

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HOÁ THỜI ĐIỂM XU PÁP TRÊN ĐỘNG CƠ XĂNG

A STUDY ON VALVE TIMING OPTIMIZATION IN SI ENGINES

Lý Vĩnh Đạt¹, Trần Xuân Dung²

¹Trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM, Việt Nam

²Trường Cao Đẳng Nghề Cần Thơ, Việt Nam

Ngày toà soạn nhận bài 18/1/2017, ngày phản biện đánh giá 15/2/2017, ngày chấp nhận đăng 25/2/2017

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến nội dung nghiên cứu mô phỏng động cơ xăng sử dụng phần mềm Matlab Simulink, nghiên cứu ảnh hưởng thời điểm đóng mở xu páp nạp đến hiệu suất động cơ, từ đó đề xuất biện pháp nâng cao hiệu suất. Kết quả nghiên cứu đã xây dựng thành công mô hình mô phỏng động cơ xăng, khảo sát được ảnh hưởng thời điểm đóng mở xu páp nạp đến hiệu suất động cơ ở các tốc độ khác nhau. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng, khi sử dụng VVT để tối ưu hoá thời điểm xu páp thì có thể nâng cao hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu trên động cơ: Công suất động cơ tăng lên đến 33%, mô men tăng lên 34.7%, suất tiêu hao nhiên liệu được cải tiến lên tới 18.65%. Động cơ được tối ưu hiệu suất nhiệt, lượng tiêu hao nhiên liệu giảm nhưng hiệu suất tăng, điều này cho thấy khả năng tiết kiệm nhiên liệu và tăng tính kinh tế nhiên liệu rất lớn khi tối ưu VVT.

Từ khóa: Mô phỏng động cơ xăng; Hiệu suất động cơ; Suất tiêu hao nhiên liệu; Thời điểm xu páp biến thiên; Xu páp điện từ.

ABSTRACT

The study refers to simulation study that uses Matlab Simulink for SI engines. This research examines the effects of intake valve timing on the engine performance in order to propose methods for improving performance and fuel consumption efficiency in SI engines. The study has built a simulation model for SI engines successfully to investigate the effects of valve timing on engine performance and fuel consumption at different engine speeds. The simulation results show that the used electromagnetic valve train, whose valve timing is optimized, can increase the engine performance in SI engines upto 33% and 34.7% higher for increasing torque, and the fuel consumption by 18.65%. Thus, the engine has got the optimal thermal efficiency, fuel consumption and engine performance.

Keywords: Engine simulation; Engine performance; Fuel consumption; VVT; Electromagnetic valvetrain (EMV).

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Động cơ đốt trong là nguồn năng lượng được sử dụng rộng rãi trong giao thông vận tải và tạo ra các nguồn năng lượng khác. Tuy nhiên vấn đề cải tiến hiệu suất động cơ, phát xạ ô nhiễm từ khí thải và suất tiêu hao nhiên liệu trở thành vấn đề quan trọng trong thiết kế động cơ đốt trong [1]. Các phương hướng và công nghệ khác nhau được nghiên cứu theo hướng nâng cao hiệu suất nhiệt động

thời làm cho lượng tiêu hao nhiên liệu và phát xạ ô nhiễm khí thải giảm đến mức thấp nhất trong động cơ đốt trong.

Các nghiên cứu trước đó đã chứng minh được những lợi ích khi sử dụng công nghệ VVT trong việc giảm tiêu hao nhiên liệu và phát xạ ô nhiễm từ khí thải đã được đề cập trong [2, 3]. Trong bài báo này, các tác giả đã có kết luận rằng việc sử dụng hệ thống phân

