

MÔ HÌNH NHIỆT ĐỘNG TÍNH NHIỆT ĐỘ MÔI CHẤT CÔNG TÁC ĐỘNG CƠ ĐÁNH LỬA CƯỜNG BỨC TỪ DỮ LIỆU ÁP SUẤT

THE THERMODYNAMIC MODEL CALCULATES GAS TEMPERATURE OF SPARK IGNITION ENGINE BY DATA OF COMBUSTION CHAMBER PRESSURE

Huỳnh Tấn Tiến, Nguyễn Quang Trung

Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng; htien@dut.udn.vn, trungckgt@gmail.com

Tóm tắt - Bài báo này trình bày mô hình nhiệt động tính nhiệt độ môi chất công tác động cơ đánh lửa cường bức từ dữ liệu áp suất theo góc quay trục khuỷu đo bằng cảm biến áp suất bố trí trong buồng cháy động cơ. Mô hình nhiệt động được xây dựng từ định luật nhiệt động I và phương trình trạng thái áp dụng cho thể tích môi chất công tác trong xylanh động cơ với giả thiết hằng số khí của môi chất không thay đổi, từ đó xác định được vi phân nhiệt độ theo vi phân áp suất và vi phân thể tích của môi chất. Kết quả tính toán từ mô hình cho phép xác định nhiệt độ và suất tỏa nhiệt của môi chất theo góc quay trục khuỷu trong chu trình nhiệt động cơ, là cơ sở để đánh giá và so sánh quá trình cháy của động cơ đánh lửa cường bức theo điều kiện làm việc với các loại nhiên liệu khác nhau.

Từ khóa - áp suất; nhiệt độ; đánh lửa cường bức; mô hình; buồng cháy.

Abstract - This paper presents a thermodynamic model to calculate gas temperature of spark ignition engine by data of gas pressure following crankshaft rotation angle. The model is built from the first law of thermodynamics and equation of state for working gas of cylinder volume if specific gas constant does not change, thereby determining the temperature differential with pressure differential and volume differential of working gas. The calculated results of the model allows determining the temperature and heat capacity of the working gas following crankshaft rotation angle of engine thermodynamic cycle and can be used as a basis for assessing and comparing combustion of spark ignition engine using several fuels.

Key words - pressure; temperature; spark ignition; model; combustion chamber.

1. Đặt vấn đề

Nghiên cứu quá trình cháy động cơ đốt trong nhằm giảm tiêu hao nhiên liệu và giảm ô nhiễm cho khí thải là mục tiêu của rất nhiều nghiên cứu trong và ngoài nước đang thực hiện. Do sự phức tạp của quá trình cháy, nên việc nghiên cứu nó cần phải kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết và thực nghiệm [1].

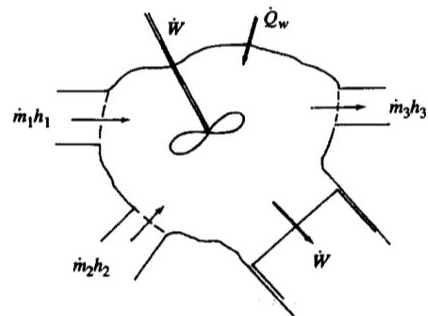
Áp suất môi chất công tác là yếu tố quyết định khả năng sinh công cho động cơ và có thể đo từ cảm biến áp suất đặt trực tiếp trong buồng cháy. Thông qua áp suất xác định được tốc độ tỏa nhiệt của quá trình cháy và xác định được nhiệt độ quá trình cháy. Nhiệt độ môi chất là thông số ảnh hưởng lớn đến hiệu suất nhiệt, ô nhiễm và tuổi thọ của động cơ [2, 3].

Trong báo cáo này, nhóm tác giả xây dựng mô hình tính toán lý thuyết xác định nhiệt độ quá trình cháy động cơ thực nghiệm Malaga 1.5 sử dụng xăng A92 và xăng phối trộn 30% butanol, trong điều kiện áp suất môi chất trong xylanh được đo bằng thực nghiệm. Qua đó đánh giá quá trình cháy của động cơ đánh lửa cường bức sử dụng xăng và xăng pha 30% butanol.

2. Cơ sở lý thuyết

Chu trình nhiệt động cơ đốt trong là một quá trình chuyển hóa năng lượng từ hóa năng thành cơ năng, mà năng lượng trung gian là nhiệt năng. Vì vậy, có thể coi chu trình nhiệt của động cơ đốt trong là một hệ nhiệt động mở có sự trao đổi chất, trao đổi nhiệt và trao đổi công với môi trường bên ngoài [5] như Hình 1.

