

# VỀ MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ MÁY MÓC ĐẶT TRÊN PHƯƠNG TIỆN CƠ GIỚI ĐƯỜNG BỘ CÓ LẮP GỐI GIẢM DAO ĐỘNG

ABOUT DYNAMIC MODEL FOR MACHINE ON THE ROAD MOTOR VEHICLE WITH REDUCED VIBRATION - PILLOWS

Đào Duy Trung

## TÓM TẮT

Vấn đề nghiên cứu nâng cao độ tin cậy làm việc của các máy móc, thiết bị chuyên dùng đặt trên phương tiện cơ giới đường bộ chịu tác động rung động đã được nhiều nước trên thế giới quan tâm và nghiên cứu. Một số kết quả nghiên cứu được công bố gần đây đã minh chứng hướng nghiên cứu giảm dao động bằng phương pháp cách ly, điều khiển tích cực đem lại hiệu quả cao, phù hợp để đạt được các chỉ tiêu ổn định cho trang thiết bị trên phương tiện cơ giới này. Bài báo này trình bày kết quả xây dựng công cụ phân tích dao động của trên phương tiện cơ giới gắn gối cách ly dao động, làm cơ sở tính toán, thiết kế gối giảm chấn điện từ nhằm giảm dao động trên phương tiện cơ giới này.

**Từ khóa:** Mô hình động lực học, phương tiện cơ giới đường bộ, gối đỡ giảm rung.

## ABSTRACT

The research to improve the working reliability of specialized machine and equipment on road motor vehicles affected by vibration have been interested and studied by many countries in the world. Some recent published research results prove research directions to reduce vibration by active isolation and control methods, which bring about high efficiency, suitable to achieve stable targets for equipment on this motor vehicle. This paper presents the results of the construction of the oscillating analysis ways on road motor vehicles, which were mouted the vibration isolation pillows as a basis for calculation and design of electric damping pillows to reduce vibration in this motor vehicles.

**Keyword:** Dynamic model, road motor vehicles, reducing vibration - pillows.

Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương

Email: trungdd@narime.gov.vn

Ngày nhận bài: 04/07/2019

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 25/8/2019

Ngày chấp nhận đăng: 15/10/2019

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, một vấn đề rất quan trọng cần được giải quyết là việc bảo đảm độ êm, độ ổn định và giảm rung động của máy móc, thiết bị chuyên dùng đặt trên các phương tiện giao thông cơ giới đường bộ. Do đó, việc nghiên cứu ứng dụng các phương pháp tiên tiến để giảm

dao động cho trang thiết bị, máy móc này đặt trên phương tiện cơ giới rất có ý nghĩa khoa học và thực tiễn.

Trong các phương pháp làm giảm dao động cho hệ thống máy, kết cấu và thiết bị, phương pháp cách ly dao động thụ động được sử dụng phổ biến nhất. Nguyên tắc cơ bản của phương pháp là cách ly nguồn gây dao động và kết cấu, tiêu hao một phần hoặc toàn bộ năng lượng do nguồn kích động sinh ra bằng phần tử hoặc hệ thống phần tử hấp thụ và tiêu tán năng lượng [1]. Bài báo này trình bày kết quả phân tích dao động [2, 3] đặt trên phương tiện cơ giới có gắn gối cách ly dao động, làm cơ sở tính toán, thiết kế gối giảm chấn điện từ nhằm giảm dao động trên phương tiện cơ giới nói trên.

## 2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Các giả thiết xây dựng mô hình [3, 4]

Để đơn giản bài toán, nghiên cứu có các giả thiết:

- Khối lượng thiết bị máy móc chuyên dùng trên xe  $m_p$ , chỉ dao động theo phương thẳng đứng, không có dao động quanh trục nào trong không gian.

- Dịch chuyển của mỗi cầu xe được xem như là dịch chuyển dài độc lập của hai khối lượng treo đối xứng, nên đặt xe được coi như tuyệt đối cứng;

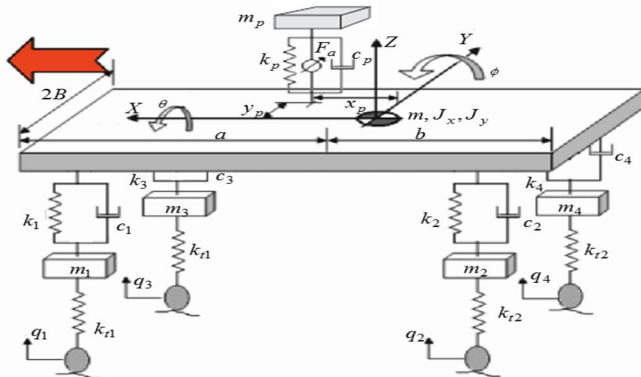
- Hệ thống treo và lốp xe chỉ chịu tác dụng dao động dài tuyến tính theo phương thẳng đứng. Lực cản của các cơ hệ tỉ lệ tuyến tính với vận tốc của chuyển vị; độ cứng theo phương đứng của cặp hai lốp trước và hai lốp sau tương ứng bằng nhau.