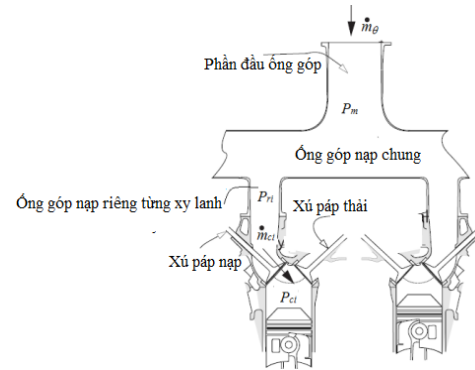
phôi khí biến thiên (VVT) trong động cơ xăng để điều khiển lưu lượng khí nạp vào bằng sự đóng mở của xu páp nạp đã làm giảm công hao phí trong quá trình nạp, từ đó tăng tính kinh tế nhiên liệu cho động cơ. Một nghiên cứu khác của H. Hong và các cộng sự đã tiến hành phân tích và đánh giá phương pháp sử dụng VVT trong việc nâng cao hiệu suất và giảm phát xạ ô nhiễm khí thải ở động cơ không trực cam bằng cách thay đổi thời điểm đóng mở xu páp nạp và thải [4]. Nghiên cứu này kết luận rằng thay đổi thời điểm đóng xu páp nạp IVC là thông số quan trọng nhất trong việc nâng cao hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu trong động cơ không trực cam. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy việc tối ưu thời điểm IVC có thể giúp động cơ tiết kiệm đến 7% suất tiêu hao nhiên liệu [5]. Bài báo kết luận sự tối ưu thời điểm đóng mở xu páp trên động cơ không trực cam sẽ cho hiệu suất cao nhất, điều này được đề cập trong [6]. Kết quả của nghiên cứu chỉ ra rằng thời điểm đóng mở xu páp tối ưu phụ thuộc tuyến tính vào tốc độ động cơ và không phụ thuộc đáng kể vào tải động cơ. Khi ứng dụng công nghệ VVT vào động cơ xăng, mô men xoắn động cơ và suất tiêu hao nhiên liệu được cải thiện ở chế độ không tải và tốc độ động cơ thấp. Một nghiên cứu khác nhằm xem xét quá trình cháy trong động cơ ở các thời điểm đóng mở xu páp nạp khác nhau ở điều kiện không tải và chế độ hoạt động lạnh [7]. Kết quả nghiên cứu này cho thấy thời điểm mở xu páp nạp sớm làm giảm HC và NO_x một cách đáng kể. Điều này có được là do sự cháy lại HC (chưa cháy) và giảm nhiệt độ buồng đốt của động cơ.

Trong bài báo này một mô hình động cơ xăng, trong đó hệ thống phân phối khí sử dụng xu páp điện tử, được xây dựng bằng phần mềm Matlab Simulink. Nghiên cứu đã sử dụng phương pháp "Filling and Emptying" để mô hình hoá động cơ. Bài báo xem xét ảnh hưởng của thời điểm đóng mở xu páp nạp đến hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu trên động cơ xăng ở các số vòng quay khác nhau. Bên cạnh đó, nghiên cứu cũng đề xuất thời điểm đóng mở xu páp tối ưu về mặt công suất, mô men xoắn và suất tiêu hao nhiên liệu ở các chế độ hoạt động khác nhau.

2. MÔ HÌNH HOÁ ĐỘNG CƠ

2.1. Động lực ống góp nạp và góp thải

a. Ống góp nạp



Hình 1. Sơ đồ ống góp nạp

Hệ thống nạp được chia thành một số phần như được thể hiện hình 1 bao gồm: phần đầu hệ thống nạp, ống góp nạp, ống góp nạp vào từng xy lanh, xy lanh. Các phần đó được xem như là thể tích xác định bằng phương pháp "Filling and Emptying Methods". Lưu lượng khí được tính bằng công thức [8]:

$$\dot{m} = C_d A_0 d_0 (p_1, p_2, T_1, T_2) \quad (1)$$

Trong đó:

- C_d : hệ số lưu lượng dòng chảy.
- A_0 : diện tích lỗ dòng chảy.
- d_0 : hàm chuẩn dòng chảy qua lỗ, thông số này phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ phía dưới, p_1 và T_1 , áp suất và nhiệt độ phía trên, p_2 và T_2 .

$$d_0(p_1, p_2, T_1, T_2) = \begin{cases} \frac{p_2}{\sqrt{RT_2}} \cdot \delta_0 \left(\frac{p_1}{p_2} \right) & \text{khi } p_1 \leq p_2 \\ \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \delta_0 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) & \text{khi } p_1 > p_2 \end{cases} \quad (2)$$

Với

$$\delta_0(x) = \begin{cases} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} & \\ \text{khi } \frac{p_1}{p_2} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} & \\ \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right)} & \\ \text{khi } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} & \end{cases} \quad (3)$$

b. Ống góp thải

Ống góp thải cũng áp dụng phương pháp “Filling and Emptying”. Hệ thống thải có thể được chia thành các phần bao gồm: xy lanh, ống góp nạp và thải. Xác định lưu lượng chất thải qua ống góp thải và mức độ thay đổi áp suất ống góp thải, p_{ex} , như sau:

$$\dot{m}_{m,ex} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{ci,ex} - \dot{m}_{ex,pipe} \quad (4)$$

$$\frac{dp_{ex}}{dt} = \frac{RT_{ex}}{V_{ex}} \left(\sum_{i=1}^n \dot{m}_{ci,ex} - \dot{m}_{ex,pipe} \right) \quad (5)$$

Trong đó:

- $\dot{m}_{ci,ex}$: lưu lượng chất thải từ xy lanh thứ i_{th} ra ống góp thải (kg/s).
- $\dot{m}_{ex,pipe}$: lưu lượng chất thải qua ống thải ra ngoài (kg/s).
- T_{ex} : nhiệt độ khí thải (K)
- V_{ex} : thể tích ống góp thải (m^3).

