NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL SỬ DỤNG LƯỠNG NHIÊN LIỆU DIESEL-ETHANOL

RESEARCH AND DEVELOPMENT COMBUSTION MODEL OF DIESEL ENGINES USING DUAL FUEL DIESEL-ETHANOL

Nguyễn Thành Bắc

Bộ môn chuyên ngành – Khoa Công Nghệ Ô tô – Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

Phạm Minh Tuấn

Trần Anh Trung

Bộ môn Động cơ đốt trong – Viện Cơ khí Động lực – Trường Đại học Bách Khoa HN

Email: ntbac.haui.hust@gmail.com

Số điện thoại: 0902219922

TÓM TẮT

Việc nghiên cứu phát triển và ứng dụng các loại nhiên liệu thay thế đang là xu hướng chung của nhiều nước trên thế giới nhằm làm giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch, đảm bảo an ninh năng lượng cũng như giảm tác động tới môi trường đặc biệt là khí gây hiệu ứng nhà kính. Trong đó, ethanol được xem là một trong các nhiên liệu tiềm năng sử dụng cho động cơ diesel. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu xây dựng mô hình cháy của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào xây dựng mô hình cháy cho động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol có đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên. Bài báo này trình bày nghiên cứu xây dựng mô hình cháy cho động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol bằng phần mềm Matlab simulink. Kết quả cho thấy diễn biến áp suất trong xy lanh động cơ giữa mô hình và thực nghiệm đảm bảo chính xác, do đó có thể sử dụng mô hình để đánh giá qui luật cháy, hoặc ứng dụng trong thiết kế bộ điều điều khiển động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol.

Từ khóa: *Lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol; lưỡng nhiên liệu; mô hình cháy; mô hình động cơ diesel-ethanol.*

ABSTRACT

The research, development and application of alternative fuels are general trend in many countries around the world to reduce dependence on fossil fuels, energy security as well as reducing environmental impact particularly the greenhouse gases. In particular, ethanol is considered as one of the potential fuel used for diesel engines. There have been many projects in the world and Vietnam to study the construction of the combustion model of diesel engines used dual-fuel such as diesel LPG, diesel-CNG. However, no study to model combustion of diesel used diesel-ethanol fuel has different physical and chemical characteristics which are quite different with those of the above-mentioned ones. This paper presents the study of the construction combustion model of diesel engines using dual fuel diesel-ethanol by Matlab simulink software. The results show that pressure in the engine cylinder between experimental and models are ensures accurate, so models can be used to assess the fire laws, or design applications engine control unit using dual fuel diesel-ethanol.

Key words: *dual fuel diesel-ethanol; dual fuel; modeling the combustion; diesel-ehtnaol engine model.*

KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
x_{bi}	%	Lượng nhiên liệu đã cháy
a_i	-	Tham số mô hình cháy Wiebe
m_i	-	Tham số mô hình cháy Wiebe
θ	^{o}	Góc quay trục khuỷu
θ_{SOCi}	^{o}	Thời điểm bắt đầu cháy của từng giai đoạn
$\Delta\theta i$	^{o}	Khoảng thời gian cháy của từng giai đoạn
$\frac{dx_{bi}}{d\theta}$	%/^{o}	Tốc độ cháy
$\frac{dQ_{hri}}{d\theta}$	J/^{o}	Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu của từng giai đoạn
m_{inj_i}	kg	Lượng nhiên liệu đã phun của loại nhiên liệu thứ i
LHV_i	J/kg	Nhiệt trị thấp của nhiên liệu thứ i
$\frac{dQ_{hr}}{d\theta}$	J/^{o}	Tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh
m_{inj_eth}	kg	Lượng nhiên liệu ethanol đã phun
$m_{inj_main_diesel}$	kg	Lượng nhiên liệu diesel đã phun trong gian đoạn cháy nhanh
$m_{inj_diff_diesel}$	kg	Lượng nhiên liệu diesel đã phun trong gian đoạn cháy khuếch tán
LHV_{eth}	J/kg	Nhiệt trị thấp của ethanol
LHV_{die}	J/kg	Nhiệt trị thấp của diesel
$dx_{b_eth}/d\theta$	J/^{o}	Tốc độ tỏa nhiệt của ethanol
$dx_{b_main_die}/d\theta$	J/^{o}	Tốc độ tỏa nhiệt của diesel trong giai đoạn cháy nhanh
$dx_{b_diff_die}/d\theta$	J/^{o}	Tốc độ tỏa nhiệt của diesel trong giai đoạn cháy khuếch tán
dQ_{hr}/dt	J/s	Tốc độ tỏa nhiệt
dU/dt	J/s	Tốc độ biến thiên nội năng do nhiệt độ khí thay đổi
p	N/m^2	Áp suất xy lanh
dV/dt	m^3/s	Tốc độ thay đổi thể tích công tác của xy lanh
dQ_{ht}/dt	J/s	Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh
h_{in}	J	Entanpi của khí nạp
h_{out}	J	Entanpi của khí thải
dm_{in}/dt	kg/s	Tốc độ thay đổi lượng khí nạp
dm_{out}/dt	kg/s	Tốc độ thay đổi lượng khí thải
V	m^3	Thể tích xy lanh
m_{air}	kg	Lượng không khí
R	J/kg.K	Hằng số khí
T	K	Nhiệt độ xy lanh
γ	-	Chỉ số đa biến gama
$dQ_{ht}/d\theta$	J/^{o}	Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh
ω_e	rad/s	Vận tốc góc của trục khuỷu động cơ
T_w	K	Nhiệt độ vách xy lanh
A	m^2	Diện tích tức thời của thành buồng công tác xy lanh
h_g	W/m^2.K	Hệ số truyền nhiệt
S_p	m/s	Tốc độ trung bình của piston

