

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA TĂNG ÁP ĐẾN ĐẶC TÍNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN VỚI NHIÊN LIỆU XĂNG – BIO-ETHANOL E20

INVESTIGATION OF INTAKE PRESSURE IMPACT ON COMBUSTION PROCESS IN GASOLINE PARTIALLY PREMIXED COMBUSTION FOR GASOLINE– BIO-ETHANOL E20 FUELLED

Nguyễn Tùng Lâm^{1,*}, Bùi Ánh Hưng²

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Hỗn hợp nhiên liệu xăng – bio-ethanol đã trở thành một sự lựa chọn hấp dẫn để làm nhiên liệu cho động cơ ô tô, đặc biệt là trong mô hình cháy hiện đại cháy bằng nén với nhiên liệu xăng (GCI – Gasoline Compression Ignition). Sự kết hợp của ethanol và xăng mang lại nhiều ưu điểm nổi bật: ethanol có khả năng chống tự cháy cao hơn, khả năng hóa hơi tốt hơn và hàm lượng ô-xy trong nhiên liệu cao hơn so với xăng thông thường. Bài báo này trình bày về ảnh hưởng của tăng áp khí nạp đến đặc tính cháy và đặc tính phát thải của động cơ cháy bằng nén hỗn hợp hình thành trước một phần. Kết quả của các thử nghiệm cho thấy rằng, việc điều chỉnh mức độ tăng áp suất nạp và chiến lược phun nhiên liệu một cách hợp lý có thể giảm mức phát thải của động cơ sử dụng mô hình cháy bằng nén.

Từ khóa: Cháy bằng nén nhiên liệu xăng; Chiến lược phun kép; Ethanol sinh học; Tăng áp khí nạp.

ABSTRACT

The gasoline-bio-ethanol blend has become an appealing choice for fueling automotive engines, particularly in the Gasoline Compression Ignition (GCI) systems. The combination of ethanol and gasoline offers several significant advantages: ethanol possesses a higher resistance to auto-ignition, better vaporization characteristics, and a higher oxygen content in the fuel compared to regular gasoline. This article presents a study on the impact of intake pressure on the combustion characteristics and emissions of partially premixed compression ignition engines. The results of the experiments indicate that adjusting the level of boost pressure and the fuel injection strategy appropriately can reduce emissions levels in engines using the partially premixed compression ignition combustion model.

Keywords: Gasoline Compression Ignition; Split Injection Strategy; Bio-ethanol; Turbocharging Intake Air.



1. GIỚI THIỆU

Động cơ Diesel làm việc với hỗn hợp nghèo và tỷ số nén cao thường có ưu điểm vượt trội về hiệu suất nhiệt cao hơn và mức tiêu thụ nhiên liệu thấp hơn so với động cơ xăng [1]. Tuy nhiên, động cơ này vẫn còn nhiều thách thức do lượng phát thải dạng hạt bồ hóng (PM) và khí thải NO_x cao [2], đây chính là các mối lo ngại về vấn đề ô nhiễm môi trường do phương tiện giao thông vận tải tác động lên sự bền vững môi trường và sức khỏe con người. Chính điều này các quy định của các cơ quan quản lý càng ngày càng nghiêm ngặt hơn về khí thải của phương tiện giao thông sử dụng động cơ diesel. Để vượt qua thách thức này, các chiến lược đốt cháy ở nhiệt độ thấp (LTC – Low Temperature Combustion) hướng đến trên nền tảng cơ bản của động cơ diesel nhằm đạt được mục tiêu giảm đồng thời NO_x và sự hình thành PM bên trong buồng cháy động cơ là một trong các giải pháp phát triển công nghệ động cơ đốt trong [3]. Chế độ tự cháy bằng nén với một phần hỗn hợp xăng (GPPCI – Gasoline Partially Premixed Compression Ignition) có tiềm năng lớn để mở rộng vùng giới hạn tải của động cơ với chế độ LTC [4]. Các nghiên cứu gần đây [5] đã chứng minh rằng GPPCI phù hợp nhất với chế độ PPCI vì thời gian trễ tự cháy kéo dài do đặc trưng tự cháy của nhiên liệu xăng thấp, đặc biệt là do sự có mặt của ethanol, được sử dụng hiệu quả để tạo thành thành phần hỗn hợp trộn sẵn một phần [6]. Thời gian trộn trước khi đốt cháy kéo dài và tỷ lệ hỗn hợp nghèo cục bộ tăng lên dẫn đến sự hình thành PM thấp hơn. Hơn nữa, việc sử dụng hỗn hợp nhiên liệu – không khí nghèo làm giảm nhiệt độ ngọn lửa và do đó làm giảm hình thành NO_x nhiệt. Việc kiểm soát tích cực giai đoạn đốt cháy trong động cơ GCI đã thúc đẩy việc nghiên cứu các chiến lược phun với nhiều giai đoạn phun.