Tương tự, lưu lượng chất thải qua ống thải $\dot{m}_{ex,pipe}$ và xu páp thải $\dot{m}_{ci,ex}$ được viết như sau:

$$\dot{m}_{ex,pipe} = A_{ex} C_d d (p_0 \cdot p_{ex}) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{ci,ex} = A_{ex,vi} (L_{ex,vi}) d (p_{ex} \cdot p_{ci,out}) \quad (7)$$

Trong đó:

- A_{ex} : diện tích ống góp thải (m^2).
- p_{ex} : áp suất ống góp thải (Pa).
- $A_{ex,vi}$: diện tích hiệu dụng xu páp thải (m^2).
- $L_{ex,vi}$: độ nâng xu páp thải (mm).
- $p_{ci,out}$: áp suất xy lanh thứ i_{th} .

Chúng ta cũng có thể áp dụng công thức (1), (2), (3) để tính lưu lượng khí xả thông qua xu páp xả và ống xả.

2.2 Động học trong xy lanh

Mức độ thay đổi áp suất trong xy lanh thu được từ phương trình sau [8]:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma-1}{V} \left(\frac{dQ_{ht}}{d\theta} - \frac{dQ_{hr}}{d\theta} \right) \quad (8)$$

Trong đó:

- Q_{hr} : nhiệt phát ra.
- Q_{ht} : nhiệt truyền đi.
- p và V : áp suất xy lanh (P_a) và thể tích xy lanh (m^3).
- θ : là góc quay trục khuỷu.

a. Toả nhiệt

Sự toả nhiệt trong suốt quá trình cháy được thực hiện bằng mô hình cháy một vùng, trong đó khối lượng nhiên liệu m_f và nhiệt trị thấp Q_{LHV} được nhân với đạo hàm khối lượng nhiên liệu cháy x_b . Trong nghiên cứu này x_b được xác định bằng hàm số mũ Wiebe:

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta} = y(Q_{LHV})m_f \quad (9)$$

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^{m+1} \right]$$

$$y = \frac{dx_b}{d\theta} = a \frac{m+1}{\Delta\theta_d} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d} \right)^{m+1} \right]$$

Trong đó:

- θ_0 : góc quay trục khuỷu tại lúc bắt đầu quá trình cháy.
- $\Delta\theta_d$: khoảng góc quay trục khuỷu từ lúc bắt đầu đến lúc hoàn thành quá trình cháy.
- a, m : tham số hiệu dụng được xác định bằng thực nghiệm.

b. Truyền nhiệt

Tốc độ truyền nhiệt đối lưu đến thành buồng đốt trong động cơ có thể được tính như sau [8]:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = hA(T - T_w) \quad (10)$$

Trong đó:

- T_w : nhiệt độ thành buồng đốt (K).
- $T = \frac{PV}{mR}$: nhiệt độ trung bình của khí đốt.
- h : hệ số truyền nhiệt đối lưu ($W/m^2/K$).
- A : diện tích bề mặt buồng đốt (m^2).

2.3. Xây dựng mô hình động cơ

Trong nghiên cứu này tác giả sử dụng thông số động cơ 1NZ-FE để tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng động cơ.

Thông số kỹ thuật động cơ 1NZ-FE được thể hiện ở bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật động cơ 1NZ-FE

Loại động cơ	1.5l, 1NZ-FE.		
Kiểu động cơ	4 xy lanh thẳng hàng, 16 xu páp DOHC, VVT-i.		
Dung tích xy lanh (cc).	1497		
Đường kính xy lanh (mm).	75		
Hành trình pít tông (mm).	84.7		
Đường kính bệ xu páp (mm).	Nạp: 30,5 Thải : 25,5		
Tỷ số nén.	10,5 : 1		
Công suất cực đại (kW /rpm).	80/6.000		
Mô men xoắn cực đại (N.m/rpm).	141/4.200		
Thời điểm phối khí.	Xu páp nạp.	Mở	-7°-33° BTDC.
		Đóng	52°-12° ABDC.
	Xu páp thải.	Mở	42° BBDC.
		Đóng	2° ATDC.

