

# SO SÁNH CÁC ĐẶC TRƯNG QUÁ TRÌNH CHÁY ĐỘNG CƠ DUAL FUEL CUNG CẤP SYNGAS KIỂU HÚT VÀ KIỂU PHUN TRỰC TIẾP

## A COMPARISON STUDY ON COMBUSTION CHARACTERISTICS OF DUAL FUEL ENGINE WITH SYNGAS SUPPLYING THROUGH PREMIXED MIXTURE AND DIRECT INJECTION

Bùi Văn Ga<sup>1\*</sup>, Bùi Thị Minh Tú<sup>1</sup>, Hồ Trần Ngọc Anh<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng, Đà Nẵng, Việt Nam

<sup>2</sup>Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng, Đà Nẵng, Việt Nam

\*Tác giả liên hệ / Corresponding author: bvga@dut.udn.vn

(Nhận bài / Received: 17/3/2023; Sửa bài / Revised: 17/4/2023; Chấp nhận đăng / Accepted: 05/5/2023)

**Tóm tắt** - Phun trực tiếp syngas vào xi lanh làm tăng khối lượng khí nạp mới, tạo phân lớp hỗn hợp trong buồng cháy, giúp cải thiện công suất động cơ so với trường hợp cung cấp hỗn hợp syngas-không khí chuẩn bị trước trên đường nạp. So với động cơ diesel, công suất động cơ dual fuel syngas giảm 41,53% và 30,17% tương ứng với hệ số tương đương  $\phi=0,6$  và  $\phi=0,85$  khi cung cấp nhiên liệu kiểu hút. Khi cung cấp syngas kiểu phun trực tiếp, công suất động cơ dual fuel có thể được điều chỉnh bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu phun. So với động cơ diesel, công suất động cơ dual fuel syngas giảm 25%, 21%, 17% và 13% tương ứng với thời điểm bắt đầu phun 55°TK, 65°TK, 75°TK và 85°TK khi phun trực tiếp syngas với áp suất phun 5 bar. Mức độ phát thải NO<sub>x</sub> của động cơ dual fuel syngas trong tất cả các trường hợp đều rất thấp, khoảng 100ppm. Áp suất phun 5 bar và bắt đầu phun trong kỳ nạp phù hợp với động cơ dual fuel syngas được cải tạo từ động cơ Vikyno RV165.

**Từ khóa** – Syngas; năng lượng tái tạo; khí hóa biomass; động cơ dual fuel; phun trực tiếp

### 1. Giới thiệu

Nước ta có lợi thế về sản xuất nông nghiệp với gần 70% dân số ở nông thôn nên chất thải rắn sinh hoạt và sản xuất ở khu vực này là nguồn năng lượng tái tạo đầy tiềm năng. So với phương pháp đốt truyền thống thì việc chuyển hóa chất thải rắn thành năng lượng thông qua RDF có nhiều ưu điểm hơn [1]. Mật độ cao của RDF giúp cho việc lưu trữ, vận chuyển chúng đến nơi sử dụng dễ dàng hơn đồng thời nó làm tăng tính đồng nhất của nhiên liệu trong quá trình chuyển hóa năng lượng. Nhờ những ưu điểm đó nên RDF ngày càng được giới công nghiệp quan tâm [2]. Ở Châu Âu, có đến hơn 70% năng lượng tiêu thụ cho sản xuất xi măng sinh ra từ RDF [3-5].

Bên cạnh đó, thu hồi năng lượng từ khí hóa chất thải có thể làm giảm 70% khối lượng và 90% thể tích của chúng giúp tiết kiệm đất để chôn lấp rác [6]. Syngas thu được từ quá trình khí hóa gồm các thành phần chính CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> là nhiên liệu tiềm năng để phát điện [7]. Chất lượng syngas phụ thuộc vào nguyên liệu đầu vào và điều kiện hóa. Thông thường nếu sử dụng không khí làm chất oxy hóa thì thành phần thể tích của syngas trung bình gồm 15–20% H<sub>2</sub>, 15–20% CO, 1–5% CH<sub>4</sub>, 10–15% CO<sub>2</sub>, còn lại là N<sub>2</sub> [8]. Nhiệt trị của syngas khoảng 4-7 MJ/Nm<sup>3</sup> [9].

**Abstract** - Direct injection of syngas into the cylinder leads to an increase in volume efficiency, creating a stratified mixture in the combustion chamber, which improves engine performance compared to the case of syngas-air premixed mixture supplying. Compared with the diesel operating mode, the power of the syngas dual fuel engine is reduced by 41.53% and 30.17%, respectively, with the equivalence ratio  $\phi = 0.6$  and  $\phi = 0.85$  when supplying syngas-air premixed mixture. With direct injection mode, the dual fuel engine power can be adjusted by changing the injection start time. Compared with diesel engine, the power of syngas dual fuel engine decreased by 25%, 21%, 17% and 13%, respectively, with starting injection at 55°TK, 65°TK, 75°TK and 85°TK with injection pressure of 5 bar. In any case of syngas dual fuel engine, the NO<sub>x</sub> emission concentration is very low, about 100ppm. Start injection in the intake stroke with 5 bar injection pressure is appropriate for syngas dual fuel syngas engine converted from the Vikyno RV165 engine.

**Key words** – syngas; renewable energy; biomass gasification; dual fuel engine; direct injection

Nếu sử dụng oxy làm chất oxy hóa thì nhiệt trị LHV của syngas nằm trong khoảng 10-28 MJ/Nm<sup>3</sup>. Do giá trị LHV của syngas thấp nên công suất động cơ syngas giảm so với các loại nhiên liệu truyền thống. Tuy nhiên do tỷ lệ không khí/nhiên liệu (A/F) của syngas trong hỗn hợp cháy hoàn toàn lý thuyết chỉ bằng 1,2 nhỏ hơn rất nhiều so với A/F=14,9 đối với xăng hoặc A/F=14,5 đối với diesel [10-12] nên sự sụt giảm công suất động cơ không tỷ lệ với LHV. Thông thường khi chuyển sang chạy bằng syngas thì công suất động cơ giảm 15%-20% so với động cơ diesel và giảm 30%-40% so với động cơ xăng [13-14]. Khi LHV của syngas quá thấp thì quá trình cháy không ổn định [15] làm giảm hiệu suất động cơ. Vì thế, để có thể sử dụng trên động cơ thì nhiệt trị của syngas phải cao hơn 4,2 MJ/Nm<sup>3</sup> [16]. So với phương pháp thu hồi năng lượng bằng phương pháp đốt truyền thống thì phương pháp khí hóa có mức độ phát thải CO, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> thấp hơn [17].

