{N_{OH} \sqrt{N_{H_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} & K_7 &= \frac{N_{NO}}{\sqrt{N_{O_2} N_{N_2}}} \\
 K_4 &= \frac{N_H}{N_{H_2}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5} & K_8 &= \frac{N_{N_2O}}{N_{N_2} \sqrt{N_{O_2}}} \left[ \frac{P}{N_{P.C}} \right]^{-0.5}
 \end{aligned} \right\} \quad (VI-8)$$

Ou  $K_i$  : Constante d'équilibre de la réaction chimique.

$N_{P.C}$  : Nombre total de moles des produits de combustion

La constante d'équilibre  $K_i$  peut être donnée par l'une des équations approchées suivantes

$$\left. \begin{aligned}
 K_1 &= 3,4447 \cdot 10^{-7} T^{+0,6885} \exp(289322 / RT) \\
 K_2 &= 24,142 \cdot 10^{-3} T^{+0,2421} \exp(247410 / RT) \\
 K_3 &= 15,088 \cdot 10^{-4} T^{+0,1118} \exp(288568 / RT) \\
 K_4 &= 13,17921 T^{0,4056} \exp(-218561 / RT) \\
 K_5 &= 156,6265 T^{0,2126} \exp(-249964 / RT) \\
 K_6 &= 6,0469 T^{-0,0922} \exp(-91235 / RT) \\
 K_7 &= 79,8151 T^{0,2020} \exp(-475224 / RT) \\
 K_8 &= 3,7681 \cdot 10^{-6} T^{0,6125} \exp(-78339 / RT)
 \end{aligned} \right\} \quad (VI-9)$$

Après résolution de (VI.7) et (VI.8) on peut calculer le coefficient de variation moléculaire du mélange moteur :

$$\beta = \frac{N_{p.c}}{N_{nm}} \Rightarrow \beta = \frac{N_{p.c}}{\left( \alpha L_0 + \frac{1}{\mu c} \right) (1 + \gamma_r)} \quad (VI-10)$$

$\mu c$  : masse molaire des vapeurs d'essence

Le coefficient tenant compte des pertes de chaleur dues à la combustion incomplète et à la dissociation des gaz brûlés est déterminée par:

$$\xi_{d,i} = 1 - \frac{\Delta P_{d,i}}{P_{c,i}} \quad (VI-11)$$

$P_{c,i}$  : pouvoir calorifique inférieur du carburant utilisé

$\Delta P_{d,i}$  : Pertes de chaleur dues à la dissociation des gaz et à la combustion incomplète ( $\alpha < 1$ )

S'exprime par :

$$\Delta P_{i,d} = N_{CO}Q_{CO} + N_{H_2}Q_{H_2} + N_H Q_H + N_{OH}Q_{OH} + N_{NO}Q_{NO} + N_O Q_O \} \quad . \text{(VI -12)}$$

$Q_x$  : Effets thermiques des réactions correspondantes, en KJ/K mole.

Le tableau ci-après regroupe les valeurs numériques des effets thermiques en fonction de la température absolue pour différentes températures. [34]

T	$Q_{CO}$	$Q_{H_2}$	$Q_{OH}$	$Q_H$	$Q_O$	$Q_{NO}$
K	x 10 <sup>3</sup> KJ/K mole					
300	284,7	239,90	147,30	336,20	246,20	90,02
1800	277,8	248,50	136,70	350,57	264,62	88,93
2000	275,7	247,66	136,54	353,10	267,83	89,00
2200	273,2	246,40	136,40	355,76	271,15	89,12
2400	270,2	243,90	136,60	358,55	274,57	89,32
2600	267,3	241,30	136,40	361,46	278,08	89,58
2800	264,0	237,20	136,40	364,48	281,68	89,90
3000	260,0	232,60	136,52	367,59	285,36	90,30

Ce tableau on voit que la variation de  $Q_{OH}$  et  $Q_{NO}$  en fonction de la température à peu d'importance. C'est pourquoi on les prend comme des constantes :

$$Q_{OH} = 136,4 \cdot 10^3 \text{ KJ/K mole} \quad \text{et} \quad Q_{NO} = 89,3 \cdot 10^3 \text{ KJ/K mole}$$

Après interpolation des données existant sur le tableau sus cité on utilise les équations approchées obtenues :

$$\left. \begin{aligned} Q_{CO} &= 4.187(67849 + 0 + 65.7684T - 8.8558 \cdot 10^{-4}T^2 - 0.1004 \cdot 10^{-3}T^3) \\ Q_{H_2} &= 4.187(56526 + 2.6036T \cdot 10^{-4}T^2 - 0.1004 \cdot 10^{-3}T^3) \\ Q_H &= 4.187(67849 + 0.7684T - 8 \cdot 10^{-4}T^2 - 0.1004 \cdot 10^{-3}T^3) \\ Q_O &= 4.187(67849 + 0.7684T - 8 \cdot 10^{-4}T^2 - 0.1004) \end{aligned} \right\} \quad \text{(VI-13)}$$

La valeur du coefficient tenant compte des pertes de chaleur provoquée par la dissociation des gaz est exprimé par :

$$\xi_d = 1 - \frac{\Delta P_d}{P_{ci}} \quad \text{(VI -14)}$$

Où  $\Delta P_d$  : pertes de chaleur dues à la dissociation des gaz brûlés.

La valeur de  $\Delta P_d$  est aussi calculée par la formule (VI -12), mais si  $\alpha < 1$  convient de remplacer  $N_{CO}$  et  $N_{H_2}$  par  $N'_{CO}$  et  $N'_{H_2}$

$$\left. \begin{aligned} N'_{CO} &= N_{CO} - \frac{2}{1+K} 0,21(1-\alpha)L_0 \\ N'_{H_2} &= N_{H_2} - \frac{2K}{1+K} 0,21(1-\alpha)L_0 \end{aligned} \right\} \quad (V I-15)$$

K : grandeur qui dépend du rapport entre les nombres de moles de  $H_2$  et de CO contenue dans les produits de combustion :  $K = N_{H_2} / N_{CO}$

Afin de résoudre le système des équations linéaire (VI -7) et celui des équations non linéaires (V I-.8), on établit l'algorithme de calcul.

**Algorithme de calcul :**

Afin de résoudre le système d'équations non linéaire on utilise les variables

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= N_{N_2O} & X_1 &= N_{CO_2} & X_2 &= N_{CO} \\ X_3 &= N_{H_2O} & X_4 &= N_{H_2} & X_5 &= N_H \\ X_6 &= N_{OH} & X_7 &= N_{O_2} & X_8 &= N_O \\ X_9 &= N_{NO} & X_{10} &= N_{N_2} & X_{11} &= N_N \\ X_{12} &= N_{P.C} = N_{N_2O} + N_{CO_2} + N_{CO} + N_{H_2O} \\ & & & & & + N_{H_2} + N_H + N_{OH} + N_{O_2} + N_O + N_{NO} + N_{N_2} + N_N \end{aligned} \right\} \quad (V I-16)$$

$$b_1 = \frac{C}{12}(1+\gamma_r) \quad ; \quad b_2 = \frac{H}{12}(1+\gamma_r) \quad ;$$

$$b_3 = \left( \frac{O}{32} + 0.21L_0 \right) (1+\gamma_r) \quad ; \quad b_4 = 0.79l_0(1+\gamma_r)$$



$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = \frac{K_6}{K_1 \cdot K_7} \\ a_2 = \frac{K_6}{K_2 \cdot K_7} \\ a_3 = K_3 \frac{K_4 \cdot K_6}{K_2 \cdot K_7} \\ a_4 = \frac{K_5 \cdot K_6}{K_7} \\ a_5 = \frac{K_6 \cdot K_7}{K_5} \\ a_6 = \frac{K_6}{K_7 K_8} \end{array} \right.$$

De plus on introduit encore deux paramètres :

$$a = \frac{X_9}{X_{11}} \quad \text{Et} \quad b = \frac{X_9}{X_8}$$

En tenant compte de ces paramètres et après quelques simples transformations des systèmes

(VI-7) et (VI-8) on obtient un nouveau système des équations linéaires :

$$\left. \begin{array}{ll} X_1 + X_2 = b_1 & (01) \\ 2X_3 + 2X_4 + X_5 + X_6 = 2b_2 & (02) \\ X_0 + 2X_1 + X_2 + X_3 + X_6 + 2X_7 + X_8 + X_9 = 2b_3 & (03) \\ 2X_0 + X_9 + 2X_{10} + X_{11} = 2b_4 & (04) \\ X_9 - aX_{11} = 0 & (05) \\ X_9 - bX_8 = 0 & (06) \\ a_4 X_7 - aX_8 = 0 & (07) \\ a_1 X_1 - aX_2 = 0 & (08) \\ a_2 X_3 - aX_4 = 0 & (09) \\ a_5 X_{10} - bX_{11} = 0 & (10) \\ aX_5 - a_3 X_6 = 0 & (11) \\ aX_{10} - a_6 X_0 = 0 & (12) \end{array} \right\} \quad (VI-17),$$

En résolvant le système (VI-17), on peut exprimer explicitement toutes les inconnues en fonction de a et de b

$$\left. \begin{aligned}
 X_1 &= \frac{ab_1}{a_1 + a} & X_2 &= \frac{a_1 b_1}{a_1 + a} & X_9 &= \frac{2b_4 a_5 a_6 a}{a_6 (a_5 + a + 2b + a_5) + 2ab} \\
 X_8 &= \frac{1}{b} X_9 & X_{11} &= \frac{1}{a} X_9 & X_7 &= \frac{a}{a_a b} X_9 \\
 X_{10} &= \frac{bX_{11}}{a_5} & X_0 &= \frac{aX_{10}}{a_6} & X_6 &= \frac{2(b_2 a - C_1 a - C_1 a_2)}{a_3 - 2a_2 - a} \\
 X_5 &= \frac{a_3}{a} X_6 & X_3 &= C_1 - X_6 & X_4 &= \frac{a_2}{a} \\
 X_{12} &= X_0 + X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_9 + X_{10} + X_{11} \\
 C_1 &= 2b_3 - b_1 - X_0 - X_1 - 2X_7 - X_a - X_9
 \end{aligned} \right\}$$

les valeurs de ces paramètres sont obtenues par la méthode des approximations successives .dans ce but on détermine les valeurs initiales de a et b

En remplacement dans le système (V -19) a et b par leurs valeurs initiales  $a_0$  et  $b_0$  on calcule  $X_0, X_1, X_2, X_3, \dots, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}$  sur la base de la 7 éme équation du système (5-8) La 5ieme et la 10 éme équation du système (4-18) ,l'expression de  $a_5$  dans le système (5-17),et celle de  $X_9$  dans le système (V -19) , on obtient: l'équation du 2eme ordre suivante

$$2Eb^2 + DEb - 1 = 0$$

$$\text{Avec } E = \left[ \frac{K_5}{K_6} \right]^2 \frac{x_{12}}{2Pb_4} \text{ et } D = a_5 (a+1)$$

$$\text{Soit } \frac{|b - b_0|}{b} \leq \varepsilon$$

On doit vérifier la condition de convergence du processus

A chaque fois que la condition (V-21) n'est pas vérifiée on doit à l'itération suivante en remplaçant avec la nouvelle valeur b

Pour la satisfaction de la précision demandé de (b), il faut vérifier la précision de (a) en utilisant la quatrième équation du système (V -8) qu'on peut présenté par la forme :

$$F = 10^6 \left( X_5^2 - \frac{1}{p} X_4 X_{12} K_4^2 \right) = 0$$

On effectue l'itération suivante après corrélation de (a) ; le processus d'itération se poursuit jusqu'à ce que la condition suivante n'est plus vérifiée

$$\frac{|a_b - a_h|}{a_b} \leq \varepsilon$$

Ou :  $a_b, a_h$  deux valeurs successives de a auxquelles F a des signes inverses.

