

MÔ HÌNH HÓA HỆ CẦU TRỤC XÉT TỚI YẾU TỐ RUNG LẮC DỌC TRỤC

MODELLING OF AN OVERHEAD CRANE WITH VERTICAL VIBRATION FACTOR

Phạm Văn Hùng^{1,*}, Đỗ Mạnh Dũng²,
Phạm Văn Minh¹, Nguyễn Thu Hà¹, Lê Thị Ngọc Oanh¹

TÓM TẮT

Hệ cầu trục là một thiết bị dạng cần cầu treo được sử dụng rất phổ biến trong các ngành công nghiệp nặng như lắp ráp hệ thống, xây dựng, sản xuất máy móc, giao thông vận tải, đóng tàu,... Là một thiết bị thiếu chấp hành, hệ thống cầu trục thường được mô hình hóa trong các bài toán với khoảng 3 đến 5 bậc tự do, có xét tới yếu tố dao động rung lắc theo phương ngang hoặc xét thêm tới các nhiễu tác động một cách khách quan vào hệ thống như ảnh hưởng của gió và mưa. Tuy nhiên trong thực tế khi vận hành, ngoài rung lắc theo phương ngang còn tồn tại thành phần rung lắc theo phương dọc trục (phương thẳng đứng) gây ra bởi tải trọng của tải và mức độ đàn hồi của dây treo. Thành phần này có biên độ nhỏ hơn rất nhiều so với hai dao động ngang còn lại nên thường ít được nhắc tới. Mặc dù vậy, sự có mặt của nó vẫn gây ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng của hệ thống, hiệu suất của hệ thống và mức độ tổn hao năng lượng. Trong nghiên cứu này, một mô hình cầu trục 6 bậc tự do được đề xuất với việc xét thêm yếu tố rung lắc theo chiều dọc lên cầu trục, đồng thời tiến hành khảo sát mô hình động học thu được thông qua mô phỏng số.

Từ khóa: Hệ cầu trục, mô hình động học, dao động theo phương thẳng đứng.

ABSTRACT

The overhead crane system is a type of crane commonly found in heavy industrial environment such as assembly system, construction, machinery manufacturing, transportation, ship-building,... etc. The overhead crane is an under-actuated system, it is often modeled with about 3 to 5 degrees of freedom, taking into account horizontal vibration factor or noise that affected in an objectively way to system like wind or rain. However, in practice, besides horizontal vibration factor, it is still existed a vertical vibration factor which is caused by load and elastic level of wire. This component has a smaller amplitude than the 2 horizontal oscillations so it is rarely mentioned. Even though, the appearance of this factor still affected directly to the quality of system, efficiency of system and the level of energy consumption. In this study, the overhead crane system with 6 degrees of freedom is proposed with the consideration of vertical vibration factor, and investigating the dynamic model obtained through numerical simulation.

Keywords: Overhead crane system, dynamic model, vertical vibration.

¹Khoa Điện, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: phamvanhung@hau.edu.vn

Ngày nhận bài: 04/5/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 30/6/2021

Ngày chấp nhận đăng: 25/8/2021

1. GIỚI THIỆU

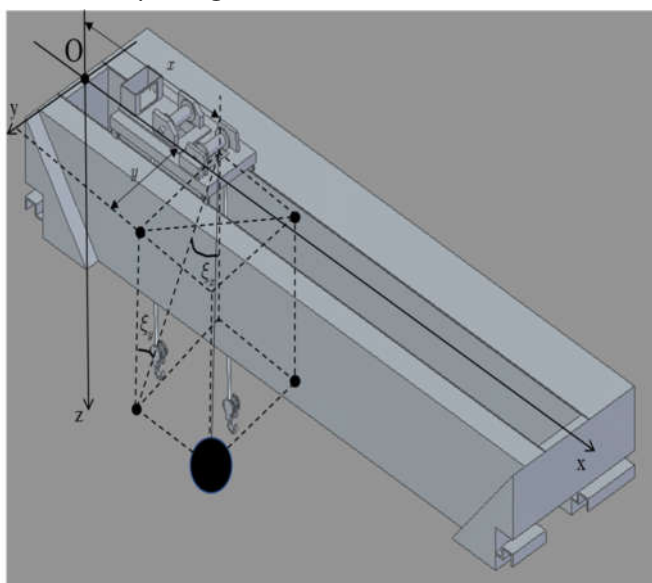
Hệ thống cần cầu treo dạng cầu trục được ứng dụng rất rộng rãi trong các ngành công nghiệp để nâng hạ và di chuyển tải trọng (hàng hóa), giúp tiết kiệm tối đa chi phí vận chuyển và nhân lực. Việc nghiên cứu hệ thống này về phương diện động lực học cũng như điều khiển thu hút sự quan tâm rất lớn của các kỹ sư cũng như các nhà khoa học thuộc lĩnh vực điều khiển trong những thập kỷ gần đây. Về phương diện động lực học và điều khiển, cầu trục là hệ hệt dẫn động (thiếu cơ cấu chấp hành). Để điều khiển hệ này có thể sử dụng công cụ fuzzy logic [1], neural network [2], các kĩ thuật thích nghi [4, 5], điều khiển dự báo theo mô hình MPC (Model predictive control) [6],... hoặc kết hợp các phương pháp trên. Trong số đó có thể kể tên một số công trình nổi bật như [2], nhóm tác giả đã sử dụng cấu trúc mạng neural song song kết hợp với việc tổ hợp mặt trượt nhằm thích nghi cho mô hình bất định. Trong [8], tác giả đã sử dụng thuật toán kinh điển PID có chỉnh định tham số theo nguyên lý tối ưu bầy đàn. Nghiên cứu [7] đã thiết kế giải thuật sử dụng 2 vòng điều khiển với mặt trượt dạng tích phân và điều khiển phản hồi tuyến tính hóa. Các công trình này tập trung vào việc điều khiển cho xe con bám vị trí đặt, giảm thiểu sự dao động của tải trọng theo 2 chiều khi xe chuyển động nên mô hình cần cầu trục được đưa ra để nghiên cứu có số bậc tự do là 3, 4 hoặc 5. Tuy nhiên, ngoài bị ảnh hưởng bởi yếu tố dao động ngang trục, trong thực tế cầu trục còn bị ảnh hưởng bởi yếu tố dao động theo phương thẳng đứng. Nguyên nhân dẫn đến sự có mặt của thành phần này chủ yếu do kết cấu đàn hồi của sợi dây treo, độ nặng của tải, cấu tạo hệ thống dầm thép chịu lực và các cơ cấu gối đỡ. Mặc dù có biên độ dao động tương đối nhỏ so với các thành phần dao động ngang trục nhưng ảnh hưởng của nó gây ra cho hệ thống là không thể không kể đến. Sự ảnh hưởng này trực tiếp làm giảm tuổi thọ của các hệ thống dầm thép chịu lực, làm suy giảm hiệu suất của hệ thống, tăng mức độ tiêu thụ và hao phí năng lượng và tăng thời gian xác lập của hệ thống. Ngoài ra, khác với các loại dao động theo phương ngang có thể dễ dàng hạn chế chỉ với một lực nhỏ từ hệ thống chấp hành phía trước, các dao động dọc phương thẳng đứng thường chỉ hạn chế dựa trên sự chênh lệch giữa lực

