

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ NẠP ĐẾN ĐẶC TÍNH CHÁY HCCI SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU PRF80

A RESEARCH STUDY ON THE EFFECTS OF INTAKE CONDITIONS ON COMBUSTION CHARACTERISTICS HCCI ENGINE FUELED BY PRF80 FUEL

Ngô Văn Thanh^{1*}, Nguyễn Tùng Lâm^{2,3}

TÓM TẮT

Quá trình cháy hỗn hợp đồng nhất HCCI đang là xu hướng nghiên cứu chính của các nhà khoa học về động cơ đốt trong. Cháy HCCI có nhiều ưu điểm là nâng cao hiệu suất nhiệt, giảm được các thành phần độc hại trong khí thải. Bài báo nghiên cứu thực nghiệm mô hình cháy HCCI sử dụng nhiên liệu PRF80 (Primary Reference Fuel, 80% iso-Octane và 20% n-heptane). Các thông số đầu vào như nhiệt độ, áp suất khí nạp, tỷ lệ hòa khí tương đương ER (ER- equivalence ratio) và mức độ làm loãng dòng khí nạp bằng N₂ lần lượt được khảo sát nhằm đánh giá đặc tính cháy của nhiên liệu PRF80. Kết quả cho thấy, khi tăng tỷ lệ hòa khí tương đương ER, tăng áp suất đường ống nạp đều làm cho nhiệt độ, áp suất trong xylanh tăng lên ở cả hai pha cháy. Nhiệt độ khí nạp có ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy, khi thay đổi nhiệt độ khí nạp từ 50 ÷ 150°C, tốc độ tỏa nhiệt và áp suất trong xylanh đều tăng và giá trị cực đại gần với điểm chết trên. Ngoài ra, bài báo còn khảo sát quá trình cháy được điều khiển bằng cách bổ sung khí N₂ vào đường ống nạp. Kết quả cho thấy, tăng tỷ lệ pha loãng N₂ sẽ làm trễ pha cháy chính nhưng không ảnh hưởng ở pha cháy với ngọn lửa lạnh.

Từ khóa: HCCI, nhiên liệu PRF80, đặc tính cháy.

ABSTRACT

Recently, HCCI mode in the internal combustion engine is one of a trend study of the scientist. The advantages of HCCI mode are increased heat performance and decreased emission. In this paper, PRF80 (Primary Reference Fuel, 80% -iso Octane and 20% n-heptane) was evaluated. The intake conditions such as intake temperature, intake pressure and dilution ratio by nitrogen (N₂) were investigated to study the characteristics of combustion with PRF80 fuel. Results shown that, rise ER and intake pressure lead to in-cylinder temperature and pressure increased of both combustion phases. The intake temperature effect directly in HCCI combustion mode, intake temperature from 50°C to 150°C, results on in-cylinder pressure and heat release rate vary both value and position of peaks near the top dead center. Besides, this work also was researched dilution by nitrogen (N₂) for control the combustion, the result shown that, increasing N₂ lead to delay of the combustion timing, but not influence the cool flame.

Keywords: HCCI mode, PRF80 fuel, characteristics of combustion.

¹Trường Đại học Điện Lực

²Trường Đại học Orléans, Cộng hòa Pháp

³Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: ngovanthanhdc@gmail.com

Ngày nhận bài: 25/8/2019

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 05/12/2019

Ngày chấp nhận đăng: 20/12/2019

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong xu hướng phát triển của động cơ đốt trong hiện nay, cháy hỗn hợp đồng nhất HCCI là một trong những hướng ưu tiên đang được các nhà khoa học tập trung nghiên cứu. Cháy HCCI có nhiều ưu điểm là nâng cao hiệu suất nhiệt, giảm được các thành phần độc hại trong khí thải [1-3]. Xu hướng nghiên cứu chính của các nhà khoa học trên thế giới về động cơ HCCI là tập trung vào điều khiển quá trình cháy.

