

ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION UNE ZONE DE L'INFLUENCE DE LA COMPOSITION DU GAZ NATUREL CARBURANT SUR LA COMBUSTION EN LIMITE PAUVRE

C. Caillol¹, T. Delorme¹, G. Berardi¹, B. Porterie²

1.ESIM, Centre de Mécanique Energétique

IMT, Technopôle de Château-Gombert, 13451 Marseille Cedex 20

Fax. : 00-33 (0)4.91.05.46.15, email : caillol@esim.fr

2. IUSTI CNRS UMR 6595

Technopôle de Château-Gombert, 5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille Cedex 13

RESUME

Ce travail propose une étude numérique et expérimentale sur l'influence de la composition du gaz naturel alimentant un moteur monocylindre à allumage commandé fonctionnant en mélange pauvre. Pour un point de fonctionnement du moteur, les essais ont mis en évidence l'influence de la nature du gaz carburant sur les grandeurs mesurées, pression et couple moteur, car seules des différences de comportement d'origine chimique interviennent dans l'analyse comparative des différents gaz utilisés. Ces résultats ont donc souligné l'intérêt de développer un modèle numérique capable de prédire l'évolution de paramètres caractérisant la combustion : pression dans la chambre, fraction brûlée et émissions polluantes pour un moteur soumis à des variations de composition de gaz carburant. Le modèle numérique mis en œuvre est un modèle de combustion prédictif à une zone basé sur la résolution numérique des équations de conservation de l'énergie et de conservation des espèces en intégrant une cinétique chimique détaillée. Le calcul des propriétés physiques moyennes du milieu, et notamment le taux de réaction moyen, est réalisé par modèle physique de front de flamme définissant une zone de réaction. Les pressions calculées numériquement sont en bonne concordance avec les pressions mesurées expérimentalement. Les résultats numériques font également apparaître des écarts entre les fractions brûlées obtenues pour les différentes compositions de carburants employés.

Mots clés : gaz naturel carburant, moteur à allumage commandé, combustion en mélange pauvre, modélisation une zone, cinétique chimique détaillée.

NOMMENCLATURE

A	Facteur pré-exponentiel	T_w	Température de paroi, K
c	Course du piston, m	V	Volume instantané du cylindre, m ³
C_v	Chaleur spécifique à volume constant, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	V_c	Volume mort, m ³
E	Energie d'activation, J	\bar{V}_p	Vitesse moyenne du piston, m.s ⁻¹
h	Enthalpie spécifique, J.kg ⁻¹	W	Masse molaire, kg. mol ⁻¹
h_g	Coefficient d'échange, W.m ⁻² .K ⁻¹	x_b	Fraction de masse brûlée
k	Constante de réaction	Y	Fraction massique
Kc	Constante d'équilibre	<i>Caractères Grecs</i>	
l	Longueur de bielle, m	β	Exposant de température
N_r	Nombre de réactions chimiques élémentaires	X	Symbole chimique
N_s	Nombre d'espèces gazeuses	ϕ	Richesse
m_{fuel}	Masse de carburant admise pour un cycle, kg	ν'	Coefficient stœchiométrique des réactifs
p	Pression dans le cylindre, bar	ν''	Coefficient stœchiométrique des produits
PCI	Pouvoir calorifique inférieur, kJ.kg ⁻¹	θ	Angle de vilebrequin, deg.
Q_c	Energie chimique libérée par la combustion, J	ρ	Masse volumique, kg.m ⁻³
Q_w	Chaleur échangée aux parois, J	$\dot{\omega}_i$	Taux de production molaire, mol.m ⁻³ .s ⁻¹
R	Constante des gaz parfaits, J.mol ⁻¹ .K ⁻¹	<i>Indices</i>	
r_c	Rapport de compression	i	Espèce
S_w	Surface de paroi du cylindre, m ²	j	Réaction
T	Température du gaz dans le cylindre, K	w	Paroi

1. INTRODUCTION

La combustion en mélange pauvre du gaz naturel dans les moteurs à allumage commandé allie les avantages d'un faible taux d'émissions polluantes et d'une forte efficacité énergétique. En effet, pour les hydrocarbures, le taux d'émissions polluantes carbonées (HC, CO, CO₂) est d'autant plus faible que la proportion d'hydrogène est grande. Le méthane, principal composant du gaz naturel, est l'hydrocarbure présentant le plus grand rapport H/C. Par ailleurs, le fonctionnement en mélange pauvre (à grand excès d'air) d'un moteur au gaz naturel permet de limiter considérablement les émissions d'oxydes d'azote, tout en obtenant les meilleurs rendements [1].