căng dây treo và tổng hợp lực theo phương ngang. Do vậy, vấn đề nghiên cứu mô hình cầu trục khi xét tới dao động theo chiều dọc trục và phương pháp điều khiển phù hợp cho cầu trục này xét đến ảnh hưởng của các yếu tố nhiễu, phi tuyến và yếu tố bất định (như yếu tố thời tiết và khấu hao nguyên vật liệu cấu thành theo thời gian) cần những công trình nghiên cứu bổ sung.

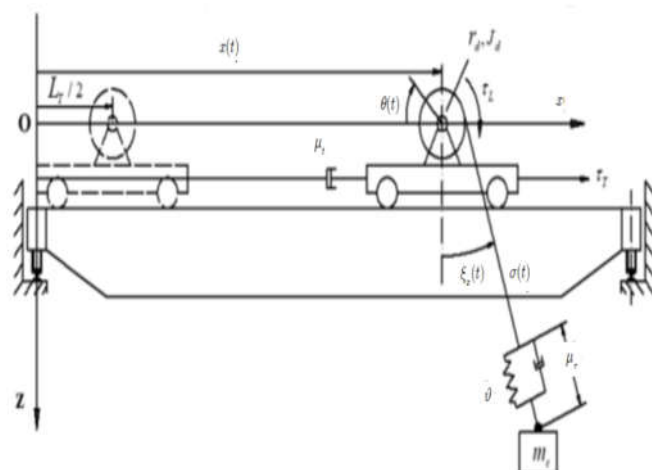
Nghiên cứu này đề xuất một mô hình của cần trục nhằm hạn chế rung lắc theo phương dọc trục (phương thẳng đứng) với 6 bậc tự do bao gồm 3 chuyển động chính của hệ thống xe, cầu và 3 chuyển động phụ tải. Sau đó tiến hành mô phỏng số nhằm đánh giá sự chính xác của mô hình động lực học thu được.

2. MÔ HÌNH PHI TUYẾN 6 BẬC TỰ DO

2.1. Mô tả hệ thống



Hình 1. Hệ trục tọa độ trong không gian 3D



Hình 2. Mô hình vật lý trong mặt phẳng Oxz

Mô hình vật lý của cầu trục trong nhà thiếu chấp hành được mô tả ở hình 1, 2. Hệ thống đề xuất có 6 bậc tự do tương ứng với 6 trục tọa độ suy rộng, cụ thể là vị trí của xe chạy trên dầm cầu $x(t)$, góc quay của ròng rọc $\theta(t)$, độ dời

của cầu trên ray $y(t)$, chuyển động quay của tải trong mặt phẳng Oxz , Oyz là $\xi_x(t)$, $\xi_y(t)$ và dao động dọc trục $\sigma(t)$. Ở đây, 3 tọa độ suy rộng đầu tiên $x(t)$, $y(t)$, $\theta(t)$ được coi là các trạng thái chấp hành còn 3 tọa độ sau $\xi_x(t)$, $\xi_y(t)$, $\sigma(t)$ là các trạng thái thiếu chấp hành. Giá trị của tọa độ mới $\sigma(t)$ nhỏ hơn nhiều so với các chuyển động khác nhưng có tác động đáng kể đến tiêu thụ năng lượng và tuổi thọ của hệ thống, đặc biệt trong quá trình nâng và khi xét đến biên độ lớn của hai dao động theo phương ngang. Các chuyển động chấp hành tạo nên vị trí chính xác của tải trong không gian làm việc, ngược lại thì các chuyển động thiếu chấp hành là chuyển động không được mong muốn. Các mục tiêu chính của điều khiển là thỏa mãn các điều kiện bám, giảm pha và biên độ của các dao động.

2.2. Mô hình động lực học

Trong phạm vi của nghiên cứu này, tầm di chuyển của hàng được coi là nhỏ so với tầm di chuyển của cần trục khi đó mô hình động lực học được thiết lập với các giả thiết như sau:

Hệ số truyền động của con quay dây cáp là 1.

Biến dạng và dao động ngang của cầu trục thép nhỏ hơn rất nhiều so với dao động theo phương thẳng đứng và hệ số đàn hồi tương đương ϑ được coi là không đổi.

Với:

m_c , m_t và m_b lần lượt là khối lượng của hàng, khối lượng của xe và hệ thống treo, khối lượng cầu.

$\Delta\sigma$, ϑ thể hiện độ kéo dài ban đầu và hệ số đàn hồi tương đương.

J_d và r_d là mô men quán tính và bán kính của con quay treo hàng.

Các hệ số tắt dần μ_m , μ_b , μ_t và μ_r thể hiện các lực ma sát liên quan đến các chuyển động của cơ cấu treo, cầu trục, xe chạy và bên trong dây treo.

u_1 , u_2 và u_3 là các đầu vào điều khiển chủ động được tạo ra bởi chuyển động của xe chạy, cầu trục và các cơ cấu nâng hàng.

Động năng của hệ, được coi là các chuyển động của hàng trong không gian làm việc, được tính như sau:

$$T(t) = T_c(t) + T_t(t) + T_b(t) + T_r(t) \tag{1}$$

Trong đó:

$$T_t(t) = \frac{1}{2} m_t \left[(\dot{x}(t))^2 + (\dot{y}(t))^2 \right] \text{ và } T_b(t) = \frac{1}{2} m_b \left(\frac{d(y(t))}{dt} \right)^2$$

thế năng của xe chạy và cầu trục.

$$T_r(t) = \frac{1}{2} J_d \left(\frac{d(\theta(t))}{dt} \right)^2$$

là năng lượng của chuyển động quay của con quay treo tải.

