

NGHIÊN CỨU MÔ HÌNH MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH CHÁY VÀ HÌNH THÀNH PHÁT THẢI TRONG ĐỘNG CƠ LỬNG NHIÊN LIỆU LPG/DIESEL

MODELING OF THE FIRE PROCESS AND EMISSION FORMATION IN THE LPG/DIESEL FUEL ENGINE

Vũ Thị Phượng^{1,*}, Nguyễn Tường Vi¹,
Trần Ngọc Vũ², Bùi Văn Chính³

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2023.174>

TÓM TẮT

LPG (Liquefied Petroleum Gas) là loại nhiên liệu thay thế tiềm năng cho động cơ diesel để chuyển sang sử dụng lưỡng nhiên liệu LPG/Diesel. Tuy nhiên, quá trình cháy trong động cơ lưỡng nhiên liệu khí/diesel rất phức tạp do có sự kết hợp quá trình tự cháy của nhiên liệu diesel với quá trình cháy lan tràn màng lửa của nhiên liệu khí. Bài báo này tập trung xây dựng các mô hình nhiệt động và các mô hình động học phản ứng cháy để mô phỏng quá trình tạo hỗn hợp, cháy và phát thải của động cơ lưỡng nhiên liệu LPG/diesel. Sau đó, nhóm tác giả đã sử dụng phần mềm AVL-Boost và phần mềm FORTRAN mô phỏng trên động cơ AVL 5402 loại trang bị hệ thống nhiên liệu kiểu tích áp điều khiển bằng điện tử (common rail). Kết quả nghiên cứu cho thấy, các mô hình được lựa chọn phù hợp cho động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu LPG/Diesel. Phát thải HC và NO_x trung bình ở 9 cấp tốc độ tăng nhiều trong khi phát thải CO và Soot giảm. Ngoài ra, khi sử dụng tỷ lệ LPG thay thế cao hơn, phát thải HC, NO_x tăng cao.

Từ khóa: Nhiên liệu kép LPG/diesel, phát thải, AVL-Boost.

ABSTRACT

LPG (Liquefied Petroleum Gas) is a potential alternative fuel for diesel engines to switch to dual-fuel LPG/diesel. However, the combustion process in a gas/diesel dual-fuel engine is very complicated due to the combination of the self-combustion process of diesel fuel with the spreading combustion of gaseous fuel. This paper focuses on developing thermodynamic models and combustion reaction kinetic models to simulate the processes of mixture generation, combustion, and emissions of dual fuel LPG/diesel engines. Then, the author used AVL-Boost software and FORTRAN software to simulate an AVL 5402 engine equipped with an electronically controlled accumulative fuel system (common rail). The research results show that the selected models are suitable for engines using dual-fuel LPG/Diesel. Average HC and NO_x emissions at 9 speed levels increased much while CO and Soot emissions decreased. In addition, when using a higher rate of LPG, HC and NO_x emissions increase.

Keywords: Dual-fuel LPG/diesel, emissions, AVL-Boost.

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

³Trường Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: vtphuong@uneti.edu.vn

Ngày nhận bài: 10/6/2023

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 28/7/2023

Ngày chấp nhận đăng: 15/10/2023

1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, chất lượng không khí của các trung tâm thành phố xuống rất thấp do bị ô nhiễm từ khí thải động cơ xăng và diesel [1]. Việc sử dụng nhiên liệu LPG (Liquefied Petroleum Gas - khí dầu mỏ hóa lỏng) trên động cơ diesel được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu [2]. LPG là loại nhiên liệu ít gây ô nhiễm, đã được nghiên cứu và sử dụng nhiều trên động cơ xăng ở các nước cũng như ở Việt Nam, cho biết có thể thay thế đến 30% diesel mà chưa gây kích nổ, phát thải HC tăng mạnh, NO_x tăng đến 50%, CO và Soot giảm mạnh [3, 4].

Mục đích của việc nghiên cứu sử dụng lưỡng nhiên liệu trong động cơ diesel là để giảm phát thải khói bụi và thay thế một phần nhiên liệu diesel truyền thống đang ngày càng cạn kiệt [5, 6]. Tuy nhiên, để đạt được mục đích này khi sử dụng nhiên liệu LPG trong động cơ diesel cần phải hiểu rõ sự hình thành hỗn hợp và cháy của lưỡng nhiên liệu này trong động cơ vì quá trình cháy trong động cơ lưỡng nhiên liệu khí/diesel rất phức tạp do có sự kết hợp quá trình tự cháy của nhiên liệu diesel với quá trình cháy lan tràn màng lửa của nhiên liệu khí [7].

