PHÂN TÍCH BIẾN THIÊN ÁP SUẤT TRONG ĐỘNG CƠ DUAL FUEL BIOGAS-DIESEL CHO BỞI MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM IN CYLINDER PRESSURE ANALYSIS IN BIOGAS-DIESEL

DUAL FUEL ENGINE BY SIMULATION AND EXPERIMENT

Bùi Văn Ga¹, Nguyễn Việt Hải², Nguyễn Văn Anh³, Võ Anh Vũ², Bùi Văn Hùng²

¹Bộ Giáo dục và Đào tạo; Email: buivanga@dongcobiogas.com ²Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng ³Trường Cao đẳng Công nghiệp Thừa Thiên Huế

Tóm tắt - Bài báo trình bày kết quả phân tích biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel biogas-diesel được cải tạo từ động cơ diesel Vikyno EV2600-NB. Mô phỏng được thực hiện nhờ phần mềm FLUENT. Thực nghiệm được tiến hành trên băng thử động cơ AVL. Kết quả cho thấy công chỉ thị chu trình của động cơ cho bởi mô phỏng lớn hơn công chỉ thị chu trình thực nghiệm khoảng 8% trong phạm vi tốc độ động cơ từ 1000 vòng/phút đến 2000 vòng/phút. Công chỉ thị chu trình của động cơ thơ bởi mộ phỏng đạt giá trị cực đại khi ϕ =1 trong khi đó công chỉ thị chu trình cho bởi thực nghiệm đạt giá trị cực đại khi ϕ =1,1. Ở tốc độ định mức, công suất có ích của động cơ dual fuel thấp hơn công suất có ích của động cơ diesel nguyên thủy 12% khi chạy bằng biogas chứa 80% CH₄ và 25% khi chạy bằng biogas chứa 60% CH₄.

Từ khóa - động cơ biogas; động cơ dual-fuel; năng lượng tái tạo; áp suất buồng cháy; CFD.

Ký hiệu:

- n: Tốc độ động cơ (vòng/phút);
- pi: Áp suất chỉ thị (bar);
- Pe: Công suất có ích của động cơ (kW);
- Wi: Công chỉ thị chu trình (J/chu trình);
- φ: Hệ số tương đương của hỗn hợp biogas-không khí;
- α: Góc quay trục khuỷu (°);
- φs: Góc phun sớm (°);
- η_m: Hiệu suất cơ giới.

1. Giới thiệu

Mô phỏng quá trình cháy động cơ dual fuel biogas diesel được cải tạo từ động cơ diesel Vikyno EV2600-NB đã được giới thiệu trong các công trình trước đây [1], [2]. Khác với động cơ đánh lửa cưỡng bức, động cơ dual fuel biogas-diesel đánh lửa bằng tia phun mồi diesel, do đó màng lửa xuất phát từ mũi tia phun nằm trong buồng cháy omega chứ không phải nằm trên đỉnh buồng cháy. Sau khi bén lửa, tia phun cháy nhanh tạo thành một đuốc lửa với năng lượng lớn khiến cho hỗn hợp biogas-không khí được chuẩn bị trước bốc cháy nhanh chóng. Điều này làm cho đồ thị biến thiên áp suất của động cơ dual fuel khác với đồ thị biến thiên áp suất của động cơ diesel.

Hình 1 giới thiệu một kết quả tính toán mô phỏng tiêu biểu về nồng độ CH₄, nhiệt độ và tốc độ trong buồng cháy động cơ khi chạy ở tốc độ 1000 vòng/phút và 2000 vòng/phút với biogas chứa 60% CH₄ ở vị trí góc quay trục khuỷu 5° trước điểm chết trên (ĐCT). Phun mồi được thực hiện tại vị trí 25° trước ĐCT. Chúng ta thấy tại cùng một vị trí góc quay trục khuỷu, khi tốc độ động cơ càng thấp thì màng lửa di chuyển càng xa trục buồng cháy. Mặc dù khi tốc độ động cơ tăng thì vận động xoáy lốc của hỗn hợp tăng làm **Abstract** - The paper presents the results of analysis of pressure variation given by simulation and experiment in cylinder of biogasdiesel dual engine converted from Vikyno EV2600-NB diesel engine. Simulation was performed by the CFD software FLUENT. Experiment was conducted on the AVL engine dynamometer. The results showed that the indicated engine cycle work given by simulation is about 8% higher than that given by experiment in engine speed range from 1,000rpm to 2000rpm. The peak of indicated engine cycle work given by simulation is found at ϕ =1.1 whereas that given by experiment is found at ϕ =1. At rated speed, brake power of dual fuel engine is less than that of original diesel engine about 12% and 25% as engine fueled with biogas containing 80% CH₄ and 60% CH₄ respectively.