Động năng $T_o(t)$ của hàng:

$$T_c(t) = \frac{1}{2} m_c \left[\begin{aligned} & \left(\dot{x}(t) + \left(\begin{aligned} & \left(\dot{\theta}(t) + r_d (\dot{\theta}(t) + \dot{\xi}_x(t)) \right) \sin(\xi_x(t)) \\ & + (\sigma(t) + \Delta\sigma + r_d \xi_x(t) + r_d \theta(t)) \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)) - r_d \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \end{aligned} \right) \right)^2 \\ & + \left(\begin{aligned} & \dot{y}(t) + \left(\dot{\theta}(t) + r_d (\dot{\theta}(t) + \dot{\xi}_x(t)) \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \\ & + (\sigma(t) + \Delta\sigma + r_d \xi_x(t) + r_d \theta(t)) \left(\dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) - \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \right) \end{aligned} \right)^2 \\ & + \left(\begin{aligned} & \left(\dot{\theta}(t) + r_d (\dot{\theta}(t) + \dot{\xi}_x(t)) \right) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) - (\sigma(t) + \Delta\sigma + r_d \xi_x(t) + r_d \theta(t)) \\ & + \left(\dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) + \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \right) \end{aligned} \right)^2 \\ & + \left(-r_d \left(\dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) - \dot{\xi}_y(t) \sin(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \right) \right)^2 \end{aligned} \right] \quad (2)$$

Thế năng của hệ:

$$\begin{aligned} \Pi(t) = & -r_d m_c g \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \\ & + \frac{1}{2} \vartheta \sigma^2 + m_c g \left(\begin{aligned} & \sigma(t) + \Delta\sigma \\ & + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{aligned} \right) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \end{aligned} \quad (3)$$

Năng lượng hao phí:

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} (\underline{\psi}(t))^T \Xi (\underline{\psi}(t)) \quad (4)$$

Trong đó:

$$\Xi = \begin{pmatrix} \mu_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_r & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu_b \end{pmatrix}, \underline{\psi}(t) = [\dot{\theta}(t) \quad \dot{\sigma}(t) \quad \dot{x}(t) \quad \dot{y}(t)]^T$$

Các đặc điểm vật lý của cầu trục được đặc trưng bởi các biến đầy đủ trạng thái:

$$\underline{\chi}(t) = [x(t) \quad y(t) \quad \theta(t) \quad \xi_x(t) \quad \xi_y(t) \quad \sigma(t)]^T$$

Áp dụng công thức động lực học của Euler-Lagrange:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left[\left(\frac{\partial T(\underline{\chi}, t)}{\partial \dot{\underline{\chi}}(t)} \right)^T \right] - \left[\frac{\partial T(\underline{\chi}, t)}{\partial \underline{\chi}(t)} \right]^T \\ & = - \left[\frac{\partial \Pi(\underline{\chi}, t)}{\partial \underline{\chi}(t)} \right]^T - \left[\frac{\partial \Phi(\underline{\chi}, t)}{\partial \dot{\underline{\chi}}(t)} \right]^T + \underline{Q}(t) \end{aligned} \quad (5)$$

với $\underline{Q}(t) = \text{col}(Q_i(t))$ là vecto các lực suy rộng. $Q_i(t)$ là lực suy rộng ứng với tọa độ suy rộng $\chi_i(t)$ trong đó $i = \{1, 2, \dots, 6\}$

Ta thu được mô hình động lực học của hệ được viết dưới dạng ma trận như sau:

$$\begin{aligned} & \mathbf{M}(\underline{\chi}(t)) \ddot{\underline{\chi}}(t) + \mathbf{B} \dot{\underline{\chi}}(t) \\ & + \mathbf{C}(\underline{\chi}(t), \dot{\underline{\chi}}(t)) \dot{\underline{\chi}}(t) + \mathbf{G}(\underline{\chi}(t)) = \mathbf{U}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

Trong đó, $\underline{\dot{\chi}}(t) = [\dot{x}(t) \quad \dot{y}(t) \quad \dot{\theta}(t) \quad \dot{\xi}_x(t) \quad \dot{\xi}_y(t) \quad \dot{\sigma}(t)]^T$

và $\underline{\ddot{\chi}}(t) = [\ddot{x}(t) \quad \ddot{y}(t) \quad \ddot{\theta}(t) \quad \ddot{\xi}_x(t) \quad \ddot{\xi}_y(t) \quad \ddot{\sigma}(t)]^T$ là đạo hàm cấp 1 và cấp 2 của các trạng thái hệ thống;

vector đầu vào $\mathbf{U}(t)$ là $\mathbf{U}(t) = [\mathbf{U}_s(t) \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$ với

$\mathbf{U}_s(t) = [u_1(t) \quad u_2(t) \quad u_3(t)]^T$; ma trận khối lượng

$\mathbf{M}(\underline{\chi}(t)) = \mathbf{M}^T(\underline{\chi}(t))$ là đối xứng xác định dương;

$\mathbf{C}(\underline{\chi}(t), \dot{\underline{\chi}}(t))$ là ma trận Coriolis và ly tâm; \mathbf{B} là ma trận hệ số tắt dần; $\mathbf{G}(\underline{\chi}(t))$ là vector trọng lực. Với

$$\begin{aligned} \mathbf{M}(\underline{\chi}(t)) = & \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} & m_{15} & m_{16} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} & m_{25} & m_{26} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} & m_{35} & m_{36} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} & m_{45} & m_{46} \\ m_{51} & m_{52} & m_{53} & m_{54} & m_{55} & m_{56} \\ m_{61} & m_{62} & m_{63} & m_{64} & m_{65} & m_{66} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{C}(\underline{\chi}(t), \dot{\underline{\chi}}(t)) = & \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{54} & c_{55} & c_{56} \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & c_{64} & c_{65} & c_{66} \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

$$\mathbf{G}(\underline{\chi}(t)) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g_3 \\ g_4 \\ g_5 \\ g_6 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Với $b_{11} = \mu_t, b_{12} = \mu_b, b_{13} = \mu_m, b_{14} = \mu_r$

$$g_3 = m_c r_d g \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)),$$

$$g_6 = \dot{\vartheta} \sigma(t) + m_c g \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)),$$

$$g_4 = m_c g \sigma(t) \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) + m_c g \Delta \sigma \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t))$$

$$+ (m_c g r_d \theta(t) \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) + m_c g r_d \xi_x(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t))),$$

$$g_5 = \begin{pmatrix} -m_c g \sigma(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) - m_c g \Delta \sigma \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \\ +m_c g r_d \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) - m_c g r_d \theta(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \\ -m_c g r_d \xi_x(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix}.$$

