

ĐẶC TÍNH QUÁ TRÌNH CHÁY ĐỘNG CƠ DUAL FUEL PHUN TRỰC TIẾP HỖN HỢP SYNGAS-BIOGAS

COMBUSTION CHARACTERISTICS OF DUAL FUEL ENGINE FUELED WITH SYNGAS-BIOGAS BLEND BY DIRECT INJECTION

Bùi Văn Ga¹, Nguyễn Minh Tiến², Đỗ Phú Ngưu^{2*}, Hồ Trần Ngọc Anh²

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng

²Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng

*Tác giả liên hệ: dpnguu@ute.udn.vn

(Nhận bài: 11/7/2023; Sửa bài: 10/8/2023; Chấp nhận đăng: 14/8/2023)

Tóm tắt – Phun trực tiếp syngas qua hệ thống vòi phun kép cho phép động cơ dual fuel sử dụng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas có thành phần thay đổi linh hoạt. Áp suất phun ít ảnh hưởng đến các đặc trưng quá trình cháy. So với công suất khi chạy bằng diesel, công suất động cơ dual fuel Vikyno RV165 phun trực tiếp nhiên liệu khí lớn hơn 8,36% khi chạy bằng biogas, nhưng nhỏ hơn 25% khi chạy bằng syngas. Công suất động cơ và nồng độ NO_x tăng theo hệ số tương đương của hỗn hợp không khí - nhiên liệu. Khi động cơ dual fuel chạy bằng hỗn hợp 50% syngas và 50% biogas ở tốc độ 2400v/ph thì công suất động cơ lần lượt đạt 8,82kW, 9,33kW và 10,18kW, nồng độ NO_x lần lượt đạt 1398ppm, 1719ppm và 1975ppm tương ứng với hệ số tương đương $\phi=0,65$; $\phi=0,72$ và $\phi=0,8$.

Từ khóa – Syngas; biogas; năng lượng tái tạo; động cơ dual fuel; phun trực tiếp

1. Giới thiệu

Khoảng 80% năng lượng toàn cầu do quá trình cháy của nhiên liệu hóa thạch tạo ra. CO₂, sản phẩm của quá trình cháy nhiên liệu hóa thạch là thủ phạm chính gây biến đổi khí hậu và làm gia tăng nhiệt độ bầu khí quyển. Do đó, nhiều quốc gia đang khuyến khích sử dụng nhiên liệu tái tạo hoặc nhiên liệu có hàm lượng carbon rất thấp để giảm phát thải các chất khí gây hiệu ứng nhà kính [1]. Chính phủ Việt Nam đã và đang tiến hành thực hiện chiến lược chuyển đổi năng lượng, thay thế dần năng lượng hóa thạch bằng năng lượng tái tạo nhằm thực hiện cam kết phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050 [2] tại hội nghị COP26.

Hệ thống năng lượng tái tạo (hybrid), phối hợp sử dụng nhiều nguồn năng lượng tái tạo khác nhau là hệ thống tiềm năng. Hệ thống này có thể khắc phục được tính không ổn định do phụ thuộc vào điều kiện thời tiết, khí hậu, mùa vụ của các hệ thống năng lượng sử dụng một nguồn năng lượng tái tạo duy nhất [3]. Việt Nam là một quốc gia thuộc vùng nhiệt đới, tiềm năng về điện mặt trời, điện gió và sinh khối rất dồi dào. Do đó, hệ thống năng lượng tái tạo hybrid syngas-biogas-năng lượng mặt trời-năng lượng gió (gọi chung là hệ thống năng lượng tái tạo SBS, Syngas-Biogas-Solar) có nhiều lợi thế [4-7].

Bên cạnh ưu điểm về sản xuất năng lượng sạch, hệ thống năng lượng tái tạo SBS còn góp phần xử lý chất thải rắn trong sản xuất và sinh hoạt ở nông thôn. Các chất thải rắn khó phân hủy được chế biến thành viên nén nhiên liệu RDF rồi khí hóa thành syngas [8]. Các chất thải hữu cơ dễ phân

Abstract – Twinning direct injection system allows dual fuel engines to run on syngas-biogas blend with large variation in compositions. Injection pressure slightly affects the combustion characteristics of the engine. Compared with engine power in diesel fueling mode, the power of dual fuel engine Vikyno RV165 increases by 8,36% in biogas direct injection mode, but decreases by 25% in syngas direct injection mode. Engine power as well as NO_x concentration increase with equivalence ratio. As dual engine fueled with 50% syngas-50% biogas blend with equivalence ratio $\phi=0,65$; $\phi=0,72$ and $\phi=0,8$ at a speed of 2400rpm, the power of the engine are respectively 8.82kW, 9.33kW and 10.18kW, NO_x concentration are respectively 1398ppm, 1719ppm and 1975ppm.

Key words – Syngas; biogas; renewable energy; dual fuel engine; direct injection

hủy được sử dụng để sản xuất biogas. Khi công suất của điện mặt trời, điện gió cao hơn công suất phụ tải thì phần công suất dư được sử dụng để sản xuất hydrogen. Syngas, biogas và hydrogen được lưu trữ chung trong túi chứa nhiên liệu khí để cung cấp cho động cơ phát điện khi nguồn điện mặt trời gián đoạn hay không đủ cung cấp cho phụ tải [9].

Theo nguyên lý hoạt động của hệ thống năng lượng tái tạo SBS nêu trên thì thành phần nhiên liệu khí cung cấp cho động cơ thay đổi một cách ngẫu nhiên và trong phạm vi rộng. Động cơ có thể chạy hoàn toàn bằng một loại nhiên liệu thành phần, cũng có thể chạy bằng hỗn hợp 2 nhiên liệu thành phần hay 3 nhiên liệu thành phần với tỉ lệ khác nhau [10, 11].