Việc nghiên cứu phát triển các mô hình mô phỏng toàn diện về hoạt động của động cơ lưỡng nhiên liệu cho đến nay vẫn còn rất hạn chế, chủ yếu do đặc điểm quá trình cháy của lưỡng nhiên liệu khí/diesel quá phức tạp. Đến nay, cũng đã có một số nghiên cứu về chủ đề này nhưng thường giới hạn ở một số chế độ làm việc nhất định của động cơ. Ví dụ như, mô hình một vùng của Thyagarajan và cộng sự [8] hay của Cheikh Mansour và cộng sự [9] chỉ có thể tính toán các thông số đặc tính làm việc chung của động cơ như áp suất khí thể trong xi-lanh và công suất có ích. Mô hình 2 vùng của Karim và cộng sự [10] cho phép nghiên cứu đặc tính làm việc chung của động cơ lưỡng nhiên liệu ở chế độ tải lớn.

Để khắc phục các hạn chế của các mô hình nói trên trong khi vẫn rút ngắn thời gian tính toán thì cần phải lựa chọn và xây dựng một mô hình tính toán hiệu quả hơn. Mô hình được chọn cần mô phỏng được đầy đủ quá trình tạo hỗn hợp và cháy trong động cơ lưỡng nhiên liệu LPG/diesel, cho

phép tính toán được áp suất, nhiệt độ và sự thay đổi thành phần khí thể theo thời gian, làm cơ sở để đánh giá được đặc tính làm việc và phát thải của động cơ.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả sẽ xây dựng và phát triển các mô hình nhiệt động với các mô hình toán về động học phản ứng cháy để mô phỏng quá trình tạo hỗn hợp và cháy của động cơ lưỡng nhiên liệu LPG/diesel với việc tạo hỗn hợp đồng nhất LPG-không khí từ bên ngoài và phun mỗi diesel, sau đó với các mô hình đã nghiên cứu, lựa chọn áp dụng trên động cơ nghiên cứu AVL 5402 trang bị hệ thống phun nhiên liệu kiểu tích áp điều khiển bằng điện tử (common rail).

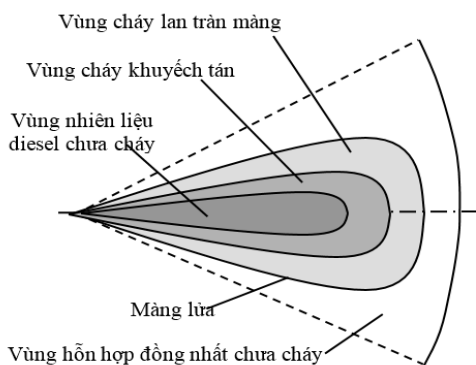
2. PHƯƠNG PHÁP VÀ ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu các mô hình của các tác giả trên thế giới, nhóm tác giả lựa chọn và thực hiện mô phỏng trên phần mềm AVL-Boost với động cơ AVL 5402 trang bị hệ thống phun nhiên liệu diesel kiểu tích áp (common rail) điều khiển điện tử có công suất 9kW ở tốc độ $n = 3200$ v/ph. Mô men cực đại 31,4Nm ở tốc độ $n = 2000$ v/ph.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Quá trình cháy

Quá trình cháy diễn ra thực sự rất phức tạp, có thể tồn tại đồng thời các quá trình khác nhau như cháy khuếch tán của nhiên liệu diesel với hỗn hợp LPG - không khí, sự lan tràn màng lửa trong vùng hỗn hợp đồng nhất LPG - không khí, sự chuyển động rối và khuếch tán của không khí và LPG vào vùng cháy [7, 11]. Tuy nhiên, để đơn giản cho việc tính toán quá trình cháy trong khi vẫn phản ánh được các hiện tượng cơ bản diễn ra trong quá trình tạo hỗn hợp và cháy, môi chất trong xilanh ứng với mỗi tia phun trong quá trình cháy được giả thiết chia thành bốn vùng như trên hình 1.