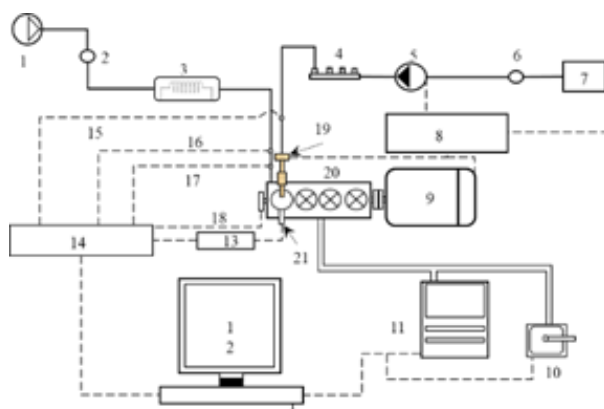
Ethanol sinh học được sản xuất từ nguồn nguyên liệu tái tạo có chất lượng tự cháy thấp hơn, với hiệu quả bay hơi cao hơn xăng [7], góp phần làm tăng thời gian cháy trễ. Sử dụng ethanol cho động cơ GPPCI cũng đã cho thấy các lợi ích về việc giảm phát thải PM, với các cấu trúc phân tử có thành phần ô-xy của ethanol [8]. Việc áp dụng phun nhiên liệu vào buồng cháy với hai giai đoạn khác nhau cho động cơ GPPCI làm cho quá trình cháy kéo dài gây tổn thất nhiệt và hiệu quả cháy không cao so với trường hợp phun một giai đoạn. Nghiên cứu hiện tại tiếp tục khám phá tiềm năng của các chiến lược phun kép trong động cơ GPPCI pha trộn xăng – bio-ethanol bằng cách thay đổi thời điểm phun chính (-9, -6, -3 CAD), phun trước khi piston ở điểm chết trên (ĐCT) và có so sánh đối chiếu ở các mức tăng áp suất không khí nạp khác nhau.

2. THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM VÀ PHÂN TÍCH QUÁ TRÌNH CHÁY

2.1. Thiết bị thí nghiệm

Các thí nghiệm được thực hiện trong động cơ một xy lanh nghiên cứu được sửa đổi từ động cơ nguyên bản bốn xy lanh cháy bằng nén (PSA-DW10) với dung tích mỗi xy lanh 0,499 l và tỷ số nén 16,0 với hệ thống phun nhiên liệu diesel cao áp điển hình. Động cơ thử nghiệm trên băng thử được kiểm soát trực tiếp bởi một động cơ điện để duy trì tốc độ động cơ không đổi. Hình 1 giới thiệu sơ đồ thiết lập thí nghiệm. 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. Không khí nạp được cung cấp từ máy nén khí được làm nóng đến nhiệt độ mong muốn bằng bộ gia nhiệt ở khoảng đường ống trước cửa nạp, 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.