Trong ba loại nhiên liệu hydrogen, biogas và syngas thì syngas có sự khác biệt lớn về nhiệt trị và tỉ lệ không khí/nhiên liệu (AFR) so với các nhiên liệu còn lại. Tỉ số AFR của syngas thấp dẫn đến thời gian phun kéo dài khiến cho nhiên liệu cung cấp cho chu trình không được hút hoàn toàn vào xilanh vào cuối kỳ nạp. Điều này khiến cho hệ số tương đương ϕ không thể đạt được giá trị 1 (hỗn hợp cháy hoàn toàn), đặc biệt khi động cơ chạy ở tốc độ cao. Sự tích lũy của nhiên liệu trên đường nạp ở chu kỳ trước làm mất kiểm soát hệ số tương đương ở các chu kỳ tiếp theo và gây ra hiện tượng nổ ngược. Đây thực sự là thách thức kỹ thuật đối với hệ thống nạp khí ứng dụng syngas cho động cơ đốt trong. Mặt khác, nhiệt trị của nhiên liệu rất thấp dẫn đến giảm công suất động cơ. Thành phần thể tích của syngas khi sử dụng không khí làm chất oxy hóa thường 18-20% H₂, 18-20% CO, 2% CH₄, 11-13% CO₂, một ít H₂O, còn lại là N₂ [12]. Nhiệt

¹ The University of Danang - University of Science and Technology (Bui Van Ga)

² The University of Danang - University of Technology and Education (Nguyen Minh Tien, Do Phu Nguu, Ho Tran Ngoc Anh)

trị thấp của syngas thông thường trong khoảng 4-6 MJ/kg [13], chỉ bằng khoảng 10% nhiệt trị của khí thiên nhiên, LPG hay xăng dầu. Tuy nhiên do lượng không khí cần thiết để đốt cháy một đơn vị khối lượng syngas cũng chỉ bằng 10% các loại nhiên liệu truyền thống nên việc tự giảm công suất động cơ không tỉ lệ với nhiệt trị nhiên liệu. Thực tế cho thấy, khi chạy bằng syngas công suất động cơ giảm khoảng 15%-20% so với động cơ diesel và giảm 30%-40% so với động cơ xăng [1, 14, 15]. Vì vậy, việc làm giàu syngas bằng các loại nhiên liệu khác có nhiệt trị cao hơn và nghiên cứu giải pháp cung cấp nhiên liệu tối ưu là rất cần thiết để phát triển ứng dụng các loại nhiên liệu thu hồi từ sinh khối trên động cơ đốt trong.

Phun trực tiếp syngas vào buồng cháy động cơ là một giải pháp hữu hiệu để cải thiện tính năng động cơ. Hagos và các cộng sự [16-22] sử dụng khí syngas (50% H_2 /50%CO) làm nhiên liệu duy nhất cho động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng hệ thống phun nhiên liệu trực tiếp. Kết quả cho thấy, momen có ích của động cơ tăng nhẹ từ 1% đến 6% tại số vòng quay 1500v/p so với kết quả công bố ở công trình [23] khi sử dụng hệ thống cung cấp nhiên liệu trên đường nạp. Bên cạnh đó, sử dụng hệ thống phun nhiên liệu trực tiếp có thể khắc phục được các vấn đề liên quan đến hệ số nạp của nhiên liệu khí và hiện tượng nổ ngược như đã đề cập ở trên. Mặc dù vậy, công trình của Hagos và các cộng sự [20] cũng chỉ ra sự hạn chế về thời gian phun và mức tiêu thụ nhiên liệu cao hơn khi sử dụng syngas thay thế cho CNG. Để rút ngắn thời gian nạp, nhiên liệu syngas thường được làm giàu bằng những nhiên liệu có nhiệt trị cao hơn như biogas, hydrogen [15] hoặc methan [19, 21, 22]. Hơn nữa, kết quả từ các công trình của Hagos và các cộng sự [19, 21, 22] cho thấy, hiệu suất nhiệt và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ phun trực tiếp syngas làm giàu methan so với CNG có thể được cải thiện.

Tuy nhiên như mô tả trên đây, trong hệ thống năng lượng tái tạo hybrid, động cơ được cung cấp hỗn hợp nhiên liệu có thành phần thay đổi trong phạm vi rộng. Do đó nếu sử dụng các phương pháp cấp nhiên liệu truyền thống thì không thể đảm bảo công suất động cơ ổn định trong các điều kiện cung cấp nhiên liệu khác nhau. Giải pháp kỹ thuật cung cấp nhiên liệu cho động cơ sử dụng nhiên liệu khí linh hoạt là phun trực tiếp nhiên liệu khí vào xilanh động cơ sử dụng hệ thống phun kép [24, 25].

Trong công trình này, nhóm tác giả sẽ trình bày kết quả nghiên cứu mô phỏng tính năng động cơ dual fuel chạy bằng syngas được làm giàu bởi biogas. Đây là hai loại nhiên liệu được thu hồi từ chất thải rắn trong sản xuất và sinh hoạt ở nông thôn. Thành phần chính của biogas là CH_4 (50%-80%) còn lại là CO_2 . CH_4 có nhiệt trị thể tích cao hơn nhiều so với H_2 nên khi bổ sung biogas, nhiệt trị của hỗn hợp nhiên liệu tăng. Hơn nữa, H_2 có tốc độ cháy cơ bản cao hơn rất nhiều so với CH_4 , giới hạn cháy rộng và năng lượng đánh lửa nên sự hiện diện của nó trong syngas cải thiện đáng kể chất lượng quá trình cháy. Sự phối hợp của 2 loại nhiên liệu này vì thế không chỉ giải quyết được bất cập khi sử dụng một nguồn năng lượng tái tạo duy nhất mà còn cải thiện tính năng công tác của động cơ dual fuel.

2. Nghiên cứu mô phỏng

2.1. Động cơ và nhiên liệu

Nghiên cứu được tiến hành trên động cơ Vikyno RV165

có đường kính xilanh 105mm, hành trình piston 97mm, tỉ số nén 20. Khi chạy bằng diesel động cơ phát công suất tối đa 16,5 HP ở tốc độ 2400 v/ph. Khi cải tạo thành động cơ dual fuel sử dụng nhiên liệu khí linh hoạt syngas-biogas, buồng cháy động cơ được cải tạo để giảm tỉ số nén xuống còn 16,5 nhằm hạn chế kích nổ đồng thời đảm bảo tia phun mỗi diesel tự bốc cháy để đánh lửa hỗn hợp nhiên liệu khí.