## V-RESULTATS ET DISCUSSION

### V-1 INFLUENCE DE L'AVANCE A L'ALLUMAGE

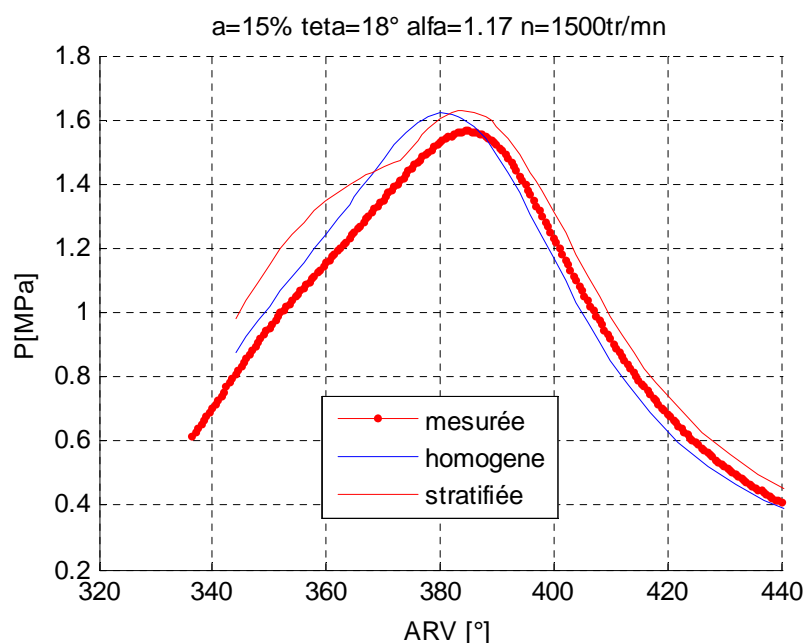


Fig 5.1 Comparaison de la pression mesurée avec celles calculées pour les deux types de moteurs

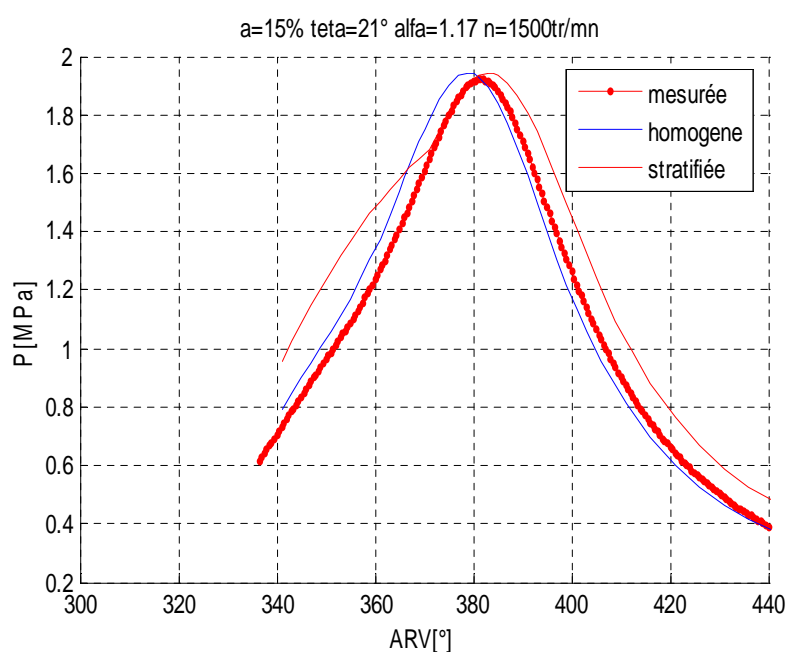


Fig 5.2 Comparaison de la pression mesurée avec celles calculées pour les deux types de moteurs

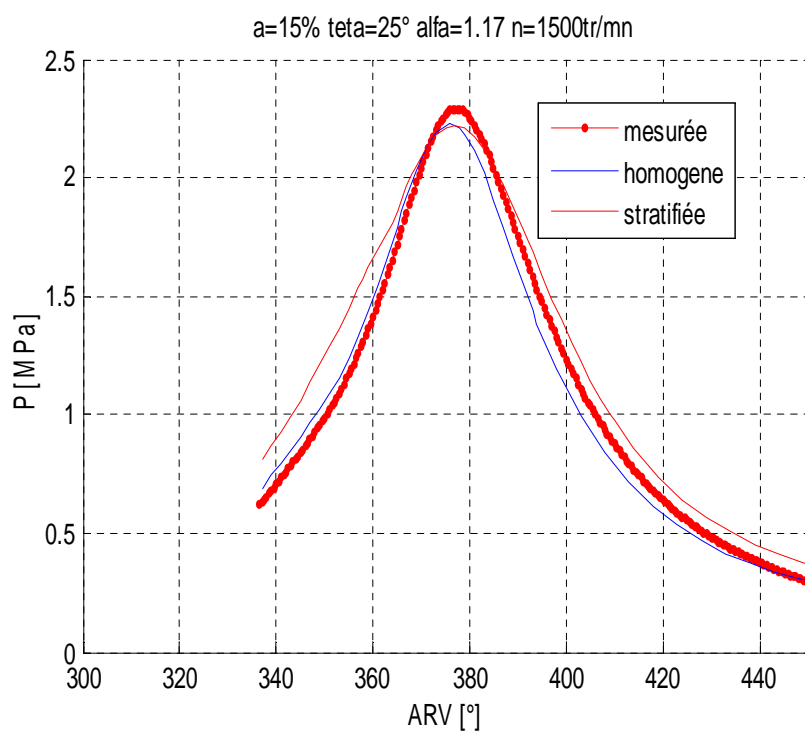


Fig 5.3 Comparaison de la pression mesurée avec celles calculées pour les deux types de moteurs

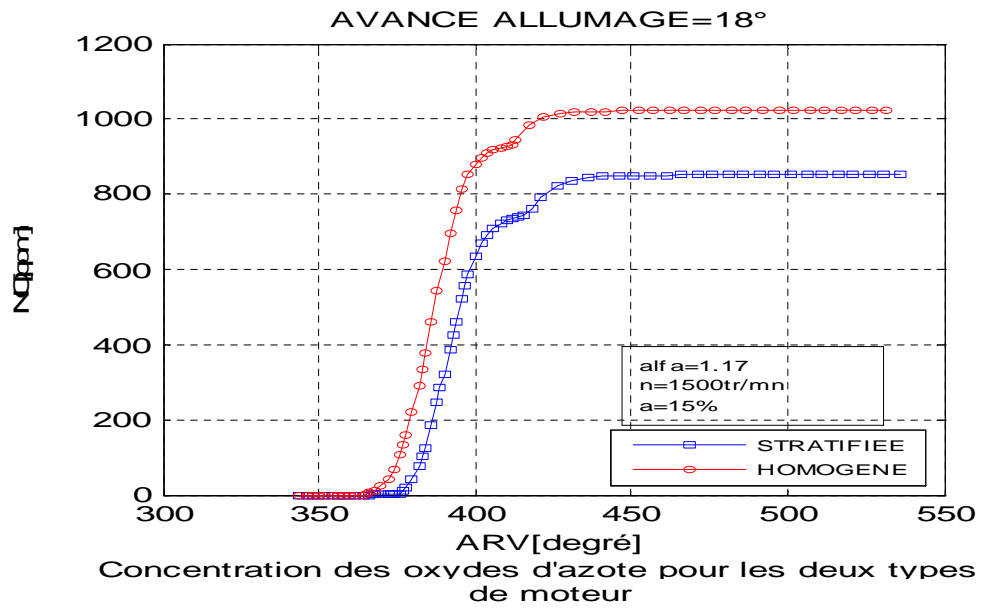


Figure 5.4

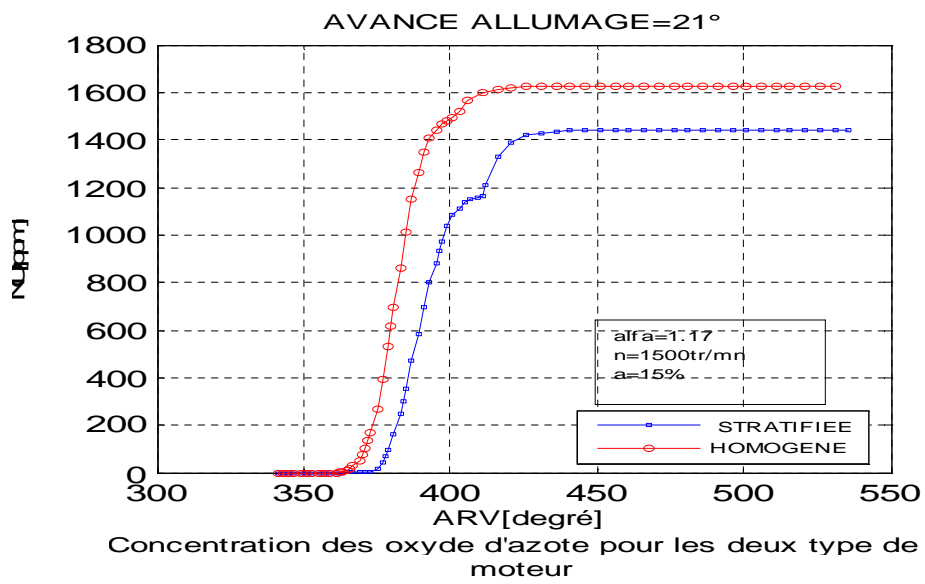


Fig 5.5

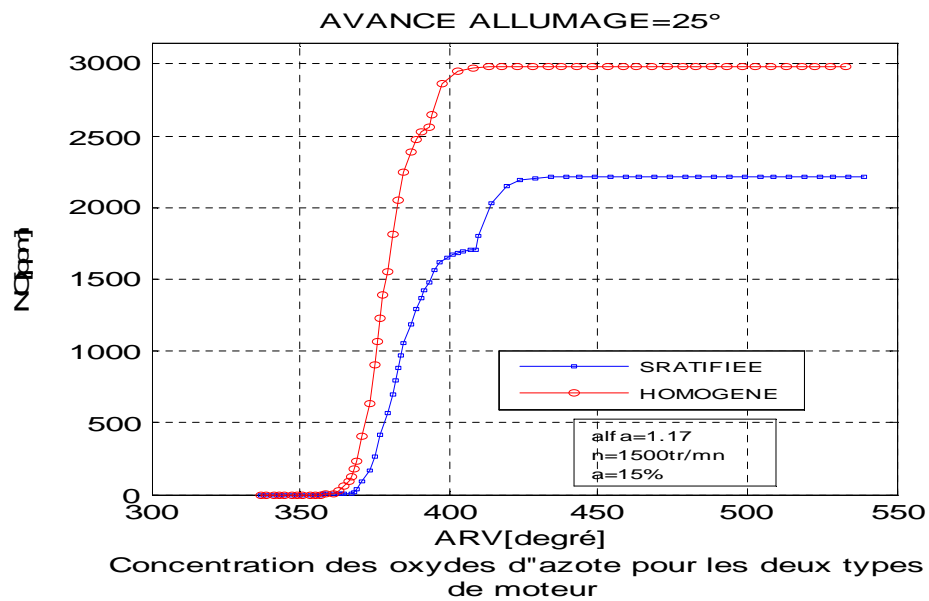


Fig 5.6

### INTERPRETATION DES RESULTATS

En faisant varier le taux de stratification de la charge depuis 5% à 30%, avec un pas de 5%, on remarque que seule la pression correspondant au taux de 15% qui est très proche de celle d'un moteur à charge homogène et à celle du moteur d'essais.

