

ẢNH HƯỞNG CỦA TIA PHUN MÔI DIESEL VÀ THÀNH PHẦN NHIÊN LIỆU ĐẾN TÍNH NĂNG KỸ THUẬT VÀ PHÁT THẢI Ô NHIỄM CỦA ĐỘNG CƠ DUAL FUEL BIOGAS-HYDROGEN

EFFECTS OF PILOT DIESEL JET AND FUEL COMPOSITIONS ON PERFORMANCE AND EMISSIONS OF DUAL FUEL ENGINE FUELED WITH HYDROGEN ENRICHED BIOGAS

Bùi Văn Ga, Phạm Quốc Thái*

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng; buivanga@ac.udn.vn, pqthai@dut.udn.vn

Tóm tắt - Trong động cơ dual fuel chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu biogas-hydrogen NO_x hình thành chủ yếu ở khu vực đang phản ứng của hỗn hợp nhiên liệu khí, bồ hóng hình thành ở khu vực cháy khuếch tán của tia diesel còn CO hình thành trong vùng khí đã cháy có nồng độ nhiên liệu cao. Hydrogen pha vào biogas giúp cải thiện công chỉ thị chu trình, giảm nồng độ CO nhưng ít ảnh hưởng đến nồng độ bồ hóng và làm tăng nồng độ NO_x trong khí thải. Xu hướng ảnh hưởng của CH₄ trong biogas đến W_i và phát thải ô nhiễm cũng tương tự như hydrogen nhưng khác biệt về mức độ liên quan đến chênh lệch về tốc độ cháy. Khi tăng lượng diesel của tia phun môi thì công chỉ thị chu trình và nhiệt độ cháy ít bị ảnh hưởng tuy nhiên nồng độ CO và bồ hóng tăng đáng kể. Cùng chế độ vận hành và hệ số tương đương thì phương thức đánh lửa cưỡng bức có lợi hơn phương thức đánh lửa dual fuel cả về tính năng kỹ thuật lẫn mức độ phát thải ô nhiễm.

Từ khóa - Nhiên liệu tái tạo; Biogas; Hydrogen; động cơ dual fuel; phát thải ô nhiễm

Abstract - In combustion of dual fuel engines fueled with biogas-hydrogen, NO_x formation occurs mainly in the reaction area of gas mixture, soot formation is in diffusion combustion regions of diesel jet and CO formation is in combustion products with a high fuel concentration region. Hydrogen addition to biogas improves W_i, reduces CO emission, slightly affects soot concentration but leads to an increase in NO_x concentration in exhaust gas. The influence tendency of CH₄ in biogas on W_i and pollutant emissions is similar to that of hydrogen but with a different amplitude related to the difference in combustion speed. The increase in amount of diesel injection slightly affects W_i, but significantly affects CO and soot emissions. With a given operating condition and equivalence ratio, the spark ignition mode is more beneficial than the dual fuel ignition mode both in terms of performance and pollutant emission control.

Key words - Renewable fuels; Biogas; Hydrogen; Dual fuel engine; pollutant emissions

1. Giới thiệu

Nghiên cứu công nghệ tiết kiệm năng lượng và giảm phát thải ô nhiễm môi trường luôn là chủ đề nóng do nhu cầu năng lượng ngày càng tăng và tác động của tình trạng ấm lên toàn cầu ngày càng trở nên trầm trọng. Sử dụng nhiên liệu tái tạo là một giải pháp hữu hiệu góp phần xử lý các vấn đề này. Cân bằng năng lượng tái tạo trong tổng thể năng lượng sử dụng phụ thuộc vào từng quốc gia và điều kiện địa lý. Đối với các quốc gia vùng nhiệt đới thì biogas và năng lượng mặt trời là hai nguồn năng lượng dồi dào. Các dạng năng lượng này có thể sử dụng riêng rẽ hay phối hợp trong hệ thống hybrid [1].

Biogas từ lâu được sử dụng làm chất đốt. Việc sử dụng nhiên liệu này trên động cơ đốt trong để phát điện và kéo các máy công tác phục vụ sản xuất ở nông thôn đã cho thấy hiệu quả rõ rệt [2–4]. Chất lượng biogas phụ thuộc nguồn sản xuất. Tuy nhiên, thành phần CH₄ trong biogas thông thường chiếm từ 60%-80% còn lại là CO₂ và các tạp chất khác.

Hydrogen là nhiên liệu khí sạch nhất vì trong thành phần của nó chỉ có H₂. Tốc độ cháy của hydrogen rất cao so với các loại nhiên liệu khác nên nó có thể cải thiện đáng kể chất lượng quá trình cháy trong động cơ đốt trong. Hydrogen có thể được sản xuất bằng cách điện phân nước bằng năng lượng mặt trời nên nó là nhiên liệu tái tạo.

Động cơ truyền thống có thể chuyển sang sử dụng nhiên liệu tái tạo theo phương thức đánh lửa cưỡng bức hay dual fuel. Đối với động cơ dual fuel sử dụng biogas làm nhiên liệu chính thì dạng buồng cháy ảnh hưởng lớn đến tính năng kỹ thuật và mức độ phát thải ô nhiễm của động cơ. Do tính chất làm việc của động cơ diesel, nhiên liệu chủ yếu phân bố ở vùng tâm buồng cháy. Khu vực xa buồng

cháy, gần thành xi lanh chỉ chứa không khí. Trong khi đó đối với động cơ dual fuel, hỗn hợp chuẩn bị trước được phân bố đồng đều trong buồng cháy. Vì thế, nếu giữ nguyên buồng cháy động cơ diesel khi chuyển sang chạy bằng biogas thì bộ phận nhiên liệu khu vực xa trung tâm buồng cháy không cháy kịp làm giảm hiệu suất động cơ.

Về mặt nhiên liệu, CO₂ trong biogas làm giảm nhiệt trị nhiên liệu nhưng nó góp phần hạn chế kích nổ, do đó có thể tăng tỉ số nén của động cơ để cải thiện hiệu suất nhiệt [5–7]. Về phát thải ô nhiễm Verma et al. [8] thấy rằng, động cơ biogas có mức độ phát thải NO_x, CO thấp hơn động cơ xăng. Điều này là do sự hiện diện của CO₂ trong nhiên liệu làm giảm nhiệt độ cháy dẫn đến giảm tốc độ hình thành NO_x. Đối với động cơ dual fuel biogas-diesel, tốc độ hình thành bồ hóng không khác gì động cơ diesel nhưng tốc độ cháy bồ hóng cao hơn nhiều, dẫn đến nồng độ bồ hóng trong khí thải động cơ dual fuel rất thấp [9–10]. Dù động cơ biogas có ưu điểm giảm phát thải ô nhiễm như vừa nêu, nhưng sự hiện diện của CO₂ trong nhiên liệu làm tăng thời kỳ cháy trễ và giảm tốc độ lan truyền màn lửa dẫn đến giảm hiệu suất nhiệt của động cơ [11]. Kết quả nghiên cứu mô phỏng cho thấy, quá trình cháy động cơ biogas bị xấu đi, đặc biệt đối với động cơ cao tốc khi hàm lượng CO₂ trong biogas tăng [12–13]. Để cải thiện tính chất nhiên liệu này chúng ta phải pha những nhiên liệu có tốc độ cháy cao. Hydrogen là nhiên liệu phụ gia rất tiềm năng vì tốc độ cháy cơ bản của hydrogen cao gấp 10 lần tốc độ cháy của methan.