L'utilisation du gaz naturel comme carburant pour véhicules se positionne donc comme une voie d'optimisation garantissant le respect des normes antipollution les plus sévères. Des études précédentes ont cependant montré que des variations de composition du gaz naturel pouvaient entraîner des changements significatifs dans le processus de combustion [2]. Des normes ont été établies afin de recommander des plages de variations acceptables pour les propriétés physico-chimiques du gaz naturel délivré par le réseau, mais les effets des variations de composition du gaz sur le fonctionnement d'un moteur restent relativement méconnues.

L'objectif de ce travail est l'étude de l'évolution de paramètres caractérisant la combustion : fraction brûlée, pression dans la chambre de combustion et émissions polluantes pour un moteur soumis à des variations de composition du gaz carburant. Le présent article propose une amélioration des modèles de type zone habituellement développés dans le cadre de l'étude de la combustion dans les moteurs. Cette approche phénoménologique combine un modèle zéro dimensionnel basé sur l'équation de conservation de l'énergie avec un modèle de cinétique chimique détaillée.

2. ETUDE EXPERIMENTALE

2.1. Dispositif expérimental

Un schéma du banc d'essais utilisé dans cette étude est donné figure 1. Ce dispositif expérimental comprend un moteur monocylindre à allumage commandé KOHLER COMMAND PRO 6 couplé à une génératrice asservie par une électronique de régulation. Cette machine peut fonctionner comme moteur d'entraînement ou comme frein récepteur. Le moteur est à aspiration naturelle et ses caractéristiques sont données dans le tableau 1. Les essais ont été réalisés dans des conditions de fonctionnement à pleine charge du moteur et pour une vitesse de rotation maintenue constante à 2000 tr/min.

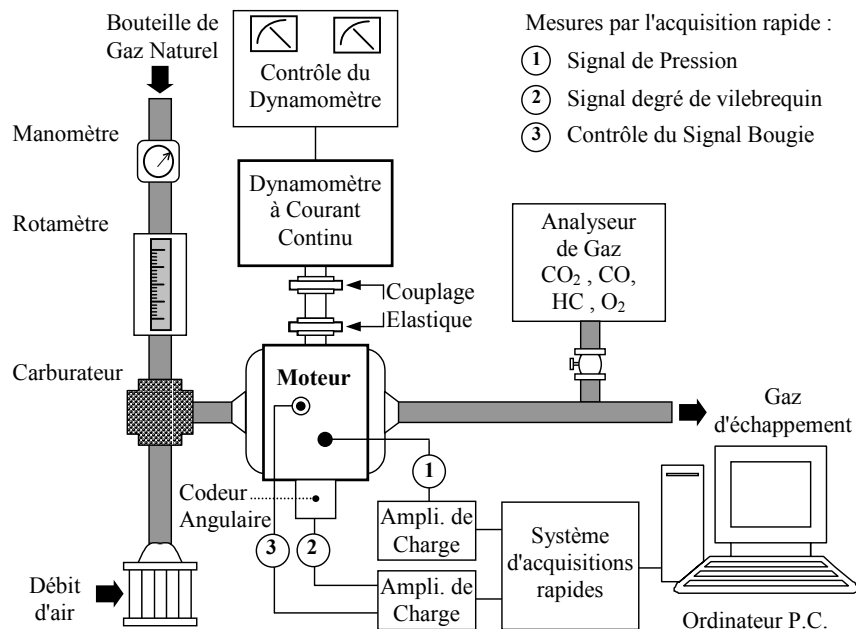


Figure 1. Schéma du dispositif expérimental

Les paramètres stationnaires mesurés pour un point de fonctionnement du moteur sont le couple sur l'arbre, les débits d'air et de gaz carburant. Le système de carburation initial a été remplacé par une injection à débit constant de carburant gazeux, immédiatement derrière le filtre à air. Ce dispositif semble satisfaisant, malgré la pulsation du débit d'air aspiré, et permet de travailler avec un rapport air/gaz défini et suffisamment homogène. Le débit d'air est mesuré à l'aide d'un diaphragme, et la richesse est contrôlée en ajustant le débit de gaz carburant avec le rotamètre à bille.

Un système d'acquisition rapide permet la mesure de la pression dans la chambre de combustion pour chaque degré de vilebrequin au cours d'un cycle du moteur. Ce système comprend une centrale d'acquisition KRENZ ELECTRONICS de type 6010-20 et un codeur angulaire. Ce dernier, positionné sur le vilebrequin, permet la synchronisation des mesures avec le régime moteur.