A remarquer d'après les trois premières figures des pressions correspondant aux avances à l'allumage (18°, 21° et 25°), et du tableau 1, que pour tous les cas, toutes les pressions sont approximativement égales ; Ce qui confirme l'importance et la fiabilité du modèle appliqué.

En ce qui concerne les concentrations d'oxyde d'azote il est bien claire d'après les trois dernières courbes et des tableaux 1 et 2 qu'il y à une réduction assez importante des NOx formés pour les trois cas du moteur à charge stratifiée relativement au moteur à charge homogène et à celui d'essais.

**Tableau 1: Résultats d'essais réalisés** **Tableau 2 : Résultats de calcul et de mesure des NOx à Polytech d'Orléans en France**

N (tr/mn)	1500	1500	1500	Avance (°) type moteur	18	21	25	
Avance à l'allumage(°)	18	21	25		NOx(ppm) Homogène	1020	1620	3000
Pmax (MPa)	1.598	1.949	2.304		NOx(ppm) stratifié	840	1430	2230
NOx (ppm)	1276	1873	3703	NOx(ppm) Essai	1276	1873	3703	
Excès air	1.17	1.17	1.17					

**V-2 INFLUENCE DU TAUX DE STRATIFICATION ET DE L'EXCE D'AIR**

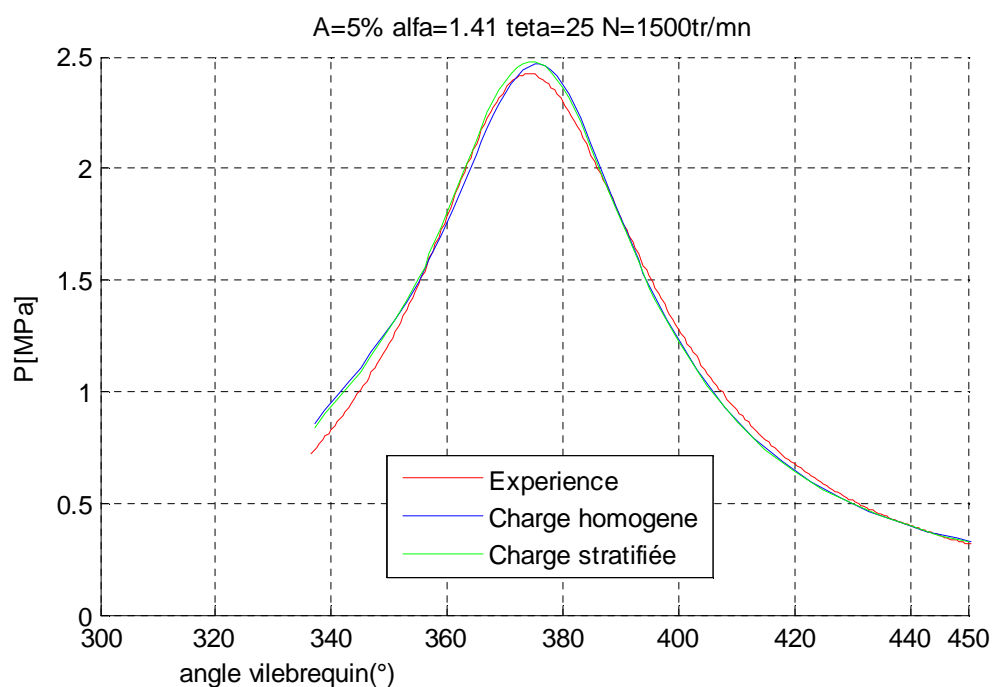


fig 5.5.1 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin



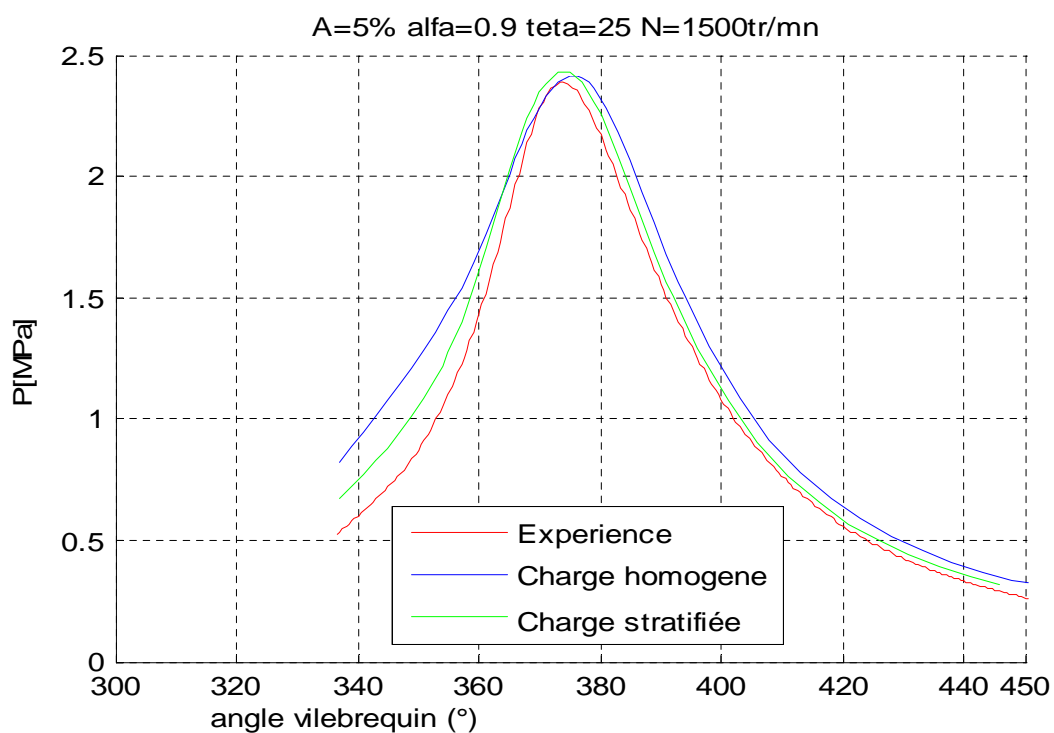


fig 5.5.2 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