Từ định luật nhiệt động học I và phương trình trạng thái, xác định được các biểu thức biến thiên nội năng (1), biến thiên áp suất (2) và biến thiên nhiệt độ (3) thông qua qui luật trao đổi chất $\sum_j \dot{m}_j h_j$, qui luật trao đổi nhiệt $\dot{Q}_w$ [5].



Hình 1. Mô hình hệ nhiệt động tổng quát động cơ đốt trong

$$\frac{dU}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_i}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} \quad (1)$$

$$pV = mRT \quad (2)$$

$$\dot{p} = \frac{p}{\partial p} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{p} \frac{\partial p}{\partial T} \dot{T} - \frac{1}{p} \frac{\partial p}{\partial \phi} \phi + \frac{\dot{m}}{m} \right) \quad (3)$$

$$\dot{T} = \left[B - \frac{p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \left(\frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \phi \right) - \frac{\partial u}{\partial \phi} \phi \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{C_p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \right) \quad (4)$$

Trong đó:

$$B = -RT \frac{\dot{V}}{V} + \frac{1}{m} \left(\dot{Q}_w + \sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{m} u \right)$$

$$C = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T}$$

$$D = 1 - \frac{P}{R} \frac{\partial R}{\partial p}$$

Giải hệ phương trình (1), (2) và (3), xác định được biến thiên nhiệt lượng mà môi chất công tác trao đổi với môi trường bên ngoài, biến thiên áp suất và nhiệt độ của môi chất. Điều này chỉ thực hiện được khi biết được qui luật trao đổi chất $\dot{m}_j$, biến thiên hệ số tương đương của hỗn hợp ϕ theo thời gian và thông số nhiệt động học của môi chất h_j .

3. Xây dựng mô hình nhiệt động tính nhiệt độ động cơ đánh lửa cưỡng bức

3.1. Quy luật động học động cơ

Thể tích chứa môi chất công tác (V) được hình thành từ không gian giới hạn bởi nắp máy, thành xilanh và đỉnh piston. Khi động cơ hoạt động, piston dịch chuyển từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới và ngược lại, lúc đó thể tích V thay đổi từ thể tích nhỏ nhất V_c (khi piston ở điểm chết trên) đến V_a (khi piston ở điểm chết dưới). Thể tích công tác, thể tích buồng cháy và thể tích chứa môi chất tại thời điểm t được xác định [4] thông qua các biểu thức từ (7) đến (9):

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} s \quad (5)$$

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (6)$$

$$V_x = \frac{\pi D^2}{4} \cdot x \quad (7)$$

Trong đó:

D – Đường kính xilanh động cơ;

S – Hành trình của piston;

ε – Tỷ số nén của động cơ

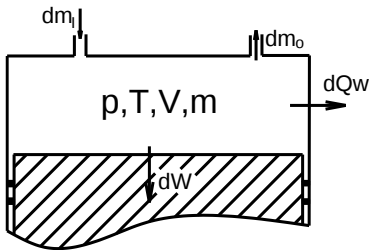
$x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$ – chuyển vị của piston

$\varphi = \omega \cdot t$ – Góc quay của trục khuỷu;

$\omega = \pi n / 30$ – vận tốc góc trung bình của trục khuỷu động cơ;

n – tốc độ động cơ.

3.2. Hệ nhiệt động chu trình nhiệt động cơ đánh lửa cưỡng bức



Hình 2. Mô hình nhiệt động động cơ đánh lửa cưỡng bức

Thay $dU = mC_v dT$ biểu thức (1) trở thành:

$$\frac{dQ_w}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (8)$$

Vì phân hai về biểu thức $pV = mRT$ với điều kiện $R = \text{const}$, biểu thức (2) trở thành:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (9)$$

Trong quá trình nạp và quá trình thải động cơ có sự trao đổi chất với môi trường bên ngoài (nạp nhiên liệu và không khí trong quá trình nạp, thải khí cháy trong quá trình thải), nên $dm \neq 0$ và khó xác định bằng lý thuyết.

Đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức hình thành hóa khí bên ngoài và bỏ qua lọt khí cacte thì $dm = 0$, do đó biểu thức (8) và (9) trở thành:

$$\frac{dQ_w}{dt} = p \frac{dV}{dt} - mC_v \frac{dT}{dt} \quad (10)$$

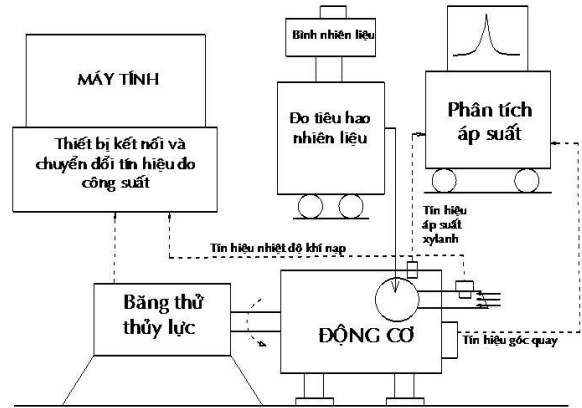
$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (11)$$

Thay biểu thức (11) vào biểu thức (10) và chú ý rằng chỉ số đa biến $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ thì suất tỏa nhiệt biểu kiến của động cơ được xác định:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (12)$$

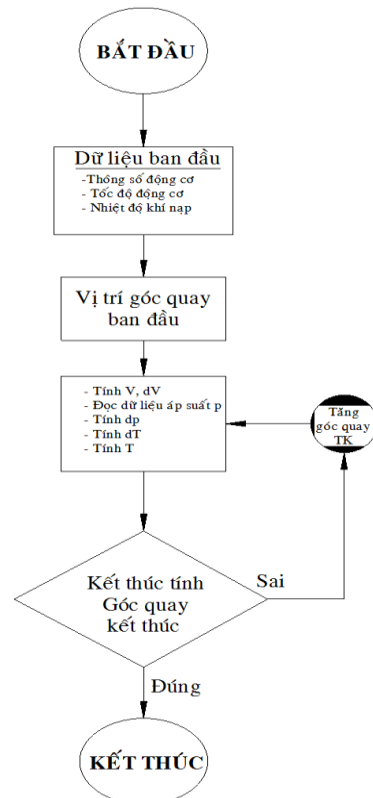
Từ biểu thức (11), nếu xác định được $\frac{dp}{p}$ thì hoàn toàn xác định được $\frac{dT}{T}$ và suất tỏa nhiệt biểu kiến $\frac{dQ_w}{dt}$ bởi $\frac{dV}{V}$ được tính toán từ quy luật động học của động cơ.

3.3. Trình tự tính toán và bố trí thực nghiệm



Hình 3. Sơ đồ bố trí thí nghiệm

Quá trình tính toán cần phải xác định biến thiên của thể tích, áp suất, suất tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu với trình tự tính toán theo sơ đồ trên Hình 4.



Hình 4. Sơ đồ tính toán

Bảng 1. Thông số kỹ thuật động cơ Malaga 1.5

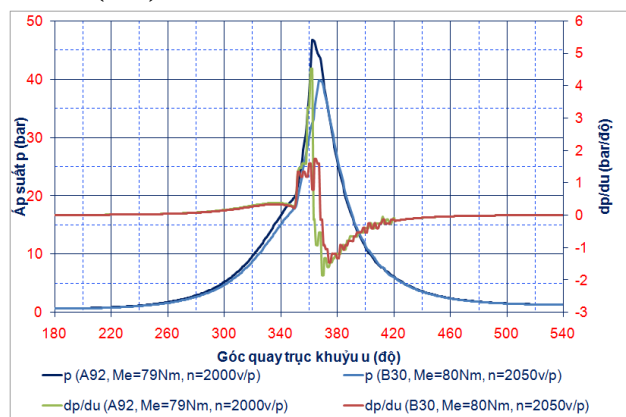
Tên thông số	Thứ nguyên	Giá trị
Số xilanh	-	L4
Thể tích công tác	cm ³	1461
Tỷ số nén	-	10,5
Thứ tự làm việc	-	1-3-4-2
Công suất cực đại	kW/rpm	63/5600
Mô men cực đại	Nm/rpm	115/3500
Hệ thống nhiên liệu	-	Chế hòa khí
Nhiên liệu	-	Xăng
Hệ thống đánh lửa	-	Đánh lửa bán dẫn bằng cảm biến Hall
Hệ thống khởi động	-	Động cơ điện

Hệ thống thực nghiệm được bố trí theo sơ đồ trên Hình 3. Theo đó động cơ thực nghiệm Malaga 1.5 được kết nối với băng thử thủy lực FROUDE để đo công suất (mô men và tốc độ động cơ). Nhiên liệu được đo tiêu hao bằng thiết bị AVL733S trước khi cung cấp cho động cơ và áp suất môi chất theo góc quay trục khuỷu được đo bằng thiết bị phân tích áp suất của hãng AVL.

