

XÂY DỰNG VÀ TÍNH TOÁN MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG VAN XẢ NHIỆT TRONG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

CONSTRUCTION AND CALCULATION VIBRATION MODEL FOR THE HEAT EXHAUST VALVES SYSTEM IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Trương Chí Công

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Trong nội dung bài báo, tác giả đã đưa ra mô hình tính toán của hệ thống van xả nhiệt của động cơ đốt trong, sau đó áp dụng lý thuyết, kết hợp với chương trình Maple để tính toán đối với mô hình dao động đó. Các kết quả thu được giúp ta hiểu rõ đặc tính làm việc của hệ thống van xả nhiệt và cho ta thấy rõ dao động của các thành phần cụ thể trong hệ thống.

Từ khoá: Van xả nhiệt; Động cơ đốt trong; Lực kích động; Mô hình dao động; Tuần hoàn ổn định.

ABSTRACT

Content of article author has given the calculation model of the exhaust valve system of internal combustion engines and then applied the theory, combined with the program Maple to calculate for that vibration model. The obtained results help us to understand the working characteristics of the exhaust valve system and show us clearly the fluctuations of specific components in the system.

Keywords: Heat exhaust valves; Internal combustion engines; Excitation force; Vibration model; Stable circulation.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

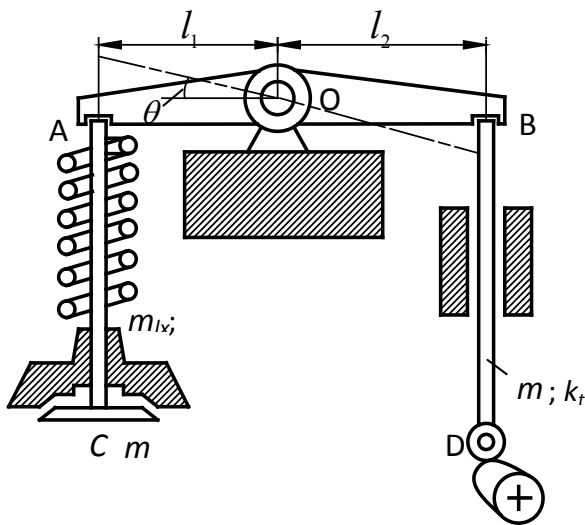
Hệ thống van xả nhiệt trong động cơ đốt trong là một trong các bộ phận máy hết sức quan trọng. Trong quá trình sử dụng, bộ phận này cũng là một trong những bộ phận gây ra dao động ảnh hưởng tới chất lượng của cả hệ thống. Do đó, việc mô hình hóa, thiết lập tính toán chỉ rõ được những dao động, các đặc tính chuyển động về vận tốc, gia tốc sẽ giúp cho việc nghiên cứu giảm bớt các ảnh hưởng có hại do dao động gây ra.

Nội dung bài báo này, tác giả đã mô hình hóa và thiết lập mô hình phù hợp cho hệ thống van xả nhiệt của động cơ đốt trong, sau đó áp dụng lý thuyết, kết hợp với chương trình Maple để tính toán đối với mô hình dao động đó.

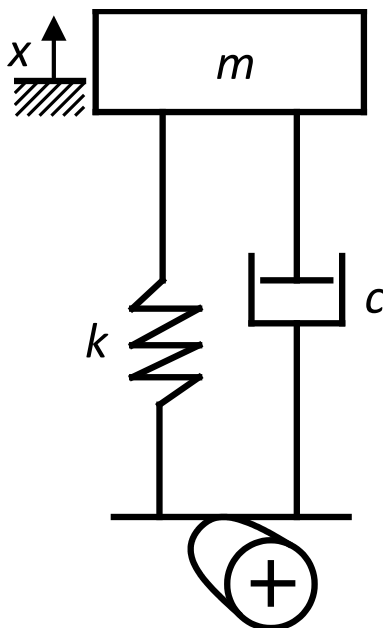
2. SƠ ĐỒ VÀ MÔ HÌNH HÓA HỆ THỐNG VAN XẢ NHIỆT

Sơ đồ hệ thống van xả nhiệt của động cơ đốt trong như hình 1. Biết thanh đòn AB 

quay quanh trục O có mô men quán tính là J , khối lượng xupap AC là m_{xp} , khối lượng nắp xupap và lò xo là m_{lx} , độ cứng của lò xo là k_{lx} , trọng lượng bản thân của lò xo tính toán trên cơ sở phương pháp Rayleigh có thể lấy xấp xỉ $m_{lx}/3$ tập trung tại điểm A, cần đẩy BD có khối lượng là m_t , có độ cứng k_t , θ là góc xoay của thanh đòn AB.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống van xả nhiệt.



Hình 2. Mô hình hóa hệ thống van xả nhiệt.

Yêu cầu của bài toán đặt ra là phải thu được đúng đặc tính tần số của hệ thống. Hệ thống được mô hình hóa như hình 2.