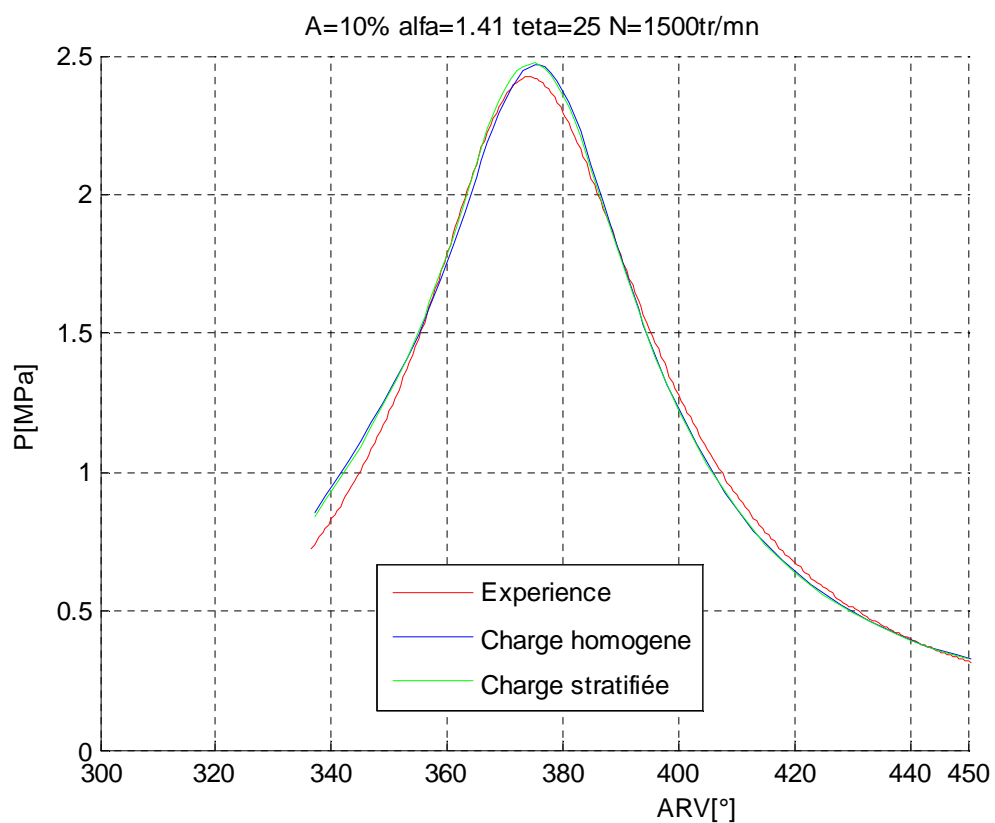


fig 5.10.1 Variation de la pression en fonction de l'angle

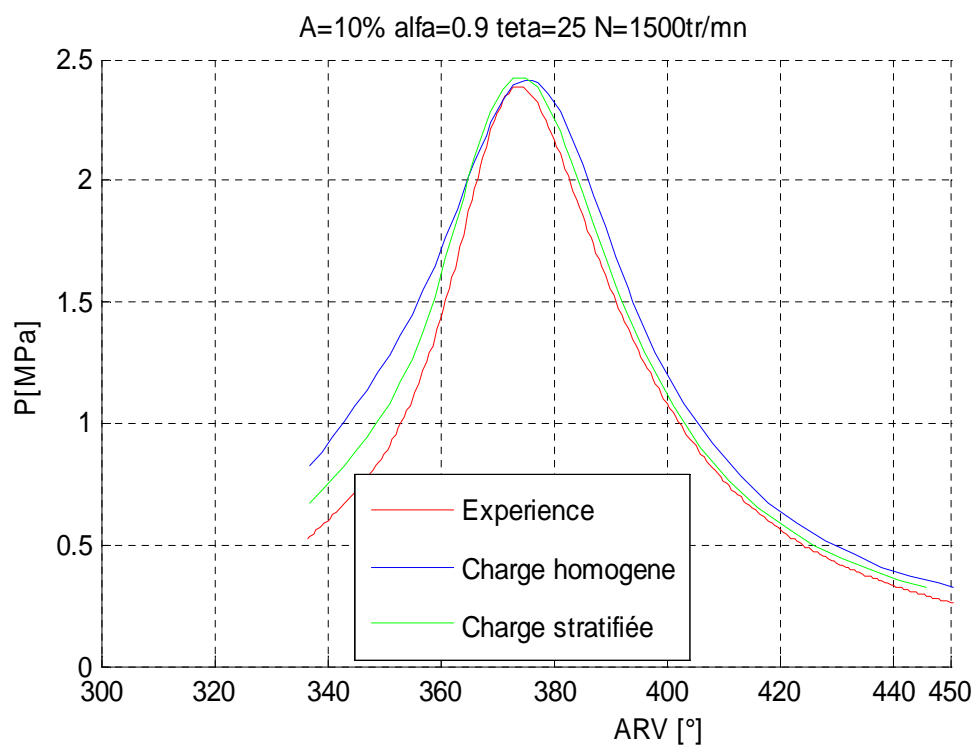


fig 5.10.2 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation

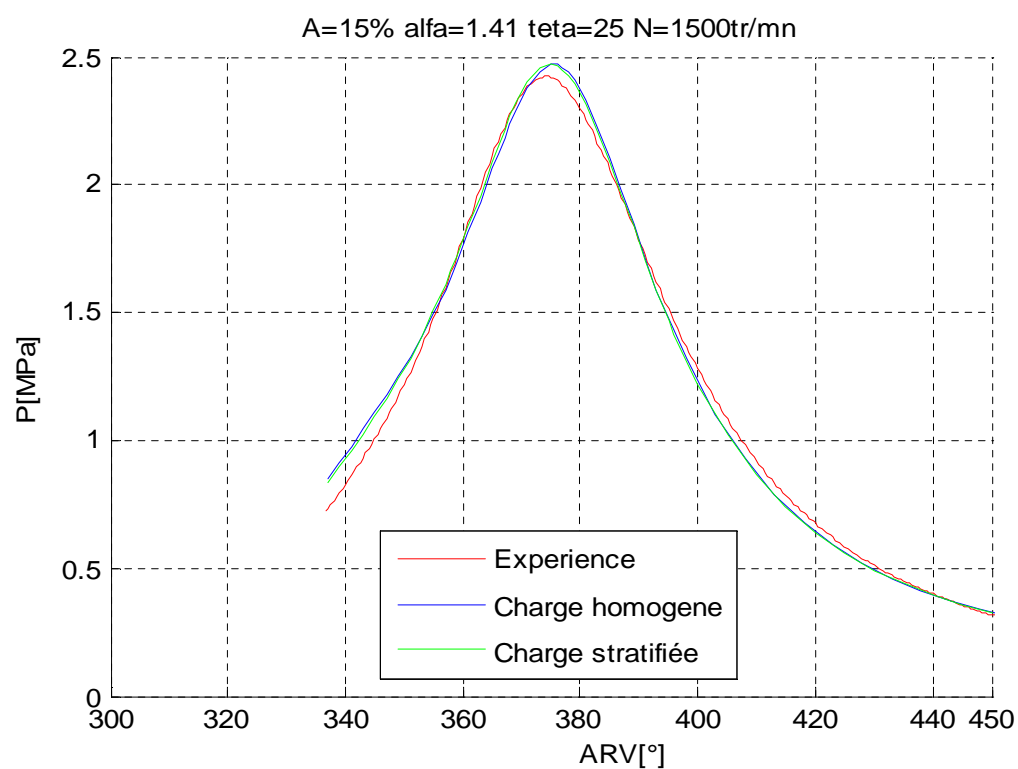


fig 5.15.1 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

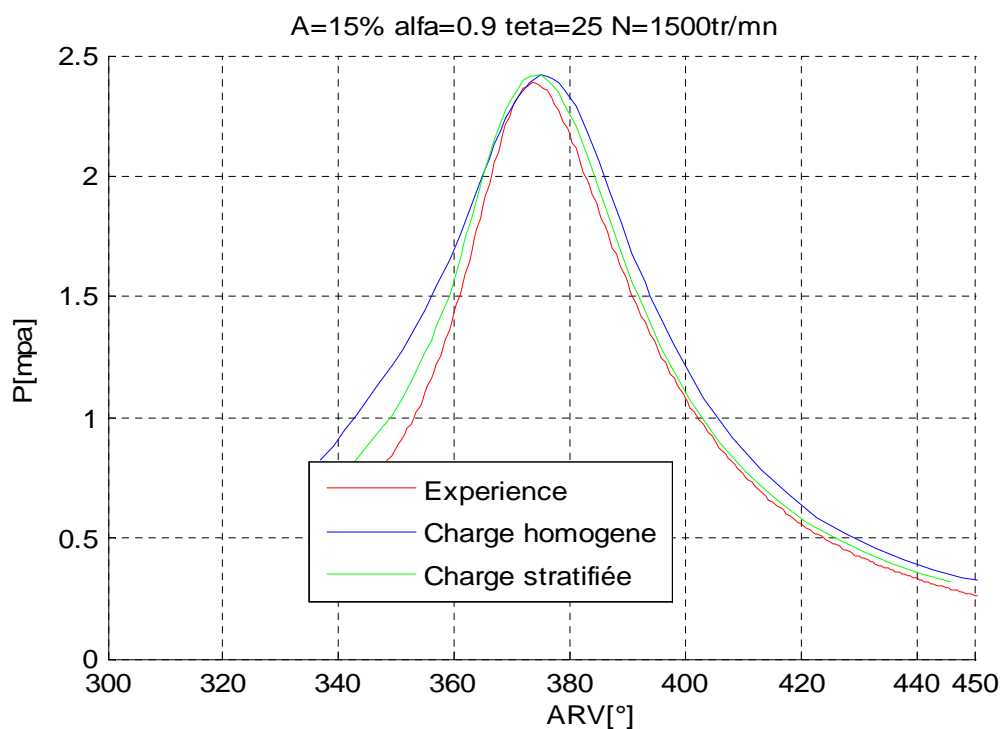


fig 5.15.2 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

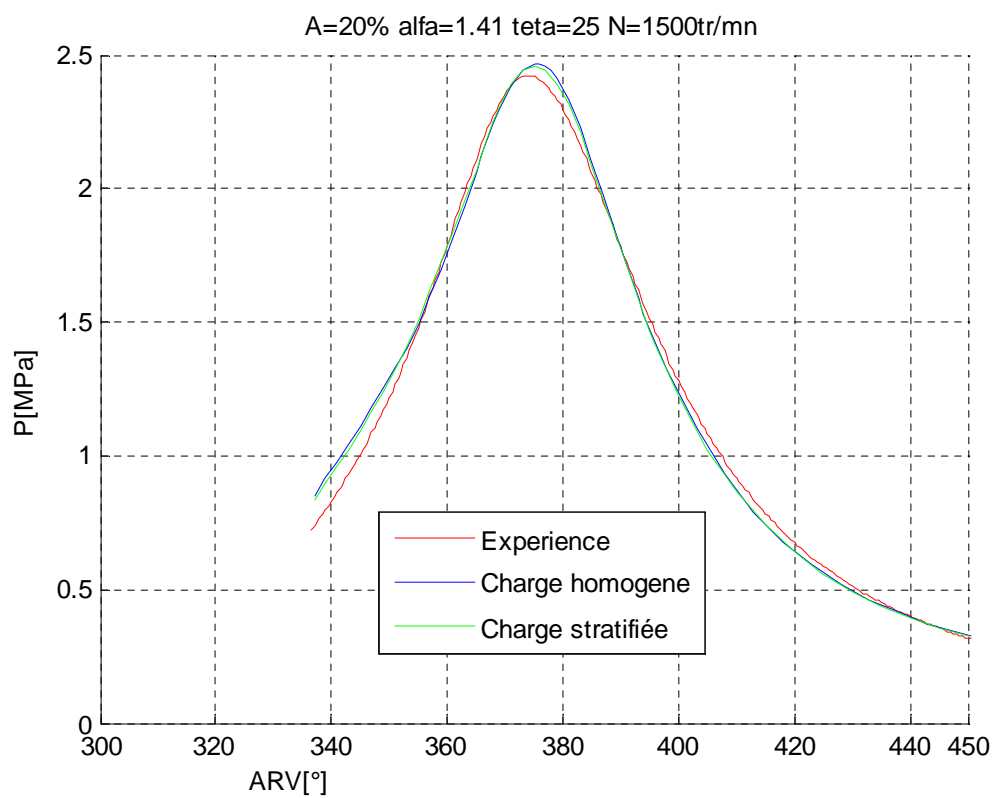


fig 5.20.1 Variation de la pression en fonction de l'angle

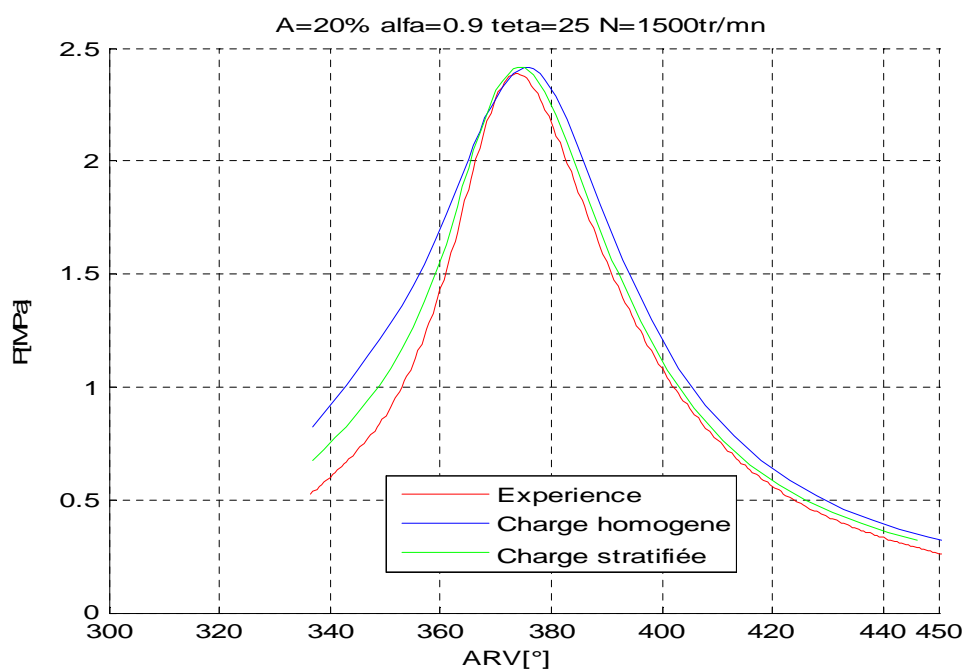


fig 5.20.2 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