Việc chuyển đổi động cơ truyền thống sang sử dụng syngas không phức tạp về mặt nguyên lý nhưng phức tạp về mặt công nghệ cung cấp nhiên liệu do tỉ số A/F của nhiên liệu rất thấp. Tỷ lệ không khí/nhiên liệu (A/F) của syngas thấp là một thách thức kỹ thuật rất lớn đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ. A/F thấp dẫn đến

<sup>1</sup> The University of Danang - University of Science and Technology, Danang, Vietnam (Bui Van Ga, Bui Thi Minh Tu)

<sup>2</sup> The University of Danang - University of Technology and Education, Danang, Vietnam (Ho Tran Ngoc Anh)

thời gian phun kéo dài khiến cho nhiên liệu cung cấp cho chu trình không được hút hoàn toàn vào xi lanh vào cuối kỳ nạp. Điều này khiến cho hệ số tương đương của động cơ không thể đạt được giá trị stoichiometric (thành phần hỗn hợp cháy hoàn toàn lý thuyết), 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 của hỗn hợp ở các chu kỳ tiếp theo và gây ra hiện tượng nổ ngược. Do đó, đối với nhiên liệu có tỉ lệ A/F thấp thì thiết bị hòa trộn ngoài khả năng tạo hỗn hợp nhiên liệu-không khí đồng nhất còn phải đảm bảo rằng tất cả nhiên liệu được cung cấp cho chu trình phải được hút vào xi lanh ở cuối quá trình nạp.

Mặt khác, trong nhiên liệu syngas thì thành phần hydrogen rất nhạy cảm đến quá trình tạo hỗn hợp và quá trình cháy. Những vấn đề liên quan đến hydrogen cần quan tâm như cháy sớm, nổ ngược, tốc độ tăng áp suất cao [18-19] và sự gia tăng nồng độ  $\text{NO}_x$ ... Điều chỉnh thời điểm bắt đầu phun để giảm lượng  $\text{H}_2$  còn sót trên đường nạp có thể hạn chế hiện tượng cháy ngược của động cơ phun trước cửa nạp [20-22]. Cho đến nay, tạo hỗn hợp bằng bộ chế hòa khí và phun nhiên liệu trước cửa nạp được sử dụng phổ biến đối với động cơ syngas đánh lửa cưỡng bức. Bụi và cặn sự đã thiết kế bộ tạo hỗn hợp đặc biệt để cung cấp biogas-HHO cho động cơ đánh lửa cưỡng bức truyền thống [23] hay động cơ đánh lửa cưỡng bức được cải tạo từ động cơ diesel [24]. Hiện nay, phương pháp phun nhiên liệu trước cửa nạp được áp dụng rộng rãi, đặc biệt là nhiên liệu có chứa hydrogen [25]. Tuy nhiên, do hỗn hợp được hòa trộn trên đường nạp trước khi hút vào xi lanh nên nhiên liệu khí chiếm một thể tích đáng kể trong hỗn hợp dẫn đến giảm hệ số nạp làm giảm công suất động cơ [26-27].

Phun trực tiếp syngas vào buồng cháy động cơ là một giải pháp hữu hiệu để khắc phục những nhược điểm của phương pháp tạo hỗn hợp trên đường nạp [26, 28]. Giải pháp này có nhiều ưu điểm đối với động cơ syngas vì tỉ lệ A/F của nhiên liệu rất thấp. Tuy nhiên, cho đến nay giải pháp này chỉ mới được áp dụng cho động cơ sử dụng các loại nhiên liệu truyền thống có thành phần xác định. Thêm nữa, giải pháp này thường được áp dụng trên động cơ chế tạo mới, việc chuyển đổi động cơ truyền thống thành động cơ phun trực tiếp nhiên liệu khí chưa được phổ biến do tính phức tạp của nó. Ngày nay, với sự phát triển nhanh chóng của thiết bị điều khiển, việc cải tạo này có thể được thực hiện thuận lợi hơn so với trước.

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu mô phỏng so sánh các đặc trưng quá trình cháy của động cơ dual fuel chạy bằng syngas được cải tạo từ động cơ diesel khi cung cấp nhiên liệu khí bằng phương pháp hút hỗn hợp syngas-không khí truyền thống và bằng phương pháp phun syngas trực tiếp vào xi lanh động cơ. Kết quả nghiên cứu tạo nền tảng để phát triển hệ thống phun trực tiếp syngas nhằm nâng cao tính năng động cơ dual fuel, góp phần mở rộng ứng dụng nguồn năng lượng tiềm năng này nhằm giảm phát thải các chất khí gây hiệu ứng nhà kính.

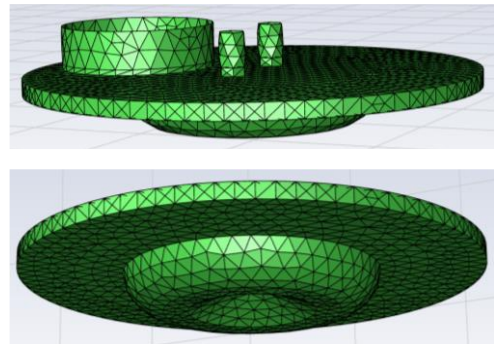
## 2. Phương pháp và trang thiết bị nghiên cứu

Nghiên cứu được tiến hành trên động cơ Vikyno RV165 có đường kính xi lanh 105mm, hành trình piston 97mm, tỉ

số nén 20. Khi chạy bằng diesel động cơ phát công suất tối đa 12,15 kW ở tốc độ 2400 v/ph. Khi cải tạo thành động cơ dual fuel sử dụng syngas, tỉ số nén của động cơ được giảm xuống còn 17,1. Buồng cháy động cơ có dạng hình omega.

Syngas nhận được từ khí hóa RDF gỗ tạp có thành phần theo thể tích gồm: 2,5%  $\text{CH}_4$ , 18%  $\text{H}_2$ , 20%  $\text{CO}$ , 12%  $\text{CO}_2$  và 47,5%  $\text{N}_2$ . Nhiên liệu syngas được cung cấp cho động cơ bằng phương pháp hút hỗn hợp được hòa trộn trước trên đường nạp và bằng phương pháp phun trực tiếp. Khi phun trực tiếp, syngas được phun vào xi lanh động cơ thông qua 2 vòi phun có đường kính 6mm. Trục các vòi phun nằm trên mặt cắt dọc xy của xi lanh còn trục xú páp nạp nằm trên mặt cắt dọc yz của xi lanh.