Thành phần biogas, syngas có các đặc trưng chính được trình bày trên Bảng 1.

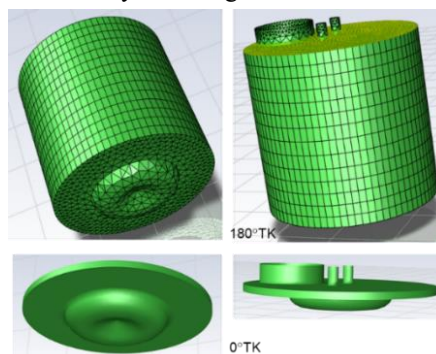
Bảng 1. Các thông số đặc trưng của nhiên liệu

Nhiên liệu	Thành phần (mol/mol)					M (g/mol)	m_{kk}/m_{nl} (g/g)	V_{kk}/V_{nl} (l/l)
	CH_4	H_2	CO	CO_2	N_2			
Biogas	0,7	0	0	0,3	0	24,40	7,98	6,71
Syngas	0,05	0,18	0,20	0,12	0,45	24,64	1,64	1,39
Nhiệt trị thấp (MJ/m ³)	33,906	10,246	12,035	-	-			

2.2. Thiết lập mô hình

Tính toán mô phỏng được thực hiện nhờ phần mềm Ansys Fluent 2021R1. Không gian tính toán gồm buồng cháy và xilanh động cơ có thể tích thay đổi theo góc quay trục khuỷu. Buồng cháy động cơ có dạng omega. Nhiên liệu khí được phun trực tiếp vào xilanh động cơ thông qua 2 vòi phun có đường kính 6mm. Trục các vòi phun nằm trên mặt cắt dọc xy của xilanh còn trục xupap nạp nằm trên mặt cắt dọc yz của xilanh.

Hệ phương trình đối lưu-khuếch tán được khép kín nhờ mô hình rối k- ϵ . Khi thay đổi nhiên liệu, chúng ta tính toán lại bảng pdf thông số nhiệt động học. Ở đầu vào đường nạp chỉ có không khí nên thành phần hỗn hợp f (fraction volumic) bằng 0. Ở đầu vào các vòi phun chỉ có nhiên liệu nên $f=1$. Hệ số tương đương cục bộ của hỗn hợp được tính qua thành phần nhiên liệu, oxygen hay tính qua f. Hình 1 giới thiệu buồng cháy, xilanh, cửa nạp, các vòi phun và chia lưới không gian tính toán. Nhiên liệu sử dụng trong mô phỏng là syngas, biogas và hỗn hợp của chúng. Động cơ chạy ở tốc độ 2000 v/ph, 2400 v/ph và 2800 v/ph. Áp suất phun nhiên liệu thay đổi trong từ 3 bar đến 5 bar.



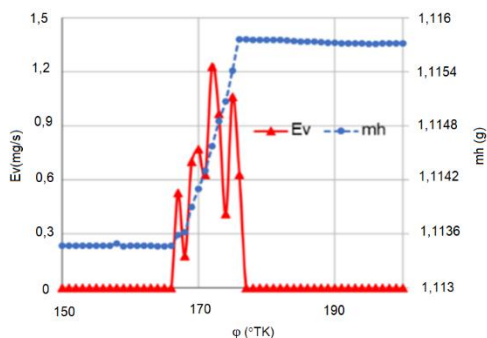
Hình 1. Chia lưới không gian tính toán và vị trí các vòi phun

3. Kết quả và bình luận

3.1. Phân tích cấu phần hệ số tương đương động cơ dual fuel

Khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh trong mỗi chu trình gồm hỗn hợp nhiên liệu khí-không khí được chuẩn bị trước và khối lượng diesel phun mỗi. Năng lượng của quá trình

cháy dual fuel bao gồm năng lượng do nhiên liệu khí (hỗn hợp hòa trộn trước), nhiên liệu diesel (cháy khuếch tán) sinh ra. Năng lượng do nhiên liệu khí tỏa ra là chính. Nhiên liệu diesel chỉ sử dụng để làm tia phun mỗi đánh lửa.



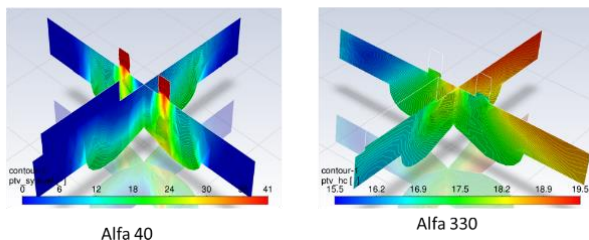
Hình 2. Biến thiên tốc độ bốc hơi của nhiên liệu diesel và khối lượng hỗn hợp trong xilanh theo góc quay trục khuỷu

Hình 2 cho thấy trước khi phun mồi, khối lượng hỗn hợp trong xilanh ổn định. Trong quá trình phun, khối lượng hỗn hợp trong xilanh tăng do nhiên liệu diesel được cung cấp thêm vào buồng cháy. Ngay sau khi phun diesel, nhiên liệu lỏng bốc hơi hòa trộn vào hỗn hợp đã chuẩn bị trước. Như vậy chúng ta có thể tách hệ số tương đương do hỗn hợp nhiên liệu khí sinh ra, hệ số tương đương do nhiên liệu diesel sinh ra và hệ số tương đương tổng quát của hỗn hợp không khí-nhiên liệu trong buồng cháy. Tùy theo điều kiện vận hành chúng ta có thể điều chỉnh hệ số tương đương thành phần.

3.2. Diễn biến quá trình cháy dual fuel phun trực tiếp nhiên liệu khí

Khác với trường hợp cung cấp nhiên liệu kiểu hút, trong trường hợp cung cấp nhiên liệu kiểu phun thì hỗn hợp trong buồng cháy cuối quá trình nén không hoàn toàn đồng nhất. Bộ phận hỗn hợp về phía xupap nạp nghèo hơn các phần còn lại trong buồng cháy (Hình 3).