Key words - biogas engine; dual-fuel engine, renewable energy, in cylinder pressure; CFD.

tăng tốc độ cháy nhưng yếu tố này không bù trừ được mức độ giảm thời gian ứng với mỗi độ góc quay trục khuỷu.

	1000 v/ph	2000 v/ph
СН4		
Nhiệt độ		
V _x		kologo and
J _v		s - het Constant

Hình 1. Trường nồng độ CH₄, trường nhiệt độ và trường tốc độ của môi chất trong buồng cháy động cơ dual fuel biogas-diesel khi chạy bằng biogas chứa 60% CH₄ ở tốc độ 1000 vòng/phút và 2000 vòng/phút, góc phun sớm 25°

Những kết quả tính toán mô phỏng cần được kiểm chứng bằng thực nghiệm để đánh giá mức độ chính xác. Trên cơ sở đó chúng ta có thể dùng mô phỏng để dự báo tính năng công tác của động cơ dual fuel biogas-diesel mà không cần phải làm thí nghiệm tốn kém.

Trong nghiên cứu này, thực nghiệm được tiến hành ở Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong thuộc Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng. Đây là phòng thí nghiệm được trang bị thiết bị đồng bộ của Hãng AVL. Hình 2 giới thiệu hệ thống thí nghiệm. Băng thử APA 204 được điều khiển và thu nhận dữ liệu qua hệ thống Puma. Lưu lượng không khí được đo bằng lưu lượng kế ABB vận hành theo nguyên lý sợi nóng. Lưu lượng biogas được đo bằng lưu lượng kế điện tử kiểu chênh áp qua màng. Thiết bị Indiset 620 gắn kết với các cảm biến đo các thông số trong buồng cháy động cơ: áp suất buồng cháy, tín hiệu kích nổ, góc đánh lửa hay góc phun sớm, độ nhấc kim phun đối với động cơ diesel, xác định vị trí ĐCT. Encoder 364C được sử dụng để chuyển đổi tốc độ góc của trục khuỷu động cơ sang tín hiệu số. Nguồn dữ liệu trong thực nghiệm được phân tích đánh giá và kết xuất bằng phần mềm chuyên dụng Concerto. Áp suất trong buồng cháy được ghi nhận nhờ cảm biến áp suất GU12P được lấp trực tiếp trong buồng cháy động cơ. Tín hiệu của cảm biến được khuếch đại bởi bộ khuếch đại tín hiệu điện áp 3067A01 Piezo Amplifier. Dữ liệu thí nghiệm được ghi nhận, xử lý và truy suất nhờ phần mềm IndiWin Software. Tín hiệu của các cảm biến được chuyển vào máy tính thông qua bộ chuyển đổi AVL 620 Indiset.



Hình 2. Băng thử công suất APA 204 và động cơ dual fuel biogas-diesel thử nghiệm Vikyno EV2600-NB

Thí nghiệm được tiến hành trước tiên bằng việc đo lượng phun diesel cực đại và lượng diesel phun mồi. Khi chạy bằng biogas, lượng diesel phun mồi được điều chỉnh bằng 10% lượng phun cực đại nhờ vít hạn chế bơm cao áp. Nhiên liệu biogas được lọc H₂S và CO₂ bằng NaOH trước khi nén vào bình áp lực ở áp suất 100 bar. Trước khi làm thí nghiệm, biogas được nạp vào túi chứa khí và được pha trộn với CO₂ để đảm bảo thành phần biogas theo yêu cầu. Thành phần biogas được xác định bằng máy phân tích biogas chuyên dụng GFM435.

