

# ẢNH HƯỞNG CỦA BỔ SUNG HYDRO ĐẾN ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC VÀ PHÁT THẢI CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

## INFLUENCE OF HYDROGEN ADDITION ON PERFORMANCE AND EMISSION FORMATION OF DIESEL ENGINE

Trịnh Xuân Phong<sup>1\*</sup>, Hoàng Đình Long<sup>2</sup>,  
Phạm Ngọc Anh<sup>3</sup>, Nguyễn Phi Trường<sup>4</sup>

### TÓM TẮT

Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của tỉ lệ thay thế hydro tới đặc tính làm việc và phát thải của động cơ diesel R180 ở chế độ toàn tải. Phương pháp nghiên cứu bao gồm nghiên cứu thực nghiệm và nghiên cứu mô phỏng. Động cơ được nghiên cứu thực nghiệm ở hai chế độ: thuần diesel và lưỡng nhiên liệu diesel-hydro với tỉ lệ hydro thay thế (HES) là 5%. Hydro được đưa vào đường ống nạp bằng cách sử dụng vòi phun khí, diesel được đưa vào xi-lanh bằng vòi phun diesel, khi nhiên liệu diesel tự cháy sẽ là nguồn lửa để đốt cháy hydro. Dựa trên các kết quả nghiên cứu thực nghiệm, xây dựng mô hình 1 chiều AVL Boost để mô phỏng các tỉ lệ hydro thay thế cao hơn, từ đó đánh giá ảnh hưởng của tỉ lệ hydro thay thế tới đặc tính làm việc và phát thải của động cơ diesel. Kết quả chỉ ra rằng ở chế độ toàn tải khi lượng hydro thay thế thấp hơn 10%, công suất động cơ tăng, hiệu suất nhiệt có ích (BTE), suất tiêu hao năng lượng (BSEC) hầu như không thay đổi, phát thải Soot giảm mạnh, phát thải CO giảm đáng kể, trong khi NO<sub>x</sub> tăng. Khi tỉ lệ thay thế lớn hơn 10%, thể tích hydro chiếm chỗ lớn, lượng khí sạch nạp giảm, lambda giảm, sự cháy diễn ra không hoàn hảo dẫn tới công suất động cơ giảm, BTE giảm, BSEC tăng, phát thải Soot và CO tăng, phát thải NO<sub>x</sub> giảm.

**Từ khóa:** Bổ sung hydro, động cơ diesel, động cơ lưỡng nhiên liệu, kiểm soát phát thải

### ABSTRACT

This paper shows that the effect of hydrogen addition rate on the performance and emission characteristics of diesel engines R180 in full load mode. Research methods contain experimental research and simulation research. The engine has been experimentally tested in 2 modes: pure diesel and diesel-hydrogen dual fuel with a hydrogen addition rate (HES) of 5%. Hydrogen was introduced into intake manifold using gas injectors as additive fuel in gaseous form and also diesel fuel was injected into cylinder by diesel injector and used as an igniter. Based on the results of experimental research, build a 1-D AVL Boost model to simulate higher hydrogen addition rates thereby assessing the effect of hydrogen addition rate to over combustion and emissions of diesel engines. The results showed that in full load mode when the amount of hydrogen replaced is less than 10%, engine power increases, BTE, BSEC almost not change, Soot emissions drop sharply, CO emissions decrease significantly, while NO<sub>x</sub> increases. When the replacement rate is greater than 10%, the hydrogen displacement is large, the amount of clean air intake decreases, the lambda is reduced, the combustion imperfections lead to a decrease in engine power, increased BTE, increased BSEC, Soot emissions and CO increases, NO<sub>x</sub> emissions decrease.

**Keywords:** Hydrogen addition, diesel engine, dual fuel, engine emission control.

<sup>1</sup>Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định

<sup>2</sup>Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

<sup>3</sup>Trường Cao đẳng Cơ khí Nông nghiệp

<sup>4</sup>Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

\*Email: txphong@nute.edu.vn

Ngày nhận bài: 15/01/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/6/2021

Ngày chấp nhận đăng: 25/02/2022

### 1. GIỚI THIỆU

Ngày nay, trước sự cạn kiệt nguồn nhiên liệu, sự ô nhiễm môi trường do động cơ diesel gây ra tạo ra áp lực cho các nhà khoa học tìm ra nguồn nhiên liệu thay thế. Rất nhiều nguồn nhiên liệu thay thế đã được sử dụng như khí hóa lỏng (LPG), khí nén tự nhiên (CNG), khí thiên nhiên hóa lỏng (LNG), khí sinh học và cồn (Ethanol) và hydro. Hydro là loại nhiên liệu đặc biệt được xem là loại nhiên liệu thay thế tiềm năng vì không có nguyên tố các-bon trong cấu trúc phân tử nên chỉ tạo ra nước sau phản ứng hóa học với ô-xy, vì thế hydro được xem là nhiên liệu của tương lai. Mặc dù, công nghệ tế bào nhiên liệu, xe điện đã và đang phát triển nhưng chưa được thỏa mãn theo kỳ vọng do vấn đề mật độ năng lượng thấp và cơ sở hạ tầng không đủ khiến hạn chế cho việc phát triển rộng rãi công nghệ này. Do đó việc phụ thuộc vào động cơ đốt trong vẫn còn kéo dài. Hydro có thể sản xuất bằng cách chuyển đổi từ nhiên liệu hóa thạch, sinh khối, điện phân, năng lượng mặt trời [1]... Hydro được gọi là nhiên liệu sạch và có thể dùng để chuyển đổi năng lượng như điện [2] nhưng vẫn chưa được coi như là nhiên liệu thương mại vì sự khó khăn trong việc tích trữ và bảo quản.