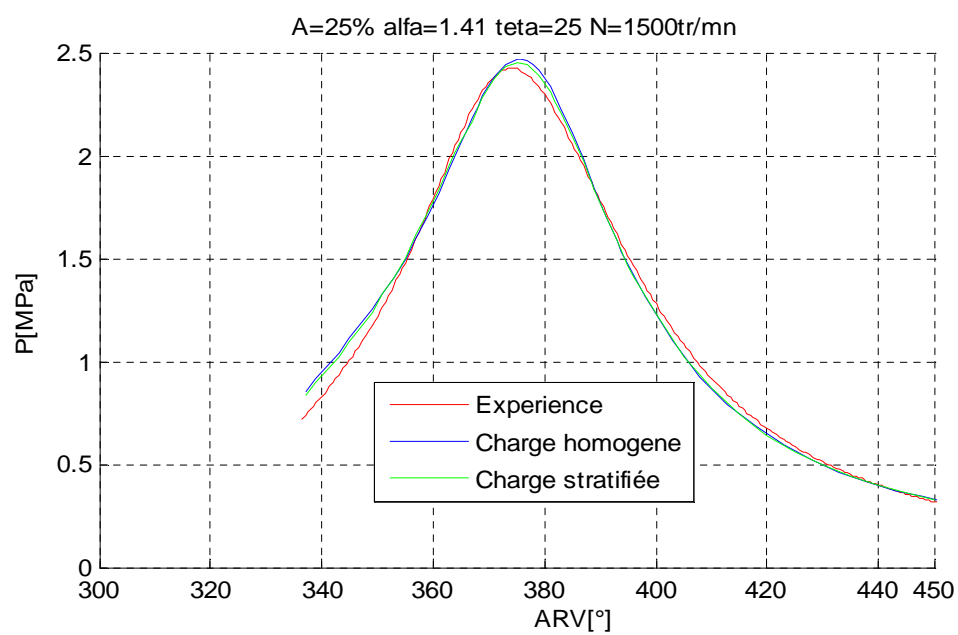


fig 5.25.1 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

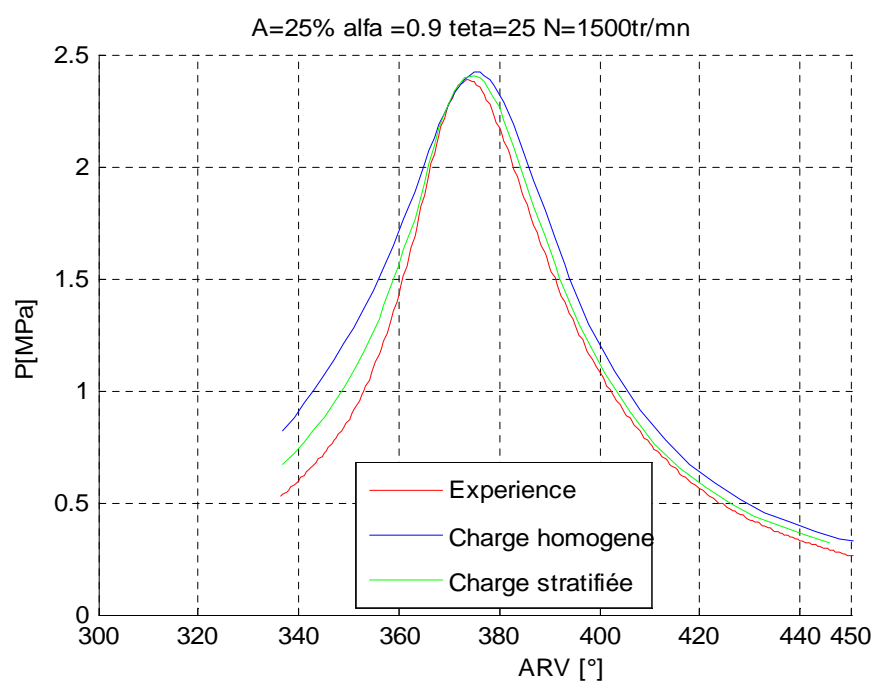


Fig 5.25.2 Variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

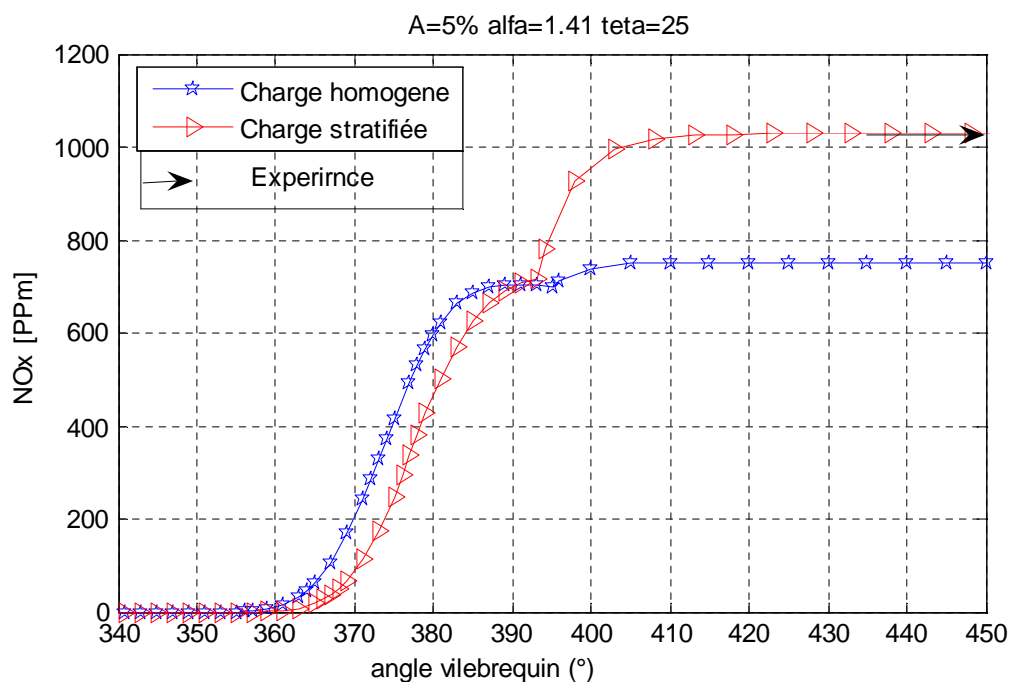


fig 5.1 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

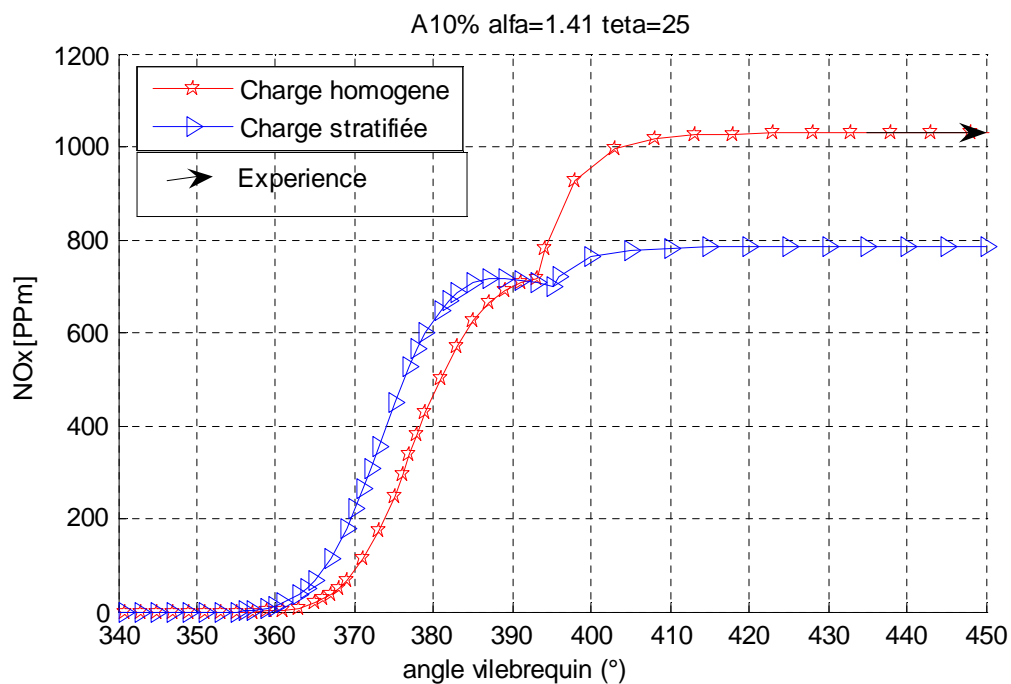


fig 5.2 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

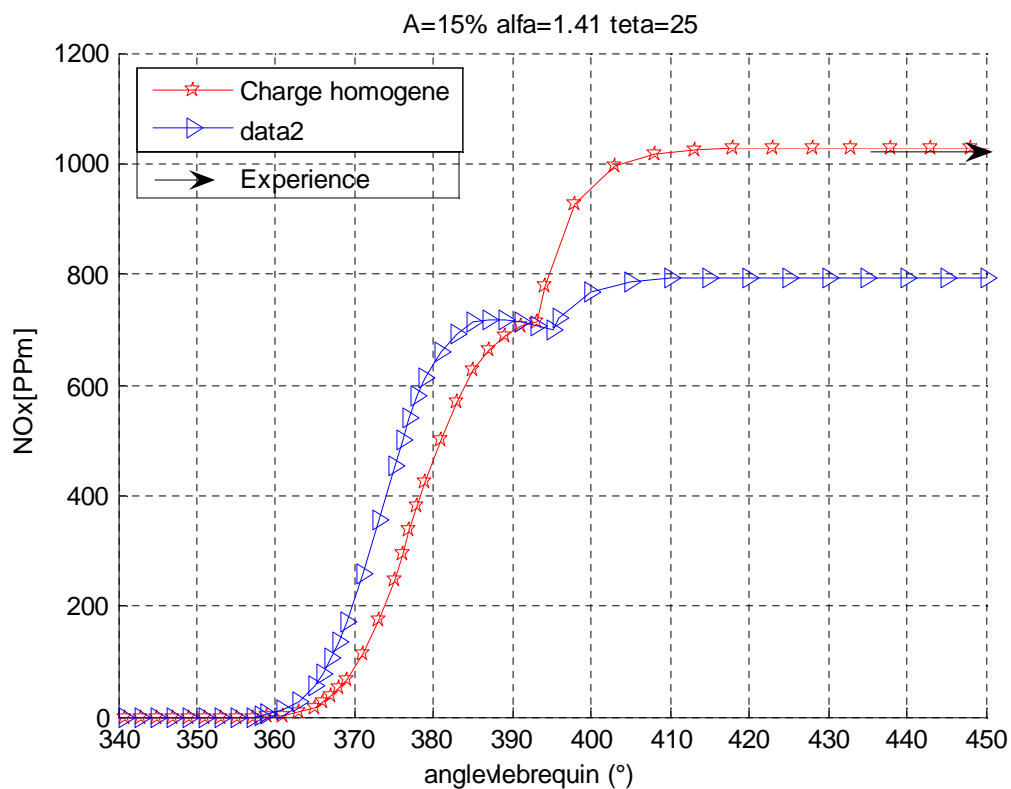


fig 5.3 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

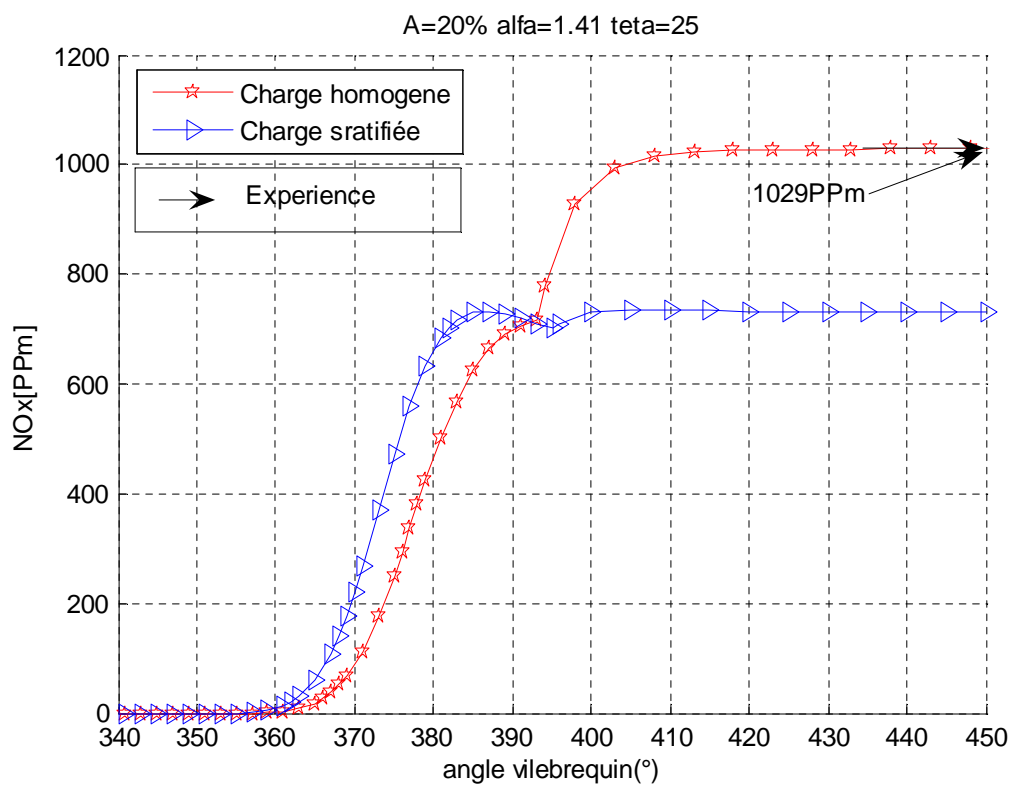
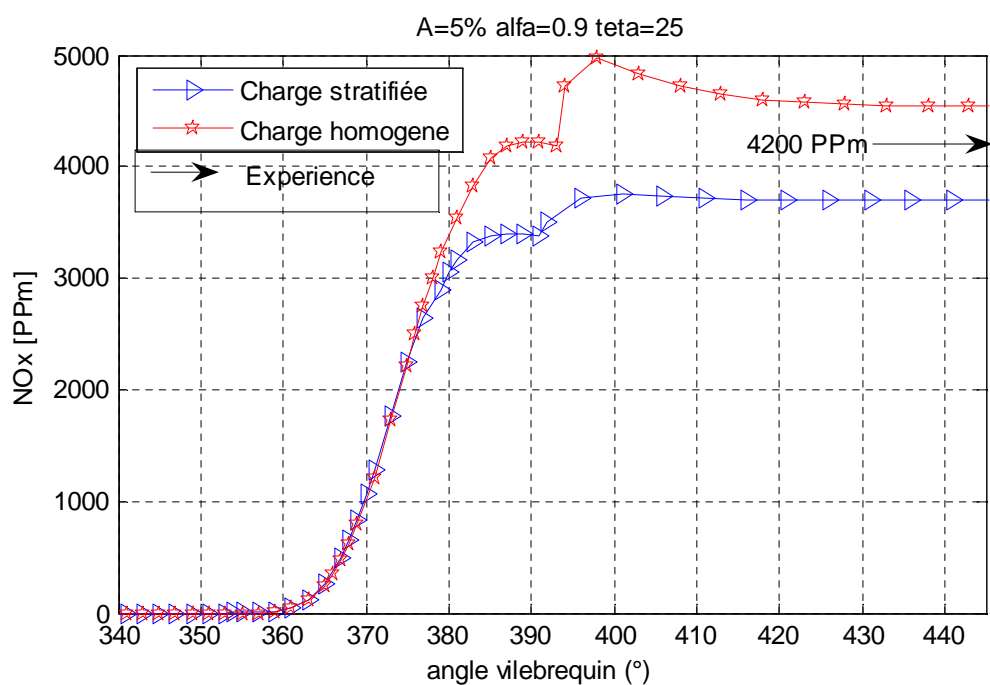
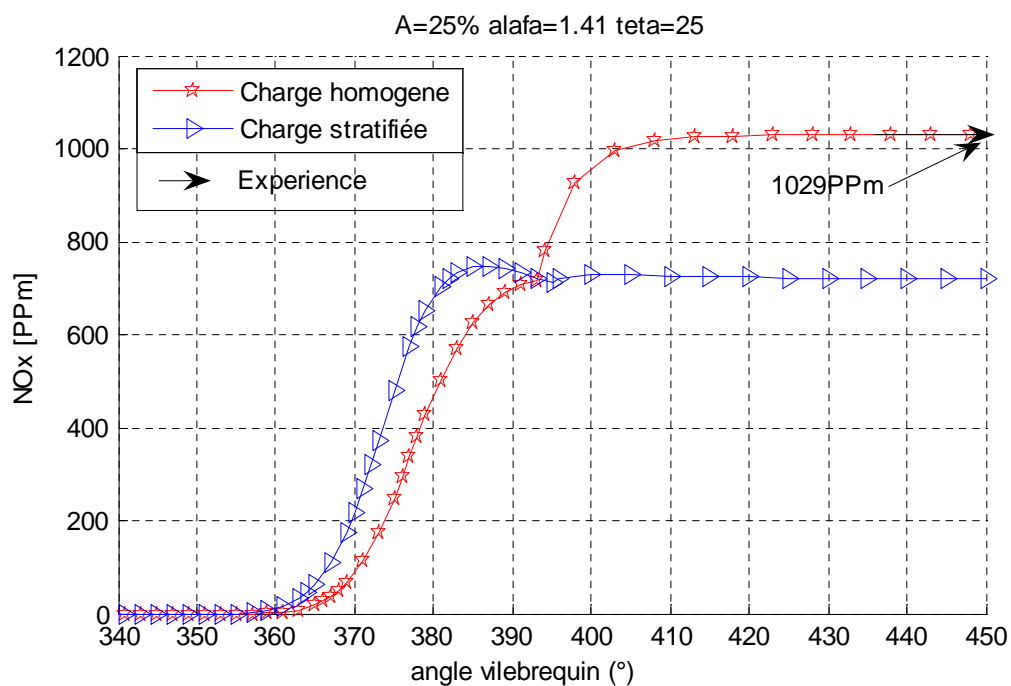


