

# ĐIỀU KHIỂN CHÁY HỖN HỢP HÒA TRỘN TRƯỚC MỘT PHẦN BẰNG CHIẾN LƯỢC PHUN KÉP KẾT HỢP LUÂN HỒI KHÍ THẢI

## CONTROL GASOLINE PARTIALLY PREMIX COMBUSTION BY DUAL INJECTION STRATEGY AND EXHAUST GAS RECIRCULATION

Ngô Văn Thanh<sup>1,\*</sup>,  
Nguyễn Tường Vi<sup>2</sup>, Nguyễn Tùng Lâm<sup>3</sup>

DOI: <https://doi.org/10.57001/huivh5804.2024.041>

### TÓM TẮT

Đặc tính cháy có vai trò quan trọng đến các thông số kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ đốt trong. Trong những năm gần đây, quá trình cháy hòa trộn trước một phần (GPPC - Gasoline Partially Premix Combustion) được nghiên cứu, phát triển và ứng dụng trong động cơ làm nâng cao hiệu suất và giảm phát thải độc hại. Bài báo này nghiên cứu điều khiển quá trình cháy hỗn hợp hòa trộn trước một phần bằng chiến lược phun kép kết hợp với luân hồi khí thải (EGR-exhaust gas recirculation). Kết quả chỉ ra rằng, với việc cố định lần phun thứ nhất ở -35 CAD (Crank Angle Degree), điều chỉnh thời điểm lần phun thứ hai (SOI<sub>2</sub> - Start of Injection) ở thay đổi từ -9 CAD đến 0 CAD kết hợp với kết hợp với luân hồi khí thải làm thay đổi cơ bản đặc tính cháy, đặc tính tỏa nhiệt và hiệu suất của quá trình cháy. Từ đó làm cơ sở cho việc tối ưu quá trình làm việc của động cơ.

**Từ khóa:** Cháy hòa trộn trước một phần; đặc tính cháy, luân hồi khí thải; phun kép.

### ABSTRACT

The characterization of combustion is an important role in the economic, technical, and emission factors of internal combustion engines. Recently, gasoline partially premix combustion (GPPC) have been researched, developed, and applied in engine to improve efficiency and reduce harmful emission. This paper studies the control of partial pre-mixed combustion by dual injection strategy combined with exhaust gas recirculation (EGR). The results showed that, with the fixation of the first injection at -35 CAD, adjusting the second injection timing at the change from -9 CAD to 0 CAD combined with combination with exhaust gas recirculation fundamentally changes the characteristics of the combustion process, heat release, and combustion efficiency. These are the basis for optimizing the working process of the engine.

**Keywords:** GPPC; characterization of combustion process; EGR; dual injection.

<sup>1</sup>Trường Đại học Điện lực

<sup>2</sup>Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

<sup>3</sup>Trường Đại học Giao thông Vận tải

\*Email: thanhnv@epu.edu.vn

Ngày nhận bài: 05/6/2023

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 18/9/2023

Ngày chấp nhận đăng: 20/01/2024

### 1. GIỚI THIỆU

Tính hiệu quả của quá trình biến đổi nhiệt thành công trong chu trình làm việc của động cơ đốt trong được thể hiện qua các thông số chỉ thị bao gồm: áp suất chỉ thị trung bình  $p_i$ , công suất chỉ thị  $N_i$ , hiệu suất chỉ thị  $\eta_i$ ,... Các thông số này đặc trưng cho mức độ hoàn thiện của chu trình trong đó quá trình cháy là nhân tố đóng vai trò quyết định [1].

Động cơ đốt trong truyền thống được biết đến bao gồm động cơ xăng và động cơ diesel. Cả hai loại động cơ này đều có những nhược điểm cơ bản là phát thải độc hại với mức độ phát thải lớn. Vì vậy, các nhà nghiên cứu phát triển động cơ phải sử dụng các biện pháp xử lý khí thải để đáp ứng được mức phát thải dưới ngưỡng cho phép để phù hợp với các tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt hơn. Hiện nay, ngoài động cơ xăng và diesel truyền thống, các mô hình cháy với nhiệt độ thấp LTC (Low-temperature Combustion) như cháy hỗn hợp động nhất HCCI (homogeneous charge compression ignition), cháy hỗn hợp hòa trộn trước PPC (partially premixed combustion), cháy hỗn hợp hòa trộn trước một phần GPPC,... [2].

