

# Một đề xuất nghiên cứu ban đầu của động cơ đốt trong không trục khuỷu hai kỳ

## An initial research proposal of a two-stroke free-piston engine

Huỳnh Văn Lộc<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup> Trường Đại học Tiền Giang, 119 Ấp Bắc, Phường 5, Mỹ Tho, Tiền Giang, Việt Nam

### Thông tin chung

Ngày nhận bài:

11/06/2021

Ngày nhận kết quả phản biện:

25/06/2021

Ngày chấp nhận đăng:

15/09/2021

### Từ khóa:

Pít tông tự do (FP), động cơ không trục khuỷu (FPE), máy phát tuyến tính (LG), thời điểm đánh lửa.

### Keywords:

Free-piston (FP), free-piston engine (FPE), linear generator (LG), spark timing.

### Tóm tắt

Bài viết này trình bày các nguyên tắc cơ bản về lý thuyết, thực nghiệm liên quan đến việc tính toán, thiết kế, thử nghiệm động cơ pít tông tự do hai thì. Cụ thể trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất mẫu động cơ pít tông tự do hai thì, pít tông kép 2 buồng đốt. Động cơ có công suất 1,5 kW, có đường kính pít tông 34 mm, hành trình tối đa 28 mm và đánh lửa cưỡng bức. Từ mô hình đề xuất tiến hành chế tạo mô hình thực để lấy số liệu kiểm tra tính hợp lý các thông số. Các kết quả sơ bộ về thiết kế và tính toán của động cơ pít tông tự do được hiển thị và các công trình tiếp theo được khuyến nghị.

### Abstract

This paper presents fundamental theoretical and experimental principles related to the calculation, design and testing of a two-stroke free-piston engine. Specifically, in this study, the model of a two-stroke free-piston engine with a two-combustion chamber dual-piston. The engine has the power of 1.5 kW, a bore size of 34 mm, a maximum stroke of 28 mm and forced ignition. From the proposed model, the model of an actual engine was manufactured to gather the data for checking the rationality of the parameters. The preliminary results on design and calculation of a free-piston engine are showed and further works are recommended.

## 1. GIỚI THIỆU

Do nhiên liệu hóa thạch hạn chế và tiêu chuẩn khí thải nghiêm ngặt, vì vậy động cơ thông thường có xu hướng được thay thế bằng động cơ sạch và tiết kiệm nhiên liệu. Pít tông tự do (FP) xem xét giải pháp với những lợi thế của việc giảm lượng khí thải NO<sub>x</sub> [1], đa nhiên liệu [2] và hiệu suất cao [3]. Việc không có trục khuỷu làm cho cấu trúc của FP trở nên

đơn giản, giảm ma sát so với động cơ thông thường [4]. Trong những năm gần đây, nhiều nhóm nghiên cứu đang nghiên cứu các mẫu động cơ đốt trong không trục khuỷu (FPE) thay thế cho các động cơ thông thường [5, 6] nhưng các mẫu này thường được kiểm soát rất phức tạp. Để khắc phục những vấn đề này, một mẫu FPE với cấu hình pít tông kép đã được đề xuất, bằng cách loại bỏ máy phát điện, khởi động cơ học, cố định điểm chết trên

\* tác giả liên hệ, email: huynhvanloc@tgu.edu.vn, 0907 171 921

(TDC) làm cho động cơ đơn giản hơn để nghiên cứu.

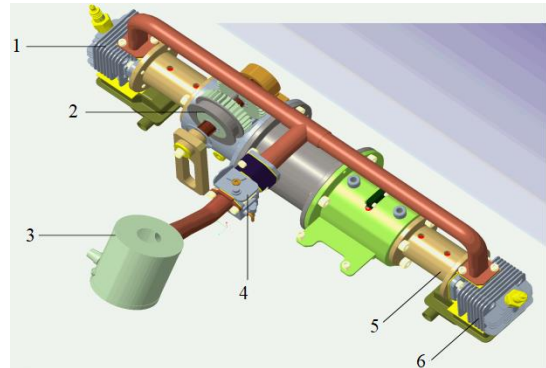
## 2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Bài Phát triển động cơ

FPE là động cơ chuyển đổi từ năng lượng nhiệt sang năng lượng điện. FPE có khả năng thay đổi tỷ số nén, do đó phù hợp cho hoạt động đa nhiên liệu [7]. Hơn nữa, hiệu suất nhiệt cao là lợi thế giúp nó phù hợp cho ứng dụng xe điện hybrid [8]. Hiện nay, các cấu hình của động cơ không trực khuỷu phát điện tuyến tính (FPLE) gồm có: pít tông đơn, pít tông kép (chỉ có 1 buồng đốt) và pít tông đôi đỉnh, nhưng cấu hình pít tông kép có khả năng cung cấp hiệu suất cao mặc dù nó có cấu tạo tương đối đơn giản [9]. Trong bài báo này, một mẫu động cơ pít tông kép đơn giản (2 buồng đốt) được đề xuất (Hình 1). Cấu tạo của động cơ bao gồm: hai buồng đốt, cơ cấu khởi động cơ khí, trục dẫn động.

