

# ẢNH HƯỞNG CỦA BIO-ETHANOL ĐẾN ĐẶC TÍNH CHÁY VÀ KHÍ THẢI CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN HỖN HỢP XĂNG - KHÔNG KHÍ HÒA TRỘN TRƯỚC MỘT PHẦN Ở CHẾ ĐỘ TẢI THẤP

INFLUENCE OF BIO-ETHANOL ON THE CHARACTERISTICS OF COMBUSTION AND EMISSIONS IN A GASOLINE PARTIALLY PREMIXED COMBUSTION (GPPC) ENGINE UNDER LOW LOADS

Nguyễn Tùng Lâm<sup>1,\*</sup>

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2023.252>

## TÓM TẮT

Các nghiên cứu gần đây về động cơ đốt trong đều hướng đến các giải pháp về giảm tiêu thụ nhiên liệu và khí thải độc hại từ động cơ, với phương pháp đốt cháy ở nhiệt độ thấp có nhiều ưu điểm vượt trội về hiệu suất và phát thải độc hại. Động cơ cháy bằng nén hỗn hợp hòa trộn trước một phần với nhiên liệu xăng (GPPC - Gasoline Partially Premixed Compression) là một loại hình cháy nhiệt độ thấp, với phun nhiên liệu xăng ở áp suất phun cao và thúc đẩy quá trình tự cháy của hỗn hợp nhiên liệu xăng - không khí hòa trộn trước một phần, là tiềm năng giảm thiểu được đồng thời tiêu thụ nhiên liệu và khí thải độc hại, so với động cơ diesel truyền thống. Nghiên cứu chiến lược phun với động cơ GPPC là đánh giá các ảnh hưởng của ethanol hòa trộn với xăng đến đặc tính cháy và khí thải của động cơ GPPC ở chế độ tải thấp. Kết quả nghiên cứu chỉ ra: (1) tăng nhiên liệu phun mỗi thì phát thải khói đen giảm, trong khi HC và CO tăng lên với các nhiên liệu thử nghiệm và (2) thành phần ethanol làm phát sinh khí thải độc hại HC và CO cao hơn, tuy nhiên phát thải dạng hạt giảm 50%.

**Từ khóa:** Xăng, Bio-ethanol, tải nhỏ, phát thải độc hại.

## ABSTRACT

Recent studies on internal combustion engines have focused on solutions to reduce fuel consumption and harmful emissions, with the low-temperature combustion (LTC) technique, there are the outstanding advantages: efficiency and emissions. Gasoline Partially Premixed Combustion (GPPC) are a type of LTC technique, with the basic characteristic of injecting gasoline fuel at high injection pressure and promoting the self-ignition process of the partially mixed gasoline-air mixture through compression, as potentially capable of simultaneously reducing fuel consumption and harmful emissions compared to traditional diesel engines. This article focuses on studying injection strategies for GPPC engines to evaluate the effects of ethanol blends with gasoline on the combustion characteristics and emissions of the engine at low load. The research findings indicate that: (1) increasing the first fuel injection reduces smoke emissions, while HC and CO increase with the test fuels, and (2) the ethanol component leads to higher emissions of harmful HC and CO, but reduces smoke emissions by 50%.

**Keywords:** Gasoline, Bio-ethanol, low load, emissions.

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

\*Email: lamnt@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 10/9/2023

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 05/11/2023

Ngày chấp nhận đăng: 25/12/2023

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Với hiệu suất nhiệt cao và tính kinh tế nhiên liệu so với động cơ cháy bằng đánh lửa, động cơ diesel được áp dụng rộng rãi trong lĩnh vực vận tải, đặc biệt với phương tiện tải trung bình và tải nặng. Tuy nhiên, phương pháp tổ chức quá trình cháy của động cơ diesel truyền thống làm cho khí xả động cơ có khả năng gây ô nhiễm môi trường, đặc biệt là ô xít ni tơ (NO<sub>x</sub>) và phát thải dạng hạt (PM - Particulate Matter) [1]. Cả hai thành phần ô nhiễm này ở động cơ diesel đều có hại cho sức khỏe con người và môi trường, nên các tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt hơn cho hai thành phần khí thải này. Đặc biệt hơn, cả hai thành phần này đều khó xử lý khi đi ra khỏi ống xả động cơ. Ngoài sự phát triển và cải thiện hiệu quả làm việc của các phương pháp tổ chức quá trình cháy thông thường, cháy bằng nén với động cơ Diesel và cháy bằng đánh lửa với động cơ xăng, thì các phương pháp tổ chức quá trình hình thành hỗn hợp và cháy khác cũng được nghiên cứu: (1) Phương pháp tự cháy bằng nén hỗn hợp đồng nhất (HCCI - Homogeneous Charge Compression Ignition) [2-4], (2) Phương pháp tự cháy bằng nén với hỗn hợp phân lớp (PCCI - Premixed Charge Compression Ignition) [5, 6] và (3) Phương pháp tự cháy bằng nén với hòa trộn trước một phần (PPCI- Partially Premixed Compression Ignition) [7, 8],.... Với phương pháp tự cháy bằng nén hỗn hợp đồng nhất, thành phần phát thải dạng hạt (PM) và NO<sub>x</sub> giảm khá mạnh, khi hỗn hợp nhiên liệu - không khí được hòa trộn đồng nhất với tỷ lệ hòa khí nhạt, và sau đó quá trình cháy với nhiệt độ cháy thấp [9, 10]. Tuy nhiên, khả năng kiểm soát quá trình cháy khó khăn [11] và tốc độ tăng áp suất quá cao ở chế độ tải lớn [12]. Phương pháp cháy bằng nén với hòa khí hòa trộn trước một phần PPC được đề xuất để khắc phục các hạn chế của HCCI, đặc biệt PPC với nhiên liệu xăng có tính chống tự cháy cao [13, 14]. Cơ sở thực hiện quá trình cháy bằng nén hòa trộn một phần PPC là phun nhiên liệu 2 giai đoạn: (1) phun nhiên liệu vào đầu quá trình nén (phun mỗi) để tạo hỗn hợp hòa trộn phân lớp nhiên liệu - không khí, sau đó (2) phun nhiên liệu gần điểm chết trên (phun chính), để thúc đẩy quá trình tự