Một vài nhà nghiên cứu đã sử dụng hydro trong động cơ HCCI nhưng dải hoạt động hẹp và khó khăn trong việc điều khiển thời điểm cháy dẫn đến khó khăn trong việc tạo ra sản phẩm thương mại [3]. Trong các nghiên cứu trên động cơ SI, khi sử dụng hydro hầu hết cho kết quả giảm 30% công suất và xuất hiện một số vấn đề liên quan đến

quá trình cháy như đánh lửa sớm, tiếng gõ và cháy ngược [4]. Đối với động cơ diesel, mặc dù hiệu suất nhiệt cao và phát thải CO<sub>2</sub> ít nhưng lại phát thải NO<sub>x</sub> và PM lớn đây chính là nhược điểm của loại động cơ này [5, 6]. Chính vì thế để đảm bảo lượng phát thải theo tiêu chuẩn của từng quốc gia, động cơ diesel phải được trang bị các bộ xử lý khí thải như: bộ xúc tác, SCR, bẫy NO<sub>x</sub>, LNT, DPF nguyên nhân gây giá thành đắt đỏ.

Hydro có thể phù hợp với động cơ diesel như một loại nhiên liệu bổ sung là nhiên liệu thay thế như trình bày ở trên để đảm bảo các yêu cầu về phát thải [1]. Nhiệt độ tự cháy cao (576°C) nên hydro cần một nguồn lửa để đốt cháy [2]. Ikegami và cộng sự [7] sử dụng vòi phun khí có bugi sấy để đốt cháy hydro trong khi Antunes [8] sấy nóng không khí nạp để dễ dàng tạo ra sự cháy. Một vài phương pháp cung cấp hydro cho động cơ như phun vào cổ hút, ống góp nạp hoặc phun trực tiếp vào xi-lanh và diesel được phun mỗi để tạo ra nguồn lửa [9, 10].

Phun hydro liên tục vào đường ống nạp có thể gây ra đánh lửa sớm hoặc cháy ngược. Cả hai phương pháp phun liên tục và phun gián đoạn đều gây lên hiện tượng hydro sẽ chiếm chỗ không khí nạp trong quá trình nạp dẫn đến giảm hiệu suất thể tích và giảm công suất động cơ [11]. Vòi phun khí chịu áp suất và nhiệt độ cao được sử dụng trong phương pháp phun hydro trực tiếp vào buồng đốt. Loại này không có sẵn trên thị trường, thêm nữa việc cải tạo nắp máy để lắp vị trí vòi phun tối ưu là khó khăn, điều này là lý do tại sao phun hydro trực tiếp vào buồng đốt ít được sử dụng. Từ quan điểm này, hydro được phun trên cửa nạp và cháy do mỗi lửa do diesel tạo ra là phương pháp được ứng dụng nhiều nhất cho động cơ diesel [4, 12].

Hydro có ưu điểm vượt trội so với nhiên liệu diesel như tốc độ cháy cao, giới hạn ngọn lửa rộng, hệ số khuếch tán cao [7, 13]. Sử dụng hydro cho động cơ diesel sẽ cho phát thải PM thấp bởi vì hỗn hợp hòa trộn đồng nhất hơn. Có thể dễ dàng kết luận rằng việc giảm CO<sub>2</sub>, CO, HC và PM thì nổi bật hơn nhiên liệu HC

Miyamoto và cộng sự nghiên cứu ảnh hưởng của hydro bổ sung tới đặc tính cháy của động cơ diesel [6]. Tác giả nghiên cứu trên động cơ diesel một xi-lanh phun trực tiếp, tỉ lệ hydro thay thế lên tới 16% đồng thời giảm góc phun nhiên liệu sớm. Nhờ phương pháp này tốc độ tăng áp suất trong xi-lanh tăng và phát thải NO<sub>x</sub> bị hạn chế, HC không cháy được giữ nguyên trong khi NO giảm.

Sanavan và cộng sự tập trung vào phương pháp cung cấp hydro trên đường ống nạp [12]. Tác giả thực hiện với ba phương pháp cung cấp hydro khác nhau là phun trước xu páp nạp, phun trên đường ống nạp và chế hòa khí. Động cơ nghiên cứu là động cơ diesel 1 xi-lanh phun trực tiếp Kirloskar AV1. Nghiên cứu được thực hiện với các tải khác nhau ở tốc độ định mức là 1500v/p. Theo kết quả nghiên cứu không có sự khác biệt cơ bản nào khi phun trước xu-páp nạp và phun trên đường ống nạp. Với việc cung cấp sử dụng chế hòa khí NO<sub>x</sub> tăng 8%, hiệu suất nhiệt và khói giảm 5% và 8% tương ứng. Với việc phun trên cửa

nạp tác giả công bố khói giảm 18%, hiệu suất nhiệt và NO<sub>x</sub> tăng 17% và 34% tương ứng. Các kết quả nghiên cứu đều cho kết quả là CO, CO<sub>2</sub> và phát thải khói giảm khi bổ sung hydro, nhưng sự thay đổi NO<sub>x</sub> và THC và BSFC ở điều kiện tải cục bộ còn chưa đồng nhất.

