

ỨNG DỤNG MATLAB – SIMULINK MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ TRANG BỊ HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU COMMONRAIL

MATLAB – SIMULINK APPLICATION TO SIMULATE THE COMBUSTION PROCESS OF ENGINE COMMONRAIL FUEL INJECTION SYSTEM

Nguyễn Thanh Tuấn¹, Không Văn Nguyên^{2,*}

¹Khoa Công nghệ ô tô, Trường Cao đẳng Kỹ thuật Công nghiệp Việt Nam - Hàn Quốc

²Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

*Email: kvnguyen251@gmail.com

TÓM TẮT

Hệ thống nhiên liệu Common rail cung cấp lượng nhiên liệu chính xác, điều chỉnh áp suất phun, thời điểm phun hợp lý nhất từng chế độ làm việc của động cơ. Để đạt được những mục tiêu khác nhau (cải thiện hiệu suất nhiệt động cơ; kiểm soát mức khí thải), các nhà nghiên cứu trong lĩnh vực động cơ đốt trong đã phát triển nhiều chiến lược phun khác nhau như: thay đổi áp suất phun, hình dạng chùm tia phun, tỷ lệ phun, thời gian phun hoặc thay đổi chiến lược phun: từ phun một giai đoạn đến phun nhiều giai đoạn (phun môi, phun chính, phun muộn...), và ngay trong giai đoạn phun chính còn có thể tách ra nhiều giai đoạn phun (phun chính nhiều giai đoạn). Bài báo đã xây dựng mô hình mô phỏng quá trình cháy của động cơ diesel dùng hệ thống phun kiểu common rail, có thể sử dụng mô hình để phân tích tốc độ cháy, tốc độ tỏa nhiệt, áp suất xy lanh, đồng thời là cơ sở để xây dựng mô hình điều khiển động cơ diesel.

Từ khóa: Common rail; Mô hình cháy; Tốc độ tỏa nhiệt.

ABSTRACT

Common rail fuel system provides precise fuel quantity, adjusts injection pressure, and the most reasonable injection timing for each engine operating mode. To achieve different goals (improve engine thermal efficiency; control emissions), researchers in the field of internal combustion engines have developed many different injection strategies such as: changing injection pressure, spray beam shape, injection ratio, injection time or changing injection strategy: from single-stage injection to multi-stage injection (primer injection, main injection, late injection, etc.), and even in the main injection stage, it is possible to separate multiple injection stages (multi-stage main injection). The article has built a simulation model of the combustion process of a diesel engine using a common rail injection system, which can be used to analyze combustion rate, heat dissipation rate, cylinder pressure, and is also the basis for building a diesel engine control model.

Keywords: Common rail; Combustion model; Heat release rate.



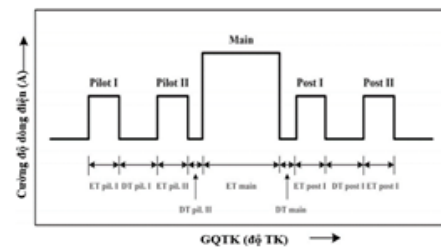
Các từ viết tắt:

TT	Ký hiệu	Ý nghĩa
1	CR	Common rail
2	HTPNL	Hệ thống phun nhiên liệu
3	BCA	Bơm cao áp
4	TDC	Điểm chết trên
5	GTVT	Giao thông vận tải
6	Van SCV	Van điều khiển lượng nhiên liệu vào bơm cao áp

1. TỔNG QUAN

Quá trình cháy trong động cơ diesel phụ thuộc chủ yếu vào cách thức nhiên liệu được phun vào trong buồng cháy, thường được biểu diễn thông qua quy luật phun nhiên liệu hoặc đặc tính phun (Injection Characteristic). Các tiêu chí quan trọng của quá trình phun nhiên liệu diesel bao gồm: thời điểm phun và khoảng thời gian phun; áp suất phun; mức độ phun tới và sự phân bố nhiên liệu trong không gian buồng cháy; tốc độ phun (lượng nhiên liệu được phun theo góc quay trục khuỷu/trục cam); tổng lượng nhiên liệu cung cấp cho 1 chu trình, [1].