### 2.2. Hệ phương trình vi phân chuyển động cơ hệ [4, 5, 6, 8]

Mô hình nghiên cứu giảm dao động cho máy móc đặt trên phương tiện cơ giới đường bộ được nêu dưới dạng mô hình như hình 1.

Trong đó: thiết bị có khối lượng  $m_p$  lắp trên sàn xe qua gối giảm dao động điện từ có độ cứng  $k_p$ , độ cản  $c_p$  và lực điều khiển tích cực  $F_a$ , tại vị trí cách khối tâm của xe theo trục  $OX$  và  $OY$  lần lượt là  $x_p$ ,  $y_p$ . Thân xe có khối lượng  $m$ , mô men quán tính quay quanh trục  $OX$  là  $J_x$ , mô men quán tính quay quanh trục  $OY$  là  $J_y$ ; Hệ thống treo trước bên trái, trước

bên phải, sau bên trái và sau bên phải lần lượt được mô hình hóa dạng bộ lò xo giảm chấn có độ cứng, độ cản tương ứng  $k_1, c_1, k_3, c_3, k_2, c_2, k_4, c_4$ . Hai lớp trước xe có độ cứng  $k_{01}$  và tương ứng hai lớp sau xe có độ cứng  $k_{02}$ .



Hình 1. Mô hình hệ trạng thiết bị trên phương tiện cơ giới đường bộ

Trạng thái động lực học của cơ hệ được xác định với 8 bậc tự do gồm:  $z_p$  là dịch chuyển của khối lượng trang thiết bị theo phương thẳng đứng;  $z$  là dịch chuyển của khối lượng thân xe theo phương thẳng đứng,  $\phi$  là chuyển động quay của khối lượng thân xe quanh trục  $OY$ ,  $\theta$  là chuyển động quay của khối lượng thân xe quanh trục  $OX$  và dịch chuyển thẳng đứng của bốn khối lượng không treo tương ứng là  $z_1, z_2, z_3, z_4$ .

Hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ gồm 8 phương trình tương ứng với các bậc tự do, gồm:

$$m_p \ddot{z}_p + k_p(z_p - z - x_p \theta - y_p \phi) + c_p(\dot{z}_p - \dot{z} - \dot{x}_p \dot{\theta} - \dot{y}_p \dot{\phi}) + F_a = 0 \quad (1)$$

$$m \ddot{z} - k_p(z_p - z - x_p \theta - y_p \phi) - c_p(\dot{z}_p - \dot{z} - \dot{x}_p \dot{\theta} - \dot{y}_p \dot{\phi}) - F_a + k_1(z - a\theta + B\phi - z_1) + c_1(\dot{z} - a\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_1) + k_2(z + b\theta + B\phi - z_2) + c_2(\dot{z} + b\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_2) + k_3(z - a\theta - B\phi - z_3) + c_3(\dot{z} - a\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_3) + k_4(z + b\theta - B\phi - z_4) + c_4(\dot{z} + b\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_4) = 0 \quad (2)$$

$$J_x \ddot{\phi} + k_p(z_p - z - x_p \theta - y_p \phi) y_p + c_p(\dot{z}_p - \dot{z} - \dot{x}_p \dot{\theta} - \dot{y}_p \dot{\phi}) y_p + F_a y_p + k_1(z - a\theta + B\phi - z_1) B + c_1(\dot{z} - a\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_1) B + k_2(z + b\theta + B\phi - z_2) B + c_2(\dot{z} + b\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_2) B - k_3(z - a\theta - B\phi - z_3) B - c_3(\dot{z} - a\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_3) B - k_4(z + b\theta - B\phi - z_4) B - c_4(\dot{z} + b\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_4) B = 0 \quad (3)$$