Tính toán mô phỏng được thực hiện nhờ phần mềm Ansys Fluent 2021R1. Không gian tính toán gồm buồng cháy và xi lanh động cơ có thể tích thay đổi theo góc quay trục khuỷu. Hệ phương trình đối lưu-khuếch tán được khép kín nhờ mô hình rối k- $\epsilon$ . Quá trình cháy được tính toán thông qua mô hình Partially Premixed Combustion với vị trí màng lửa được xác định nhờ biến số diễn biến quá trình cháy c. Các đặc trưng của quá trình cháy được xác định thông qua thành phần hỗn hợp (mixture fraction f). Thành phần hỗn hợp nằm giữa 2 giá trị:  $f=0$  khi hỗn hợp chứa hoàn toàn không khí và  $f=1$  khi hỗn hợp chứa hoàn toàn nhiên liệu. Do đó, khi phun syngas thì tại đầu vào các vòi phun  $f=1$ , tại đầu vào xú páp nạp của động cơ  $f=0$ . Khi cung cấp nhiên liệu kiểu hút hỗn hợp hòa trộn trước thì tại đầu vào xú páp nạp  $f=f_{\text{syn}}$ , tương ứng với hệ số tương đương của hỗn hợp syngas-không khí  $\phi_{\text{syn}}$  đưa vào động cơ.



Hình 1. Chia lưới không gian tính toán

Hình 1 giới thiệu buồng cháy, cửa nạp, các vòi phun và chia lưới không gian tính toán tại thời điểm piston ở ĐCT. Khi piston dịch chuyển thì lưới trong xi lanh động cơ biến dạng và phần tử tính toán từng bước được xác lập tự động nhờ menu dynamic mesh. Động cơ chạy ở tốc độ định mức 2400 v/ph. Áp suất phun nhiên liệu thay đổi trong phạm vi từ 3 bar đến 9 bar.

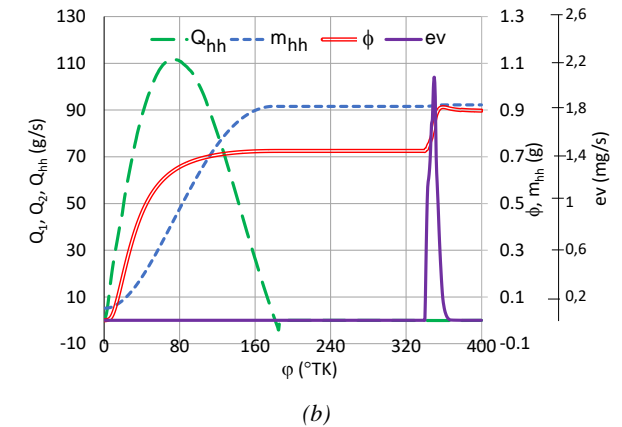
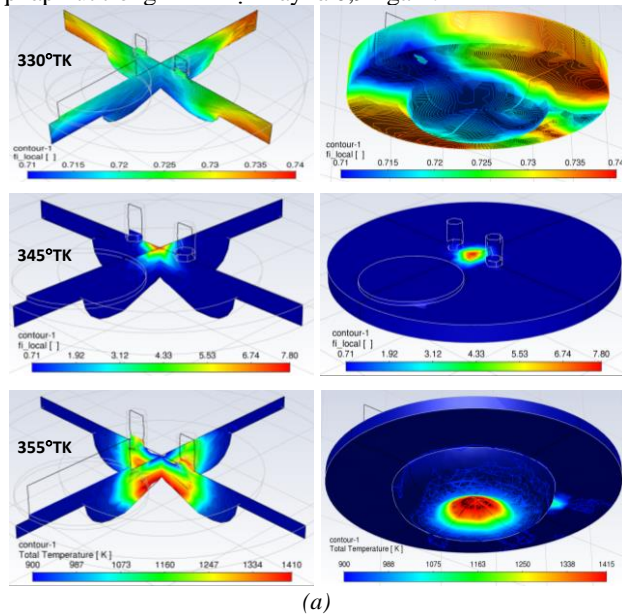
## 3. Kết quả và bình luận

### 3.1. Diễn biến quá trình cung cấp syngas kiểu phun và kiểu hút

Khi cung cấp nhiên liệu kiểu hút thì hỗn hợp được chuẩn bị trước trên đường nạp, hỗn hợp có nhiều thời gian hòa trộn nên tính đồng nhất tốt. Hình 2a cho thấy, cuối quá trình nén, trước khi đánh lửa, độ chênh lệch hệ số tương đương của hỗn hợp trong buồng cháy rất thấp, từ 0,71 đến 0,74 và bộ phận hỗn hợp nhạt hơn có xu hướng phân bố về phía xú páp nạp. Khi phun mỗi diesel thì vùng tia phun tập trung nhiên liệu

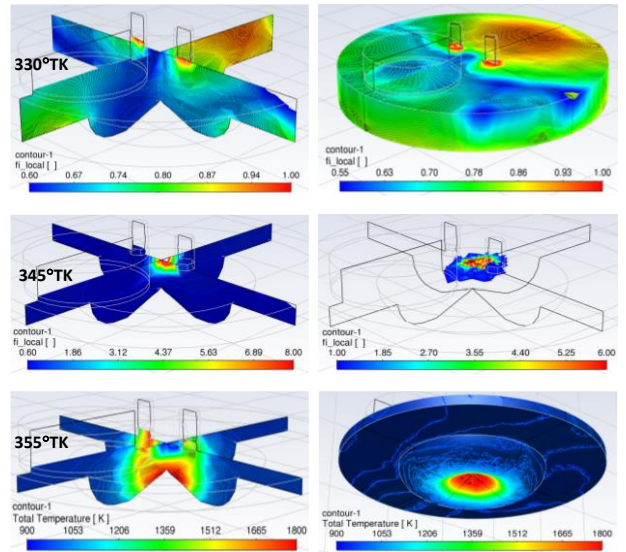
khuyến cho độ đậm đặc của hỗn hợp tăng cao cục bộ. Hình 2a cho thấy tại vị trí 345°TK (5°TK sau khi phun) nhiên liệu diesel tập trung quanh vòi phun diesel về phía đỉnh buồng cháy. Đề tia phun diesel có thể bốc cháy thì khu vực quanh tia phun cần có đủ nồng độ oxygen. Đây là điểm cần lưu ý khi tổ chức quá trình cháy động cơ dual fuel nói chung và động cơ dual fuel sử dụng syngas nói riêng. Khi phun mỗi thì hỗn hợp bắt đầu cháy ở đầu các tia phun diesel. Tại vị trí 355°TK (10°TK sau khi phun mỗi diesel), khu vực cháy bao trùm ở tâm buồng cháy omega về phía đáy.