Trong sử dụng người ta quan tâm nhiều đến công suất động cơ dual fuel biogas-diesel so với công suất động cơ diesel nguyên thủy. Thực tế cho thấy ta có thể thay đổi lượng phun để điều chỉnh công suất động cơ theo yêu cầu tải bên ngoài khi động cơ làm việc với biogas nghèo [3], nhưng điều này làm giảm tính kinh tế của động cơ biogas [4]. Do vậy trong vận hành động cơ, chúng ta duy trì lượng phun diesel tối thiểu để đánh lửa và làm mát vòi phun. Tippavawong và cộng sự [5] cho rằng công suất của động co dual fuel biogas-diesel có thể đạt giá trị tương đương công suất động cơ diesel nguyên thủy trong khi Mitzlaff và cộng sự [6] chỉ ra rằng công suất động cơ dual fuel biogasdiesel có thể cao hơn công suất động cơ diesel. Trong công trình này, chúng ta sẽ nghiên cứu cả thực nghiệm và mô hình hóa biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ để xác định mức chênh lệch giữa công suất động cơ dual fuel so với công suất động cơ diesel nguyên thủy.

2. Kết quả và bình luận

2.1. Ånh hưởng của hàm lượng CH4 trong biogas

Hình 3a, Hình 3b, Hình 3c trình bày so sánh biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ dual fuel biogas-diesel khi chạy bằng biogas chứa 60%, 70% và 80% CH₄ ở tốc độ 2000 vòng/phút. Hệ số tương đương φ=1 và góc phun sớm 22,25° trước ĐCT. Các hình này cho thấy áp suất trong xi lanh động cơ cho bởi mô phỏng cao hơn áp suất cho bởi thực nghiệm trong quá trình cháy và dãn nở. Áp suất cực đại cho bởi mô phỏng cao hơn áp suất cực đại thực nghiệm khoảng từ 3% đến 10%. Chênh lệch giữa hai kết quả càng cao khi hàm lượng CH₄ trong biogas càng bé. Sự khác biệt giá trị áp suất cho bởi mô phỏng và thực nghiệm có thể được giải thích do những lý do: (1) mô phỏng tốc độ lan tràn màn lửa theo thành phần biogas trong mô hình cao hơn thực tế do sự hiện diện CO₂ trong hỗn hợp cháy ảnh hưởng đến tốc độ cháy lớn hơn dự kiến; (2) mô phỏng đánh lửa (nguồn nhiệt hình tru) trong mô hình tính toán có sự khác biệt với thực tế diễn ra trong buồng cháy động cơ dual fuel (tia phun cháy khuếch tán); (3) truyền nhiệt giữa môi chất công tác và thành xi lanh trong mô hình chưa tính chi tiết thành phần bức xạ do quá trình cháy khuếch tán tia phun mối.



Hình 3. So sánh biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel chạy ở tốc độ 2000 vòng/phút với biogas chứa 60% CH₄ (a), 70% CH₄ (b) và 80% CH₄ (c); φ=1; φ_x=25°

Sự khác biệt đường cong áp suất dẫn đến sự khác biệt về đồ thị công chu trình giới thiệu trên các Hình 4a, Hình 4b và Hình 4c tương ứng với biogas chứa 60%, 70% và 80% CH₄. Trong quá trình nén, áp suất mô phỏng cao hơn áp suất thực nghiệm làm giảm công chỉ thị mô phỏng. Ngược lại, áp suất mô phỏng trên đường dãn nở cao hơn áp suất thực nghiệm làm tăng công chỉ thị mô phỏng. Hình 5 so sánh công chỉ thị chu trình cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi động cơ dual fuel chạy bằng biogas có thành phần CH₄ khác nhau với ϕ =1 ở tốc độ 2000 vòng/phút. Kết quả so sánh này cho thấy sự khác biệt công chỉ thị cho bởi mô hình và thực nghiệm giảm dần khi thành phần CH₄ trong biogas tăng. Công chỉ thị chu trình cho bởi mô phỏng cao hơn giá trị cho bởi thực nghiệm khoảng 10% với biogas chứa 60% CH₄ và 3% với biogas chứa 80% CH₄.