Động cơ cháy hỗn hợp hòa trộn trước một phần là mô hình cháy với nhiệt độ cháy thấp [3]. Ở động cơ này tận dụng được những ưu điểm của động cơ xăng và động cơ diesel như tỉ số nén cao, hiệu suất cao, giảm mức phát thải độc hại [4].

Chiến lược phun kép là một trong những phương pháp thường được sử dụng để điều khiển quá trình cháy ở động cơ GPPC. Tuy nhiên, ứng với mỗi loại động cơ sử dụng nhiên liệu xăng hoặc xăng sinh học thì việc điều chỉnh thời điểm phun, tỷ lệ phun để quá trình cháy tối ưu nhất cũng khác nhau [5]. Do đó, việc nghiên cứu thay đổi thời điểm phun lần thứ hai so với lần thứ nhất sao cho quá trình cháy là tối ưu nhất là việc làm cần thiết. Bên cạnh đó, luân hồi khí thải cũng là một trong các tham số được sử dụng nhiều ở động cơ đốt trong [6]. Tăng tỷ lệ luân hồi khí thải sẽ làm cho hỗn hợp nạp "bẩn hơn", làm giảm tỷ lệ nhiên liệu - không khí dẫn đến làm tăng giai đoạn cháy trễ. Bằng cách thay đổi tỷ lệ luân hồi khí thải hợp lý cũng sẽ làm cho quá trình cháy ở động cơ GPPC được tối ưu [7].

Bài báo này tiến hành thí nghiệm mô hình cháy GPPC với nhiên liệu xăng-bio-ethanol E20. Quá trình cháy được điều khiển bởi chiến lược phun kép kết hợp với việc làm loãng hỗn hợp nạp bằng khí Nitơ.

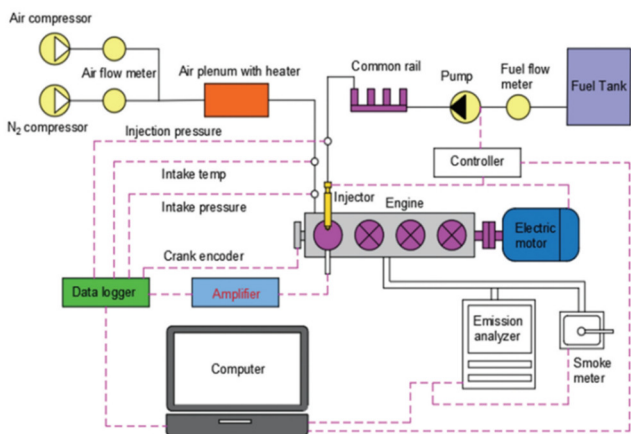
## 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM

### 2.1. Sơ đồ bố trí động cơ và thiết bị thí nghiệm

Động cơ sử dụng để tiến hành thí nghiệm cháy hỗn hợp hòa trộn trước một phần là động cơ Diesel PSA - DW10 được sửa đổi cho phù hợp. Động cơ sử dụng hệ thống cung cấp nhiên liệu Common Rail để điều khiển quá trình phun bằng điện tử. Tốc độ động cơ trên băng thử được duy trì ổn định và kiểm soát bằng một động cơ điện. Hình 1 trình bày sơ đồ lắp đặt, bố trí các thiết bị thí nghiệm và động cơ trên băng thử. Một số thông số cơ bản của động cơ được cho trong bảng 1.

Bảng 1. Một số thông số của động cơ thí nghiệm

Thông số	Giá trị
Đường kính xylanh (mm) x hành trình Piston (mm)	85 x 88
Thể tích công tác 1 xylanh (cc)	499
Tỷ số nén ε	16
Phun nhiên liệu	Common Rail



Hình 1. Sơ đồ bố trí thiết bị và động cơ thí nghiệm

Nhiên liệu thí nghiệm là xăng-bio-ethanol E20 bao gồm 20% Ethanol hòa trộn với 80% xăng RON 95 về thể tích. Một số tính chất của nhiên liệu thử nghiệm được cho trong bảng 2.