Bài báo này sẽ trình bày kết quả nghiên cứu ảnh hưởng của việc bổ sung hydro trên đường ống nạp ở chế độ toàn tải tới đặc tính làm việc và phát thải của động cơ diesel. Động cơ nghiên cứu là động cơ R180, hydro được đưa vào đường ống nạp bằng cách sử dụng vòi phun khí. Phần mềm nghiên cứu mô phỏng là phần mềm AVL Boost. Các thông số nghiên cứu bao gồm: công suất, hiệu suất nhiệt có ích, suất tiêu hao năng lượng có ích, phát thải NO<sub>x</sub>, Soot và CO.

## 2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Trình tự nghiên cứu

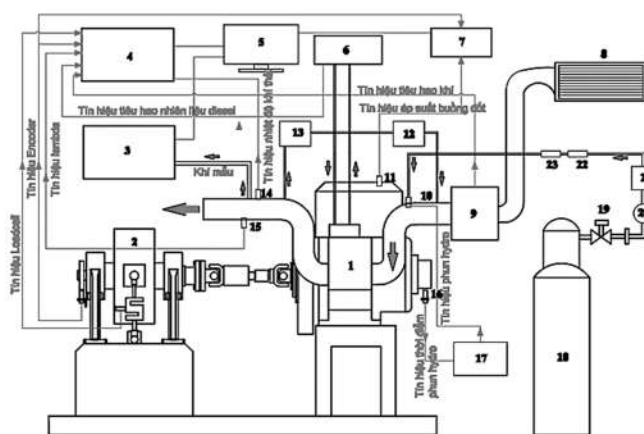
- Thực nghiệm động cơ diesel R180 thuần nhiên liệu diesel với đặc tính ngoài để xác định lượng tiêu hao nhiên liệu diesel, công suất, phát thải;

- Thực nghiệm động cơ diesel lưỡng nhiên liệu với việc thay thế 5% khối lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách giảm lượng diesel và bổ sung hydro, tỉ lệ hydro thay thế diesel đảm bảo sao cho tổng khối lượng nhiên liệu cung cấp không đổi.

- Dựa trên các thông số thu được ở nghiên cứu thực nghiệm, xây dựng mô hình động cơ R180 lưỡng nhiên liệu diesel-hydro trên phần mềm AVL Boost.

### 2.2. Nghiên cứu thử nghiệm

Sơ đồ bố trí nghiên cứu thực nghiệm được trình bày ở hình 1. Thông số động cơ thử nghiệm và mô phỏng được trình bày ở bảng 1.



Hình 1. Sơ đồ bố trí thực nghiệm

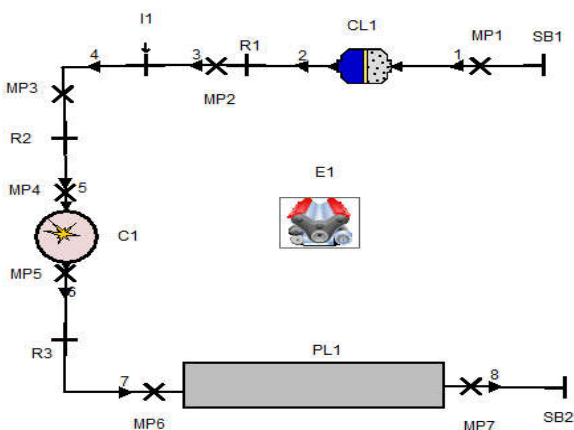
1. Động cơ thực nghiệm; 2. Bộ thử công suất; 3. Máy phân tích khí thải; 4. Bộ thu thập dữ liệu; 5. Màn hình hiển thị; 6. Cảm biến đo tiêu hao nhiên liệu diesel; 7. Thiết bị đo áp suất buồng đốt; 8. Lọc khí; 9. Đo tiêu hao nhiên liệu khí; 10. Vòi phun hydro; 11. Cảm biến đo áp suất buồng đốt; 12. Van EGR; 13. Bộ làm mát khí luân hồi; 14. Cảm biến nhiệt độ khí thải; 15. Cảm biến lambda; 16. Cảm biến thời điểm phun hydro; 17. ECU điều khiển vòi phun hydro; 18. Bình hydro; 19. Van khóa cơ khí; 20. Bộ giảm áp; 21. Van khóa điện; 22. Van 1 chiều; 23. Van chống cháy ngược

Bảng 1. Thông số động cơ nghiên cứu thực nghiệm và mô phỏng

Model	R180
Kiểu động cơ	1 xi lanh, nằm ngang, 4 kỳ, làm mát bằng nước
Đường kính x Hành trình	80mm x 80mm
Dung tích công tác	0,402lít
Công suất định mức $N_e$	5,15kW
Tốc độ định mức	2600rpm
Tỉ số nén	20±1
Suất tiêu hao nhiên liệu $g_e$	278,8g/kWh

Các thiết bị để phục vụ nghiên cứu thí nghiệm bao gồm: phanh điện động cơ DW-16, tủ phân tích khí thải AVL Digas 4000. AVL Digas 4000 để đo lượng phát thải CO và THC bằng phương pháp hồng ngoại trong khi phát thải NO<sub>x</sub> đạt được bằng phương pháp điện hóa. Mặt khác, các giá trị phát thải CO, NO<sub>x</sub> và THC thu được được tính theo ppm, độ khối được đo bằng tủ thiết bị AVL dismoke 4000, thiết bị đo áp suất buồng đốt AVL 620 Indiset, thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu diesel AVL Fuel Balance 733S, thiết bị đo tiêu hao không khí Hot-Film-Air-Mass meter (HFM5), thiết bị đo lambda, thiết bị đo nhiệt độ khí thải, đo tiêu hao hydro.