4. Kết quả tính toán

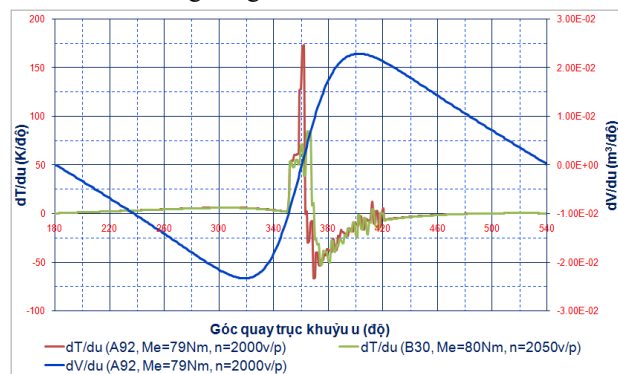
Mục tiêu tính toán của mô hình là xác định suất tỏa nhiệt biểu kiến và nhiệt độ của động cơ Malaga 1.5 ở số vòng quay 2000vòng/phút, là tốc độ mà mô men có ích của động cơ đạt cực đại $Me=80\text{Nm}$ ở chế độ tải 70% độ mở bướm ga và nhiệt độ khí nạp 30°C .

Dữ liệu áp suất môi chất trong quá trình nén và quá trình cháy-giãn nở theo góc quay trục khuỷu và quy luật động học của động cơ đã được sử dụng để xác định suất tỏa nhiệt (dQ_w/dt), nhiệt độ (T) của môi chất đối với động cơ sử dụng nhiên liệu xăng A92 (B0) và xăng A92 phối trộn 30% butanol (B30).

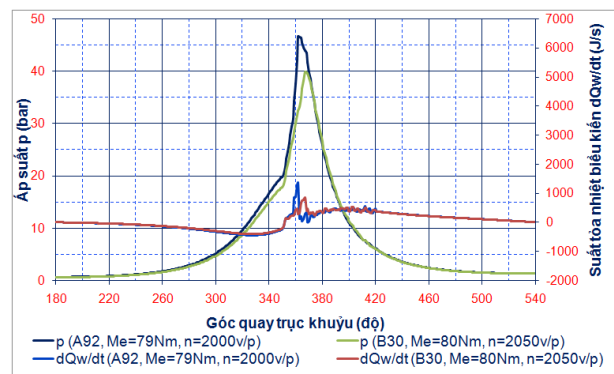
**Hình 5.** Diễn biến quy luật áp suất xylanh động cơ

Hình 5 trình bày kết quả đo diễn biến áp suất môi chất của động cơ theo góc quay trục khuỷu, khi động cơ sử dụng xăng A92 ứng với chế độ mô men có ích $Me=79\text{Nm}$ và tốc độ $n=2000\text{vòng/phút}$ và khi động cơ sử dụng xăng B30 ứng với chế độ mô men có ích $Me=80\text{Nm}$ và tốc độ động cơ $n=2050\text{vòng/phút}$. Kết quả thực nghiệm cho thấy: khi động cơ sử dụng xăng A92, áp suất ứng có giá trị cực đại $p_{\max}=46\text{bar}$ tại gần sau điểm chết trên và có tốc độ tăng áp suất lên đến $4,3\text{bar/độ}$; trong khi đó, ở mômen có tốc độ tương đương, áp suất môi chất ứng với B30 có giá trị cực đại

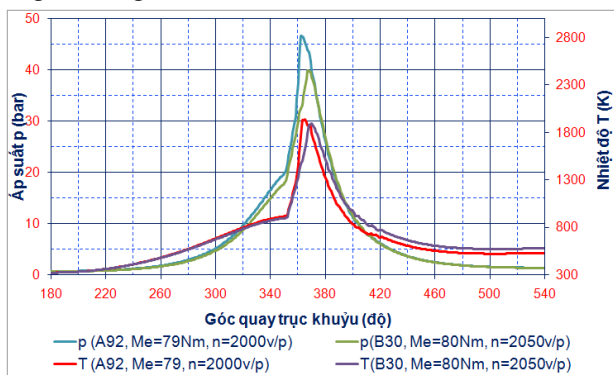
$p_{\max}=41\text{bar}$ và có tốc độ tăng áp lớn nhất chỉ đạt $1,7\text{bar/độ}$ và giá trị cực đại của áp suất đạt được sau điểm chết trên gần 10° . Như vậy động cơ sử dụng B30 cháy chậm hơn so với khi sử dụng xăng A92.