cháy của hỗn hợp nhiên liệu - không khí. Với quá trình hình thành hỗn hợp nhiên liệu - không khí và kiểm soát quá trình bắt đầu cháy của PPC, có thể thực hiện mở rộng phạm vi tải của động cơ, đạt hiệu suất nhiệt cao và thành phần phát thải rất thấp: PM và NO<sub>x</sub> [15].

Nghiên cứu [16, 17] đã sử dụng PPC với xăng trong cả động cơ hạng nhẹ và động cơ hạng nặng. Các tác giả đã chỉ ra rằng động cơ hạng nhẹ có thể hoạt động ở IMEP 14,86bar với hiệu suất chỉ thị 46%, với khói thải 0,36 FSN và khí thải NO<sub>x</sub> 1,21g/kWh. Động cơ hạng nặng có thể hoạt động lên đến IMEP 15,95bar, với hiệu suất chỉ thị 47%, với khói thải 0,19 FSN và khí thải NO<sub>x</sub> 0,39g/kWh. Hiệu ứng nhiên liệu trên PPC sử dụng dầu diesel và xăng có số octan khác nhau đã được nghiên cứu ở mức IMEP 4 và 10bar với các bước thay đổi EGR [18, 19]. Kết quả cho thấy ở tải thấp, tất cả các nhiên liệu đều cho thấy cùng mức khí NO<sub>x</sub>, trong khi khói gần như bằng không đối với xăng. Ở tải cao, tất cả các nhiên liệu cho thấy xu hướng tương tự đối với khí NO<sub>x</sub>. Xăng có số octan cao không đáng kể tăng khói, trừ khi sử dụng xăng có số octan thấp, nhưng không cao như diesel [18]. Kết quả cũng cho thấy rằng khái niệm PPC với xăng phụ thuộc vào chất lượng cháy của nhiên liệu hơn là tính bay hơi của nó miễn là cháy bắt đầu sau khi kết thúc tiêm nhiên liệu. Các khí thải khí NO<sub>x</sub> và khói sẽ giống nhau bất kể tính bay hơi và thành phần nhiên liệu nếu CA50 và thời gian chờ cháy của các nhiên liệu khác nhau được phù hợp. Tăng tỷ lệ phần trăm các hợp chất chứa các nhóm aromatic trong nhiên liệu sẽ tăng sự chống tự cháy và giới hạn tải của PPC [19].

Nghiên cứu [20] kết luận rằng nhiên liệu tốt nhất cho PPC là xăng có số octan trong khoảng 70, có sẵn trong nhà máy lọc dầu và có thể đưa vào thị trường. Tuy nhiên, các nhiên liệu dầu mỏ thông thường không thể phục vụ từ quan điểm về năng lượng bền vững và thân thiện với môi trường.

Ethanol được coi là nguồn năng lượng xanh nếu được sản xuất từ sinh khối và là một nhiên liệu chống tự cháy cao. Trộn ethanol vào xăng có thể giảm tiêu thụ nhiên liệu dựa trên dầu mỏ và giảm lượng khí thải nhà kính. Ethanol pha trộn với xăng đã cho kết quả đáng hứa hẹn cho mô hình cháy PPC, nghiên cứu [21] đã chứng minh rằng nhiên liệu chống tự cháy cao là nhiên liệu tốt nhất cho động cơ diesel, ethanol và xăng được sử dụng để vận hành PPC với chiến lược phun nhiên liệu kép và EGR (Exhaust Gas Recirculation: Luân hồi khí thải) làm lạnh. Nghiên cứu [22] trình bày tác động của tính phản ứng xăng và nồng độ ethanol đến HCCI và PPC ở áp suất nạp cao và lượng lớn luân hồi khí thải EGR, các nhiên liệu thử nghiệm là xăng 87-AKI (Anti-Knock Index: Chỉ số chống kích nổ, nhiên liệu sử dụng ở Canada và Hoa Kỳ) và hỗn hợp xăng với nồng độ ethanol 10% và 20% để tạo thành E10 và E20. Kết quả cho thấy việc pha trộn xăng với ethanol lên đến 20% có thể mở rộng giới hạn tải tối đa lên 20bar IMEP và giảm lượng EGR cần thiết ở điều kiện tăng áp cao để ngăn chặn cháy sớm. GPPC vận hành với cả xăng và hỗn hợp ethanol có hiệu suất nhiệt cao hơn HCCI. Tuy nhiên, ở tải thấp, GPPC khó khăn để đạt hiệu suất cao và khó khăn kiểm soát cháy. Điều này thể hiện bởi quá trình cháy hỗn hợp

