

KIỂM SOÁT QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN VỚI NHIÊN LIỆU XĂNG BỞI HAI THÔNG SỐ THỜI ĐIỂM PHUN VÀ LUÂN HỒI KHÍ THẢI

CONTROL THE COMBUSTION PROCESS OF GASOLINE COMPRESSION IGNITION ENGINES USING TWO PARAMETERS: INJECTION TIMING AND EXHAUST GAS RECIRCULATION

Nguyễn Ngọc Sang

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

Đến Tòa soạn ngày 19/03/2024, chấp nhận đăng ngày 18/06/2024

Tóm tắt: Động cơ đốt trong sử dụng phương thức hình thành hỗn hợp và tổ chức quá trình cháy kiểu đốt cháy hỗn hợp nhiên liệu – không khí hòa trộn sẵn một phần sử dụng nhiên liệu xăng (GPPC - Gasoline Partially Premixed Combustion) có tiềm năng để đạt được hiệu suất động cơ cao cũng như kiểm soát được các thành phần khí thải độc hại NO_x và phát thải dạng hạt (PM – Particulate Matter) thấp. Trong nghiên cứu này, chiến lược phun hai giai đoạn phối hợp với điều khiển luân hồi khí thải được tiến hành phân tích dựa vào thực nghiệm, ở chế độ tải trung bình. Nhiên liệu sử dụng là xăng thương mại, có trị số octan cao RON95. Kết quả chỉ ra rằng: quá trình phát triển cháy được kiểm soát bằng tỷ lệ luân hồi khí thải EGR và thời điểm phun chính SOI_2 bao gồm thời điểm bắt đầu oxi hóa nhiên liệu xăng, quãng thời gian cháy phần lớn hỗn hợp và thời gian cháy hỗn hợp. Từ các ảnh hưởng của thời điểm phun chính và tỷ lệ luân hồi khí thải thì có thể làm cơ sở cho tối ưu hóa quá trình vận hành của động cơ đốt trong với mô hình cháy mới.

Từ khóa: Quá trình cháy, cháy hòa trộn trước một phần, phun kép, luân hồi khí thải.

Abstract: The internal combustion engine utilizing the Gasoline Partially Premixed Combustion (GPPC) method, which involves the partially premixed combustion of a pre-mixed mixture with gasoline fuel, has the potential to achieve high engine efficiency while keeping harmful NO_x and particulate matter (PM) emissions low. In this study, a two-stage injection strategy combined with exhaust gas recirculation (EGR) control was experimentally analyzed at medium load conditions. The fuel employed was commercial gasoline with a high octane rating of RON95. The results indicate that the combustion process is controlled by the EGR rate and the timing of the second injection (SOI_2), which includes the start of combustion, the main combustion phase, and the combustion duration. Understanding the influences of the SOI_2 timing and EGR rate provides a basis for optimizing the engine operation with this novel combustion model.

Keywords: Combustion process, Gasoline Partially Premixed Combustion, Split injection, EGR.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Với các yêu cầu đồng thời giảm thiểu phát thải độc hại và giảm thiểu tiêu thụ nhiên liệu riêng trên động cơ đốt trong gần đây, thì động cơ cháy bằng nén với nhiên liệu xăng (GCI –

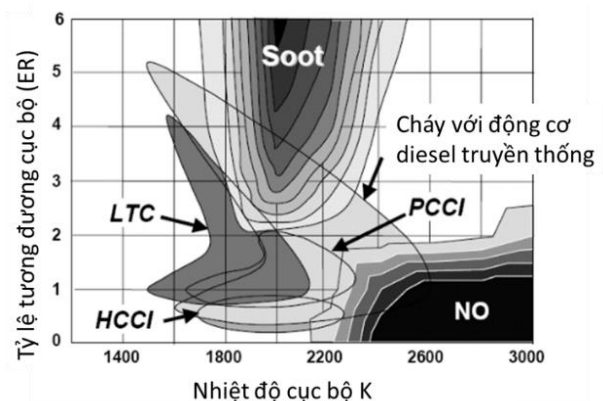
Gasoline Combustion Ignition) đã được nghiên cứu với tiềm năng giảm thiểu đồng thời phát thải bồ hóng và NO_x , vượt trội hoàn toàn so với động cơ xăng và động cơ diesel truyền thống. Động cơ cháy bằng nén với