Một trong các phương án được tập trung nghiên cứu là sử dụng lượng nhiên liệu trong động cơ cháy đồng nhất HCCI. Ví dụ như Olsson và cộng sự nghiên cứu lượng nhiên liệu iso-Octane và n-heptane với trị số Octane lần lượt là 100 và 0 để kiểm soát một khoảng rộng của đặc tính tự cháy [4]. Tuy nhiên, nghiên cứu này chưa khảo sát đến tính làm loãng cũng như tỷ số hòa khí tương đương của hỗn hợp (ER-equivalence ratio) khi cấp vào động cơ. Luân hồi khí thải cũng là một trong các phương án sử dụng phổ biến để điều khiển cháy động cơ HCCI. Với phương án này, một phần khí thải sẽ được quay trở lại đường nạp nhằm làm thay đổi thành phần của hỗn hợp nạp qua đó làm thay đổi tính chất cháy của hỗn hợp công tác [5]. Khi kết hợp chỉ số Octane của nhiên liệu và tỷ lệ luân hồi khí thải hợp lý có thể làm cho hiệu suất nhiệt tăng lên, phát thải NO_x giảm ở tất cả các chế độ tải [6]. Các tham số đường ống nạp có ảnh hưởng trực tiếp đến điều khiển quá trình cháy. Chenxu Cheng và cộng sự [7] nghiên cứu sự ảnh hưởng của nhiệt độ khí nạp kết hợp với thay đổi trị số octane của nhiên liệu PRF90, PRF80, PRF70, PRF60 có thể nâng cao hiệu suất cháy của động cơ ở tất cả chế độ tải. Phương án điều khiển tỷ số nén của động cơ cũng được tập trung nghiên cứu [8]. Tuy nhiên, hiện không có nhiều động cơ được trang bị có thể thay đổi được tỷ số nén nên phương án này ít được lựa chọn.

Trong bài báo này, phương pháp nghiên cứu đánh giá đặc tính cháy của nhiên liệu PRF80 khi đồng thời khảo sát các tham số ảnh hưởng của nhiệt độ, áp suất khí nạp cũng như phương án làm loãng khí nạp bằng khí Nitơ (N₂) sẽ góp phần làm hoàn thiện thêm quá trình điều khiển cháy của động cơ HCCI.

2. MÔ HÌNH TOÁN QUÁ TRÌNH CHÁY

Quy luật tỏa nhiệt trong xylanh động cơ dựa trên mô hình của Woschni như sau [9]:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} + \frac{dQ_{crevice}}{d\theta} \quad (1)$$

Trong đó, Q là nhiệt lượng tỏa ra, p là áp suất trong xylanh, V là thể tích xylanh, γ là chỉ số đoạn nhiệt ($\gamma = \frac{C_p}{C_v}$), θ là góc quay trục khuỷu, Q_w tổn thất nhiệt qua thành xylanh, $Q_{crevice}$ là tổn thất nhiệt qua khe kẽ (có thể bỏ qua khi tính toán).

Lượng tổn thất nhiệt qua thành vách xylanh có thể được tính theo công thức sau:

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = A_c h_c (T_g - T_w) / \omega \quad (2)$$

Trong đó, A_c là diện tích tiếp xúc hỗn hợp khí cháy với thành vách xylanh, T_g (K) là nhiệt độ hỗn hợp khí cháy, T_w (K) là nhiệt độ thành vách xylanh, ω (rad/s) là vận tốc góc của trục khuỷu. Đối với mô hình cháy trong động cơ HCCL, hệ số truyền nhiệt h_c (W/m² K) được tính theo công thức [9].

$$h_c = 3,26.D^{-0,2} (p.w)^{0,8} . T^{-0,3} \quad W/m^2 K \quad (3)$$

Vận tốc cháy trong xylanh được tính theo công thức Woschni 1967 như sau:

$$w = \left[C_1 . c_m + C_2 \frac{T_a}{p_a . V_a} . V . (p - p_m) \right] \quad (4)$$

p_a , V_a , T_a là áp suất, thể tích và nhiệt độ của khí trong xylanh tại một thời điểm nào đó, thường chọn là cuối kì nạp; p, V là áp suất và thể tích trong xylanh tại một thời điểm; p_m là áp suất cơ khí trong xylanh (xác định ở cùng vị trí góc quay trục khuỷu với p) khi động cơ được kéo không nổ ở cùng điều kiện khi làm việc. C_1 là hệ số xoáy lốc, C_2 là hệ số cháy.

Ở hành trình trình thái: $C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{v_s}{c_m}$

Ở hành trình khác: $C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{v_s}{c_m}$

c_m : tốc độ trung bình của piston; $v_s = \frac{D . \omega_p}{2}$, với ω_p là tốc độ xoáy lốc trong xylanh. Khi chưa có sự cháy nhiên liệu, $C_2 = 0$, khi cháy nhiên liệu $C_2 = 3,24 . 10^{-3}$.