2.3. Mô phỏng động học

Trong phần này, các mô phỏng số sử dụng phần mềm Matlab & Simulink để khảo sát các đặc trưng động lực học của toàn bộ hệ thống khi chịu sự ảnh hưởng của các lực bên ngoài được thực hiện. Với thông số cấu trúc trong nhà loại 5 tấn 1 con quay của Materials Handling như sau:

$$m_c = 5000\text{kg}, m_b = 2316,5\text{kg}, m_t = 371,9\text{kg},$$

$$r_d = 0,31\text{m}, J_d = 180\text{kg}\cdot\text{m}^2, \mu_t = 310\text{Nm/s},$$

$$\mu_m = 170\text{Nm/s}, \mu_r = 260\text{Nm/s}, \mu_b = 350\text{Nm/s}$$

$$g = 9,81\text{m/s}^2, \vartheta = 300000\text{N/m}, \Delta\sigma = 0,01\text{m}.$$

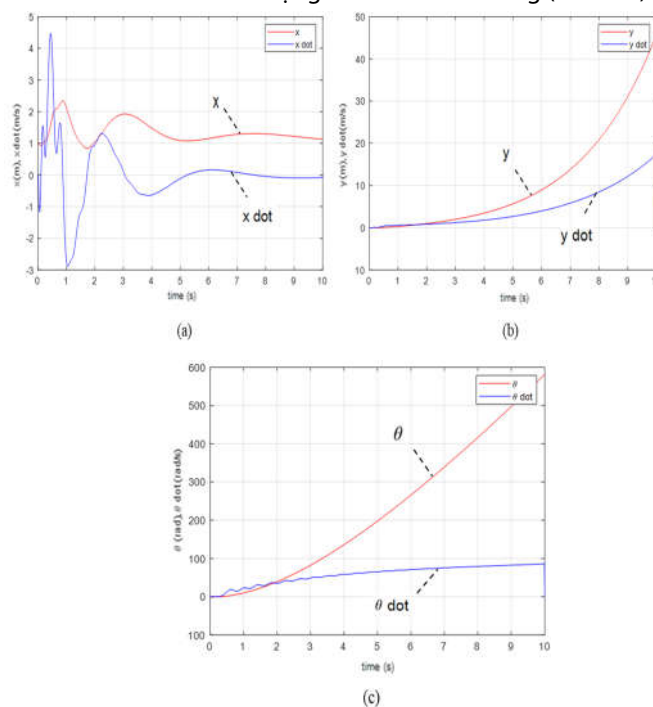
Các mô phỏng động lực học được thực hiện trong ba trường hợp để đặc trưng hóa các đặc điểm của cần cầu, như trong hình 3 ÷ 7.

Trong trường hợp đầu tiên, khi chưa có bất kì tín hiệu điều khiển nào tác động lên hệ, các tính chất động học của hệ thống với sự ảnh hưởng của các giá trị ban đầu được thể hiện ở hình 3 và 4. Theo đó, vị trí ban đầu của hệ thống xe con và ròng rọc được đẩy đi 1m, vị trí ban đầu của xe cầu trục và góc quay của dây treo được giả thiết ban đầu tại gốc tọa độ. Tại $t = 0$, các góc lệch và rung thẳng đứng của hệ thống lần lượt là $\xi_x(0) = -2^\circ, \xi_y(0) = 10^\circ$.

Trạng thái dao động dọc trục có biên độ ban đầu $\sigma(0) = 5\text{cm}$. Hình 3 thể hiện đặc tính động học của các biến chấp hành $x(t), y(t), \theta(t)$ và hình 4 thể hiện đặc tính động học của các biến thiếu chấp hành $\xi_x(t), \xi_y(t), \sigma(t)$.

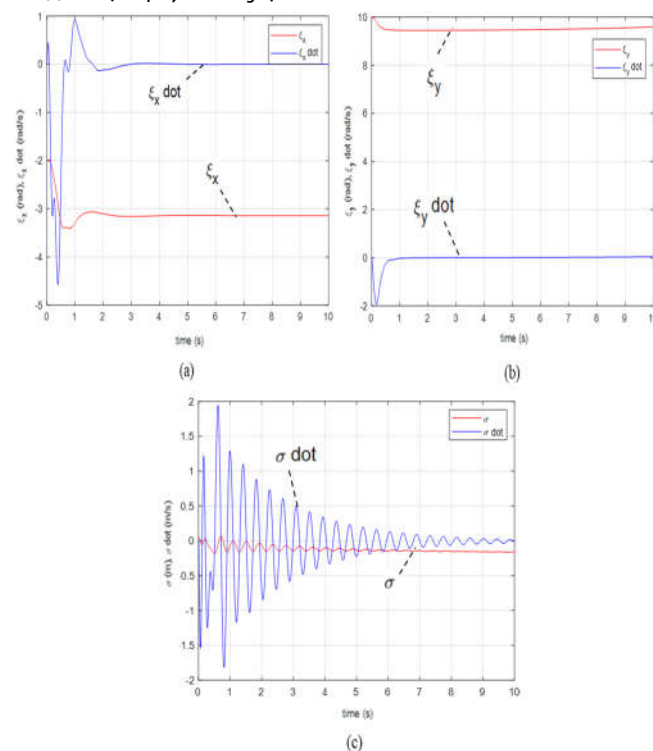
Các mô hình cho thấy, do khối lượng của hàng m_c lớn hơn nhiều so với khối lượng của cầu trục, khối lượng của hệ thống xe con với gối đỡ và các giá trị ban đầu của các góc rung là rất nhỏ nên mặc dù không có tác động đến từ bộ điều khiển, áp lực của tải trọng (hàng hóa) truyền qua hệ thống dây treo tỳ lên ròng rọc theo hướng gần như thẳng đứng làm cho hệ thống xe con chỉ chạy được xung quanh giá trị đặt ban đầu là 1m (hình 3a). Cũng vì lý do đó, nếu xem xét trong điều kiện lý tưởng là chiều dài dây cáp và độ dờn của cầu trục theo phương y không bị giới hạn, quy ước chiều quay thuận là chiều cùng với chiều kim đồng hồ, thì trọng lực rất lớn của khối hàng sẽ kéo cho ròng rọc quay mãi, dẫn đến biến trạng thái tiến ra vô cùng (hình 3c). Năng lượng dự trữ trong hệ ban đầu ở dạng thế năng trọng trường được chuyển hóa toàn bộ thành động năng dùng cho chuyển động của cầu trục chạy và động năng quay của