Động cơ hoạt động trên nguyên lý sự giải phóng nhiệt của buồng đốt thứ nhất sẽ tạo ra áp suất nén ở buồng đốt thứ hai, sau đó buồng đốt 2 sẽ giải phóng nhiệt bằng cách đốt hòa khí bằng tia lửa điện tạo ra áp suất nén ở buồng đốt 1 và quá trình lặp lại. Trục chính mang máy phát điện di chuyển tự do giữa 2 quá trình giải phóng nhiệt liên tiếp của 2 buồng đốt từ đó tạo ra dòng điện. Trong cấu hình pít tông kép sự giải phóng nhiệt của pít tông thứ nhất ảnh hưởng rất lớn đến pít tông thứ hai vì FPE không bị hạn chế bởi cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền, điểm chết trên (TDC) và điểm chết dưới (BDC)

không cố định. Do đó, nếu không có hệ thống điều khiển hợp lý có thể dẫn đến va đập giữa đỉnh pít tông và đầu xi lanh. Bên cạnh đó tỷ số nén không ổn định có thể dẫn đến sai số trong các quá trình hoạt động của động cơ [10, 11]. Vì thế, một cơ cấu cơ khí sẽ cố định TDC and BDC được đề xuất nhằm tránh cho động cơ mất kiểm soát, với cơ cấu này việc va đập vào cơ cấu và khả năng FPLE hoạt động gián đoạn được chấp nhận. Trong mẫu động cơ này, máy phát bị loại bỏ để đơn giản hóa động lực học tác động lên trục chính. Vì loại bỏ máy phát nên hệ thống khởi động điện từ sẽ thay bằng cơ cấu khởi động cơ khí nên đơn giản hơn về kiểm soát và điều khiển.



**Hình 1.** Mẫu động cơ đề xuất

**Chú thích hình vẽ:** 1- Xi lanh số 1; 2- Cơ cấu khởi động; 3- Thiết bị tăng áp; 4- Bộ chế hòa khí; 5- Khoang nén khí; 6- Xi lanh số 2.

Mẫu động cơ sử dụng 2 động cơ 2 thì đặt ở 2 đầu với đường kính xi lanh 34mm và hành trình pít tông 28mm, tỷ số nén cao nhất là 7,5. Thông số chi tiết của động cơ được thể hiện qua bảng 1. Một thiết bị tăng áp được bố trí đưa nhiên liệu từ bộ chế hòa khí vào trong buồng nén,

việc đóng mở công xả và công nạp sẽ phụ thuộc vào quỹ đạo chuyển động của pít tông. Hòa khí nạp vào pít tông được đưa vào buồng nén, sau khi pít tông dịch chuyển hòa khí bị nén vào buồng đốt qua công chuyển.

**Bảng 1. Thông số động cơ**

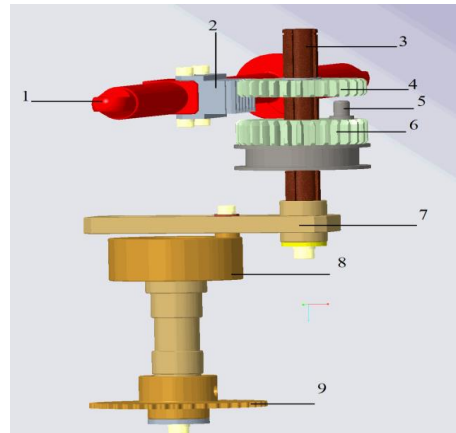
Thông số kỹ thuật	Ký hiệu	Giá trị
Nhiên liệu		Xăng pha nhớt (25:1)
Số xi lanh	$i$	2 xi lanh
Số kỳ	$\tau$	2 kỳ
Tỉ số nén	$\varepsilon$	7,5:1
Đường kính × Hành trình pít tông	$D \times S$	34mm × 28mm
Dung tích xy-lanh	$V_a$	$1 \times 25,4 \text{ cm}^3$
Khối lượng dịch chuyển	$m$	0,5 kg

## 2.2. Ý tưởng khởi động bằng cơ khí

Việc khởi động phải đưa FPLE lên một tần số nhất định để tạo ra áp suất nén trong xi lanh [12]. Vì thế một cơ cấu khởi động cơ khí được đề xuất, với ưu điểm đơn giản về điều khiển so với khởi động bằng máy phát, đảm bảo được khoảng dịch chuyển của pít tông. Cơ cấu bánh răng thanh răng được sử dụng, một mô tơ với công suất tối đa 700W làm lực kéo bánh răng dịch chuyển thanh răng nối liền với trục chính.