Hình 1. Sơ đồ phân vùng xilanh ứng với 1 tia phun trong quá trình cháy

3.2. Các mô hình toán

3.2.1. Mô hình cháy và tỏa nhiệt

+ Thời gian cháy trễ [13,14,15]:

Thời gian cháy trễ tính theo góc quay trục khuỷu được xác định theo công thức dưới đây:

$$\tau_{i(CA)} = C(O_{df})^k(0,36 + 0,22M_{PS}) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_m(r_c)^{n-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{P_m(r_c)^{n-12,4}} \right)^{0,63} \right]$$

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \text{ J/mol} \quad (1)$$

Trong đó: C, k là các hằng số (với LPG thay thế $C = 0,99$, $k = 1,2$); O_{df} là tỷ lệ giữa hàm lượng ôxy trong môi chất nén trong xilanh khi có LPG và khi không có LPG, phụ thuộc vào tỷ lệ LPG thay thế ($O_{df} = 0,99 - 0,96$ khi tỷ lệ LPG = 0 - 40%); M_{ps} là tốc độ piston (m/s); P_m (atm), T_m (K) là áp suất và nhiệt độ khí nén trong khi lạnh; r_c là tỷ số nén, $R = 8,314$, $n = 1,35 - 1,32$ khi LPG = 0 - 40%; CN là số xê tan của nhiên liệu diesel.

+ Tốc độ cháy và tỏa nhiệt của nhiên liệu diesel và LPG:

Tốc độ cháy của nhiên liệu trong vùng tia phun:

$$\frac{dP}{dt} = \alpha_1 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{M_p} \exp \left[-a_1 \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{M_{p+1}} \right] + a_2 \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (M_d + 1) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{M_d} \exp \left[-a_2 \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{M_{d+1}} \right] \quad (2)$$

Trong đó, các chỉ số p và d lần lượt chỉ các phần cháy hỗn hợp chuẩn bị trước và cháy khuếch tán; a_1, a_2, M_p và M_d là các hệ số; Q_p và Q_d lần lượt là tổng nhiệt cháy của phần nhiên liệu chuẩn bị trước và tổng nhiệt cháy của phần nhiên liệu cháy khuếch tán; θ là góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm cháy; θ_p, θ_d lần lượt là khoảng thời gian cháy tính theo góc quay trục khuỷu của phần hỗn hợp chuẩn bị trước và phần nhiên liệu cháy khuếch tán.

Tốc độ cháy của hỗn hợp LPG - không khí bên ngoài tia phun:

Mô hình cháy lan tràn màng lửa kiểu rối được áp dụng để tính toán tốc độ cháy và tỏa nhiệt trong giai đoạn này.

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_T S_L; S_L = S_{uo} \left[\frac{T_u}{T_o} \right]^\alpha \left[\frac{P}{P_o} \right]^\beta (1 - 2,06f_D^{0,733}) \quad (3)$$

T_u - nhiệt độ hỗn hợp chưa cháy (K), P - áp suất hỗn hợp (atm)

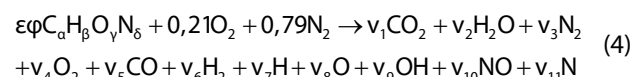
T_o, P_o - nhiệt độ và áp suất môi trường

f_D - hệ số khí sót (có thể chọn trong khoảng 0,05 - 0,06)

ϕ - Tỷ lệ nhiên liệu - không khí tương đối ($\phi = 1/\lambda$)

+ Thành phần sản vật cháy ở trạng thái cân bằng

Theo Ferguson và Rakopoulos, phương trình phản ứng cháy của nhiên liệu khi xét đến 11 thành phần sản vật cháy là:



Trong đó, ε là số mol nhiên liệu cháy với 1 mol không khí;

$\phi = \frac{1}{\lambda}$ là nghịch đảo của hệ số dư lượng không khí λ ;

v_i ($i = 1 - 11$) là số mol của các thành phần sản vật cháy;

$N = \sum_{i=1}^{11} v_i$ là tổng số mol sản vật cháy.

Các phương trình phi tuyến nói trên được giải bằng phương pháp lặp Newton-Raphson ta được các thành phần

mol $y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8, y_9, y_{10}, y_{11}$. Như vậy, tại mỗi thời điểm ứng với mỗi điều kiện nhiệt độ và áp suất của chu trình nhiệt động ta đều có thể xác định được thành phần mol của các thành phần sản vật cháy ở điều kiện cân bằng hóa học.