Hiệu quả của việc làm giàu biogas bằng hydrogen đã được nhiều tác giả công bố. Ilbas et al. [14] thấy rằng, gia tăng hàm lượng hydrogen trong hỗn hợp hydrogen-methane làm tăng tốc độ cháy và mở rộng giới hạn cháy. Porpatham

et al. [15] nghiên cứu ảnh hưởng của hệ số tương đương đến tính năng kỹ thuật của động cơ chạy bằng biogas pha 5%, 10% và 15% hydrogen. Kết quả cho thấy, tốc độ cháy tăng theo hàm lượng hydrogen trong hỗn hợp nhiên liệu. Nghiên cứu mô phỏng của Bui et al. [10] cho thấy, khi tăng hàm lượng hydrogen trong hỗn hợp với biogas thì góc đánh lửa sớm tối ưu giảm đồng thời giảm nồng độ bồ hóng. Nói chung có thể xem hydrogen là chất phụ gia hữu hiệu để cải thiện nhiên liệu biogas. Sử dụng hỗn hợp biogas-hydrogen có viễn cảnh đầy hứa hẹn để tiết kiệm nhiên liệu và giảm phát thải chất khí gây hiệu ứng nhà kính [10, 16].

Đối với động cơ dual fuel biogas-diesel, Saket Verma et al. [17] thấy, mức phát thải NO_x và bồ hóng thấp nhưng phát thải HC và CO cao hơn so với động cơ diesel. Liu et al. [18] giải thích điều này là do CO_2 trong hỗn hợp khí cháy làm gia tăng tác dụng oxy hóa các hạt nhân bồ hóng nhờ gia tăng nồng độ nguyên tử O và OH quanh ngọn lửa khuếch tán. Mặt khác, sự hiện diện của CO_2 trong hỗn hợp cũng làm giảm nhiệt độ ngọn lửa dẫn đến giảm tốc độ hình thành NO_x và bồ hóng. Do đó, nồng độ của các chất ô nhiễm này trong khí thải giảm.

Bên cạnh những ưu điểm vừa nêu, sự hiện diện của hydrogen trong biogas cũng gây ra một số nhược điểm như làm gia tăng nồng độ NO_x trong khí thải do nhiệt độ cháy cao hay gia tăng khả năng kích nổ [15]. Midhat Talibi et al. [19] thực hiện nghiên cứu tính năng kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ biogas được làm giàu bởi hydrogen và thấy rằng nồng độ NO_x tăng theo hàm lượng hydrogen pha vào biogas. Một lượng nhỏ hydrogen pha vào biogas có lợi cho hiệu suất nhiệt do tăng tốc độ cháy nhưng khi hàm lượng hydrogen vượt quá 10% thì tổn thất nhiệt cho nước làm mát tăng làm giảm hiệu suất trong khi đó nồng độ NO_x tiếp tục gia tăng [20]. Wang et al. [21] nghiên cứu động cơ chạy bằng hỗn hợp methane-hydrogen và thấy rằng tốc độ tỏa nhiệt và hiệu suất nhiệt tăng theo hàm lượng hydrogen trong hỗn hợp với biogas. Các tác giả đề nghị hàm lượng tối ưu hydrogen trong hỗn hợp với methane khoảng 20% là tối ưu cả về tính năng kỹ thuật và mức độ phát thải ô nhiễm.

Nghiên cứu tổng quan trên đây cho thấy hydrogen có tác dụng tích cực trong nâng cao hiệu quả công tác và giảm phát thải ô nhiễm của động cơ biogas trong cả hai trường hợp đánh lửa cưỡng bức và dual fuel. Tuy nhiên, hầu như chưa có công trình nào nghiên cứu tường tận ảnh hưởng của tia phun diesel và tỉ lệ các thành phần nhiên liệu đến tính năng kỹ thuật và mức độ phát thải ô nhiễm của động cơ dual fuel chạy bằng biogas được làm giàu bởi hydrogen. Nghiên cứu bổ sung vấn đề này là nội dung chính trình bày trong phần sau đây.

2. Phương Pháp nghiên cứu

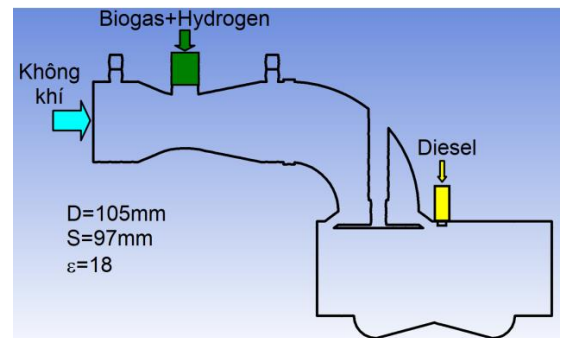
Trong công trình này nhóm tác giả tiến hành nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của tia phun môi diesel và thành phần nhiên liệu đến công chi thị chu trình và phát thải ô nhiễm của động cơ dual fuel chạy bằng biogas được làm giàu bởi hydrogen. Các thông số đặc trưng trước của động cơ Vikyno RV165-2N lắp trên máy phát điện MF1080 trước khi cải tạo được cho trên Bảng 1.

Động cơ nguyên thủy có buồng cháy thống nhất dạng omega như Hình 1. Khi chuyển sang chạy bằng biogas-hydrogen, đầu piston được cắt bớt một đoạn để đảm bảo tỉ

số nén động cơ còn 18. Đường nạp động cơ được lắp thêm họng venturi để cung cấp hỗn hợp nhiên liệu khí. Hỗn hợp nhiên liệu biogas-hydrogen được cung cấp vào đường nạp động cơ tại họng venturi thông qua van kiểu hút chân không [22–23].

