

MODELISATION PREDICTIVE DU MOTEUR DIESEL FONCTIONNANT EN MODE DUAL-FUEL (BIOGAZ-DIESEL)

F. Z. AKLOUCHE^{a, b *}, K. LOUBAR^a, S. AWAD^a, M. TAZEROUT^a, A. BENTEBBICHE^b

^{a)} GEPEA, UMR6144, Département Systèmes Energétiques et environnement, Ecole des Mines de Nantes. 4 rue Alfred Kastler, B.P.20722, 44307, Nantes, France

^{b)} Laboratoire de Mécanique Énergétique et Systèmes de Conversion, Université des sciences et de technologie H.B. BP.32, El-Alia, 16111 Bab-Ezzouar – Alger - Algérie

* Fatma-Zohra Aklouche: Fatma-Zohra.Aklouche@mines-nantes.fr

Résumé. L'utilisation de combustibles gazeux issus de la biomasse, comme le biogaz, se développe à cause de l'épuisement progressif des produits pétroliers et de la dégradation de l'environnement. Cette énergie renouvelable peut offrir des options prometteuses, à la fois écologiques et économiques. Dans le présent travail, un modèle prédictif a été développé pour modéliser le moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel (biogaz/diesel). Une modélisation thermodynamique à "une zone" du moteur en mode dual-fuel a été effectuée. Le biogaz, composé de 60% de méthane (CH₄) et 40% de dioxyde de carbone (CO₂), représente le combustible primaire. Il est introduit dans le collecteur d'admission pour être mélangé avec l'air. Le gazole représente le combustible pilote. La loi de combustion a été modélisée en utilisant une double loi de Wiebe. Le modèle comprend six paramètres, déterminés à l'aide de la méthode des moindres carrés à partir des résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essai d'un moteur monocylindre de recherche. Les résultats du modèle prédictif ont été comparés aux résultats expérimentaux sous différentes charges du moteur. Les résultats montrent que le modèle reproduit avec une bonne précision le signal de pression cylindre. De plus, le calcul des autres paramètres du moteur tels que le rendement et la puissance montre une bonne concordance entre les deux résultats expérimentaux et simulés avec une erreur relative moyenne de moins de 2%.

Mots-clés : Modèle prédictif, moteur dual-fuel, loi de Wiebe, biogaz.

1. INTRODUCTION

Dans le domaine automobile, les moteurs diesel sont largement utilisés, en raison de leur haute efficacité de combustion, fiabilité, adaptabilité et rentabilité [1]. Cependant, ces moteurs sont parmi les principaux contributeurs à la pollution de l'environnement [2,3]. Les polluants nocifs provenant de ces moteurs sont les oxydes d'azote (NO_x) et les particules. Ces dernières sont constituées de divers types de composés chimiques tels que le carbone élémentaire, le carbone organique, les ions inorganiques, etc.... [4]. Ceci a incité les constructeurs automobiles à poursuivre leurs recherches dans le développement de conception propre et efficace de ces moteurs. Par ailleurs, la difficulté réside dans l'amélioration des performances du moteur, tout en minimisant les émissions polluantes ainsi que la consommation du carburant. De ce fait, plusieurs recherches ont été menées afin de proposer des techniques optimisant le processus de la combustion. Parmi

ces techniques : les injections multiples [5], la pression de suralimentation élevée [6], la recirculation des gaz d'échappement (RGE) [7], l'injection de carburant à haute pression [8], l'utilisation des combustibles alternatifs issus de la biomasse [9].

Afin d'analyser l'efficacité et la puissance du moteur, des modèles numériques ont été mis en place. Nous citons parmi eux les modèles théoriques qui représentent la première approche numérique [10].

De plus, malgré les améliorations réalisées des modèles théoriques, il semble que ces modèles ne peuvent pas prendre en considération quelques hypothèses simplificatrices. De ce fait, une nouvelle amélioration des modèles de combustion a été apportée par les modèles thermodynamique, qui sont aussi appelées modèles zéro-dimensionnels, car seul le temps intervient comme variable indépendante. La base de la modélisation zéro-dimensionnelle consiste à écrire des équations

de conservation de masse et d'énergie, pour lesquelles les débits, rentrants et sortants, les propriétés thermodynamiques et les transferts thermiques, doivent être fournis. D'après Lounici et al [11], ces modèles sont l'un des plus simples modèles et des plus rapides méthodes pour modéliser le processus de combustion des moteurs à combustion interne.