Bảng 2. Một số tính chất của nhiên liệu

Tính chất	Xăng RON 95	Ethanol	E20
Hàm lượng ô xy (%)	0	34,7	6,94
Khối lượng riêng ở 15°C (g/ml)	0,736	0,79	0,748
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	44	26,78	40,8
Chỉ số Octan (RON)	95	107	99

### 2.2. Một số thông số cơ bản của tiến trình thí nghiệm

Không khí nạp được cung cấp từ máy nén khí được làm nóng đến nhiệt độ 165°C bằng bộ gia nhiệt, tại đó nhiệt độ và áp suất không khí nạp được đo bằng cảm biến nhiệt (loại

K) với độ chính xác ±2K và cảm biến áp suất áp điện trở (Kistler 4075A) với độ chính xác tương ứng là ±0,3% của toàn thang đo.

Mức tiêu thụ nhiên liệu được đo bằng bộ điều khiển lưu lượng khối chất lỏng (Bronkhorst M13-CORI-FLOW) có độ chính xác ±0,2% trên phép đo. Quá trình luân hồi khí thải (EGR - Exhaust Gas Recirculation) được thay thế bằng cách sử dụng khí Nitơ, được điều khiển bằng đồng hồ đo lưu lượng, mức tỷ lệ EGR được tính theo công thức sau:

$$EGR = \frac{N_2}{Air + N_2} \cdot 100\% \quad (1)$$

Vị trí góc quay được xác định bằng cảm biến quang học với độ chính xác ± 0,1 CAD và áp suất trong xy lanh bằng cảm biến áp suất (Kistler 6043A) được gắn trong nắp xy lanh với độ chính xác ±2%. Đối với tất cả các thí nghiệm, dữ liệu áp suất trong xy lanh được ghi lại và tính trung bình trong 100 chu kỳ liên tiếp để tính toán các đặc tính cháy bằng cách sử dụng phân tích nhiệt động lực học. Các giá trị đo áp suất xy lanh được sử dụng để tính tốc độ tăng áp suất (PRR - Pressure Rise Rate), tốc độ tỏa nhiệt (HRR - heat release rate), pha cháy (CA50 - Crank Angle 50), thời gian cháy (CA90-CA10), hiệu suất chỉ thị trung bình, mức tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị,... Hệ thống nhiên liệu Common Rail duy trì áp suất phun 400 bar. Thời điểm phun lần thứ nhất cố định ở -35CAD, thời điểm phun lần thứ hai được thay đổi từ -9 CAD về 0 CAD. Các thông số cơ bản của tiến trình thí nghiệm được cho trong bảng 3.

Bảng 3. Điều kiện vận hành động cơ thí nghiệm

STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	Nhiệt độ khí nạp	165	°C
2	Áp suất khí nạp	1	bar
3	Áp suất phun	400	bar
4	Chế độ phun	Phun kép	
5	Tỷ lệ giữa 2 lần phun	30/70	% khối lượng
6	Khối lượng nhiên liệu chu trình	8,2	mg/chu trình
7	Thời điểm phun lần đầu	-35	CAD ATDC
8	Tốc độ quay động cơ	1500	vòng / phút
9	Nhiên liệu thử nghiệm	E20	

### 2.3. Phân tích quá trình cháy

Áp suất đầu vào lấy giá trị trung bình của 100 chu kỳ tín hiệu áp suất xy lanh tại một điểm vận hành nhất định. Áp suất xy lanh trung bình được sử dụng để tính tốc độ giải phóng nhiệt. Tốc độ giải phóng nhiệt được xác định từ dữ liệu áp suất xy lanh trung bình, nhờ vào định luật 1 nhiệt động học và phương trình trạng thái khí lý tưởng:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot dV + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot V \cdot dp \quad (2)$$

Trong đó, Q là lượng nhiệt tỏa ra; γ là tỷ lệ nhiệt dung riêng (γ = Cp / Cv); p là áp suất tức thời trong xy lanh; V là thể tích buồng đốt tức thời và α là góc quay.