Dual_Phun syngas, start30, stop223



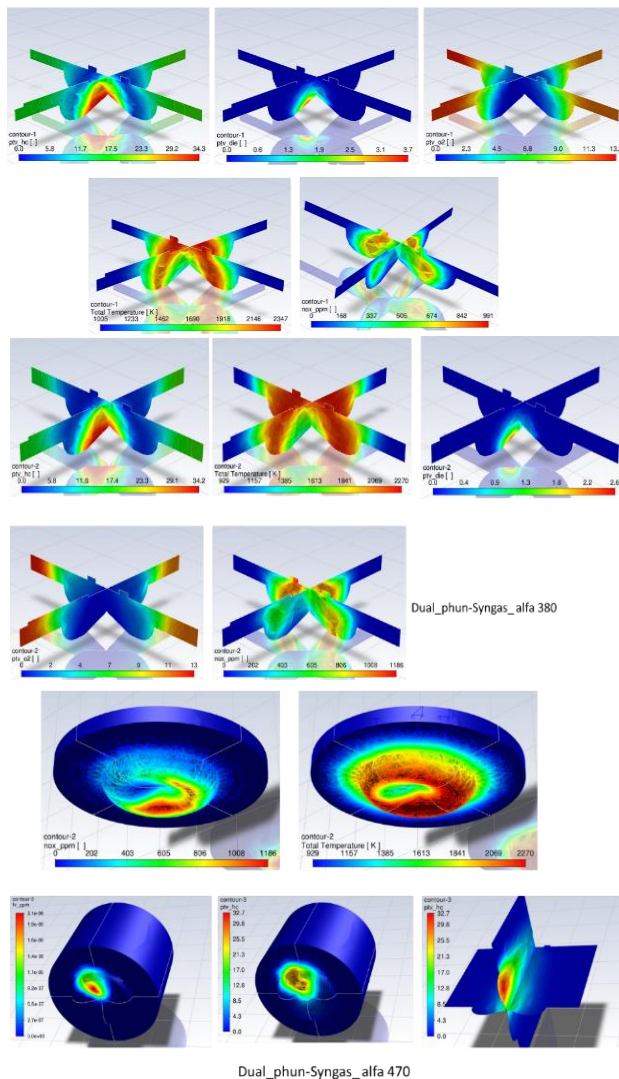
Hình 3. Đường đồng mức phân bố nhiên liệu – không khí trong buồng đốt tại tại thời điểm 40^oTK, 330^oTK trong trường hợp phun trực tiếp syngas

Khi phun diesel thì một vùng giàu nhiên liệu được hình thành quanh tia phun. Do hỗn hợp được chuẩn bị trước nên khi quá trình cháy diễn ra thì màng lửa cũng lan tràn như động cơ đánh lửa cưỡng bức. Tuy nhiên, do khu vực tia phun giàu nhiên liệu nên nhiệt độ cháy thấp hơn vùng hỗn hợp đồng nhất bên ngoài tia phun.

Hình 4 cho thấy diễn biến quá trình cháy và phát thải NO_x. Tại thời điểm 370^oTK, màng lửa hầu như bao trùm hết buồng cháy omega, thành phần oxy ở khu vực này hầu như đã tiêu thụ hết nhưng vẫn còn một bộ phận nhỏ nhiên liệu diesel sát thành buồng cháy. Tương tự như vậy tại thời điểm 380^oTK. Kết quả mô phỏng cũng cho thấy vùng hình

thành NO_x tập trung ở những khu vực có nhiệt độ cao. Bộ phận nhiên liệu không cháy tiếp tục tồn tại trong buồng đến khi kết thúc chu trình (ở thời điểm 470^oTK). Điều này cho thấy đối với động cơ dual fuel thì việc vận động xoay lốc trong buồng cháy rất quan trọng để nhanh chóng chuyển dịch lượng nhiên liệu diesel đã bốc hơi ra các khu vực khác để có đủ oxy đảm bảo cho quá trình cháy.

Dual_phun-Syngas_alfa 370

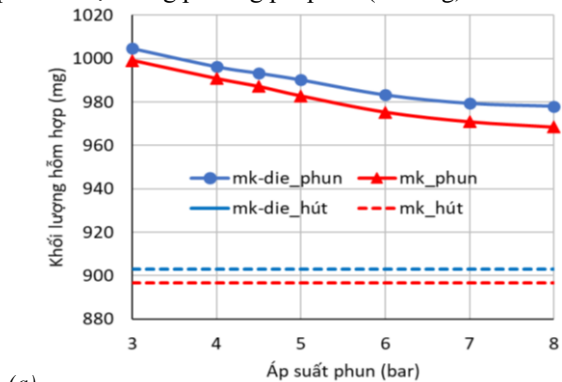


Hình 4. Diễn biến quá trình cháy và phát thải NO_x tại thời điểm 370^oTK, 380^oTK và 470^oTK

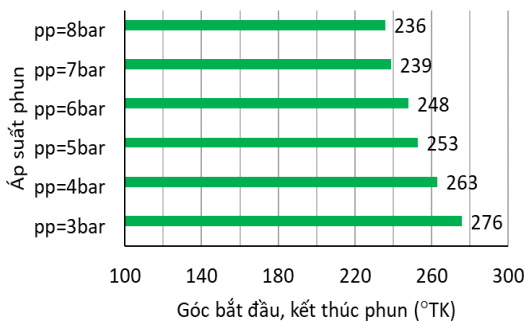
3.3. Ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun

Do thành phần hydrogen trong syngas ảnh hưởng lớn đến các tính năng của quá trình cháy và quá trình cung cấp nhiên liệu nên khi nghiên cứu ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun nhóm tác giả bổ sung hydrogen vào hỗn hợp nhiên liệu với syngas-biogas. Khi cố định thời điểm bắt đầu phun, để đạt cùng hệ số tương đương thì thời điểm kết thúc phun càng sớm khi áp suất phun càng cao. Khi thời gian phun trong kỳ nén giảm thì lượng nhiên liệu cung cấp vào xilanh giảm. Hình 5a giới thiệu biến thiên khối lượng hỗn hợp khí trong xilanh theo áp suất phun hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H (40% syngas, 30% biogas và 30% hydrogen theo thể tích) để đạt cùng hệ số tương đương $\phi=0,75$ khi kết thúc quá trình phun. Thời điểm bắt đầu phun được cố định

tại 100⁰TK còn thời điểm kết thúc phun thay đổi như trên giản đồ Hình 5b. Thời gian phun trong giai đoạn nạp như nhau. Khi đó xú pạp nạp vẫn còn đang mở nên phun nhiên liệu khí không làm thay đổi áp suất trong xilanh. Thời gian phun trong giai đoạn nén ảnh hưởng trực tiếp đến áp suất trong xilanh (tức là ảnh hưởng đến lượng hỗn hợp nạp mới vào xilanh). Chúng ta thấy trong điều kiện cung cấp nhiên liệu đó thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh trước khi phun diesel và sau khi phun diesel đều giảm khi áp suất phun nhiên liệu khí tăng. Khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh trước khi phun diesel là 1000 mg và 968 mg tương ứng với áp suất phun 3 bar và 8 bar. Khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh dù phun ở áp suất nào cũng cao hơn khối lượng hỗn hợp cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp hút (896 mg).

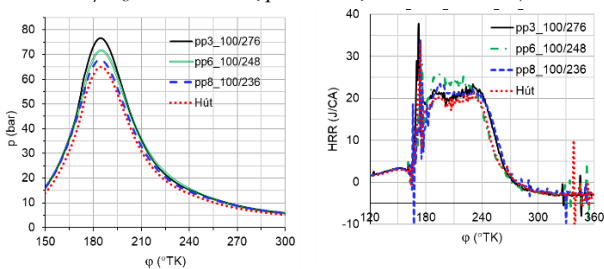


(a)



(b)

Hình 5. Biến thiên hỗn hợp khí trước và sau khi phun diesel theo áp suất phun nhiên liệu khí (a), thời điểm bắt đầu phun 100⁰TK và kết thúc phun thay đổi (b) ($n=2400$ v/ph, $\phi_{gas}=0,75$, $\phi_{tong}=0,92$, hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H)



(a)

(b)

Hình 6. Ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun đến biến thiên áp suất (a) và tốc độ tỏa nhiệt (b) theo góc quay trục khuỷu ($n=2400$ v/ph, hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H, góc mở vòi phun 100⁰TK, góc đóng vòi phun thay đổi)

Khối lượng hỗn hợp tăng khi cấp nhiên liệu bằng cách phun trực tiếp làm tăng công suất động cơ so với phương pháp cung cấp nhiên liệu kiểu hút. Hình 6 giới thiệu ảnh hưởng của áp suất phun nhiên liệu khí đến biến thiên áp suất

trong xilanh và biến thiên hệ số tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu khi động cơ dual fuel chạy bằng nhiên liệu 40S-30B-30H. Góc bắt đầu phun được cố định ở 100⁰TK. Như trên đã trình bày, trong điều kiện phun đó thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh giảm khi tăng áp suất phun. Áp suất cực đại của quá trình cháy khi áp suất phun 3 bar, 6 bar và 8 bar đạt lần lượt là 76,68 bar, 71,68 bar và 67,73 bar tương ứng với công suất động cơ 11,84kW, 11,55kW và 11,04kW ở tốc độ động cơ 2400 v/ph. So với công suất động cơ khi chạy bằng diesel 12,14kW thì công suất động cơ giảm 2,5% và 9,1% khi cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp phun trực tiếp với áp suất phun 3 bar và 8 bar. Cùng chế độ vận hành và hỗn hợp nhiên liệu, nếu cung cấp nhiên liệu cho động cơ bằng phương pháp hút thì công suất chỉ đạt 10,52kW, tức giảm 14% so với công suất động cơ khi chạy bằng diesel.

3.4. Ảnh hưởng của thành phần hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas đến đặc tính động cơ dual fuel syngas-diesel

Trong phần này thành phần nhiên liệu được ký hiệu là xSyB, trong đó x là phần trăm tính theo thể tích của syngas còn y là phần trăm tính theo thể tích của biogas. Khi cung cấp nhiên liệu syngas kiểu hút thì công suất động cơ giảm mạnh, một mặt là do nhiệt trị của syngas thấp và mặt khác do syngas chiếm chỗ quá lớn trên đường nạp. Do đó để duy trì công suất động cơ khi chuyển sang chạy bằng syngas hay hỗn hợp nhiên liệu chứa thành phần syngas lớn chúng ta cần cung cấp nhiên liệu kiểu phun trực tiếp.

Phần sau đây trình bày kết quả mô phỏng ảnh hưởng của thành phần hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas đến các đặc trưng của quá trình cháy khi cung cấp nhiên liệu khí kiểu phun trực tiếp. Điều kiện cung cấp nhiên liệu khí: Phun trực tiếp ở áp suất 3bar, thời điểm kết thúc phun 250⁰TK, với $\phi_{die}=0,17$, $\phi_{syn}=0,75$, $\phi_{tong}=0,92$. Khi thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas thấp thì lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy nhiều hơn để đạt cùng hệ số tương đương. Điều này dẫn đến tăng áp suất trong kỳ nén, làm tăng công bơm của động cơ. Hình 7a cho thấy, các đường cong áp suất ứng với 100% syngas và 80% syngas có áp suất phía kỳ nén tăng nhưng áp suất kỳ giãn nở giảm khiến cho công chỉ thị chu trình của động cơ đạt lần lượt 568 J/ct và 679 J/ct so với 822 J/ct khi động cơ chạy hoàn toàn bằng biogas.