Les modèles 0D ne possèdent pas une résolution spatiale, mais peuvent prendre en considération une ou plusieurs zones dans la chambre de combustion. La température ainsi que la charge dans le cylindre sont supposées uniformes dans les modèles à une zone. Le carburant injecté dans la chambre de combustion est mélangé instantanément avec la charge du cylindre, et supposé comme un gaz parfait [12]. Awad et al [13] ont développé un modèle thermodynamique à une zone, afin d'étudier les performances d'un moteur diesel fonctionnant avec du biodiesel obtenu à partir de la graisse animale. La combustion du biodiesel a été modélisée avec une triple loi de Wiebe. Lounici et al [11] ont optimisé le choix de corrélation du transfert de chaleur pour un moteur à allumage commandé alimenté par du gaz naturel, en développant un modèle thermodynamique à deux zones. Par ailleurs, dans une autre étude, ils ont constaté que le mode dual-fuel est une technique très efficace pour réduire les émissions de suie ainsi que celles du CO₂, en particulier à des charges élevées, où les émissions de suie sont largement produites [14]. Abd Alla et al [15] ont étudié l'effet de la quantité du combustible pilote diesel, et l'avance à l'injection, sur l'émission de NO_x dans un moteur fonctionnant en mode dual-fuel (gaz naturel/diesel). Ils ont remarqué que les émissions de NO_x, augmentent et celles du CO et HC diminuent avec l'augmentation de la quantité du combustible pilote, à faible et à forte charges moteur, et avec une avance d'injection du combustible pilote. Ce qui conforte les résultats de Singh et al [16].

Le présent travail a pour objectif de prédire et d'analyser les performances d'un moteur monocylindre à allumage par compression fonctionnant en mode dual fuel (biogaz/gazole), à travers le développement d'un modèle thermodynamique. Le taux de dégagement de chaleur a été modélisé par une double loi de Wiebe, utilisée dans les moteurs à allumage par compression. Ce modèle 0D prédit la température ainsi que la pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin. Les résultats simulés ont été

comparés aux résultats expérimentaux, afin de valider le modèle prédictif.

2. MATERIEL ET PROCEDURE

2.1. Carburant utilisé

En mode dual-fuel, le combustible primaire utilisé est le biogaz. Ce dernier est synthétisé à l'aide d'un mélangeur commandé par ordinateur. Chacun de ses composants (CH₄ et CO₂) est stocké dans une bouteille sous pression. Le tableau 1 récapitule la composition ainsi que les propriétés du biogaz introduit dans le moteur à étudier.

Tableau 1. Propriétés et composition du biogaz

Component	V/V(%)
Méthane (CH ₄)	60
Carbone dioxyde (CO ₂)	40
Densité (Kg/m ³)	1,3322
Rapport stœchiométrique air/fuel	6,0418
PCI (Kj/Kg)	17658,9

2.2. Banc d'essai moteur

Des essais ont été effectués sur un moteur monocylindre de type LISTER-PETTER de série TS1, refroidi à l'air. C'est un moteur monocylindre à allumage par compression à 4 temps, conçu pour fonctionner à vitesse variable. Les principales caractéristiques sont présentées dans le tableau 2 illustré ci-dessous.

Tableau 2. Caractéristiques du moteur

Cylindrée	630 m ³
Alésage	95,3 mm
Course	88,9 mm
Bielle	165,3 mm
Taux de compression	18
Avance à l'injection	13 ° avant PMH
Pression d'injection	250 bar
Puissance nominale	4,5 kW à 1500 tr/min
AOA	36°V
RFA	69°V
AOE	76°V
RFE	32°V

Le banc d'essai est équipé d'un système d'acquisition rapide muni d'un codeur angulaire afin de mesurer la position angulaire du vilebrequin. La conversion du moteur diesel pour

fonctionner en mode dual-fuel a été convenablement réalisée en l'équipant d'un système d'alimentation et de contrôle des carburants gazeux. Le biogaz synthétisé est mélangé à l'air, est introduit dans la chambre de combustion à travers la tubulure d'admission. La quantité du combustible pilote injectée (gazole) reste constante, l'augmentation de la charge du moteur se fait par l'augmentation du débit du combustible gazeux (biogaz) aspiré.

2.3. Modèle prédictif

La loi de combustion a été modélisée en utilisant une double loi de Wiebe [17]. Cette loi s'écrit comme suit :

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} m_p \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{m_p-1} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{m_p}\right] + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} m_d \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{m_d-1} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{m_d}\right] - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (1)$$

Où :

Les indices p et d représentent respectivement la phase de combustion de prémélange et de diffusion.

