

NGHIÊN CỨU LỰA CHỌN MÔ HÌNH QUÁ TRÌNH CHÁY VÀ HÌNH THÀNH PHÁT THẢI TRONG ĐỘNG CƠ NHIÊN LIỆU KÉP LPG/DIESEL

STUDY ON SELECTION OF COMBUSTION PROCESS MODELS AND EMISSIONS FORMATION IN LPG/DIESEL DUAL FUEL ENGINE

Nguyễn Văn Du*

Khoa Kỹ thuật Ô tô và Năng lượng, Trường Đại học Phenikaa

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả lựa chọn các mô hình nhiệt động và các mô hình động học phản ứng cháy để mô phỏng quá trình cháy và phát thải của động cơ nhiên liệu kép PLPG/diesel. Sau khi lựa chọn được các mô hình, tác giả thực hiện chạy mô phỏng trên phần mềm AVL-Boost để kiểm chứng. 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, NO_x, CO và Soot thay đổi phù hợp với các nghiên cứu của các tác giả trong và ngoài nước.

Từ khóa: Nhiên liệu kép LPG/diesel; Phát thải.

ABSTRACT

This article presents the results of selecting thermodynamic models and combustion reaction kinetic models to simulate the combustion and emissions process of a PLPG/diesel dual fuel engine. After selecting the models, the author ran simulations on AVL-Boost software to verify. Research results show that the selected models are suitable for engines using dual fuel LPG/diesel. HC, NO_x, CO and Soot emissions change in accordance with studies by domestic and foreign authors.

Keywords: Dual-fuel LPG/diesel; Emissions.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

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 [1]. LPG là loại nhiên liệu ít gây ô nhiễm, đã được nghiên cứu và sử dụng nhiều trên động cơ xăng ở các nước trên thế giới cũng như ở Việt Nam.

Trên động cơ nhiên liệu kép LPG/diesel, với cách thức cung cấp và tạo hỗn hợp đồng nhất của nhiên liệu khí-không khí từ bên ngoài vào xy-lanh còn nhiên liệu diesel được sử dụng làm nhiên liệu phun môi, LPG 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 [2, 3].



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 [4].

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 [5, 6, 7].

Trong đề tài này, 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 cháy của động cơ lưỡng nhiên liệu LPG/diesel với việc tạo hỗn hợp đồng nhất LPG-không khí từ bên ngoài và phun môi 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 NGHIÊN CỨU

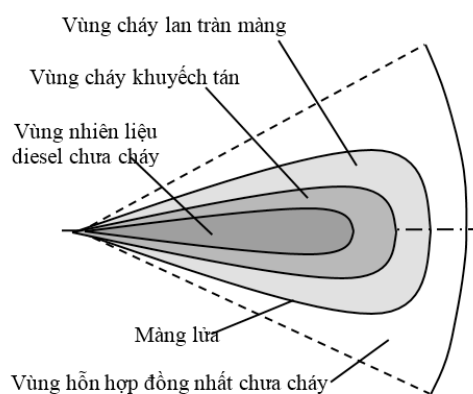
Nghiên cứu các mô hình của các tác giả trên thế giới, tác giả lựa chọn và thực hiện mô phỏng trên phần mềm AVL-Boost với động cơ AVL 5402 trang bị hệ thống phun nhiên liệu diesel kiểu tích áp (common rail) điều khiển điện tử [2].

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Đặc điểm cháy trong động cơ LPG/diesel

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 [2, 8]. 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 xy-lanh 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 xy-lanh ứng với một tia phun trong quá trình cháy

3.2. Các mô hình toán

3.2.1. Mô hình cháy và tỏa nhiệt [10]

a) Tốc độ cháy của nhiên liệu trong vùng tia phun:

$$\frac{dP}{dt} = \alpha_1 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p} \exp \left[-a_1 \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p+1} \right] + \alpha_2 \left(\frac{Q_d}{\theta_d}\right) (M_d + 1) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d} \exp \left[-a_2 \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d+1} \right]$$

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.