3.2.2. Mô hình hình thành phát thải độc hại

a) Mô hình hình thành phát thải HC [11, 17 - 19]

+ Nguồn HC ban đầu:

- Nguồn HC từ hỗn hợp không khí - nhiên liệu:

Nguồn HC này bao gồm HC do sự lọt khí tại cửa thải, HC tạo ra do cháy không hoàn toàn tại vùng phản ứng cháy, HC tạo ra do màng lửa bị dập tắt do điều kiện cháy không thuận lợi (hỗn hợp quá nhạt) và HC thoát ra từ các khe hẹp trong buồng cháy. Trong đó hai nguồn HC cuối cùng là đáng kể, còn các nguồn trước rất nhỏ có thể bỏ qua. Nguồn HC do dập tắt màng lửa được tính toán từ quá trình cháy trong chu trình nhiệt động. Nguồn HC từ các khe hẹp được tính toán như sau:

Lượng HC không cháy trong khe hẹp:

$$m_{\text{gas-crevice}} = \frac{P_{\text{cre}} V_{\text{cre}} M_{\text{gas}}}{RT_{\text{cre}}} = \frac{PV_{\text{cre}} M_{\text{gas}}}{QT_w} = \frac{V_{\text{cre}}}{v_{\text{gas}}(P, T_w)} \quad (5)$$

Trong đó, P là áp suất trong xilanh, V_{cre} là thể tích khe hẹp, M_{gas} là khối lượng mol của hỗn hợp khí cháy; R là hằng số khí; T_w là nhiệt độ xilanh; v_{gas} là thể tích riêng của khí không cháy trong khe hẹp tại áp suất p và nhiệt độ T_w .

Lưu lượng hỗn hợp khí và HC không cháy:

$$m_1 = \frac{dm_{\text{gas-crevice}}}{dt} = \frac{\omega V_{\text{cre}} M_{\text{gas}}}{RT_w} \frac{dp}{d\theta} \quad (6)$$

Thể tích khe hẹp:

$$V_{\text{cre}} = V_{\text{cre},0} \frac{d_{\text{liner}} - d_{\text{piston}}}{d_{\text{liner},0} - d_{\text{piston},0}} \quad (7)$$

- Nguồn HC từ nhiên liệu:

Cơ chế hình thành HC từ nguồn này là trong quá trình nén, một phần nhiên liệu bay hơi trong hỗn hợp được màng dầu bôi trơn hấp thụ theo định luật Henry.

$$\frac{\partial Y_f}{\partial t} = D \frac{\partial^2 Y_f}{\partial Z^2} \quad (8)$$

Trong đó, Y_f là thành phần khối lượng của nhiên liệu trong lớp dầu, phụ thuộc vào Z và t tức $Y_f = Y_f(Z, t)$. Tại bề mặt thành xilanh tiếp xúc với lớp dầu thì $Z = 0$ và tại bề mặt lớp dầu tiếp xúc với môi chất thì $Z = \delta$ (bằng bề dày màng dầu); D là hệ số khuếch tán.

+ Sự ôxi hoá HC phía sau màng lửa:

$$\frac{d[HC]}{dt} = -C_R A [HC]^a [O_2]^b \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad (9)$$

Trong đó, các ký hiệu trong ngoặc vuông [] là nồng độ mol (mol/cm^3), A - hằng số tỷ lệ; E - (cal/mol) năng lượng kích hoạt; C_R là hằng số hiệu chỉnh; T là nhiệt độ khí (K); R là hằng số khí (cal/mol.K); Giá trị của các hằng số trong phương

trình như sau: A = 7,7.1015, E = 37230, a = 1, b = 1, R = 1987. Hàm lượng ôxy trong phương trình này được tính theo mô hình nhiệt động, khi các sản vật cháy được giả định là cân bằng.

b) Mô hình hình thành phát thải CO [11, 21]:

Tốc độ phản ứng tạo thành CO được tính theo công thức:

$$\frac{d[CO]}{dt} = (R_1 + R_2) \left(1 - \frac{[CO]}{[CO]_e}\right) \quad (10)$$

Trong đó $[CO]_e$ là hàm lượng cân bằng của CO, được xác định từ mô hình tính toán các sản phẩm cháy cân bằng hóa học đã nói ở trên. Các giá trị R_1 và R_2 là các tốc độ động học của các phản ứng $CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H$ và $CO_2 + O \leftrightarrow CO + O_2$

c) Mô hình hình thành phát thải NO_x [22].

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2(1 - \alpha^2) \left[\frac{R_1}{1 + \alpha K_1} + \frac{R_4}{1 + K_4} \right] \quad (11)$$

Trong đó, $\alpha = [NO]/[NO]_e$; $K_1 = R_1/(R_2 + R_3)$; $K_4 = R_4/(R_5 + R_6)$; R_i (với $i = 1 - 6$) là các tốc độ phản ứng hóa học của các chuỗi phản ứng

+ Mô hình hình thành phát thải rắn

Khối lượng bồ hóng:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{s,f}}{dt} - \frac{dm_{s,ox}}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_f \cdot m_{f,v} \cdot p^{0,5} \exp\left[\frac{-E_{s,f}}{RT}\right] \quad (13)$$