Le capteur de pression utilisé est un capteur piézo-électrique AVL 12QP300cvk refroidi et installé dans la culasse. Ce type de capteur nécessite une référence de pression dont l'influence importante sur le calcul de fractions brûlées par des modèles thermodynamiques a été soulignée par Brunt & Emtage [3]. Dans ce travail, nous avons utilisé une technique basée sur le calcul d'un coefficient polytropique à partir de données expérimentales pour déterminer le recalage du signal de pression dans la chambre de combustion. Afin de respecter la méthodologie préconisée par Lancaster et al. [4], les valeurs de la pression utilisées dans le modèle numérique correspondent à une valeur moyenne pour chaque degré de vilebrequin obtenue sur 300 cycles consécutifs.

L'avance à l'allumage est contrôlée en enregistrant le signal électrique de l'étincelle d'allumage avec la centrale d'acquisition KRENZ ELECTRONICS et peut être ajustée manuellement. L'analyseur de gaz permet de mesurer les pourcentages de monoxyde de carbone (CO), dioxyde de carbone (CO₂), oxygène (O₂) et hydrocarbures imbrûlés (HC) contenus dans les gaz d'échappement.

Les essais expérimentaux réalisés ont pour but de permettre des comparaisons sur les émissions polluantes et les performances obtenues pour différentes compositions de gaz carburant alimentant le moteur. Les caractéristiques et compositions des gaz employés sont mentionnées dans le tableau 2. Les compositions des gaz artificiels utilisés (G20, C2 et C3) ont été choisies afin d'encadrer les valeurs extrêmes des concentrations des constituants, autres que le méthane, naturellement présents dans le gaz de réseau.

Tableau 1. Caractéristiques du moteur

Type de moteur	Mono-cylindre, 4 temps, refroidi par air
Alésage (mm)	67
Course (mm)	51
Longueur de bielle (mm)	87.2
Volume déplacé (cm ³)	180
Volume mort (cm ³)	24
Rapport de compression	8.5 : 1
Commande des soupapes :	
Ouverture admission	35° Avant PMH
Fermeture admission	50° Après PMB
Ouverture échappement	65° Avant PMB
Fermeture échappement	25° Après PMH
Avance à l'allumage	30° Avant PMH

Tableau 2. Caractéristiques des gaz

		G20	C2	C3
Methane	(vol. %)	100	90	93
Ethane	(vol. %)		10	
Propane	(vol. %)			7
Masse Molaire	(g/mol)	16.04	17.45	18.01
PCI	(kJ/kg)	50048	49615	49383

2.2. Résultats

Le couple sur l'arbre, mesuré à l'aide du dynamomètre, est une grandeur reflétant les performances du moteur. Les valeurs mesurées expérimentalement pour le couple moteur (figure 2) montrent que la présence d'éthane (gaz C2) ou de propane (gaz C3) dans le mélange a permis d'améliorer les performances en mélange pauvre et de repousser la limite d'extinction de la flamme, notamment pour le gaz C2. On peut relever, en effet, que pour une richesse de 0.65, le couple utile délivré par le moteur est environ de 1.8 N.m pour les gaz C2 et C3, alors qu'il est nul pour le gaz G20. En notant qu'en fonctionnement à vide, le couple résistant du moteur est de 3 N.m à 2000 tr/min, cette différence correspond à une augmentation de 35% du couple moteur. La figure 2 montre également que le gaz C2 est le seul mélange carburant à fournir une valeur positive du couple moteur pour des richesses inférieures à 0.65. La présence de 10% d'éthane dans le mélange a donc permis au moteur de fonctionner à des richesses plus faibles qu'avec les autres carburants.

Les concentrations des polluants HC mesurées à l'échappement (figure 3), en fonction de la richesse, mettent cependant en évidence un accroissement de gaz non brûlés à la limite pauvre pour les gaz C2 et C3. On peut noter que pour une richesse de 0.65, en comparaison avec le gaz G20, la concentration en HC imbrûlés est 25% plus élevée avec le gaz C2. Cet écart monte à 40% avec le gaz C3. Ceci indique que la présence d'éthane ou de propane avec du méthane a conduit à augmenter les émissions d'hydrocarbures non brûlés lorsque la limite pauvre est atteinte. Ce phénomène, particulièrement significatif pour le gaz C3 traduit des extinctions locales de la flamme dans la chambre de combustion.