Hình 2b biểu diễn diễn biến trao đổi chất trong quá trình nạp và nén bao gồm lưu lượng hỗn hợp hút vào xi lanh qua đường nạp, tốc độ bốc hơi diesel phun mỗi, khối lượng hỗn hợp trong xi lanh và hệ số tương đương. Lưu lượng hỗn hợp qua cửa nạp đạt cực đại ứng với vùng lớn nhất của tốc độ piston. Khi bắt đầu nạp, trong buồng cháy chứa khí sót nên hệ số tương đương  $\phi=0$  sau đó tăng dần và đạt giá trị ổn định đối  $\phi_{syn}$  với hỗn hợp syngas-không khí. Khi phun diesel thì hệ số tương đương đạt giá trị ổn định mới,  $\phi_{tong} = \phi_{syn} + \phi_{die}$ . Khối lượng hỗn hợp tổng cộng nạp vào xi lanh bằng phương pháp hút trong điều kiện này là 0,91 gam.

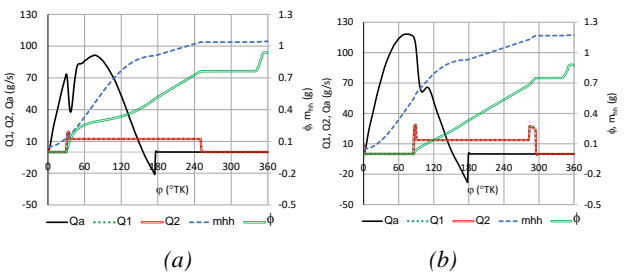


**Hình 2.** Đường đồng mức hệ số tương đương và nhiệt độ trong buồng cháy tại thời điểm 330 TK, 345 TK và 355 TK (a); biến thiên khối lượng nhiên liệu trong xi lanh, lưu lượng hỗn hợp syngas-không khí, tốc độ bốc hơi diesel và hệ số tương đương theo góc quay trục khuỷu (b)(n=2400 v/ph)

Trong trường hợp cung cấp syngas kiểu phun trực tiếp thì trước khi bắt đầu quá trình cháy, thành phần hỗn hợp trong buồng cháy có tính phân lớp. Hình 3 cho thấy hệ số tương đương của hỗn hợp syngas-không khí trước khi phun diesel thay đổi từ 0,6 đến 1. Mức chênh lệch hệ số tương đương này cao hơn đáng kể so với trường hợp cung cấp syngas kiểu hút (hệ số tương đương từ 0,71 đến 0,74). Đặc biệt, khu vực hỗn hợp nghèo tập trung vào giữa buồng cháy. Điều này giúp cho việc đánh lửa bằng tia phun mỗi diesel diễn ra thuận lợi hơn so với trường hợp cung cấp syngas kiểu hút. Sau khi phun mỗi, quá trình cháy diễn ra tương tự như trường hợp cung cấp nhiên liệu kiểu hút đã mô tả trên đây.



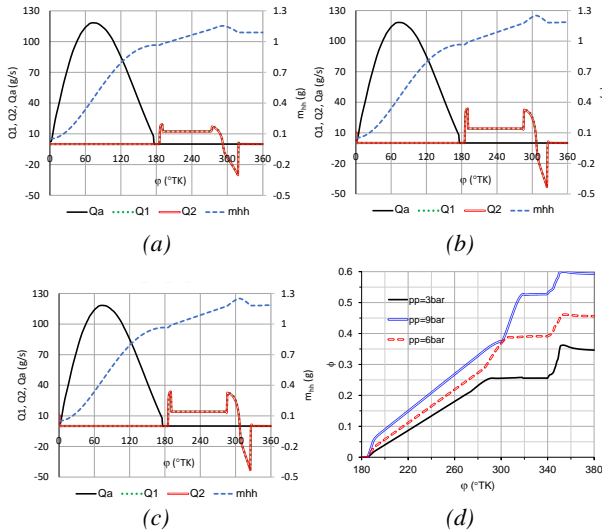
**Hình 3.** Đường đồng mức hệ số tương đương và nhiệt độ trước và sau khi bắt đầu quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp syngas kiểu phun ở áp suất 5 bar, góc bắt đầu phun 85°TK (n=2400 v/ph,  $\phi_{syn}=0,75$ , 2 vòi phun)



**Hình 4.** Biến thiên lưu lượng không khí, lưu lượng nhiên liệu qua các vòi phun, khối lượng hỗn hợp trong xi lanh và hệ số tương đương của hỗn hợp khí phun cùng lúc 2 vòi phun ở áp suất phun 3 bar, bắt đầu phun 30°TK (a) và ở áp suất phun 5 bar, bắt đầu phun 85°TK (b)

Khi cung cấp syngas bằng phương pháp phun trực tiếp thì môi chất đi qua xú páp nạp chỉ là không khí. Syngas được phun trực tiếp vào xi lanh động cơ qua các vòi phun với thời điểm bắt đầu và kết thúc phun điều chỉnh để đảm bảo hệ số tương đương của hỗn hợp đạt được giá trị mong muốn. Hình 4a và Hình 4b biểu diễn biến thiên lưu lượng không khí, lưu lượng nhiên liệu, khối lượng hỗn hợp và hệ số tương đương khi phun syngas ở áp suất 3 bar và ở áp suất 5 bar. Khi bắt đầu phun trong kỳ nạp thì cuối quá trình nạp, một bộ phận nhỏ hỗn hợp thoát ra khỏi xi lanh, thể hiện  $Q_a$  âm trên các Hình 4a và Hình 4b. Bộ phận hỗn hợp

này sẽ được hút vào xi lanh trong chu kỳ tiếp theo. Hệ số tương đương của hỗn hợp syngas-không khí đạt giá trị ổn định khi kết thúc phun trong kỳ nén. Khi tăng áp suất phun thì thời điểm bắt đầu phun muộn hơn để giảm lượng hỗn hợp quay ngược lại đường nạp và tăng lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh. Ở áp suất 3 bar với thời điểm bắt đầu phun 30°TK thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh đạt 1,05 gam còn khi phun với áp suất 5 bar, bắt đầu phun ở 85°TK thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh đạt 1,22 gam. So với trường hợp cung cấp nhiên liệu kiểu hút thì lượng hỗn hợp mới nạp vào xi lanh động cơ tăng khi cung cấp nhiên liệu bằng kiểu phun. Điều này giúp cải thiện công suất động cơ.