phân lớp trong không gian xy lanh tạo bởi quá trình phun nhiên liệu diễn ra nhanh chóng, sau đó lan tỏa và tạo thành áp suất cao trong xy lanh, gây ra dao động áp suất và chuyển động dòng khí trong xy lanh lớn hơn, làm cho hiệu suất nhiệt giảm. Đặc biệt, điểm bắt đầu cháy phụ thuộc vào mức độ đậm nhạt của hỗn hợp phân lớp, hay tỷ lệ hỗn hợp nhiên liệu - không khí trong không gian tia phun nhiên liệu, trong khi tỷ lệ hòa khí là thông số khá nhạy với thời gian cháy trễ, nên làm cho kiểm soát thời điểm bắt đầu cháy khó khăn. Nếu nhiên liệu được phun với áp suất lớn ở gần đỉnh piston, khu vực cháy ban đầu sẽ xảy ra ở gần piston và tạo ra áp suất tại khu vực đỉnh piston, sẽ hạn chế sự dao động của áp suất trong xy lanh, có thể ảnh hưởng qua lại với quá trình cháy khuếch tán tiếp theo trong xy lanh. Ngược lại, nếu nhiên liệu được phun áp suất cao ở xa đỉnh piston, tức là tia phun mới được phun sớm vào xy lanh trong quá trình nén, thì khu vực cháy ban đầu sẽ xảy ra ở xa đỉnh piston và tạo ra áp suất lớn tại khu vực cháy khá lớn, gây ra dao động áp suất trong xy lanh. Điều này dẫn đến một vấn đề khó khăn trong việc kiểm soát khu vực bắt đầu cháy và phát triển cháy khi có thể tạo ra dao động áp suất không đều trong xy lanh động cơ, từ đó gây ra sự làm việc không ổn định của động cơ GPPC, đặc biệt là ở chế độ tải nhỏ. Ngoài ra, việc đạt được áp suất nén cao cũng là một thách thức cho PPC ở tải cao. Áp suất nén cao làm tăng áp suất cần thiết của hệ thống phun nhiên liệu và khả năng thâm nhập của tia nhiên liệu vào không gian buồng cháy. Nếu nhiên liệu không khuếch tán đều trong không gian phun nhiên liệu, sẽ tạo ra cháy không đồng đều và áp suất cao ở một số khu vực, gây ra dao động áp suất. Vậy nên, cả ở chế độ tải thấp và tải cao, thì thời điểm cháy và khu vực bắt đầu cháy đều có ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt của động cơ.

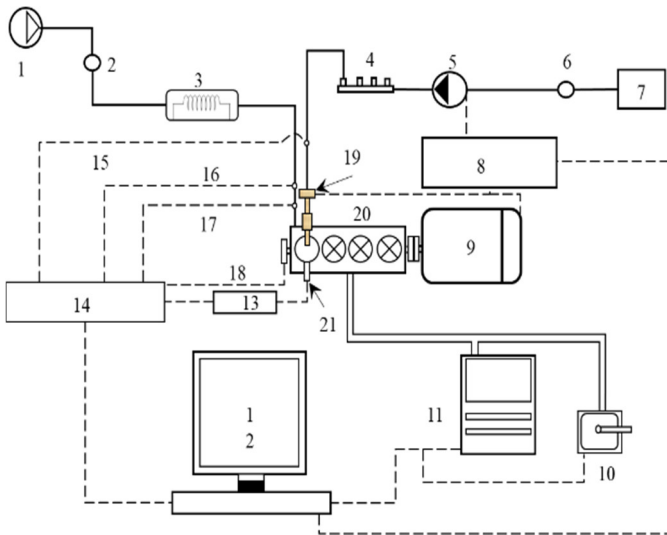
Về cơ bản, GPPC với nhiên liệu có tính chất chống tự cháy cao như xăng và ethanol đã cho kết quả tích cực trong việc giảm phát thải dạng hạt PM và NO<sub>x</sub> so với động cơ diesel thông thường. Tuy nhiên, vẫn cần nghiên cứu và phát triển thêm để khắc phục những thách thức và hạn chế của PPC, đặc biệt là chế độ tải nhỏ.

## 2. THÍ NGHIỆM

### 2.1. Thiết bị thí nghiệm

Khí nạp được cung cấp từ máy nén khí được làm nóng đến nhiệt độ mong muốn bằng bộ đốt điện tại khoang nạp ngay trước cổng nạp, nơi nhiệt độ và áp suất khí nạp được đo bằng cặp nhiệt cặp (loại K) với độ chính xác ±2K và cảm biến áp suất điện trở piezo (Kistler 4075A) với độ chính xác ±0,3% so với toàn bộ phạm vi đo lường. Hệ thống phun nhiên liệu đường ống chung được tách riêng khỏi động cơ để hoạt động độc lập. Nhiên liệu được phun vào buồng đốt bằng một béc phun diesel Delphi có góc 120° với 8 lỗ và đường kính vòi phun là 150μm.

Các thông số kỹ thuật của động cơ sửa đổi: Đường kính xy lanh (mm) x hành trình Piston (mm): 85 x 88; Thể tích công tác 1 xy lanh (cc): 499; Tỷ số nén ε: 16; Phun nhiên liệu kiểu Common Rail.