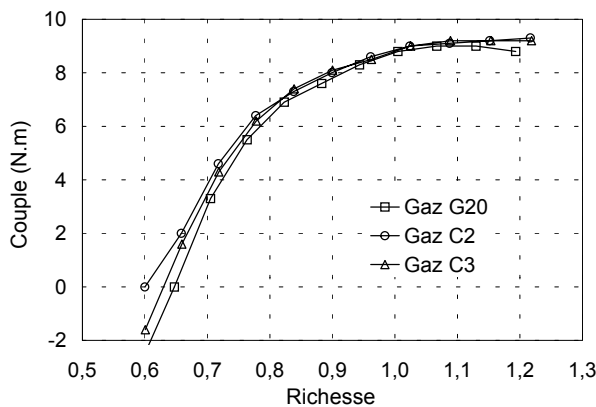


Figure 2. Couple moteur mesuré

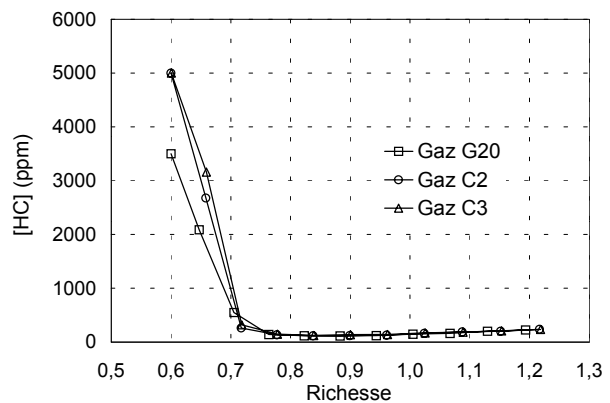


Figure 3. Pourcentage d'émissions en HC

Sur les figures 4 et 5 sont tracées les évolutions des pressions expérimentales aux cours d'un cycle obtenues pour les différentes natures de gaz employés : CH₄ pur (gaz G20), CH₄ + 10% C₂H₆ (gaz C2), CH₄ + 7% C₃H₈ (gaz C3), et pour les richesses explorées en mélange pauvre sur le banc d'essais monocylindre ($\phi = 0.70, 0.77, 0.83, 0.89$). On peut noter que les différences de comportement entre les gaz, déjà observées sur les courbes du couple moteur, confirment que la présence d'éthane ou de propane dans le mélange a permis d'augmenter les niveaux de pression, donc d'améliorer le travail mécanique fourni sur l'arbre.

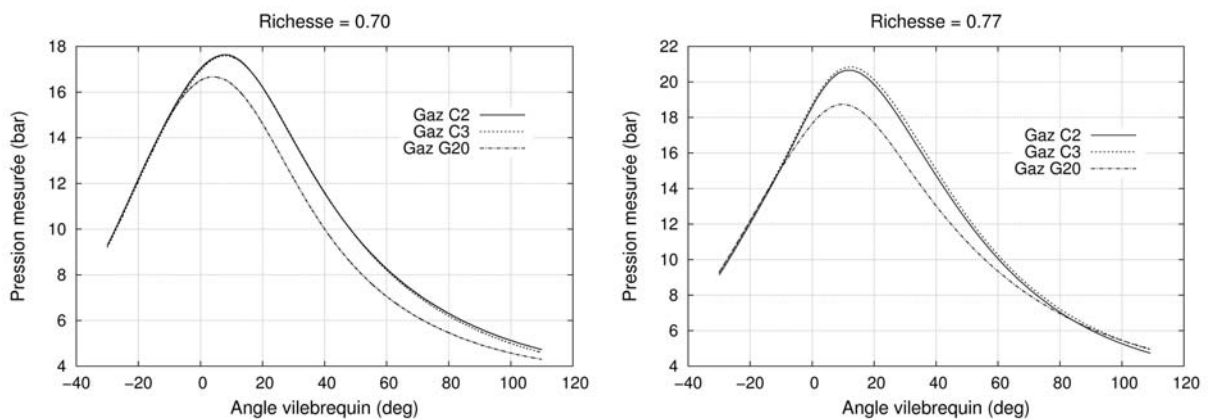


Figure 4. Comparaison des pressions mesurées pour les richesses $\phi = 0.70$ et $\phi = 0.77$