Bảng 1. Các thông số ban đầu của động cơ

Kiểu động cơ	RV165-2N
Loại động cơ	4 kỳ, 1 xy lanh nằm ngang
Đường kính xi lanh (mm)	105
Hành trình piston (mm)	97
Dung tích xy lanh (cm ³)	839
Tỉ số nén	20
Công suất tối đa (HP/rpm)	16.5/2400
Moomen cực đại (kgm/rpm)	4,9/1800
Suất tiêu hao nhiên liệu diesel	185g/HP/giờ



Hình 1. Đường nạp và buồng cháy động cơ dual fuel sau khi cải tạo từ động cơ RV165-2N

Tính toán mô phỏng được thực hiện nhờ phần mềm ANSYS FLUENT 18.2. Khi quá trình nén bắt đầu thì đường nạp được tách ra khỏi hệ thống (Deactivated) để tiết kiệm thời gian và bộ nhớ tính toán. Quá trình cháy được mô phỏng theo mô hình hòa trộn trước từng phần (Partially Premixed). Nhiên liệu được chia thành 2 dòng riêng biệt. Dòng thứ nhất là hỗn hợp biogas và hydrogen chứa CH_4 , H_2 và CO_2 với thành phần mol được xác định theo thành phần biogas và hàm lượng hydrogen làm giàu. Dòng thứ hai là diesel có công thức nhiên liệu $\text{C}_{12}\text{H}_{23}$. Quá trình phun và bốc hơi tia phun diesel lỏng được mô phỏng theo mô hình Taylor Analogy Break-up (TAB).

Quá trình rối của dòng khí được mô phỏng theo mô hình k- ϵ . Nồng độ bồ hóng được tính toán theo mô Hình 2 bước của Magnussen. Nồng độ NO_x được tính toán theo cơ chế Zeldovich. Nồng độ CO được xác định theo cân bằng nhiệt động học phản ứng.

Điều kiện đầu vào của chương trình tính gồm: áp suất và nhiệt độ không khí ở đầu vào đường nạp; áp suất, nhiệt độ và thành phần hỗn hợp ở đầu vào vòi phun biogas-hydrogen; nhiệt độ, tốc độ, lưu lượng và thành phần hỗn hợp tia phun diesel. Thành phần hỗn hợp được xác định theo f (mixture fraction) giữa giá trị f=1 (hoàn toàn nhiên liệu) và f=0 (hoàn toàn không khí).

Trong mỗi trường hợp tính toán hệ số tương đương được xác định trên cơ sở thành phần nhiên liệu và thành phần oxygen thực tế nạp vào xi lanh, do đó đã tính đến tất cả những tổn thất áp suất trên đường nạp và trong hệ thống phun nhiên liệu.

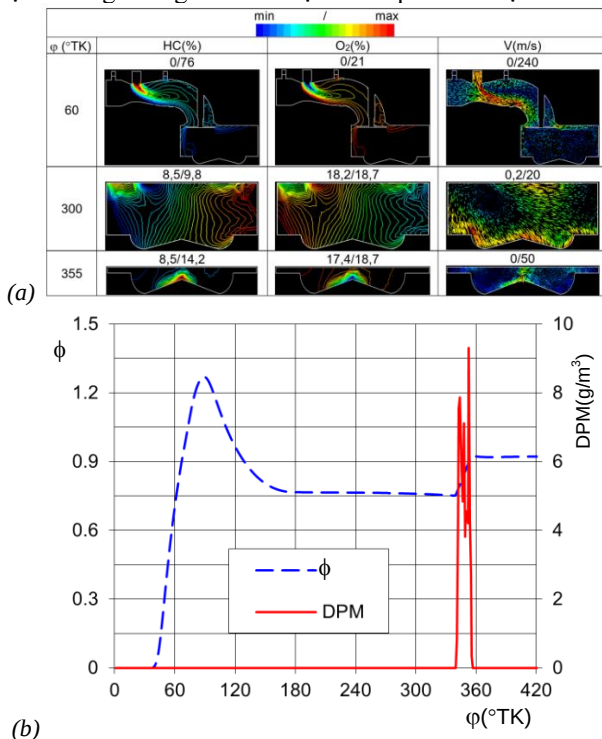
3. Kết quả và bình luận

3.1. Phân tích quá trình tạo hỗn hợp và cháy

Hình 2a biểu diễn trường nồng độ HC, oxygen và tốc độ dòng khí trong động cơ tại ba vị trí góc quay trục khuỷu 60° , 300° và 355° . Nhiên liệu biogas-hydrogen sau khi phun ra khỏi vòi phun được cuốn theo dòng khí và hút vào xi lanh động cơ. Tốc độ dòng khí không đồng đều trên đường nạp, vùng tốc độ cao nằm về phía đối diện vòi phun biogas-hydrogen do tổng hợp trường tốc độ tia phun và dòng khí làm cho hỗn hợp trong xi lanh đậm hơn về phía xú páp nạp.

Trong kỳ nén, do chênh lệch tốc độ vận động của dòng khí trong xi lanh nên hỗn hợp nhiên liệu bị đẩy về phía thành xi lanh đối diện với cửa xú páp nạp làm giảm hệ số tương đương khu vực này. Do lượng nhiên liệu và không khí đã nạp vào xi lanh cố định nên hệ số tương đương tổng quát trong xi lanh được giữ ổn định cho đến khi phun diesel vào buồng cháy để đánh lửa.

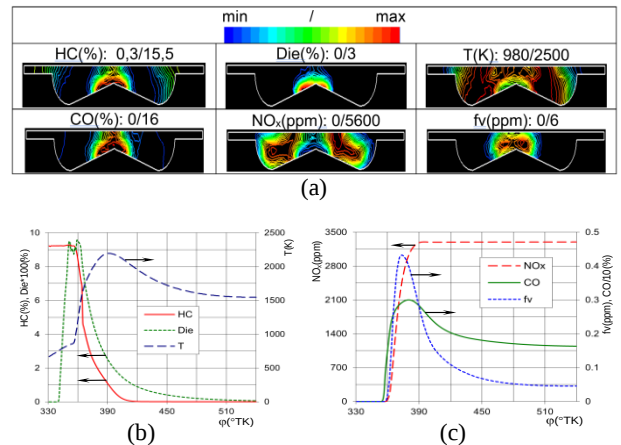
Khi phun nhiên liệu diesel thì vùng có nồng độ nhiên liệu cao tập trung cục bộ ở trục buồng cháy (Hình 2a). Hình 2b cho thấy mật độ hạt nhiên liệu lỏng xuất hiện trong giai đoạn phun diesel và biến mất khi kết thúc quá trình phun. Điều này cho thấy hạt nhiên liệu lỏng bốc hơi nhanh chóng do nhiệt độ khí cao cuối quá trình nén. Sau khi kết thúc quá trình bốc hơi tia phun, hệ số tương đương tổng quát của hỗn hợp đạt một giá trị ổn định mới. Trong tính toán mô phỏng này chúng ta qui ước lượng nhiên liệu diesel phun môi để đánh lửa bằng tỉ lệ giữa ϕ do diesel tạo nên và ϕ tổng quát do hỗn hợp biogas-hydrogen và diesel tạo nên. Ký hiệu qui ước hệ số tương đương ϕ a/b có nghĩa a là hệ số tương đương do biogas và hydrogen tạo nên, b là hệ số tương đương tổng quát và b-a là hệ số tương đương do nhiên liệu diesel phun môi tạo nên.