CHỮ VIẾT TẮT

LPG	Khí hóa lỏng (Liquefied Petroleum Gas)
CNG	Khí thiên nhiên nén (Compressed Natural Gas)
D4BB	Động cơ diesel 4 kỳ 4 xy lanh

IDI	Buồng cháy phân chia (Indirect Injection)
APA 100	Băng thử động lực học cao
AVL 733S	Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu
AVL 735S	Thiết bị điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu
QC33C	Cảm biến áp suất xy lanh
AVL 553	Thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát
ECU	Bộ điều khiển điện tử
DME	Dimethyl ether

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cho đến nay một số nhiên liệu tiềm năng và có khả năng thay thế cho nhiên liệu truyền thống của động cơ đốt trong đã được tìm ra như biogas, dầu thực vật, cồn, khí thiên nhiên CNG, khí hóa lỏng LPG, DME và hyđrô.

Trong đó cồn êtylíc thường được gọi ethanol là nhiên liệu sinh học có thể sử dụng thay thế cho nhiên liệu của động cơ diesel [3], các kết quả nghiên cứu trước [1, 2] cho thấy tỷ lệ thay thế ethanol phụ thuộc vào tải, tốc độ động cơ, đồng thời bị giới hạn bởi hệ số dư lượng không khí và hiện tượng kích nổ, do đó cần phải thiết kế bộ điều khiển phun ethanol phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ. Bộ điều khiển mới thường được thiết kế trên mô hình động cơ nhằm rút ngắn thời gian thiết kế cũng như giảm chi phí thử nghiệm. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu xây dựng mô hình động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào xây dựng mô hình động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol có đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên.

Trong khuôn khổ bài báo này, tác giả trình bày phương pháp xây dựng mô hình cháy cho động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol, đây là một mô hình phức tạp ảnh hưởng nhiều đến độ chính xác của mô hình động cơ. Mô hình cháy được lựa chọn trong nghiên cứu này là mô hình cháy không chiều, một vùng sử dụng phương trình Wiebe, các thông số của phương trình này được xác định bằng thực nghiệm trên băng thử. Từ mô hình cháy này có thể xác định được thời điểm bắt đầu cháy, thời gian cháy cho từng giai đoạn cháy khác nhau, áp suất xy lanh, đồng thời mô hình cháy là cơ sở cho việc xây dựng mô hình điều khiển động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol.

2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU VÀ CHẾ ĐỘ THỰC NGHIỆM

Nghiên cứu sử dụng hai loại nhiên liệu là diesel và ethanol với một số tính chất cơ bản được trình bày trong bảng 1.

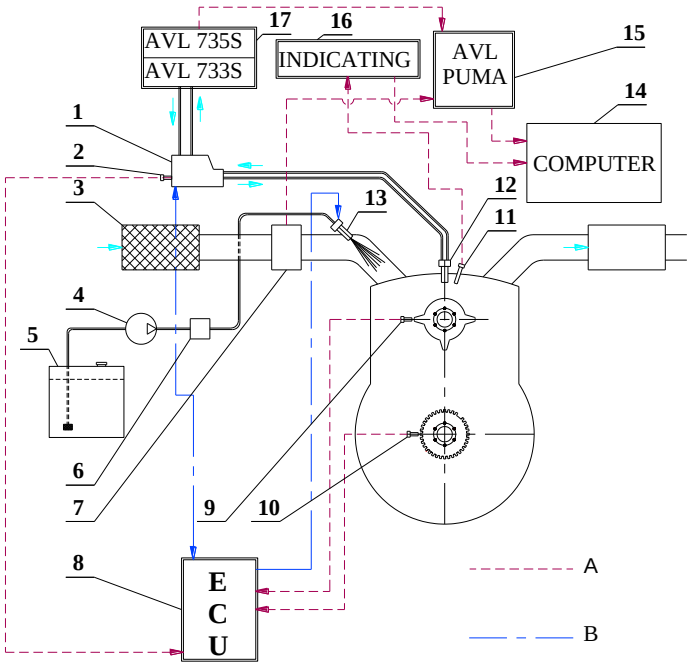
Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của nhiên liệu diesel và ethanol [12]