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;
20: Động cơ thí nghiệm; 21: Đầu đo áp suất.

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. 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 $\pm 2\%$.

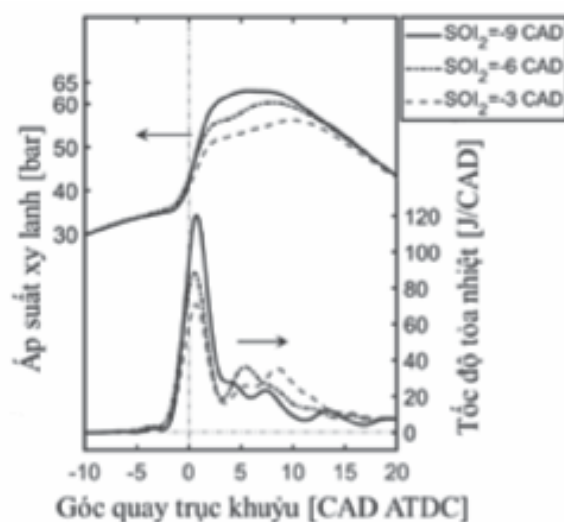
Điều kiện thí nghiệm: nhiệt độ khí nạp 165°C . Hỗn hợp ethanol-gasoline (gasohol) E20 là xăng thương mại RON95 trộn với ethanol, với tỷ lệ theo thể tích 80% xăng thương mại và 20% ethanol. Nhiên liệu được phun với chiến lược phun kép, áp suất phun 400 bar, tỷ lệ giữa hai lần phun: 30%/70%. Thời điểm phun nhiên liệu lần thứ nhất được cố định ở -35 CAD (CAD – Crank Angle Degrees: Độ góc quay

trục khuỷu), còn thời điểm phun chính thực hiện khảo sát thay đổi từ -9 CAD đến -3 CAD. Quá trình thực hiện thí nghiệm chia làm 2 giai đoạn: (1) Khảo sát thời điểm phun thay đổi với áp suất nạp 1 bar; (2) Với mỗi thời điểm phun, thực hiện thay đổi áp suất khí nạp từ 1 bar sang 1,2 bar, giữ IMEP khoảng 5 bar.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Khảo sát với thời điểm phun khác nhau

Hình 2 giới thiệu ảnh hưởng của thời điểm phun chính đến áp suất xy lanh (P_{xl}) và tốc độ tỏa nhiệt (HRR – Heat Release Rate), với chế độ $n = 1500$ v/ph, IMEP = 5 bar. Thời điểm phun chính thực hiện thay đổi: -9 , -6 và -3 CAD.



Hình 2. Ảnh hưởng của SOI_2 đến P_{xl} và HRR.

Hình 2 mô tả, khi phun chính (SOI_2) sớm, thời điểm bắt đầu cháy thay đổi không đáng kể, pha cháy đều tập trung sau ĐCT, tuy nhiên HRR 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

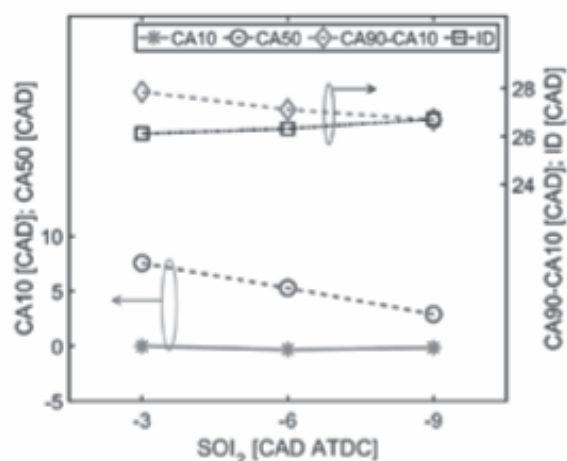
xy lạnh tăng lên đáng kể, từ 55 bar ($SOI_2 = -3$ CAD), 59,5 bar ($SOI_2 = -6$ CAD) đến 64 bar ($SOI_2 = -9$ CAD).

