

VALORISATION DES BIOCARBURANTS DANS LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

Anamaria CONSTANTINESCU^{1*}, Michel FEIDT², Adrian BADEA³

Abstract: The proposed paper is in align with biomass energetic recovery research thematic as alternative energy source. We study the different biofuels issued from biomass and their utilization in internal combustion engines.

The paper presents some modeling results of the thermodynamic combustion processes inside the engine cylinder fueled with gasoline, biofuels, or, in different proportion with gasoline –biofuels blends.

The modeling results allowed a comparison of the biofuels (bioethanol, biogas, biogazole) influence upon the engine architecture and upon the effluents.

Résumé : L'article s'inscrit dans la thématique de recherche reliée a la valorisation énergétique de biomasse comme source énergétique alternative. On étudie les différents types de biocarburants produits à partir de biomasse et leurs utilisations dans les moteurs à combustion interne.

Le travail présente quelques résultats de modélisation des processus thermodynamiques de combustion dans le cylindre du moteur qu'utilise essence, biocarburants ou un mélange essence – biocarburant (bioéthanol) en diverses proportions.

L'extension des résultats de modélisation doit permettre une comparaison de l'influence des biocarburants (bioéthanol, biogas, biogazole), sur l'architecture du moteur et sur les effluents.

Mots clef: biomasse, biocarburants, bioénergie, moteur, combustion.

¹ As.drd., Faculté d'Energétique, Université "Politehnica" de Bucarest, Roumanie (*Auteur correspondant)

² Prof., Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliqué LEMTA, Université Henri Poincare, France

³ Prof., Faculté d'Energétique, Université "Politehnica" de Bucarest, Roumanie

Nomenclature :

AL	alésage	m
(A/F) _s	rapport massique air-fuel à la stoechiométrie	-
cv	capacité calorifique massique de l'air à volume constant	J/(kg.K)
cp	capacité calorifique massique de l'air à pression constante	J/(kg.K)
C	course du piston	m
C ₁ et C ₂	coefficients spécifiques a chaque phase moteur	-
(F/A) _s	rapport massique fuel-air à la stoechiométrie	-
k	coefficient polytropique	-
Kpv	conductance de pertes à volume constant	W/K
Kpp	conductance de pertes à pression constante	W/K
m _r	masse du combustible	kg
m _g	masse d'air cyclée	kg
M _r	masse totale de gaz cyclée (air+combustible)	kg
M _g	masse molaire du combustible	kg/kmol
M _{i1}	masse molaire d'air	kg/kmol
M _i	masse molaire du mélange après 1ere injection	kg/kmol
n	masse molaire du mélange totale	kg/kmol
p	nombre de mole	kmol
P	pression	Pa
P ₀	pression atmosphérique	Pa
P _g	pression moyenne du gaz	bar
P ₀₀	pression en moteur entraîné sans combustion	bar
PCI	pouvoir calorifique inférieur du combustible	J/kg
Q	chaleur	J
R	constante des gaz parfaits	J/(kmol.K)
T	température	K
T _g	température moyenne du gaz	K
v	vitesse caractéristique	m/s
V _{cyl}	cylindrée	m ³
w	vitesse moyenne du piston	m/s
W	travail fourni	J
α	coefficient d'échange (transfert de chaleur)	W/m ² .K
ε	rapport volumétrique de compression	-
φ	richesse du mélange	-
θ	rapport entre les combustions à volume constant et à pression constante	-
τ	l'angle du retard de la fermeture de valve d'admission	rad
χ	l'angle d'avance a l'allumage	rad

Indice :

Pour le cycle moteur :

- 1 – admission
- 2- fin de compression
- 3- fin de combustion a volume constant
- 4- fin de combustion a pression constante
- 5-fin de détente

1. Introduction

Les générations d'humains qui nous ont précédés ont inventé, en observant la nature, les premiers moteurs utilisant l'énergie potentielle de l'eau entraînant les roues à aubes ou l'énergie cinétique du vent entraînant les hélices des moulins.