Hydro được lưu trữ ở trong bình với áp suất 700bar và được giảm áp xuống 3 bar bằng bộ điều chỉnh áp suất. Để đảm bảo an toàn trên đường ống cung cấp nhiên liệu hydro từ bình tới vòi phun có lắp van chống cháy ngược và van an toàn. Nếu áp suất trong đường ống chứa hydro đạt 10bar van an toàn sẽ khóa lại. Để giảm dao động của nhiên liệu trong quá trình phun, hệ thống được lắp một bình ổn áp nhiên liệu. Để đo sự tiêu hao nhiên liệu hydro trong thí nghiệm sử dụng một thiết bị lưu lượng kế đã được hiệu chỉnh để làm việc chính xác ở nhiệt độ 30°C và 3bar. Vòi phun khí thương mại cho nhiên liệu LPG lắp trên xe Hyundai được sử dụng để phun hydro. Lượng phun hydro được điều khiển chính xác bởi ECU tự thiết kế, ECU có thể thay đổi thời gian phun và thời điểm phun.



Hình 2. Mô hình mô phỏng động cơ lưỡng nhiên liệu trên AVL Boost

SB1,2 là điều kiện biên; CL là bầu lọc, I1 là vòi phun hydro; C1 là xi-lanh; PL1 là bình ổn áp; E1 là động cơ; R1 là cản dòng; MP là các điểm đo

Hydro dùng cho thí nghiệm là hydro có độ tinh khiết 99,99%. Diesel là nhiên liệu truyền thống có trên thị trường. Thời điểm phun diesel là 22 độ trước điểm chết trên, hydro

phun vào thời điểm bắt đầu của kỳ nạp. Động cơ thí nghiệm ở toàn tải với tốc độ thay đổi là 1100, 1300; 1500; 1800; 2000; 2200; 2600 vòng/phút. Lượng nhiên liệu hydro phun vào đường ống nạp phụ thuộc vào thời gian phun, thời gian phun thay đổi trong khoảng từ 4ms đến 12ms tùy thuộc vào tốc độ động cơ và phần năng lượng hydro thay thế. Lượng tiêu thụ được đo bằng cảm biến đo tiêu hao hydro.

Dựa vào kết quả nghiên cứu thực nghiệm, mô hình AVL Boost 1 chiều được xây dựng như hình 2.

Các thông số cơ bản được nhập vào mô hình như đường kính xi-lanh, hành trình piston, loại động cơ... Mô hình cho quá trình cháy của động cơ lưỡng nhiên liệu là mô hình cháy AVL MCC. Mô hình này có thể sử dụng cho nhiên liệu diesel hoặc đa nhiên liệu giữa diesel và một loại nhiên liệu khác. Mô hình có khả năng dự đoán tốc độ giải phóng nhiệt trong động cơ hình thành hỗn hợp không đồng nhất, sự ảnh hưởng quá trình luân hồi và dự đoán được sự hình thành NO<sub>x</sub>, CO và Soot [14].

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{da} = -p_c \cdot \frac{dV}{da} + \frac{dQ_F}{da} - \sum \frac{dQ_w}{da} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da}$$

Trong đó:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{da}$  - Biến đổi nội năng bên trong xi-lanh;

$-p_c \cdot \frac{dV}{da}$  - Công chu trình thực hiện;

$\frac{dQ_F}{da}$  - Nhiệt lượng cấp vào;

$\sum \frac{dQ_w}{da}$  - Tổn thất nhiệt qua vách;

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da}$  - Tổn thất enthalpy do lọt khí;

$m_c$  - Khối lượng môi chất bên trong xi-lanh;

$u$  - Nội năng;

$p_c$  - Áp suất bên trong xi-lanh;

$V$  - Thể tích xi-lanh;

$Q_F$  - Nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp;

$Q_w$  - Nhiệt lượng tổn thất cho thành;

$\alpha$  - Góc quay trục khuỷu;

$h_{BB}$  - Trị số enthalpy;

$\frac{dm_{BB}}{da}$  - Biến thiên khối lượng dòng chảy.

Quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành buồng cháy như nắp xi-lanh, piston, và lót xi-lanh được tính dựa vào phương trình truyền nhiệt sau:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \tag{1}$$

$Q_{wi}$  - Nhiệt lượng truyền cho thành (nắp xi-lanh, pít-tông, lót xi-lanh);

$A_i$  - Diện tích truyền nhiệt (nắp xi-lanh, pít-tông, lót xi-lanh);

$\alpha_w$  - Hệ số truyền nhiệt;  
 $T_c$  - Nhiệt độ môi chất trong xi-lanh;  
 $T_{wi}$  - Nhiệt độ thành (nắp xi-lanh, pít-tông, lót xi-lanh);  
 Lambda được tính như sau:

$$\lambda = \frac{m_i}{m_D \left(\frac{A}{F}\right)_D + m_H \left(\frac{A}{F}\right)_H} \tag{2}$$

Trong đó:  $m_i$ ,  $m_D$  và  $m_H$  lần lượt là lượng không khí nạp, lượng nhiên liệu diesel và lượng nhiên liệu khí hydro cung cấp;  $(A/F)_D$  và  $(A/F)_H$  là tỷ lệ không khí/nhiên liệu lý thuyết của diesel và hydro,  $(A/F)_D = 14,5$  (kgkk/kgnl) và  $(A/F)_H \approx 34,5$  (kgkk/kgnl).

$$\text{Tỉ lệ } H_2 \text{ thay thế} = \frac{m_{Dtt}}{m_{Dbd}} \times 100\% \tag{3}$$

$$\text{Lượng } H_2 \text{ thay thế} = m_{Dtt} \times \frac{LHV_D}{LHV_H} = m_{Dtt} \times \frac{42,8}{119,7} \tag{4}$$

Trong đó,  $m_{Dtt}$  là lượng diesel bị thay thế,  $m_{Dbd}$  là lượng diesel ban đầu,  $LHV_D$  và  $LHV_H$  là nhiệt trị thấp của diesel và hydro (MJ/kg).  $LHV_D = 42,8$  (MJ/kg) và  $LHV_H = 119,7$  (MJ/kg).