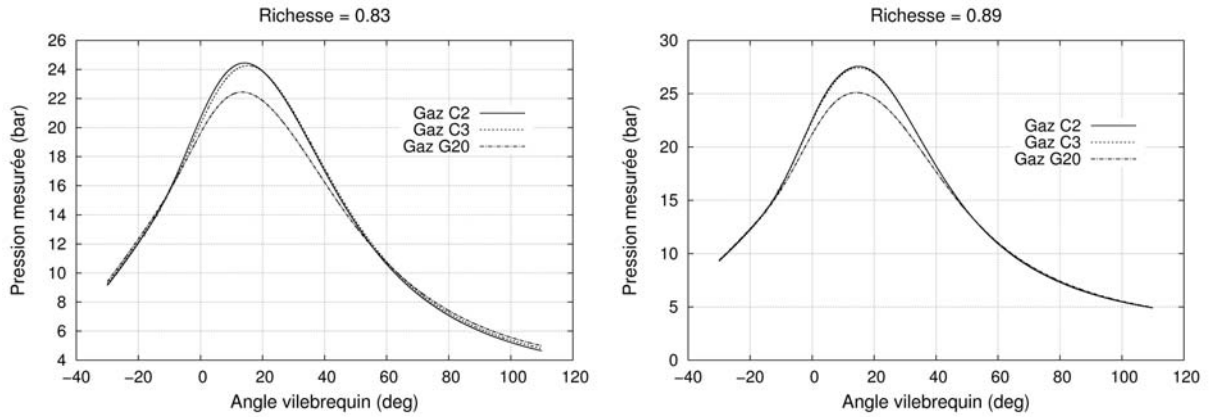


Figure 5. Comparaison des pressions mesurées pour les richesses $\phi = 0.83$ et $\phi = 0.89$

3. MODELE NUMERIQUE DE COMBUSTION

3.1. Description du modèle

Les modèles de combustion dans les moteurs peuvent être classés suivant trois approches : la simulation des cycles théoriques, les modèles thermodynamiques zéro et quasi dimensionnels, les modèles multidimensionnels. De part leur simplicité, les modèles zéro et quasi dimensionnels sont largement utilisés pour simuler le phénomène de combustion car ils ne nécessitent pas de résolution spatiale des équations de conservation. Le modèle mis en œuvre ici est un modèle de combustion prédictif basé sur une approche de type zone. Ce modèle zéro dimensionnel suppose que le mélange gazeux à l'intérieur du cylindre reste homogène durant la combustion, conduisant à une pression et une température du gaz uniformes. L'état thermodynamique du gaz contenu dans la chambre de combustion est défini en terme de propriétés moyennes et ne distingue pas les gaz brûlés des gaz frais. Chaque élément du mélange air-fuel en combustion est donc instantanément mélangé avec les gaz frais et les gaz précédemment brûlés.

Le modèle développé pour cette étude intègre une cinétique chimique détaillée décrivant les variations de la composition et des propriétés thermodynamiques du mélange. Le schéma cinétique employé est le mécanisme réactionnel GRI-Mech 3.0. Ce schéma considère 325 réactions chimiques élémentaires, et les coefficients thermochimiques associés, dans lesquelles interviennent 53 espèces. Le calcul numérique des concentrations des différentes espèces participant au processus de combustion et leur taux de production chimique instantané est réalisé en utilisant la bibliothèque de sous-programmes CHEMKIN II. Les équations de conservation de l'énergie et des espèces chimiques sont résolues par le solveur d'équations différentielles ordinaires VODE. Les concentrations initiales des espèces présentes sont déterminées par la mesure des débits d'air et de gaz carburant. Ce modèle intègre plusieurs sous-modèles dont la mise en œuvre est abordée dans le paragraphe suivant. Le mélange gazeux est supposé satisfaire à la loi d'état des gaz parfaits et nous considérons, de plus, que les fuites dues aux pertes de masse pendant la combustion sont négligeables.

3.2. Formulation mathématique

L'approche de type zone revient à effectuer une moyenne volumique sur l'ensemble du volume de contrôle (qui correspond à la chambre de combustion). Certaines propriétés physiques du milieu, la température T et les fractions massiques Y par exemple, ont cependant des fluctuations au sein du système qui ne sont pas forcément faibles. Pour une fonction Φ dépendant d'une variable aléatoire f dont on ne peut pas négliger les fluctuations, on note \tilde{f} la moyenne statistique de f . En notant \bar{g} la valeur moyenne volumique d'une propriété thermodynamique g du mélange, les équations moyennées de bilan des espèces et de bilan d'énergie s'écrivent comme ci-après.