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

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

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_T S_L; \quad S_L = S_{uo} \left[\frac{T_u}{T_o} \right]^\alpha \left[\frac{P}{P_o} \right]^\beta (1 - 2.06 f_D^{0.733})$$

Trong đó:

T_u – Nhiệt độ hỗn hợp chưa cháy (K);

P – Áp suất hỗn hợp (atm);

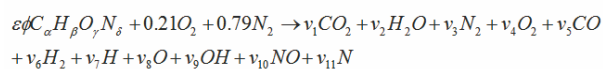
T_o , P_o – Nhiệt độ và áp suất môi trường;

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

3.2.2. Mô hình hình thành phát thải độc hại

a) Mô hình hình thành phát thải HC [9]:

+ Nguồn HC ban đầu:

- Nguồn HC từ các khe hẹp được tính toán như sau:

Lượng HC không cháy trong khe hẹp:

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

Trong đó: P là áp suất trong xy-lanh; 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 xy-lanh; v_{gas} là thể tích riêng của khí không cháy trong khe hẹp tại áp suất p và nhiệt độ T_w .

- 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.

$$\frac{\partial Y_f}{\partial t} = D \frac{\partial^2 Y_f}{\partial z^2}$$

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 xy-lanh 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 ô-xy hoá HC phía sau màng lửa:

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

b) Mô hình hình thành phát thải NO_x :

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

Trong đó: $\alpha = [\text{NO}]/[\text{NO}]_e$; $K_1 = R_1/(R_2 + R_3)$; $K_4 = R_4/(R_5 + R_6)$; 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 [10]:

Khối lượng bồ hóng Soot:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{s,f}}{dt} - \frac{dm_{s,ox}}{dt}$$

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

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

Tốc độ ô-xy hoá bồ hóng:

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \frac{1}{\tau_{trb}} m_s \left(\frac{P_{O_2}}{P_{O_2,ref}} \right)^{1,3} \exp \left[-\frac{15,000K}{T} \right]$$

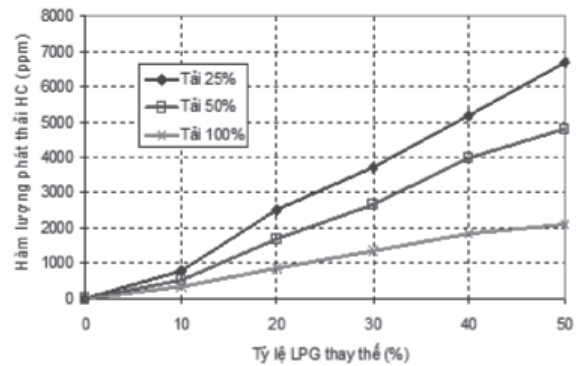
Trong đó: m_s là khối lượng bồ hóng; $m_{f,v}$ là khối lượng nhiên liệu bốc hơi; P_{O_2} là áp suất riêng của O_2 ; $E_{s,f} = 52,335 \text{ kJ/kmol}$ là năng lượng hoạt hoá; $E_{s,ox} = 58,615 \text{ kJ/kmol}$ là năng lượng ô-xy hoá; A_f , A_{ox} là các hằng số kinh nghiệm phụ thuộc vào loại động cơ 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, 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 [3].

Phát thải HC (hình 2): Mô hình tạo thành HC được tính toán mô phỏng ở tốc độ định mức $n = 3000 \text{ v/p}$ 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.

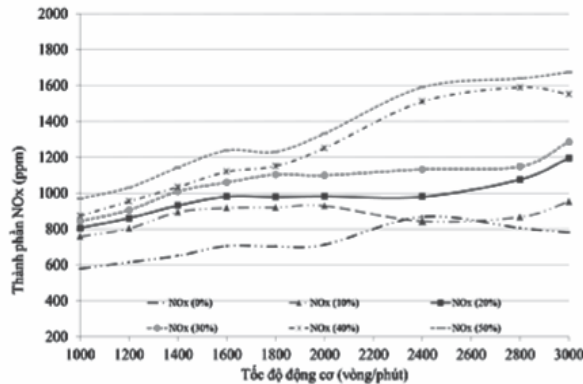


Hình 2. Kết quả mô phỏng phát thải HC ở các chế độ tải và tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Kết quả phát thải HC là phù hợp với các nghiên cứu thực nghiệm trước đó [3, 7, 8, 9].