$$J_y \ddot{\theta} + k_p(z_p - z - x_p \theta - y_p \phi) x_p + c_p(\dot{z}_p - \dot{z} - \dot{x}_p \dot{\theta} - \dot{y}_p \dot{\phi}) x_p + F_a x_p - k_1(z - a\theta + B\phi - z_1) a - c_1(\dot{z} - a\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_1) a + k_2(z + b\theta + B\phi - z_2) b + c_2(\dot{z} + b\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_2) b - k_3(z - a\theta - B\phi - z_3) a - c_3(\dot{z} - a\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_3) a + k_4(z + b\theta - B\phi - z_4) b + c_4(\dot{z} + b\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_4) b = 0 \quad (4)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 - k_1(z - a\theta + B\phi - z_1) - c_1(\dot{z} - a\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_1) + k_{01} z_1 = k_{01} q_1 \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - k_2(z + b\theta + B\phi - z_2) - c_2(\dot{z} + b\dot{\theta} + B\dot{\phi} - \dot{z}_2) + k_{02} z_2 = k_{02} q_2 \quad (6)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 - k_3(z - a\theta - B\phi - z_3) - c_3(\dot{z} - a\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_3) + k_{01} z_3 = k_{01} q_3 \quad (7)$$

$$m_4 \ddot{z}_4 - k_4(z + b\theta - B\phi - z_4) - c_4(\dot{z} + b\dot{\theta} - B\dot{\phi} - \dot{z}_4) + k_{02} z_4 = k_{02} q_4 \quad (8)$$

Sử dụng vectơ biến trạng thái tương ứng như sau:

$$X = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ X_5 \ X_6 \ X_7 \ X_8 \ X_9 \ X_{10} \ X_{11} \ X_{12} \ X_{13} \ X_{14} \ X_{15} \ X_{16}]^T \quad (9)$$

$$= [z \ z \ \phi \ \dot{\phi} \ \theta \ \dot{\theta} \ z_1 \ \dot{z}_1 \ z_2 \ \dot{z}_2 \ z_3 \ \dot{z}_3 \ z_4 \ \dot{z}_4 \ z_p \ \dot{z}_p]^T$$

Hệ phương trình vi phân chuyển động gồm các phương trình (1)-(8) có thể được viết dưới dạng phương trình trạng thái ma trận:

$$\dot{X} = AX + BQ + GF \quad (10)$$

trong đó:

$$A = [A_1 \ A_2 \ A_3 \ A_4 \ A_5 \ A_6 \ A_7 \ A_8 \ A_9 \ A_{10} \ A_{11} \ A_{12} \ A_{13} \ A_{14} \ A_{15} \ A_{16}]^T$$

$$A_1 = [0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_3 = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_5 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_7 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_9 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_{11} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_{13} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$A_{15} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} & k_p B & c_p B & k_2 B & c_2 B & -k_3 B & -c_3 B & -k_4 B & -c_4 B & -k_p y_p & -c_p y_p \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \end{bmatrix}$$

$$A_{21} = -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) B^2 + k_p y_p^2;$$

$$A_{22} = -(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) B^2 + c_p y_p^2;$$

$$A_{23} = (ak_1 - bk_2 - ak_3 + bk_4) B + k_p y_p x_p;$$

$$A_{24} = (ac_1 - bc_2 - ac_3 + bc_4) B + c_p y_p x_p;$$

$$A_{25} = -(k_1 + k_2 - k_3 - k_4) B^2 + k_p y_p^2;$$

$$A_{26} = -(c_1 + c_2 - c_3 - c_4) B^2 + c_p y_p^2;$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} & -k_a & -c_a & k_2 b & c_2 b & -k_3 a & -c_3 a & k_4 b & c_4 b & -k_p x_p & -c_p x_p \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \end{bmatrix}$$

$$A_{41} = A_{23}; A_{42} = A_{24};$$

$$A_{43} = -(a^2 k_1 + b^2 k_2 + a^2 k_3 + b^2 k_4) B^2 + k_p x_p^2;$$

$$A_{44} = -(a^2c_1 + b^2c_2 + a^2c_3 + b^2c_4)B^2 + c_p x_p^2;$$

$$A_{45} = (ak_1 - bk_2 + ak_3 - bk_4) + k_p x_p;$$

$$A_{46} = (ac_1 - bc_2 + ac_3 - bc_4) + c_p x_p;$$

$$A_5 = \begin{bmatrix} A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} & A_{56} & k_1 & c_1 & k_2 & c_2 & k_3 & c_3 & k_4 & c_4 & k_p & c_p \\ m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m & m \end{bmatrix}$$