3.2.1. Equation de conservation des espèces

La composition du mélange est supposée être homogène, ce qui se traduit par l'absence de diffusion d'espèces. L'équation de conservation pour une espèce chimique i s'écrit alors [5] :

$$\frac{d\tilde{Y}_i}{dt} = \frac{\tilde{\omega}_i W_i}{\bar{\rho}} \quad (1)$$

Considérant un système réactionnel de N_r réactions élémentaires faisant intervenir N_s espèces gazeuses de symbole chimique X_i :

$$\sum_{i=1}^{N_s} \nu'_{ij} X_i \square \sum_{i=1}^{N_s} \nu''_{ij} X_i \quad j = 1, \dots, N_r \quad (2)$$

Le taux de production $\dot{\omega}_i$ de l'espèce i est déterminé par une expression de la forme :

$$\dot{\omega}_i = \sum_{j=1}^{N_r} (\nu''_{ij} - \nu'_{ij}) \cdot \left(k_j^f \prod_{i=1}^{N_s} \left(\frac{X_i P}{RT} \right)^{\nu'_{ij}} - k_j^b \prod_{i=1}^{N_s} \left(\frac{X_i P}{RT} \right)^{\nu''_{ij}} \right) \quad (3)$$

où k_j^f représente la constante de vitesse des réactions directes pour la $j^{\text{ième}}$ réaction réversible et dont la dépendance en température est décrite par une expression d'Arrhenius généralisée, composée d'un facteur linéaire A_j , d'un exposant de température β_j et d'une énergie d'activation E_j :

$$k_j^f = A_j T^{\beta_j} \exp^{-E_j/RT} \quad (4)$$

et où la constante de vitesse k_j^b pour les réactions inverses est reliée à la constante d'équilibre Kc_j par :

$$k_j^b = \frac{k_j^f}{Kc_j} \quad (5)$$

Kc_j est calculée à partir des variations de l'enthalpie et de l'entropie à l'état standard dues au passage des réactifs aux produits pour la $j^{\text{ième}}$ réaction.

3.2.2. Equation de conservation de l'énergie

En supposant l'absence de gradient de concentration dans le mélange et en considérant que pression et température ne dépendent pas de la position spatiale, l'équation de conservation de l'énergie s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{d\tilde{T}}{dt} = \frac{1}{\bar{\rho} C_V} \left[-\frac{\bar{p}}{V} \frac{dV}{dt} - \sum_{i=1}^{N_s} h_i \tilde{\omega}_i W_i - \frac{\dot{Q}_w}{V} \right] \quad (6)$$

Le volume instantané du cylindre V dépend de la position du piston θ et est donné par :

$$V(\theta) = V_c \left[1 + \frac{r_c - 1}{2} \left(1 + \lambda - \cos \theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (7)$$

où V_c est le volume mort, r_c le taux de compression et λ est donné par : $\lambda = 2l/c$.

Dans les moteurs à allumage commandé, les transferts thermiques entre le gaz et les parois du cylindre peuvent être assimilés à des transferts convectifs :

$$\dot{Q}_w = h_g S_w (T - T_w) \quad (8)$$

Dans cette expression, la température de paroi T_w est considérée comme constante, uniforme et égale à 400 K, S_w est la surface instantanée d'échange avec la paroi du cylindre. Le coefficient de transfert est estimé avec la corrélation de Hohenberg [6] :

$$h_g = C_1 \cdot V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} (\bar{v}_p + C_2)^{0.8} \quad (9)$$

Dans cette expression, les coefficients C_1 et C_2 doivent être ajustés expérimentalement en fonction du moteur et des conditions de fonctionnement. Nous avons réalisé des essais à vide (sans combustion) qui nous ont permis, en résolvant l'équation (6), de caler les coefficients C_1 et C_2 de manière à trouver une pression calculée égale à la pression mesurée au cours du cycle.