Le premier moteur vraiment indépendant de la nature, adaptable en situation, est la machine à vapeur.

Au XIX^e siècle le moteur à explosion, qui utilise la chaleur dégagée par combustion d'un carburant, fut développé et adapté aux premières automobiles ainsi qu'aux premiers avions. Depuis, il poursuit ses progrès en terme de rendement, développement de technologies et d'adaptation aux normes antipollution.

La question du développement de technologies et de systèmes énergétiques plus durables est en train de s'imposer, en particulier dans le secteur des transports, avec le double objectif de combiner la diminution de la dépendance au pétrole et la réduction des impacts sur l'environnement, notamment en termes de rejets de gaz à effet de serre.

Parmi les solutions étudiées, les biocarburants offrent de réelles perspectives et représentent effectivement un domaine d'actualité. La récente flambée des prix du pétrole a relancé l'intérêt des hommes politiques, des médias, de l'opinion publique sur les biocarburants, intérêt déjà justifié pour des raisons de diversification des approvisionnements énergétiques, mais aussi pour leur contribution à une réduction des émissions de gaz à effet de serre du secteur des transports.

L'article présente quelques résultats sur la modélisation des processus thermodynamiques de combustion dans le cylindre du moteur. La modélisation thermodynamique des moteurs peut se faire suivant différents cycles représentés sur la Fig. 1 :

- le cycle d'Otto (la combustion se produit à volume constant)
- le cycle de Diesel (la combustion suit une isobare)
- le cycle mixte : c'est une combinaison des deux cycles classiques dans lesquels une partie du combustible brûle à volume constant et l'autre partie à pression constante. Cette modélisation permet une représentation plus réaliste. Le cycle mixte se rapproche plus ou moins de l'un des deux cycles classiques selon les réglages qui déterminent l'injection du combustible.

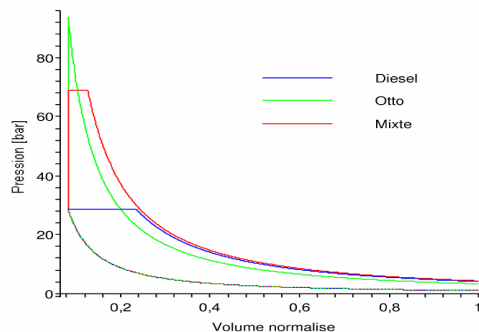


Fig. 1 Cycles thermodynamiques du moteur [2]

2. Modèle du moteur en chaleur apportée imposée

Afin d'étudier son fonctionnement on a modélisé le moteur à combustion interne en utilisant le logiciel Maple. L'étude qui suit est une approche en chaleur apportée imposée.

Habituellement, la modélisation des moteurs se faisait pour une seule configuration spécifique (Diesel, Otto, ou mixte fixe). Le modèle que nous proposons utilise un paramètre θ permettant de faire varier la proportion des deux phases de la combustion (volume et pression constante). Ainsi, le cycle de Diesel

correspondra à $\theta = 0$, le cycle de Otto correspondra à $\theta = 1$ et un cycle mixte médian correspondra à $\theta = 0.5$ par exemple (Fig. 2 et Fig. 3).

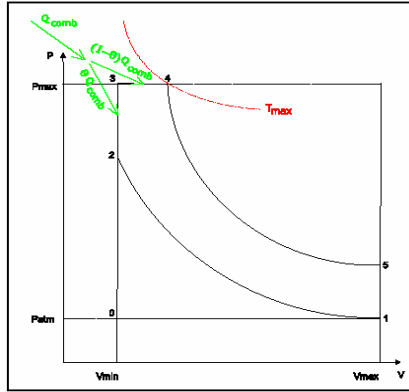


Fig. 2 Le cycle mixte théorique [2]