$$A_{61} = -(k_1 + k_2 - k_3 - k_4)B + k_p y_p;$$

$$A_{62} = -(c_1 + c_2 - c_3 - c_4)B + c_p y_p;$$

$$A_{63} = (ak_1 - bk_2 + ak_3 - bk_4) - k_p x_p;$$

$$A_{64} = (ac_1 - bc_2 + ac_3 - bc_4) - c_p x_p;$$

$$A_{65} = -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_p);$$

$$A_{66} = -(c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_p);$$

$$A_8 = \sqrt{m_1} \begin{bmatrix} k_B & c_B & -k_B & -c_B & k_1 & c_1 & -(k_1 + k_{01}) & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{10} = \sqrt{m_2} \begin{bmatrix} k_B & c_B & k_B & c_B & k_2 & c_2 & 0 & 0 & -(k_2 + k_{02}) & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \sqrt{m_3} \begin{bmatrix} -k_B & -c_B & -k_B & -c_B & k_3 & c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & -(k_3 + k_{01}) & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_4 = \sqrt{m_4} \begin{bmatrix} -k_B & -c_B & k_B & c_B & k_4 & c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -(k_4 + k_{02}) & -c_4 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_6 = \sqrt{m_b} \begin{bmatrix} k_p y_p & c_p y_p & k_p x_p & c_p x_p & k_p & c_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_p & c_p \end{bmatrix}$$

$$B = [B_1 \quad B_2 \quad B_3 \quad B_4];$$

$$B_1 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{01}/m_1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$B_2 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{02}/m_2 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$B_3 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{01}/m_3 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$B_4 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{02}/m_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

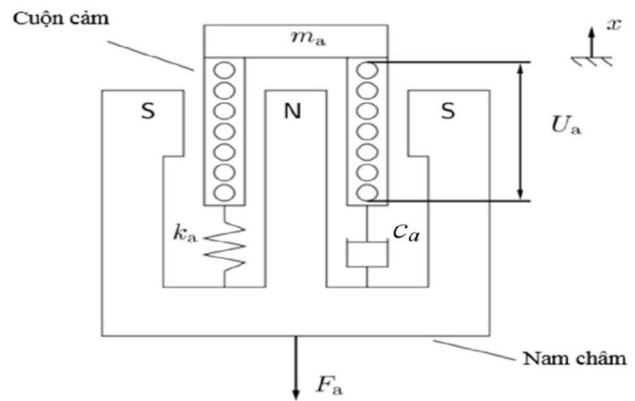
$$F = [F_a];$$

$$G = [0 \quad y_p/J_x \quad 0 \quad x_p/J_y \quad 0 \quad -1/m \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1/m_p]^T$$

Khi phương tiện di chuyển trên đường, các kích động từ mặt đường là nguyên nhân chính làm cho hệ bị dao động. Các dao động được đo bằng cảm biến, tín hiệu này truyền tới bộ điều khiển, tại đây bộ điều khiển xử lý tín hiệu và lập lệnh điều khiển truyền tới gối giảm dao động điện tử. Bộ điều khiển có thể sử dụng một số luật điều khiển khác nhau như PID (Programmable Integrated Diagram), LQR (Linear Quadratic Regulator) hoặc các luật điều khiển thông minh [7]. Để thiết kế được các bộ điều khiển này với mục tiêu giảm dao động cho trang thiết bị, trước hết cần phải thiết kế và điều khiển gối giảm dao động điện tử sinh ra lực điều khiển tích cực  $F_a$  thỏa mãn các chỉ tiêu giảm dao động.

**2.3. Mô hình tính toán, thiết kế gối giảm dao động điện tử [8]**

Mô hình tính toán, thiết kế gối giảm dao động điện tử được trình bày trên hình 2.



Hình 2. Mô hình gối đỡ điện tử

Trong mô hình này: lực  $F_a$  là lực tác dụng của gối cách ly dao động điện tử,  $m_a$  là khối lượng phần di chuyển của gối,  $U_a$  là điện áp đặt,  $k_a$  là độ cứng của gối,  $c_a$  là tham số tương ứng với độ cản của gối. Khối lượng phần cảm ứng được nối với cuộn dây di chuyển trong từ trường nam châm nhờ nam châm vĩnh cửu. Khối lượng di chuyển được nối với sàn thông qua độ cứng  $k_a$  và độ cản  $c_a$ . Cường độ dòng điện trong cuộn dây được xác định bởi phương trình:

$$Ri + L \frac{di}{dt} = U_a - C_1 \dot{x} \tag{11}$$

trong đó: R là trở kháng; L là cảm kháng;  $-C_1 \dot{x}$  là điện áp động sinh ra do sự di chuyển.