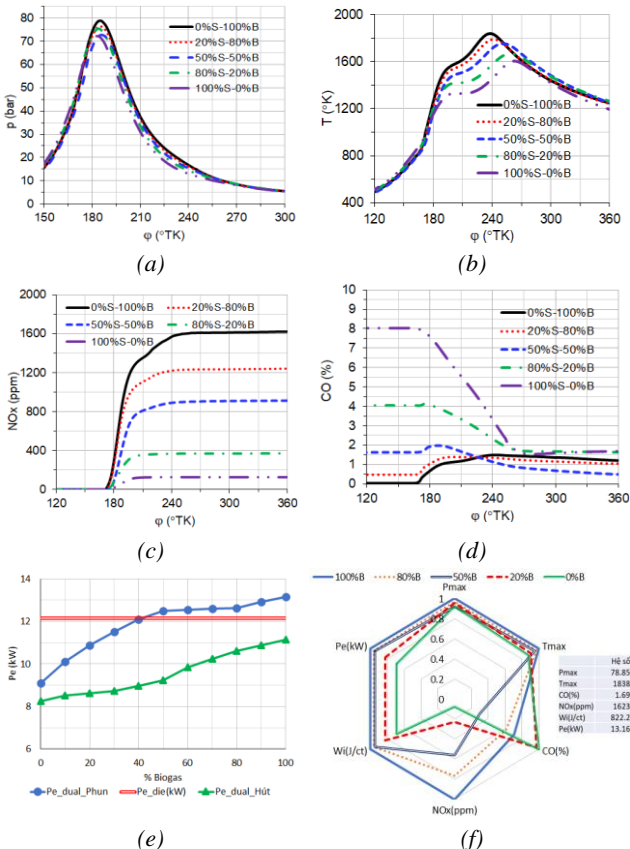
Rõ ràng khi hàm lượng biogas làm giàu syngas thấp thì nhiệt độ cực đại quá trình cháy giảm, dẫn đến nồng độ NO_x trong khí thải cũng giảm (Hình 7b và Hình 7c). Khi động cơ chạy bằng syngas thì nhiệt độ cháy cực đại chỉ đạt 1605⁰K tương ứng với nồng độ NO_x trong khí thải 129ppm thấp hơn so với nhiệt độ cực đại 1838⁰K và nồng độ NO_x 1623ppm khi động cơ chạy hoàn toàn bằng biogas. Riêng thành phần CO thì khi hàm lượng biogas trong hỗn hợp với syngas thấp hơn 20%, thành phần chất ô nhiễm này tăng do quá trình cháy không hoàn toàn diễn ra khi hỗn hợp nhiên liệu nghèo (Hình 7d).

Hình 7e cho thấy, trong điều kiện phun trực tiếp với áp suất phun 3 bar thì động cơ dual fuel chạy bằng hỗn hợp 60S40B cho công suất bằng công suất động cơ diesel. Khi phun trực tiếp thì công suất động cơ dual fuel chạy bằng biogas lớn hơn công suất động cơ diesel 8,36% nhưng khi chạy bằng syngas thì công suất động cơ dual fuel nhỏ hơn công suất động cơ diesel 25%.

Hình 7f so sánh tổng hợp ảnh hưởng của thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas đến các thông số của quá

trình cháy. Kết quả cho thấy, sự sụt giảm rõ rệt của công suất chu trình, công suất, nhiệt độ cháy cực đại, nồng độ NO_x khi giảm thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas.

Điều này làm tăng giá trị áp suất cực đại cũng như nhiệt độ cực đại (Hình 8b và Hình 8c). Do đó, nồng độ NO_x tăng theo hàm lượng biogas trong hỗn hợp với syngas (Hình 8d). Khi thay đổi áp suất phun nhiên liệu khí từ 3 bar lên 5 bar công suất động cơ thay đổi không đáng kể.



Hình 7. Ảnh hưởng của thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas đến các thông số của quá trình cháy ($n=2400$ v/ph, phun nhiên liệu ở áp suất $pp=3$ bar, dừng phun ở 250°TK , $\phi_{\text{die}}=0,17$, $\phi_{\text{syn}}=0,75$, $\phi_{\text{long}}=0,92$)

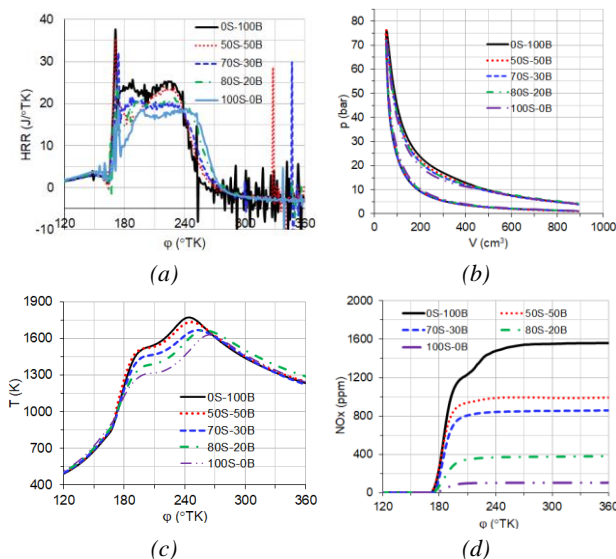
Như vậy so với phương pháp cung cấp syngas kiểu hút [26] thì khi nạp liệu syngas kiểu phun, công suất động cơ tăng 7%. Nồng độ NO_x của động cơ dual fuel 50S50B tăng mạnh từ 377ppm khi cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp hút lên 989ppm khi cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp phun.