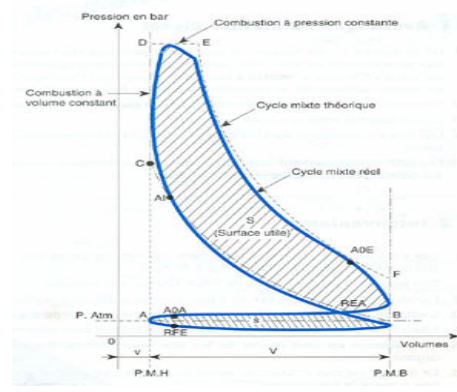


Fig. 3 Le cycle mixte réel

Pour chaque type de combustion, une partie de la chaleur est cédée aux parois. Il faut donc introduire des conductances de pertes thermiques K_{pv} et K_{pp} , pour la chaleur introduite avec combustible pour la partie combustion volume constant Q_{cv} et respectivement pression constante Q_{cp} et une température de parois du moteur $T_p = 480K$.

Pour déterminer les températures a la fin de chaque type de combustion on a écrit les bilans thermiques.

Le bilan thermique pour la combustion a volume constant est :

$$Q_{cv} = m_{iv} \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + K_{pv} \cdot \left(\frac{T_3 + T_2}{2} - T_p \right) \cdot \frac{AL}{25} \quad , \quad [J] \quad (1)$$

$$Q_{cv} = \theta \cdot m_f \cdot PCI \quad [J] \quad (2)$$

Dans la relation (1), pour transformer les pertes thermiques $K_{pv} \cdot \left(\frac{T_3 + T_2}{2} - T_p \right) [W]$ en chaleur perdue [J] on a estimé que dans le cas de la combustion à volume constante, le temps de propagation de la flamme pour une vitesse de propagation du front de flamme de 25 m/s est : $\frac{AL}{25}$. Cette modalité

pour le calcul du temps de combustion est particulière pour le moteur à allumage commandé, dans lequel la combustion se produit à volume constant.

La masse totale de gaz cyclé (air+combustible) pour la transformation 2-3 m_{iv} , se détermine en tenant compte que l'injection de combustible se fait en deux points : première fois au point 2, à la fin de la compression, ou on injecte la masse

de combustible $\theta \cdot m_f$ et après, au point 3, on injecte la masse de combustible $(1-\theta) \cdot m_f$.

A partir de l'équation (1) on peut calculer la température à la fin de la combustion à volume constant T_3 .

De même on peut écrire le bilan thermique pour la combustion à pression constante:

$$Q_{cp} = m_t \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) + K_{pp} \cdot \left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_p \right) \cdot \frac{30}{N} \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)} \text{ [J]} \quad (3)$$

$$Q_{cp} = (1 - \theta) \cdot m_f \cdot PCI \quad \text{[J]} \quad (4)$$

On écrit toujours le bilan en terme de chaleur, et pour transformer les pertes thermiques $K_{pp} \cdot \left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_p \right)$ [W] en chaleur perdue [J] on tient compte de la durée de la transformation thermique 3-4. Pour le cas de combustion à pression constante, ce temps est estimé à : $\frac{30}{N} \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)}$, ou :

$\frac{30}{N} \cdot \left[1 - \frac{\tau + \chi}{\Pi} \right] \cdot \frac{(V_4 - V_5)}{(V_1 - V_2)}$ [4]. Dans une première approximation on a décidé de négliger l'angle du retard de la fermeture de la soupape d'admission et l'angle d'avance à l'allumage, qui est d'un ordre de grandeur de 10 degré environ.

Pour déterminer le débit total de gaz cyclé (air+combustible) m_t , on a tenu compte que au point 3 on injecte tout le reste du combustible $(1-\theta) \cdot m_f$.

Les chaleurs spécifiques c_v et c_p qui interviennent dans les équations (1) et (3) ont été calculées en chaque point du cycle en fonction de la température instantanée, à partir des polynômes publiés dans les « JANAF Thermochemical Tables » [14], comme chaleurs spécifiques du mélange des composants présents dans les fumées du cylindre du moteur après la combustion, pondérées avec les pourcentages massiques (sans considérer le phénomène de dissociation).