Mô hình động cơ được thực hiện bằng cách sử dụng hệ thống điều khiển xu páp bằng xu páp điện từ đã loại bỏ bướm ga trong động cơ xăng. Động cơ không bướm ga có thể sử dụng sự thay đổi thời điểm đóng mở xu páp để điều khiển tải động cơ. Vì thế, một mô hình động cơ không trục cam không bướm ga được xây dựng bằng phần mềm Matlab-Simulink được thực hiện trong nghiên cứu này. Mô hình được xây dựng dựa trên quá trình nạp của từng xy lanh. Mô hình mô phỏng dựa trên mô hình trạng thái tĩnh (quasi-steady) tương ứng với điều khiển thời gian thực. Để tính toán các phần trong mô

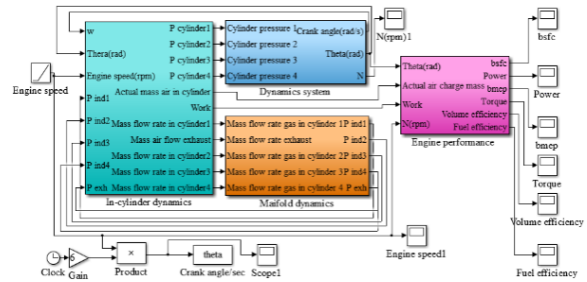
hình, tác giả chia mô hình động cơ thành các phần bao gồm: mô hình động học ống góp nạp và thải, mô hình động học trong xy lanh, mô hình hệ thống động học, mô hình tính năng động cơ như hình 2.

Động học ống góp nạp và thải được tính toán dựa trên định luật khí lý tưởng và bảo toàn khối lượng. Các xy lanh được xem xét với tư cách là thể tích chung, mô hình cháy dựa trên Wiebe và truyền nhiệt trong xy lanh.

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

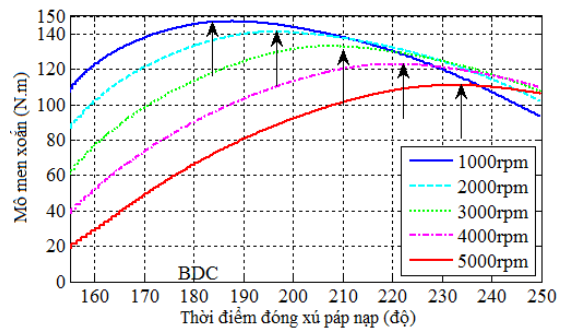
3.1. Ảnh hưởng của thời điểm đóng xu páp nạp

Nếu xu páp nạp đóng sớm, lượng khí vào trong xy lanh không đủ, điều này làm giảm công suất và mô men động cơ.



Hình 2. Mô hình động cơ.

Ngược lại, nếu xu páp nạp đóng trễ, xy lanh sẽ được nạp đầy. Tuy nhiên, chuyển động đi lên của pít tông tạo ra một dòng khí quay trở lại đi qua xu páp nạp làm gia tăng tổn thất, điều này có thể làm giảm tính năng động cơ. Hình 3 thể hiện mô men đầu ra ở các tốc độ động cơ ứng với thời điểm đóng xu páp nạp khác nhau.



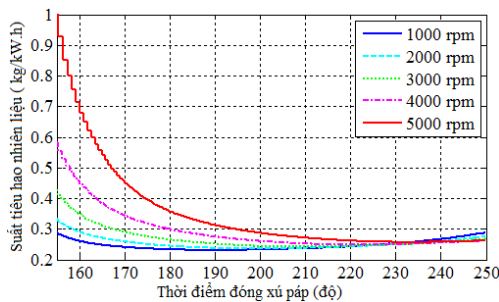
Hình 3. Ảnh hưởng thời điểm đóng xu páp nạp đến mô men xoắn động cơ

Trong hình 3, các giá trị thời điểm đóng xu páp nạp tương ứng với mô men xoắn cao

nhất của động cơ ở mỗi tốc độ của động cơ được coi là IVC tối ưu tại tốc độ đó. Không giống như xu páp điều khiển bằng cam, ở động cơ sử dụng hệ thống điều khiển xu páp bằng xu páp điện từ diện tích biên dạng nâng xu páp phụ thuộc vào tốc độ động cơ. Góc nâng θ_r tăng lên đáng kể khi tốc độ động cơ tăng cao. Vì thế, nó làm giảm diện tích biên dạng nâng xu páp nạp và kết quả làm giảm lượng khí nạp vào xy lanh.

Từ đây, thời điểm tối ưu IVC diễn ra trễ khi động cơ ở tốc độ cao, như được thể hiện ở hình 3. Kết quả mô phỏng cho thấy phù hợp với thực tế đã chỉ ra rằng khi tăng tốc độ động cơ từ 1000 lên 5000 vòng/phút ở chế độ đầy tải đòi hỏi thời điểm tối ưu IVC tăng từ 8° lên 52° sau điểm chết trên.