Từ đường cong HRR và giá trị cực đại của P_{xi} 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 GCI. Như mô tả trên Hình 2, khi phun chính sớm $SOI_2 = -9$ CAD, thì pha cháy thể hiện trên đường cong HRR cho thấy pha cháy chính, bao gồm quá trình cháy đồng thời của phun môi và phun chính. Khi thực hiện phun muộn đi, $SOI_2 = -6; -3$ CAD, thì đường cong HRR cho thấy 2 đỉnh rõ rệt, thể hiện 2 giai đoạn cháy: cháy với hỗn hợp hòa trộn trước và cháy khuếch tán của giai đoạn phun chính.

Hình 3 cho thấy ảnh hưởng của thời điểm phun tới quá trình cháy: thời điểm bắt đầu cháy (CA10), pha cháy chính (CA50), thời gian cháy (CA90-CA10) và thời gian trễ cháy của giai đoạn phun môi (ID1). Thời điểm cháy (CA10) cơ bản phụ thuộc vào thời điểm phun chính, cháy sớm hơn khi phun sớm. Thời gian trễ cháy với 2 trường hợp phun muộn (-3 và -6 CAD) đều khoảng 26 CAD, với phun sớm (-9 CAD) khoảng 27 CAD. Pha cháy chính (CA50) sớm lên khi tăng góc phun chính sớm. Điều này cho thấy khi phun chính sớm ($SOI_2 = -9$ CAD) thì tia phun chính có tác động đến quá trình cháy, làm giảm thời gian trễ cháy của tia phun môi khi tia phun chính thâm nhập không gian buồng cháy và nhận nhiệt từ xung quanh.

Sau đó, quá trình cháy được hình thành bởi hỗn hợp “đang ô-xy hóa” của giai đoạn phun môi và hỗn hợp nhiên liệu – không khí của tia phun chính và tiếp tục phát triển cháy mạnh mẽ. Thời điểm cháy (CA10) sớm hơn khi phun sớm, khi CA10 càng gần ĐCT (với $SOI_2 = -9$ CAD) thì quá trình cháy càng mạnh mẽ với

đỉnh tốc độ tỏa nhiệt cao hơn.

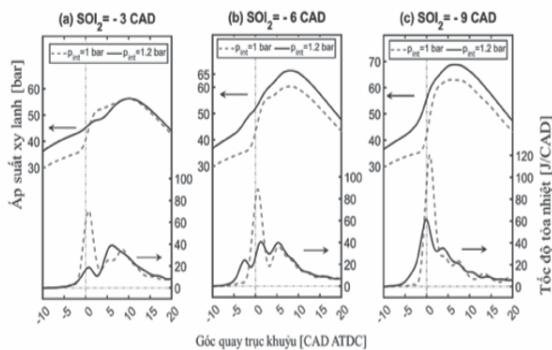


Hình 3. CA10; CA50; CA90-CA10; ID theo SOI_2 .