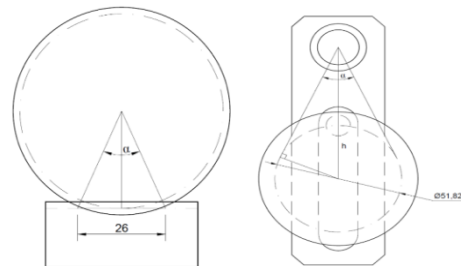
Nguyên lý làm việc: Bánh răng bị động được liên kết với thanh răng và trục chính và quay tròn trên trục của nó, khi trục chính dịch chuyển bánh răng bị động có chức năng xác định vị trí trục chính để

bánh răng chủ động cài chính xác khi khởi động. Bánh răng chủ động liên kết với tay quay, bánh lệch tâm và đĩa xích truyền động từ mô tơ. Khi bánh răng chủ động và bánh răng bị động ăn khớp với nhau thông qua chốt liên kết, lực từ mô tơ thông qua bánh lệch tâm tới tay quay dẫn động trục khởi động. Như vậy, bánh răng dịch chuyển thanh răng theo một khoảng cách đã được tính toán trước. Ngoài ra, việc điều khiển tốc độ khởi động thông qua bộ điều khiển tốc độ mô tơ cho phép động cơ khởi động với nhiều tốc độ khác nhau.



**Hình 2. Cơ cấu khởi động cơ khí**

**Chú thích hình vẽ:** 1- Trục chính; 2- Thanh răng; 3- Trục cơ cấu khởi động; 4- Bánh răng bị động; 5- Chốt ăn khớp; 6- Bánh răng bị động; 7- Tay quay; 8- Bánh lệch tâm; 9- Bánh răng truyền động.



**Hình 3. Thiết kế góc dịch chuyển**

Cơ cấu bánh răng thanh răng làm cho TDC và BDC không thay đổi giúp ổn định khi khởi động. Khoảng dịch chuyển là 26mm, nhỏ hơn hành trình tối đa 28mm, nguyên nhân do khoảng dự phòng cho lực quán tính và sai số gia công cơ khí. Từ phương pháp hình học có thể tính được các thông số thiết kế (Hình 3).  $\alpha$  góc thay đổi dịch chuyển,  $h$  khoảng cách từ tâm tay quay đến tâm bánh lệch tâm.

### 2.3. Tính toán lực khởi động $F_p$

Thể tích công tác được xác định bởi biểu thức:

$$V_h = \pi \frac{D^2}{4} S \quad (1)$$

$$V_h = \pi \frac{0,34^2}{4} 0,28 = 0,0254(dm^3)$$

Thể tích buồng cháy:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,0254}{7,5 - 1} = 0,0039(dm^3) \quad (2)$$

Thể tích toàn bộ:

$$V_a = V_h + V_c = 0,0293 (dm^3) \quad (3)$$

Thể tích bắt đầu nén:

$$V_{trapped} = \pi \frac{D^2}{4} S_e \quad (4)$$

$$V_{trapped} = \pi \frac{0,34^2}{4} 0,20 = 0,0182(dm^3)$$

Tỷ số nén của thể tích trapped:

$$\varepsilon_{trapped} = \frac{V_{trapped} + V_c}{V_c} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{trapped} = \frac{0,0182 + 0,0039}{0,0039} = 5,67$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của khí nạp mới:

$$\overline{mC_v} = 19,086 + \frac{0,00419T}{2} \quad (\text{kJ/Kmol K}) \quad (6)$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của sản phẩm cháy:

$$\overline{mC_v''} = 19,086 + \frac{0,1T}{2} \quad (\text{kJ/kmol K}) \quad (7)$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của hỗn hợp khí trong quá trình nén:

$$\overline{mC_v'} = \frac{\overline{mC_v} + \gamma_r \overline{mC_v''}}{1 + \gamma_r} \quad (\text{kJ/Kmol K}) \quad (8)$$