Thông số	***Diesel***	***Ethanol***
Khối lượng riêng ở 20^{o}C (kg/m^3)	856	785
Hệ số không khí lý thuyết (kg_{kk}/kg_{nl})	14.7	8.96
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	41.66	26.8
Nhiệt hóa hơi (kJ/kg)	270	840
Nhiệt độ tự cháy (K)	500	665
Trị số xê tan	45 ÷ 50	5 ÷ 8
Hàm lượng các bon (% khối lượng)	87	52.2
Hàm lượng hydro (% khối lượng)	13	13
Hàm lượng ô xy (% khối lượng)	0	34.8

Động cơ thử nghiệm được lựa chọn là loại động cơ diesel D4BB 4 xy lanh, 4 kỳ, buồng cháy phân chia IDI (Indirect Injection), sử dụng bơm phân phối lắp trên xe tải 1,25 tấn của hãng Huyndai, các thông số cơ bản của động cơ được trình bày trong bảng 2. Động cơ được đặt trên băng thử động lực học cao APA 100 thuộc Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Đi kèm là các thiết bị đo kiểm bao gồm: thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu kiểu khối lượng AVL 733S và 735S; cảm biến áp suất xy lanh QC33C và thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin có chức năng đo diễn biến áp suất trong xylanh theo góc quay trục khuỷu; thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát AVL 553; vòi phun ethanol được điều khiển bởi ECU MotoHawk ECM-0565-128-0702-C [13] của hãng Woodward, đặc tính mối quan hệ giữa thời gian phun và lượng phun được xây dựng trước khi lắp lên động cơ. Các thông số đầu vào của ECU, hệ thống cung cấp và vị trí lắp vòi phun ethanol được giới thiệu trên hình 1.

Bảng 2. Những thông số cơ bản của động cơ D4BB

Thông số	***Giá trị***
Kiểu động cơ	Động cơ diesel 4 kỳ, 4 xy lanh thẳng hàng, 8 xu páp, buồng cháy ngăn cách.
Đường kính/hành trình D/S (mm)	91.1/100
Dung tích xy lanh (cm^3)	2607
Công suất lớn nhất (kW – vg/ph)	59 – 4000
Mô men lớn nhất (N.m – vg/ph)	165 – 2200
Tỷ số nén ε	22



Hình 1. Sơ đồ bố trí thiết bị thực nghiệm

1- Bơm cao áp; 2- Cảm biến vị trí thanh răng; 3- Lọc không khí; 4- Bơm ethanol; 5- Thùng chứa ethanol; 6- Lọc ethanol; 7- Cảm biến lưu lượng không khí; 8- Bộ điều khiển vòi phun ethanol; 9- Cảm biến vị trí trục cam; 10- Cảm biến vị trí trục khuỷu; 11- Cảm biến áp suất; 12- Vòi phun diesel; 13- Vòi phun ethanol; 14-Máy tính; 15-Thiết bị xử lý trung tâm; 16-Thiết bị đo áp suất; 17-Thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu; A-Tín hiệu vào; B-Tín hiệu ra.

Chế độ thực nghiệm được lựa chọn theo tỷ lệ 50% của giá trị mô men lớn nhất khi thực nghiệm động cơ diesel nguyên bản, cụ thể là 81(Nm) với tốc độ động cơ được cố định tại vùng mô men lớn nhất 2000 vg/ph. Thời điểm bắt đầu phun ethanol của từng vòi phun được điều khiển độc lập tại vị trí cuối nén đầu cháy của mỗi xylanh và phun lên xu páp nạp nhằm tận dụng nhiệt của xu páp giúp ethanol bay hơi tốt hơn. Lượng ethanol thay thế được điều khiển tăng lên thì lượng diesel được điều khiển giảm đi và ngược lại bằng cách điều khiển ga để đảm bảo cố định mô men tại 50% tải. Đồng thời lượng ethanol thay thế lớn nhất được giới hạn tại lambda bằng 1,1 và hiện tượng kích nổ xác định từ cảm biến kích nổ gắn trên động cơ. Thời điểm phun của nhiên liệu diesel là 15^o trước điểm chết trên. Giá trị áp suất trong xi lanh trong quá trình thực nghiệm được ghi nhận bằng thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin có chức năng đo diễn biến áp suất trong xylanh theo góc quay trục khuỷu.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHÁY

3.1. Cơ sở lựa chọn mô hình cháy

Mô hình cháy là một mô hình phức tạp ảnh hưởng nhiều đến độ chính xác của mô hình động cơ. Cho đến nay có ba loại mô hình cháy đã được phát triển gồm: Mô hình không chiều, mô hình hỗn hợp và mô hình đa chiều.