$\theta_{p,d}$: La durée de combustion pour chacune des deux phases.

$Q_{p,d}$: Le dégagement de chaleur pour chacune des deux phases.

$m_{p,d}$: Le facteur de forme propre à chacune des deux phases.

Le modèle comprend six paramètres, déterminés à l'aide de la méthode des moindres carrés à partir des résultats expérimentaux obtenus sur le banc d'essai.

Les courbes expérimentales du taux de dégagement de chaleur ainsi que le signal de pression cylindre sont tracées à partir des résultats des essais moteur afin d'analyser la combustion. Le taux de dégagement de chaleur nette est déterminé en utilisant l'équation (2) qui a été proposée initialement par Krieger et Borman [17].

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (2)$$

Le taux de dégagement de chaleur est calculé à partir d'un modèle d'analyse en appliquant l'équation (3) en introduisant le premier principe de la thermodynamique ainsi que la loi des gaz parfaits. Cette équation utilise le signal de pression mesurée et la variation de volume du cylindre moteur.

Où :

La vitesse de dégagement de chaleur nette s'écrit alors comme suit :

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \left[\frac{dV}{d\theta}\right] + \frac{1}{\gamma-1} V \left[\frac{dP}{d\theta}\right] \quad (3)$$

L'évolution du volume cylindre se fait par rapport au déplacement du piston. Il s'exprime en fonction des caractéristiques géométriques du moteur (tableau 2) et de l'angle vilebrequin selon la relation suivante :

$$V(\theta) = V_{cyl} \left[\frac{\tau_c}{\tau_c - 1} - \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(\left(2\frac{L}{C}\right)^2 - \sin^2 \theta\right)} \right] \quad (4)$$

La dérivée de l'équation (4) nous donne :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{cyl}}{2} \left[\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{\left(\left(2\frac{L}{C}\right)^2 - \sin^2 \theta\right)}} - \sin \theta \right] \quad (5)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1 Taux de dégagement de chaleur

La figure 1 présente les courbes du taux de dégagement de chaleur mesurés comparés aux résultats issus du modèle pour deux charges du moteur. Les courbes obtenues à partir du modèle prédictif présentent une bonne concordance avec, les données expérimentales.

Après un court délai d'injection du combustible pilote, ce dernier s'auto-enflamme. La combustion démarre sans aucun apport extérieur d'énergie pour son allumage. La fraction du combustible suffisamment mélangée avec de l'air, se trouvant dans des concentrations prises entre les limites d'inflammabilité brûle très rapidement. Le premier pic observé sur la courbe du taux de dégagement de chaleur (figure 1), représente la phase de combustion prémélangée suivit d'une combustion de diffusion. A forte charge, la phase de diffusion présente un taux de dégagement de chaleur plus important à celui à faible charge. En effet, une richesse plus importante du mélange gazeux permet une meilleure combustion, une propagation de la flamme plus rapide et, par conséquent, un taux de dégagement de chaleur plus important à la phase de diffusion. Cette phase est limitée par la

vitesse à la quelle le combustible se mélange avec le mélange gazeux (biogaz+air).