Pour calculer les coefficients d'échange de chaleur dans le modèle on a utilisé 5 corrélations différentes :

(a) Relation de Woschni (1965-1968) [7]

$$\alpha = 0.013 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot v}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (5)$$

Où la vitesse caractéristique est :

$$v = C_1 \cdot w + C_2 \cdot \frac{V_{cyl} \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_g - p_0) \quad (6)$$

(b) Relation de Woschni (1965-1968) [8]

$$\alpha = 5.173 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot w}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} + \psi \cdot \sigma \cdot A \cdot \frac{\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4}{T_g - T_p} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (7)$$

(c) Relation de Jaclitch (1929) [8]

$$\alpha = 0.2445 \cdot p_g^n \cdot T_g^{1-n} \cdot (1 + 1.24 \cdot w) \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (8)$$

$$\text{Ou } n = 0.394 + 1.685 \cdot 10^{-6} \cdot T_g \quad (9)$$

(d) Relation de Nusselt (1923) [8]

$$\alpha = 1.15 \cdot \sqrt[3]{p_g^2 \cdot T_g \cdot (1 + 1.24 \cdot w) + 0.0004206} \cdot \frac{\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4}{T_g - T_p} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (10)$$

(e) Relation de Woschni (1965-1968) [5]

$$\alpha = 110 \cdot \frac{p_g^{0.8} \cdot (C_1 \cdot w + C_2 \cdot \frac{V_{cyl} \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_g - p_m))}{T_g^{0.53} \cdot AL^{0.2}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (11)$$

La valeur de la pression p_3 (calculée théoriquement), qui est la pression maximale du cycle moteur a été vérifiée en fonction d'un critère mécanique pour les parois minces (l'épaisseur des parois du cylindre moteur est d'ordre de 3-5 mm) :

$$p_3 \cdot \frac{D}{2 \cdot e} < \sigma_p \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

ou : D est le diamètre moyen du cylindre moteur [m] ;

e - l'épaisseur du cylindre moteur [m] ;

σ_p - la contrainte normale du matériel (fonte d'aluminium traitée) [Pa].

La corrélation (12) est valable pour un calcul statique, mais on envisage de tenir compte des phénomènes dynamiques du cylindre et de la fatigue du matériel.

3. Interprétation des résultats obtenus

Le modèle élaboré permet de trouver la corrélation pour le calcul du coefficient de transfert thermique qui décrit mieux les pertes thermiques pour chaque géométrie du moteur considéré et chaque type de combustible utilisé. Nous avons appliqué le modèle pour l'essence et pour le bioéthanol.

On a étudiée la variation des températures dans tous les points du cycle moteur en fonction du paramètre θ . Les variations des températures pour la corrélation b sont présentées dans les figures 4 et 5. Les valeurs et les variations

obtenues ont été validées avec celle existante dans la littérature pour les moteurs à combustion interne (Table 1). Dans les figures 4 et 5 on peut observer que sont respectées les conditions des moteurs Otto et Diesel : pour $\theta \approx 0$, on a $T_2 = T_3$, et pour $\theta \approx 1$, on a $T_3 = T_4$.