Hình 4 thể hiện ảnh hưởng thời điểm IVC đến lượng tiêu hao nhiên liệu suất tiêu hao nhiên liệu

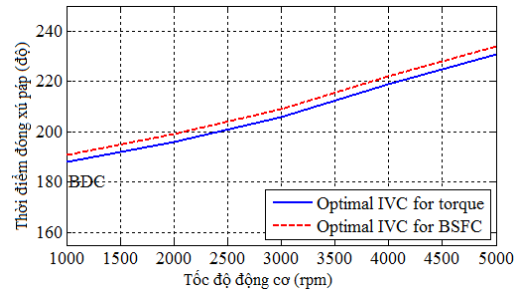


Hình 4. Ảnh hưởng thời điểm đóng xu páp nạp đến suất tiêu hao nhiên liệu

Thời điểm IVC tương ứng với giá trị thấp nhất lượng tiêu hao nhiên liệu ở mỗi tốc độ động cơ là thời điểm tối ưu IVC đối với suất tiêu hao nhiên liệu. Tương tự ảnh hưởng thời điểm đóng xu páp lên mô men xoắn động cơ, tốc độ càng cao thời điểm tối ưu IVC đối với suất tiêu hao nhiên liệu diễn ra càng trễ. Kết quả mô phỏng phù hợp với thực tế chỉ ra rằng khi tăng tốc độ động cơ từ 1000 lên 5000 vòng/phút ở chế độ đầy tải đòi hỏi thời điểm tối ưu IVC tăng từ 11° lên 57° sau điểm chết trên.

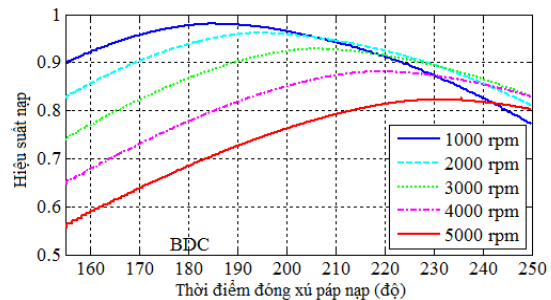
Như vậy thời điểm tối ưu IVC đối với suất tiêu hao nhiên liệu xảy ra gần như đồng thời với thời điểm IVC tối ưu đối với mô men xoắn động cơ. Điều này được thể hiện trong hình 5. Việc tối ưu IVC kiểm soát

lượng lớn khí nạp vào xi lanh để nâng cao hiệu suất động cơ.

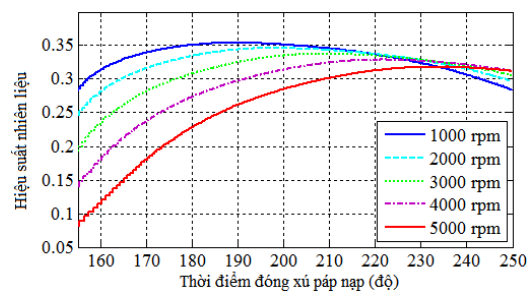


Hình 5. Tối ưu thời điểm đóng xu páp nạp

Tương tự ảnh hưởng của thời điểm tối ưu IVC tối ưu đối với hiệu suất nạp và hiệu suất nhiên liệu ở các tốc độ động cơ khác nhau xảy ra tương tự như đối với mô men và suất tiêu hao nhiên liệu như hình 6 và 7.



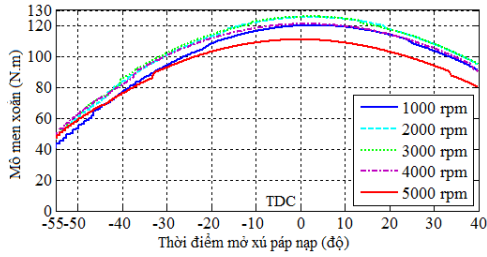
Hình 6. Ảnh hưởng thời điểm đóng xu páp nạp đến hiệu suất nạp



Hình 7. Ảnh hưởng thời điểm đóng xu páp nạp đến hiệu suất nhiên liệu

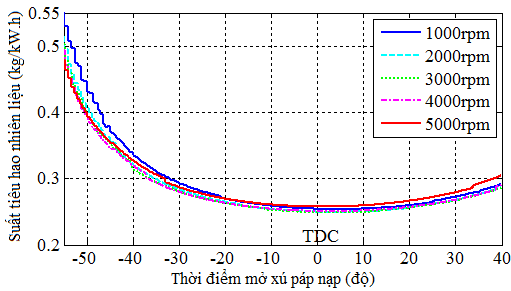
3.2. Ảnh hưởng của thời điểm mở xu páp nạp.

Nếu xu páp nạp mở sớm, nó sẽ khiến góc trùng điệp lớn. Điều này có thể làm pha loãng khí do tuần hoàn khí thải. Ngược lại, nếu xu páp nạp mở muộn, nó sẽ làm giảm quá trình nạp và làm tăng tổn thất công hút trong động cơ. Hình 8 và 9 thể hiện ảnh hưởng thời điểm mở xu páp nạp đến mô men động cơ và suất tiêu hao nhiên liệu.