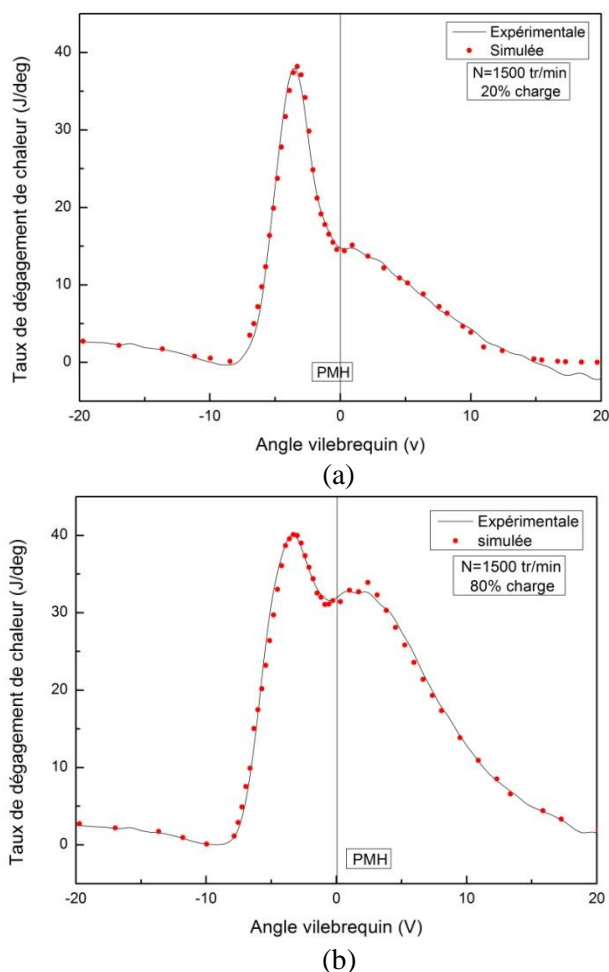


Fig.1. Le taux de dégagement de chaleur à faible et forte charge du moteur. (a) 20% et (b) 80%.

3.2 Pression cylindre

La figure 2 présente une comparaison entre le profil du signal de pression cylindre mesurée et simulée, à faible et à forte charge du moteur en fonction de l'angle vilebrequin. La pression dans le cylindre est mesurée chaque $0,2^\circ$ vilebrequin. Les courbes tracées (figure 2) représentent la moyenne de 100 cycles consécutifs.

Comme il est illustré dans la figure 2, le modèle prédictif reproduit avec une bonne précision la courbe de pression cylindre pour les deux cas étudiés. Les deux courbes simulées et mesurées ont la même allure, se coïncident parfaitement à faible charge et se rapprochent à forte charge. Cette bonne concordance peut être expliquée par le bon ajustement des six paramètres de corrélation de la double loi de Wiebe.

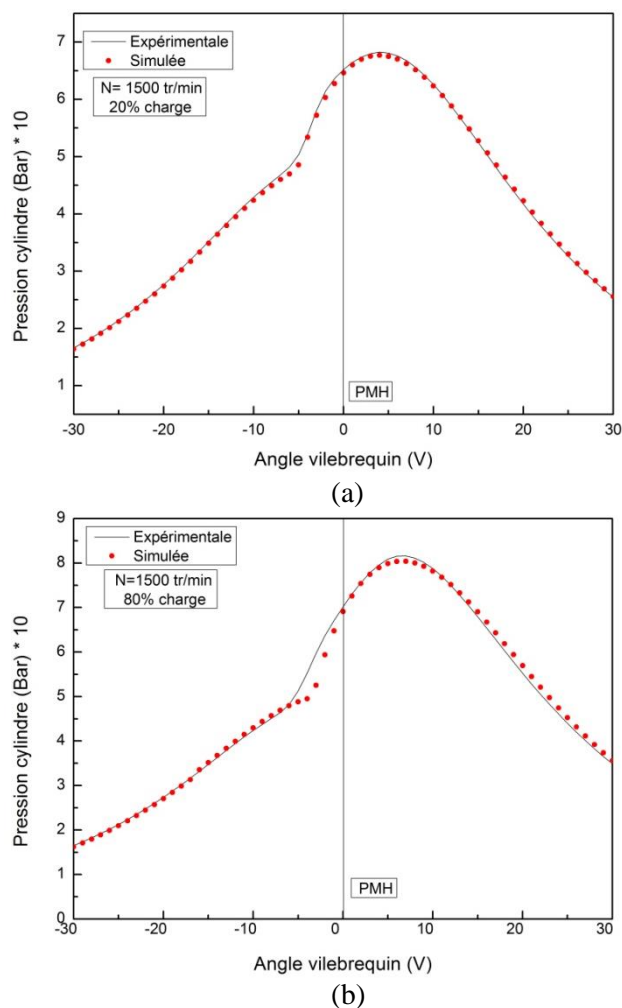


Fig.2. L'évolution de la pression dans le cylindre à faible et forte charge du moteur. (a) 20% et (b) 80%.

3.3 Le rendement indiqué

Le rendement indiqué est calculé à partir de l'expression suivante :

$$\eta_{ind} = \frac{P_{ind}}{\dot{m}_d PCI_d + \dot{m}_b PCI_b} 100$$

Les indices d et b représentent respectivement le diesel et le biogaz.

Avec:

P_{ind} : La puissance indiquée (kW).

\dot{m} : Le débit massique du combustible (kg/s).

La figure 3 présente une comparaison entre le rendement indiqué du moteur en mode diesel conventionnel et celui fonctionnant en mode dual fuel alimenté par du biogaz pour les différentes

charges du moteur. D'après cette figure les courbes ont le même profil, et le fonctionnement en mode dual-fuel tend à présenter le même rendement que celui du diesel conventionnel, malgré le faible pouvoir calorifique du biogaz, et ceci est valable pour toutes les charges du moteur étudiées.