Hình 4. So sánh đồ thị công chỉ thị cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel chạy ở tốc độ 2000 vòng/phút với biogas chứa 60% CH₄ (a), 70% CH₄ (b) và 80% CH₄ (c); ϕ =1; ϕ s=22,25 °



Hình 5. So sánh công chỉ thị chu trình cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi động cơ dual fuel chạy bằng biogas có chứa thành phần CH4 khác nhau



Hình 6. So sánh biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel chạy ở tốc độ 1700 vòng/phút với biogas chứa 80% CH4, hệ số tương đương φ=0,7 (a), φ=0,9 (b, φ=1,1 (c); φ_s=22,25°

Các Hình 6a, Hình 6b và Hình 6c so sánh biến thiên áp suất trong xi lanh động cơ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi động cơ chạy ở tốc độ 1700 vòng/phút bằng biogas chứa 80% CH₄ với hệ số tương đương ϕ =0,7, ϕ =0,9 và ϕ =1,1. Chênh lệch áp suất giữa mô phỏng và thực nghiệm diễn ra chủ yếu trên đường nén. Điều này có thể giải thích do trong mô phỏng tốc độ cháy cao hơn so với thực. Chênh lệch áp suất trên đường dãn nở cho bởi mô phỏng và thực nghiệm càng rõ nét khi hệ số tương đương càng giảm.



Hình 7. So sánh biến thiên công chỉ thị theo hệ số tương đương cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel φ_s=22,25 °; (a) 60% CH₄, n=2200 vòng/phút; (b) 70% CH₄, n=1200 vòng/phút; (c) 80% CH₄, n=1300 vòng/phút

Các Hình 7a, Hình 7b và Hình 7c so sánh biên thiên công chỉ thị chu trình theo hệ số tương đương khi động cơ chạy bằng biogas có thành phần CH₄ khác nhau ở các chế độ tốc độ khác nhau. Kết quả so sánh trên các hình này cho ta những nhận xét chung: (1) các đường cong biến thiên theo qui luật chung là có một giá trị ϕ mà ở đó công chỉ thị chu trình đạt giá trị cực đại; (2) đường cong mô phỏng đạt giá trị cực đại ứng với ϕ xấp xỉ 1, trong khi đó đường cong thực nghiệm đạt giá trị cực đại ứng với ϕ xấp xỉ 1,1; (3) chênh lệch giữa công chỉ thị cho bởi mô phỏng và thực nghiệm dưới 10% ở tất cả các chế độ vận hành. Kết quả tính toán công chỉ thị cho thấy khi ϕ càng bé thì mức độ chênh lệch giữa công chỉ thị cho bởi mô phỏng và thực nghiệm càng lớn. Mức độ chênh lệch 3% khi ϕ =1,1 và 10% khi ϕ =0,7. Các Hình 8a, Hình 8b và Hình 8c so sánh công suất có ích của động cơ dual fuel cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi thành phần CH₄ trong biogas cũng như tốc độ động cơ thay đổi. Công suất có ích mô phỏng được tính toán từ công chỉ thị chu trình và hiệu suất cơ giới. Kết quả so sánh trên các Hình 8a, Hình 8b và Hình 8c cho thấy biến thiên công suất có ích của động cơ dual fuel cho bởi mô phỏng rất phù hợp với công suất có ích cho bởi thực nghiệm với giá trị hiệu suất cơ giới $\eta_m=0.85$.