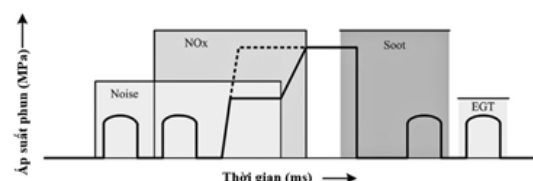
Chất lượng và hiệu quả của quá trình tạo hỗn hợp phụ thuộc chủ yếu vào hệ thống phun nhiên liệu diesel. Những thông số thay đổi của quá trình phun có ảnh hưởng tới quá trình tạo hỗn hợp, diễn biến quá trình cháy (và do đó có ảnh hưởng tới mức độ ô nhiễm, công suất/hiệu suất của động cơ) bao gồm: thời điểm phun nhiên liệu đặc tính phun, áp suất phun; hướng phun và số tia phun. Hệ thống phun nhiên liệu kiểu CommonRail là hệ thống phun nhiên liệu áp suất cao (lên đến 2500 bar), áp suất phun cho phép điều chỉnh độc lập với tốc độ động cơ, cho phép phun nhiều giai đoạn, ngoài ra còn cho phép điều khiển các thông số khác như EGR, tăng áp hoặc bộ xử lý khí thải, [2].



Hình 1. Quy luật phun nhiên liệu giai đoạn, [1]

Trong đó: Pilot I là phun mỗi lần 1; Pilot II là phun mỗi lần 2; Main là phun chính; Post I là phun bổ sung 1, Post II là phun muộn; ET là khoảng thời gian phun, (ms); DT là khoảng thời gian giữa kết thúc phun của lần trước và bắt đầu phun của lần sau.

Ảnh hưởng của các giai đoạn phun tới quá trình cháy của động cơ được trình bày trên Hình 2. Phun mỗi lần 1 và phun mỗi lần 2 giảm mạnh tiếng ồn cháy của động cơ, giảm sự hình thành của NOx. Phun bổ sung kết hợp với nửa sau của giai đoạn phun chính có tác dụng tăng cường sự oxi hoá PM, làm giảm phát thải PM. Một lần phun muộn giúp tăng nhiệt độ khí thải, hỗ trợ quá trình tái sinh lọc cho bộ lọc PM, [3].



Hình 2. Ảnh hưởng của các giai đoạn phun, [2]

Phun môi lượng nhiên liệu được phun một cách có chủ đích bằng một lượng nhỏ trước quá trình phun chính, được gọi là phun môi (pilot injection), [4].

Bài báo này trình bày việc xây dựng mô hình mô phỏng quá trình cháy trong xy lanh động cơ Hyundai D4FA lắp trên xe Hyundai Getz, Hyundai Accent, đây là các loại xe của hãng Hyundai do Hàn Quốc sản xuất. Động cơ Hyundai D4FA là động cơ 4 xy lanh được bố trí thẳng hàng, cơ cấu phân phối khí sử dụng trục cam kép đặt trên nắp máy (DOHC) với 16 xupap, gồm 4 xupap cho mỗi xy lanh, 2 xupap nạp và 2 xupap thải. Đây là loại động cơ diesel tăng áp sử dụng hệ thống phun nhiên liệu trực tiếp dùng ống dẫn chung Common Rail điều khiển bởi ECU. Động cơ có tổng dung tích xy lanh là 1.5l, công suất cực đại là 81kW ở vòng tua máy 4000v/ph. 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 cháy được xác định dựa trên biện pháp thực nghiệm trên băng thử. Kết quả nghiên cứu phục vụ cho việc xây dựng mô hình điều khiển động cơ diesel common rail.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng hệ thống phun nhiên liệu CR thường được chia thành hai giai đoạn cơ bản là cháy nhanh và cháy chính hay cháy khuếch tán, [5, 6]. Phương trình Wiebe tính toán khối lượng nhiên liệu đã cháy theo các nghiên cứu [6, 7, 8], cụ thể như sau:

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

Trong đó: θ - Góc quay trục khuỷu, (độ); θ_{SOC_i} - Thời điểm bắt đầu cháy của từng

giai đoạn, (độ); $\Delta \theta_i$ - Khoảng thời gian cháy của từng giai đoạn, (độ); 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 theo các nghiên cứu [6, 7, 8] như sau:

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

Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu trong xy lanh động cơ được xác định theo phương trình (3), [6, 7, 8]:

$$\frac{dQ_{hri}}{d\theta} = m_{inj_i} \cdot x_{fi} \cdot LHV \cdot \frac{dx_{bi}}{d\theta} \quad (J/\text{độ}) \quad (3)$$

Trong đó: m_{inj_i} - Lượng nhiên liệu tham gia cháy của giai đoạn thứ i , (kg); x_{fi} - Phần nhiên liệu đã cháy trong mỗi giai đoạn (%); LHV - Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, (J/kg).

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

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \sum \frac{dQ_{hri}}{d\theta} \quad (J/\text{độ}) \quad (4)$$

Theo [6, 7, 8] 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 là hằng số. Theo các nghiên cứu [6, 7, 8], chọn $a_i = 5$ với cả hai quá trình cháy (cháy nhanh và cháy khuếch tán), chọn $m = 1,4$ với giai đoạn cháy nhanh, $m = 0,65$ với giai đoạn cháy khuếch tán.

Nhiệt lượng truyền cho xy lanh được xác định theo công thức:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{hri}}{d\theta} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{d\theta} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{d\theta} + C_v \cdot T \cdot \frac{dm}{d\theta} + A \cdot h_g \cdot (T - T_w) \quad (5)$$

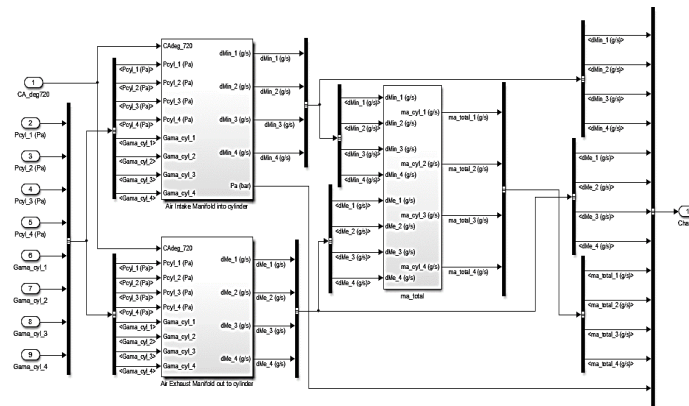
Trong đó: dQ_{hr}/dt - Tốc độ tỏa nhiệt theo thời gian (J/s); dU/dt - Tốc độ biến thiên nội năng do nhiệt độ khí thay đổi (J/s); p - Áp suất xy lanh (N/m²); dV/dt - Tốc độ thay đổi thể tích công tác của xy lanh (m³/s); dQ_{ht}/dt - Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh (J/s); h_{in} - Entanpi của khí nạp (J/kg); h_{out} - Entanpi của khí thải (J/kg); dm_{in}/dt - Tốc độ thay đổi lượng khí nạp (kg/s); dm_{out}/dt - Tốc độ thay đổi lượng khí thải (kg/s).

3. MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

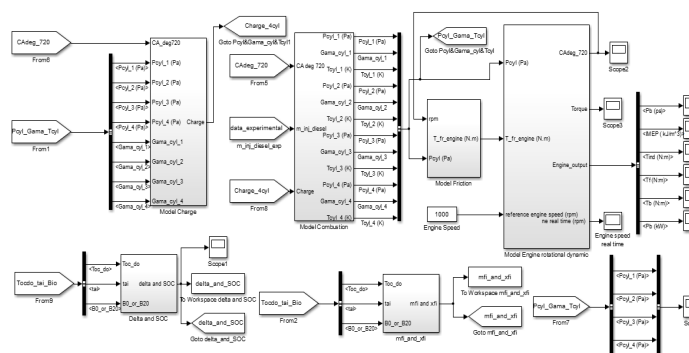
Trên cơ sở lý thuyết ở trên, nhóm tác giả đã xây dựng được mô hình động cơ diesel sử dụng hệ thống phun nhiên liệu common rail bằng phần mềm Matlab Simulink, cụ thể được trình bày trên hình 3 và hình 4. Mô hình bao