Trong đó mô hình cháy không chiều là mô hình đơn giản nhất và phù hợp nhất cho việc đánh giá ảnh hưởng của các thông số thực nghiệm động cơ đốt trong bằng tốc độ tỏa nhiệt hoặc áp suất trong xy lanh. Đặc biệt mô hình không chiều đảm bảo tính thời gian thực mà các mô hình khác không có [6, 7].

Trong mô hình cháy không chiều có ba loại: Mô hình cháy không chiều một vùng, mô hình cháy không chiều hai vùng và mô hình cháy không chiều đa vùng.

Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng mô hình cháy không chiều một vùng sử dụng phương trình Wiebe vì mô hình này đơn giản, đảm bảo tính thời gian thực của mô hình, giúp cho rút ngắn thời gian thiết kế bộ điều khiển động cơ, đồng thời đảm bảo tính chính xác của mô hình và tối ưu hóa các tham số của mô hình.

3.2. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình cháy

Quá trình cháy của động cơ diesel thường được chia thành hai giai đoạn cơ bản là cháy nhanh và cháy chính hay cháy khuếch tán (giai đoạn cháy trễ được đánh giá bằng tham số thời gian cháy trễ, còn giai đoạn cháy rớt sẽ đề cập đến trong các nghiên cứu khác) .

Động cơ diesel D4BB khi chuyển đổi sang sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol theo phương pháp phun ethanol trên đường ống nạp (diesel được phun mồi và ethanol được phun chính) thì sẽ xuất hiện thêm một giai đoạn cháy song song với hai giai đoạn trên được gọi là giai đoạn cháy lan tràn giống như động cơ xăng.

Từ các đặc điểm đã phân tích ở trên có thể cho thấy để sử dụng hàm Wiebe mô tả quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol bằng phương pháp phun ethanol trên đường nạp thì cần sử dụng ba phương trình Wiebe.

Phương trình Wiebe tính toán khối lượng nhiên liệu đã cháy theo các nghiên cứu [4, 5, 11], cụ thể như sau:

$$x_{bi}=1-e^{\left[-a_i\left(\frac{\theta-\theta_{SOC_i}}{\Delta\theta_i}\right)^{m_i+1}\right]} \quad (\%) \tag{1}$$

Trong đó: θ-Góc quay trục khuỷu (°); θ_{SOCi}-Thời điểm bắt đầu cháy của từng giai đoạn (°); $\Delta\theta_i$-Khoảng thời gian cháy của từng giai đoạn (°); a_i, m_i-Tham số mô hình tương ứng với từng giai đoạn cháy; i-Số hàm Wiebe.

Từ đó có thể xác định tốc độ cháy băng cách đạo hàm hàm Wiebe, biểu thức xác định tốc độ cháy cũng được đề cập trong các nghiên cứu [4, 5, 10, 11], cụ thể tốc độ cháy được xác định bằng biểu thức sau:

$$\frac{dx_{bi}}{d\theta}=\frac{a_i(m_i+1)}{\Delta\theta_i}\cdot\left(\frac{\theta-\theta_{SOC_i}}{\Delta\theta_i}\right)^{m_i}.e^{\left[-a_i\left(\frac{\theta-\theta_{SOC_i}}{\Delta\theta_i}\right)^{m_i+1}\right]} \quad (\%/^o) \tag{2}$$

Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu trong xy lanh động cơ có thể được mô hình hóa bằng việc kết hợp các hàm Wiebe, mỗi hàm đại diện cho mỗi giai đoạn của quá trình cháy. Gọi mỗi giai đoạn cháy là i, tốc độ tỏa nhiệt tương ứng có thể được xác định bằng phương trình sau, các nghiên cứu [4, 5, 10, 11] cũng đề cập đến phương trình này.

$$\frac{dQ_{hri}}{d\theta}=m_{inj_j}.LHV_j.\frac{dx_{bi}}{d\theta} \quad (J/^o) \tag{3}$$

Trong đó: m_{inj_j}-Lượng nhiên liệu đã phun của loại nhiên liệu thứ j (kg); LHV_j-Nhiệt trị thấp của nhiên liệu thứ j (J/kg).

Vì vậy, tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh có thể được tính toán theo phương trình sau:

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta}=\sum\frac{dQ_{hri}}{d\theta} \quad (J/^o) \tag{4}$$

Hay:

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta}=m_{inj_eth}.LHV_{eth}.\frac{dx_{b_eth}}{d\theta}+m_{inj_main_die}.LHV_{die}.\frac{dx_{b_main_die}}{d\theta}+ m_{inj_diff_die}.LHV_{die}.\frac{dx_{b_diff_die}}{d\theta} \quad (J/^o) \tag{5}$$

Trong đó: m_{inj_eth}-Lượng nhiên liệu ethanol đã phun (kg); $m_{inj_main_diesel}$-Lượng nhiên liệu diesel đã phun trong gian đoạn cháy nhanh (kg); $m_{inj_diff_diesel}$-Lượng nhiên liệu diesel đã phun trong gian đoạn cháy khuếch tán (kg); LHV_{eth}-Nhiệt trị thấp của ethanol (J/kg); LHV_{die}-Nhiệt trị thấp của diesel (J/kg); $dx_{b_eth}/d\theta$-Tốc độ tỏa nhiệt của ethanol (J/°); $dx_{b_main_die}/d\theta$-Tốc độ tỏa nhiệt của diesel trong giai đoạn cháy nhanh (J/°); $dx_{b_diff_die}/d\theta$-Tốc độ tỏa nhiệt của diesel trong giai đoạn cháy khuếch tán (J/°).