3. ĐỘNG CƠ VÀ ĐIỀU KIỆN THÍ NGHIỆM

3.1. Động cơ thí nghiệm

Bảng 1. Thông số của động cơ

TT	Thông số	Trị số
1	Kiểu động cơ	Peugeot PSA DW10
2	Số xylanh	1
3	Đường kính xylanh (mm)	85
4	Hành trình piston (mm)	88
5	Thể tích công tác (lít)	0,499
6	Tỷ số nén	16:1

Việc nghiên cứu được thực hiện bằng thực nghiệm trên xylanh một xylanh của động cơ (từ nguyên mẫu động cơ diesel 4 xylanh) với các thông số đặc trưng của động cơ được cho trong bảng 1. Khi thực nghiệm chỉ cho một xylanh hoạt động, 3 xylanh còn lại được ngắt nhiên liệu và tạo lỗ thông xylanh với môi trường bên ngoài để loại bỏ hành trình nén. Mô hình lắp đặt thiết bị và động cơ thí nghiệm được giới thiệu trong hình 1.

3.2 Nhiên liệu thí nghiệm

Chỉ số RON của n-heptane bằng 0, trong khi đó chỉ số RON của Iso-Octane là 100 đơn vị. Khi hòa trộn n-heptane và iso-octane theo tỷ lệ phần trăm thể tích ta có chỉ số RON của nhiên liệu thay đổi từ 0 ÷ 100 đơn vị. Trong thực nghiệm này, nhiên liệu PRF80 với chỉ số RON bằng 80 đơn vị, nghĩa là hòa trộn 20% n-heptane với 80% iso-octane. Tính chất của nhiên liệu thử nghiệm được cho trong bảng 2.

Bảng 2. Các thông số của nhiên liệu PRF80 [7]

TT	Thông số	n-heptane	Iso-octane	PRF80
1	Công thức phân tử	C ₇ H ₁₆	C ₈ H ₁₈	C _{1,8} H _{17,6}
2	Khối lượng mol	100	114	112
3	Tỷ trọng ở 15 °C (g/ml)	0,684	0,692	0,6904
4	Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	44,6	44,3	44,36
5	Nhiệt độ sôi ở áp suất 1atm (°C)	93,38	99,3	
6	Nhiệt độ tự cháy (°C)	220	396	
7	A/F	15,14	15,09	15,096
8	RON/MON	0	100	80

3.3. Điều kiện thí nghiệm

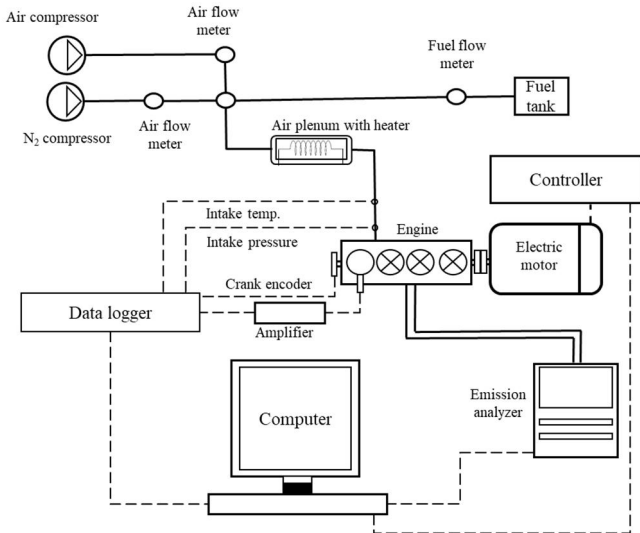
Các thông số áp đặt điều kiện hoạt động của động cơ khi thí nghiệm được cho trong bảng 3. Trong đó giữ tốc độ động cơ ở số vòng quay 1500 vòng/phút, áp suất đường ống nạp là 1bar. Tiến hành thay đổi nhiệt độ khí nạp và tỷ lệ hòa khí tương đương của động cơ để khảo sát quá trình cháy HCCL của nhiên liệu PRF80 trong động cơ này.