gồm các khối: mô hình trao đổi khí, mô hình phun nhiên liệu, mô hình cháy, mô hình ma sát và mô hình động học mô men của động cơ. Các tham số của mô hình Wiebe: thời điểm bắt đầu cháy, khoảng thời gian cháy và tỷ lệ nhiên liệu tham gia cháy ở mỗi giai đoạn cháy được xác định bằng phương pháp tối ưu tham số Check against reference trong Simulink với điều kiện diễn biến áp suất xy lanh từ mô hình luôn được so với áp suất xy lanh thực nghiệm, cho đến khi công cụ tối ưu xác định được các tham số của mô hình cháy đảm bảo áp suất xy lanh giữa mô hình và thực nghiệm có sai số nhỏ nhất.

Áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt ở các chế độ tải 25%, 50%, 75% và 100% được trình bày trên hình 5 đến hình 12.

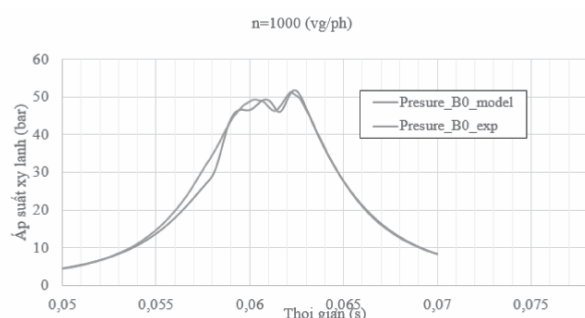


Hình 3. Mô hình động học đường nạp thải

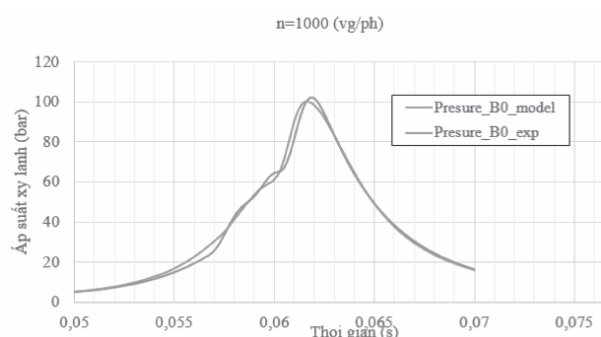


Hình 4. Mô hình động cơ sử dụng diesel và biodiesel làm việc theo thời gian thực

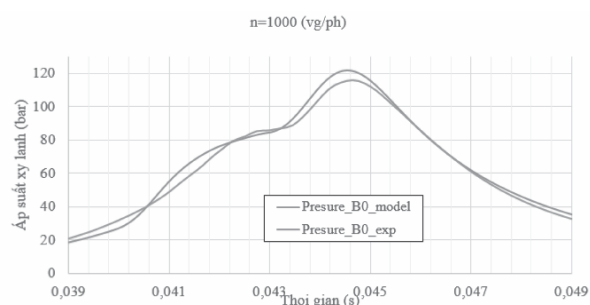
Từ mô hình cháy xác định được diễn biến áp suất trong xylanh động cơ, đồng thời so sánh với dữ liệu áp suất đo được bằng thực nghiệm động cơ trên băng thử. Kết quả cho thấy diễn biến áp suất trong xylanh giữa mô hình và thực nghiệm đảm bảo chính xác. Do đó có thể sử dụng mô hình để tính toán tốc độ tỏa nhiệt, nhiệt lượng tỏa ra của nhiên liệu ở các chế độ tải khác nhau.