nhiên liệu xăng, là quá trình cháy với nhiệt độ cháy thấp (LTC - Low Temperature Combustion), là loại hình cháy trung gian giữa quá trình cháy bằng nén hỗn hợp hòa trộn đồng nhất (HCCI – Homogenous Charge Compression Ignition) và quá trình cháy của động cơ cháy bằng nén (động cơ diesel) truyền thống [1, 2]. Động cơ PPC (Partially Premixed Combustion) được biết đến là bước tiến mới trong sự phát triển của động cơ đốt trong, là một phương thức cháy LTC đang được nghiên cứu [3].

Với động cơ diesel truyền thống, khi thực hiện nâng cao tỷ lệ luân hồi khí thải (EGR – Exhaust Gas Recirculation) thì tăng thời gian cháy trễ của nhiên liệu diesel khi phun vào trong xilanh động cơ [4]. Quá trình phun nhiên liệu và thời điểm bắt đầu cháy đã có thể được tách biệt, tức là quá trình tự cháy bắt đầu sau khi nhiên liệu được hoàn tất phun vào trong xilanh. Chính sự tách biệt giữa quá trình phun và quá trình cháy, làm cho nhiên liệu và không khí trong xilanh đủ thời gian để hòa trộn. Kết quả là sự phát thải bồ hóng và NO_x giảm đồng thời, do thành phần nhiên liệu – không khí hòa trộn phân lớp nhạt hơn, đồng thời nhiệt độ đốt cháy cực đại toàn xilanh hoặc cục bộ đều giảm đi. Chế độ vận hành động cơ với LTC này là khả thi khi thực hiện trên động cơ diesel ở mức độ tải thấp và trung bình. Ngược lại, ở mức độ tải cao, để làm trễ cháy hơn nữa, cần phải có quá nhiều EGR, thì làm cho quá trình đốt cháy hiệu quả kém đi và lượng khí thải HC và CO tăng lên rất lớn [5, 6].

Các nghiên cứu của Johansson và cộng sự [7] sử dụng nhiên liệu có CN là 21 để có được thời điểm bắt đầu cháy tích cực chỉ sử dụng khoảng 50% tỷ lệ EGR để vận hành động cơ ở mức IMEP khoảng 16 bar, và lượng phát thải bồ hóng và NO_x thấp. Bằng cách so sánh

trong nghiên cứu của của Noehre và cộng sự [5], ít nhất 70% phần trăm EGR được yêu cầu để đạt được mục đích này bằng cách sử dụng nhiên liệu diesel thương mại ở mức tải 15 bar IMEP. Sau đó, Kalghatgi và cộng sự [3,8] đã đề xuất chiến lược cháy bằng nén hỗn hợp hòa trộn trước một phần với nhiên liệu xăng (GPPC). Trong khái niệm PPC này, lợi thế về khả năng chống tự cháy cao của xăng được sử dụng để đạt được độ trễ đánh lửa cao hơn. Manente và cộng sự [9, 10] đã kết luận rằng PPC có thể được vận hành ở mức tải cao tới 25 bar IMEP với lượng phát thải bồ hóng và NO_x thấp. Và hiệu suất chỉ thị của động cơ là hơn 50% có thể đạt được với tốc độ tăng áp suất tối đa có thể chấp nhận được bằng EGR ở mức vừa phải và chiến lược phun nhiều giai đoạn phù hợp.



Hình 1. Sự hình thành phát thải độc hại bồ hóng và NO_x , trong dải tỷ lệ tương đương cục bộ và nhiệt độ cục bộ trong xilanh động cơ [11]

Chiến lược phun sử dụng cho GPPC có lợi thế ở mức tải động cơ cao, nhưng khi ở mức tải thấp, khi áp suất và nhiệt độ nạp làm cho điều kiện trong xilanh: nhiệt độ và áp suất, khi động cơ hoạt động là tương đối thấp, sự ổn định của quá trình đốt cháy trở thành một thách thức lớn đối với chiến lược PPC do khả năng phản ứng thấp hơn của xăng [12-13].