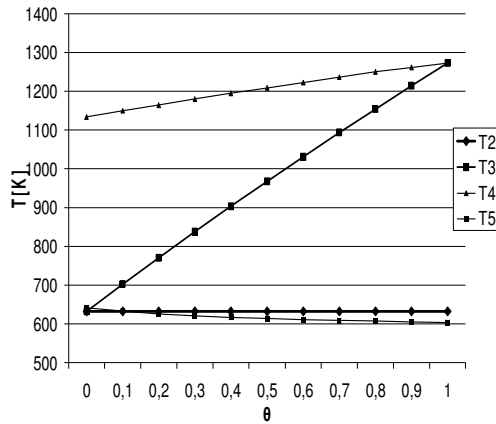


Fig. 4 Variation des températures avec paramètre θ (corrélation b)-essence

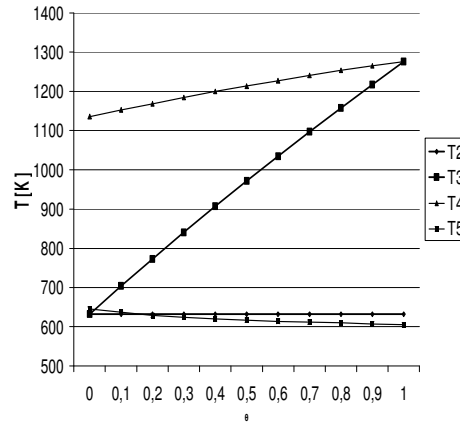


Fig. 5 Variation des températures avec paramètre θ (corrélation b)-bioéthanol

Table 1

Les valeurs de température [K] dans les points représentatifs du cycle moteur

Données du littérature [15], [16], [17] – cycle Diesel				Données du modèle			
T ₁	T ₂	T ₄	T ₅	T ₁	T ₂	T ₄	T ₅
320...350*	750...1100*	1800...2800	1000...1200	300	632	1133...1272	604...641
330...400**	800...1200**						

*A (moteur avec aspiration normale)

**S (moteur suralimenté)

Les valeurs de littérature ont été estimées pour un moteur en fonction de la vitesse de rotation (5000 rot/min) et puissance maximale. Pour une vitesse de rotation réduite (1500 rot/min le cas du modèle), le temps du transfert thermique aux parois est plus élevé, et le flux thermique transfère aussi ; alors la température du gaz qui se trouve à l'intérieur du cylindre est plus petite.

Pour les températures T₂ (fin de compression) et T₅ (fin de détente), qui sont fort dépendantes du coefficient polytropique, les différences sont dues au fait que ce coefficient a été gardé constant (valeur de littérature k=1.3) dans la conception d'algorithme du modèle, et en réalité, il est dépendant de loi du transfert de chaleur pour la compression 1-2, respectivement pour la détente 4-5. La suite serait de calculer ce coefficient à partir de la définition de la chaleur spécifique polytropique [9].

Sur le même principe on peut étudier aussi la variation du coefficient de transfert de chaleur (Fig. 6) et des pertes thermiques.

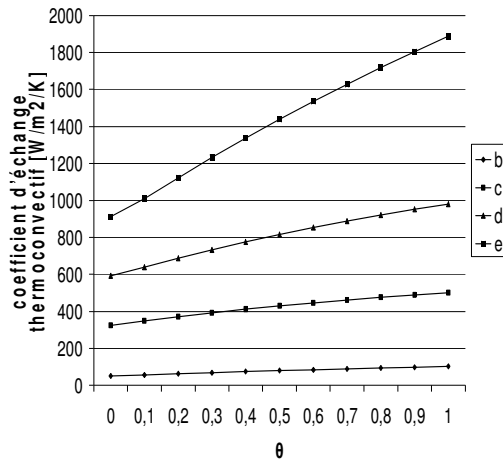


Fig. 6 Variation du coefficient de transfert de chaleur avec paramètre θ -essence

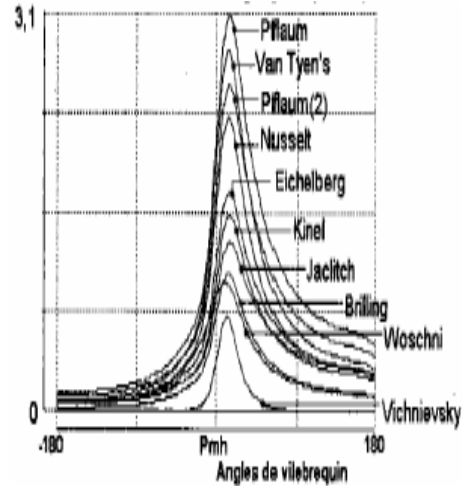


Fig. 7 Coefficient d'échange [kW/m²/K] calculé avec différentes formules pour un même moteur [8]

La variation des valeurs obtenues avec le modèle pour le coefficient de transfert de chaleur pour la partie combustion isobare (3-4), est présentée dans la figure 6. On observe qu'en fonction de la corrélation choisie le coefficient d'échange est très variable. Si on compare la figure 6 et 7, on voit que l'ordre de grandeur obtenu est le même qu'en littérature.