Hình 1. Sơ đồ bố trí 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

### 2.2. Điều kiện thử nghiệm

Các điều kiện thí nghiệm cho nghiên cứu này được: Nhiệt độ khí nạp 165°C, áp suất nạp 1bar. Hỗn hợp ethanol-gasoline (gasohol: E20) đã được thử nghiệm trên động cơ và so sánh với một nhiên liệu tham chiếu, tức là xăng thông thường RON95. Nhiên liệu thử nghiệm được phun với chiến lược phun kép với áp suất phun 400bar. Thời điểm phun nhiên liệu lần thứ nhất và thứ hai được cố định ở -35 và -3 CAD ATDC (CAD - Crank Angle Degrees: Độ góc quay trục khuỷu; ATDC - After Top Dead Center: Sau điểm chết trên). Các thông số khác được giữ ổn định và được sử dụng cho tất cả các thí nghiệm. Quá trình thực hiện thí nghiệm chia làm hai giai đoạn: (1) Khảo sát tỷ lệ giữa hai lần phun thay đổi (30%/70%; 50%/50% và 70%/30%); (2) Với mỗi tỷ lệ phun, thực hiện thay đổi nhiên liệu cung cấp, từ Xăng sang E20, giữ IMEP khoảng 2bar. Lượng cung cấp nhiên liệu chu trình: nhiên liệu xăng: 7,8g/chu trình và nhiên liệu E20 8,2g/chu trình, với năng lượng cung cấp chu trình 330J/chu trình. Khi này, hỗn hợp tạo thành có tỷ lệ tương đương (tỷ lệ khối lượng nhiên liệu cung cấp chu trình với nhiên liệu cân bằng để đốt cháy hoàn toàn) là khoảng 0,28, là hỗn hợp nhiên liệu - không khí ở mức độ rất loãng.

### 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:

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

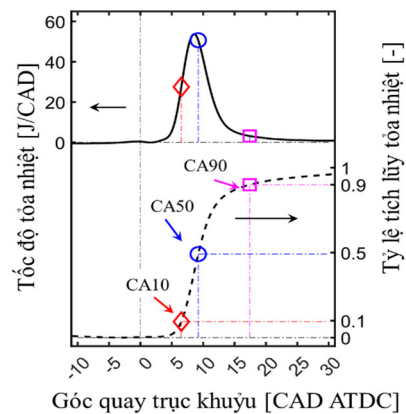
Với Q: nhiệt lượng tỏa ra;  $\gamma$ : tỷ lệ nhiệt dung riêng ( $\gamma = C_p/C_v$ ); p: áp suất trong xy lanh; V: thể tích buồng đốt; và  $\alpha$ : góc quay.

Hiệu suất chỉ thị, hay hiệu suất nhiệt ( $\eta_t$ ) được tính theo công thức sau:  $\eta_t = \frac{L_t}{m_{fuel} \cdot Q_{LHV}}$

Trong đó,  $L_t$ : công sinh ra của chu trình;  $m_{fuel}$ : khối lượng nhiên liệu cung cấp;  $Q_{LHV}$ : nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

Hiệu suất cháy tính theo công thức:

$$\eta_c = \left( \int \frac{dQ}{d\alpha} \right) / (m_{fuel} \cdot Q_{LHV})$$



Hình 2. Phân tích quá trình cháy. Điều kiện thí nghiệm: tỷ lệ hai lần phun 50% - 50%.

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 của quá trình đốt cháy nhiên liệu trong buồng cháy. Ngoài ra, tổn thất năng lượng do truyền nhiệt giữa hòa khí, khí cháy và thành vách xy lanh - piston - nắp máy, cũng được mô tả trong giá trị của tốc độ tỏa nhiệt. Từ tốc độ tỏa nhiệt, các thời điểm quan trọng của quá trình cháy: CA10, CA50, CA90 được chỉ ra trên hình 2, với CA10, CA50 CA90 là thời điểm góc quay trục khuỷu khi tích lũy tỏa nhiệt 10%, 50% và 90%.

IMEP (Indicated Mean Effective Pressure), áp suất có ích trung bình, là tỷ số của công sinh ra của chu trình ( $L_t$ ) chia cho thể tích công tác ( $V_s$ ):  $IMEP = \frac{L_t}{V_s}$ .

Độ ổn định cháy của quá trình cháy ở tải nhỏ lấy làm thông số kiểm soát điều kiện bắt đầu làm việc của động cơ, COV (Coefficient of Variation) của IMEP được đánh giá thông qua giá trị thay đổi trung bình của áp suất có ích  $\sigma_{IMEP}$  và áp suất có ích trung bình của chu trình.

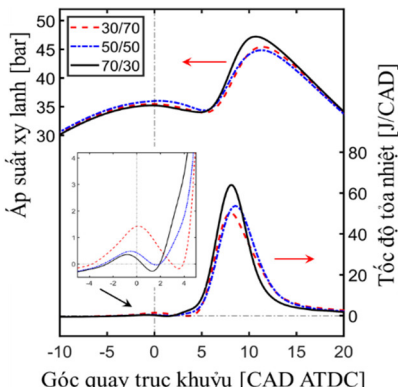
$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{mean}} \cdot 100\% ;$$

$$\text{Trong đó: } \sigma_{IMEP} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [IMEP(i) - IMEP_{mean}]^2}$$

Với N: số lần đo cho 1 điểm khảo sát.