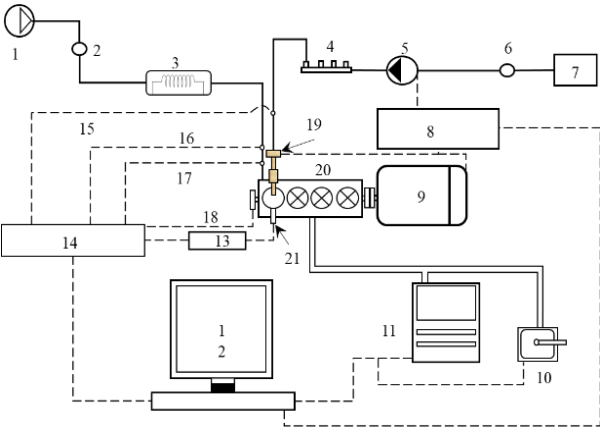
Vì vậy ở nghiên cứu này, tác giả tập trung vào

nguyên cứu đánh giá hai thông số: luân hồi khí thải và thời điểm phun lần thứ hai để điều khiển quá trình cháy của động cơ sử dụng mô hình cháy GPPC, hay còn có thể gọi là GCI.

2. THỬ NGHIỆM ĐỘNG CƠ

Sơ đồ lắp đặt động cơ thử nghiệm trên băng thử và thiết bị thí nghiệm.

Động cơ sử dụng để thực hiện thí nghiệm cháy bằng nén hỗn hợp hòa trộn trước một phần là động cơ PSA-DW10 được sửa đổi phù hợp, sử dụng 1 động cơ và ngắt 3 động cơ. Động cơ sử dụng hệ thống cung cấp nhiên liệu kiểu tích áp - Common Rail để điều khiển quá trình cung cấp nhiên liệu bằng điện tử. Tốc độ động cơ trên băng thử được duy trì ổn định và kiểm soát bằng một động cơ điện. Hình 2 trình bày sơ đồ bố trí, lắp đặt các thiết bị thử nghiệm và động cơ đốt trong trên băng thử. Một số thông số chính của động cơ được giới thiệu trong bảng 1.



Hình 2. Sơ đồ lắp đặt trang thiết bị thử nghiệm động cơ trên băng thử

1: Máy nén khí cung cấp không khí; 2: Thiết bị đo lưu lượng khí; 3: Bình sấy nóng không khí; 4: Bình tích áp nhiên liệu; 5: Bơm nhiên liệu xăng; 6: Thiết bị đo lưu lượng nhiên liệu cung cấp; 7: Thùng chứa nhiên liệu xăng; 8: Thiết bị điều khiển lượng phun nhiên liệu xăng; 9: Động cơ điện; 10: Thiết bị đo độ nhớt; 11: Thiết bị phân tích khí thải; 12: Máy

tính hiển thị và thực hiện điều khiển; 13: Bộ khuếch đại tín hiệu; 14: Bộ ghi dữ liệu; 15: Tín hiệu áp suất phun nhiên liệu; 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 thử nghiệm; 21: Đầu đo áp suất.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật chính động cơ thử nghiệm

Thông số	Giá trị
Đường kính xilanh (m)	0,085
Hành trình piston (m)	0,088
Thể tích công tác 1 xilanh (dm ³)	0,499
Tỷ số nén ε	16.0
Phun nhiên liệu	Tích áp - Common Rail

2. Một số thông số cơ bản của tiến trình thí nghiệm

Máy nén khí cung cấp không khí nạp cho động cơ được làm nóng đến nhiệt độ 165°C bằng bộ sấy nóng khí nạp. Nhiệt độ khí nạp và áp suất khí nạp được kiểm soát thông qua các cảm biến, nhiệt độ và áp suất không khí nạp được đo bằng cảm biến nhiệt (loại K) với sai số nhỏ hơn 2°C và cảm biến áp suất áp điện trở (Kistler 4075A) với sai số nhỏ hơn ± 0,3% của toàn thang đo.