Phương trình chuyển động của phần khối lượng dịch chuyển là:

$$m_a \ddot{x} + c_a \dot{x} + k_a x = F \tag{12}$$

trong đó, F là lực điện từ. Lực này tỉ lệ với cường độ dòng điện trong cuộn dây theo quan hệ:

$$F = C_2 i \tag{13}$$

Biến đổi Laplace các phương trình từ (11) tới (13), ta có:

$$\left[ m_a s^2 + \left( c_a + \frac{C_1 C_2}{R + sL} \right) s + K \right] X = \frac{C_2}{R + sL} U_a \tag{14}$$

Mặt khác, do định luật quán tính nên  $F_a = -m_a \ddot{x}$  hoặc viết dưới dạng Laplace  $F_a = -m_a s^2 X$ . Kết hợp với phương trình (4), xác định được hàm truyền lực tác dụng của gối cách ly dao động điện tử F và điện áp đặt vào:

$$\frac{F_a}{U_a} = \frac{-m_a C_2 s^2}{m_a L s^3 + (m_a R + c_a L) s^2 + (c_a R + k_a L + C_1 C_2) s + k_a R} \tag{15}$$

Như vậy, lực tích cực của gối giảm dao động điện tử hoàn toàn được xác định theo điện áp đặt khi biết các tham số kết cấu của gối.

Đối với mô hình gối cách ly dao động cho máy móc, trang thiết bị đặt trên phương tiện cơ giới như hình 1, dịch chuyển của phần di động là:

$$x = z_p - z - x_p \theta - y_p \phi \tag{16}$$

Hoặc dạng Laplace

$$X = Z_p - Z - x_p \Theta - y_p \Phi \quad (17)$$

Mục tiêu điều khiển gối cách ly dao động cho trang thiết bị, máy móc đặt trên phương tiện cơ giới dẫn đến điều chỉnh điện áp đặt  $U_a$  để dịch chuyển của nó là nhỏ nhất.

### 3. KẾT LUẬN

Cách ly dao động là một trong hai phương pháp được sử dụng rộng rãi để giảm dao động, nâng cao độ ổn định của máy móc, thiết bị, công trình, cũng như trang thiết bị. Đối với những trang thiết bị trên phương tiện cơ giới chịu kích động từ mặt đường và hệ thống truyền lực thì việc giảm dao động đặc biệt có ý nghĩa nhằm nâng cao độ ổn định, nâng cao hệ số an toàn và mở ra khả năng ứng dụng cách ly dao động tích cực, một trong những phương pháp tiên tiến nhất hiện nay trong việc giảm dao động, đồng thời giúp nâng cao chất lượng làm việc cho các máy móc thiết bị chuyên dùng (ví dụ các máy móc, thiết bị y tế, truyền thanh, truyền hình, khí tài công an, quân sự,...). Về mặt cơ học, hệ thống treo của phương tiện cơ giới cũng là một bộ cách ly dao động. Tuy nhiên, do các hệ thống này được thiết kế với mục đích chủ yếu là bảo đảm độ ổn định dao động cho người và hàng hoá dưới sự tác động mặt đường (kích động nền) trong một vùng tần số nhất định, nên hầu hết các hệ thống treo không có đặc tính phù hợp thiết bị chuyên dùng. Do vậy cần thiết phải bổ sung nghiên cứu này vào vấn đề đề cập ở trên.

---

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Đông Anh, Lê Đức Việt, 2007. *Giảm dao động bằng thiết bị tiêu tán năng lượng*. NXB KH&CN, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Hải, 2002. *Phân tích dao động máy*. NXB KH&KT, Hà Nội.
- [3]. Vũ Đức Lập, 1999. *Dao động ô tô*. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.
- [4]. Beards C.F., Eng C., 1995. *Engineering Vibration Analysis with Application to Control Systems*. Edward Arnold.
- [5]. Eugene I. Rivin, 1999. *Stiffness and Damping in Mechanical Design*. Madison Avenue, New York.
- [6]. Eugene I. Rivin, 2003. *Passive Vibration Isolation*. American Society Of Mechanical Engineers.
- [7]. Giancarlo Genta, 2009. *Vibration Dynamics and Control*. Springer.
- [8]. Harold Josephs, Ronald L.H., 2002. *Dynamics of Mechanical Systems*. CRC Press, Washington D.C.

---

#### AUTHOR INFORMATION

##### Dao Duy Trung

National Research Institute of Mechanical Engineering, Ministry of Industry and Trade