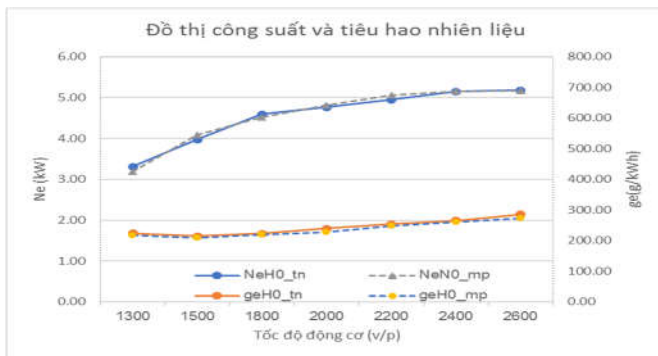
Trong trường hợp sử dụng lượng nhiên liệu, tính năng kinh tế của động cơ được đánh giá bằng suất tiêu hao năng lượng có ích BSEC (Brake Specific Energy Consumption) xác định theo công thức:

$$BSEC = \frac{m_D LHV_D + m_H LHV_H}{BP} \tag{5}$$

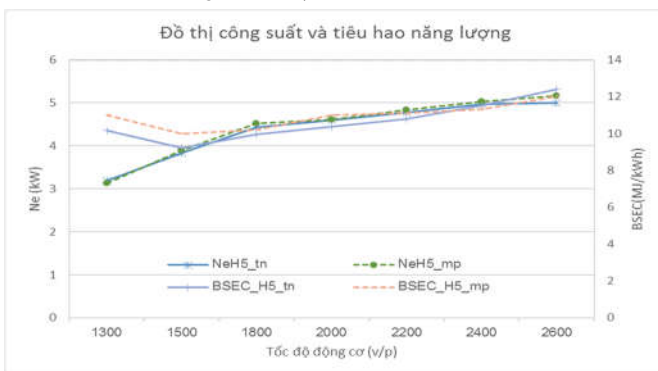
BP (Brake Power) là công suất có ích của động cơ.

### 3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

#### 3.1. Đánh giá độ tin cậy của mô hình



Hình 3. Đồ thị đánh giá độ tin cậy của mô hình thuần diesel

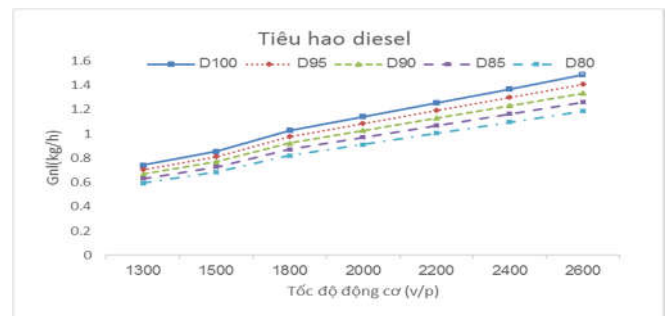


Hình 4. Đồ thị đánh giá độ tin cậy của mô hình khi HES 5%

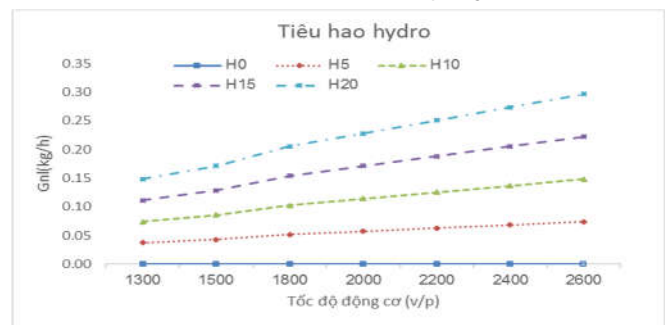
Để có thể có bộ thông số đầu vào nhập mô hình trên phần mềm ALV Boost thì cần phải nghiên cứu thực nghiệm. Động cơ R180 được nghiên cứu thực nghiệm ở đặc tính ngoài với hai chế độ thuần diesel và có bổ sung hydro trên đường nạp. Hình 3 và 4 cho thấy kết quả mô phỏng và nghiên cứu thực nghiệm của chế độ thuần diesel và lượng nhiên liệu có sai số nhỏ hơn 5%. Vì vậy, kết quả mô phỏng từ mô hình này ở các chế độ làm việc khác nhau có thể được sử dụng làm số liệu tham chiếu khi nghiên cứu động cơ chạy lưỡng nhiên liệu.

#### 3.2. Lượng nhiên liệu cung cấp với các tỉ lệ thay thế khác nhau khi mô phỏng

Hình 5 và 6 trình bày về lượng tiêu hao nhiên liệu diesel và lượng tiêu hao hydro ở đặc tính ngoài khi thực hiện mô phỏng. Các thông số nhập vào đảm bảo không đổi về tổng khối lượng nhiên liệu cung cấp.