hệ thống ròng rọc. Động năng dùng cho cầu trục chạy là rất lớn sẽ làm cho biến trạng thái tiến ra vô cùng (hình 3b).



Hình 3. Các trạng thái chấp hành với các giá trị ban đầu của các góc rung thẳng đứng

- (a) Vị trí và tốc độ của hệ thống xe con;
- (b) Vị trí và vận tốc của cầu trục;
- (c) Góc lệch quay của ròng rọc trên xe con.



Hình 4. Các dao động với các giá trị ban đầu của các góc rung thẳng đứng

- (a) Góc rung và vận tốc góc theo phương x;
- (b) Góc rung và vận tốc góc theo phương y;
- (c) Dao động dọc trục và tốc độ dao động dọc trục

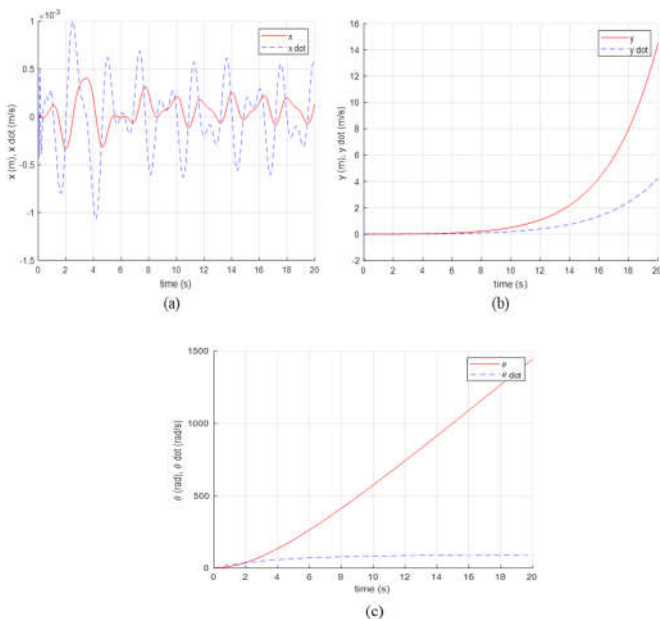
Trường hợp thứ 2, tất cả các điều kiện ban đầu của các biến trạng thái bằng 0 để khảo sát đáp ứng động học của hệ thống khi ảnh hưởng bởi các nhiễu không mong muốn như gió. Do các nhiễu tác động với biên độ ngẫu nhiên không thể biết trước, nên bài báo giả sử dạng hàm nhiễu có dạng tổng của các hàm điều hòa theo thời gian có phương trình:

$$u_1(t) = 0,4 \sin(3t) - 0,5 \cos\left(5t - \frac{\pi}{3}\right) (N)$$

$$u_2(t) = 0,1 \sin\left(4t + \frac{\pi}{6}\right) + 0,1 \cos\left(t + \frac{\pi}{4}\right) (N)$$

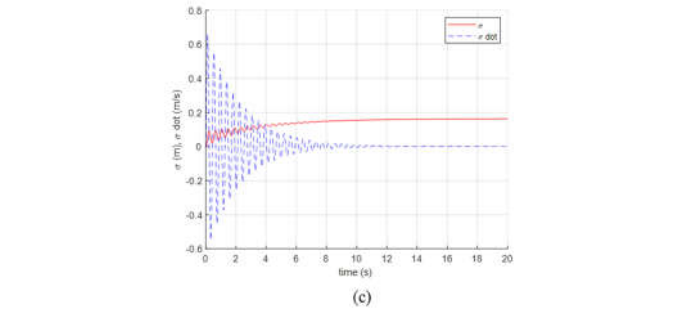
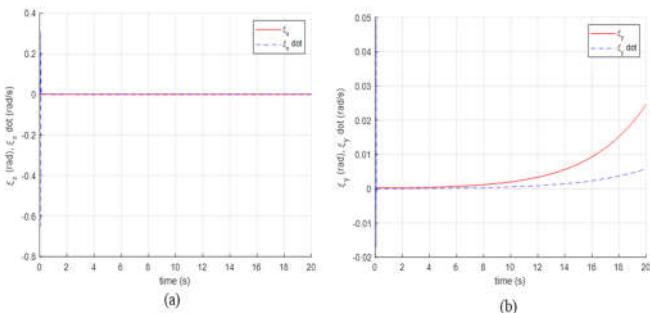
$$u_3(t) = 0,2 \sin(2,3t) - \cos(4,5t) (N.m)$$

Khi đó đáp ứng của hệ tương ứng với các xung đầu trên thể hiện trong các hình 5 và 6.



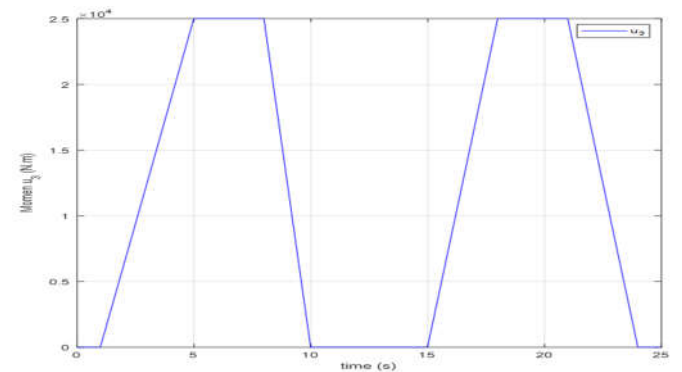
Hình 5. Đáp ứng hệ thống với các trạng thái chấp hành
(a) Vị trí và tốc độ của hệ thống xe con; (b) Vị trí và vận tốc của cầu trục;
(c) Góc lệch quay của ròng rọc trên xe con

Từ hình 5 và 6 có thể thấy, khi tín hiệu nhiễu có biên độ nhỏ cũng có thể làm cho hệ thống trở nên mất ổn định. Ở trường hợp này, quỹ đạo di chuyển của xe con bị nhiễu động mạnh xung quanh điểm 0. Trong suốt khoảng thời gian mô phỏng 20s, $y(t), \theta(t), \xi_y(t)$ đều tiến ra vô cùng khi thời gian càng lớn. Qua đó chứng tỏ rằng hệ thống là khá nhạy cảm khi có nhiễu tác động.