3.2.3. Equation d'état

La pression dans la chambre de combustion est calculée à l'aide de l'équation d'état des gaz parfaits :

$$\bar{p} = \frac{\bar{\rho} R \tilde{T}}{\bar{W}} \quad (10)$$

Avec la masse molaire moyenne :

$$\bar{W} = \left(\sum_{i=1}^{N_s} \frac{Y_i}{W_i} \right)^{-1} \quad (11)$$

3.2.4. Détermination du taux de combustion

En supposant un rendement de combustion parfait, le taux de combustion dx_b/dt s'exprime en fonction de l'énergie chimique libérée et de la masse de carburant admise m_{fuel} :

$$\frac{dx_b}{dt} = \frac{1}{m_{fuel} \cdot PCI} \cdot \frac{dQ_c}{dt} \quad (12)$$

où le taux de production de chaleur est déterminé par la résolution de l'équation de conservation de l'énergie précédente et s'écrit :

$$\frac{dQ_c}{dt} = V \cdot \sum_{i=1}^{N_s} h_i \tilde{\omega}_i W_i \quad (13)$$

3.3. Modélisation physique du taux moyen de réaction

Le taux moyen de réaction ne peut être calculé à la température moyenne du mélange puisque c'est une quantité très localisée qui dépend de façon fortement non linéaire des fluctuations de température. Nous avons développé un modèle de front de flamme qui définit une zone de réaction à une température T_{flamme} et dans un volume V_{flamme} . Pour être compatible avec les hypothèses de zone unique, ce modèle suppose que les gaz brûlés, produits dans la zone de réaction, se mélangent instantanément avec les gaz frais. La zone de réaction introduit donc la possibilité d'avoir dans la chambre de combustion une température, T_{flamme} , différente de la température moyenne du mélange, \bar{T} , et limitée à un volume V_{flamme} . C'est à cette température que vont avoir lieu les réactions chimiques. Il s'agit alors de définir les propriétés de la zone de réaction par rapport aux propriétés moyennes du mélange. Nous allons écrire que la température de flamme représente un écart par rapport à la température moyenne et que le volume de flamme est une fraction du volume total de la chambre :

$$\begin{cases} T_{flamme} = \bar{T} + \Delta T \\ V_{flamme} = \alpha \cdot V \end{cases} \quad (14)$$

Ce qui se traduit dans les équations moyennées de bilan :

$$\begin{cases} \frac{dQ_c}{dt} = \alpha \cdot \sum_{i=1}^{N_s} h_i (\bar{T} + \Delta T) \cdot \tilde{\omega}_i (\bar{T} + \Delta T) \cdot W_i (\bar{T} + \Delta T) \\ \frac{d\tilde{Y}_i}{dt} = \alpha \cdot \frac{\tilde{\omega}_i (\bar{T} + \Delta T) \cdot W_i (\bar{T} + \Delta T)}{\bar{\rho}} \end{cases} \quad (15)$$

ΔT représente l'écart entre la température de flamme et la température thermodynamique moyenne du mélange. Cet écart peut varier au cours du cycle, nous allons donc construire une fonction $\Delta T = f(\theta)$. Si on considère l'élévation de température due au passage d'un front de flamme dans une chambre de combustion, on peut assimiler ΔT à l'écart entre la température moyenne et la température des gaz brûlés. Une évolution physique de ΔT peut alors s'écrire :

$$\Delta T = \Delta T_0 \left(1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta_f - \theta_0}{\theta - \theta_0} \right)^m \right] \right) \quad (16)$$

Dans cette expression, θ_f et θ_0 représentent respectivement l'angle vilebrequin de fin et de début de combustion, et les coefficients ΔT_0 , a et m doivent être calés à l'aide des mesures expérimentales de pression.

Nous avons défini le volume de flamme comme une fraction du volume total de la chambre en faisant intervenir le rapport α . De même que pour la température de flamme, ce rapport peut varier au cours du cycle, il faut donc également construire une fonction $V_{flamme} = g(\theta)$. Nous avons utilisé pour $g(\theta)$ une forme polynomiale de degré 5 dont les coefficients doivent être calés à l'aide des mesures expérimentales de pression.

La solution exacte du système d'équations, c'est à dire celle qui nous permet de vérifier que la pression calculée numériquement correspond à la pression mesurée pour des mêmes conditions d'essais, est donc donnée par le calage d'un jeu de coefficients (3 pour ΔT et 6 pour V_{flamme}) définissant les allures de la température et du volume de flamme.

3.3. Résultats

Sur la figure 6 nous avons tracé les évolutions comparatives des pressions calculées numériquement et des pressions mesurées pour les trois compositions de gaz carburant utilisés en fonction de l'angle de vilebrequin et pour une richesse de 0.77. L'analyse des résultats montre que les pressions calculées sont en parfaite concordance avec les pressions mesurées sur la plus grande partie du cycle (jusqu'à environ 40° de vilebrequin, ce qui correspond à la phase de combustion rapide). A partir de 40° de vilebrequin, on constate un écart entre pressions numériques et pressions expérimentales qui s'amplifie jusqu'à la fin du cycle.