### 3. ĐÁNH GIÁ PHÂN TÍCH

#### 3.1. Tác động của tỷ lệ nhiên liệu giữa 2 lần phun đến quá trình làm việc GPPC

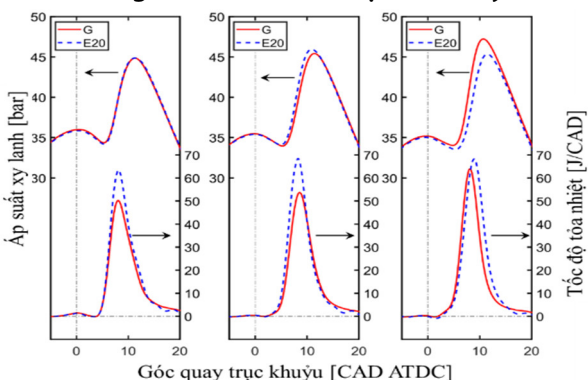


Hình 3. Ảnh hưởng của tỷ lệ giữa 2 lần phun đến áp suất xy lạnh và tốc độ tỏa nhiệt, với nhiên liệu xăng

Tác động của tỷ lệ giữa hai lần phun lên sự đốt cháy GPPC được giới thiệu trên hình 3, với áp suất trong xy lạnh và tốc độ tỏa nhiệt cho 3 tỷ lệ phun khác nhau, trong đó mô tả giai đoạn ô xy hóa với ngọn lửa lạnh. Quá trình cháy chính đều thực hiện sau điểm chết trên, tỷ lệ phun 70%/30% thì tạo được áp suất và tốc độ tỏa nhiệt cao nhất. Quá trình ô xy hóa với ngọn lửa lạnh, thể hiện ở giai đoạn tốc độ tỏa nhiệt dương xung quanh điểm chết trên, đây là giai đoạn cháy của tia phun mỗi, được coi là quá trình cháy hòa trộn trước. Đặc biệt với tỷ lệ phun 30%/70% thì đỉnh của giai đoạn ngọn lửa lạnh cao hơn, ngay sau đó, nhiên liệu được phun bởi tia phun chính, thâm nhập vào khu vực cháy.

Với hiệu ứng làm lạnh do bay hơi nhiên liệu trong quá trình hóa hơi hòa trộn, thì tia phun chính làm ức chế quá trình cháy của tia phun mỗi, làm giảm tốc độ tỏa nhiệt. Các trường hợp phun mỗi 50% và 70% cho thấy tốc độ gia tăng áp suất mạnh hơn và tốc độ tỏa nhiệt lớn hơn, vì một lượng lớn nhiên liệu được thâm nhập, hóa hơi và hòa trộn với không khí ở giai đoạn phun mỗi này, đặc biệt với trường hợp 70%/30%.

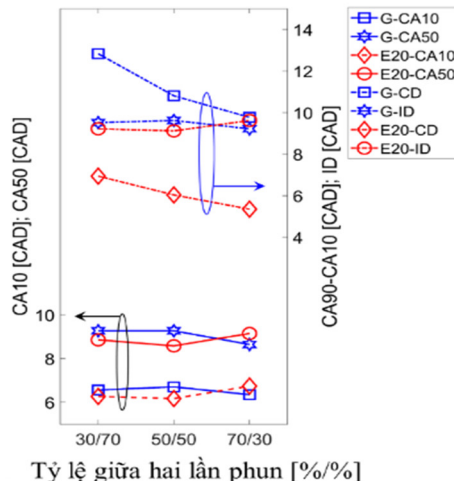
#### 3.2. Ảnh hưởng của Ethanol đến đặc tính cháy



Hình 4. Ảnh hưởng của thành phần ethanol đến áp suất xy lạnh và tốc độ tỏa nhiệt, với tỷ lệ giữa 2 lần phun thay đổi

Ảnh hưởng của thành phần ethanol đến áp suất xy lạnh và tốc độ tỏa nhiệt ở các tỷ lệ giữa 2 lần phun khác nhau, thể

hiện trên hình 4. Kết quả thí nghiệm cho thấy quá trình cháy của E20 gần giống so với nhiên liệu xăng, nhưng giá trị cực đại của tốc độ tỏa nhiệt của E20 đều lớn hơn của xăng, ở các tỷ lệ phun khác nhau. Với điều kiện tỷ lệ phun 70%/30% của E20, pha cháy trễ đi, có thể là do hiệu ứng làm lạnh mạnh và độ chống tự cháy mạnh của ethanol [19, 20].



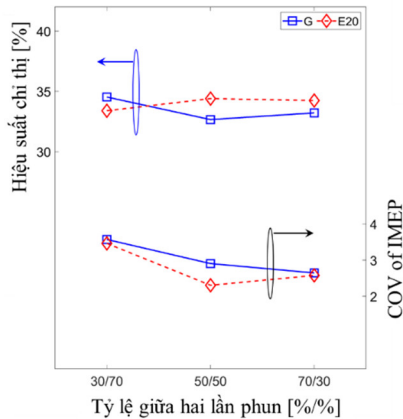
Hình 5. CA10; CA50; CA90-CA10; ID theo các tỷ lệ giữa hai lần phun