Hình 2. Diễn biến quá trình tạo hỗn hợp trong kỳ nạp và kỳ nén.
(a) Đường đồng mức HC, oxygen và trường tốc độ trong kỳ nạp;
(b) Biến thiên hệ số tương đương của hỗn hợp và mật độ hạt nhiên liệu diesel (Biogas M7C3-20% H₂, ϕ 0,75/0,91, $n=1200$ v/ph)

Đối với động cơ dual fuel, hỗn hợp cháy chính được chuẩn bị trước nên thành phần oxygen còn lại trong buồng cháy thấp. Để tia phun môi có thể cháy được thì nồng độ oxygen khu vực tia phun phải đủ lớn. Hình 2a cho thấy, ở khu vực tia phun diesel nồng độ oxygen giảm hơn 5% so với khu vực còn lại và giảm hơn 15% so với thành phần oxygen có mặt trong không khí ban đầu. Đây là yếu tố cần được quan tâm trong tổ chức quá trình cháy động cơ dual fuel để đảm bảo hỗn hợp có thể được đánh lửa bằng tia phun môi.

Hình 3a giới thiệu biến thiên các đường đồng mức nhiệt độ, nồng độ nhiên liệu và nồng độ các chất ô nhiễm CO, NO_x, bồ hóng trong buồng cháy tại ĐCT khi động cơ chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu M7C3-20H₂ ở tốc độ 2400 v/ph. Tại thời điểm này, quá trình phun diesel đã kết thúc, một bộ phận diesel chưa cháy còn sót lại trên đỉnh buồng cháy khiến cho nồng độ nhiên liệu tại các khu vực này cao hơn các khu vực khác của buồng cháy. Khi piston đến ĐCT thì hỗn hợp nhiên liệu khí trong lòng buồng cháy omega đã tiêu thụ gần như toàn bộ. Màng lửa tiếp tục lan ra khu vực xa tâm buồng cháy. Hình 3a cho thấy, hỗn hợp nhiên liệu khí tiêu thụ hoàn toàn trước khi nhiên liệu diesel cháy hết và nhiệt độ đạt giá trị cực đại trước khi kết thúc quá trình cháy.



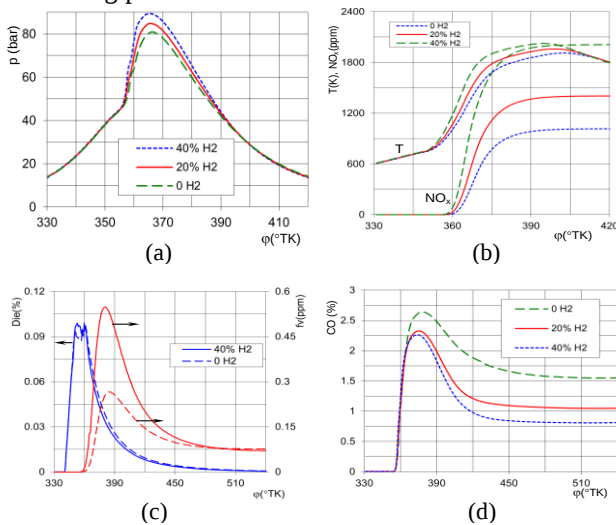
Hình 3. Diễn biến quá trình cháy và hình thành các chất ô nhiễm.
(a) Đường đồng mức nhiệt độ, nồng độ nhiên liệu và nồng độ các chất ô nhiễm trong buồng cháy tại ĐCT; (b) Biến thiên nhiệt độ và nồng độ nhiên liệu và (c) Biến thiên nồng độ NO_x, CO, bồ hóng theo góc quay trục khuỷu (M7C3-20% H₂, ϕ 0,76/0,96, $n=2400$ v/ph)

Kết quả tính toán Hình 3b cho thấy, ngay khi bắt đầu quá trình cháy thì CO đã phát sinh. Nồng độ CO tăng dần và đạt giá trị cực đại ở vị trí khoảng 380° sau đó giảm dần do quá trình cháy CO. Hình 3a cho thấy, CO tập trung chủ yếu trong khu vực khí đã cháy và nồng độ HC cao. Trong khi đó nồng độ bồ hóng ghi nhận được khi bắt đầu quá trình cháy diesel và đạt giá trị cực đại khi nhiên liệu diesel bốc hơi hoàn toàn. Sau đó, nồng độ bồ hóng giảm do diễn ra quá trình cháy các hạt bồ hóng trong môi trường nhiệt độ cao. Nồng độ bồ hóng lớn nhất tập trung ở vùng rìa của tia phun diesel nơi đang diễn ra quá trình cháy khuếch tán (Hình 2a). Giá trị nồng độ bồ hóng trong khí thải động cơ thấp hơn rất nhiều so với giá trị cực đại của nó (Hình 3c). NO_x bắt đầu sinh ra khi piston ở vị trí 360° , khi đó nhiệt độ cháy đạt khoảng 1250K. Hình 3a cho thấy NO_x tạo thành chủ yếu trong khu vực đang phản ứng. Nồng độ NO_x đạt giá trị lớn nhất khi nhiệt độ cháy đạt giá trị cực đại sau đó giữ gần như ổn định đến cuối quá trình dẫn nổ.

Kết quả phân tích trên đây cho thấy, để tia phun mồi có thể cháy được thì cần tổ chức quá trình tạo hỗn hợp sao cho nồng độ oxygen khu vực tia phun đủ lớn. Quá trình cháy của tia diesel ảnh hưởng đến mức độ phát thải bồ hóng trong khi đó nhiệt độ cháy ảnh hưởng đến nồng độ NO_x còn nồng độ CO bị ảnh hưởng bởi hệ số tương đương tổng quát và hiện tượng cháy không hoàn toàn.

3.2. Ảnh hưởng của hàm lượng H_2

Hình 4a giới thiệu ảnh hưởng của hàm lượng H_2 pha vào biogas đến biến thiên áp suất trong xi lanh khi động cơ dual fuel chạy ở tốc độ 2400 v/ph với hệ số tương đương $\phi 0,77/0,94$. Chúng ta thấy với cùng hệ số tương đương cho trước, khi tăng hàm lượng H_2 pha vào biogas thì áp suất cực đại tăng. Điều này là do khi thay thế biogas bằng hydrogen thì nhiệt trị của nhiên liệu tăng, chất lượng quá trình cháy cũng được cải thiện làm tăng hiệu quả công tác của động cơ. Kết quả mô phỏng cho thấy, cùng điều kiện cung cấp nhiên liệu và hệ số tương đương công chi thị chu trình tăng 7% và 11% ứng với hàm lượng 20% và 40% hydrogen pha vào biogas M7C3 khi động cơ chạy ở tốc độ 2400 vòng/phút.