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \cdot m_s \frac{P_{O_2}}{P} \cdot p^{1,8} \exp\left[\frac{-E_{s,ox}}{RT}\right] \quad (14)$$

Tốc độ ôxy hoá bồ hóng:

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \cdot \frac{1}{\tau_{trb}} m_s \left(\frac{P_{O_2}}{P_{O_2,ref}}\right) \cdot \exp\left[\frac{-15.000K}{T}\right] \quad (15)$$

Trong đó: m_s là khối lượng bồ hóng; $m_{f,v}$ là khối lượng nhiên liệu bốc hơi; P_{O_2} là áp suất riêng của O_2 ; $E_{s,f} = 52,335\text{kJ}/\text{kmol}$ là năng lượng hoạt hoá; $E_{s,ox} = 58,615\text{kJ}/\text{kmol}$ là năng lượng ôxy hoá; A_f, A_{ox} là các hằng số kinh nghiệm phụ thuộc vào loại động cơ cụ thể.

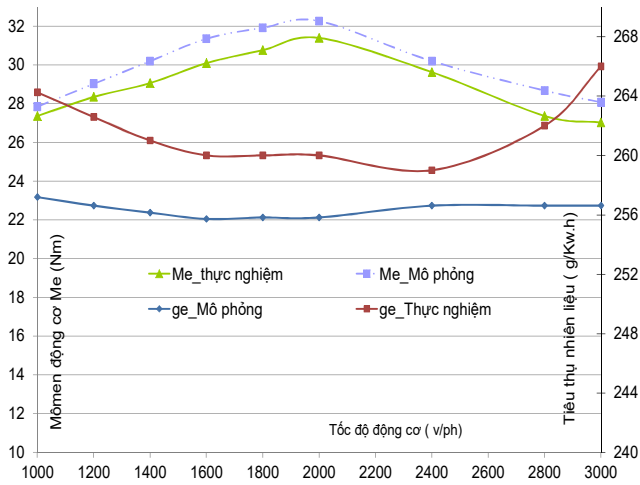
3.2.3. Kết quả tính toán mô phỏng

Việc tính toán mô phỏng để xác định các thông số đánh giá các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật và phát thải của động cơ được thực hiện mô phỏng trên phần mềm AVL BOOST kết hợp với lập trình tính toán trên ngôn ngữ FORTRAN, là phần mềm tiên tiến hiện đại chuyên dùng cho mô phỏng chu trình động cơ đốt trong cho phép xác định các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ với độ tin cậy cao.

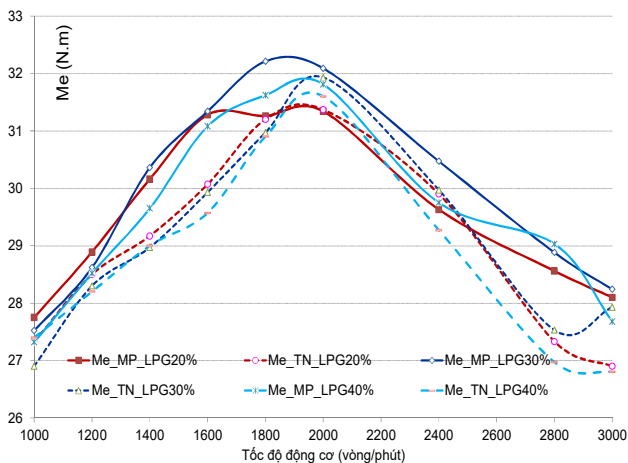
a) Đánh giá độ tin cậy của mô hình [3]

Hình 2 và 3 cho thấy, kết quả mô men và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ trên lý thuyết mô hình và kết quả thực nghiệm ở đặc tính ngoài (100% tải) khi chạy với nhiên

liệu diesel (chưa cấp LPG) và khi chạy lưỡng nhiên liệu LPG/diesel. Có thể thấy, các sai lệch giữa kết quả tính toán và kết quả thực nghiệm không quá 5% và 3%, mô hình đảm bảo độ tin cậy để thực hiện các nghiên cứu tiếp theo [3].