Hình 8. Ảnh hưởng thời điểm mở xú páp nạp đến mô men động cơ

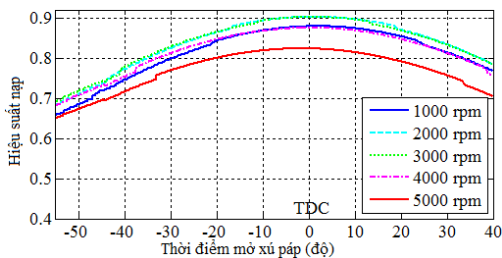
Thời điểm mở xú páp nạp IVO cho mô men động cơ đạt giá trị lớn nhất và giá trị suất tiêu hao nhiên liệu thấp nhất ở nhiều tốc độ động cơ khác nhau xảy ra xung quanh điểm chết trên. Theo kết quả mô phỏng đối với thời điểm IVO, thời điểm tối ưu IVO tăng từ 5⁰ sau ATDC đến 3⁰ BTDC là cần thiết để phù hợp với tốc độ động cơ từ 1000 đến 5000 vòng/phút.



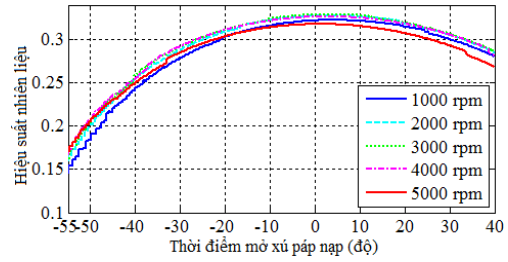
Hình 9. Ảnh hưởng thời điểm mở xú páp nạp đến suất tiêu hao nhiên liệu

Từ kết quả này, có thể thấy rằng ảnh hưởng thời điểm tối ưu IVO đến tính năng động cơ được giới hạn trong phạm vi rất nhỏ. Thời điểm tối ưu IVO xảy ra trễ ở tốc độ động cơ thấp và sớm ở tốc độ động cơ cao.

Tương tự thời điểm tối ưu IVO cho hiệu suất nạp và hiệu suất nhiên liệu ở các tốc độ động cơ khác nhau giống như đối với mô men và suất tiêu hao nhiên liệu được thể hiện ở hình 10 và 11.

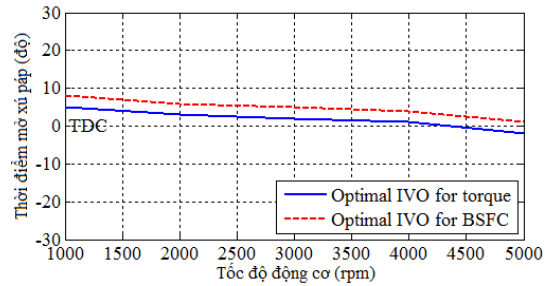


Hình 10. Ảnh hưởng thời điểm mở xú páp nạp đến hiệu suất nạp



Hình 11. Ảnh hưởng thời điểm mở xú páp nạp đến hiệu suất nhiên liệu

Hình 12 thể hiện sự so sánh giữa thời điểm IVO đối với mô men cực đại của động cơ và suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất ở các tốc độ động cơ khác nhau. Kết quả của sự so sánh cho thấy rằng độ lệch gần như là không đáng kể ở mỗi tốc độ động cơ tương ứng, nghĩa là thời điểm tối ưu IVO đối với suất tiêu hao nhiên liệu xảy ra gần như đồng thời với thời điểm IVO tối ưu đối với mô men xoắn động cơ.



Hình 12. Thời điểm mở tối ưu xú páp nạp.

Các phương án tối ưu thời điểm đóng mở xú páp nạp ở các tốc độ động cơ được thể hiện ở bảng 2. Thời điểm tối ưu phụ thuộc tuyến tính đối với tốc độ động cơ. Kết quả phù hợp với thực tế là thời điểm IVC xảy ra muộn, trong khi thời điểm IVO phải diễn ra sớm ở tốc độ động cơ cao.

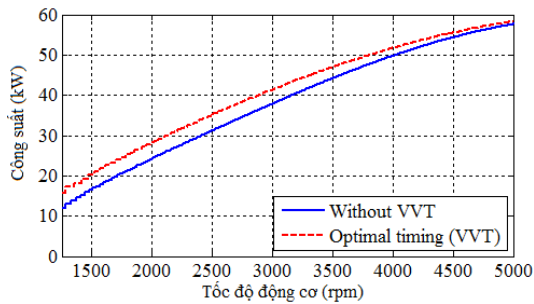
Bảng 2. Tối ưu thời điểm đóng mở xú páp nạp.