Mức cung cấp nhiên liệu được kiểm soát bằng bộ điều khiển lưu lượng khối chất lỏng (Bronkhorst M13-CORI-FLOW) có sai số nhỏ hơn 0,2% trên phép đo. Quá trình luân hồi khí thải thực hiện cho động cơ được thay thế bởi khí nitơ (N₂) để đơn giản cho quá trình kiểm soát lượng luân hồi khí thải, được điều khiển bằng đồng hồ đo lưu lượng, mức tỷ lệ luân hồi khí thải được xác định như sau:

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

Vị trí góc quay trục khuỷu được xác định bằng cảm biến quang học với sai số nhỏ hơn 0,1 CAD. Áp suất trong xilanh được xác định bằng cảm biến áp suất (Kistler 6043A) gắn trong nắp xilanh với sai số nhỏ hơn 2%.

Đối với các thử nghiệm trong nghiên cứu này, dữ liệu đo áp suất trong xilanh được ghi lại và tính trung bình trong 100 chu kỳ liên tiếp để tính toán các quá trình nhiệt động học trong xilanh, đặc biệt là quá trình cháy bằng nén hỗn hợp hòa trộn trước một phần, bằng cách sử dụng phân tích nhiệt động lực học. Các giá trị đo áp suất trong xilanh được sử dụng tính toán tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh, pha cháy chính, thời gian quá trình cháy hỗn hợp trong xilanh, hiệu suất chỉ thị trung bình, mức tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị,... Hệ thống nhiên liệu kiểu tích áp - Common Rail duy trì áp suất phun 40 MPa. Thời điểm phun lần thứ nhất cố định ở -35CAD trước điểm chết trên, thời điểm phun lần thứ hai được thay đổi từ -9CAD về -3CAD trước điểm chết trên. Các thông số cơ bản của tiến trình thí nghiệm được cho trong bảng 2.

Bảng 2. Điều kiện thử nghiệm động cơ

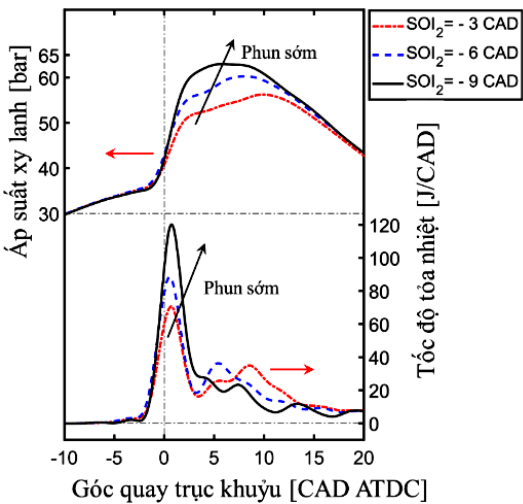
STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	Nhiệt độ không khí nạp	165	°C
2	Áp suất không khí nạp	0,1	MPa
3	Áp suất phun nhiên liệu	40	MPa
4	Phương pháp phun	Phun hai giai đoạn	
5	Tỷ lệ nhiên liệu lần 1 / lần 2	30/70	% khối lượng
6	Thời điểm phun nhiên liệu giai đoạn đầu	-35	CAD ATDC
7	Tốc độ quay động cơ	1500	vòng / phút

STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
8	Nhiên liệu thử nghiệm	Xăng thương mại	

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Áp suất xilanh và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh

3.1.1. Quy luật thay đổi áp suất xilanh và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh khi thay đổi thời điểm phun chính



Hình 3. Diễn biến áp suất xilanh và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh, trong trường hợp không luân hồi khí thải