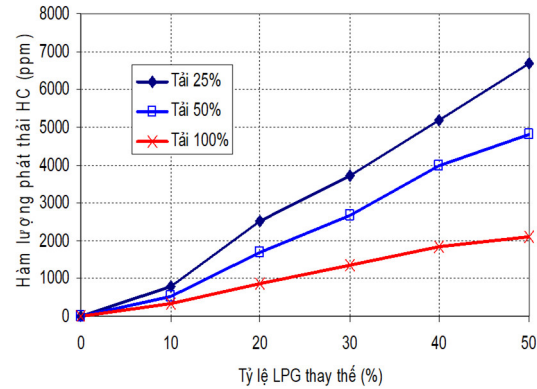
Hình 2. Mô men và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ giữa thực nghiệm và mô phỏng trên đường đặc tính ngoài khi chạy đơn nhiên liệu



Hình 3. Mô men của động cơ giữa thực nghiệm và mô phỏng trên đường đặc tính ngoài khi chạy lưỡng nhiên liệu LPG/diesel

b) Kết quả ảnh hưởng của tỷ lệ LPG đến nồng độ phát thải

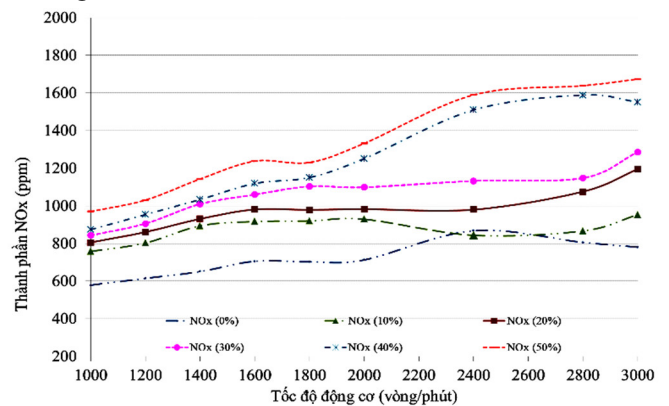
Phát thải HC (hình 4): Mô hình tạo thành HC được lập trình trên ngôn ngữ FORTRAN kết hợp với các thông số nhiệt động từ phần mềm AVL BOOST vì phần mềm này không tích hợp để tính HC, việc tính toán mô phỏng được thực hiện ở tốc độ định mức $n = 3000v/p$ với các chế độ tải 25%, 50% và 100% tải định mức với các tỷ lệ LPG thay thế thay đổi từ 0% đến 10%, 20%, 30%, 40% và 50% ở mỗi chế độ tải. Khi tăng tỷ lệ LPG thay thế ở các chế độ tải, hàm lượng phát thải HC đều tăng. Ở chế độ tải càng nhỏ thì hàm lượng HC càng tăng mạnh khi tăng tỷ lệ LPG thay thế. Ví dụ, ở toàn tải nếu có thể sử dụng LPG thay thế đến 40% thì ở 50% tải thì nên sử dụng LPG thay thế không quá 20%. Với tải trọng nhỏ thì không nên sử dụng lưỡng nhiên liệu mà chỉ sử dụng đơn nhiên liệu diesel.



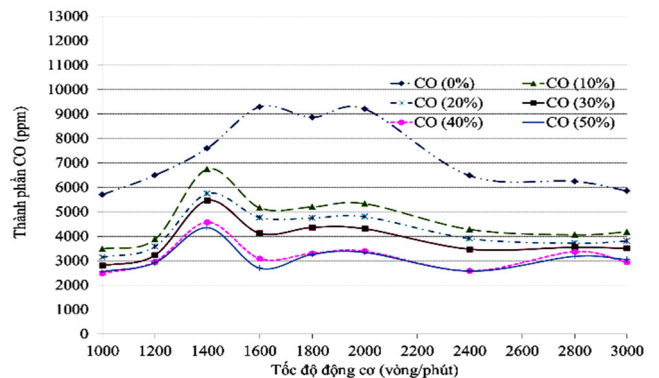
Hình 4. Kết quả mô phỏng phát thải HC ở các chế độ tải và tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Phát thải NO_x (hình 5): Khi càng tăng tỷ lệ LPG thay thế thì nồng độ phát thải NO_x càng có hướng tăng so với trường hợp đơn nhiên liệu, với tỷ lệ LPG 10% thì nồng độ NO_x trung bình tăng 24,08%, khi tỷ lệ LPG 20%, 30%, 40% và 50% thì nồng độ trung bình của NO_x tăng tương ứng là 37,52%, 49,67%, 70,27% và 83,21%.

Phát thải NO_x ở toàn tải tăng lên khi tăng tỷ lệ LPG có thể do tốc độ quá trình cháy cao hơn, nhiệt độ cháy cục bộ tăng dẫn tới khả năng hình thành NO_x tăng lên so với trường hợp sử dụng đơn nhiên liệu diesel.



