

NGHIÊN CỨU KIỂM SOÁT QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN VỚI NHIÊN LIỆU XĂNG, (GCI – GASOLINE COMPRESSION IGNITION), VỚI THÔNG SỐ TỶ LỆ LUÂN HỒI KHÍ THẢI

RESEARCH ON THE COMBUSTION CONTROL OF GASOLINE COMPRESSION IGNITION (GCI) ENGINES WITH EXHAUST GAS RECIRCULATION PARAMETERS

ThS. **Vũ Thị Phụng**

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Quá trình 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 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. Kết quả chỉ ra rằng, với việc cố định lần phun thứ nhất ở -35CAD, điều chỉnh thời điểm lần phun thứ hai ở thay đổi từ -9CAD đến -3CAD 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: *Quá trình cháy; Cháy hòa trộn trước một phần; Phun kép; Luân hồi khí thải.*

ABSTRACT

The combustion process 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. The results showed that, with the fixation of the first injection at -35CAD, adjusting the second injection timing at the change from -9CAD to 0CAD combined with the combination with exhaust gas recirculation fundamentally changes the characteristics of the combustion process, heat release rate and combustion efficiency. These are the basis for optimizing the working process of the engine.

Keywords: *Combustion process; GPPC; Dual injection; EGR.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

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 η_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 đồng 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].

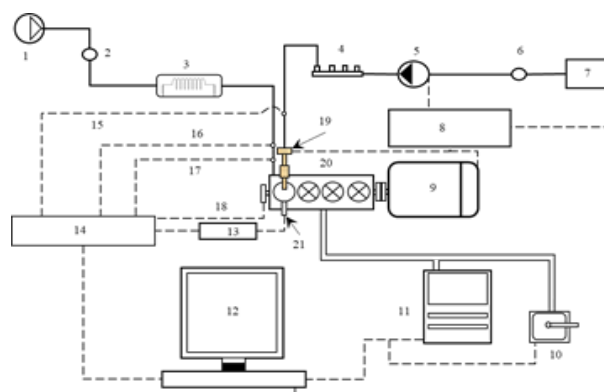
Chiến lược phun kép là một trong những phương pháp thường được sử dụng để điều khiển quá trình cháy ở động cơ GPPC. Tuy nhiên, ứng với mỗi loại động cơ sử dụng nhiên liệu xăng hoặc xăng sinh học thì việc điều chỉnh thời điểm phun, tỷ lệ phun để quá trình cháy tối ưu nhất cũng khác nhau [5]. Do đó, việc 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 “bần 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. Quá trình cháy được điều khiển bởi chiến lược phun kép kết hợp với việc làm loãng hỗn hợp nạp bằng khí Nitơ.

2. MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM ĐỘNG CƠ GPPC

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



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

- 1: Máy nén khí; 2: Đo lưu lượng khí; 3: Bình gia nhiệt khí; 4: Common Rail; 5: Bơm nhiên liệu;
6: Đo lưu lượng nhiên liệu; 7: Bình chứa nhiên liệu; 8: Điều khiển lượng phun; 9: Động cơ điện; 10: Đo độ khối; 11: Tủ phân tích khí thải; 12: Máy tính; 13: Bộ khuếch đại; 14: Bộ ghi dữ liệu;
15: Tín hiệu áp suất phun; 16: Tín hiệu nhiệt độ khí nạp;
17: Tín hiệu áp suất nạp; 18: Tín hiệu tốc độ quay động cơ;
19: Vòi phun nhiên liệu; 20: Động cơ thí nghiệm; 21: Đầu đo áp suất.

Động cơ sử dụng để tiến hành thí nghiệm cháy hỗn hợp hòa trộn trước một phần là động cơ 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 cơ bản của động cơ thí nghiệm

Thông số	Giá trị
Đường kính xy lanh (mm) x hành trình piston (mm)	85 x 88
Thể tích công tác 01 xy lanh (cc)	499
Tỷ số nén ϵ	16
Phun nhiên liệu	Common Rail

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 ± 2 K và cảm biến áp suất áp điện trở (Kistler 4075A) với độ chính xác tương ứng là $\pm 0,3\%$ 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 $\pm 0,2\%$ 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:

$$EGR = \frac{N_2}{Air + N_2} \cdot 100\%$$

Vị trí góc quay được xác định bằng cảm biến quang học với độ chính xác $\pm 0,1$ CAD và áp suất trong xy lanh bằng cảm biến áp suất (Kistler 6043A) được gắn trong nắp xy lanh với độ chính xác $\pm 2\%$. 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

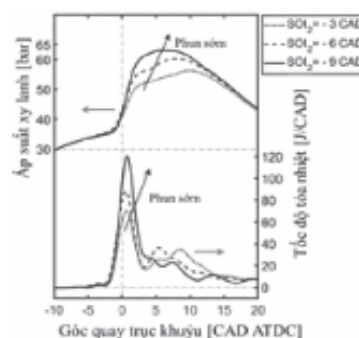
đo áp suất xy lanh được sử dụng để tính tốc độ tăng áp suất (PRR – Pressure Rise Rate), tốc độ tỏa nhiệt (HRR – Heat Release Rate), pha cháy (CA50 – Crank Angle 50), thời gian cháy (CA90-CA10), hiệu suất chỉ thị trung bình, mức tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị,... Hệ thống nhiên liệu Common Rail duy trì áp suất phun 400 bar. Thời điểm phun lần thứ nhất cố định ở -35CAD, thời điểm phun lần thứ hai được thay đổi từ -9CAD về -3CAD. Các thông số cơ bản của tiến trình thí nghiệm được cho trong Bảng 2.