fig 5.4 variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin





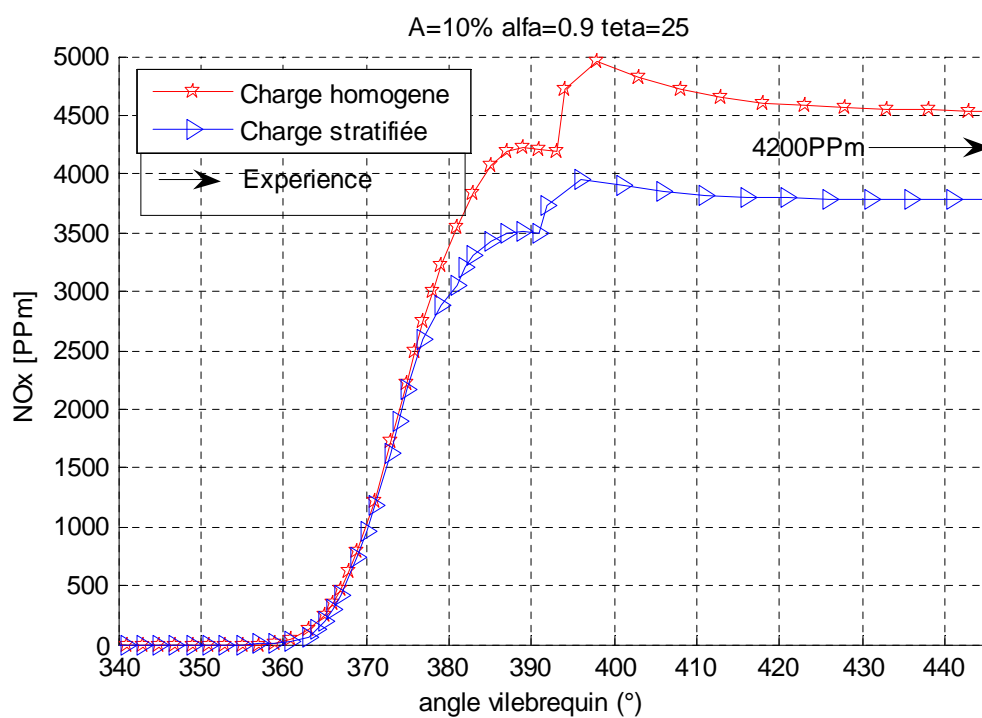


fig 5.7 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

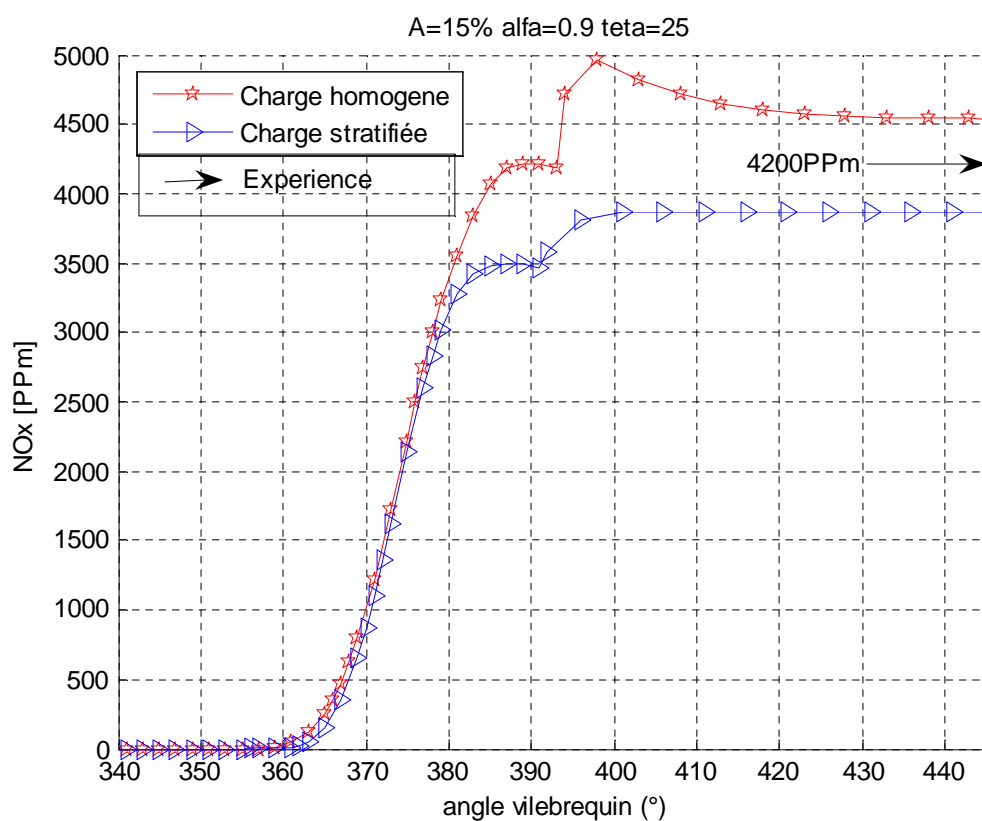


fig 5.8 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

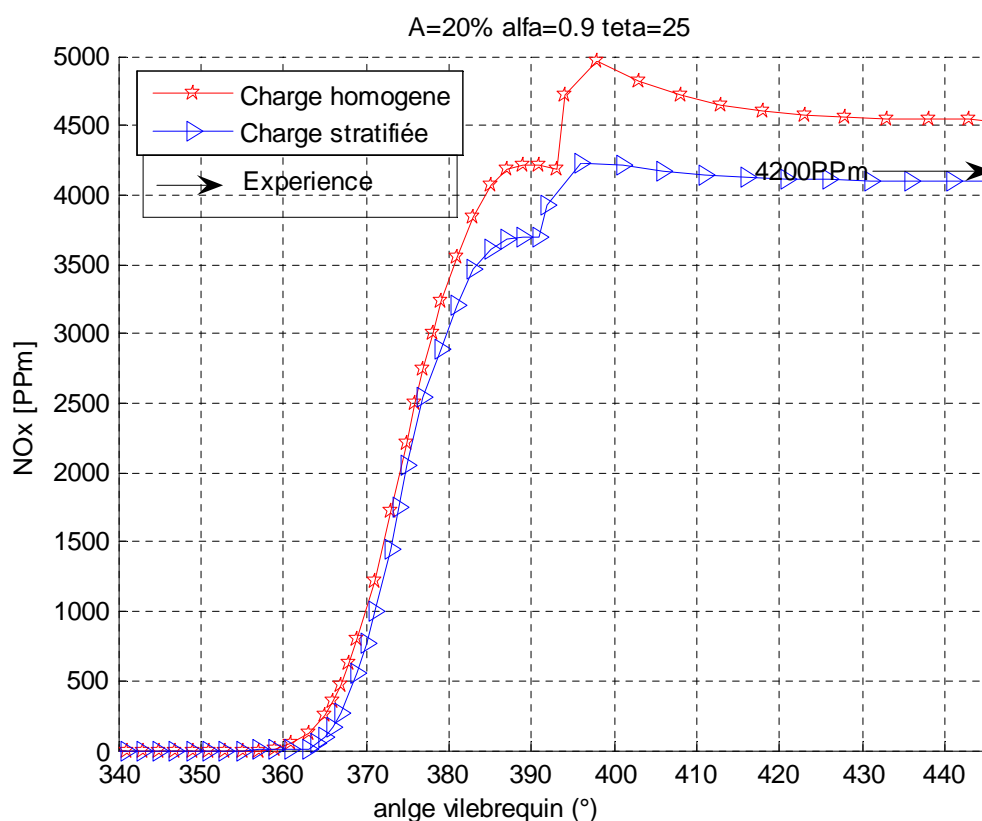


Fig 5.9 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

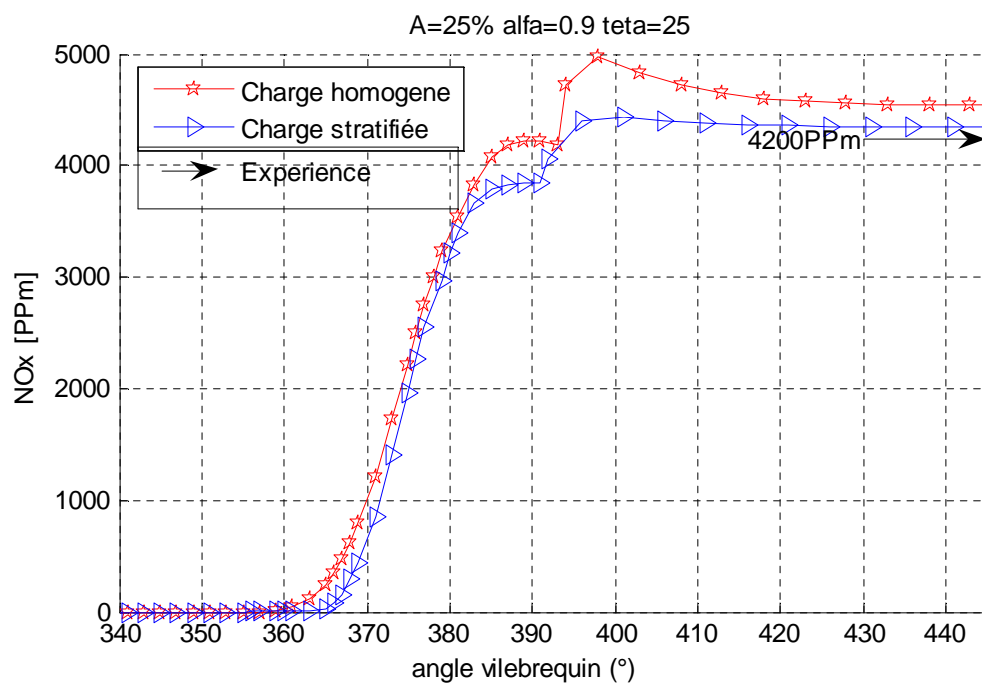


fig 5.10 Variation de NOx en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin

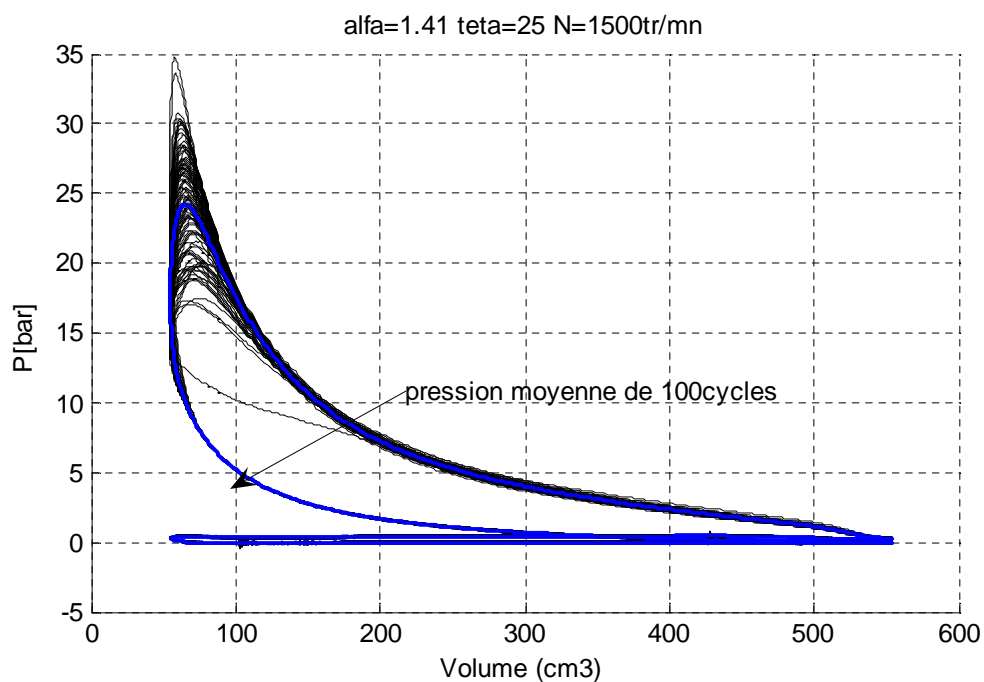


fig 4.3.1 Variation de la pression cylindre pour 100 cycles consécutifs

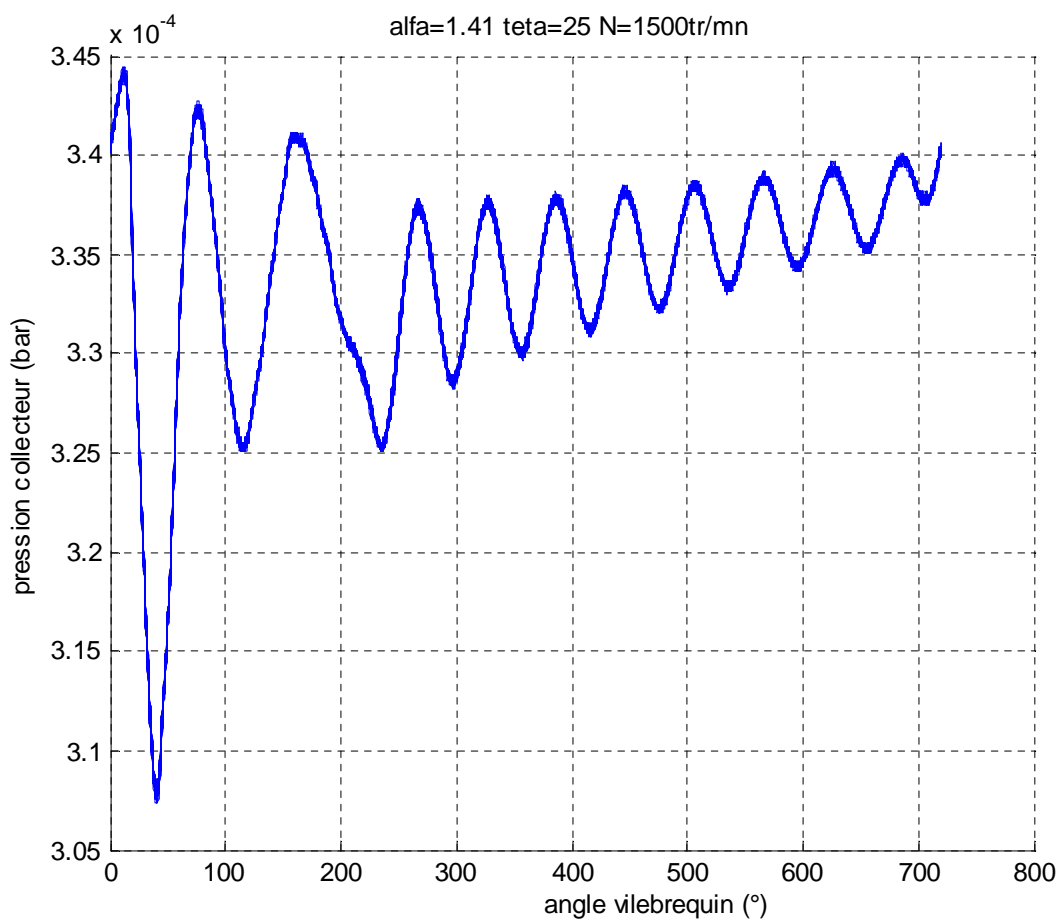


fig 4.3.2 Variation de la pression dans le collecteur d'admission pour 100 cycles

## INTERPRETATION DES RESULTATS

L'étude a été effectuée pour deux richesses différentes, l'une correspond à un mélange pauvre de coefficient d'excès d'air  $\alpha = 1.41$ , l'autre à un mélange riche de coefficient d'excès d'air  $\alpha = 0.9$ .