Hình 5. Kết quả mô phỏng phát thải NO_x theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác nhau

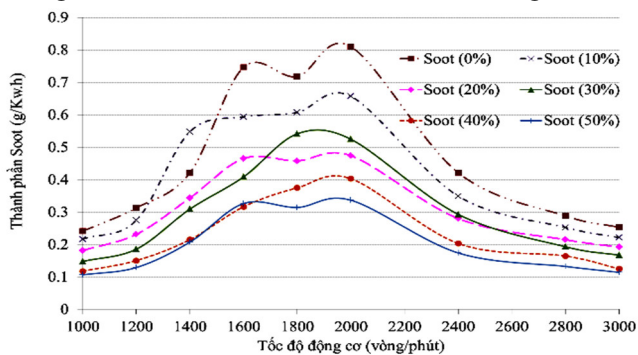


Hình 6. Kết quả mô phỏng phát thải CO theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác nhau

Phát thải CO (hình 6): Khi tăng tỷ lệ LPG thì nồng độ phát thải CO giảm so với trường hợp đơn nhiên liệu ở mọi chế độ thử nghiệm. Xét trung bình, với tỷ lệ LPG thay thế 10%, 20%, 30%, 40%, 50% thì nồng độ CO trung bình giảm tương ứng là 35,13%; 41,41%; 46,54%; 55,53% và 56,48%. CO lại được tạo ra trong vùng cháy của nhiên liệu diesel; ở chế độ toàn tải, nhiệt độ của khí cháy cao nên khi tăng tỷ lệ LPG thì quá trình cháy càng thêm mãnh liệt, nhiệt độ tăng cao giúp oxy hóa nhanh CO làm cho hàm lượng CO giảm.

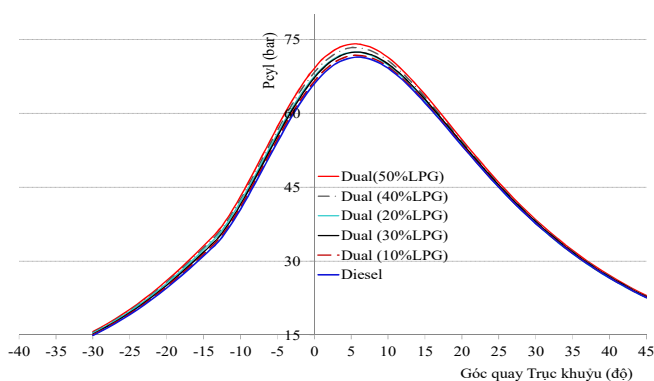
Phát thải Soot (hình 7): Có thể thấy khi tăng tỷ lệ LPG thì phát thải Soot giảm so với trường hợp đơn nhiên liệu ở mọi chế độ thử nghiệm, với tỷ lệ LPG 10%, 20%, 30%, 40%, 50% thì Soot trung bình giảm tương ứng là 9,86%; 32,53%; 34,23%; 50,84% và 56,27%.

Do LPG được hòa trộn với không khí trên đường ống nạp nên hỗn hợp khí nạp vào xilanh đồng nhất hơn so với khi chỉ sử dụng nhiên liệu diesel, Soot của khí thải do đó giảm.



Hình 7. Kết quả mô phỏng phát thải Soot theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác nhau

c) Kết quả ảnh hưởng của tỷ lệ LPG đến diễn biến áp suất trong xilanh động cơ



Hình 8. Kết quả mô phỏng diễn biến áp suất trong xilanh động cơ ở tốc độ 2000v/ph, 100% tải với các tỷ lệ LPG khác nhau

Hình 8 thể hiện diễn biến áp suất trong xilanh động cơ khi sử dụng đơn nhiên liệu diesel và khi sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel với các tỷ lệ LPG khác nhau ở tốc độ 2000v/ph, 100% tải. Đồ thị cho thấy khi sử dụng lượng nhiên liệu, áp suất cực đại và tốc độ quá trình cháy cao hơn một chút so với khi sử dụng đơn nhiên liệu. Với tỷ lệ LPG 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta \varphi$ tương ứng là 2,41 bar/°TK; 2,42 bar/°TK; 2,44 bar/°TK, 2,45 bar/°TK, 2,47

bar/°TK cao hơn so với trường hợp sử dụng đơn nhiên liệu với giá trị $\Delta p/\Delta \varphi$ là 2,40 bar/°TK.

4. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu trên đã lựa chọn được các mô hình hình thành hỗn hợp và cháy trong động cơ LPG/Diesel và giải thích được ảnh hưởng của LPG đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật và phát thải của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel.