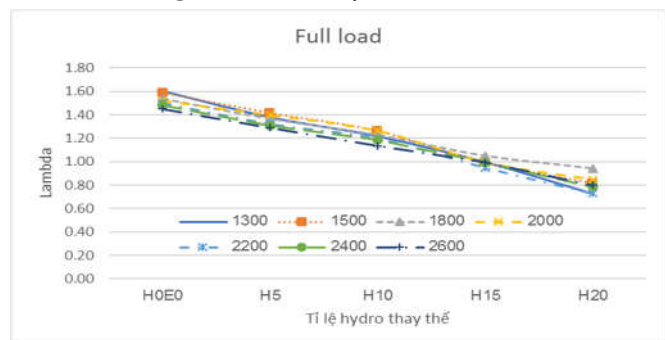
Hình 5. Đồ thị tiêu hao nhiên liệu diesel khi mô phỏng



Hình 6. Đồ thị tiêu hao nhiên liệu hydro khi mô phỏng

Việc đánh giá ảnh hưởng của các tỉ lệ HES tới đặc tính làm việc và phát thải của động cơ dựa trên các thông số như: lambda, công suất, BTE, BSEC,  $NO_x$ , Soot, CO.... Sự so sánh được so sánh với động cơ thuần diesel.

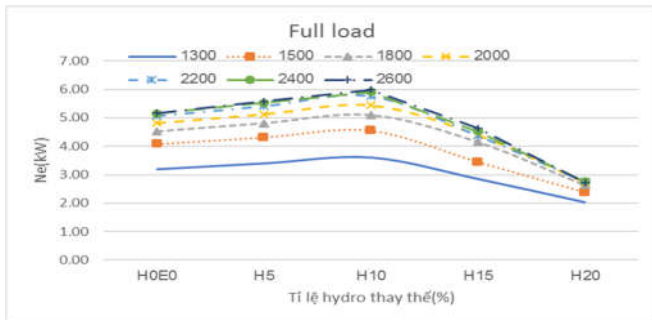
#### 3.3. Ảnh hưởng của HES tới hệ số lambda



Hình 7. Ảnh hưởng của HES tới lambda

Ảnh hưởng của HES tới lambda được trình bày trên hình 7. Lambda có xu hướng giảm khi tăng tỉ lệ hydro thay thế, sự thay đổi của lambda cũng phụ thuộc vào tốc độ động cơ. Với HES đến 10% lambda giảm xuống 1,2, với HES 15%, lambda trung bình là 1, với HES 20% lambda giảm xuống còn 0,72. Nguyên nhân là do lượng hydro chiếm chỗ lớn dẫn đến lượng khí nạp giảm làm ảnh hưởng tới quá trình cháy. Điều này dẫn tới đặc tính làm việc và phát thải của động cơ cũng thay đổi theo. Do đó có thể thấy không nên thay thế H<sub>2</sub> quá 10% để đảm bảo lambda > 1,2.

**3.4. Ảnh hưởng của HES tới công suất**

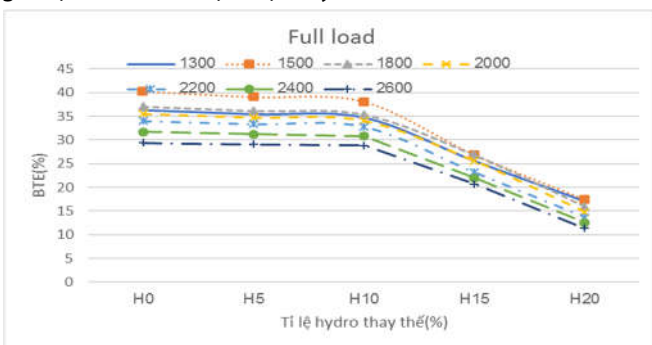


Hình 8. Ảnh hưởng của HES tới công suất

Ảnh hưởng của HES tới Ne được trình bày trên hình 8. Với HES từ 0% đến 10% công suất động cơ tăng khi tỉ lệ thay thế tăng. Nhưng với HES lớn hơn 10% thì công suất bị giảm mạnh. Điều này là do khi tăng tỉ lệ thay thế quá lớn, hydro sẽ thay thế không khí sạch vì thế thể tích khí nạp sẽ giảm dẫn tới đủ ô-xi để đốt diesel và hydro. Chính vì thế công suất động cơ sẽ giảm.

**3.5. Ảnh hưởng HES tới BTE**

Ảnh hưởng của HES tới BTE được trình bày trên hình 9. BTE thay đổi phụ thuộc vào tốc độ động cơ và lượng hydro thay thế. Tại tốc độ 1500v/p BTE luôn đạt giá trị lớn nhất. Khi HES tăng từ 0 đến 10%, BTE hầu như không đổi nhưng khi HES lớn hơn 10%, BTE giảm mạnh. Điều này là do công suất động cơ giảm mạnh. Ở tốc độ 1500v/p, BTE luôn đạt giá trị lớn nhất ở mọi tỉ lệ thay thế.