**Hình 6.** Tốc độ biến thiên nhiệt độ theo góc quay trục khuỷu

Hình 6 trình bày kết quả tính toán tốc độ biến thiên nhiệt độ ($dT/d\phi$) từ mô hình nhiệt động, qua đó cho thấy tốc độ biến thiên nhiệt độ phụ thuộc phần lớn vào tốc độ biến thiên áp suất và phụ thuộc không đáng kể vào tốc độ biến thiên thể tích. Cụ thể, tốc độ biến thiên nhiệt độ lớn nhất của môi chất ứng với A92 có giá trị lên đến 170K/độ trong khi tốc độ biến thiên nhiệt độ lớn nhất của môi chất ứng với B30 chỉ đạt 80K/độ .

**Hình 7.** Suất tỏa nhiệt biểu kiến theo góc quay trục khuỷu

Hình 7 trình bày kết quả tính toán tốc độ tỏa nhiệt của môi chất (dQ_w/dt) từ mô hình, khi động cơ sử dụng xăng A92 và B30. Theo đó, môi chất nhận nhiệt trong quá trình nén, tỏa nhiệt trong quá trình cháy-giãn nở, với suất tỏa nhiệt lớn nhất tại thời điểm áp suất đạt cực đại, môi chất ứng với xăng A92 mất nhiều nhiệt hơn so với B30.

**Hình 8.** So sánh chu trình nhiệt động cơ sử dụng xăng A92 (B0) và xăng phối trộn B30

Kết quả tính toán nhiệt độ môi chất theo áp suất được thể hiện trên Hình 8. Quy luật diễn biến nhiệt độ môi chất được quyết định bởi quy luật diễn biến áp suất, cụ thể áp suất tăng làm nhiệt độ tăng, ngược lại áp suất giảm làm nhiệt độ giảm và nhiệt độ đạt cực đại ngay tại thời điểm áp suất đạt cực đại, $T_{\max}=1934\text{K}$ đối với xăng A92 và $T_{\max}=1894\text{K}$ đối với B30. Trong quá trình nén, nhiệt độ động cơ khi sử dụng A92 lớn hơn chút ít so với B30 và lớn hơn đáng kể trong quá trình cháy, ngược lại trong quá trình giãn nở nhiệt độ môi chất ứng với A92 lại nhỏ hơn nhiệt độ môi chất ứng với B30. Điều này cho thấy B30 có chứa 30% butanol có tác dụng làm giảm nhiệt độ môi chất trong quá trình nén, nhưng lại làm cho quá trình cháy êm dịu hơn, vì thế duy trì nhiệt độ môi chất cao hơn trong quá trình giãn nở.

Như vậy sự có mặt của butanol trong B30 làm giảm tốc độ cháy và kéo dài hơn thời gian cháy của hỗn hợp, do đó làm giảm áp suất và nhiệt độ cực đại của chu trình. Điều này xuất phát từ lợi thế của butanol trong việc tăng trị số octan cho nhiên liệu B30 so với A92.

5. Kết luận và hướng phát triển

- Ứng dụng định luật nhiệt động I với điều kiện bỏ qua sự thay đổi của hằng số chất khí và lọt khí cacte trong quá trình nén và cháy-giãn nở cho phép xây dựng được mô hình

nhiệt động động cơ đánh lửa cưỡng bức để tính nhiệt độ buồng cháy và suất tỏa nhiệt biểu kiến của môi chất từ dữ liệu áp suất môi chất.

- Mô hình nhiệt động học được ứng dụng cho động cơ Malaga 1.5 sử dụng xăng A92 và xăng A92 phối trộn 30% butanol ở chế độ 70% tải tại thời điểm mô men cực đại (Tốc độ động cơ xấp xỉ 2000vòng/phút và mô men động cơ khoảng 80Nm), kết quả tính toán cho thấy động cơ sử dụng B30 môi chất có nhiệt độ trong quá trình nén, và nhiệt độ cực đại thấp hơn, nhưng có nhiệt độ trong quá trình giãn nở cao hơn so với xăng A92.

- Cần xác định độ lọt khí cacte của động cơ để xác định chính xác biến thiên khối lượng môi chất, góp phần hoàn thiện mô hình tính.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1] Bùi Văn Ga (2002), *Quá trình cháy trong động cơ đốt trong*, NXB KHKT, Hà Nội.
- [2] Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng (1997), *Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong*, NXB Giáo dục, Hà Nội.
- [3] Nguyễn Tấn Tiến (2000), *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB Giáo dục.
- [4] Baumgarten, Dieter Mewes, Franz Mayinger (2006), *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Germany.
- [5] Heywood JB. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill; 1988.

(BBT nhận bài: 24/05/2015, phản biện xong: 28/05/2015)