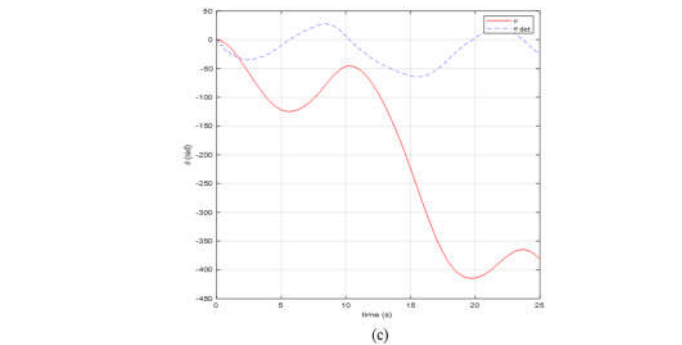
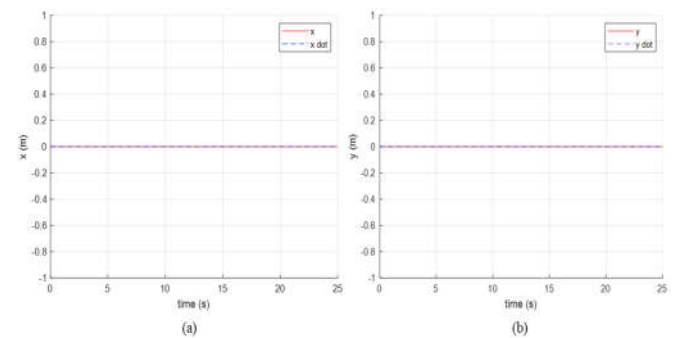


Hình 6. Đáp ứng hệ thống với các trạng thái thiếu chấp hành
(a) Góc rung và vận tốc góc theo phương x; (b) Góc rung và vận tốc góc theo phương y; (c) Dao động dọc trục và tốc độ dao động dọc trục

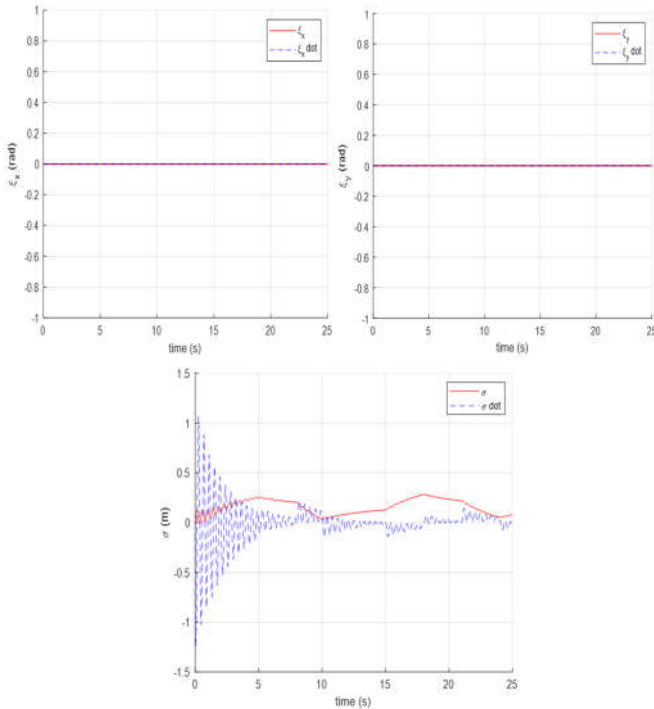
Trường hợp 3, xét hệ thống trong quá trình nâng hạ tải bằng cách kích thích đầu vào điều khiển cơ cấu nâng/hạ một tín hiệu dạng xung như hình 7, đáp ứng động học thể hiện ở hình 8 và 9.



Hình 7. Các xung bước nhảy kích thích vào hệ



Hình 8. Các trạng thái chấp hành với các xung lực chấp hành
(a) Vị trí và tốc độ của hệ thống xe con; (b) Vị trí và vận tốc của cầu trục;
(c) Góc lệch quay của ròng rọc trên xe con



Hình 9. Các dao động với các xung lực chấp hành

(a) Góc rung và vận tốc góc theo phương x; (b) Góc rung và vận tốc góc theo phương y; (c) Dao động dọc trục và tốc độ dao động dọc trục

Trong hình 8, có hai xung đầu vào tác động vào hệ thống thể hiện 2 lần nâng hạ tải trong khi xe và cầu trục không di chuyển. Quá trình nâng và hạ tải là quá trình vận hành liên tục của cơ cấu chấp hành được coi gần đúng có dạng bậc thang. Theo đó, dọc theo sườn lên của xung biểu thị quá trình nâng tải. Đến khi tải đến được độ cao mong muốn thì duy trì giá trị momen quay của ròng rọc trong một khoảng thời gian rồi sau đó hạ tải (giảm giá trị của momen). Thực tế cho thấy, quá trình nâng tải luôn khó khăn và mất nhiều thời gian hơn hạ tải nên xung momen hình thang có độ dốc khi nâng phải nhỏ hơn khi hạ. Do khối lượng của hàng là 5 tấn, nên để nâng được hàng lên thì giá trị momen cần phải thỏa mãn điều kiện:

$$M_{nang} \geq m_c g r_d = 5000 \cdot 9,81 \cdot 0,31 = 15205,5(N.m)$$

Do đó trong trường hợp này, để nâng tải trong thời gian nhanh, chọn giá trị momen nâng vào khoảng 25000(N.m) để khảo sát.