Ảnh hưởng của thành phần ethanol trong E20 đến đặc tính cháy thể hiện ở CA10, CA50, CA90-CA10 và thời gian trễ cháy (ID - Ignition delay), tính từ thời điểm bắt đầu phun mỗi khi so sánh với nhiên liệu xăng, ở các tỷ lệ phun khác nhau (hình 5). Đối với tỷ lệ phun 30%/70%, riêng đối với xăng, thì có pha cháy CA50 trễ hơn và kéo dài thời gian cháy (CA90-CA10) so với các tỷ lệ phun khác. Thời gian trễ cháy ID hay giai đoạn bắt đầu cháy CA10 thì khá tương đồng giữa các tỷ lệ phun khác nhau của nhiên liệu xăng và E20, với ID khoảng 9,6 CAD và CA10 khoảng 6,2 CAD ATDC. Kết quả nghiên cứu này cho thấy E20 có khả năng cháy sớm hơn (với ID nhỏ hơn và CA10 sớm hơn, thể hiện trên hình 5) so với xăng, ở hai tỷ lệ phun: 30%/70% và 50%/50%.

Điều này có thể giải thích rằng, với tia phun mỗi, nhiên liệu E20 hóa hơi và hòa trộn tốt hơn, làm cho không gian chiếm chỗ của hỗn hợp nhiên liệu và không khí là lớn hơn, và khi quá trình cháy của hỗn hợp này phát triển với tốc độ cháy nhanh hơn, thì tia phun chính thâm nhập, khó có thể làm trì hoãn quá trình cháy của hỗn hợp tạo thành từ tia phun mỗi. Ngược lại, với nhiên liệu xăng, như giải thích ở phần trên, thì có giai đoạn tia phun chính làm ức chế quá trình ô xy hóa của quá trình cháy của tia phun mỗi. Với tỷ lệ phun 70%/30% thì nhiên liệu E20 có ảnh hưởng mạnh của đặc tính hóa hơi và độ chống tự cháy của ethanol nên thời gian trễ cháy ID lớn hơn so với nhiên liệu xăng [19, 20].

Với quá trình cháy, thì nhiên liệu E20 cho thấy thời gian cháy (CA90-CA10) đều ngắn hơn so với nhiên liệu xăng, khoảng 5 CAD. Thời gian cháy đều giảm khi tăng tỷ lệ phun chính, đối với cả hai nhiên liệu thử nghiệm, do giai đoạn cháy khuếch tán của tia phun chính kết thúc khi dừng phun chính, với phun chính tăng lên tức là thời gian kết thúc quá trình cháy khuếch tán muộn đi.

Khi thực hiện tăng nhiên liệu phun mỗi, hiệu suất chỉ thị của động cơ với nhiên liệu xăng giảm đi, ngược lại với nhiên liệu E20 thì tăng nhẹ, như trên hình 6.

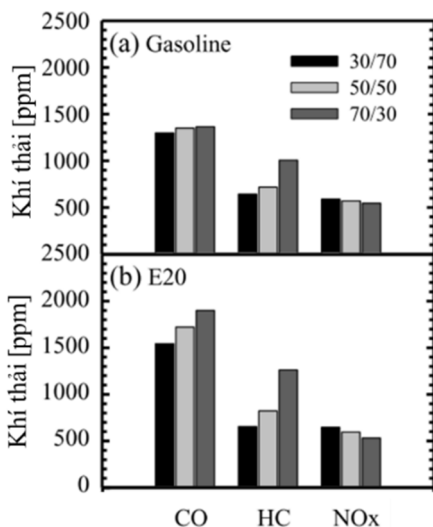


Hình 6. Hiệu suất chỉ thị và độ ổn định của áp suất trung bình trong xy lanh theo các tỷ lệ giữa hai lần phun, với nhiên liệu xăng và E20

Khi tăng nhiên liệu phun mỗi thì có thể làm xuất hiện hiệu ứng làm lạnh không gian mà tia phun thâm nhập, đặc biệt là có thể có tương tác giữa tia phun với thành vách xy lanh và đỉnh piston, làm giảm hiệu quả cháy và từ đó làm giảm hiệu suất chỉ thị. Hiệu suất chỉ thị của động cơ khi sử dụng E20 cơ bản cao hơn, chỉ có ở tỷ lệ 30%/70% là thấp hơn, có thể do hiệu ứng làm lạnh không gian trong xy lanh và tương tác tia phun mỗi với thành vách xy lanh và piston mạnh hơn, so với nhiên liệu xăng. Đối với xăng, tỷ lệ phun phù hợp ở mức 30%/70%, còn với E20, tỷ lệ phun phù hợp ở mức 50%/50%.

Độ ổn định của quá trình làm việc của động cơ được đánh giá thông qua chỉ số COV, thể hiện sự thay đổi áp suất trung bình trong xy lanh, với giới hạn cỡ khoảng giá trị là 5. Khi tăng nhiên liệu phun mỗi, thì động cơ làm việc ổn định hơn khi giảm COV.