Pour un point de fonctionnement du moteur fixé, nous pouvons alors étudier l'influence de la composition du gaz carburant sur l'évolution de la fraction brûlée, caractérisant le déroulement de la combustion. La figure 7 présente un exemple de tracé comparatif de fractions brûlées obtenues pour les trois compositions de gaz utilisés à une richesse de 0.77. L'analyse des courbes permet de déterminer pour chaque carburant le CA 50, angle de rotation pour lequel 50% de l'énergie totale de la charge ont été dégagés (soit $x_b = 0.5$). CA 50 renseigne sur le calage de la combustion dans le cycle. Ce paramètre est habituellement optimisé en réglant l'avance à l'allumage. Les résultats montrent qu'une variation de près de 8°V de l'avance à l'allumage est nécessaire pour obtenir le même calage du CA 50 correspondant au gaz G20 par rapport aux deux autres carburants.

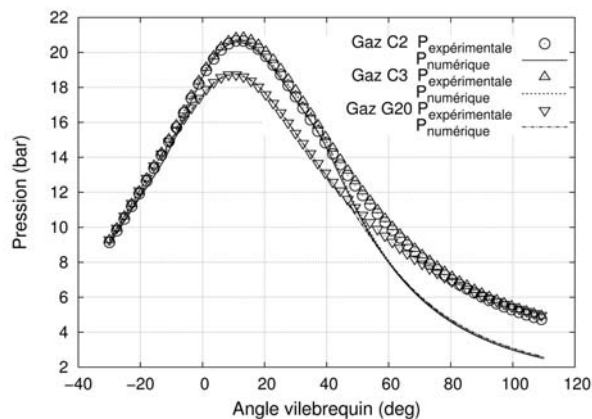


Figure 6. Comparaison P_{exp} / P_{num} pour $\phi = 0.77$

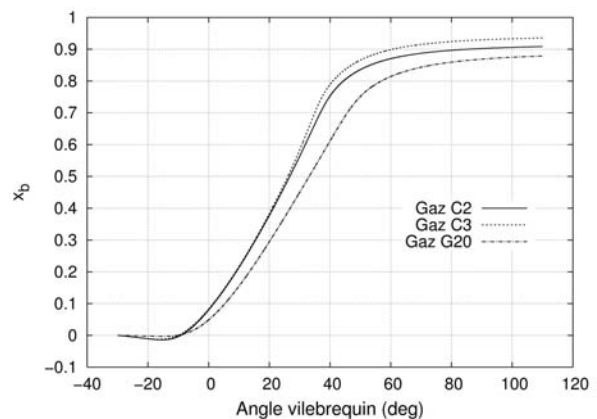


Figure 7. Fractions brûlées pour $\phi = 0.77$

4. CONCLUSION

L'influence de la composition du gaz naturel alimentant un moteur monocylindre à allumage commandé a été étudiée par une approche numérique et expérimentale. Les résultats expérimentaux obtenus montrent, pour les mélanges pauvres, des différences significatives sur les valeurs de pression et de couple moteur mesurés entre les gaz contenant une fraction d'éthane ou de propane et le méthane pur. Ces écarts se traduisent par une amélioration des performances pour les mélanges carburant C2 et C3. Le modèle numérique développé est un modèle de combustion prédictif à une zone, basé sur la résolution numérique des équations de conservation de l'énergie et de conservation des espèces et intégrant une zone de réaction avec une cinétique chimique détaillée. Cette modélisation permet de prédire l'évolution de paramètres caractérisant la combustion : pression dans la chambre, fraction brûlée, pour un moteur soumis à des variations de composition de gaz carburant. Ce modèle a permis d'obtenir des pressions calculées numériquement en bonne concordance avec les pressions mesurées expérimentalement.

RÉFÉRENCES

- [1] J.B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York (1988).
- [2] S.O. Bade Shrestha, G.A. Karim, "Predicting the Effects of the Presence of Diluents with Methane on spark Ignition Engine Performance", Applied Thermal Engineering 21 (2001) pp.331-342.
- [3] M.F.J. Brunt, A.L. Emtage, "Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors", SAE Pap. N° 970037 (1997).
- [4] D.R. Lancaster, R.B. Krieger, J.H. Lienesch, "Measurements and Analysis of Engine Pressure Data", SAE Pap. N° 750026 (1975).
- [5] K.-Y.K. Kuo, "Principles of Combustion", Wiley, New York (1986).
- [6] G.F. Hohenberg, "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations", SAE Pap. N° 790825 (1979).