**Hình 5.** Biến thiên lưu lượng không khí, lưu lượng nhiên liệu qua các vòi phun, khối lượng hỗn hợp trong xi lanh khi phun cùng lúc 2 vòi phun, bắt đầu phun ở 185°TK ở áp suất phun 3 bar (a), 6 bar (b) và 9 bar (c) và kết quả hệ số tương đương khi thay đổi áp suất phun (d)

Đối với các loại nhiên liệu truyền thống, quá trình phun trực tiếp nhiên liệu được thực hiện trong kỳ nén, sau khi xú páp nạp đã đóng. Do tỉ lệ không khí/nhiên liệu của syngas rất thấp nên để đạt được giá trị hệ số tương đương sát với hỗn hợp cháy hoàn toàn lý thuyết thì thời gian phun kéo dài nên nếu phun trong kỳ nén thì hệ số tương đương của hỗn hợp rất thấp. Hình 5a, b, c cho thấy khi bắt đầu phun trong kỳ nén (185°TK) thì cuối quá trình phun, áp suất trong xi lanh cao hơn áp suất phun khiến cho hỗn hợp trong xi lanh quay ngược về vòi phun. Thời điểm diễn ra hiện tượng này càng sớm khi áp suất phun càng bé. Điều này khiến cho nhiên liệu không thể cung cấp thêm vào xi lanh. Hệ số tương đương giới hạn khi phun trong kỳ nén đối với áp suất phun 3 bar, 6 bar và 9 bar lần lượt là 0,25, 0,39 và 0,53. Các giá trị hệ số tương đương này rất thấp so với giá trị hệ số tương đương cháy hoàn toàn lý thuyết.

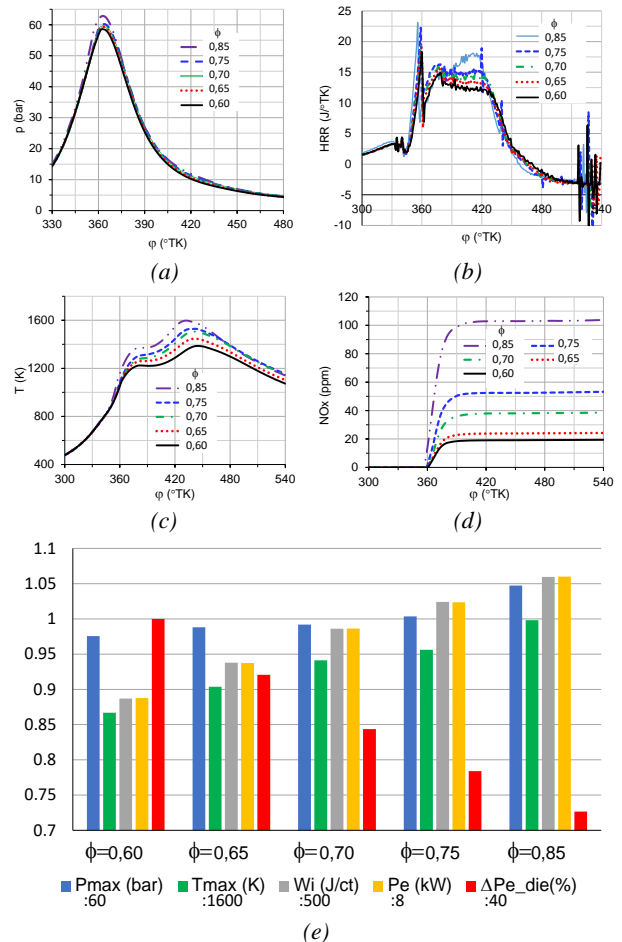
Kết quả nghiên cứu trên cho thấy, với các thông số của động cơ dual fuel Vikyno RV165 nghiên cứu thì phun trực tiếp syngas cần được bắt đầu sớm trong kỳ nạp.

**3.2. Quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp hỗn hợp kiểu hút**

Hình 6 giới thiệu ảnh hưởng của hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí đến diễn biến quá trình cháy. Hệ số tương đương do tia phun mỗi diesel tạo ra giữ ổn

định  $\phi_{die}=0,1$ . Hệ số tương đương của hỗn hợp syngas-không khí  $\phi_{syn}$  được điều chỉnh từ 0,6 đến 0,85. Hình 6a cho thấy trong điều kiện đó thì áp suất cực đại tăng theo  $\phi_{syn}$ . Điều này có thể được giải thích do tốc độ tỏa nhiệt của hỗn hợp cháy tăng theo hệ số tương đương. Trong tất cả các trường hợp, đường cong tốc độ tỏa nhiệt của động cơ dual fuel có 2 đỉnh: Đỉnh thứ nhất ứng với quá trình cháy khuếch tán của tia phun mỗi và đỉnh thứ hai ứng với quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu khí hòa trộn trước (Hình 6b). Hệ số tương đương ít ảnh hưởng đến chiều cao của đỉnh thứ nhất nhưng ảnh hưởng đáng kể đến đỉnh thứ hai do điều kiện cung cấp nhiên liệu diesel không thay đổi. Tốc độ tỏa nhiệt giai đoạn thứ hai tăng theo  $\phi_{syn}$  do tăng tốc độ cháy. Công chi thị chu trình của động cơ dual fuel lần lượt là 443, 469, 493, 512 và 530 J/ct tương ứng với hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí  $\phi_{syn}$  0,6, 0,65, 0,7, 0,75 và 0,85.

Khi chạy ở tốc độ 2400 v/ph thì công suất của động cơ lần lượt là 7,1; 7,5; 7,89; 8,19 và 8,48 kW ứng với hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí 0,6; 0,65; 0,7; 0,75 và 0,85. So với công suất động cơ diesel là 12,15 kW thì công suất động cơ dual fuel syngas cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp hút giảm 41,53%; 38,24%; 35,03%; 32,56% và 30,17% tương ứng với các hệ số tương đương vừa nêu (Hình 6e).



**Hình 6.** Ảnh hưởng của hệ số tương đương đến các thông số quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp hỗn hợp syngas-không khí hòa trộn trước bằng phương pháp hút

Khi hệ số tương tăng thì năng lượng do nhiên liệu mang vào động cơ cũng tăng làm tăng nhiệt độ cháy (Hình 6c). Nhiệt độ cực đại của hỗn hợp cháy tăng từ 1387K ứng với  $\phi_{syn}=0,6$  lên 1587K ứng với  $\phi_{syn}=0,85$ . Nhiệt độ cháy của động cơ dual fuel syngas thấp hơn nhiệt độ cháy của động cơ sử dụng các loại nhiên liệu truyền thống do trong syngas chứa tỉ lệ lớn các tạp chất khí trơ. Do nhiệt độ cháy của động cơ dual fuel syngas thấp nên nồng độ  $NO_x$  trong khí thải cũng thấp hơn rất nhiều so với động cơ sử dụng nhiên liệu truyền thống. Hình 6d cho thấy, nồng độ  $NO_x$  trong khí thải tăng từ 19 ppm ứng với  $\phi_{syn}=0,6$  lên 104 ppm ứng với  $\phi_{syn}=0,8$ . Phát thải  $NO_x$  của động cơ dual fuel syngas chỉ bằng khoảng vài phần trăm so với mức phát thải  $NO_x$  của động cơ sử dụng các loại nhiên liệu truyền thống nói chung.