Hình 8 và 9 thể hiện đáp ứng của hệ thống trong vòng 25s đối với trường hợp này. Theo đó, vị trí của xe con, vị trí của cầu trục, góc rung lắc theo hai phương x và y đều đồng nhất bằng 0 do không có lực tác động. Thành phần dao động dọc trục và góc quay của ròng rọc trong trường hợp này trở nên phức tạp hơn trước do liên tục phải nâng hạ. Trong thời gian từ 1s đến 5s là quá trình cơ cấu nâng hàng lần thứ nhất, nếu chiếu theo quy ước về chiều dương như ở trường hợp 1 thì giá trị góc quay ròng rọc trong khoảng thời gian này sẽ phải âm, kéo theo sự dao động nhẹ ban đầu ở thành phần dọc trục như hình 10c. Sau đó, tiến hành hạ tải, ròng rọc quay theo chiều dương làm cho góc quay

tăng lên đồng thời thành phần dao động dọc trục sẽ giảm xuống. Quá trình diễn ra tương tự cho lần nâng hạ thứ 2 tạo nên đáp ứng đầu ra ở góc quay ròng rọc và thành phần dao động dọc trục như hình 9. Như vậy cứ mỗi khi cần nâng hoặc hạ tải trọng, thành phần dao động dọc trục cùng với đạo hàm của nó sẽ dao động và biến thiên khá phức tạp. Góc quay của ròng rọc cũng theo đó mà không thể kiểm soát được cho nên việc tiếp tục nghiên cứu thành phần dao động dọc trục để thiết kế bộ điều khiển để giảm thiểu ảnh hưởng của thành phần này là cần thiết.

3. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, mô hình cần trục 6 bậc tự do mô tả đặc tính phi tuyến cầu trục có xét tới dao động theo phương thẳng dọc trục được đề xuất và được sử dụng để khảo sát các đặc trưng động lực học của toàn bộ hệ thống khi không chịu và chịu sự ảnh hưởng của các lực bên ngoài. Kết quả mô phỏng cho thấy ảnh hưởng của thành phần dao động dọc trục lên hệ cầu trục khá phức tạp và khó để kiểm soát mặc dù biên độ không lớn. Trên cơ sở đó, trong các bài báo sau chúng tôi sẽ phát triển các luật điều khiển phi tuyến như điều khiển trượt, kỹ thuật backstepping, điều khiển thích nghi cho mô hình này nhằm không chỉ đưa tải đến vị trí mong muốn mà còn hạn chế các trạng thái rung lắc ngang và dọc trục trong quá trình hoạt động.

PHỤ LỤC

Các phần tử của ma trận $M(\underline{x}(t))$ được tính như sau:

$$\begin{aligned}
 m_{11} &= m_c + m_t, \quad m_{13} = m_{31} = m_c r_d \sin(\xi_x(t)), \\
 m_{12} &= m_{21} = 0, \quad m_{15} = m_{51} = 0 \\
 m_{14} &= m_{41} = m_c \cos(\xi_x(t))(\sigma(t) + \Delta\sigma + r_d(\xi_x(t) + \theta(t))) \\
 m_{16} &= m_{61} = m_c \sin(\xi_x(t)), \quad m_{22} = m_b + m_c + m_t, \\
 m_{23} &= m_{32} = m_c r_d \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)), \\
 m_{24} &= m_{42} = -m_c \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ +r_d(\theta(t) + \xi_x(t)) \\ -r_d \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix} \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)), \\
 m_{25} &= m_{52} = m_c \left(\sigma(t) + r_d \begin{pmatrix} \theta(t) \\ +\xi_x(t) \end{pmatrix} + \Delta\sigma \right) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)), \\
 m_{26} &= m_{62} = m_c \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)), \quad m_{66} = m_c \\
 m_{33} &= J_d + m_c r_d^2 \sin^2(\xi_x(t)) + m_c r_d^2 \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\
 &\quad + m_c r_d^2 \cos^2(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)), \\
 m_{34} &= m_{43} = m_c \begin{pmatrix} r_d \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_x(t)) \left(\sigma(t) + r_d \begin{pmatrix} \theta(t) \\ +\xi_x(t) \end{pmatrix} + \Delta\sigma \right) \\
 + r_d^2 \sin^2(\xi_y(t)) \cos^2(\xi_x(t)) - r_d \sin^2(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \\
 \sin(\xi_x(t)) \left(\sigma(t) + r_d \begin{pmatrix} \theta(t) \\ +\xi_x(t) \end{pmatrix} + \Delta\sigma \right) - r_d \cos^2(\xi_y(t)) \\
 \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_x(t)) \left(\sigma(t) + r_d(\theta(t) + \xi_x(t)) + \Delta\sigma \right) \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

$$m_{35} = m_{33} = m_c \begin{pmatrix} r_d \left(\sigma(t) + r_d \frac{\theta(t)}{+\xi_x(t)} + \Delta\sigma \right) \cos^2(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ + r_d^2 \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \\ - r_d \left(\sigma(t) + r_d \frac{\theta(t) + \xi_x(t)}{+\Delta\sigma} \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$m_{36} = m_{63} = m_c \begin{pmatrix} r_d \sin^2(\xi_x(t)) + r_d \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ + r_d \cos^2(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$m_{44} = m_c \begin{pmatrix} (r_d \theta(t) + \sigma(t) + \Delta\sigma) \cos^2(\xi_x(t)) \\ + r_d^2 \cos(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ + (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma)^2 \sin^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ - 2r_d \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right) \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \\ + (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma)^2 \sin^2(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$m_{45} = m_{34} = m_c \begin{pmatrix} r_d (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma) \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ + \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right)^2 \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ - r_d \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_y(t)) \sin^2(\xi_x(t)) \\ + \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right)^2 \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$m_{46} = m_{64} = m_c \begin{pmatrix} (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_x(t)) \\ + r_d \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_x(t)) \\ - \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ - \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$m_{55} = m_c \begin{pmatrix} \cos^2(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma)^2 \\ + r_d^2 \sin^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ + (r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) + \sigma(t) + \Delta\sigma)^2 \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \\ + 2r_d \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \left(\frac{r_d (\theta(t) + \xi_x(t))}{+\sigma(t) + \Delta\sigma} \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