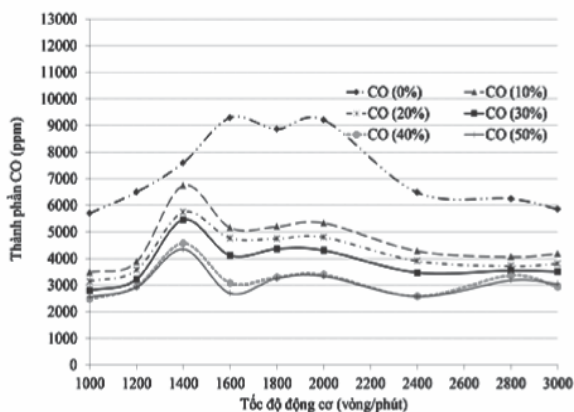
Phát thải NO_x (hình 3): Khi càng tăng tỷ lệ LPG thay thế thì nồng độ phát thải NO_x càng có hướng tăng so với trường hợp đơn nhiên liệu, với tỷ lệ LPG 10% thì nồng độ NO_x trung bình tăng 24,08%, khi tỷ lệ LPG là 20%, 30%, 40% và 50% thì nồng độ trung bình của NO_x tăng tương ứng là 37,52%, 49,67%, 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 3. Kết quả mô phỏng phát thải NO_x theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG

Kết quả phát thải NO_x là phù hợp với các nghiên cứu thực nghiệm trước đó [3, 7, 8]. Phát thải CO (hình 4): 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 ô-xy hóa nhanh CO làm cho hàm lượng CO giảm.

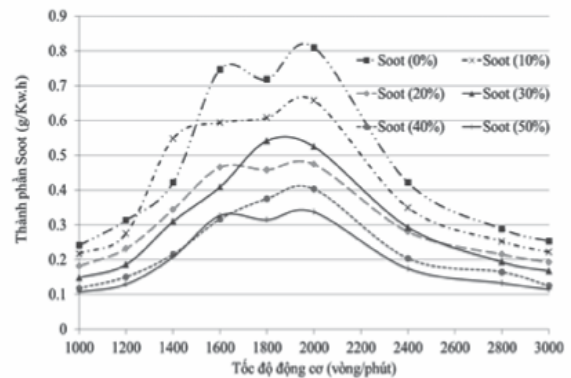


Hình 4. Kết quả mô phỏng phát thải CO theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG

Kết quả phát thải CO là phù hợp với các nghiên cứu thực nghiệm trước đó [3, 7, 10].

Phát thải Soot (hình 5): 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 xy-lanh đồng nhất hơn so với khi chỉ sử dụng nhiên liệu diesel, Soot của khí thải do đó giảm. Kết quả phát thải Soot là phù hợp với các nghiên cứu thực nghiệm trước đó [3, 7].



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

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 phù hợp.

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 lưỡng nhiên liệu LPG/diesel. ❖



Ngày nhận bài: **02/4/2024**

Ngày phản biện: **02/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Minh Tuấn, 2008; *Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Tường Vi; *Nghiên cứu sử dụng LPG làm nhiên liệu thay thế trên các động cơ diesel hiện hành*, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, 2014.
- [3]. Hakan Bayraktar. *Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance*. Energy Conversion and Management 46, 2005.
- [4]. D.B. Lata, Ashok Misra. *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 (2010) p11918-11931.
- [5]. Thyagarajan and Babu. *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 1985, p607.
- [6]. Cheikh Mansour, Abdelhamid Bounif, Abdelkader Aris, Françoise Gaillard. *Gas-Diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment*. International Journal of Thermal Sciences, 40 (2001) P409-424.
- [8]. Karim, G. A. and Liu, Z. *A prediction model for knock in dual fuel engine*. SAE transaction 921550, 1992.
- [9]. Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, New York.
- [10]. Noboru Miyamoto, et. al. *Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions*. SAE paper 850107 (1985).