Khi sử dụng lượng nhiên liệu, phát thải HC và NO_x trung bình ở 9 tốc độ tăng nhiều trong khi phát thải CO và Soot giảm. Cụ thể: Ở chế độ 100% tải, khi thay thế 30% LPG, 100% tải thì phát thải CO giảm 46,54%, Soot giảm 34,23%, HC tăng 500%, NO_x tăng 49,67%.

Kết quả nghiên cứu có thể định hướng cho việc nghiên cứu thực nghiệm sử dụng nhiên liệu LPG trên các động cơ diesel khác nhau để đưa ra các điều kiện cụ thể khi chuyển đổi động cơ diesel cụ thể sang sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. J.A. Paravantis, D.A. Georgakellos, 2007. *Trends in energy consumption and carbon dioxide emissions of passenger cars and buses*. Technological Forecasting and Social Change, 74, 5, 682-707
- [2]. Phạm Minh Tuan, 2008. *Khi thải động cơ và ô nhiễm môi trường*. Science and Technics Publishing House, Hanoi.
- [3]. Nguyễn Tuông Vi, 2014. *Nghiên cứu sử dụng LPG làm nhiên liệu thay thế trên các động cơ diesel hiện hành*. Doctoral Thesis, Hanoi University of Science and Technology.
- [4]. Hakan Bayraktar, 2005. *Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance*. Energy Conversion and Management 46.
- [5]. Emad Elnajjar, Mohammad O. Hamdan, Mohamed Y.E. Selim, 2013. *Experimental investigation of dual engine performance using variable LPG composition fuel*. Renewable Energy 56, 110-116.
- [6]. Kumaraswamy, Durga Prasad, 2012. *Performance analysis of dual fuel engine using LPG and diesel with EGR system*. Procedia Engineering 38, p2784 – 2792.
- [7]. D.B. Lata, Ashok Misra, 2010. *Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels*. International Journal of Hydrogen Energy 35, p11918-11931.
- [8]. Thyagarajan, Babu, 1985. *A combustion model for a dual fuel direct injection diesel engine*. Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modeling of combustion in Reciprocating Engines. Tokyo, p607.
- [9]. Cheikh Mansour, Abdelhamid Bounif, Abdelkader Aris, 2001. *Françoise Gaillard. Gas-Diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment*. International Journal of Thermal Sciences, 40, P409-424.
- [10]. Karim G. A., Liu Z., 1992. *A prediction model for knock in dual fuel engine*. SAE transaction 921550.
- [11]. Heywood J. B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, New York.

- [12]. Z. Liu, G. A. Karim, 1997. *Simulation of combustion process in gas-fuelled diesel engine*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 211, part A, p159-169.
- [13]. Noboru Miyamoto, et. al., 1985. *Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions*. SAE paper 850107.
- [14]. M. Baratta, A.E. Catania, E. Spessa, A. Vassallo, 2005. *Development of an Improved Fractal Model for the Simulation of Turbulent Flame Propagation in SI Engines*. SAE paper 2005-24-082.
- [15]. Gerhard Regner, et. al., 2006. *Performance Analysis and Valve Event Optimization for SI Engines Using Fractal Combustion Model*. SAE paper 2006-01-3238.
- [16]. Wochni G, 1967. *A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. SAE paper 670931.
- [17]. Yildirim A., Gul M., Ozatay E., Karamangil I., 2006. *Simulation of Hydrocarbon Emissions from an SI Engine*. SAE paper 2006-01-1196.
- [18]. Yu R. C., V. W. Wong, S. M. Shahed, 1980. *Sources of hydrocarbon emissions from direct injection diesel Engines*. SAE paper 800048.
- [19]. Hamrin, Douglas A., Heywood John B., 1995. *Modeling of Engine -out Hydrocarbon Emission for Prototype Production Engines*. SAE paper 950984.
- [20]. Charles K. Westbrook, Frederick L. Dryer, 1984. *Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion*. Prog. Energy combust. Sci., vol. 10, pp.1-57.
- [21]. Valério M., Raggi K., Sodré J., 2003. *Model for Kinetic Formation of CO Emissions in Internal Combustion Engines*. SAE Paper 2003-01-3138.
- [22]. Lavoie G. A., Heywood J. B., Keck J. C., 1970. *Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*. Combustion Science and Technology, Vol. 1, p313-326.

AUTHORS INFORMATION

Vu Thi Phuong¹, Nguyen Tuong Vi¹, Tran Ngoc Vu², Bui Van Chinh³

¹Faculty of Mechanical Engineering, University of Economics - Technology for Industries, Vietnam

²Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport Technology, Vietnam

³School of Mechanical and Automobile Engineering, Hanoi University of Industry, Vietnam