3.2. Ảnh hưởng của tăng áp đến quá trình cháy

Hình 4 cho thấy ảnh hưởng của tăng áp nhẹ, khi áp suất khí nạp (p_{int}) tăng từ 1,0 bar lên 1,2 bar, lên P_{xi} và HRR, với chế độ $n = 1500$ v/ph, IMEP = 5 bar. Vì ở nghiên cứu này thực hiện giữ IMEP, thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, nên tỷ lệ nhiên liệu – không khí trung bình (λ) cũng có thay đổi, khi tăng áp thì giảm lượng nhiên liệu cung cấp, tức là λ giảm. Các trường hợp SOI_2 khác nhau đều cho thấy tăng pint, thì quá trình cháy diễn ra êm dịu hơn, với đỉnh của đường cong HRR thấp hơn và đa phần lùi về phía muộn hơn. Với SOI_2 muộn: $SOI_2 = -3$ CAD, khi tăng pint, thì áp suất trong xy lạnh trong quá trình nén lớn hơn, tuy nhiên sau đó thực hiện quá trình cháy thì lại có tốc độ tăng áp suất cháy nhỏ hơn, thể hiện đường cong P_{xi} thoải hơn, với áp suất lớn nhất trong xy lạnh cao nhất 56 bar, tại 10 CAD. Quan sát đường cong HRR, khi tăng p_{int} thì pha cháy tập trung ở giai đoạn cháy khuếch tán ở xa ĐCT, còn không tăng áp thì pha cháy tập trung ở gần

ĐCT với cháy hòa trộn trước. Với chế độ phun chính trung gian: $SOI_2 = -6$ CAD, đặc điểm nổi bật của chế độ này là đường cong HRR có 3 đỉnh, thể hiện 3 giai đoạn cháy đặc trưng: (1) Cháy hòa trộn trước hoàn toàn của phun môi; (2) Cháy hòa trộn trước một phần của phun chính và (3) Cháy khuếch tán của phun chính. Khi p_{int} tăng lên, nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén cao hơn nên thúc đẩy quá trình cháy của quá trình phun môi, thể hiện bằng quá trình bắt đầu cháy sớm hơn. Khi này, giai đoạn phun chính tia phun sẽ được đốt cháy sớm hơn với điều kiện môi trường nhiệt độ cao, áp suất cao do quá trình cháy của phun môi. Sau đó, quá trình phun chính phát triển cháy với phần lớn là cháy khuếch tán, làm cho khả năng tạo thành PM trong quá trình cháy tăng lên. Điểm bất lợi của cháy sớm với điều kiện tăng p_{int} chính là tổn thất công và tổn thất nhiệt trong quá trình nén.



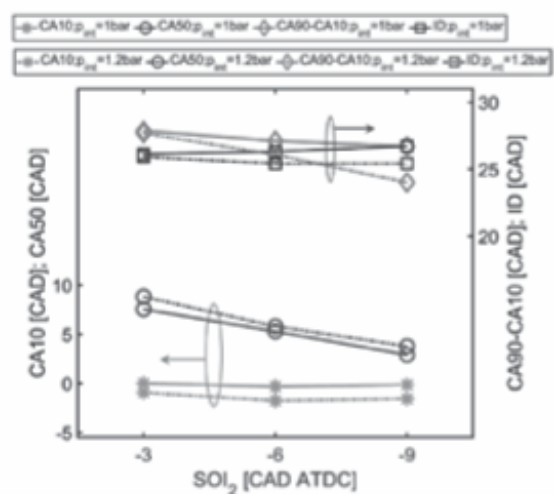
Hình 4. Ảnh hưởng của p_{int} đến P_{xl} và HRR với SOI_2 khác nhau.

Với chế độ phun chính sớm: $SOI_2 = -9$ CAD, khi tăng p_{int}, đường cong HRR cho thấy quá trình cháy sớm hơn nhưng đường độ dốc của đường cong thoải hơn và đỉnh của HRR thấp hơn so với không tăng áp. Quá trình cháy với tăng p_{int} thể hiện êm dịu hơn, nhưng cũng tương tự ở chế độ phun $SOI_2 = -6$ CAD thì chế độ này gặp phải tổn thất công và tổn thất nhiệt trong quá trình nén.

Hình 5 mô tả ảnh hưởng của tăng p_{int} đến CA10; CA50; CA90-CA10. Khi tăng p_{int}, điều kiện nhiệt độ và áp suất trong xy lanh đều tăng, nên quá trình cháy bắt đầu sớm hơn (CA10 của tăng áp sớm hơn), với phát triển cháy của phun môi hình thành rõ rệt.