Theo [4, 5, 11] thì a_i và $\Delta\theta_i$ là hai thông số không phụ thuộc vào nhau. Do đó, một trong hai thông số trên có thể coi như là hằng số. Theo các nghiên cứu [4, 5, 11] cho thấy thông số a_i thường được chọn bằng 5 đối với cả ba giai đoạn cháy (cháy nhanh của diesel, cháy khuếch tán của diesel, cháy lan tràn của ethanol); đối với giai đoạn cháy nhanh của diesel thì tham số m=1,2; đối với giai đoạn cháy khuếch tán của diesel thì tham số m=0,6; đối với quá trình cháy của ethanol thì tham số m=0,8; và đồng thời khi áp dụng vào mô hình cháy cho thấy quy luật tỏa nhiệt là phù hợp khi tỷ lệ ethanol thay thế thay đổi.

3.3. Cơ sở lý thuyết tính toán áp suất xy lanh

Để tính toán áp suất xy lanh ta sử dụng phương trình nhiệt động thứ nhất cho môi chất trong xy lanh được giới thiệu trong công thức sau:

$$\frac{dQ_{hr}}{dt}=\frac{dU}{dt}+p.\frac{dV}{dt}+\frac{dQ_{ht}}{dt}+h_{in}.\frac{dm_{in}}{dt}-h_{out}.\frac{dm_{out}}{dt} \quad (J/s) \tag{6}$$

Trong đó: dQ_{hr}/dt: Tốc độ tỏa nhiệt (J/s); dU/dt: Tốc độ biến thiên nội năng do nhiệt độ khí thay đổi (J/s); p: Áp suất xy lanh (N/m^2); dV/dt: Tốc độ thay đổi thể tích công tác của xy lanh (m^3/s); dQ_{ht}/dt: Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh (J/s); h_{in}: Entanpi của khí nạp (J); h_{out}: Entanpi của khí thải (J); dm_{in}/dt: Tốc độ thay đổi lượng khí nạp (kg/s); dm_{out}/dt: Tốc độ thay đổi lượng khí thải (kg/s).

Sử dụng phương trình trạng thái khí lí tưởng $p.V=m_{air}.R.T$, vi phân hai vế rồi thế vào phương trình (6) ta được:

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma\text{-}1}.p.\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma\text{-}1}.V.\frac{dp}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_{in}.\frac{dm_{in}}{dt} - h_{out}.\frac{dm_{out}}{dt}\ (J/s) \quad (7)$$

Nhiệt truyền cho xy lanh được xác định theo định luật làm mát Newton, theo các nghiên cứu [7-9] nhiệt lượng truyền cho xy lanh được xác định như sau:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{dQ_{ht}}{dt}.\frac{dt}{d\theta} = A.h_g.(T-T_w).\frac{1}{\omega_e}\ (J/^o) \quad (8)$$

Trong đó:

A: Diện tích tức thời của thành buồng công tác xy lanh (m^2);

h_g: Hệ số truyền nhiệt ($W/m^2.K$);

T: Nhiệt độ khí thể trong xi lanh (K);

T_w: Nhiệt độ vách xi lanh (K);

ω_e: Vận tốc góc của trục khuỷu động cơ (rad/s).

Hệ số truyền nhiệt h_g có nhiều phương pháp tính khác nhau như: Annand, Woschni, Le Feuvre, Nusselt, Briling, Elser, Eichelberg,… Trong bài báo này nhóm tác giả sử dụng phương pháp Eichelberg vì phương pháp này đơn giản, đồng thời khi áp dụng vào mô hình đảm báo chính xác.

Theo phương pháp này hệ số truyền nhiệt được xác định như sau:

$$h_g = 2{,}44.(p.T)^{1/2}.(S_p)^{1/3}\ \ (W/m^2.K) \quad (9)$$

Trong đó:

S_p-Tốc độ trung bình của piston (m/s).