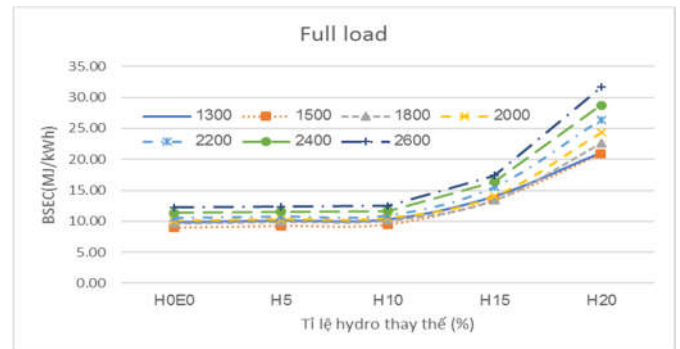


Hình 9. Ảnh hưởng của HES tới BTE

**3.6. Ảnh hưởng HES tới BSEC**

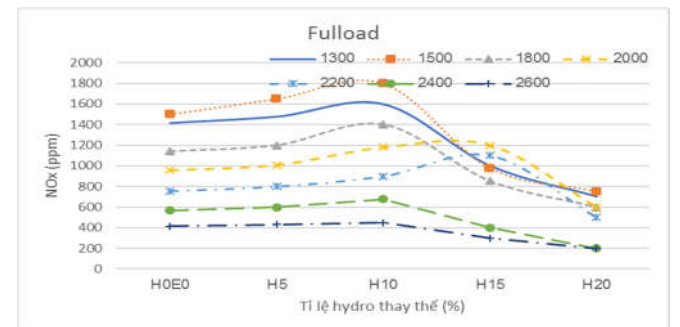
Ảnh hưởng của HES tới BSEC được trình bày trên hình 10. Tương tự như BTE, BSEC không đổi so với nguyên bản với các tỉ lệ HES nhỏ hơn 10%. Khi HES lớn hơn 10% BSEC

tăng mạnh do công suất giảm dẫn tới tiêu hao năng lượng trên một đơn vị công suất tăng.



Hình 10. Ảnh hưởng của HES tới BSEC

**3.7. Ảnh hưởng HES tới NOx**

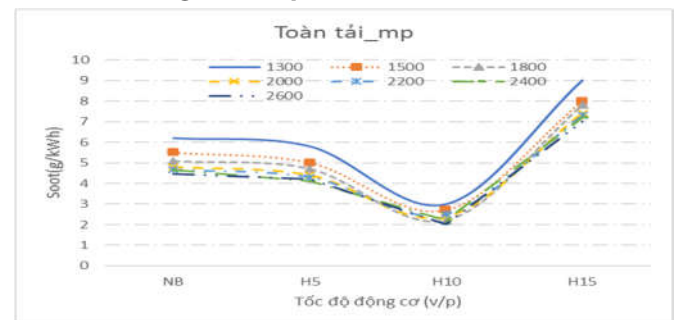


Hình 11. Ảnh hưởng của HES tới NOx

Ảnh hưởng của HES tới phát thải NO<sub>x</sub> được trình bày trên hình 11. Tại tốc độ 1500v/p sự cháy diễn ra hoàn hảo và phát thải NO<sub>x</sub> đạt giá trị lớn nhất tăng ở tất cả các tỉ lệ hydro thay thế HES. Tại HES 10%, NO<sub>x</sub> tăng rất mạnh. Sự hình thành NO<sub>x</sub> phụ thuộc vào nhiệt độ của khí cháy trong xi-lanh, nồng độ oxy và thời gian phản ứng hóa học. Cho nên với nhiệt trị cao, tốc độ ngọn lửa cao, độ khuếch tán lớn của hydro sẽ làm cho hỗn hợp đồng đều quá trình cháy triệt để tạo ra áp suất cao, nhiệt độ cao gây ra sự gia tăng hàm lượng NO<sub>x</sub> có trong khí thải.

Khi tăng tỉ lệ HES lớn hơn 10%, việc thiếu oxy dẫn tới sự cháy không hoàn hảo, công suất giảm và việc phát thải NO<sub>x</sub> cũng giảm theo. Tại vùng này sự cháy không hoàn hảo dẫn tới việc phát sinh khí thải NO<sub>x</sub> không tuân theo quy luật.

**3.8. Ảnh hưởng HES tới phát thải Soot**



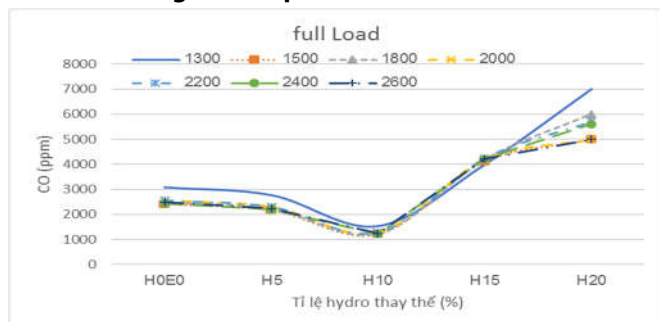
Hình 12. Ảnh hưởng của HES tới phát thải Soot

Ảnh hưởng của HES tới phát thải Soot được trình bày ở hình 12. Phát thải Soot giảm ở tất cả các tỉ lệ HES nhỏ hơn

10%. Với tỉ lệ thay thế từ 5% đến 10%, phát thải Soot giảm trung bình từ 10% đến 50%. Điều này có thể giải thích thích là khi sử dụng HES lượng diesel góp phần trong quá trình cháy sẽ giảm do bị thay thế bằng hydro, trong khi nhiên liệu hydro không có nguyên tử các-bon nên hàm lượng các-bon sẽ giảm. Mặt khác việc nhiên liệu hydro với tốc độ cháy nhanh sẽ nâng cao khả năng tiếp cận với ô-xy của nhiên liệu làm giảm hình thành Soot.

Việc HES lớn hơn 10% dẫn đến lambda giảm, sự cháy thiếu oxy dẫn đến hàm lượng Soot tăng mạnh. Việc lượng Soot tăng mà công suất giảm dẫn tới phát thải Soot tăng.