Hình 8 giới thiệu ảnh hưởng của thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas đến các đặc trưng của quá trình cháy khi phun trực tiếp hỗn hợp syngas-biogas ở áp suất 5bar, thời điểm kết thúc phun 250°TK , với $\phi_{\text{die}}=0,17$, $\phi_{\text{syn}}=0,75$, $\phi_{\text{long}}=0,92$. Thời điểm bắt đầu phun của 2 vòi phun được điều chỉnh, cụ thể:

Bảng 2. Thời điểm bắt đầu phun của 2 vòi phun

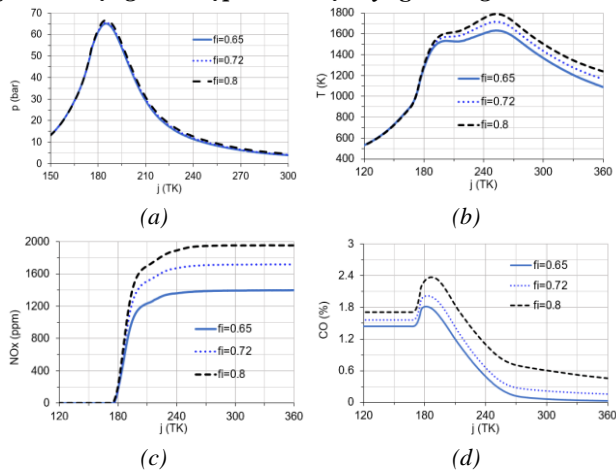
	0S-100B	50S-50B	70S-30B	80S-20B	100S-0B
VP1	159	105	67	55	55
VP2	#	#	#	205	55

Qui luật biến thiên các đặc trưng của quá trình cháy theo thành phần nhiên liệu trong hỗn hợp syngas-biogas không thay đổi nhiều khi thay đổi áp suất phun. Hình 8a so sánh biến thiên tốc độ tỏa nhiệt và đồ thị công của động cơ dual fuel khi chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas có thành phần thay đổi. Ta thấy tốc độ tỏa nhiệt của động cơ tăng khi tăng hàm lượng biogas trong hỗn hợp với syngas. Khi tốc độ tỏa nhiệt tăng thì đỉnh các đường công áp suất và nhiệt độ dịch chuyển về gần điểm chết trên hơn.



Hình 8. Ảnh hưởng của thành phần biogas trong hỗn hợp với syngas đến các thông số của quá trình cháy ($n=2400$ v/ph, phun nhiên liệu ở áp suất $pp=5$ bar, dừng phun ở 250°TK , $\phi_{\text{die}}=0,17$, $\phi_{\text{syn}}=0,75$, $\phi_{\text{long}}=0,92$)

3.5. Ảnh hưởng của hệ số tương đương đến động cơ dual fuel sử dụng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas



Hình 9. Ảnh hưởng của hệ số tương đương đến các thông số của quá trình cháy động cơ dual fuel sử dụng hỗn hợp nhiên liệu 50% syngas+50% biogas

Khi tăng hệ số tương đương thì năng lượng do nhiên liệu mang vào động cơ tăng dẫn đến tăng áp suất cực đại cũng như nhiệt độ cực đại. Hình 9a, 9b cho thấy, áp suất cực đại và nhiệt độ cực đại tăng khi tăng hệ số tương đương của hỗn hợp tăng từ $\phi=0,65$ lên $\phi=0,8$. Điều này làm tăng công suất chu trình theo hàm lượng biogas trong hỗn hợp với syngas. Kết quả cho thấy trong trường hợp động cơ dual fuel chạy bằng hỗn hợp 50% syngas và 50% biogas với hệ số tương đương $\phi=0,65$, $\phi=0,72$, $\phi=0,8$ thì công suất chu trình đạt lần lượt đạt 551,19 J/ct, 582,98 J/ct và 636,19 J/ct trong ứng với công suất động cơ theo thứ tự là 8,82kW, 9,33kW và 10,18kW khi chạy ở tốc độ 2400 v/ph. Hình 9c thể hiện

nồng độ NO_x tăng do nhiệt độ quá trình cháy tăng khi tăng hệ số tương đương hỗn hợp nhiên liệu. nồng độ NO_x đạt lần lượt là 1398ppm, 1719ppm và 1975ppm ứng với hệ số tương đương $\phi=0,65$, $\phi=0,72$ và $\phi=0,8$. Khi cung cấp diesel thì hỗn hợp trở nên giàu cục bộ ở khu vực quanh tia phun dẫn đến tăng thành phần cháy không hoàn toàn CO. Thành phần này giảm dần trong quá trình cháy và đạt giá trị cân bằng nhiệt động học của phản ứng khí-nước (Hình 9d).

4. Kết luận

Kết quả nghiên cứu trên đây cho phép rút ra được những kết luận sau:

- Phun trực tiếp nhiên liệu khí vào xilanh động cơ dual fuel cho phép sử dụng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas có thành phần thay đổi linh hoạt, khắc phục được bất cập công suất động cơ giảm sâu khi sử dụng nhiên liệu nghèo.

- Trong buồng cháy động cơ dual fuel, NO_x tập trung ở những khu vực có nhiệt độ cao và bộ phận nhiên liệu cháy không hoàn toàn tiếp tục tồn tại trong buồng cháy đến cuối kỳ giãn nở nên việc tổ chức vận động xoay lốc trong buồng cháy ảnh hưởng lớn đến chất lượng quá trình cháy cũng như mức độ phát thải ô nhiễm.

- Trong điều kiện phun trực tiếp với áp phun 3bar, so với công suất động cơ Vikyno RV165 khi chạy bằng diesel, công suất động cơ dual fuel lớn hơn 8,36% khi chạy bằng biogas, nhưng nhỏ hơn 25% khi chạy bằng syngas. Sự thay đổi áp suất phun nhiên liệu khí từ 3-5 bar chỉ ảnh hưởng nhẹ đến các đặc trưng quá trình cháy.

- Công chi thị chu trình và nồng độ NO_x của động cơ dual fuel chạy bằng hỗn hợp syngas-biogas tăng theo hệ số tương đương. Khi động cơ dual fuel chạy ở tốc độ 2400 v/ph với hỗn hợp nhiên liệu 50S50B có hệ số tương đương $\phi=0,65$, $\phi=0,72$ và $\phi=0,8$ thì công suất động cơ đạt lần lượt là 8,82kW; 9,33kW và 10,18kW, nồng độ NO_x đạt lần lượt là 1398ppm, 1719ppm và 1975ppm.