Hình 8. So sánh biến thiên công suất có ích của động cơ theo hệ số tương đương cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel qx=22,25 °; (a) 60% CH4, n=2200 vòng/phút;
(b) 70% CH4, n=1200 vòng/phút; (c) 80% CH4, n=1300 vòng/phút

2.3. Ánh hưởng của tốc độ động cơ

Hình 9a và Hình 9b so sánh biến thiên áp suất trong xi lanh cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi động cơ chạy ở tốc độ 1200 vòng/phút và 2000 vòng/phút với biogas chứa 70% CH₄ và hệ số tương đương ϕ =1,1. Kết quả cho thấy áp suất cho bởi mô phỏng cao hơn áp suất thực nghiệm, nhưng giá trị chênh lệch không lớn và hầu như không phụ thuộc vào tốc độ động cơ. Các Hình 10a và Hình 10b so sánh đồ thị công cho bởi mô phỏng và thực nghiệm. Khi tốc độ động cơ biến thiên từ 1200 vòng/phút đến 2000 vòng/phút, công chỉ thị cho bởi mô phỏng lớn hơn công chỉ thị cho bởi thực nghiệm khoảng 8%. Do đó trong thực tiễn chúng ta có thể sử dụng tỉ lệ này để điều chỉnh công chỉ thị cho bởi mô phỏng để đạt được giá trị thực nghiệm.



Hình 9. So sánh đồ thị áp suất cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel φ=1,1; φ_s=22,25 °; (a) n=1200 vòng/phút; (b) n=2000 vòng/phút; Biogas chứa 70% CH4





Hình 11a so sánh biến thiên công chỉ thị chu trình theo tốc độ động cơ khi chạy bằng biogas chứa 60% và 80%

CH₄ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm. Hệ số tương đương của hỗn hợp được giữ cố định ϕ =1,1 và góc phun sớm 22,5° trong cả tính toán mô phỏng và thực nghiệm. Theo kết quả nghiên cứu đồ thị áp suất cho bởi mô phỏng và thực nghiệm ở phần trên thì công chỉ thị chu trình cho bởi mô phỏng lớn hơn công chỉ thị chu trình cho bởi thực nghiệm khoảng 8%. Hình 11b cho thấy biến thiên công chỉ thị chu trình theo tốc độ động cơ cho bởi mô phỏng nhân với hệ số 0,92 phù hợp với công chỉ thị cho bởi thực nghiệm.



Hình 11. So sánh biến thiên công chỉ thị cho bởi mô phỏng và thực nghiệm trên động cơ dual fuel khi chạy bằng biogas $\phi=1,1$; $\varphi_s=22,25^\circ$; (a) chưa hiệu chỉnh; (b) hiệu chỉnh giảm 8% công chỉ thị cho bởi mô phỏng

Công suất chỉ thị của động cơ tỉ lệ với công chỉ thị chu trình và tốc độ động cơ. Do công chỉ thị chu trình giảm khi tốc độ động cơ tăng, nên đường đặc tính công suất chỉ thị theo tốc độ động cơ không tuyến tính. Hình 12 so sánh đường đặc tính ngoài của động cơ dual fuel khi chạy bằng biogas chứa 60% CH4 và 80% CH4 cho bởi mô phỏng và thực nghiệm. Hiệu suất cơ giới của động cơ được chọn $\eta_m=0.85$. Chúng ta thấy kết quả cho bởi mô phỏng rất phù hợp với kết quả cho bởi thực nghiệm. So với công suất động cơ diesel nguyên thủy ở tốc độ định mức 2200 vòng/phút, công suất động cơ dual fuel nhỏ hơn khoảng 12% khi chạy bằng biogas chứa 80% CH4 và nhỏ hơn khoảng 25% khi chạy bằng biogas chứa 60% CH₄. Như vậy khác với nhận nhận định của Tippayawong [5] và Mitzlaff [6], công suất của động cơ dual fuel thực tế giảm đáng kế so với công suất động cơ diesel nguyên thủy. Điều này có thể giải thích do góc phun sớm của động cơ dual fuel giữ cố định như góc phun sớm của động cơ diesel. Trong thực tế góc đánh lửa sớm tối ưu của động cơ biogas lớn hơn nhiều so với đông cơ sử dung nhiên liêu hóa thach truyền thống [7]. Do đó để cải thiện công suất động cơ dual fuel, chúng ta cần thay đổi góc phun sớm của động cơ. Tuy nhiên, điều này có thể gây trở ngại về mặt kỹ thuật khi động cơ sử dung lai diesel.