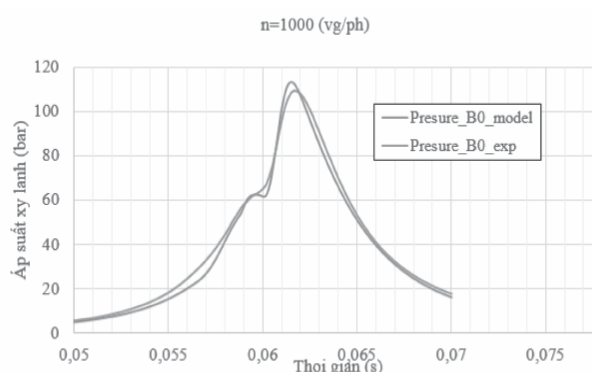
Hình 5. So sánh áp suất xylanh của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 25% tải



Hình 6. So sánh áp suất xylanh của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 50% tải

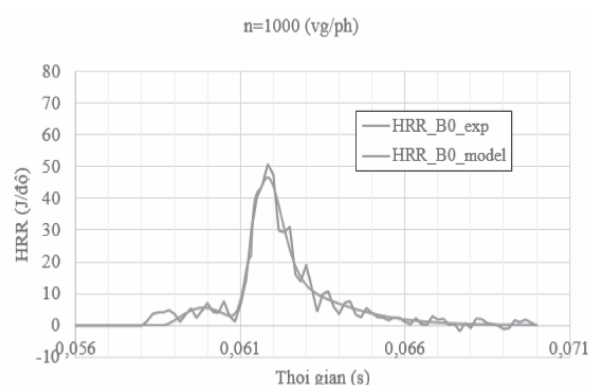


Hình 7. So sánh áp suất xylanh của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 75% tải

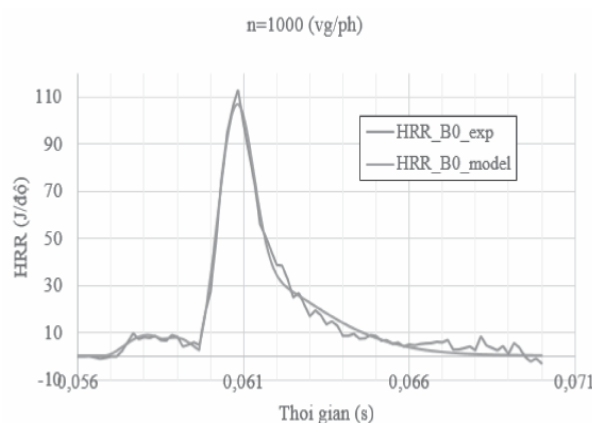


Hình 8. So sánh áp suất xylanh của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 100% tải

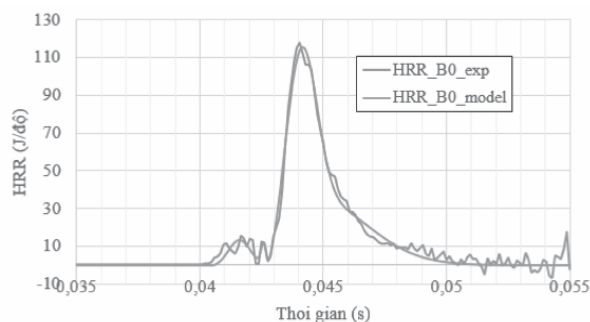
Pressure_B0_model: Áp suất xylanh của mô hình mô phỏng; *Pressure_B0_exp*: Áp suất xylanh thực nghiệm



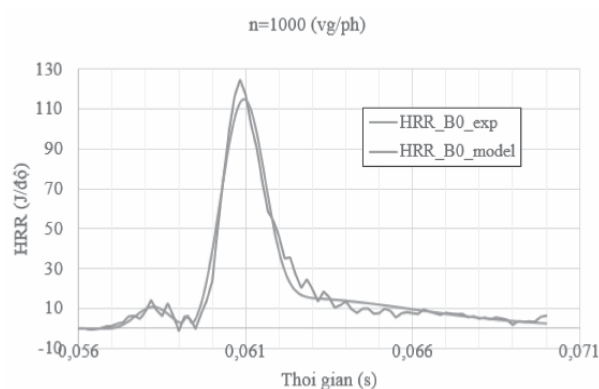
Hình 9. So sánh tốc độ tỏa nhiệt của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 25% tải



Hình 10. So sánh tốc độ tỏa nhiệt của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 50% tải



Hình 11. So sánh tốc độ tỏa nhiệt của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 75% tải