Lời cảm ơn: Công trình này được tài trợ kinh phí bởi Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng qua đề tài: “Chuyển đổi động cơ diesel D4-CD 170 thành động cơ lưỡng nhiên liệu dual fuel Syngas-Diesel”. Mã số: T2022-06-19.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A. Paykani, H. Chehrmonavari, A. Tsolakis, T. Alger, W. F. Northrop, and R. D. Reitz, "Synthesis gas as a fuel for internal combustion engines in transportation", *Progress in Energy and Combustion Science*, 90, 2022.
- [2] *Việt Nam strives to achieve 'net zero' by 2050, with international support: PM.* Available: <https://vietnamnews.vn/environment/1071075/viet-nam-strives-to-achieve-net-zero-by-2050-with-international-support-pm.html>
- [3] S. Guo, Q. Liu, J. Sun, and H. Jin, "A review on the utilization of hybrid renewable energy", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 1121-1147, 2018.
- [4] I. Eziyi and A. Krothapalli, "Sustainable Rural Development: Solar/Biomass Hybrid Renewable Energy System", *Energy Procedia*, 57, 1492-1501, 2014.
- [5] Y. S. Mohammed, M. W. Mustafa, and N. Bashir, "Hybrid renewable energy systems for off-grid electric power: Review of substantial issues", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35, 527-539, 2014.
- [6] K. Bär, S. Wageneder, F. Solka, A. Saidi, and W. Zörner, "Flexibility Potential of Photovoltaic Power Plant and Biogas Plant Hybrid Systems in the Distribution Grid", *Chemical Engineering & Technology*, 43(8), 1571-1577, 2020.

- [7] K. Shivarama Krishna and K. Sathish Kumar, "A review on hybrid renewable energy systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 907-916, 2015.
- [8] B. V. Ga, V. A. Vũ, H. V. Thanh, N. X. Thịnh, N. T. Tin, H. Q. Bao, "Thiết Kế máy ép Viên nén Nhiên liệu RDF từ chất thải Sinh hoạt", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, 19(2), 13-17, 2021.
- [9] V. G. Bui, T. H. Vo, T. M. T. Bui, L. B. T. Truong, and T. X. N. Thi, "Characteristics of Biogas-Hydrogen Engines in a Hybrid Renewable Energy System", *International Energy Journal* 21(4), 467-480, 2021.
- [10] V. G. Bui, T.M.T. Bui, H. C. Ong, S. Nizetic "Optimizing operation parameters of a spark-ignition engine fueled with biogas-hydrogen blend integrated into biomass-solar hybrid renewable energy system", *Energy*, 252, 124052, 2022, DOI:10.1016/j.energy.2022.124052.
- [11] B. V. Ga, T. V. Nam, P. M. Đức, B. T. M. Tú, "Cung cấp nhiên liệu biogas-hydrogen cho động cơ đánh lửa cưỡng bức kéo máy phát điện trong hệ thống năng lượng tái tạo hybrid", *Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc lần thứ 21*, Quy Nhơn, pp. 448-458, 2018.
- [12] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos, "Development and validation of a multi-zone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine", *Energy Conversion and Management*, 49(10), 2924-2938, 2008.
- [13] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines", *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 401587, 2014.
- [14] M. Fiore, V. Magi, and A. Viggiano, "Internal combustion engines powered by syngas: A review", *Applied Energy*, 276, 115415-115441, 2020.
- [15] V. G. Bui, T. M. T. Bui, V. N. Tran, Z. Huang, A. T. Hoang, W. Tarelko, V. H. Bui, X. M. Pham, P. Q. P. Nguyen, "Flexible syngas-biogas fueling spark-ignition engine behaviors with optimized fuel compositions and control parameters", *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(18), 6722-6737, 2023.
- [16] F. Hagos, "Combustion, Performance and Emissions Characteristics of Imitated Syngases in Direct-injection Sparkignition Engine", *PhD, Department of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi PETRONAS, Seri Iskandar, Malaysia*, 2013.
- [17] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Syngas (H₂/CO) in a spark-ignition direct-injection engine. Part 1: Combustion, performance and emissions comparison with CNG", *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(31), 17884-17895, 2014.
- [18] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Effect of Air-fuel Ratio on the Combustion Characteristics of Syngas (H₂/CO) in Direct-injection Spark-ignition Engine", *Energy Procedia*, 61, 2567-2571, 2014.
- [19] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Methane enrichment of syngas (H₂/CO) in a spark-ignition direct-injection engine: Combustion, performance and emissions comparison with syngas and Compressed Natural Gas", *Energy*, 90, 2006-2015, 2015.
- [20] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Effect of injection timing on combustion, performance and emissions of lean-burn syngas (H₂/CO) in spark-ignition direct-injection engine", *International Journal of Engine Research*, 17(9), 921-933, 2015.
- [21] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, S. A. Sulaiman, and R. Mamat, "Effect of fuel injection timing of hydrogen rich syngas augmented with methane in direct-injection spark-ignition engine", *international journal of hydrogen energy*, 42(37), 23846-23855, 2017.
- [22] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, S. A. Sulaiman, and R. Mamat, "Engine speed and air-fuel ratio effect on the combustion of methane augmented hydrogen rich syngas in DI SI engine", *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(1), 477-486, 2019.
- [23] N. Mustafi, Y. Miraglia, R. Raine, P. Bansal, and S. Elder, "Spark-ignition engine performance with 'Powergas' fuel (mixture of CO/H₂): A comparison with gasoline and natural gas", *Fuel*, 85(12-13), 1605-1612, 2006.
- [24] B. V. Ga, N. V. Đông, C. X. Tuấn, V. A. Vũ, "Mô phỏng quá trình cung cấp nhiên liệu linh hoạt syngas-biogas cho động cơ tĩnh tại đánh lửa cưỡng bức", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, Vol. 20, No. 9, 17-23, 2022.
- [25] V. G. Bui, T. M. T. Bui, V. G. Nguyen, V. N. Tran, L. B. T. Truong, and L. H. P. Pham, "Concept of twining injector system for spark-ignition engine fueled with syngas-biogas operating in solar-biomass hybrid energy system", *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(18), 6871-6890, 2023.
- [26] B. V. Ga, B. T. M. Tú, H. T. N. Anh. "So sánh các đặc trưng quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp syngas kiểu hút và kiểu phun", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, Vol. 21, No. 5, pp. 45-51, 2023