Xác định chỉ số nén đa biến trung bình  $n_1$ :

$$n_1 = \frac{8,314}{a_v' + \frac{b}{2} T_a (\varepsilon_{trapped}^{n_1 - 1} + 1)} \quad (9)$$

Bằng cách thay dần các giá trị  $n_1$  vào hai vế của phương trình đến khi cân bằng nhau ta được giá trị  $n_1 = 1,38$

Áp suất cuối quá trình nén:

$$P_c = P_a \varepsilon_{trapped}^{n_1} = 1,1752(Mpa) \quad (10)$$

Ta có:

$$F_p = p_c A = P_c \frac{\pi D^2}{4} \quad (11)$$

$$F_p = 1,1752 \frac{\pi 0,34^2}{4} = 0,0011(MN)$$

Áp dụng phương trình động lực học lúc khởi động :

$$m\vec{\ddot{x}} = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{F}_f + \vec{F}_{cog} \quad (12)$$

Trong đó :

$\vec{F}_{p1}$  : Lực khí thể xi lanh 1

$\vec{F}_{p2}$  : Lực khí thể xi lanh 2

$\vec{F}_f$  : Lực ma sát

$\vec{F}_{cog}$  : Lực điện từ

Do hệ số ma sát giữa các bề mặt kim loại rất nhỏ và có bôi trơn nên lực ma sát không đáng kể nên ta bỏ qua. Do phần máy phát điện tuyến tính chưa được đưa vào nên lực điện từ bằng không. Vậy để khởi động được động cơ thì lực tạo ra từ cơ cấu khởi động phải lớn hơn hoặc bằng  $F_p = 1100$  (N).

Chọn tần số khởi động  $f = 10$  Hz (600 v/ph). Tiến hành tính toán ngược từ trục chính về mô tơ khởi động và tính được công suất máy khởi động phải lớn hơn hoặc bằng 421W. Chọn mô tơ khởi động của xe máy có công suất tối đa khoảng 700W.

**2.4. Kết quả thực nghiệm khởi động**

Quá trình khởi động phải đảm bảo duy trì một áp suất đủ lớn để hòa khí có thể cháy. Như vậy, động cơ phải đạt tốc độ cao và mômen lớn để vượt qua lực ma sát, áp suất nén ở hai đầu xi lanh. Mô hình thực nghiệm được thể hiện qua Hình 4. Cảm biến áp suất Sensys M5256 áp suất đo cực đại 350

Kg/cm<sup>2</sup> chịu được nhiệt độ 85°C, với ngõ ra 0V-5V, sai số 0,1%, tính hiệu được thu thập bằng máy đo xung chuyên dụng X431TOP. Mô hình đo áp suất nén trong xi lanh như Hình 5.



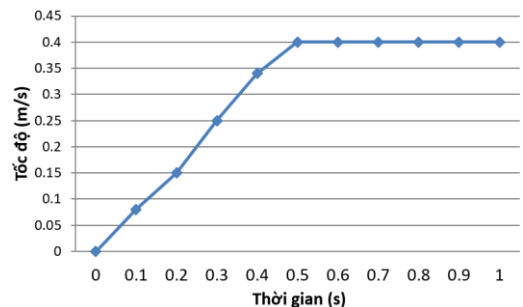
**Hình 4. Mô hình thực nghiệm**

Hình 6 cho thấy cơ cấu khởi động được kéo bởi mô tơ có thể duy trì một tốc độ tối đa 0,4 m/s với tần số khoảng 10Hz. Tuy nhiên, tốc độ có thể thay đổi bằng cách thay đổi tỷ số truyền của bộ truyền xích ở mô tơ.