3. THIẾT LẬP VÀ GIẢI BÀI TOÁN

Từ sơ đồ và mô hình hóa của hệ thống van xả nhiệt ta xác định được động năng của hệ thống như biểu thức sau:

$$T = \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_t (l_2 \dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} m_{xp} (l_1 \dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} \frac{m_{lx}}{3} (l_1 \dot{\theta})^2 = \frac{1}{2} \left(J + m_t l_2^2 + m_{xp} l_1^2 + \frac{1}{3} m_{lx} l_1^2 \right) \dot{\theta}^2 \quad (1)$$

Tại điểm B của thanh đòn AB có tốc độ là: $\dot{x} = l_2 \dot{\theta}$, khi đó, biểu thức (1) trở thành:

$$T = \frac{1}{2} \left[\frac{J + m_t l_2^2 + m_{xp} l_1^2 + \frac{1}{3} m_{lx} l_1^2}{l_2^2} \right] \dot{x}^2 \quad (2)$$

Ta quy về khối lượng tương đương tại điểm B là:

$$m = \frac{J + m_t l_2^2 + m_{xp} l_1^2 + \frac{1}{3} m_{lx} l_1^2}{l_2^2} \quad (3)$$

Thế năng của cơ hệ:

$$U = \frac{1}{2} k_t (l_2 \theta)^2 + \frac{1}{2} k_{lx} (l_1 \theta)^2 = \frac{1}{2} (k_t l_2^2 + k_{lx} l_1^2) \theta^2 \quad (4)$$

Trong đó, $\theta = \omega t$. Mặt khác, tại B có dịch chuyển là: $x = a\theta$, khi đó, biểu thức (4) trở thành:

$$U = \frac{1}{2} \left(\frac{k_t l_2^2 + k_{lx} l_1^2}{l_2^2} \right) x^2 \quad (5)$$

Khi đó, tại điểm B có độ cứng tương đương là:

$$k = k_t + k_{lx} \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \quad (6)$$

Do đó, tần số riêng của cơ hệ là:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{k_t l_2^2 + k_{lx} l_1^2}{J + m_t l_2^2 + m_{xp} l_1^2 + \frac{1}{3} m_{lx} l_1^2}} \quad (7)$$

Nếu đơn giản hóa cần đẩy BD là thanh cứng tuyệt đối, tức là độ cứng của cần đẩy $k_t = 0$. Tuy nhiên, trong thực tế vật liệu luôn có tính đàn hồi nên k_t luôn $\neq 0$.

Theo phương pháp tính độ cứng tương đương của thanh kéo, nén ta có độ cứng của cần đẩy BD là: $k_t = EF / l$. (8)

Trong đó: l là chiều dài cần đẩy BD; E , F lần lượt là modun đàn hồi và mặt cắt ngang của cần đẩy BD.

Gọi s là dịch chuyển vị trí của cơ cấu cam. Trong thực tế, việc mô tả giảm chấn rất khó, tuy nhiên, hệ thống giảm chấn chắc chắn tồn tại. Như vậy, tùy theo điều kiện thực tế, ta cho cơ hệ một hệ số giảm chấn c và căn cứ vào hàm lực kích động từ cơ cấu cam $F(t)$, áp dụng phương trình Lagrange II, ta có phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ có dạng:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = c \dot{s} + ks \quad (9)$$

Cơ cấu cam gây ra dao động điều hòa đơn giản có quy luật:

$$s = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} \right) \right] \Rightarrow \dot{s} = \frac{\pi h}{\beta} \sin \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} \right) \quad (10)$$

Trong đó: β là góc nâng lớn nhất của hệ thống, h là chiều cao nâng của cơ cấu cam.

Thay các biểu thức (10) vào (9) và áp dụng nguyên lý chồng chất nghiệm, ta có hệ phương trình vi phân tương ứng viết cho hệ thống có dạng:

$$\begin{cases} m \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + kx_1 = \frac{kh}{2} \\ m \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + kx_2 = \frac{kh}{2} \cos \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} \right) \\ m \ddot{x}_3 + c \dot{x}_3 + kx_3 = \frac{c\pi h}{2\beta} \sin \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} \right) \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{Thay } \omega_n^2 = \frac{k}{m}; \quad 2\eta\omega_n = \frac{c}{m}; \quad \lambda = \frac{\pi}{\beta} \frac{\omega}{\omega_n}$$

Giải hệ phương trình (11), ta thu được các trạng thái ổn định tương ứng có dạng biểu thức (12):

$$\begin{cases} x_1 = \frac{h}{2}; \quad x_2 = \frac{h}{2} \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\eta\lambda)^2}} \cos \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} - \varphi \right) \\ x_3 = \frac{hc}{2k} \frac{\pi}{\beta} \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\eta\lambda)^2}} \sin \left(\frac{\pi \omega t}{\beta} - \varphi \right) \end{cases} \quad (12)$$

$$\text{Trong đó: } \tan \varphi = \frac{2\eta\lambda}{1-\lambda^2}$$

Áp dụng nguyên lý chồng chất nghiệm ở các trạng thái kích thích tuần hoàn ổn định, ta thu được kết quả là:



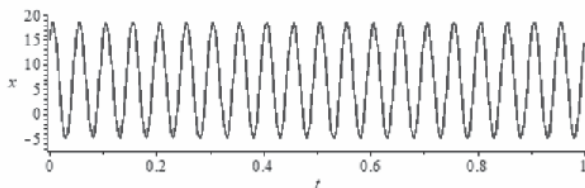
$$x = \frac{h}{2} \left[1 + \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\eta\lambda)^2}} \cos\left(\frac{\pi\omega t}{\beta} - \varphi\right) + \frac{c}{k} \frac{\pi}{\beta} \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\eta\lambda)^2}} \sin\left(\frac{\pi\omega t}{\beta} - \varphi\right) \right] \quad (13)$$

4. TÍNH TOÁN VỚI SỐ LIỆU CỤ THỂ

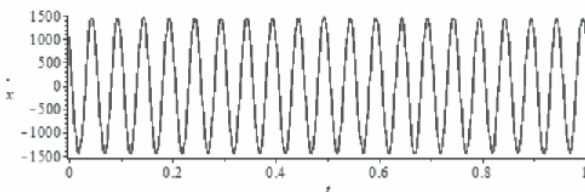
Từ kết quả giải tích tính toán được, lập chương trình máy tính sử dụng Maple với số liệu cụ thể như Bảng 1, ta thu được kết quả như các Hình 3÷6.

Bảng 1. Số liệu tính toán thực tế

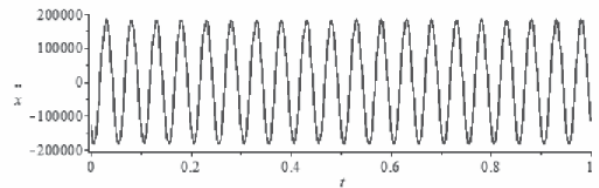
ω (π .rad/s)	β (rad)	h (mm)	ℓ (mm)	E (MPa)	F (mm ²)	m_{xp} (kg)	m_{lx} (kg)
40π	π	13,5	237	210000	75	0,115	0,092
m_t (kg)	k_{lx} (N/mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	c (N.s/mm)	J	N	
0,2	26,68	40	64	5	99	1200	



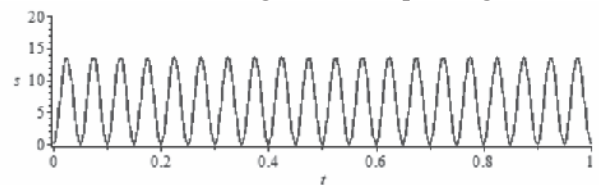
Hình 3. Đồ thị dao động theo phương x của hệ thống theo thời gian t .



Hình 4. Đồ thị vận tốc theo phương x .



Hình 5. Đồ thị gia tốc theo phương x



Hình 6. Đồ thị dao động của cơ cấu cam theo phương x

Với số liệu đầu vào lựa chọn trong bảng 1 cho ta kết quả dao động và các đặc tính về chuyển động của các thành phần hệ thống van xả nhiệt ổn định, đáp ứng tốt yêu cầu làm việc của hệ thống.

5. KẾT LUẬN

Tác giả đã mô hình hóa và xây dựng được mô hình tính toán hợp lý cho hệ thống van xả nhiệt của động cơ đốt trong, từ đó đã xây dựng được phương trình vi phân chuyển động cho hệ thống đó và giải ra nghiệm cho mô hình đã xây dựng được.

Sử dụng phần mềm Maple lập trình từ kết quả lý thuyết đã thu được dạng của dao động của hệ thống, các đồ thị thể hiện vận tốc, gia tốc chuyển động của hệ thống theo phương x đã chọn.

Kết quả thể hiện đúng đặc tính làm việc của hệ thống van xả nhiệt của động cơ đốt trong, do vậy, việc mô hình hóa và thiết lập bài toán là đúng so với yêu cầu ban đầu đề ra của bài báo. ❖

Ngày nhận bài: **05/6/2022**

Ngày phản biện: **18/6/2022**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trương Chí Công, Nguyễn Văn Thắng; *Nghiên cứu ảnh hưởng lực kích thích của động cơ điện (SRM) đến ô tô điện*, Tuyển tập Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X, tập 3, NXB. Khoa học Tự nhiên và Công nghệ, Hà Nội, (2018), pp. 45-51.
- [2]. Chen Ke, Zhang Ming, Tong Xuefeng; *Vibration characteristic analysis of vehicle air suspension based on fuzzy control*, The second International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012), Published by Atlantis Press, Paris, France, pp. 2196-2199.
- [3]. Nguyễn Văn Khang; *Dao động kỹ thuật*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội (2001).
- [4]. Hoàng Mạnh Cường; *Phân tích dao động tuần hoàn của cơ cấu cam khi có kể đến sự đàn hồi của cần*, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải, số đặc biệt 46, (2016), pp.61-65.
- [5]. Reza N. Jazar; *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*, Springer, (2008).
- [6]. Ahmad, Mukhtar; *High Performance AC Drives Modelling Analysis and Control*, Springer, (2010).