Để điều khiển quá trình cháy, pha loãng khí nạp bằng Nitor (N₂) bằng cách bổ sung khí N₂ vào đường ống nạp. Pha loãng bằng N₂ (kiểu luân hồi đơn giản) là bước đầu để đánh giá luân hồi khí thải EGR (Exhaust Gas Recirculation). Tỷ lệ bổ sung N₂ được cho như sau:

$$EGR = \frac{N_2}{Air + N_2} \% \quad (5)$$

Bảng 3. Các chế độ thí nghiệm

TT	Tham số	Giá trị
1	Đường ống nạp	
	Nhiệt độ khí nạp (°C)	Thay đổi
	Áp suất (bar)	1
2	Tỷ lệ hòa khí ER	Thay đổi
3	Động cơ	
	Tốc độ (vòng/phút)	1500
	Áp suất chỉ thị (bar)	Thay đổi

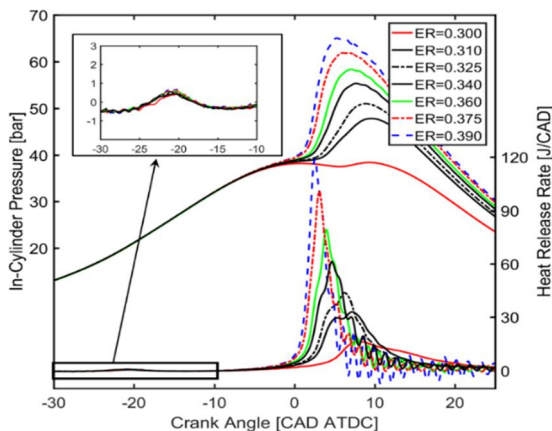


Hình 1. Mô hình lắp đặt động cơ thí nghiệm

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Ảnh hưởng của tỷ lệ hòa khí

Ảnh hưởng của tỷ lệ hòa khí được đánh giá thông qua chỉ số ER, (ER = 1 là vừa đủ oxy, ER < 1 thì hỗn hợp nhạt, thừa oxy). Thay đổi tỷ lệ hòa khí ER sẽ làm thay đổi năng lượng trong buồng cháy, đồng thời có thể điều khiển được các phản ứng cháy của nhiên liệu trong xylanh động cơ. Hình 2 biểu thị quy luật thay đổi áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xylanh động cơ khi giữ nguyên nhiệt độ, áp suất đường ống nạp và thay đổi chỉ số ER từ trong khoảng ER = [0,300 ÷ 0,390]. Kết quả chỉ ra rằng, khi tăng ER đồng nghĩa với việc tăng được lượng nhiên liệu cấp vào buồng cháy động cơ. Khi tỷ lệ hòa ER = 0,39 thì áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt là lớn nhất. Hơn nữa, ta thấy khi tỷ lệ ER tăng lên thì các đỉnh của áp suất cực đại và các đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt cực đại đều có xu hướng dịch chuyển về phía gần điểm chết trên.

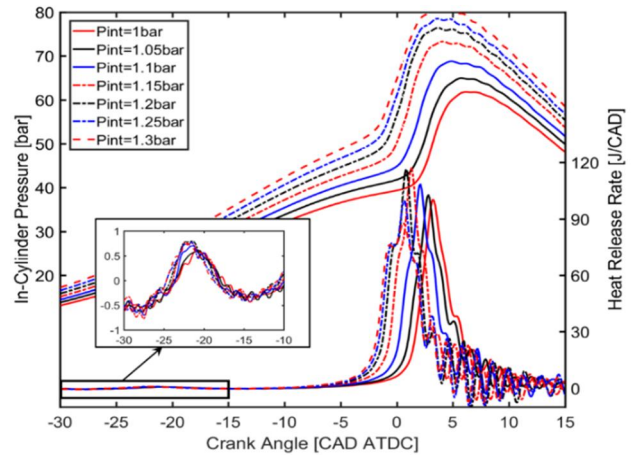


Hình 2. Quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt khi cháy nhiên liệu PRF80 khi nhiệt độ khí nạp 100°C, áp suất 1bar