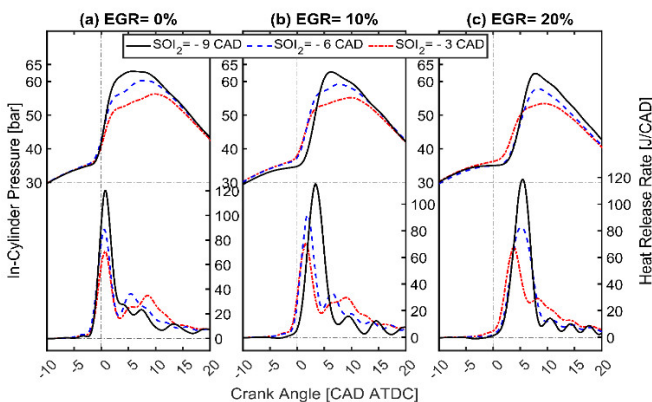
Tốc độ tỏa nhiệt của động cơ đốt trong là thông số quan trọng cung cấp các thông tin về thời điểm bắt đầu và kết thúc quá trình cháy, và thông tin về cường độ ngọn lửa giải phóng năng lượng nhiệt. Ngoài ra, tổn thất năng lượng do truyền nhiệt, cũng được mô tả trong giá trị của tốc độ tỏa nhiệt.

### 3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

#### 3.1. Quy luật thay đổi áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh

Biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ được chỉ ra trên hình 2. Từ đồ thị có thể thấy, thời điểm phun lần thứ hai có ảnh hưởng rất lớn đến quy luật biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh. Khi thời điểm phun lần thứ hai càng sớm, diễn ra càng xa điểm chết trên, thì thời điểm bắt đầu quá trình cháy thực sự xảy ra muộn hơn. Hơn nữa, lúc này tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh cũng mạnh hơn thể hiện bằng các đỉnh của đường tốc độ tỏa nhiệt cao hơn và dịch chuyển về phía bên phải. Điều này cũng chứng minh cho tốc độ cháy diễn ra nhanh hơn. Khi phun sớm, thời điểm bắt đầu cháy thay đổi không đáng kể, pha cháy đều tập trung sau điểm chết trên, tuy nhiên tốc độ tỏa nhiệt cực đại tăng lên khá mạnh: từ 68 J/CAD ( $SOI_2 = -3$  CAD), 86 J/CAD ( $SOI_2 = -6$  CAD) đến 119 J/CAD ( $SOI_2 = -9$  CAD). Đồng thời, khi phun sớm, áp suất cực đại trong xy lanh tăng lên đáng kể, từ 55 bar ( $SOI_2 = -3$  CAD), 59,5 bar ( $SOI_2 = -6$  CAD) đến 64 bar ( $SOI_2 = -9$  CAD). Với lưu ý về sự khác nhau giữa thời điểm bắt đầu cháy và thời gian trễ cháy của quá trình phun chính (là thời gian kể từ khi thực hiện phun chính đến khi bắt đầu cháy) là khác nhau, với các thời điểm phun khác nhau. Từ đường cong tốc độ tỏa nhiệt và giá trị cực đại của áp suất xy lanh như chỉ ra ở trên có thể thấy rằng thời điểm phun và thời gian trễ cháy của giai đoạn phun chính, có ảnh hưởng đến quá trình cháy của động cơ GPPC. Khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, các giá trị cực đại của áp suất, tốc độ tỏa nhiệt có xu hướng dịch chuyển xa hơn về phía điểm chết dưới.

Tuy nhiên, nếu thời điểm phun lần thứ hai muộn, tại -3 CAD, quá trình cháy diễn ra giống với quá trình cháy của động cơ diesel truyền thống. Do đó, thời điểm phun để điều khiển quá trình cháy GPPC là một trong những thông số quan trọng ảnh hưởng quyết định đến đặc tính cháy.