Hình 4. Ảnh hưởng của hàm lượng hydrogen pha vào biogas đến biến thiên áp suất (a); nhiệt độ, nồng độ NO_x (b); nồng độ diesel, nồng độ thể tích bồ hóng (c) và nồng độ CO (d) theo góc quay trục khuỷu (Biogas M7C3, $\phi 0,77/0,94$, $n=2400$ v/ph)

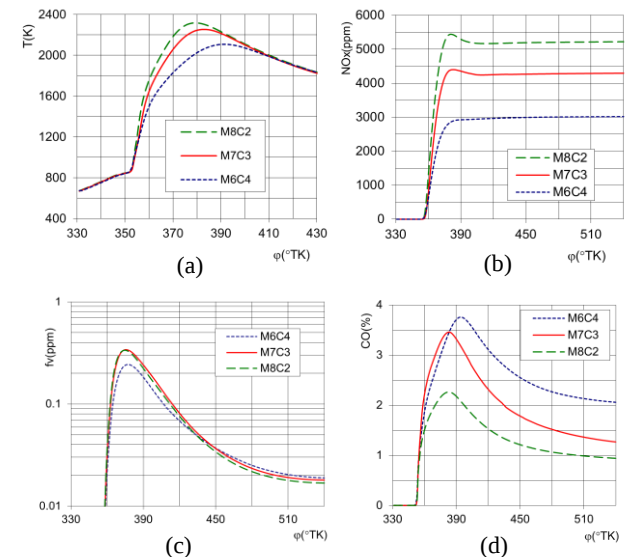
Cùng điều kiện tốc độ vận hành khi tăng hàm lượng hydrogen pha vào biogas thì nhiệt độ cực đại của quá trình cháy cũng tăng làm tăng nồng độ NO_x trong khí thải (Hình 4b). Khi pha 40% hydrogen vào biogas M7C3 thì nồng độ NO_x trong khí thải gấp 2 lần nồng độ của nó khi động cơ chạy bằng biogas. Trong khi đó nồng độ bồ hóng phụ thuộc chủ yếu vào quá trình cháy của tia phun diesel. Nhiệt độ cao của quá trình cháy khi tăng hàm lượng hydrogen pha vào biogas làm tăng tốc độ sản sinh bồ hóng. Tuy nhiên, nhiệt độ cao cũng giúp cho phản ứng oxy hóa bồ hóng diễn ra mạnh liệt hơn. Hình 4c cho thấy, khi pha 40% hydrogen vào biogas M7C3 thì nồng độ bồ hóng cực đại tăng gấp 2 lần nhưng hầu như không có sự khác biệt nào đối với nồng độ bồ hóng trong khí thải so với khi chạy bằng biogas.

Do CO sinh ra từ phản ứng cân bằng khí-nước nên mặc dù trong tính toán chúng ta sử dụng hỗn hợp tổng quát nghèo $\phi 0,77/0,94$ trong khí thải vẫn tồn tạo thành phần

CO. Hình 4d so sánh biến thiên nồng độ CO theo góc quay trục khuỷu khi động cơ chạy bằng biogas M7C3 và biogas M7C3 pha lần lượt 20% và 40% hydrogen. Chúng ta thấy, khi pha 40% hydrogen vào biogas M7C3 thì nồng độ CO trong khí thải chỉ còn 50% so với khi động cơ chạy bằng biogas. Điều này là do tốc độ cháy của hỗn hợp tăng giúp cho quá trình cháy diễn ra hoàn toàn hơn.

3.3. Ảnh hưởng của thành phần biogas

Cùng chế độ vận hành, hệ số tương đương và hàm lượng hydrogen, thành phần nhiên liệu biogas chỉ ảnh hưởng nhẹ đến công chi thị chu trình. Tính toán mô phỏng cho thấy khi động cơ chạy ở tốc độ 1200 vòng/phút bằng biogas M6C4, M7C3, M8C2 pha 40% hydrogen với hệ số tương đương $\phi 0,70/0,98$ thì công chi thị chu trình chỉ dao động từ 957 J/ct ứng với M6C4 đến 985 J/ct ứng với M8C2, tức chỉ tăng 3%. Tuy nhiên, thành phần nhiên liệu biogas ảnh hưởng đến nhiệt độ cháy cực đại như trình bày trên Hình 5a. Khi hàm lượng CH_4 trong biogas tăng thì thành phần khí trơ CO_2 trong nhiên liệu giảm do đó nhiệt trị của nhiên liệu tăng làm tăng nhiệt độ cực đại của quá trình cháy. Kết quả trên cho thấy, nhiệt độ cực đại của hỗn hợp cháy là 2100, 2300 và 2400K tương ứng với biogas chứa 60%, 70% và 80% CH_4 . Nhiệt độ cực đại tăng ở gần ĐCT làm tăng áp suất cực đại tuy nhiên nhiệt độ trên đường thải hầu như không ảnh hưởng bởi thành phần CH_4 trong biogas.



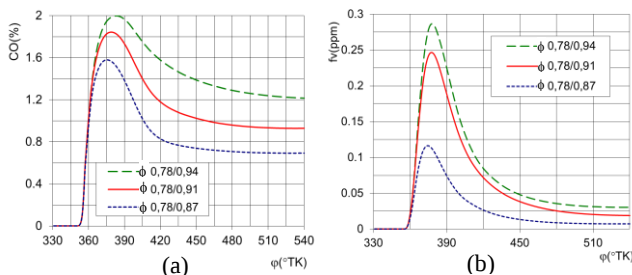
Hình 5. Ảnh hưởng của thành phần biogas đến biến thiên nhiệt độ (a), nồng độ NO_x (b), nồng độ bồ hóng (c) và nồng độ CO (d) theo góc quay trục khuỷu (Biogas pha 40% H_2 , $\phi 0,70/0,98$, $n=1200$ v/ph)

Do nhiệt độ cháy ảnh hưởng mạnh đến sự hình thành NO_x nên hàm lượng NO_x tăng nhanh theo thành phần CH_4 trong biogas như trình bày trên Hình 5b. Khi hàm lượng CH_4 trong biogas tăng từ 60% lên 80% thì nồng độ NO_x tăng 70%. Trong khi đó sự hình thành bồ hóng chủ yếu do quá trình cháy khuếch tán của diesel nên sự phát thải bồ hóng hầu như không ảnh hưởng bởi thành phần biogas (Hình 5c). Kết quả tính toán cho thấy, nồng độ thể tích bồ hóng khoảng 0,011ppm khi sử dụng biogas có thành phần CH_4 thay đổi từ 60% đến 80% pha 40% H_2 . Khi tăng hàm lượng hydrogen pha vào biogas thì tốc độ cháy tăng, làm tăng khả năng cháy hoàn toàn của hỗn hợp nên nồng độ CO

giảm. Kết quả tính toán cho thấy, nồng độ CO trong khí thải giảm từ 2% xuống 1% khi hàm lượng CH₄ trong biogas tăng từ 60% lên 80% (Hình 5d).