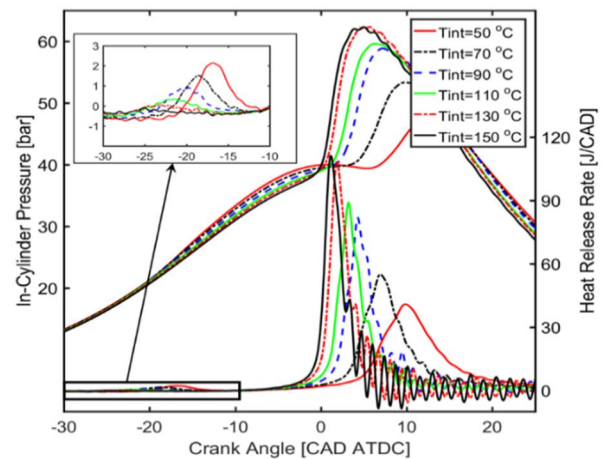
4.2. Ảnh hưởng của áp suất khí nạp

Để khảo sát quy luật thay đổi áp suất và quy luật tỏa nhiệt khi thay đổi áp suất đường ống nạp, nhiệt độ khí nạp (100°C) và tỷ lệ hòa khí ER (ER = 0,30) được giữ nguyên. Áp

suất khí nạp được thay đổi tăng lên trong phạm vi $p = [1 ÷ 1,3]$ bar. Rõ ràng tăng áp suất khí nạp sẽ làm tăng áp suất cũng như tốc độ tỏa nhiệt trong xylanh động cơ. Tốc độ tỏa nhiệt cũng như áp suất trong xylanh lớn nhất khi $p = 1,3$ bar. Trong thực tế, tăng áp suất đường nạp bằng cách tăng áp động cơ. Tuy nhiên, áp suất và nhiệt độ khí nạp là các tham số phụ thuộc nhau. Do đó, ta cần phải xem xét yếu tố nhiệt độ khí nạp đến quy luật cháy trong xylanh động cơ.



Hình 3. Quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt khi nhiệt độ khí nạp 100°C, ER=0,30



Hình 4. Quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt khi thay đổi nhiệt độ khí nạp

4.3. Ảnh hưởng của nhiệt độ khí nạp và tỷ lệ pha loãng

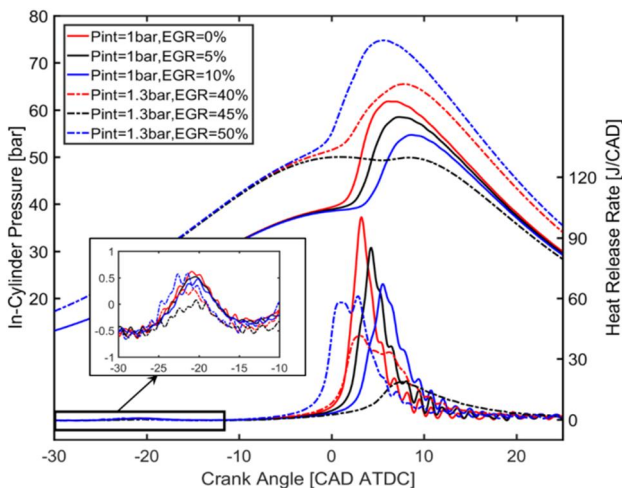
4.3.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ khí nạp

Nhiệt độ khí nạp có ảnh hưởng trực tiếp đến động học quá trình phản ứng cháy HCCI và là thông số dùng để điều khiển quá trình cháy. Hình 4 là quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt khi thay đổi nhiệt độ khí nạp $T = [50°C ÷ 150°C]$. Từ đồ thị ta thấy, cả áp suất và tốc độ tỏa nhiệt cực đại đều chuyển dịch lại gần vị trí điểm chết trên khi nhiệt độ khí nạp cao. Điều này là do quá trình phản ứng cháy xảy ra sớm hơn ở cả hai pha cháy và cải thiện tốc độ phản ứng đến gần điểm chết trên. Diễn biến quá trình cháy ở pha ngọn lửa lạnh từ -20 ÷ 10°TK trước điểm chết trên cho thấy, khi nhiệt độ khí nạp $T = 50°C$ thì đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt xảy ra chậm hơn và lớn hơn. Khảo sát vùng

cháy ngọn lửa lạnh, nếu như giữ tỷ lệ ER = 0,3 thì nhiệt độ và áp suất cháy của ngọn lửa lạnh đạt giá trị $T = [800 \div 850K]$, $p = [30 \div 40bar]$. Như vậy, khi tăng nhiệt độ khí nạp thì thời điểm đạt nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu ở cả hai pha cháy đều diễn ra sớm hơn. Điều này dẫn đến tốc độ tỏa nhiệt và tốc độ tăng áp suất đều diễn ra nhanh, động cơ làm việc rung giật, ồn.