Diễn biến áp suất trong xilanh và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh động cơ với trường hợp không sử dụng luân hồi khí thải được chỉ ra trên Hình 3, với 3 trường hợp thời điểm phun chính khác nhau: $SOI_2 = -3, -6, -9$ CAD ATDC, phun nhiên liệu trước khi piston đến điểm chết trên. Từ đồ thị này 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 xilanh, với các giá trị và thời điểm đạt giá trị cực đại là khác nhau và đồng thời dạng đường cong, độ dốc khác nhau. Khi thời điểm phun lần thứ hai SOI_2 càng sớm ($SOI_2 = -9$ CAD ATDC), quá trình phun chính diễn ra càng xa trước khi piston đến điểm chết trên, thì thời điểm bắt đầu quá trình cháy thực sự

xảy ra muộn hơn, thể hiện ở tốc độ tỏa nhiệt nằm về phía bên phải – muộn hơn. Hơn nữa, lúc này tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh trong quá trình cháy cũng mạnh hơn thể hiện bằng các đỉnh của đường tốc độ tỏa nhiệt cao hơn và dịch chuyển về phía bên phải, sau điểm chết trên. Điều này cũng chứng minh cho tốc độ cháy diễn ra nhanh hơn khi thực hiện phun sớm, hòa khí (xăng được phun vào và không khí trong xilanh) hòa trộn trước được hình thành nhiều hơn trước khi quá trình cháy diễn ra.

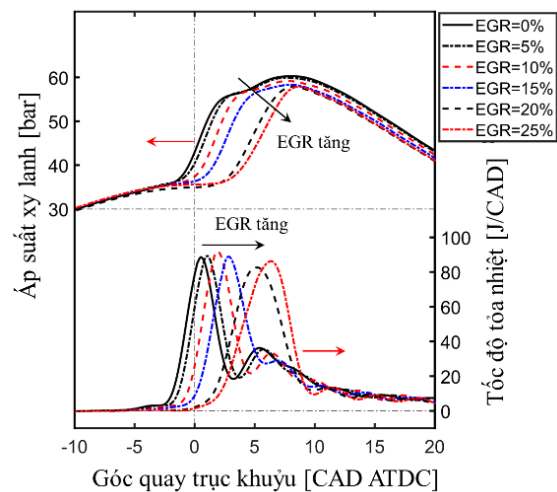
Tuy nhiên, nếu thời điểm phun lần thứ hai muộn, từ -6 CAD đến -3 CAD, quá trình cháy diễn ra giống với quá trình cháy của động cơ diesel truyền thống với pha cháy khuếch tán và pha cháy hòa trộn trước phân biệt hoàn toàn, thể hiện bởi 2 đỉnh của đường cong tốc độ tỏa nhiệt. Trong đó, pha cháy hòa trộn trước chiếm ưu thế hơn so với pha cháy khuếch tán với tốc độ tỏa nhiệt lớn hơn nhiều và quá trình cháy tập trung ở quanh điểm chết trên. Từ các kết quả này cho thấy thời điểm phun chính SOI_2 có thể thực hiện để làm thông số điều khiển quá trình cháy GPPC, quyết định đến đặc tính cháy.

3.1.2. Quy luật thay đổi áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh khi nâng cao thành phần luân hồi khí thải

Như thể hiện trong

Hình 4, diễn biến của áp suất trong xilanh và tốc độ tỏa nhiệt liên quan đến thời điểm phun nhiên liệu thứ hai gần điểm chết trên -3 CAD ATDC, thời điểm phun này đã được chọn để xác thực tiềm năng của EGR. Việc bổ sung luân hồi khí thải EGR làm giảm nồng độ oxy có sẵn cho quá trình đốt cháy hỗn hợp xăng - không khí, tăng nhiệt dung riêng của hỗn hợp khí trong xilanh và làm chậm quá trình tự cháy của hòa khí [14], sau đó cũng làm chậm

quá trình phát triển cháy của quá trình cháy khuếch tán.