3.4. Ảnh hưởng của lượng diesel phun mỗi

Nguồn lửa mỗi ảnh hưởng nhẹ đến công suất chu trình động cơ nhưng ảnh hưởng đáng kể đến phát thải ô nhiễm. Theo nguyên lý làm việc của động cơ dual fuel thì lượng nhiên liệu phun mỗi chiếm khoảng 10-20% lượng diesel phun vào động cơ ở chế độ toàn tải. Kết quả mô phỏng cho thấy, khi thay đổi hệ số tương đương ϕ 0,78/0,87 đến ϕ 0,78/0,94 thì công suất chu trình tăng từ 832 đến 865 J/ct, tức tăng 4% khi ϕ_{die} tăng từ 0,09 lên 0,16. Do hàm lượng diesel trong hỗn hợp nhiên liệu chung thấp nên nó cũng ít ảnh hưởng đến nhiệt độ cháy. Cùng điều kiện thay đổi hệ số tương đương nêu trên, nhiệt độ cháy chỉ tăng khoảng 10K. Do đó, trong phạm vi thay đổi hẹp của hàm lượng diesel, nồng độ NO_x ít bị ảnh hưởng. Tuy nhiên việc tập trung nhiên liệu diesel khu vực tia phun làm cho hỗn hợp đậm đặc cục bộ dẫn đến quá trình cháy không hoàn toàn làm tăng phát thải CO. Hình 6a cho thấy, khi thay đổi hệ số tương đương từ ϕ 0,78/0,87 đến ϕ 0,78/0,94 thì nồng độ CO trong khí thải động cơ tăng từ 0,7% lên 1,2%. Bỏ hống hình thành chủ yếu bởi quá trình cháy khuếch tán nên mặc dù lượng phun diesel thay đổi nhỏ cũng gây ảnh hưởng đáng kể đến phát thải bỏ hống. Hình 6b cho thấy, cùng hệ số tương đương $\phi_{gas}=0,78$, nồng độ thể tích của bỏ hống đạt 0,007ppm, 0,02ppm và 0,03ppm khi ϕ_{die} có giá trị 0,09; 0,13 và 0,16.

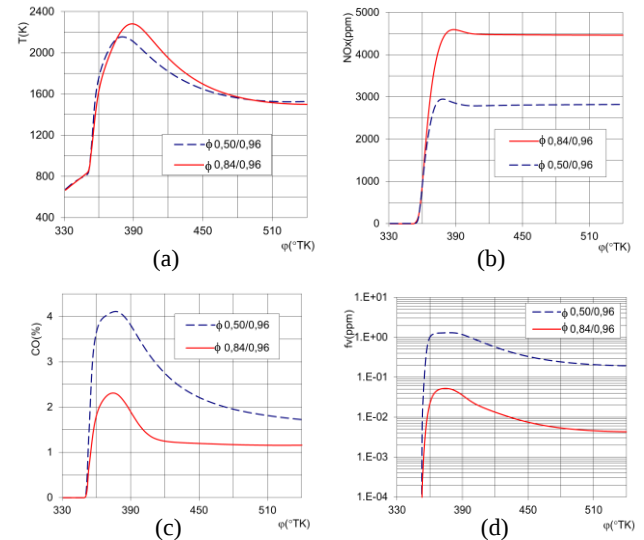


Hình 6. Ảnh hưởng của tia phun mỗi đến biến thiên nồng độ CO (a) và bỏ hống (b) theo góc quay trục khuỷu (Biogas M7C3-20% H₂, n=2400 v/ph)

Hình 7a giới thiệu ảnh hưởng của ϕ_{gas} đến biến thiên nhiệt độ khí trong buồng cháy theo góc quay trục khuỷu khi giữ cố định hệ số tương đương tổng quát của hỗn hợp $\phi=0,96$. Do diesel phun vào buồng cháy phải bốc hơi trước khi cháy nên thời gian cháy kéo dài trên đường dẫn nở dần đến nhiệt độ cháy cực đại khi $\phi_{gas}=0,50$ thấp hơn trường hợp $\phi_{gas}=0,84$. Tuy nhiên, nhiệt độ khí cuối quá trình cháy trong trường hợp $\phi_{gas}=0,50$ cao hơn trường hợp $\phi_{gas}=0,84$ do nhiên liệu diesel còn lại tiếp tục cháy trên đường dẫn nở.

Nhiệt độ cực đại cao làm tăng tốc độ hình thành NO_x do đó nồng độ NO_x trong khí thải khi động cơ chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu ϕ 0,84/0,96 cao hơn trường hợp sử dụng hỗn hợp nhiên liệu ϕ 0,50/0,96. Khi hàm lượng biogas cao thì hỗn hợp đồng đều hơn cải thiện chất lượng quá trình cháy dẫn đến giảm nồng độ CO trong khí thải. Hình 7c cho thấy, nồng độ CO tăng từ 1,2% lên 1,75% khi chuyển từ hỗn hợp ϕ 0,84/0,96 sang hỗn hợp ϕ 0,50/0,96. Như đã phân tích trên đây nồng độ bỏ hống phụ thuộc nhiều vào tia phun diesel nên khi tăng lượng phun diesel thì nồng độ bỏ

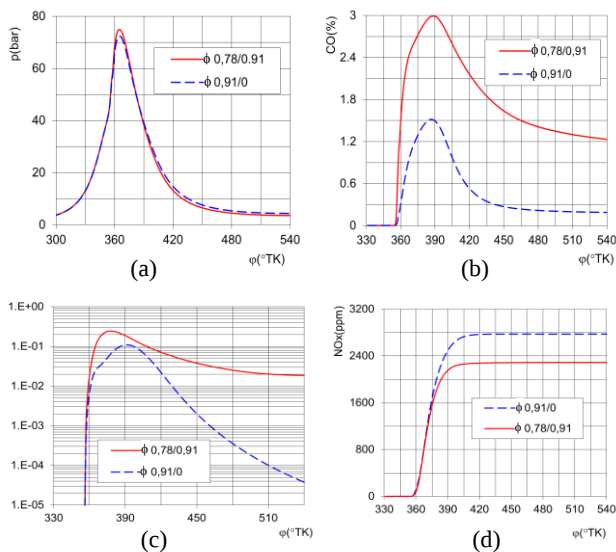
hống trong khí thải cũng tăng theo. Hình 7d cho thấy, nồng độ thể tích bỏ hống tăng từ 0,003ppm lên 0,1ppm khi thay đổi hỗn hợp nhiên liệu như trên.