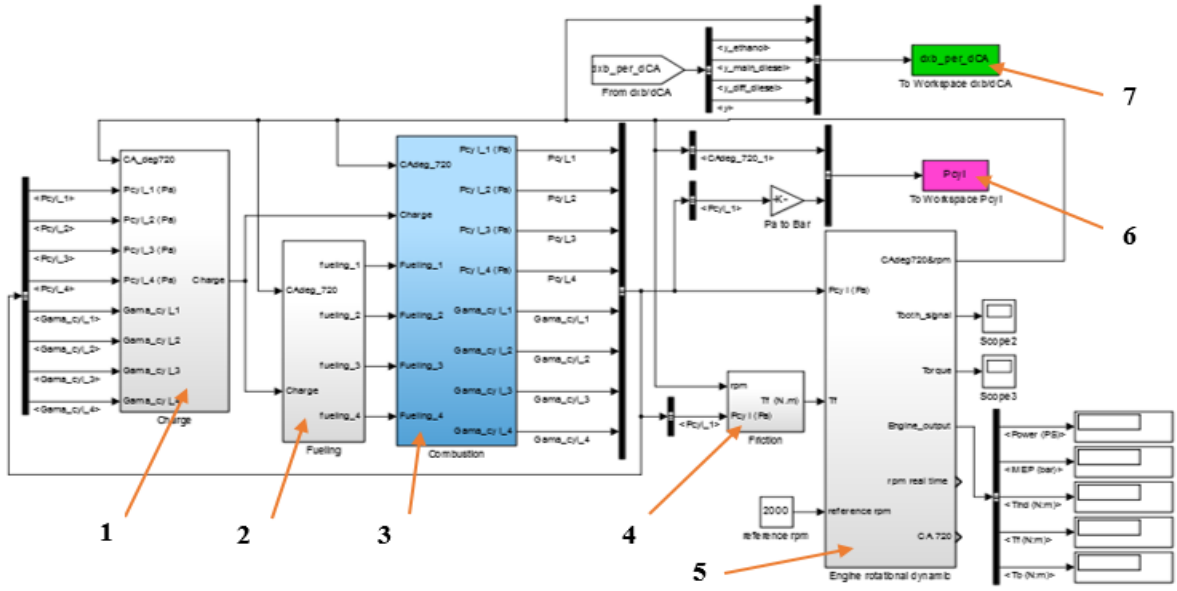
Từ đó ta xác định được nhiệt lượng truyền qua vách xy lanh theo biểu thức (8).

Trên cơ sở lý thuyết đã phân tích ở trên, ứng dụng phần mềm Matlab simulink giải hệ phương trình (7), (8) và (9) ta xác định được áp suất trong xy lanh.

4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

Trên cơ sở lý thuyết trên, nhóm tác giả đã xây dựng được mô hình cháy của động cơ diesel D4BB khi sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol bằng phần mềm Matlab simulink, cụ thể được thể hiện trên hình 2.

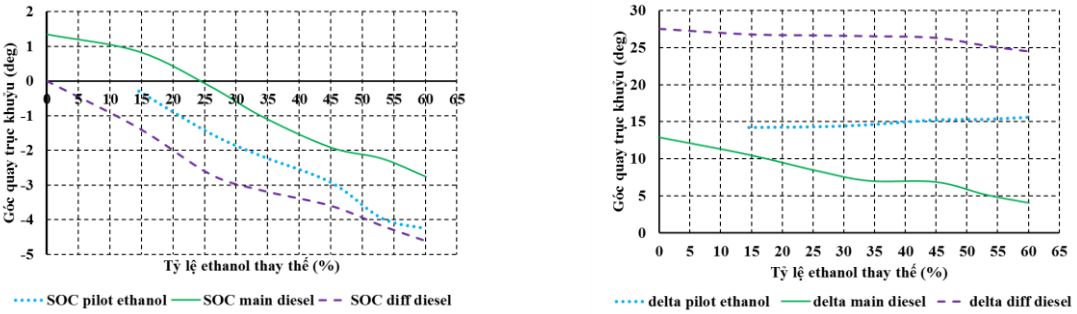
Các tham số của mô hình cháy Wiebe như: thời điểm bắt đầu cháy và khoảng thời gian cháy được xác định bằng phương pháp tối ưu tham số Check against reference trong Simulink với điều kiện áp suất xy lanh của mô hình luôn luôn được so sánh với áp suất thực nghiệm, cho đến khi công cụ tối ưu xác định được các tham số nêu trên của mô hình cháy đảm bảo áp suất xy lanh của mô hình sai số nhỏ nhất so với thực nghiệm.



Hình 2. Mô hình động cơ

1-Mô hình trao đổi khí; 2-Mô hình nhiên liệu; 3-Mô hình cháy; 4-Mô hình ma sát; 5-Mô hình động lực học; 6-Khối thu nhận dữ liệu áp suất xi lanh; 7-Khối thu nhận tốc độ tỏa nhiệt.

Kết quả thời điểm bắt đầu cháy và khoảng thời gian cháy tại 50% tải được thể hiện trên hình 3 với qui ước góc quay trục khuỷu bằng 0 tương ứng với điểm chết trên cuối kỳ nén, góc quay âm là sau điểm chết trên và góc quay dương là trước điểm chết trên.