Hình 4. Ảnh hưởng của mức EGR đến áp suất xilanh và tốc độ tỏa nhiệt của quá trình cháy cháy nén với nhiên liệu xăng, trong trường hợp thời điểm phun sớm -3 CAD ATDC

Với việc tăng tỷ lệ EGR lên tới 25%, quá trình bắt đầu đốt cháy bị trì hoãn mạnh, áp suất tối đa giảm và giá trị cực đại của tốc độ giải phóng nhiệt giảm nhẹ khi tổng lượng nhiên liệu được đưa vào qua hai lần phun, thời điểm bắt đầu tự cháy ở cùng một thời điểm. Với quá trình cháy không sử dụng luân hồi khí thải, thì pha cháy thể hiện trên đường cong tốc độ tỏa nhiệt bao gồm 2 phần rõ rệt: pha cháy thứ nhất của hỗn hợp hòa trộn trước và pha cháy thứ hai của quá trình cháy khuếch tán. Khi tăng tỷ lệ EGR, pha cháy chỉ còn thể hiện của pha cháy duy nhất, điều này cho thấy quá trình trì hoãn cháy của quá trình phun môi và cháy đồng thời hỗn hợp của 2 lần phun.

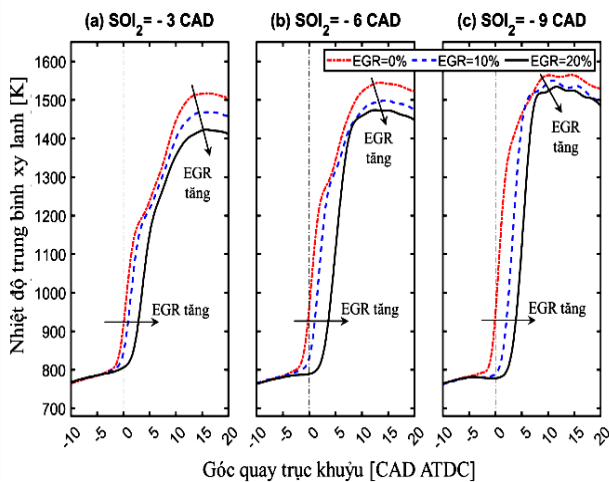
Quá trình trì hoãn cháy của hỗn hợp hình thành bởi giai đoạn phun môi, khi tăng tỷ lệ EGR từ 0 đến 25%. Khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải lên, đường tỏa nhiệt có độ dốc càng giảm dần và dịch chuyển sang phải, sau điểm chết trên. Điều này cho thấy khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải xem như làm giảm tốc độ oxi hóa hỗn

hợp nhiên liệu - không khí.

Ngoài ra, sự phát triển cháy có thể thấy được ảnh hưởng của tia phun của giai đoạn phun chính đến quá trình bắt đầu cháy, khi tia phun hấp thụ nhiệt lượng của vùng hỗn hợp của giai đoạn phun môi hình thành, làm cho quá trình đình trệ cháy chung tăng lên.

3.2. Quy luật biến thiên nhiệt độ trong xilanh

Nhiệt độ trong xilanh được tính toán dựa vào thông tin về áp suất trong xilanh, theo định luật 1 nhiệt động lực học chất khí.



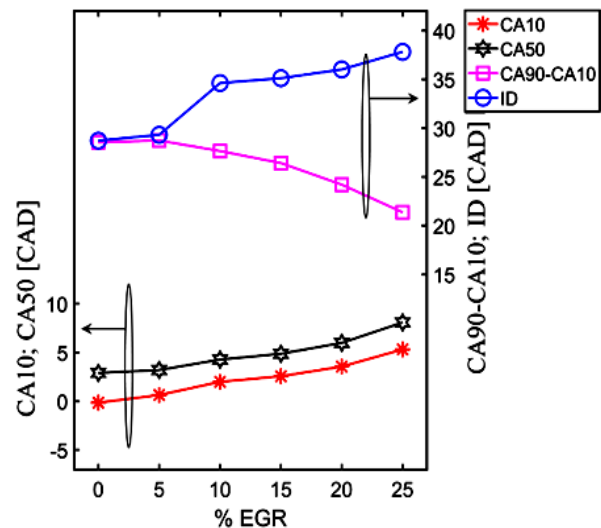
Hình 5. Ảnh hưởng của tỷ lệ luân hồi khí thải đến quy luật thay đổi nhiệt độ trung bình trong xilanh, trong các trường hợp thời điểm phun sớm: a) -3 CAD ATDC; b) -6 CAD ATDC; c) -9 CAD ATDC