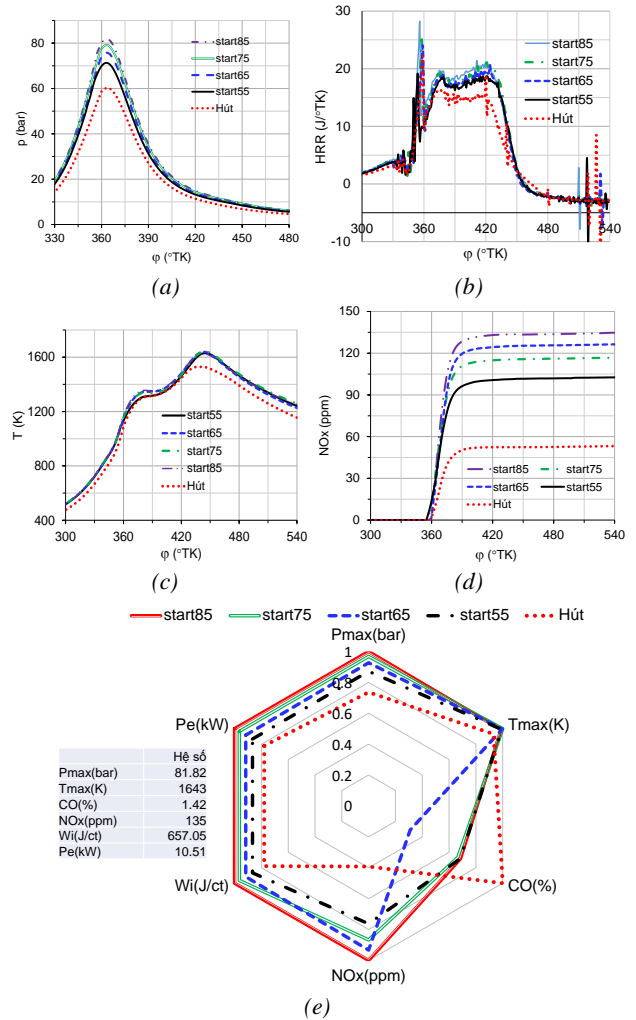
Để cải thiện công suất động cơ cung cấp hỗn hợp syngas-không khí bằng phương pháp hút chúng ta có thể tăng hệ số tương đương  $\phi_{syn}$  sát với giá trị cháy hoàn toàn lý thuyết. Tuy nhiên, đối với động cơ dual fuel thì hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí phải nhỏ hơn giới hạn mà ở đó trong buồng cháy có đủ oxygen để tia phun mới có thể bốc cháy được. Trong trường hợp cực đoan, có thể xem  $\phi_{tong}$  của hỗn hợp bằng 1, trong đó  $\phi_{die}$  xấp xỉ 0,1-0,15 thì giới hạn  $\phi_{syn}$  cần nhỏ hơn 0,85. Theo kết quả mô phỏng trên đây thì với giới hạn đó của  $\phi_{syn}$ , công suất của động cơ dual fuel syngas nhỏ hơn công suất động cơ khi chạy bằng diesel khoảng 30%. Điều này cũng phù hợp với các kết quả tìm thấy trong tài liệu [13-14]. Để giảm bớt mức độ sụt giảm công suất khi chuyển sang chạy bằng syngas thì cần thay đổi cách cung cấp nhiên liệu để tăng thêm lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh.

### 3.3. Quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp syngas kiểu phun trực tiếp

Ảnh hưởng của hệ số tương đương đến các thông số đặc trưng của quá trình cháy động cơ dual fuel syngas cung cấp nhiên liệu kiểu phun về cơ bản cũng giống như trường hợp cung cấp hỗn hợp syngas-không khí được chuẩn bị trước đã trình bày ở phần trên. Đối với trường hợp cung cấp syngas bằng phương pháp phun trực tiếp thì các thông số đặc trưng của quá trình cháy chịu ảnh hưởng bởi lượng khí mới nạp vào xi lanh, nghĩa là chịu ảnh hưởng bởi thời điểm bắt đầu và kết thúc phun. Trong phần này, nhóm tác giả sẽ nghiên cứu các thông số đặc trưng của quá trình cháy khi phun trực tiếp syngas ở áp suất 5 bar, hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí khi kết thúc phun  $\phi_{syn}=0,75$  và hệ số tương đương tổng cộng của hỗn hợp sau khi phun diesel  $\phi_{tong}=0,92$ . Để đạt điều kiện này thì thời điểm kết thúc phun là 250°TK; 270°TK; 287°TK và 294°TK lần lượt tương ứng với thời điểm bắt đầu phun 55°TK; 65°TK; 75°TK và 85°TK.

Như đã trình bày ở phần nghiên cứu quá trình nạp, lượng hỗn hợp mới nạp vào xi lanh chỉ tăng đáng kể khi cung cấp syngas bằng phương pháp phun trực tiếp. Giai đoạn phun trong kỳ nén càng dài thì lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh càng tăng. Tất nhiên điều này còn phụ thuộc vào thành phần của hỗn hợp nhiên liệu sao cho thời điểm kết thúc phun phải diễn ra trước khi cháy và hỗn hợp nhiên liệu có đủ thời gian để hòa trộn đồng đều. Hình 7 so sánh

ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun syngas đến các thông số của quá trình cháy. Để đảm bảo hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí  $\phi_{syn}=0,75$  khi kết thúc phun trước 300°TK thì nhóm tác giả sử dụng song song 2 vòi phun.