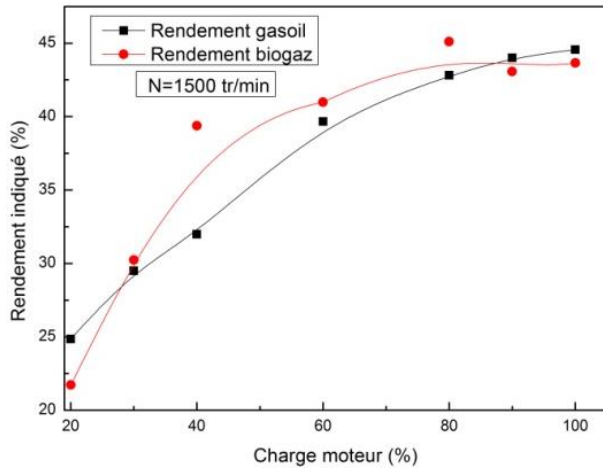


Fig.3. Evolution du rendement indiqué pour les deux modes : diesel conventionnel et dual-fuel en fonction de la charge du moteur.

3.4 Précision du modèle

Le modèle reproduit convenablement les résultats expérimentaux en termes de la pression cylindre durant tout le cycle moteur. La puissance indiquée ainsi que le rendement indiqué du modèle sont par ailleurs très proches des valeurs mesurées (Figure 4 et 5).

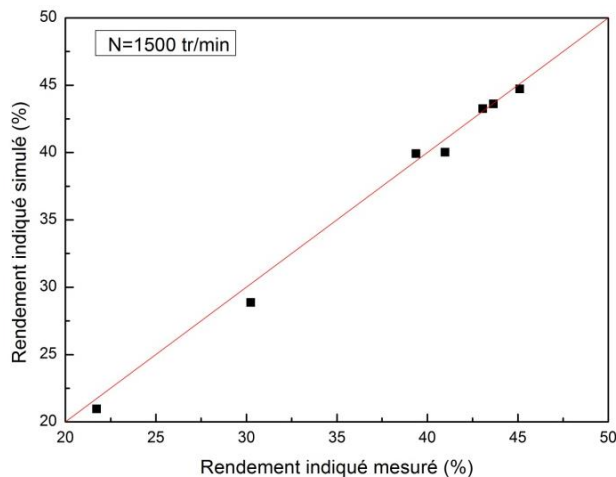


Fig.4. Comparaison du rendement indiqué simulé avec celui déduit de l'expérimentation en mode dual-fuel.

L'erreur relative moyenne observée entre les deux résultats est d'environ à 1,88% avec une erreur relative maximale de 4,55% à une charge du moteur de 30%. L'écart entre les deux résultats est acceptable, traduisant ainsi la bonne précision du modèle thermodynamique proposé.

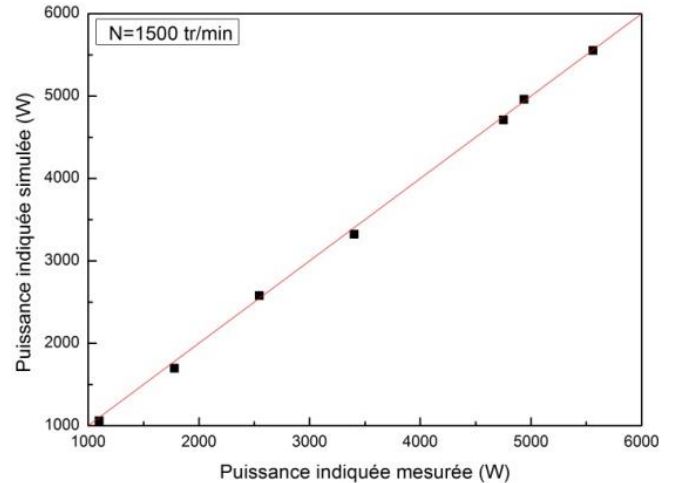


Fig.5. Comparaison de la puissance indiquée simulée avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.

4 CONCLUSION

Dans le présent travail, une étude thermodynamique à une zone du moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel a été menée dans le but de développer un modèle prédictif. Cette modélisation du cycle moteur se base sur les lois de la conservation de la masse et de l'énergie.