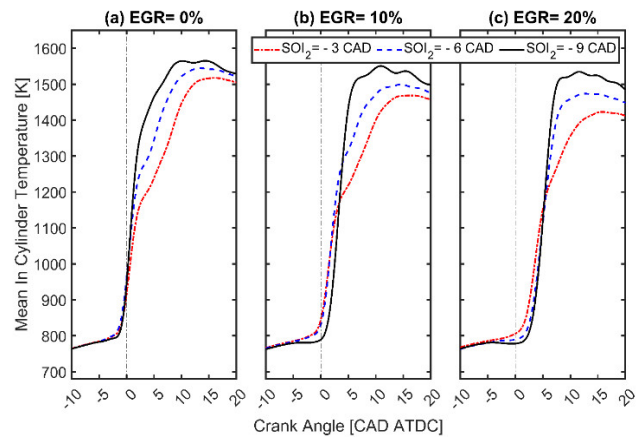


Hình 2. Biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt

#### 3.2. Quy luật biến thiên nhiệt độ trong xy lanh

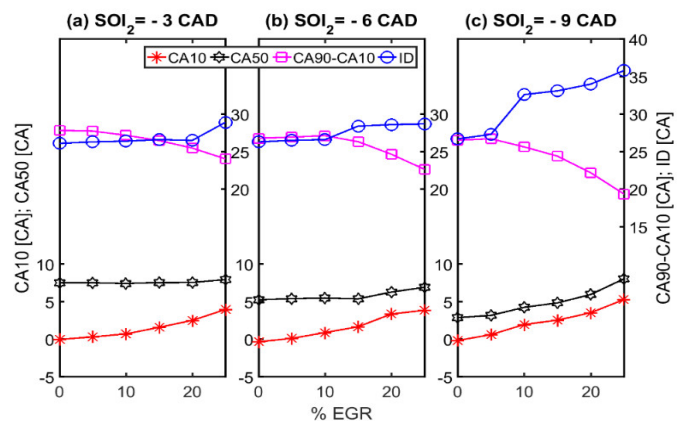
Hình 3 thể hiện biến thiên nhiệt độ trong xy lanh động cơ. Thời điểm phun lần thứ hai càng muộn thì nhiệt độ cực đại trong xy lanh càng thấp. Điều này thể hiện ảnh hưởng của quá trình phun nhiên liệu lần thứ hai có tác dụng “làm mát” hòa khí trong xy lanh. Thời điểm phun lần hai càng sớm, thì mức độ “làm mát” hòa khí càng tăng lên, thể hiện ở vùng giá trị nhiệt độ giảm càng mạnh. Ứng với giá trị -9 CAD có giá trị giảm nhiệt độ nhỏ nhất ở lân cận vùng 5 CAD nhưng cũng có giá trị nhiệt độ cực đại là lớn nhất 1610K ở 7 CAD. Nếu tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, giá trị cực đại của nhiệt độ có xu hướng dịch chuyển xa hơn về phía điểm chết dưới.

Nếu thời điểm phun lần hai xảy ra càng muộn, thì nhiệt độ cực đại trong xy lanh càng giảm. Điều này cho thấy, khi phun lần hai muộn tức là phun vào hòa khí đang diễn ra quá trình cháy, sẽ làm cho tốc độ cháy giảm xuống cũng như nhiên liệu mới phun vào có tác dụng “làm mát” pha cháy ở ngọn lửa nóng, làm giảm tốc độ ô xy hóa nhiên liệu. Khi tỷ lệ luân hồi khí thải tăng lên, kết hợp với thời điểm phun lần hai xảy ra muộn hơn ở -3 CAD thì nhiệt độ cực đại trong xy lanh giảm mạnh. Do đó, có thể thấy thay đổi thời điểm phun lần hai có thể điều khiển được nhiệt độ cực đại trong xy lanh, sẽ làm thay đổi mức phát thải độc hại như CO, NO<sub>x</sub>,...



Hình 3. Biến thiên nhiệt độ trong xy lanh

#### 3.3. Quy luật biến thiên pha cháy và thời gian cháy trễ của mô hình cháy GPPC



Hình 4. Ảnh hưởng của EGR và thời điểm phun lần hai đến pha cháy

Để khảo sát ảnh hưởng của việc kết hợp giữa thời điểm phun lần thứ hai và tỉ lệ luân hồi khí thải, mức luân hồi khí thải được thay đổi từ mức 0 đến 25% trong khi thời điểm phun lần thứ hai được thay đổi ở các giá trị -9, -6, -3 CAD (hình 4). Trên đồ thị hình 4, pha cháy được thể hiện bằng đường CA10, CA50, CA90, trong đó CA10 là thời điểm bắt đầu cháy tương ứng 10% nhiệt lượng tỏa ra, CA50 là quá trình cháy tương ứng 50% lượng nhiệt tỏa ra, CA90 là thời điểm kết thúc quá trình cháy tương ứng với 90% nhiệt lượng tỏa ra. Khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, thời điểm bắt đầu cháy diễn ra muộn hơn, thời điểm CA50 cũng diễn ra muộn hơn tương ứng với thời điểm phun lần hai ở -6, -3 CAD. Tuy nhiên, mức độ biến thiên CA50 khi phun lần hai ở -9 CAD rõ ràng hơn khi thay đổi tỷ lệ luân hồi khí thải. Bên cạnh đó có thể thấy, nếu phun càng sớm, tỷ lệ luân hồi càng cao thì thời điểm kết thúc quá trình cháy càng sớm, giảm được cháy rớt.