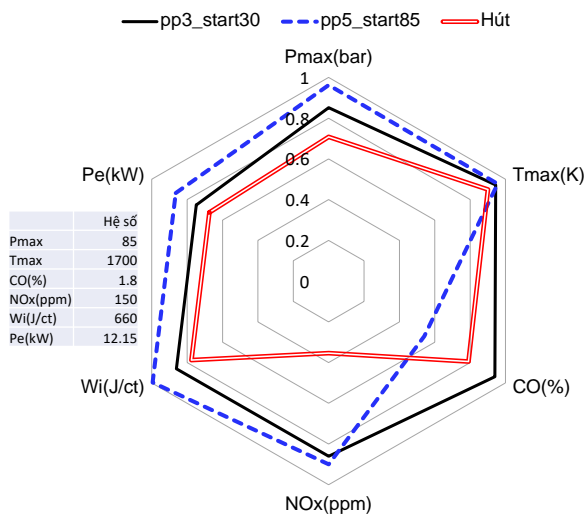
**Hình 7.** Ảnh hưởng của thời điểm phun syngas đến các thông số quá trình cháy động cơ dual fuel ( $n=2400$  v/ph, áp suất phun 5 bar,  $\phi_{syn}=0,75$ ,  $\phi_{tong}=0,92$ )

Hình 7a cho thấy, khi bắt đầu phun muộn thì áp suất khí trong xi lanh trong kỳ nén tăng, dẫn đến tăng công bơm. Tuy nhiên, do lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh nhiều hơn nên công chi thị chu trình của động cơ tăng khi phun muộn. Hình 7b cho thấy, thời điểm bắt đầu, kết thúc phun ít ảnh hưởng đến tốc độ tỏa nhiệt trong giai đoạn đầu nhưng ảnh hưởng đáng kể đến tốc độ tỏa nhiệt trong giai đoạn sau. Phun càng muộn, thời gian phun trong kỳ nén càng dài thì tốc độ tỏa nhiệt giai đoạn sau càng cao do tăng áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp trước khi cháy. Điều này làm tăng nhiệt độ cháy cực đại và tăng nồng độ  $NO_x$  trong khí thải (Hình 7c, d). Hình 7e so sánh tổng hợp các thông số đặc trưng của quá trình cháy động cơ dual fuel khi thay đổi thời điểm bắt đầu phun syngas. Ta thấy công suất động cơ cũng như nồng độ  $NO_x$  trong khí thải có xu hướng tăng khi phun muộn. So với khi động cơ chạy bằng diesel thì động cơ dual fuel syngas có công suất giảm 25%; 21%; 17% và 13% ứng với thời điểm bắt đầu phun 55°TK; 65°TK; 75°TK và

85°TK. Nồng độ  $\text{NO}_x$  trong khí thải trong tất cả các trường hợp đều rất thấp, trung bình chỉ khoảng 100ppm. Nồng độ CO trong khí thải động cơ dual fuel phun trực tiếp syngas ứng với mọi thời điểm bắt đầu phun đều nhỏ hơn trường hợp cung cấp hỗn hợp hòa trộn trước bằng phương pháp hút. Điều này là do khi cung cấp syngas kiểu hút thì hỗn hợp syngas-không khí đồng đều khiến cho độ đậm đặc của hỗn hợp tăng cao cục bộ khi phun diesel làm tăng khả năng cháy không hoàn toàn.

### 3.4. So sánh tính năng động cơ dual fuel khi cung cấp syngas kiểu hút và kiểu phun trực tiếp

Hình 8 so sánh tổng hợp các thông số đặc trưng của quá trình cháy khi cung cấp hỗn hợp syngas-không khí hòa trộn trước và cung cấp syngas kiểu phun trực tiếp với áp suất phun 3 bar và 5 bar. Cung cấp nhiên liệu kiểu hút với hỗn hợp syngas-không khí được chuẩn bị trước trên đường nạp cho áp suất cực đại, nhiệt độ cực đại, công suất chu trình và nồng độ  $\text{NO}_x$  trong khí thải đều thấp hơn so với các giá trị tương ứng khi cung cấp nhiên liệu kiểu phun trực tiếp. So với công suất động cơ diesel trước khi cải tạo thì công suất động cơ chạy bằng syngas giảm 33%, 25% và 13,5% tương ứng với cung cấp syngas kiểu hút, kiểu phun với áp suất phun 3 bar (bắt đầu phun 30°TK, kết thúc phun 250°TK) và kiểu phun với áp suất phun 5 bar (bắt đầu phun 85°TK, kết thúc phun 294°TK).



**Hình 8.** So sánh các thông số đặc trưng của quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp syngas kiểu hút hỗn hợp hòa trộn trước và kiểu phun trực tiếp ( $n=2400$  v/ph,  $\phi_{\text{syn}}=0,75$ ,  $\phi_{\text{ong}}=0,92$ )

Tổng hợp các kết quả nghiên cứu trên đây cho thấy, phun trực tiếp syngas ở áp suất phun 5 bar là phù hợp khi chuyển đổi động cơ Vikyno RV165 thành động cơ dual fuel để đảm bảo công suất động cơ giảm không quá 15% so với khi chạy bằng diesel trước khi cải tạo. Mặt khác, phương pháp phun trực tiếp còn mở ra khả năng điều chỉnh công suất động cơ dual fuel syngas bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu phun và kết thúc phun để điều chỉnh lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh và giữ nguyên hệ số tương đương của hỗn hợp. Điều này giúp cho quá trình cháy của động cơ dual fuel syngas ổn định hơn khi thay đổi chế độ tải so với khi điều chỉnh công suất bằng cách thay đổi hệ số tương đương của hỗn hợp theo phương pháp truyền thống.

## 4. Kết luận

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

- Cung cấp syngas kiểu phun trực tiếp giúp gia tăng khối lượng hỗn hợp mới nạp vào xi lanh, có khả năng tạo phân lớp hỗn hợp trong buồng cháy để tăng độ tin cậy khi đánh lửa bằng tia phun môi nên có thể tăng hệ số tương đương, làm tăng công suất động cơ so với trường hợp cung cấp hỗn hợp syngas-không khí được chuẩn bị trước trên đường nạp.

- Khi cung cấp hỗn hợp syngas-không khí kiểu hút truyền thống thì công suất động cơ giảm 41,53% và 30,17% tương ứng với hệ số tương đương  $\phi=0,6$  và  $\phi=0,85$ . Mức độ phát thải  $\text{NO}_x$  của động cơ dual fuel syngas rất thấp, khoảng 100ppm, có thể bỏ qua so với khi động cơ sử dụng các loại nhiên liệu truyền thống.

- Nếu áp suất phun cố định, công suất động cơ dual fuel có thể được điều chỉnh bằng các thay đổi thời điểm bắt đầu phun syngas. Với áp suất phun 5 bar, so với công suất động cơ diesel trước khi cải tạo thì công suất động cơ dual fuel syngas nhỏ hơn 25%; 21%; 17% và 13% tương ứng với thời điểm bắt đầu phun 55°TK; 65°TK; 75°TK và 85°TK.