Hình 5 thể hiện biến thiên nhiệt độ trong xilanh động cơ theo các thời điểm phun chính khác nhau, với các tỷ lệ luân hồi khí thải khác nhau: không luân hồi (0% EGR), luân hồi 10% (10% EGR) luân hồi 20% (20% EGR). Với vùng nhiệt độ trước khi phát triển cháy mạnh, xung quanh -2 CAD ATDC, nhiệt độ trong xilanh 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 xilanh được hình thành từ giai đoạn

phun môi. Ứng với góc phun chính -9 CAD có giá trị giảm nhiệt độ nhỏ nhất ở lân cận vùng -3 CAD nhưng cũng có giá trị nhiệt độ cực đại là lớn nhất ở lân cận vùng 10 CAD sau điểm chết trên.

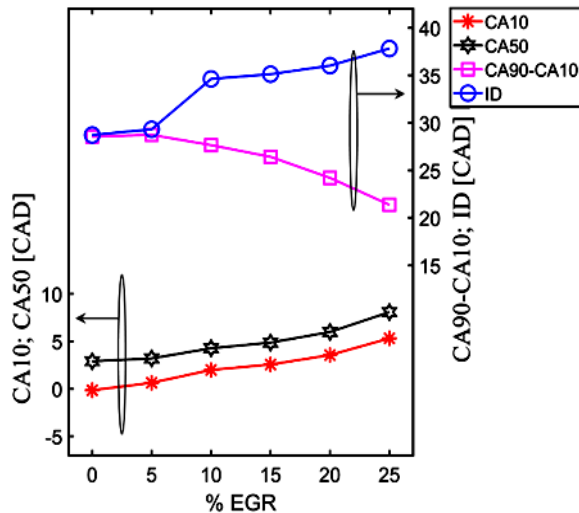
Trên đồ thị Hình 5 cho thấy, nếu thời điểm phun lần hai xảy ra càng muộn, thì nhiệt độ cực đại trong xilanh càng giảm. Điều này cho thấy, khi phun lần hai muộn tức là phun vào hỗn hợp hòa khí đang diễn ra quá trình oxy hóa hỗn hợp, sẽ làm cho tốc độ cháy giảm xuống cũng như nhiên liệu mới phun vào thực hiện quá trình cháy khuếch tán, với tốc độ oxy hóa nhiên liệu giảm. Do đó, có thể thấy thay đổi thời điểm phun lần hai SOI_2 có thể điều khiển được nhiệt độ cực đại trong xilanh, sẽ làm thay đổi mức phát thải độc hại như CO, HC, NO_x ...

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



Hình 6. Ảnh hưởng của EGR với thời điểm phun lần hai -3 CAD ATDC đến pha cháy

Khảo sát ảnh hưởng của tỉ lệ luân hồi khí thải bằng việc 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 -3CAD (Hình 6). Trên đồ thị thể hiện trên Hình 6.



, 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 EGR, thời điểm bắt đầu cháy (CA10) diễn ra muộn hơn, thời điểm pha cháy chính CA50 cũng diễn ra muộn hơn tương ứng với thời điểm phun lần hai ở -9 CAD.

Thời gian cháy trễ được thể hiện bằng đường ID (Ignition Delay) trên Hình 6. Khi tỷ lệ luân hồi khí thải nâng lên thì thời gian cháy trễ càng tăng lên, đối với các thời điểm phun chính khác nhau. 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, với đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt giảm và trễ về

phía sau điểm chết trên và chứng minh rằng đã làm giảm tốc độ ôxy hóa nhiên liệu.