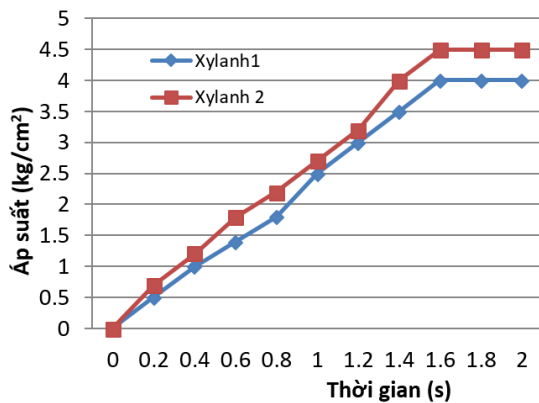
**Hình 5. Mô hình đo áp suất nén**

**Chú thích hình vẽ:** 1- Cụm bobin đánh lửa trực tiếp; 2- Cảm biến áp suất; 3- Xi lanh.



**Hình 6.** Biểu đồ vận tốc và thời gian khởi động

Hình 7 cho thấy áp suất nén trong xi lanh tối đa đạt được 3,5 – 4,5 kg/cm<sup>2</sup> và ổn định trong thời gian còn lại, tuy tốc độ động cơ đạt cực đại trong khoảng thời gian 0,5s nhưng áp suất cực đại đạt được trong khoảng 2s. Điều này cho thấy, áp suất nén trong xi lanh cực đại phải có số lần dao động nhất định. Áp suất cực đại giữa xi lanh 1 và xi lanh 2 không bằng nhau có thể dự đoán trước do sai số về gia công cơ khí. Với áp suất cực đại này đủ cho động cơ đánh lửa thành công.



**Hình 7.** Biểu đồ áp suất nén trong xi lanh và thời gian khởi động

### 3. KẾT LUẬN

Bài báo đề xuất một mẫu FPE đơn giản với khởi động bằng cơ khí. Một số kết quả ban đầu cho thấy động cơ có thể hoạt động ổn định ở tốc độ 0,4 m/s với áp suất nén cực đại 4,0 – 4,5 kg/cm<sup>2</sup>, thời gian đạt được áp suất cực đại tương đối ngắn trong khoảng 2s. Như vậy, động cơ có thể đảm bảo các quá trình của động cơ 2 thì. Việc sử dụng mô tơ giúp FPE khởi động ở tốc độ ổn định và dễ dàng điều khiển. Ngoài ra với cơ cấu này có thể

giúp nghiên cứu động cơ đốt trong không trực khuỷu kết hợp với máy phát điện tuyến tính mà không cần động cơ hoạt động. Áp suất ở hai đầu xi lanh khác nhau là vấn đề cần phải giải quyết trong thời gian tới. Thực tế, mẫu động cơ đã bắt đầu thử nghiệm đánh lửa cưỡng bức trong quá trình khởi động và đã thành công trong một vài chu kỳ nhưng cần phải nghiên cứu tối ưu hơn.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. H. Feng, C. Guo, C. Yuan, Y. Guo, Z. Zuo, A. P. Roskilly, et al. 2016. "Research on combustion process of a free piston diesel linear generator", Applied Energy, vol. 161, pp. 395-403.
- [2]. R. Mikalsen and A. P. Roskilly (2007). "A review of free-piston engine history and applications", Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 2339-2352.
- [3]. J.Hansson and M.Leksell (2006). "Performance of a Series Hybrid Electric Vehicle with a Free-Piston Energy Converter".
- [4]. B. Jia, R. Mikalsen, A. Smallbone, and A. Paul Roskilly (2018). "A study and comparison of frictional losses in free-piston engine and crankshaft engines", Applied Thermal Engineering.
- [5]. M. R. Hanipah, R. Mikalsen, and A. P. Roskilly (2015). "Recent commercial free-piston engine developments for automotive applications", Applied Thermal Engineering, vol. 75, pp. 493-503.
- [6]. Jia B, Tian G, Feng H, Zuo Z, Roskilly AP (2015). "An experimental investigation into the starting process of

free-piston engine generator”, *Appl Energy* 2015; 157: 798–804.

[7]. R. Mikalsen and A. P. Roskilly (2007). "A review of free-piston engine history and applications", *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2339-2352.

[8]. J. Hansson and M. Leksell (2006). "Performance of a Series Hybrid Electric Vehicle with a Free-Piston Energy Converter".

[9]. Q. Li, J. Xiao, and Z. Huang (2008). "Simulation of a two-stroke free-piston engine for electrical power generation", *Energy & fuels*, vol. 22, pp. 3443-3449.

[10]. R. Mikalsen and A. P. Roskilly (2010). "The control of a free-piston engine generator. Part 2: Engine

dynamics and piston motion control”, *Applied Energy*, vol. 87.

[11]. Boru Jia, Zhengxing Zuo, Huihua Feng, Guohong Tian, A. P. Roskilly (2014). "Development approach of a spark-ignited free-piston engine generator”, *SAE Technical Paper*, No. 2014-01-2894.

[12]. Hung NB, Lim O (2014). "A study of a two-stroke free piston linear engine using numerical analysis”, *J Mech Sci Technol* 2014; 28: 1545–57.

[13]. R. Mikalsen, E. Jones, and A. P. Roskilly (2010). "Predictive piston motion control in a free-piston internal combustion engine”, *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1722-1728.