Hình 7. Ảnh hưởng của ϕ_{gas} đến biến thiên nhiệt độ (a), nồng độ NO_x (b), nồng độ CO (c) và nồng độ bỏ hống (d) theo góc quay trục khuỷu (Biogas M6C4-40% H₂, n=1200 v/ph)

Trường hợp đặc biệt khi lượng phun diesel giảm về 0 thì động cơ dual fuel trở thành động cơ biogas-hydrogen đánh lửa cưỡng bức. Hình 8a so sánh biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ dual fuel và động cơ đánh lửa cưỡng bức với cùng hệ số tương đương tổng quát $\phi=0,91$. Trường hợp thứ nhất động cơ được đánh lửa bằng tia phun mỗi diesel với $\phi_{die}=0,13$ còn trường hợp thứ hai động cơ được đánh lửa bằng tia lửa điện. Chúng ta thấy động cơ đánh lửa cưỡng bức có áp suất cực đại cao hơn động cơ dual fuel với cùng điều kiện vận hành và hệ số tương đương tổng quát. Tính toán mô phỏng cho thấy, công suất chu trình của động cơ đánh lửa cưỡng bức với $\phi=0,91$ tăng 6% so với động cơ dual fuel có cùng hệ số tương đương tổng quát và $\phi_{die}=0,13$.

Như đã phân tích trên đây, mặc dù lượng phun diesel bé nhưng nó ảnh hưởng đáng kể đến sự hình thành các chất ô nhiễm do đặc điểm của quá trình cháy khuếch tán. Hình 8b cho thấy, khi chuyển từ động cơ dual fuel với ϕ 0,78/0,91 sang động cơ đánh lửa cưỡng bức có cùng hệ số tương đương tổng quát $\phi=0,91$ thì nồng độ CO trong khí thải giảm từ 1,2% xuống 0,2%, tức giảm 80%. Điều này là do khi không còn tia phun diesel thì hỗn hợp trong buồng cháy đồng nhất, quá trình cháy diễn ra hoàn toàn làm giảm nồng độ CO. Tương tự như vậy, khi không còn tia phun mỗi thì quá trình cháy khuếch tán không tồn tại trong buồng cháy do đó không có điều kiện để hình thành các hạt nhân ban đầu của bỏ hống. Kết quả là nồng độ bỏ hống trên đường thải của động cơ biogas-hydrogen đánh lửa cưỡng bức hầu như có thể bỏ qua so với $fv=0,01$ ppm trong trường hợp dual fuel (Hình 8c). Do nhiệt độ cực đại của quá trình cháy tăng khi chuyển từ động cơ dual fuel sang động cơ đánh lửa cưỡng bức nên nồng độ NO_x trong khí thải tăng nhẹ. Hình 8d cho thấy, nồng độ NO_x tăng từ 2300ppm lên 2800ppm, tức tăng 20% khi chuyển động cơ dual fuel ϕ 0,78/0,91 sang động cơ đánh lửa cưỡng bức với $\phi=0,91$.



Hình 8. Ảnh hưởng phương thức đánh lửa đến biến thiên áp suất (a), nồng độ CO (b), nồng độ bồ hóng (c) và nồng độ NO_x (d) theo góc quay trục khuỷu (Biogas M7C3-20% H₂, n=2400 v/ph)

4. Kết luận

Nghiên cứu trên đây cho phép chúng ta rút ra được những kết luận sau:

- Cần tổ chức quá trình cung cấp nhiên liệu hay thiết kế buồng cháy phù hợp để tia phun mỗi diesel có thể bốc cháy trong hỗn hợp biogas-hydrogen-không khí chuẩn bị trước. Với kiểu buồng cháy omega và hệ số tương đương ϕ 0,75/0,91 thì nồng độ oxygen ở khu vực tia phun môi giảm 15% so với hàm lượng của nó trong không khí.

- Khi pha 40% hydrogen vào biogas M7C3 thì công chỉ thị chu trình tăng 11%, nồng độ CO trong khí thải chỉ còn 50%, nồng độ bồ hóng hầu như không thay đổi còn nồng độ NO_x tăng lên gấp 2 lần so với khi động cơ chạy bằng biogas M7C3 ở tốc độ 2400 vòng/phút.

- Thành phần biogas ảnh hưởng nhẹ đến công chỉ thị chu trình nhưng ảnh hưởng đáng kể đến phát thải ô nhiễm. Khi hàm lượng CH₄ trong biogas tăng từ 60% lên 80% thì nồng độ NO_x tăng 70%, nồng độ CO giảm 100% và nồng độ bồ hóng hầu như không thay đổi trong điều kiện biogas được pha 40% hydrogen.

- Khi tăng lượng diesel của tia phun mỗi để đánh lửa thì công chỉ thị chu trình và nhiệt độ cháy ít bị ảnh hưởng tuy nhiên nồng độ CO và bồ hóng thay đổi đáng kể. Kết quả mô phỏng cho thấy khi khi ϕ_{die} tăng từ 0,09 lên 0,16 thì W_i tăng 4%, nhiệt độ cháy tăng 10K, nồng độ CO trong khí thải động cơ tăng từ 0,7% lên 1,2% còn nồng độ bồ hóng tăng từ 0,007ppm lên 0,03ppm.

- Cùng chế độ vận hành và hệ số tương đương thì phương thức đánh lửa cưỡng bức có lợi hơn phương thức đánh lửa dual fuel cả về tính năng kỹ thuật lẫn mức độ phát thải ô nhiễm. Với hệ số tương đương tổng quát $\phi=0,91$, động cơ đánh lửa cưỡng bức có W_i tăng 6%, CO giảm 80%, NO_x tăng 20% và fv có thể bỏ qua so với trường hợp đánh lửa dual fuel với $\phi_{die}=0,13$.