- Phun trực tiếp syngas vào xi lanh động cơ bắt đầu từ kỳ nạp với áp suất phun 5 bar là giải pháp phù hợp cho động cơ dual fuel chạy bằng syngas được cải tạo động cơ Vikyno RV165.

- Có thể điều chỉnh tải động cơ dual fuel syngas phun trực tiếp bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu và kết thúc phun để thay đổi lượng khí mới nạp vào xi lanh thay vì điều chỉnh hệ số tương đương như các giải pháp truyền thống. Điều này giúp ổn định quá trình cháy khi động cơ chạy bằng nhiên liệu nghèo.

**Lời cảm ơn:** Nghiên cứu này được thực hiện nhờ tài trợ của Quỹ NAFOSTED thông qua đề tài "Mô-đun sản xuất điện hòa lưới công suất nhỏ từ chất thải sinh hoạt và sản xuất ở nông thôn", Mã số: NCUĐ.02-2019.22.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Wiscon Envirotech, "The Benefits of RDF", *wiscon-tech.com*, February 5, 2022, [Online] Available: <https://www.wiscon-tech.com/the-benefits-of-rdf/> [Accessed March 13, 2023]
- [2] J. Paszkowski, M. Domański, J. Caban, J. Zarajczyk, M. Prístavka, and P. Findura, "The Use of Refuse Derived Fuel (RDF) in the Power Industry", *Sciencedo*, vol. 24, no. 3, pp. 83-90, 2020.
- [3] T. Schwarzbock, E. Munawar, J. Lederer, and J. Fellner, "Refuse derived fuels in the cement industry—potentials in Indonesia to curb greenhouse gas emissions", in *International Conference on Engineering and Science for Research and Development (ICESReD)*, 2016, pp.219–227.
- [4] N. Chatziaras, CS. Psomopoulos, and NJ. Themelis, "Use of waste derived fuels in cement industry: a review", *Management of Environmental Quality: an international journal*, vol. 27, no. 2, pp. 178-193, 2016.
- [5] A. Hajinezhad, EZ. Halimehjani, and M. Tahani, "Utilization of refuse-derived fuel (RDF) from urban waste as an alternative fuel for cement factory: a case study", *International journal of renewable energy research*, vol. 6, no. 2, pp. 702-714, 2016, .
- [6] U. Arena, "Process and technological aspects of municipal solid waste gasification. A review", *Waste Management*, vol. 32, pp. 625-639, 2012.

- [7] H. A. Arfat and K. Jijakli, "Modeling and comparative assessment of municipal solid waste gasification for energy production", *Waste Management*, vol. 33, pp. 1704-1713, 2013.
- [8] G. Sridhar, HV. Sridhar, S. Dasappa, PJ. Paul, NKS. Rajan, HS. Mukunda, "Development of producer gas engines", *Proc Inst Mech Eng Part D: J Automobile Eng*; vol. 219, no. 3, pp. 423-438, 2005.
- [9] F. Hagos, A. Aziz, S. Sulaiman. "Trends of syngas as a fuel in internal combustion engines", *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, pp. 1-10, 2014.
- [10] C. Rakopoulos, 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*, vol. 49, no. 10, pp. 2924-2938, 2008.
- [11] M. Christensen, A. Hultqvist, and B. Johansson, "Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio", *SAE transactions (1999)*, pp. 2099-2113, 1999.
- [12] Wood BD, *Applications of thermo-dynamics*, Addison-Wesley Publisher, 1982.
- [13] C. Caligiuri *et al.*, "Complementing Syngas with Natural Gas in Spark Ignition Engines for Power Production: Effects on Emissions and Combustion", *Energies*, vol. 14, no. 12, p. 3688, 2021.
- [14] V. G. Bui *et al.*, "Flexible syngas-biogas-hydrogen fueling spark-ignition engine behaviors with optimized fuel compositions and control parameters", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, no. 18, pp. 6722-6737, 2023.
- [15] S. Szwaja, V. B. Kovacs, A. Bereczky, and A. Penninger, "Sewage sludge producer gas enriched with methane as a fuel to a spark ignited engine", *Fuel Processing Technology*, vol. 110, pp. 160-166, 2013.
- [16] A. Shah, R. Srinivasan, S. D. F. To, E. P. Columbus, "Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas", *Bioresource Technology*, vol. 101, pp. 4656-61, 2010.
- [17] K. Whitty, H. Zhang, E. Eddings, "Emissions from syngas combustion", *Combustion Science and Technology*, vol. 180, pp. 1117-19, 2008.
- [18] SJ. Lee, HS. Yi, ES. Kim, "Combustion characteristics of intake port injection type hydrogen fueled engine", *Int J Hydrogen Energy*, vol. 20, no. 4, pp. 317-22, 1995.
- [19] LM. Das, "Hydrogen engine: research and development programmes in Indian Institute of Technology (IIT)", *Delhi. Int J Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 9, pp. 953-65, 2002.
- [20] X. Liu, F. Liu, L. Zhou, B. Sun, H. Schock, "Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine", *Int J Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 14, pp. 3847-3855, 2008.
- [21] J. Duan, F. Liu, and B. Sun, "Backfire control and power enhancement of a hydrogen internal combustion engine", *Int J Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 9, pp. 4581-4589, 2014.
- [22] KA. Subramanian and BL. Salvi, "A Numerical Simulation of Analysis of Backfiring Phenomena in a Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engine", *J Eng Gas Turbines Power*, vol. 138, pp. 1-10, 2016.
- [23] B. V. Ga, B. T. M. Tu, T. L. B. Tram, and B. V. Hung, "Technique of Biogas-HHO Gas Supply for SI Engine", *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, vol. 8, no. 5, pp. 669-674, 2019.
- [24] B. V. Ga and T. V. Nam, "Mixer Design for High Performance SI Engine Converted from A Diesel Engine", *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 3, no. 1, pp. 2743-2760, 2014.
- [25] SJ. Lee, HS. Yi, and ES. Kim, "Combustion characteristics of intake port injection type hydrogen fueled engine", *Int J Hydrogen Energy*, vol. 20, no. 4, pp. 317-322, 1995.
- [26] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, and S. A. Sulaiman, "Syngas (H<sub>2</sub>/CO) in a spark-ignition direct-injection engine. Part 1: Combustion, performance and emissions comparison with CNG", *International journal of hydrogen energy*, vol. 39, pp. 17884-17895, 2014.
- [27] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, S. A. Sulaiman, and B. K. M. Mahgoub, "Low and Medium Calorific Value Gasification Gas Combustion in IC Engines", *Developments in Combustion Technology. InTech*, pp. 233-264, 2016.
- [28] H. L. Yip *et al.*, "A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion", *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, 2019.