Thời gian cháy trễ được thể hiện bằng đường ID (Ignition Delay) trên hình 4. Khi phun lần thứ hai diễn ra càng sớm, tỷ lệ luân hồi khí thải càng cao thì thời gian cháy trễ càng tăng lên. Điều này cho thấy, khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, đường tỏa nhiệt có độ dốc càng giảm dần và dịch chuyển sang phải và chứng minh rằng đã làm giảm tốc độ oxy hóa nhiên liệu.

#### 4. KẾT LUẬN

Quá trình cháy GPPC là một trong các mô hình cháy nhiệt độ thấp đang được ứng dụng trong động cơ đốt trong. Việc nghiên cứu các thông số để điều khiển quá trình cháy của có vai trò quan trọng. Từ nghiên cứu của bài báo này có thể rút ra một số kết luận chính sau:

Kết hợp thời điểm phun lần thứ nhất và lần thứ hai hợp lý sẽ làm thay đổi được quy luật cháy, quy luật tỏa nhiệt và các pha cháy diễn ra trong xy lanh động cơ. Tuy nhiên, đối với nhiên liệu E20 khi thời điểm phun lần thứ nhất là -35 CAD, thời điểm phun lần thứ hai không nên muộn quá giá trị -3 CAD vì khi đó quá trình cháy diễn ra tương tự động cơ diesel.

Chiến lược phun kép kết hợp với luân hồi khí thải cũng làm thay đổi cơ bản quy luật biến thiên áp suất, nhiệt độ và pha cháy của mô hình cháy GPPC. Khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải lên 25%, thì mô hình cháy GPPC chỉ thể hiện rõ ràng với lần phun thứ hai ở thời điểm -9 CAD. Do đó, nếu tăng tỷ lệ luân hồi khí thải cần phun lần hai sớm hơn.

#### LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông vận tải (ĐH GTVT) trong đề tài mã số T2023-CK-007.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyen Tat Tien, *Nguyên lý động cơ đốt trong*. Vietnam Education Publishing House, Hanoi, 2008.
- [2]. Lehrheuer B., Morcinkowski B., Pischinger S., Nijs M., "Low Temperature Gasoline Combustion - Potential, Challenges, Process Modeling and Control," In: King R. (eds) *Active Flow and Combustion Control. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, 127, Springer, 2015.

[3]. Rousselle C., Foucher F., Labreche A., "Optimization of Gasoline Partially Premixed Combustion Mode," *SAE Technical Paper* 2013-01-2532, 2013.

[4]. Woo H. Goyal, S. Kook, E. R. Hawkes, Q. N. Chan, "Double Injection Strategies for Ethanol-Fuelled Gasoline Compression Ignition (GCI) Combustion in a Single-Cylinder Light-Duty Diesel Engine," *SAE Int.*, 2016.

[5]. Manente V., Tunestal P., Johansson B., Cannella W., "Effects of Ethanol and Different Type of Gasoline Fuels on Partially Premixed Combustion from Low to High Load," *SAE Technical Paper* 2010-01-0871, 2010.

[6]. Noh H. K., No S., "Effect of bioethanol on combustion and emissions in advanced CI engines: HCCI, PPC and GCI mode - A review," *Applied Energy*, 208, 782- 802, 2017.

[7]. Kaiadi M., Johansson B., Lundgren M., Gaynor J. A., "Experimental investigation on different injection strategies for ethanol partially premixed combustion," *SAE Tech Pap Ser, SAE Int.*, 2013.

#### AUTHORS INFORMATION

**Ngo Van Thanh<sup>1</sup>, Nguyen Tuong Vi<sup>2</sup>, Nguyen Tung Lam<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Electric Power University, Vietnam

<sup>2</sup>University of Economics - Technology for Industries, Vietnam

<sup>3</sup>University of Transport and Communications, Vietnam