Les différences entre les courbes présentées en figure 6 et 7, proviennent essentiellement du phénomène de convection qui soit est pris en considération avec trop d'intensité dans la relation alors que la chambre de combustion n'est pas turbulente, soit n'est pas pris suffisamment en considération dans la formule, alors qu'il existe réellement. En plus les relations qui donnent le coefficient d'échange sont spécifiques des moteurs sur lesquels elles ont été développées.

6. Conclusions

Le but de notre étude a été d'établir la corrélation qui peut le mieux décrire les pertes thermiques dans les moteurs. Cela est difficile à faire, parce que l'analyse de transfert de chaleur au sein des moteurs fait apparaître un nombre important de relations semblables qui ne diffèrent que par quelques coefficients et qui restent spécifiques aux moteurs essayés. D'autant plus, pour le domaine des biocarburants, c'est un terrain encore peu exploré. Ici cette modèle théorique peut intervenir, en apportant une approche théorique qui peut compléter les études expérimentales.

Une fois ce problème réglé, on peut calculer les autres paramètres du moteur, le travail, les autres pertes thermiques, le rendement etc. On peut même étudier l'influence des autres combustibles et même des mélanges pour un moteur donné.

Le modèle permet aussi d'étudier quel combustible est le meilleur à utiliser pour un moteur donné, avec un cylindre et des paramètres imposés.

Le modèle présenté permet aussi d'étudier l'influence des différents paramètres ϕ , θ , RAP, T_1 sur les performances d'un moteur. Il peut être amélioré, en introduisant l'influence des dissociations ou dans l'étude mécanique d'introduire l'influence de la fatigue du matériel

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. *M. Feidt*, Energetique-Concepts et Applications, Dunod Paris, 2006
- [2]. *D. Descieux, M. Feidt*, Analyse of the non-adiabatic dual-cycle at maximum imposed cycle temperature, Conférence ECOS 2007, Padova
- [3]. *D. Descieux, M. Feidt*, One zone thermodynamic model simulation of an ignition compression engine. Applied Thermal Engineering, 2006
- [4]. *M. Serier, A. Serier*, Evolutions thermodynamics of a driving fluid in a cylinder with valves, Joint European Thermodynamics Conference IX, JETX IX – 12-15 June 2007
- [5]. *G. Woschni*, A universally applicable equation for the Instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, Society of automotive engineers, 1967
- [6]. *Philippe GUIBERT*, Modélisation du cycle moteur, Techniques de l'ingénieur BM 2511
- [7]. *Alain Alexandre, Ludovic Tomaselli*, Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles, Techniques de l'ingénieur BM 2900
- [8]. *Philippe ARQUES*, Conception et construction des moteurs alternatifs, Elipses Edition 2000
- [9]. *Michel Louis Feidt*, Termodinamica si optimizarea energetica a sistemelor si proceselor, Edition Bren, 2001
- [10]. *John B. Heywood*, Internal combustion Engine Fundamentals, Automotive Technology Series, McGraw-Hill International Editions 1988
- [11]. *J.D. Trapy*, Transfert thermique dans les moteurs à combustion interne mesure et modélisation. Revue générale de thermique, 223 :385-390, 1981.
- [12]. *F. P. Incropera, D. P. DeWitt*, Fundamentals of Heat and Mass Transfer Fourth Edition, John Wiley & Sons, 1996
- [13]. *Adnan Parlak*, Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power conditions, Energy Conversion and Management, Volume 46, Issue 3, February 2005, Pages 351-359.
- [14]. ***JANAF Thermochemical Tables, 3rd ed., "American Chemical Society and the American Institute of Physics for the National Bureau of Standards", 1986.
- [15]. *Nicolae Apostolescu, Radu Chiriac*, Procesul arderii in motorul cu ardere interna, Edition Tehnica, 1998
- [16]. *George Baranescu*, Calculul proceselor de ardere, Edition Academiei, 1995
- [17]. *Niculae Negurescu, Marcel Popa, Constantin Pana*, Edition Matrix, 2000