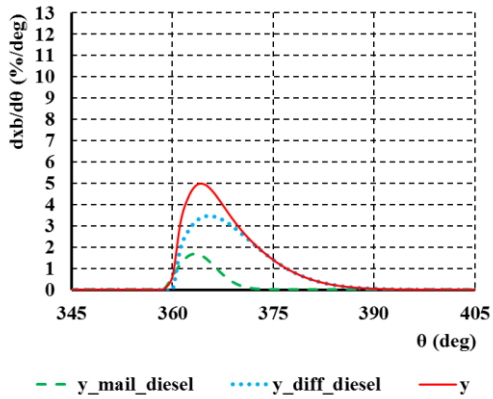


a) Thời điểm bắt đầu cháy *b) Khoảng thời gian cháy*

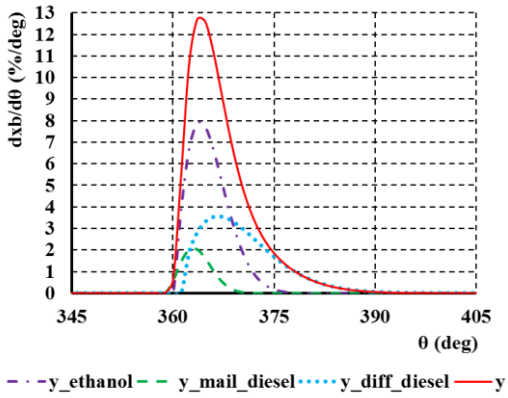
Hình 3. Thời điểm bắt đầu cháy và khoảng thời gian cháy

Từ hình 3 cho ta thấy thời điểm bắt đầu cháy của cả ba giai đoạn cháy (*SOC pilot ethanol-Thời điểm bắt đầu cháy lan tràn của ethanol; SOC main diesel-Thời điểm bắt đầu cháy nhanh của diesel; SOC diff diesel-Thời điểm bắt đầu cháy khuếch tán của diesel*) đều muộn đi khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế. Điều này có thể là do ethanol thu nhiệt làm giảm nhiệt độ hỗn hợp, đồng thời có thể do nhiệt độ tự cháy của ethanol cao hơn. Kết quả cũng cho thấy khoảng thời gian cháy nhanh và cháy khuếch tán của diesel (*delta main diesel; delta diff diesel*) đều giảm đi khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế, có thể do lượng diesel giảm dần khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế đồng thời khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế thì tạo điều kiện cháy nhanh hơn vì ethanol có tốc độ cháy lớn hơn.

Kết quả cũng cho thấy khoảng thời gian cháy của ethanol (*delta pilot ethanol*) tăng lên không nhiều, có thể là do lượng ethanol tăng dần và đồng thời tốc độ cháy của ethanol lớn. Tốc độ cháy tại 50% tải được thể hiện cụ thể trên hình 4.



a) Tỷ lệ thay thế ethanol bằng 0%



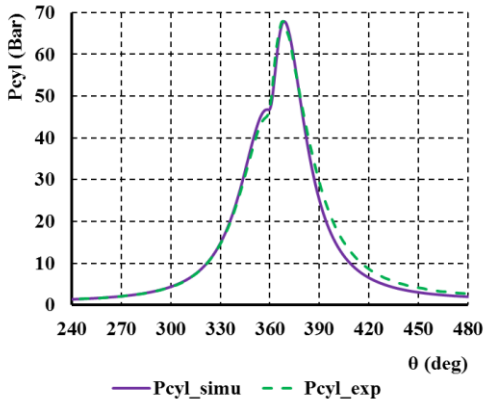
b) Tỷ lệ thay thế ethanol bằng 14,57%

Hình 4. Tốc độ cháy

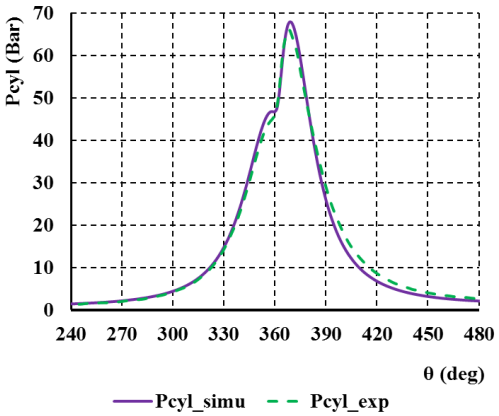
y_ethanol-Tốc độ cháy lan tràn của ethanol; y_main_diesel-Tốc độ cháy trong giai đoạn cháy nhanh của diesel; y_diff_diesel-Tốc độ cháy trong gian đoạn cháy khuếch tán của diesel; y-Tốc độ cháy tổng.