### 3.9. Ảnh hưởng HES tới phát thải CO



Hình 13. Ảnh hưởng của HES tới phát thải CO

Ảnh hưởng của HES tới phát thải CO được trình bày trên hình 13. Khí thải CO giảm ở tất cả các HES nhỏ hơn 10%. Sự giảm lần lượt là 30%; 50%. Điều này có thể giải thích do diesel được thay thế bởi nhiên liệu không có gốc các-bon. Ngoài ra việc tốc độ cháy cao, hệ số khuếch tán lớn của hydro làm cho hỗn hợp đồng nhất hơn để cháy hơn. Nhưng với HES > 10% hàm lượng CO tăng do sự cháy thiếu oxy, hỗn hợp cháy không đồng nhất, mặc dù hàm lượng C trong nhiên liệu cung cấp giảm do diesel bị thay thế.

### 4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này đã trình bày kết quả mô phỏng ảnh hưởng của tỉ lệ hydro thay thế từ 0% đến 20% cho động cơ R180 ở chế độ toàn tải với các giá trị tốc độ là 1300; 1500; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600v/p trên phần mềm AVL Boost. Kết quả cho thấy rằng:

- Khi tăng tỉ lệ hydro thay thế, lambda sẽ giảm và ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy của động cơ.
- Với HES nhỏ hơn 10%, công suất tăng, BTE và BSEC hầu như không đổi, phát thải Soot giảm mạnh, phát thải CO giảm, nhưng phát thải NO<sub>x</sub> tăng.
- Với HES lớn hơn 10%, do tỉ lệ hydro thay thế lớn nên thể tích chiếm chỗ trong buồng đốt lớn dẫn tới việc thiếu oxy cho quá trình cháy. Điều này làm giảm công suất, BTE mạnh, BESC tăng mạnh. phát thải Soot tăng, CO tăng, NO<sub>x</sub> giảm.
- Việc mô phỏng chưa đánh giá được sự cháy mất ổn định gây ra tiếng gõ động cơ tăng tỉ lệ EHS. Điều này cần có nghiên cứu thực nghiệm để chứng minh.
- Đối với động cơ diesel R180 khi làm việc ở chế độ toàn tải, việc thay thế diesel bằng hydro nhỏ hơn 10% sẽ có ảnh hưởng tích cực đến việc giảm phát thải học hại như Soot và CO trong khi các thông số làm việc như công suất, hiệu

suất nhiệt có ích, suất tiêu hao năng lượng có ích không thay đổi nhiều.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. A. S. Bika, L. M. Franklin, D. B. Kittelson, 2008. *Emissions Effects of Hydrogen as a Supplemental Fuel with Diesel and Biodiesel*. SAE Int. J. Fuels Lubr., vol. 1, pp. 283-292.
- [2]. P. K. Bose, D. Maji, 2009. *An experimental investigation on engine performance and emissions of a single cylinder diesel engine using hydrogen as inducted fuel and diesel as injected fuel with exhaust gas recirculation*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 34, pp. 4847-4854.
- [3]. S. Szwaja, K. Grab-Rogalinski, 2009. *Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 34, pp. 4413-4421.
- [4]. N. Saravanan, G. Nagarajan, C. Dhanasekaran, K. Kalaiselvan, 2007. *Experimental investigation of hydrogen port fuel injection in DI diesel engine*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 32, pp. 4071-4080.
- [5]. J. B. Heywood, 1998. *Combustion engine fundamentals*. 1<sup>a</sup> Edição. Estados Unidos.
- [6]. T. Miyamoto, H. Hasegawa, M. Mikami, N. Kojima, H. Kabashima, Y. Urata, 2011. *Effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine*. Fuel and Energy Abstracts, vol. 36, pp. 13138-13149.
- [7]. M. Ikegami, K. Miwa, M. Shioji, 1982. *A study of hydrogen fuelled compression ignition engines*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 7, pp. 341-353.
- [8]. J. G. Antunes, R. Mikalsen, A. Roskilly, 2009. *An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine*. International journal of hydrogen energy, vol. 34, pp. 6516-6522.
- [9]. F. Christodoulou, A. Megaritis, 2013. *Experimental investigation of the effects of separate hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 38, pp. 10126-10140.
- [10]. H. W. Wu, Z. Y. Wu, 2012. *Investigation on combustion characteristics and emissions of diesel/hydrogen mixtures by using energy-share method in a diesel engine*. Applied Thermal Engineering, vol. 42, pp. 154-162, 2012.
- [11]. H. Köse, M. Ciniviz, 2013. *An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen*. Fuel processing technology, vol. 114, pp. 26-34.
- [12]. N. Saravanan, G. Nagarajan, 2010. *An experimental investigation on hydrogen fuel injection in intake port and manifold with different EGR rates*. International Journal of Energy & Environment.
- [13]. A. Mohammadi, M. Shioji, Y. Nakai, W. Ishikura, E. Tabo, 2007. *Performance and combustion characteristics of a direct injection SI hydrogen engine*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 32, pp. 296-304.
- [14]. A. Boost, 2011. *AVL Boost Combustion Model*. Austria.

### AUTHORS INFORMATION

Trinh Xuan Phong<sup>1</sup>, Hoang Dinh Long<sup>2</sup>,  
Pham Ngoc Anh<sup>3</sup>, Nguyen Phi Truong<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Namdinh University of Technology Education

<sup>2</sup>School of Transportation Engineering, Hanoi University of Science and Technology

<sup>3</sup>College of Agricultural Mechanics

<sup>4</sup>Hanoi University of Industry