4. KẾT LUẬN

Quá trình cháy hiện đại GPPC được áp dụng trong động cơ nhiệt 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 trên thế giới cũng như ở Việt Nam. Việc điều khiển các thông số của quá trình cháy, thông qua thời điểm phun chính SOI_2 và tỷ lệ luân hồi khí thải, là nhân tố quyết định đến đặc tính phát thải cũng như đặc tính làm việc của động cơ. Kết quả của nghiên cứu 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 xilanh động cơ.

Thời điểm phun chính sớm dần lên có thể thúc đẩy quá trình cháy sớm của hỗn hợp nhiên liệu không khí trong xilanh, nâng cao hiệu quả cháy cũng như hiệu quả sinh công có ích của chu trình. Tuy nhiên, tốc độ tăng áp suất trong xilanh có thể gây nên hiện tượng động cơ làm việc cứng. Để tránh điều này, thì luân hồi khí thải giúp tăng thời gian trễ cháy, hay chính là thời gian hòa trộn nhiên liệu không khí nhưng cũng đảm bảo giảm tốc độ tăng áp suất trong xilanh trong quá trình động cơ làm việc.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Yao M, Zheng Z, Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. Prog Energy Combust Sci 2009;35:398–437. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.05.001>
- [2] Dec JE. Advanced compression-ignition engines—understanding the in-cylinder processes. Proceedings of the Combustion Institute 2009;32:2727–42. <https://doi.org/10.1016/J.PROCI.2008.08.008>
- [3] Kalghatgi GT, Risberg P, Ångström HE. Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low

- smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel. SAE Technical Papers 2007.
<https://doi.org/10.4271/2007-01-0006>
- [4] Musculus MPB, Miles PC, Pickett LM. Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion. Prog Energy Combust Sci 2013.
<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2012.09.001>
- [5] Noehre C, Andersson M, Johansson B, Hultqvist A. Characterization of Partially Premixed Combustion, 2006.
<https://doi.org/10.4271/2006-01-3412>
- [6] Yao M, Zhang Q, Liu H, Zheng ZQ, Zhang P, Lin Z, et al. Diesel engine combustion control: Medium or heavy EGR? SAE Technical Papers, 2010.
<https://doi.org/10.4271/2010-01-1125>
- [7] Bengt Johansson. High-Load Partially Premixed Combustion in a Heavy- Duty Diesel Engine, Diesel engine emission reduction (DEER) conference 2005: Chicago, Illinois; 2005.
- [8] Kalghatgi GT, Risberg P, Ångström H-E. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion, 2006.
<https://doi.org/10.4271/2006-01-3385>
- [9] Manente V, Johansson B, Cannella W. Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines? International Journal of Engine Research 2011;12:194–208.
<https://doi.org/10.1177/1468087411402441>
- [10] Manente V, Johansson B, Tunestal P. Partially premixed combustion at high load using gasoline and ethanol, a comparison with diesel. SAE Technical Papers 2009.
<https://doi.org/10.4271/2009-01-0944>
- [11] Neely GD, Sasaki S, Huang Y, Leet JA, Stewart DW. New Diesel Emission Control Strategy to Meet US Tier 2 Emissions Regulations, 2005.
<https://doi.org/10.4271/2005-01-1091>
- [12] Rickard Solsjö, Mehdi Jangi BJ and X-SB. The Role of Multiple Injections on Combustion in a Light-Duty PPC Engine. Energies (Basel) 2020.
- [13] Xu L, Bai X-S, Li C, Tunestål P, Tunér M, Lu X. Emission characteristics and engine performance of gasoline DICI engine in the transition from HCCI to PPC. Fuel 2019;254:115619.
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115619>
- [14] Solaka H, Tuner M, Johansson B. Analysis of surrogate fuels effect on ignition delay and low temperature reaction during partially premixed combustion. SAE Technical Papers 2013;2.
<https://doi.org/10.4271/2013-01-0903>

Thông tin liên hệ: **Nguyễn Ngọc Sang**

Điện thoại: 0983061131 - Email: nnsang@uneti.edu.vn

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