Hình 12. So sánh tốc độ tỏa nhiệt của mô hình mô phỏng và thực nghiệm tại tốc độ 1000 vg/ph, 100% tải
HRR_B0_model: Tốc độ tỏa nhiệt của mô hình mô phỏng; HRR_B0_exp: Tốc độ tỏa nhiệt thực nghiệm

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình mô phỏng quá trình cháy của động cơ diesel dùng hệ thống phun kiểu common rail khi sử dụng biodiesel. Từ các kết quả phân tích ở trên cho thấy mô hình cháy đảm bảo chính xác, có thể sử dụng mô hình để phân tích tốc độ cháy, tốc độ tỏa nhiệt, xác định thời điểm bắt đầu cháy, khoảng thời gian cháy, áp suất xy lanh, đồng thời là cơ sở để xây dựng mô hình điều khiển động cơ diesel dùng hệ thống phun kiểu common rail. Kết quả tại các tốc độ khác cũng có quy luật tương đồng, tuy nhiên do giới hạn của bài báo nên nhóm tác giả sẽ đề cập tới trong các nghiên cứu tiếp theo. ❖

Ngày nhận bài: 03/5/2025

Ngày phản biện: 21/5/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Khổng Văn Nguyên, Lê Anh Vũ, Trần Văn Thoan, Trần Anh Trung, Nguyễn Hoàng Vũ (2019), “Nghiên cứu xây dựng mô hình cháy động cơ diesel Common rail khi sử dụng diesel và biodiesel với một lần phun chính”. Tạp chí Giao thông vận tải (ISSN: 2354-0818), số tháng 9/2019, tr. 117-120.
- [2]. Nguyễn Hoàng Vũ, “Nhiên liệu dùng cho động cơ đốt trong”. NXB. Quân đội Nhân dân, 2010.
- [3]. Nguyen Khong Van, Trung Tran Anh, Vu Nguyen Hoang, Van Nguyen Cao (2017), “Combustion modeling of a CommonRail multi-injection diesel engine fuelled with diesel and biodiesel”. IEEE Xplore - International Conference of Systems Science and Engineering (ICSSE 2017), ISSN 2325-0925, 11 September 2017, pp. 387-392.
- [4]. Vu H. Nguyen, Phuong X. Pham; Biodiesels, “Oxidizing enhancers to improve CI engine performance and emission quality”. ScienceDirect, Fuel; Fuel-154 (2015), Pages 293-300.
- [5]. Fadila Maroteaux and Charbel Saad, “Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: Effects of ignition delay time model”. Energy 57 (2013), pp. 641-652.
- [6]. Usman Asad and Ming Zheng, “Real-time Heat Release Analysis for Model-based Control of Diesel Combustion”. SAE Technical Paper, 2008-01-1000.
- [7]. Charbel Saad, Fadila maroteaux, Jean-Baptiste Millet and Fabrice Aubertin, “Combustion Modeling of a Direct Injection Diesel Engine Using Double Wiebe Functions: Application to HiL Real-Time Simulations”. SAE Technical Paper 2011-24-0143, 09/11/2011, doi:10.4271/2011-24-0143.
- [8]. M. Rajkumar, “Heat Release Analysis and Modeling for a Common-Rail Diesel Engine”. Master's Thesis, University of Tennessee, 2002.
- [9]. Carlos Adolfo Finol Parra (2008), “Heat transfer investigations in a modern diesel engine”. Department of Mechanical Engineering University of Bath.
- [10]. Khổng Văn Nguyên, Trần Văn Thoan, Đồng Minh Tuấn, Lê Anh Vũ (2022), “Ứng dụng máy tính trong thiết kế và tính toán ô tô”. NXB. Khoa học và Kỹ Thuật.
- [11]. <http://www.mathworks.com/products/stateflow/>, truy cập ngày 18/04/2025.
- [12]. W. Zhuang, X. Zhang, D. Zhao, H. Peng, L. Wang (2016), “Optimal design of three-planetary-gear power-split hybrid powertrains”. International Journal of Automotive Technology, vol. 17, no. 2, pp. 299-309.