Tốc độ động cơ	Thời điểm đóng mở				
	1000	2000	3000	4000	5000
IVO	5 ⁰ ATDC	3 ⁰ ATDC	2 ⁰ ATDC	1 ⁰ ATDC	3 ⁰ BTDC
IVC	8 ⁰ ABDC	16 ⁰ ABDC	20 ⁰ ABDC	39 ⁰ ABDC	52 ⁰ ABDC

3.3. Kết quả mô phỏng và thảo luận

Hình 13, 14, 15 thể hiện sự so sánh giữa công suất, mô men và suất tiêu hao nhiên liệu

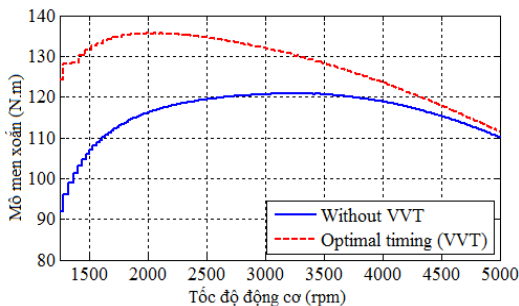
của động cơ có thời điểm đóng mở xu páp nạp cố định và động cơ có sử dụng VVT tối ưu thời điểm đóng mở xu páp nạp.



Hình 13. So sánh công suất với sự tối ưu VVT và không VVT

Việc sử dụng mô hình động cơ sử dụng công nghệ VVT dùng xu páp điện từ đã loại bỏ bướm ga, làm giảm tổn thất từ bướm ga. Thời điểm cũng như khoảng nâng của xu páp được điều khiển một cách linh hoạt mà không cần trục cam dẫn động. Điều này giúp gia tăng hiệu suất nạp động cơ.

Nhìn vào hình 13 ta thấy ở tốc độ vòng quay thấp có sự chênh lệch đáng kể về công suất động cơ, khi tốc độ càng cao thì sự chênh lệch này giảm xuống. Công suất sau khi cải tiến tăng lên từ 1.7% cho đến 33% tùy theo tốc độ động cơ.

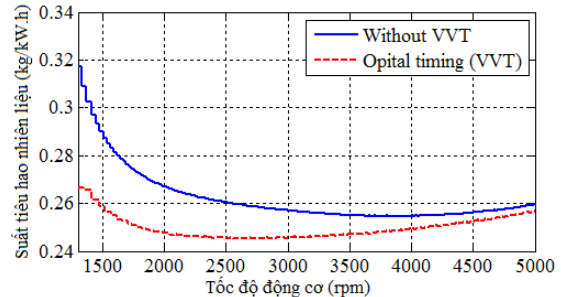


Hình 14. So sánh mô men xoắn động cơ với tối ưu VVT và không VVT

Đối với đường đặc tính mômen ta nhận thấy sau khi tối ưu VVT, mô men tăng lên đáng kể so với lúc chưa tối ưu VVT. Ở tốc độ thấp, sự chênh lệch này là đáng kể, càng lên tốc độ cao, sự chênh lệch này giảm xuống. Mức độ tăng mô men vào khoảng 1.82% đến 34.7% tùy vào tốc độ động cơ (hình 14).

Tương tự, đối với đường đặc tính suất tiêu hao nhiên liệu ta nhận thấy sau khi tối ưu VVT, suất tiêu hao nhiên liệu giảm đi đáng

kể so với lúc chưa tối ưu VVT. Ở tốc độ thấp, sự chênh lệch này là đáng kể, càng lên tốc độ cao, sự chênh lệch này giảm xuống. Mức độ giảm đi vào khoảng 1.56% đến 18.65% tùy vào tốc độ động cơ (hình 15).



Hình 15. So sánh suất tiêu hao nhiên liệu với sự tối ưu VVT và không VVT.

Như vậy sau kết quả mô phỏng cho thấy công suất và mô men tăng lên, suất tiêu hao nhiên liệu giảm xuống, điều này phù hợp với yêu cầu đề ra. Đồng thời có thể thấy rằng ở động cơ có VVT dùng xu páp điện từ, sự cải tiến ở tính năng động cơ và lượng tiêu hao nhiên liệu có thể thực hiện trên dải rộng tốc độ động cơ thuận lợi hơn so với hệ thống xu páp thông thường điều khiển bằng cơ

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, công nghệ thay đổi thời điểm đóng mở xu páp VVT được nghiên cứu và ứng dụng để nâng cao hiệu suất động cơ xăng. Động cơ xăng sử dụng công nghệ VVT dùng xu páp điện từ EMV sẽ khắc phục những hạn chế từ hệ thống trục cam cơ khí. Khoảng thời gian hoạt động và thời điểm đóng mở xu páp được điều khiển biến đổi mà không cần trục cam của động cơ. Vì thế, công nghệ VVT hoạt động một cách linh hoạt, nhạy bén, hoàn toàn. Một số kết luận được rút ra từ nghiên cứu này:

- Ảnh hưởng của thời điểm mở xu páp nạp IVO lên tính năng động cơ là không đáng kể, vì thế tối ưu thời điểm IVO chỉ xảy ra lân cận điểm chết trên. Trong khi đó, tối ưu thời điểm đóng xu páp nạp IVC phụ thuộc vào tốc độ động cơ. Thời điểm tối ưu IVC xảy ra sớm ở tốc độ thấp và xảy ra trễ ở tốc độ cao. Kết quả mô phỏng cho thấy phù hợp với thực tế đã chỉ ra rằng khi tăng tốc độ động cơ từ 1000 lên 5000 vòng/ phút ở chế

độ đầy tải đòi hỏi phải tăng thời điểm tối ưu từ 8^0 lên 52^0 ATDC.

- Việc sử dụng công nghệ VVT bằng cách sử dụng xu páp điện tử EMV mang lại nhiều lợi ích trong việc cải tiến hiệu suất động cơ. Công suất động cơ tăng lên từ 1,7% đến 33%, mô men tăng lên từ 1,82% đến 34,7%, suất tiêu hao nhiên liệu được cải tiến giảm tới 1,56% đến 18,65% tùy vào tốc độ động cơ. Động cơ được tối ưu hiệu suất nhiệt trong phạm vi tốc độ rộng phù hợp với điều kiện làm việc của động cơ. Lượng nhiên liệu giảm nhưng hiệu suất tăng. Điều này cho thấy đã đảm bảo khả năng tiết kiệm nhiên liệu và tăng tính kinh tế rất lớn.

Công nghệ VVT dùng xu páp điện tử với sự điều khiển hoàn hảo cần được thử nghiệm trên băng thử để kiểm nghiệm những ảnh hưởng các yếu tố khác đến hoạt động xu páp điện tử cũng như động học xu páp như: độ

nhạy, khoảng di chuyển xu páp, vận tốc, dòng điện điều khiển xu páp...

Việc ứng dụng công nghệ VVT dùng xu páp điện tử EMV làm cải thiện đáng kể lượng tiêu hao nhiên liệu và tính năng động cơ. Tuy nhiên kết quả này là dự đoán lý thuyết cần được chứng minh bằng thực nghiệm để tăng tính thực tiễn cho kết quả mô phỏng.

Hơn nữa, việc sử dụng VVT làm cho thời điểm đóng mở xu páp được điều khiển linh hoạt và hoàn toàn, điều này thuận lợi cho việc kết hợp công nghệ VVT với nhiều công nghệ khác như công nghệ thay đổi tỉ số nén, thay đổi khoảng nâng xu páp, tăng áp động cơ, công nghệ ngắt xy lạnh... nhằm mục đích cải thiện hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu trong động cơ xăng. Vì thế, công nghệ VVT dùng xu páp điện tử cần được ứng dụng trên động cơ xăng để điều khiển thời gian, thời điểm đóng mở xu páp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] O. A. Kutlar, H. Arslan, and A. T. Calik, *Methods to Improve Efficiency of Four Stroke, Spark Ignition Engines at Part Load*, Energy Conversion and Management, Vol. 46, no. 20, pp. 3202–3220, Dec. 2005.
- [2] C. Gray, *A Review of Variable Engine Valve Timing*, SAE Paper 880386, 1988.
- [3] V. Picron, Y. Postel, E. Nicot, and D. Durrieu, *Electro-Magnetic Valve Actuation System: First Steps toward Mass Production*, SAE Paper 2008-01-1360, 2008.
- [4] H. Hong, G. B. Parvate-Patil, and B. Gordon, *Review and Analysis of Variable Valve Timing Strategies-Eight Ways to Approach*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 218, no. 10, pp. 1179–1200, Oct. 2004.
- [5] D. Cleary and G. Silvas, *Unthrottled Engine Operation with Variable Intake Valve Lift, Duration, and Timing*, SAE Technical Paper Series 2007-01-1282, 2007.
- [6] E. Sher and T. Bar-Kohany, *Optimization of Variable Valve Timing for Maximizing Performance of an Unthrottled SI Engine A Theoretical Study*, Energy, vol. 27, pp. 757–775, 2002.
- [7] C. L. Myung, K. H. Choi, I. G. Hwang, K. H. Lee, and S. Park, *Effects of Valve Timing and Intake Flow Motion Control on Combustion and Time-Resolved HC & NOx Formation Characteristics*, International Journal of Automotive Technology, vol. 10, no. 2, pp. 161–166, 2009.
- [8] John B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

Lý Vĩnh Đạt

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Email: datlv@hcmute.edu.vn