Bảng 2. 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 hai lần phun	30/70	% khối lượng
6	Thời điểm phun lần đầu	-35	CAD ATDC
7	Tốc độ quay động cơ	1500	vòng/phút
8	Nhiên liệu thử nghiệm	Xăng	

3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

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

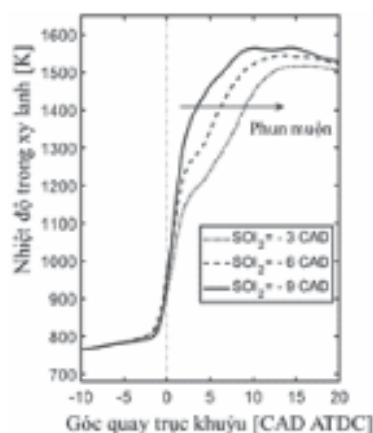


Hình 2. Biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt

Biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ với trường hợp không luân hồi khí thải 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.

Tuy nhiên, nếu thời điểm phun lần thứ hai muộn, từ -6CAD đến -3CAD, quá trình cháy diễn ra giống với quá trình cháy của động cơ diesel truyền thống với pha cháy khuếch tán. 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.

3.2. Quy luật biến thiên nhiệt độ trong xy lanh



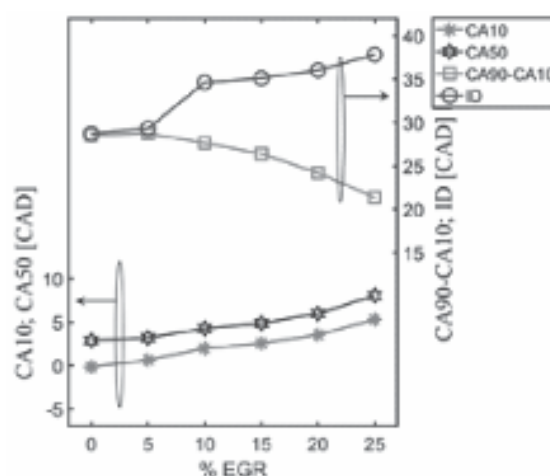
Hình 3. Biến thiên nhiệt độ trong xy lanh

Hình 3 thể hiện biến thiên nhiệt độ trong xy lanh động cơ theo các thời điểm phun chính khác nhau. Với vùng nhiệt độ trước khi phát triển cháy mạnh, xung quanh -2CAD ATDC,

hiệt độ trong xy lanh giảm dần khi phun chính sớm lên, thể hiện ảnh hưởng của quá trình phun nhiên liệu lần thứ hai có tác dụng “làm mát” hòa khí trong xy lanh. Ứng với góc phun chính -9CAD có giá trị giảm nhiệt độ nhỏ nhất ở lân cận vùng -3CAD nhưng cũng có giá trị nhiệt độ cực đại là lớn nhất ở lân cận vùng 10CAD.

Trên đồ thị Hình 3 cho thấy, 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 hỗn hợp hòa khí đang diễn ra quá trình cháy, sẽ làm cho tốc độ cháy giảm xuống cũng như nhiên liệu mới phun vào thực hiện quá trình cháy khuếch tán, với tốc độ ôxy hóa nhiên liệu giảm. 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_x,...

3.3. Quy luật biến thiên pha cháy và thời gian cháy trễ của động cơ GCI



Hình 4. Ảnh hưởng của EGR với thời điểm phun lần hai -9CAD ATDC 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 cố định ở các giá trị -9CAD (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 -9CAD.

Thời gian cháy trễ được thể hiện bằng đường ID (Ignition Delay) trên Hình 4. Khi 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 được áp dụng trong động cơ đốt trong là mô hình cháy có thể đáp ứng được các yêu cầu ngày càng chặt chẽ của tiêu chuẩn về khí thải trong động cơ đang áp dụng ở các nước châu Âu cũng như ở Việt Nam. Việc điều khiển các thông số của quá trình cháy là nhân tố quyết định đến đặc tính phát thải cũng như đặc tính làm việc của động cơ. Kết quả của bài báo đã cho thấy, việc kết hợp giữa hai thông số là chiến lược phun kép với thời điểm phun lần thứ hai hợp lý cùng với tỷ lệ luân hồi khí thải sẽ làm thay đổi được quy luật cháy, quy luật tỏa nhiệt và các pha cháy diễn ra trong xylanh động cơ.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này nhận được sự giúp đỡ từ TS. Nguyễn Tùng Lâm, Khoa Cơ khí,

Trường Đại học Giao thông Vận tải và TS. Ngô Văn Thanh, Khoa Cơ khí và Động lực, Trường Đại học Điện lực. ❖

Ngày nhận bài: **28/4/2023**

Ngày phản biện: **23/5/2023**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Tất Tiến; “*Nguyên lý động cơ đốt trong*”, NXB. Giáo dục, 2008.
- [2]. Lehrheuer B., Morcinkowski B., Pischinger S., Nijss M.; “*Low Temperature Gasoline Combustion – Potential, Challenges, Process Modeling and Control*”. In: King R. (eds) Active Flow and Combustion Control 2014. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, vol 127. Springer, 2015.
- [3]. Rousselle, C., Foucher, F., and 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, and 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., and 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.