Do bắt đầu phát triển cháy từ giai đoạn phun môi với điều kiện tăng p_{int}, nên giá trị độ trễ cháy ở đây thể hiện là của giai đoạn phun môi, tính từ khi phun môi đến khi bắt đầu cháy, ID₁ giảm khi tăng áp. Thời gian cháy (CA90-CA10) chỉ ra trên Hình 5 cho thấy tăng p_{int} làm giảm thời gian cháy, có thể làm giảm tổn thất nhiệt của quá trình cháy. Với điều kiện tăng p_{int}, nhiệt độ và áp suất của môi chất ở cuối quá trình nén tăng lên làm cho thúc đẩy các phản ứng cháy và quá trình phát triển ngọn lửa nhanh hơn nên thời gian cháy giảm đi.

Pha cháy chính phụ thuộc vào quá trình phun chính, với 70% nhiên liệu được cung cấp ở giai đoạn này, thì với tăng p_{int}, pha cháy chính (CA50) muộn hơn, khoảng 1,3 CAD, với $SOI_2 = -3$, -6 CAD, và sớm hơn, khoảng 5,1 CAD, với $SOI_2 = -9$ CAD.



Hình 5. Ảnh hưởng của p_{int} đến CA10; CA50; CA90-CA10; ID.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của SOI_2 , p_{int} đến đặc tính cháy của động cơ GCI được thực hiện với nhiên liệu xăng E20. Một số kết luận chính của bài báo như sau: (1) Hiệu quả cháy và hiệu suất chỉ thị tăng lên khi thực hiện thời điểm phun sớm tối ưu, và được cải thiện đáng kể khi tăng áp; (2) Thời điểm phun chính ảnh hưởng mạnh mẽ đến đặc tính cháy, tỷ lệ pha cháy hòa trộn trước và pha cháy khuếch tán của động cơ GCI; (3) Tăng áp nhẹ cũng có thể kiểm soát tốt pha cháy hòa trộn trước và pha cháy khuếch tán.

Lời cảm ơn:

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

Ngày nhận bài: 15/8/2023

Ngày phản biện: 04/9/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Dec JE. *Advanced compression-ignition engines - Understanding the in-cylinder processes*. Proceedings of the Combustion Institute 2009;32 II:2727–42.
- [2]. Timothy V. Johnson. *Diesel Emission Control in Review*, n.d.
- [3]. Anselmi P, Kashdan J, Bression G, Ferrero-Lesur E, Thirouard B, Walter B. *Improving emissions, noise and fuel economy trade-off by using multiple injection strategies in diesel low temperature combustion (LTC) mode*. SAE Technical Papers 2010.
- [4]. Lewander M. *Characterization and Control of Multi-Cylinder Partially Premixed Combustion*. 2011.
- [5]. Belgiorio G, Dimitrakopoulos N, Di Blasio G, Beatrice C, Tuner M, Tunestal P. *Parametric Analysis of the Effect of Pilot Quantity, Combustion Phasing and EGR on Efficiencies of a Gasoline PPC Light-Duty Engine*. SAE Technical Papers 2017;2017-September.
- [6]. Cho K, Zhao L, Ameen M, Zhang Y, Pei Y, Moore W, et al. *Understanding Fuel Stratification Effects on Partially Premixed Compression Ignition (PPCI) Combustion and Emissions Behaviors*, 2019.
- [7]. Chen R, Nishida K. *Spray evaporation of ethanol-gasoline-like blend and combustion of ethanol-gasoline blend injected by hole-type nozzle for direct-injection spark ignition engines*. Fuel 2014;134:263–73.
- [8]. Shamun S, Shen M, Johansson B, Tuner M, Pagels J, Gudmundsson A, et al. *Exhaust PM Emissions Analysis of Alcohol Fueled Heavy-Duty Engine Utilizing PPC*. SAE Int J Engines 2016;9:2142–52.