Pour ces deux cas, on a calculé la pression durant un cycle pour un moteur à charge homogène pour un angle d'avance à l'allumage  $\theta = 25^\circ$  avant le PMH et un régime moteur  $N = 1500 \text{ tr/min}$  ; pour ces mêmes caractéristiques, la pression durant un cycle est calculée pour un moteur à charge stratifiée dont on fait varier le taux de stratification de la charge depuis sa valeur minimale ( $A = 5\%$ ) jusqu'à sa valeur maximale ( $A = 25\%$ ) correspondant au quart du volume total de la chambre de combustion (au-delà de ce taux les calculs sont sans importance) avec un pas de 5%.

Les résultats de calcul et expérimentaux sont représentés par les courbes des figures (fig 5.5.1, fig 5.5.2, fig 5.10.1, fig 5.10.2, fig 5.15.1, fig 5.15.2, fig 5.20.1, fig 5.20.2, fig 5.25.1, fig 5.25.2) qui représentent la variation de la pression cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. On remarque de ces courbes que les pressions des trois moteurs (à charge homogène, stratifiée et d'essais) sont approximativement égales pour les dix cas.

Pour les mêmes richesses et les mêmes caractéristiques ( $\theta$  et  $N$ ), le calcul de la quantité de  $\text{NO}_x$  émise a été effectué.

Les résultats de calcul et expérimentaux sont représentés par les courbes des figures (fig 5.1, fig 5.2, fig 5.3, fig 5.4, fig 5.5, fig 5.6, fig 5.7, fig 5.8, fig 5.9, fig 5.10) qui représentent la variation de la quantité de  $\text{NO}_x$  émise (en ppm) en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Pour les figures correspondant au mélange pauvre ( $\alpha = 1.41$ ), On remarque que la valeur finale de  $\text{NO}_x$  pour le cas du moteur à charge homogène (courbes charge homogène) est presque confondue avec celle du moteur d'essais (représentée par une flèche  $[\text{NO}] = 1029 \text{ ppm}$ ), par contre pour le du moteur à charge stratifiée, la valeur finale de  $\text{NO}_x$  émise varie avec le taux de stratification de la charge et est toujours inférieur à celle correspondant à un moteur à charge homogène.

Pour le taux  $A = 15\%$ , il se voit d'après la courbe de la figure (5.3) que la quantité de  $\text{NO}_x$  est presque de 800 ppm, c'est-à-dire une réduction de  $\frac{1029 - 800}{1029} = 23\%$  par rapport à un moteur à charge homogène, dans ce cas le moteur délivre une puissance égale à celle du moteur à charge homogène et une consommation spécifique du combustible relativement plus faible.

Pour les quatre autres cas (fig.5.1, fig.5.2, fig.5.4, fig.5.5) la quantité de  $\text{NO}_x$  est relativement plus faible, mais le moteur délivre une puissance non acceptable et une consommation de combustible plus élevée.

Des figures correspondant au mélange riche  $\alpha = 0.9$ , on remarque, que le moteur à charge homogène forme une quantité de  $\text{NO}_x = 4700 \text{ ppm}$ , que au-delà d'un taux de

stratification de 15% (fig.5.8) les calculs sont de peu d'importance (fig.5.9, fig.5.10) le moteur émis des quantités de NOx très importantes égales ou supérieure à celui d'essais [4200ppm]; mais pour des taux inférieurs à 15% (fig.5.6, fig.5.7) le moteur émis des quantités d'oxyde d'azote relativement faibles et en contre partie délivre des puissances non acceptables, par contre pour le taux de 15% le moteur a une puissance égale à celle d'un moteur à charge homogène et dégage [NO]=3850ppm quantité relativement faible, i.e une réduction de 18%.

## CONCLUSION

Après avoir effectué le calcul cinétique des gaz nous pouvons conclure que malgré sa forte influence sur la formation de l'oxyde d'azote, le mécanisme de ZELDOVITCH est insuffisant, la raison qui exige de le compléter par les autres réactions.

Des résultats obtenus, la conclusion à faire est la grande influence de la richesse du mélange, celle de l'angle d'avance à l'allumage et du taux de stratification de la charge sur la formation de l'oxyde d'azote

Nous pouvons enfin affirmer que si l'on pouvait réaliser, dans deux parties distinctes d'un même moteur deux phases de combustion successive dont la première alimentée en mélange très riche de coefficient d'excès d'air local  $\alpha_1$  inférieur à l'unité, et la seconde en mélange suffisamment pauvre formé d'air et des gaz brûlés provenant de la première combustion de coefficient d'excès d'air local  $\alpha_2$  supérieur à l'unité ; on devrait obtenir à la fois une économie de combustible et une réduction considérable des oxydes d'azote au sein des gaz rejetés dans l'atmosphère.

**Tableau 3 : Caractéristiques géométriques du moteur d'essai**

Taux de compression	10,1
Alésage	88 mm
Course	82 mm
Cylindrée unitaire	0,498481 litres
Longueur de bielle	138 mm

**NOMENCLATURE**

- a Taux de stratification
- $V_{mr}$  Volume du mélange riche
- $v_{mm}$  Volume du mélange moteur (gaz frais +gaz résiduels)
- $v_{(mr)max}$  Volume du mélange riche maximal
- $L_0$  Quantité molaire d'air théoriquement nécessaire à la combustion de 1Kg de combustible
- $\alpha_1$  Coefficient d'excès d'air local de la première étape
- $\alpha_2$  Coefficient d'excès d'air local de la deuxième étape
- $\alpha$  Coefficient d'excès d'air total
- $R_{ie}$  Vitesse de la réaction i à l'équilibre
- $\beta$  Rapport entre concentration réelle et concentration équilibrée de l'oxyde d'azote
- P, T pression et température absolues
- $N_s$  Nombre total de moles des produits de combustion
- [NO] Nombre de mole de l'oxyde d'azote
  
- $\varphi_z$  Durée de combustion, Caractérise l'aspect quantitatif de la dynamique de combustion
- m Facteur de forme de la combustion, Caractérisant l'aspect qualitatif
  
- M Corps inerte.
- $\varphi$  Angle de rotation du vilebrequin compté à partir de l'instant d'allumage
- $\tau$  Angle de rotation du vilebrequin
- pc Produits de combustion
- mm Mélange moteur (gaz frais et gaz résiduels)
- $U_1, U_2$  Energie interne initial et final



## REFERENCES

- [1]. Modélisation du cycle moteur Philippe GUIBERT Professeur de l'Université Pierre-et-Marie-Curie Laboratoire de mécanique physique - UMR 7068 Université Pierre-et-Marie-Curie
- [2]. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, 2nd ed., Macmillan, London, 1992.
- [3]. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [4]. Mendis, K. J. S., Stone, C. R., Ladommatos, N., and Weller, G., SAE Paper 930927 (1993).
- [5]. Stone, C. R., Carden, T. R., and Podmore, I., Proc. Inst. Mech. Eng. 207 Part D: 295-305 (1993).
- [6]. Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck, J. C., Combust. Sci. Technol. 1: 313-326 (1970).
- [7]. Blumberg, P., and Kummer, J. T., Combust. Sci. Technol. 4: 73-95 (1971).
- [8]. Komiyama, K., and Heywood, J. B., SAE Paper 730475 (1973).
- [9]. Daneshyar, H., and Watfa, M., Combust. Flame 21: 395-398 (1973).
- [10]. V. S. BALKIN et A. V. V'YUN et L. S. KOZACHE NKO Determination of Burning Velocity From The Pressure Recording A Constant Volume-bomb, Fizik Goreniya, Vzryva UDC 53646 1967.
- [11]. R. B. KRIEGER et G. L. BORMAN The Computation of Apparent Heat Release For Internal Combustion Engines, ASME, publication 66-WA/DGP- 4, 1967.
- [12]. R. R. RAINE, C. R. STONE and J. GOULD. Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas  
*COMBUSTION AND FLAME* 102: 241-255 (1995)

[13] Mécanisme de formation et moyen de réduction des polluants dus à la combustion Société des ingénieurs civils de France, association française des techniciens du pétrole, société française des thermiciens et société des ingénieurs de l'automobile Journée d'étude Paris 1973

[14] A.Koltchine, V.Demidov: Calcul des moteurs d'automobiles et de tracteurs. Technique Soviétique, 1971 Moscou

[15] J J Weibe Brennvarlauf und Kreisprozess von Verlag technik Berlin, 1970

[16] R.Mehdiev Etude du processus de combustion dans un moteur à charge stratifiée 1982 Bakou

[17] R.J.B.WAY Methods for determination of composition and thermodynamic properties of combustion products for internal combustion engine calculations, school of engineering university of Bath.

[20]Bozzelli et Dean (Int .J.Chem .Kinet.27 ,1097-1109 ,1995)

[21] these de doctorat oukwel 2009 Univ Constantine Algerie

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ

?ç ΕÇΙΓΙΟΝ ä ... .. Ø ... ..

Ø . Ι Çá Éαδ?ç ΕÇΙΓΙΟΝ Éíáß ÖΥÉαíÀ ää  
 . ΝΕÍ ?ç Éá Νä á?Î ÉΝÇΝÍ ä Î ΝØ ΥÖéá **Weibe**  
 ΕÇΟÇÚä Üçæá? **C-H-O-N** Ø Ø

ÉääÍ í Ð ΒΝÍä Úä ì ää ä Î Ðäääç ΠΙÐÉ á?Î ää Çáíá) áÖíääç ÉíΝUäç Ì ÁÇáç äÑÇÐ  
 ÇΠ Ø

**RESUME**

Le modèle multi zone est utilisé pour l'étude du processus de combustion et la formation de l'Oxyde d'Azote dans un moteur à allumage commandé. Afin de réduire la quantité d'oxyde d'azote formée, la solution proposée est le moteur à charge stratifiée. Il commence par l'utilisation de l'approche de Wiebe pour décrire le dégagement de chaleur durant la phase de combustion. Pour calculer la concentration des espèces dans les gaz d'échappement, un schéma d'équilibre chimique est utilisé pour le système C – H – O – N des espèces considérés.

Ainsi les résultats théoriques des deux types de moteurs à savoir moteur à charge homogène et moteur à charge stratifiée issus de ce modèle sont comparés avec ceux mesurés.

*Mots clés: moteur Allumage Commandé à charge stratifiée, Oxyde d'Azote, Modèle multi zones.*

**ABSTRACT**

Modelling of the Combustion process and the Nitric Oxide formation in Spark Ignition Engines (SIE) is based on the multi-zone approach. In order to reduce the quantity of Nitric Oxide, the proposed approach considers the stratified charge engine. Firstly, the Wiebe method is used for the description of the heat loss during the combustion phase. Then, chemistry equilibrium is used for the C-H-O-N system leading to the computation of the spices concentration in the exhaust gas. Theoretical results of two types of engines, based on stratified charge and on homogeneous charge, are compared to the experimental results.

Key words: Spark Ignition Engine, Stratified charge, Nitric Oxide, multi-zone model.