Các thành phần của $\mathbf{C}(\underline{x}(t), \dot{\underline{x}}(t))$ được tính như sau:

$$c_{11} = c_{12} = c_{21} = c_{22} = c_{31} = c_{32} = 0,$$

$$c_{41} = c_{42} = c_{51} = c_{52} = c_{61} = c_{62} = 0, c_{15} = 0,$$

$$c_{14} = m_c \begin{pmatrix} \cos(\xi_x(t)) r_d \dot{\xi}_x(t) \\ - (\sigma(t) + \Delta\sigma + r_d (\theta(t) + \xi_x(t))) \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \end{pmatrix}$$

$$c_{23} = 2m_c r_d \begin{pmatrix} \dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \\ - \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix}, c_{16} = 2m_c \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)),$$

$$c_{24} = -m_c \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)),$$

$$c_{25} = -m_c \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \left(\sin(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \right. \\ \left. + 2\dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \right)$$

$$c_{26} = 2m_c \begin{pmatrix} \dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ - \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix}$$

$$c_{13} = 2m_c r_d \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)),$$

$$c_{33} = 2m_c \begin{pmatrix} r_d^2 \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ + r_d^2 \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \begin{pmatrix} \dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ - \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \end{pmatrix} \\ - r_d^2 \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \begin{pmatrix} \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ + \dot{\xi}_y(t) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \end{pmatrix} \end{pmatrix}$$

$$c_{34} = m_c \begin{pmatrix} r_d \sin(\xi_x(t)) \begin{pmatrix} \cos(\xi_x(t)) r_d \dot{\xi}_x(t) \\ - \left(\frac{\sigma(t) + \Delta\sigma}{+ r_d (\theta(t) + \xi_x(t))} \right) \dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \end{pmatrix} \\ - r_d \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ + r_d \cos(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \\ \left(\begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} 2\dot{\xi}_y(t) \sin(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \right) \\ \left(\begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} - \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \right) \\ - r_d \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \end{pmatrix}$$

$$c_{64} = m_c \begin{pmatrix} r_d \dot{\xi}_x(t) \cos^2(\xi_x(t)) - \left(\frac{\sigma(t) + \Delta\sigma}{+ r_d (\theta(t) + \xi_x(t))} \right) \dot{\xi}_x(t) \sin^2(\xi_x(t)) \\ - \left(\frac{\sigma(t) + \Delta\sigma}{+ r_d (\theta(t) + \xi_x(t))} \right) \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ + \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \left(2\dot{\xi}_y(t) \sin(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \right) \\ \left(\begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} - \dot{\xi}_x(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \right) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ - r_d \sin(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \end{pmatrix}$$

$$c_{45} = m_c \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \sin(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \dot{\xi}_y(t) \\ + 2 \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \sin^2(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_y(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ - r_d \cos^2(\xi_x(t)) \sin^2(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \\ - \begin{pmatrix} 2r_d \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ + r_d \sin^2(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ + r_d (\theta(t) + \xi_x(t)) \end{pmatrix} \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 c_{65} &= m_c \left(\begin{array}{l} -\left(\begin{array}{l} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ +r_d(\theta(t) + \xi_x(t)) \end{array} \right) \left(\begin{array}{l} \dot{\xi}_y(t) \sin(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \\ + 2\dot{\xi}_x(t) \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \end{array} \right) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_y(t)) \\ r_d \sin(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \end{array} \right) \\
 c_{66} &= m_c \left(\begin{array}{l} -\left(\begin{array}{l} \sigma(t) + \Delta\sigma \\ +r_d(\theta(t) + \xi_x(t)) \end{array} \right) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \cos(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \\ \dot{\xi}_x(t) \sin 2(\xi_x(t)) + 2 \sin(\xi_y(t)) \cos^2(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \\ -2 \sin^2(\xi_y(t)) \cos(\xi_x(t)) \sin(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ -2 \cos(\xi_x(t)) \cos^2(\xi_y(t)) \sin(\xi_x(t)) \dot{\xi}_x(t) \\ -2 \cos^2(\xi_x(t)) \cos(\xi_y(t)) \sin(\xi_y(t)) \dot{\xi}_y(t) \end{array} \right)
 \end{aligned}$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Sun Zhe, Bi Yunrui, Zhao Xuejian, Sun Zhixin, Ying Chun, Tan Shuhua, 2018. *Type-2 fuzzy sliding mode anti-swing controller design and optimization for overhead crane*. IEEE, vol.6.

[2]. Tuan L. A., Joo Y. H., Tien L. Q., Duong P. X., 2017. *Adaptive Neural Network Second-Order Sliding Mode Control of Dual Arm Robots*. Int. J. Control. Autom. Syst., 15(6), pp. 2883–2891.

[3]. L. H. Lee, P. H. Huang, Y. C. Shih, T. C. Chiang, 2014. *Parallel neural network combined with sliding mode control in overhead crane control system*. Journal of Vibration and Control, vol. 20, no. 5, pp. 749-760.

[4]. Qian D., Tong S., Yi J., 2013. *Adaptive control based on incremental hierarchical sliding mode for overhead crane systems*. Applied Mathematics & Information Sciences, vol. 7, p. 1359.

[5]. Anh Le Viet, Hai Le Xuan, Duc Thuan Vu, Van Trieu Pham, Tuan Le Anh, Cuong Hoang Manh, 2018. *Designing an Adaptive Controller for 3D Overhead Cranes Using Hierarchical Sliding Mode and Neural Network*. IEEE 2018 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE).

[6]. H. Chen, Y. Fang, N. Sun, 2016. *A swing constraint guaranteed mpc algorithm for underactuated overhead cranes*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 21, no. 5.

[7]. Dong H. Q., Lee S., Ba P. D., 2017. *Double-Loop Control with Proportional-Integral and Partial Feedback Linearization for a 3D Gantry Crane*. 2017 17th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS), pp. 1206–1211.

[8]. Nguyen Quang Hoang, 2016. *Adjust the parameters of the PID controller for the crane using the PSO algorithm*. The 2nd International Conference on Engineering Mechanics and Automation pp. 96-100.

AUTHORS INFORMATION

**Pham Van Hung¹, Do Manh Dung², Pham Van Minh¹,
 Nguyen Thu Ha¹, Le Thi Ngoc Oanh¹**

¹Faculty of Electrical Engineering, Hanoi University of Industry

²Hanoi University of Science and Technology