Tốc độ cháy tăng lên khi có ethanol thay thế, có thể là do tốc độ cháy của ethanol lớn hơn diesel. Cũng chính vì điều này mà khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế đỉnh áp suất xy lanh hầu như không thay đổi, cụ thể được thể hiện trên hình 5.

Kết quả mô hình được kiểm soát bằng so sánh áp suất xi lanh của mô hình và thực nghiệm tại 50% tải được thể hiện cụ thể trên hình 5.



a) Tỷ lệ thay thế ethanol bằng 0%



b) Tỷ lệ thay thế ethanol bằng 14,57%

Hình 5. So sánh áp suất xi lanh của mô hình mô phỏng và thực nghiệm

Pcyl_simu-Áp suất mô hình; Pcyl_exp-Áp suất thực nghiệm

Từ mô hình cháy xác định được diễn biến áp suất khí trong xy lanh động cơ, đồng thời so sánh với dữ liệu áp suất đo được bằng thực nghiệm động cơ trên băng thử cho thấy độ chính xác đảm bảo. Cụ thể trong khoảng từ khi bắt đầu phun nhiên liệu diesel đến khi kết thúc quá trình cháy trong xy lanh trong trường hợp động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc cho thấy sai số nhỏ nhất bằng 0.00004%, sai số lớn nhất bằng 5,17560%, sai số trung bình trong trường hợp này bằng 2.58782%; còn trong trường hợp động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol cho thấy sai số nhỏ nhất bằng 0,21504%, sai số lớn nhất bằng 5,96438%, sai số trung bình trong trường hợp này bằng 3,08971%. Như vậy trong cả hai trường hợp sai số trung bình đều cho thấy nhỏ hơn 5%, sai số này có thể chấp nhận được trong nghiên cứu xây dựng mô hình cháy của động cơ đốt trong.

Do đó có thể sử dụng mô hình để tính toán tốc độ tỏa nhiệt của nhiên liệu, lượng nhiệt tỏa ra của nhiên liệu cháy trong xy lanh ở các thời điểm hoặc theo góc quay trục khuỷu.

5. KẾT LUẬN

Từ các kết quả nghiên cứu đã phân tích ở trên, cho thấy mô hình cháy đã xây dựng đảm bảo chính xác, có thể sử dụng mô hình để phân tích tốc độ tỏa nhiệt, tốc độ cháy, xác định thời điểm bắt đầu cháy, khoảng thời gian cháy, áp suất trong xi lanh, đồng thời là cơ sở cho xây dựng mô hình điều khiển động cơ diesel D4BB khi sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol.

Kết quả tại các chế độ tải 75% và 100% cũng có qui luật tương đồng, tuy nhiên do giới hạn của bài báo này nên nhóm tác giả sẽ đề cập đến trong các nghiên cứu tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Thành Bắc, Phạm Minh Tuấn và Trần Anh Trung, "Nghiên cứu đánh giá quá trình cháy của động cơ diesel IDI sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol"(Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc năm 2015).

[2]. Nguyễn Thành Bắc, Phạm Minh Tuấn và Trần Anh Trung, "Xác định tỷ lệ ethanol thay thế lớn nhất cho động cơ diesel"(Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Công Nghiệp Hà Nội 2015).

[3]. F. G. Kremer and A. Fachetti, "Alcohol as automotive Fuel – Brazilian Experience", *Presented at CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, France 2000*.

[4]. Fabrizio Ponti và các cộng sự, "Common rail multi-Jet diesel engine combustion model development for control purposes"(2007 World Congress Detroit, Michigan April 16-19, 2007).

[5]. Fabrizio Ponti và các cộng sự, "Common rail multi-jet Diesel engine combustion development investigation for MFB50 on-board estimation"(SAE International 2010-01-2211).

[6]. Rolf Isermann, *Engine Modeling and Control Modeling (Electronic Management of Internal Combustion Engines)*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2014.

[7]. John B.Heywood, "Internal combustion engine fundamentals", New York McGraw-Hill, Inc 1988.

[8]. P.A. Lakshminarayanan và Yogesh V. Aghav, *Modelling diesel combustion*, Springer Science + Business Media B.V. 2010.

[9]. Lars Eriksson và Lars Nielsen, *Modeling and control of engines and drivelines*, John Wiley and Sons Ltd 2014.

[10]. Fadila Maroteaux, Charbel Saad và Fabrice Aubertin, "Development and validation of double and single Wiebe function for multi-injection mode Diesel engine combustion modelling for hardware-in-the-loop applications"(Elsevier Ltd) 2015.

[11]. Vittorio Ravaglioli và Davide Moro, "MFB50 On-Board Evaluation Based on a Zero Dimensional ROHR Model" *2011*.

[12]. Andrzej Kowalewicz và Zbigniew Pajączek, "Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel"(Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol.10, No1-2).

[13]. MotoHawk ECM-0565-128-0704, chủ biên, Woodward. 2015