**3.3. Ảnh hưởng của Ethanol đến phát thải động cơ**

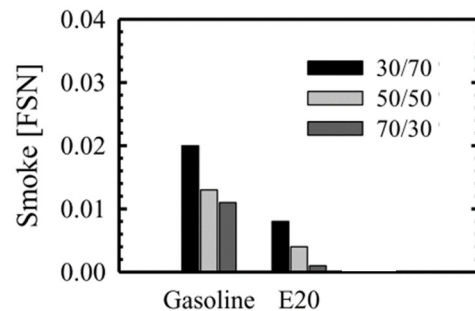


Hình 7. Các thành phần khí thải: CO, HC, NO<sub>x</sub> theo các tỷ lệ giữa hai lần phun, với nhiên liệu xăng và E20

Hình 7 cho thấy nồng độ các chất khí thải đo được CO, HC và NO<sub>x</sub> từ quá trình đốt cháy GPPC với nhiên liệu xăng và E20. Khi tăng nhiên liệu phun mỗi, thì tăng CO và HC, trong khi NO<sub>x</sub> giảm nhẹ. Lý do tăng CO và HC có thể do quá trình cháy kém và dầu bôi trơn bám trên thành vách xy lanh bị pha loãng bởi tia phun mỗi thâm nhập, va chạm và pha loãng lớp dầu bôi trơn này. Sự giảm NO<sub>x</sub> có thể do kết quả từ việc nhiệt độ trong xy lanh thấp hơn khi tăng nhiên liệu phun mỗi, với giai đoạn cháy đa phần của quá trình cháy hòa trộn trước của hỗn hợp không khí với nhiên liệu của tia phun mỗi. Ảnh hưởng của thành phần ethanol có trong E20, ở từng chế độ phun, đều thể hiện rằng nhiên liệu E20 cho phát thải động cơ CO và HC cao hơn so với xăng, điều này do đặc tính chống tự cháy của ethanol cao hơn.

Với khí thải NO<sub>x</sub> thì không cho thấy sự khác biệt đáng kể giữa xăng và E20, do các nhiên liệu thử nghiệm đều thực hiện quá trình cháy trong vùng hỗn hợp nhiên liệu - không khí nghèo và nhiệt độ cháy thấp, điều kiện này còn cách xa với điều kiện tạo thành ô xit nitric theo cơ chế Zeldovich.

Phát thải dạng hạt PM của xăng và E20 ảnh hưởng do tăng tỷ lệ nhiên liệu, được thể hiện trên hình 8. Khi thực hiện tăng tỷ lệ phun mỗi, tức là tăng nhiên liệu cho việc thực hiện quá trình cháy hòa trộn trước, sẽ làm giảm quá trình cháy khuếch tán của tia phun chính, nên phát thải dạng hạt đo được đều giảm cho cả xăng và E20.



Hình 8. Phát thải dạng hạt PM theo các tỷ lệ giữa hai lần phun, với nhiên liệu xăng và E20

Khả năng làm giảm PM của E20 thấy khá rõ ràng, giảm hơn 50%. Điều này được giải thích bởi phân tử ô xy có trong ethanol có thể tham gia vào quá trình ô xi hóa PM tạo thành, làm giảm PM. Ngoài ra, ethanol có trong nhiên liệu cũng thúc đẩy quá trình cháy với phần lớn pha cháy hòa trộn trước, nhờ vào đặc tính chống tự cháy cao, dễ bay hơi, nhiệt trị thấp và nhiệt hóa hơi cao của ethanol [21], nên có thể giảm PM.

**4. KẾT LUẬN**

Quá trình cháy với GPPC của hỗn hợp ethanol-xăng trong điều kiện tải nhỏ, đã được nghiên cứu bằng cách thay đổi tỷ lệ phun nhiên liệu trong lần phun mỗi và phun chính. Các nhiên liệu thử nghiệm, xăng, E20 (20% theo thể tích ethanol và 80% theo thể tích xăng) được phun với cùng nhiệt lượng cung cấp (330J/chu trình) với các tỷ lệ phun nhiên liệu khác nhau, tức là 30%/70%, 50%/50% và 70%/30% theo khối lượng. Những kết luận chính được trình bày dưới đây:

+ Tỷ lệ phun nhiên liệu không chỉ điều khiển quá trình đốt cháy mà còn ảnh hưởng đến khí thải của các nhiên liệu thử nghiệm. Tỷ lệ phun nhiên liệu 50/50% là phù hợp để vận hành PPC cho cả E20 và xăng, được xem xét từ hiệu suất chỉ thị và tốc độ tăng áp suất tối đa, cũng như khí thải.

+ Đối với quá trình cháy của nhiên liệu xăng thì tăng lượng nhiên liệu phun lần đầu (một lượng nhiên liệu - khí trộn trước nhiều hơn) có thể làm sớm pha cháy CA50, rút ngắn thời gian đốt cháy và tăng tốc độ tăng áp suất tối đa dẫn đến tăng hiệu suất nhiệt. Việc tăng lượng nhiên liệu phun lần đầu cũng làm giảm phát thải dạng hạt PM, trong khi HC và CO tăng.

+ Đối với E20 quá trình cháy tương tự như xăng với các trường hợp tỷ lệ phun mỗi ít hơn, trừ khi tỷ lệ phun 70/30% làm thay đổi các đặc điểm đốt cháy do hiệu ứng làm lạnh mạnh và độ chống tự cháy cao của thành phần ethanol có trong nhiên liệu thử nghiệm. E20 tạo ra nồng độ khí thải CO và HC cao hơn so với xăng, trong khi soot được giảm hơn 50% khi sử dụng hỗn hợp ethanol. NO<sub>x</sub> tạo ra từ quá trình cháy kiểu PPC của hỗn hợp xăng và ethanol không khác biệt đáng kể, do đốt cháy hỗn hợp nghèo và nhiệt độ cháy thấp.

#### LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường đại học Giao thông vận tải trong đề tài mã số T2023-CK-007. Nghiên cứu được thực hiện với sự hỗ trợ thí nghiệm của Phòng thí nghiệm PRISME, Đại học Orleans, Cộng hòa Pháp.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Johnson T V., 2009. *Diesel Emission Control in Review*. SAE Int J Fuels Lubr. <https://doi.org/10.4271/2009-01-0121>.
- [2]. Kale AV, Krishnasamy A, 2022. *Effects of variations in fuel properties on a homogeneous charge compression ignited light-duty diesel engine operated with gasoline-isobutanol blends*. Energy Convers Manag;258:115373. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115373>.
- [3]. Kale AV, Krishnasamy A, 2022. *Optimization of homogeneous charge compression ignition combustion in a light-duty diesel engine operated using ethyl acetate-gasoline blends*. International Journal of Engine Research 2022:146808742211381. <https://doi.org/10.1177/14680874221138126>.
- [4]. Kale AV, Krishnasamy A, 2023. *Experimental study of homogeneous charge compression ignition combustion in a light-duty diesel engine fueled with isopropanol-gasoline blends*. Energy 264:126152. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2022.126152>.
- [5]. Sun C, Kang D, Bohac S V, Boehman AL, 2016. *Impact of Fuel and Injection Timing on Partially Premixed Charge Compression Ignition Combustion*. Energy and Fuels 30:4331–45. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.6b00257>.
- [6]. Leermakers CAJ, Luijten CCM, Somers LMT, Kalghatgi GT, Albrecht BA, 2011. *Experimental study of fuel composition impact on PCCI combustion in a heavy-duty diesel engine*. SAE 2011 World Congress and Exhibition. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1351>.
- [7]. Vallinayagam R, Alramadan AS, Vedharaj S, An Y, Sim J, Chang J, et al., 2018. *Low Load Limit Extension for Gasoline Compression Ignition Using Negative Valve Overlap Strategy*. SAE Technical Papers. <https://doi.org/10.4271/2018-01-0896>.
- [8]. Ciatti SA, 2015. *Compression Ignition Engines – Revolutionary Technology That has Civilized Frontiers all Over the Globe from the Industrial Revolution into the Twenty-First Century*. Front Mech Eng 1:1-6. <https://doi.org/10.3389/fmech.2015.00005>.

[9]. Babagiray M, Kocakulak T, Ardebili SMS, Calam A, Solmaz H, 2022. *Optimization of operating conditions in a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio*. International Journal of Environmental Science and Technology 20:5311–32. <https://doi.org/10.1007/S13762-022-04499-9/METRICS>.

[10]. Calam A, Aydoğan B, Halis S, 2020. *The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine*. Fuel 266:117071. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117071>.

[11]. Duan X, Lai M-C, Jansons M, Guo G, Liu J, 2022. *A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine*. Fuel 285:119142. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119142>.

[12]. Shere A, Subramanian KA, 2022. *Experimental investigation on effects of equivalence ratio on combustion with knock, performance, and emission characteristics of dimethyl ether fueled CRDI compression ignition engine under homogeneous charge compression ignition mode*. Fuel 322:124048. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124048>.

[13]. Kumar P, Singh Sandhu S, 2021. *Impact analysis of partially premixed combustion strategy on the emissions of a compression ignition engine fueled with higher octane number fuels: A review*. Mater Today Proc 45:5772–7. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.621>.

[14]. Jia G, Wang H, Tong L, Wang X, Zheng Z, Yao M, 2017. *Experimental and numerical studies on three gasoline surrogates applied in gasoline compression ignition (GCI) mode*. Appl Energy 192:59–70. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.069>.

[15]. Wang S, van der Waart K, Somers B, de Goeij P, 2017. *Experimental Study on the Potential of Higher Octane Number Fuels for Low Load Partially Premixed Combustion*. SAE Technical Paper. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0750>.

[16]. Kalghatgi GT, Risberg P, Ångström H-E, 2006. *Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion*. SAE Technical Paper. <https://doi.org/10.4271/2006-01-3385>.

[17]. Kalghatgi GT, Risberg P, Ångström HE, 2007. *Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO<sub>x</sub> at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel*. SAE Technical Papers. <https://doi.org/10.4271/2007-01-0006>.

[18]. Hildingsson L, Kalghatgi G, Tait N, Johansson B, Harrison A, 2009. *Fuel octane effects in the partially premixed combustion regime in compression ignition engines*. SAE Technical Papers 4970. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2648>.

[19]. Hildingsson L, Johansson B, Kalghatgi GT, Harrison AJ, 2010. *Some effects of fuel autoignition quality and volatility in premixed compression ignition engines*. SAE Technical Papers 3:440–60. <https://doi.org/10.4271/2010-01-0607>.

[20]. Manente V, Johansson B, Cannella W, 2011. *Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines?* International Journal of Engine Research 12:194–208. <https://doi.org/10.1177/1468087411402441>.

[21]. Manente V, Johansson B, Tunestal P, 2009. *Partially premixed combustion at high load using gasoline and ethanol, a comparison with diesel*. SAE Technical Papers. <https://doi.org/10.4271/2009-01-0944>.

[22]. Dec JE, Yang Y, Derron J, Ji C, 2015. *Effects of Gasoline Reactivity and Ethanol Content on Boosted, Premixed and Partially Stratified Low-Temperature Gasoline Combustion (LTGC)*. SAE Int J Engines 8:2015-01-0813. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0813>.

#### AUTHOR INFORMATION

**Nguyen Tung Lam**

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Vietnam