Lời cảm ơn: Các tác giả xin cảm ơn Bộ Giáo dục và Đào tạo đã hỗ trợ cho nghiên cứu này thông qua đề tài “Nghiên cứu tính năng kinh tế kỹ thuật và mức độ phát thải ô nhiễm của động cơ cỡ nhỏ sử dụng hỗn hợp nhiên liệu biogas-hydroge”, mã số: CTB2018-DNA.01.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Reddy K. S., Aravindhan S., Mallick T. K. “Investigation of performance and emission characteristics of a biogas fueled electric generator integrated with solar concentrated photovoltaic system”, *Renewable Energy*, vol. 92, pp. 233–243, 2016.
- [2] Bùi Văn Ga, Trần Văn Nam, Nguyễn Thị Thanh Xuân, “Utilization of biogas engines in rural area: A contribution to climate change mitigation”, in *Proc. Colloque International RUNSUD 2010*, France, Mar. 23–25, 2010, pp. 19–31.
- [3] Bùi Văn Ga, Trần Thanh Hải Tùng, Lê Minh Tiến, Lê Xuân Thạch, “So sánh hiệu quả kinh tế của các giải pháp cải tạo động cơ chạy bằng xăng dầu sang chạy bằng biogas”, *Hội nghị Cơ học Thủy khí toàn quốc*, Quy Nhơn, Jul. 22–24, 2010, pp.185–192.
- [4] B.V.Ga, N.V.Hai, B.T.M.Tu, B.V.Hung, “Utilization of Poor Biogas as Fuel for Hybrid Biogas-Diesel Dual Fuel Stationary Engine”, *International Journal of Renewable Energy Research* (Scopus), vol. 5, no. 4, pp. 1007–1015, 2015.
- [5] Bui V. G., Tran V. N., Truong L. B. T., Le M. T., Le X. T., “Determination of Optimal Operational Parameters of SI Biogas Engines Converted from Diesel Engines by Modelling and Experimental Studies”, in *Proc. The 14th Asian Congress of Fluid Mechanics-14ACFM*, Hanoi and Halong, Vietnam, 2013, pp. 819–824.
- [6] Bui V. G., Tran V. N., Tran T. H. T., “A Simulation of Effects of Compression Ratios on the Combustion in Engines Fueled with Biogas with Variable CO₂ Concentrations”, *Journal of Engineering Research and Application*, vol.3, pp. 516–523, 2013.
- [7] Bui V. G., Tran V. N., “Appropriate structural parameters of biogas SI engine converted from diesel engine”, *IET Renewable Power Generation*, vol.9, pp. 255–261, 2015.
- [8] Verma S., Das L. M., Kaushik S. C., “Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis”, *Energy Conversion and Management*, vol.138, pp. 346–359, 2017.
- [9] Bui V. G., Bui T. M. T., “Soot Emission Analysis in Combustion of Biogas Diesel Dual Fuel Engine”, *International Journal of Environmental Science & Sustainable Development*, vol.1, no. 2, pp. 1–9, 2017.
- [10] Bui V. G., Tran V. N., Bui T. M. T., Nguyen Q.T., “Numerical simulation studies on performance, soot and NO_x emissions of dual-fuel engine fueled with hydrogen enriched biogas mixtures”, *IET Renewable Power Generation*, vol. 12, pp. 1111–1118, 2018
- [11] Kim Y., Nobuyuki K., Kazuya T., Tomita E., “Combustion characteristics and NO_x emissions of biogas fuels with various CO₂ contents in a micro co-generation spark-ignition engine”, *Applied Energy*, vol. 182, 539–547, 2016.
- [12] Bui V. G., Tran V. N., Le M. T., Bui T. M. T., “Combustion Analysis of Biogas Premixed Charge Diesel Dual Fueled Engine”, *International Journal of Engineering Research and Technology*, vol.3, pp. 188–194, 2014.
- [13] Bui V. G., Nguyen V. D., Bui V. H., “Turbulent burning velocity in combustion chamber of SI engine fueled with compressed biogas”, *Vietnam Journal of Mechanics*, vol. 37, pp. 205–216, 2015.
- [14] Ilbas M., Crayford A. P., Yilmaz I., Bowen P. J., Syred N., “Laminar-burning velocities of hydrogen-air and hydrogen-methane-air mixture: an experimental study”, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31, pp. 1768–1779, 2006.
- [15] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B., “Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fueled spark ignition engine”, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 32, pp. 2057–2065, 2007.

- [16] Boretta A., "Comparison of fuel economies of high efficiency diesel and hydrogen engines powering a compact car with a flywheel based kinetic energy recovery systems", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 35, pp. 8417–8424, 2010.
- [17] Saket Verma, L.M. Das, S.C. Kaushik, "Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis", *Energy Conversion and Management*, vol. 138, pp. 346–359, 2017.
- [18] Liu F, Guo H, Smallwood GJ, Gulder OL., "The chemical effects of carbon dioxide as an additive in an ethylene diffusion flame: implications for soot and NOx formation", *Combustion and Flame* vol. 125, pp. 778–787, 2011.
- [19] Midhat Talibi, Paul Hellier, Nicos Ladammatos, "Combustion and exhaust emission characteristics, and in-cylinder gas composition, of hydrogen enriched biogas mixtures in a diesel engine", *Energy*, vol. 124, pp. 397–412, 2017.
- [20] Park C, Park S, Lee Y, Kim C, Lee S, Moriyoshi Y., "Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 36, no.16, pp. 10080–10088, 2011.
- [21] Wang J, Huang Z, Fang Y, Liu B, Zeng K, Miao H, et al., "Combustion behaviors of a direct injection engine operating on various fractions of natural gas-hydrogen blends", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol., 32, no. 15, pp. 3555–3564, 2007.
- [22] Trần Văn Nam, Bùi Văn Ga, Phan Minh Đức, Bùi Thị Minh 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", *Tuyển tập Công trình Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc lần thứ 21*, Quinhon Jul. 19–21, 2018, pp. 448–458.
- [23] Bui Van Ga, Bui Thị Minh Tú, Trương Lê Bích Trâm, Bui Văn Hùng, "Technique of Biogas-HHO Gas Supply for SI Engine", *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 8, Issue 5, pp. 669–674, 2019.

Ký hiệu sử dụng:

- $\dot{Q}_{CT}$ Điểm chết trên;
- TK Độ góc quay trục khuỷu;
- p Áp suất (bar);
- T Nhiệt độ (K);
- n Tốc độ động cơ (v/ph);
- W_i Công chi thị chu trình (J/ct);
- $MxCy$ Biogas chứa 10x% CH_4 và 10y% CO_2 theo thể tích;
- f_v Nồng độ thể tích của bồ hóng (ppm);
- φ Góc quay trục khuỷu ($^\circ TK$), $0^\circ TK$ tính từ ĐCT đầu kỳ nạp;
- ϕ Hệ số tương đương tổng quát của hỗn hợp;
- ϕ_{gas} Hệ số tương đương trong xi lanh do biogas và hydrogen tạo nên;
- ϕ_{die} Hệ số tương đương trong xi lanh do diesel tạo nên, $\phi_{die} = \phi - \phi_{gas}$;
- $\phi a/b$ Hệ số tương đương thành phần, trong đó $a = \phi_{gas}$ và $b = \phi$.

(BBT nhận bài: 15/01/2020, hoàn tất thủ tục phân biên: 15/3/2020)