4.3.2. Ảnh hưởng của pha loãng dòng khí nạp

Điều khiển quá trình cháy HCCI của nhiên liệu PRF80 bằng cách bổ sung khí N₂ hòa trộn vào đường ống nạp. Tỷ lệ làm loãng thấp giữ áp suất đường ống nạp bằng 1bar và tỷ lệ làm loãng cao, tăng áp suất khí nạp lên 1,3bar. Quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và quy luật tỏa nhiệt được cho trong hình 5. Kết quả cho thấy, tăng tỷ lệ pha loãng N₂ sẽ làm trễ pha cháy chính nhưng không ảnh hưởng ở pha cháy với ngọn lửa lạnh cả ở áp suất đường ống nạp là 1bar và 1,3bar. Trễ pha cháy là giải pháp để giảm tốc độ tăng áp dp/dt, gradient áp suất giảm, động cơ làm việc êm hơn.



Hình 5. Quy luật thay đổi áp suất trong xylanh và tốc độ tỏa nhiệt khi thay áp suất khí nạp và tỷ lệ pha loãng EGR, giữ nguyên nhiệt độ khí nạp 100°C, áp suất khí nạp 1bar và 1,3bar

5. KẾT LUẬN

Qua phân tích đánh giá các tham số ảnh hưởng đến quá trình cháy HCCI của nhiên liệu PRF80, có thể thấy, thay đổi các tham số nhiệt độ và tỷ lệ hòa khí tương đương ER (các thông số đầu vào của động cơ) sẽ làm thay đổi căn bản đặc tính cháy của nhiên liệu PFR80 trong mô hình cháy của động cơ HCCI. Khi tăng tỷ lệ hòa khí và giảm nhiệt độ khí nạp sẽ làm tăng được giới hạn tải của động cơ HCCI. Tuy nhiên, khi đó động cơ làm việc rung giật và ồn.

Điều khiển pha cháy bằng cách tăng tỷ lệ pha loãng N₂ trong đường nạp thì cơ bản làm trễ pha cháy chính khi cung cấp cùng lượng nhiên liệu hoặc cùng áp suất chỉ thị đầu ra. Tuy nhiên, mặc dù trễ pha cháy chính nhưng pha cháy ở giai đoạn ngọn lửa lạnh hầu như không bị ảnh hưởng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Christensen M., 2002. *HCCI combustion*. PhD thesis, Lund University, Faculty of Engineering.
- [2]. Christensen M, Johansson B., 1998. *Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition*. SAE International, SAE no 982454.
- [3]. Eng JA., 2010. *Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion*. SAE Tech. Pap. Ser., doi:10.4271/2002-01-2859.
- [4]. Olsson J-O, Tunestål P, Johansson B., 2001. *Closed-loop control of an HCCI engine*. SAE.
- [5]. Ng CKW, Thomson MJ, 2004. *A computational study of the effect of fuel reforming, EGR and initial temperature on lean ethanol HCCI combustion*. SAE, paper 2004-01-0556.
- [6]. Chenxu Jiang, Guan Huang, Guibin Liu, Yong Qian, Xingcai Lu, 2019. *Optimizing gasoline compression ignition engine performance and emissions: Combined effects of exhaust gas recirculation and fuel octane number*. Applied Thermal Engineering, 153(2019), 669-677.
- [7]. Chenxu Jiang, Zilong Li, Guibin Liu, Yong Qian, Xingcai Lu, 2019. *Achieving high efficient gasoline compression ignition (GCI) combustion through the cooperative-control of fuel octane number and air intake conditions*. Fuel, 242(2019), pp 23-34.
- [8]. P. Saisirirat, C. Togbe', S. Chanchaona, F. Foucher C. Mounaim-Rousselle, P. Dagaut, 2011. *Auto-ignition and combustion characteristics in HCCI and JSR using 1-butanol/n-heptane and ethanol/n-heptane blends*. Proceedings of the Combustion Institute, (33), pp 3007-3014.
- [9]. Woschni G., 1967. *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. SAE, paper 670931.

AUTHORS INFORMATION

Ngo Van Thanh¹, Nguyen Tung Lam^{2,3}

¹Electric Power University

²Univ. Orléans, INSA CVL, PRISME, EA 4229, F45072 Orléans, France

³University of Transport and Communications