Hình 12. So sánh đường đặc tính ngoài của động dual fuel khi chạy bằng biogas chứa 60% CH₄ (\bullet) và 80% CH₄ (\blacktriangle); ϕ =1,1; φ_s =22,25 °, η_m =0,85 cho bởi mô phỏng và thực nghiệm và mức độ chênh lệch giữa đường đặc tính ngoài của động cơ khi chạy bằng diesel và biogas

3. Kết luận

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

- Công chỉ thị chu trình của động cơ cho bởi mô phỏng đạt giá trị cực đại ứng với $\phi=1$ khi động cơ chạy ở tốc độ cho trước bằng biogas có thành phần cho trước. Công chỉ thị chu trình cho bởi thực nghiệm đạt giá trị cực đại ứng với $\phi=1,1$.

- Có thể sử dụng phương pháp mô phỏng để dự đoán tính năng công tác của động cơ dual fuel biogas-diesel. Công chỉ thị chu trình của động cơ cho bởi mô phỏng lớn hơn công chỉ thị chu trình thực nghiệm khoảng 8% khi trong phạm vi tốc độ động cơ từ 1000 vòng/phút đến 2000 vòng/phút. - Ở điều kiện tốc độ định mức, công suất có ích của động cơ dual fuel thấp hơn công suất có ích của động cơ diesel nguyên thủy 12% khi chạy bằng biogas chứa 80% CH₄ và 25% khi chạy bằng biogas chứa 60% CH₄. Để cải thiện công suất có ích của động cơ dual fuel chúng ta cần tăng góc phun sớm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bùi Văn Ga, Phan Minh Đức, Nguyễn Văn Anh, Ảnh hưởng của các yếu tố khác nhau đến quá trình đánh lửa của hỗn hợp biogas-không khí bằng ngọn lửa mồi Diesel, *Hội nghị Cơ học Thủy Khí toàn quốc*, Cửa Lò, 21-23/7/2011, pp.117-124.
- [2] Trần Thanh Hải Tùng, Bùi Văn Ga, Lê Minh Tiến, Nghiên cứu quá trình cháy nhiên liệu Biogas được đánh lửa bằng phun mồi Diesel, *Hội nghị Cơ học Thủy Khí toàn quốc*, Cửa Lò, 21-23/7/2011, pp. 653-660.
- [3] Ga Bui Van, Nam Tran Van, Xuan Nguyen Thi Thanh, Dong Nguyen Van, Thong Nguyen Minh, Utilization of Poor Biogas in Biogas -Diesel Dual Fuel Engine, *Da Nang International Forum on Green Technology and Management-IFGTM 2011*, Danang City on July 28-29, 2011, pp. 41-50.
- [4] Bui Van Ga, Tran Thanh Hai Tung, Le Minh Tien, Le Xuan Thach, Economy analysis of different operation modes of biogas engines converted from gasoline/diesel engines, *National Conference on Fluid Mechanic, QuiNhon*, 22-24/7/2010, pp.185-192.
- [5] N. Tippayawong, A. Promwungkwa, P. Rerkkriangkrai, Long-term operation of a small biogas/diesel dual-fuel engine for on-farm electricity generation, *Biosystems Engineering*, Volume 98, Issue 1, September 2007, Pages 26–32.
- [6] Klaus von Mitzlaff, Moses H. Mkumbwa, Performance of A Small Diesel Engine Operating in a Dual Fuel Mode with Biogas, *Biogas Technology, Transfer and Diffusion* 1986, pp 343-354.
- [7] Bùi Văn Ga, Trần Văn Nam, Lê Minh Tiến, Lê Xuân Thạch, Ảnh hưởng của thành phần CH₄, góc đánh lửa sớm và tỉ số nén đến tính năng động cơ biogas, *Tạp chí Giao thông Vận tải*, 5-2013, pp. 7-9 và 13.

(BBT nhận bài: 05/01/2014, phản biện xong: 15/01/2014)