Ce modèle prédictif a été confronté aux résultats expérimentaux réalisés sur un banc d'essai moteur diesel monocylindre fonctionnant en mode dual-fuel (biogaz/gazole). Les résultats du modèle montrent que ce dernier reproduit avec une bonne précision l'évolution de la pression cylindre ainsi que le taux de dégagement de chaleur. Ceci est la conséquence de la bonne identification des constantes de la corrélation de la double loi de Wiebe pour chaque point de fonctionnement du moteur. De plus, le calcul des autres paramètres du moteur tels que le rendement indiqué et la puissance indiquée montre une bonne concordance entre les deux résultats pour les différents cas étudiés avec une erreur relative moyenne inférieure à 2%.

REMERCIEMENTS

Les auteurs sont très reconnaissants envers les techniciens du département énergétique de l'École des Mines de Nantes pour leur aide.

NOMENCLATURE

Q_{Comb}	Quantité de chaleur dégagée par combustion, [J]
Q_p	Flux de chaleur pariétales, [J]
Q_{net}	Flux de chaleur net, [J]
θ	Angle vilebrequin, [°]
γ	Le rapport de chaleurs spécifiques.
P	Pression cylindre, [bar]
V	Volume cylindre, [m ³]
V_{Cyl}	Cylindrée unitaire, [m ³]
C	Course piston, [m]
τ	Taux de compression
L	La longueur de la bielle, [m]
PCI	Le pouvoir calorifique inférieur du combustible (KJ/Kg).

REFERENCES

[1] Wei LJ, Yao CD, Wang QG, Pan W, Han GP, Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel. *Fuel* 2015; 140:156–163.

[2] Torregrosa A J, Broatch A, Garcia A, Monico L F, Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI diesel engines, *Appl. Energy* 2013; 104: 149–157.

[3] Tutak W, Lukács K, Szwaja S, Bereczky A, Alcohol–diesel fuel combustion in the compression ignition engine. *Fuel* 2015; 154: 196–206.

[4] Cheung K, Ntziachristos L, Tzamkiozis L, Schauer L, Samaras Z, Moore K, Emissions of particulate trace elements, metals and organic species from gasoline, diesel, and biodiesel passenger vehicles and their relation to oxidative potential, *Aerosol Sci. Technol* 2010; 44: 500–513.

[5] Park, Yoon SH, Lee CS. Effects of multiple-injection strategies on overall spray behavior, combustion, and emissions reduction characteristics of biodiesel fuel. *Appl Energy* 2011;88:88–98.

[6] Al-Hinti I, Samhoury M, Al-Ghandoor A, Sakhrieh A. The effect of boost pressure on the performance characteristics of a diesel engine: a neuro-fuzzy approach. *Appl Energy* 2009;86:113–21.

[7] Fontana G, Galloni E. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation. *Appl Energy* 2010; 87: 2187–93.

[8] Lin JC, Hou SS. Performance analysis of an air-standard Miller cycle with considerations of heat loss as a percentage of fuel's energy, friction and variable specific heats of working fluid. *Int J Therm Sci* 2008; 47: 182–91.

[9] Kegl B. Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics. *Appl Energy* 2011; 88: 1803–12.

[10] Lin JC, Hou SS. Performance analysis of an air-standard Miller cycle with considerations of heat loss as a percentage of fuel's energy, friction and variable specific heats of working fluid. *Int J Therm Sci* 2008; 47: 182–91.

[11] Lounici M S, Balistrrou M, Loubar k, Tazerout M. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31: 319-328.

[12] Ramos JI. Internal combustion engine modeling. New York: USA: Hemisphere Publishing Corporation (A member of Taylor & Francis Group); 1989.

[13] Awad S, Varuvel EG, Loubar k, Tazerout M. Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine. *Fuel* 2013; 106: 558–568.

[14] Lounici M, Loubar K, Tazerout M, Balistrrou, M, Experimental Investigation on the Performance and Exhaust Emission of Biogas-Diesel Dual-Fuel Combustion in a Ci Engine, *SAE Technical Paper* 2014-01-2689, 2014, doi:10.4271/2014-01-2689.

[15] AbdAlla HG, Soliman HA, Badr OA, AbdRabbo M F , Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine, *Energy Convers. Manag.* 2002; 43: 269–277.

[16] S. Singh, S. Krishnan, K. Srinivasan, K. Midkiff, S. Bell, Effect of pilot injection timing, pilot quantity and intake charge conditions on performance and emissions for an advanced low-pilot-ignited natural gas engine, *Int. J. Eng. Res.* 2004; 5: 329–348.

[17] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw- Hill; 1988.