

ĐIỀU KHIỂN TRƯỢT THỜI GIAN CỐ ĐỊNH CHO CÔNG TRỤC GIÀN BÁNH LỚP

FIXED-TIME SLIDING MODE CONTROL OF RUBBER-TIRED GANTRY CRANES

PHẠM VĂN TRIỆU

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email liên hệ: phamvantrieu@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Trong bài báo này, một thuật toán điều khiển bền vững với thời gian cố định được phát triển để tối thiểu hóa sai lệch quỹ đạo của hệ thống công trục giàn bánh lốp. Đầu tiên, bộ điều khiển bền vững được thiết kế dựa trên lý thuyết điều khiển trượt nhằm đảm bảo đầu ra của hệ thống công trục giàn bánh lốp đạt giá trị mong muốn. Tiếp theo, việc phân tích tính ổn định của phương pháp đề xuất dựa trên lý thuyết ổn định Lyapunov và tính toán thời gian hội tụ được trình bày, điều này cho phép người vận hành có thể kiểm soát thời gian hội tụ của hệ thống thông qua các tham số điều khiển. Cuối cùng, mô phỏng số được triển khai để kiểm chứng tính hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất trong việc bám quỹ đạo đặt và có thời gian hội tụ cố định.

Từ khóa: Hệ thống công trục giàn bánh lốp, điều khiển bền vững, thời gian hội tụ, ổn định Lyapunov.

Abstract

In this paper, a fixed-time robust control algorithm is developed to minimize the tracking trajectory error of the rubber-tired gantry crane system. Firstly, a robust controller is designed based on sliding mode control theory to ensure the output of this system reaches the desired value. Then, the stability analysis of the proposed method based on Lyapunov stability theory, and the calculation of the convergence time are presented, which enables the operator to control the convergence time of the system through the control parameters. Finally, numerical simulation is implemented to verify the effectiveness of the proposed controller in tracking the desired trajectory and having a fixed convergence time.

Keywords: Rubber-tired gantry crane system, robust control, convergence time, Lyapunov stability.

1. Giới thiệu

Công trục là loại thiết bị nâng hạ và vận chuyển hàng hóa, được sử dụng phổ biến tại các nhà xưởng, khu công nghiệp, hay bến cảng. Trái ngược với loại công trục di chuyển trên ray, công trục giàn bánh lốp sử dụng chân đế làm bằng bánh xe giúp tăng độ linh

hoạt và phạm vi chuyển động, từ đó nâng cao khả năng làm việc. Do đó, công trục giàn bánh lốp thường được ứng dụng rộng rãi trong điều kiện làm việc bên ngoài. Có nhiều loại công trục phù hợp với từng môi trường và điều kiện làm việc khác nhau, nhưng điểm chung giữa chúng đều là hệ thống thiếu cơ cấu chấp hành. Điều này giúp cho công trục có cấu trúc đơn giản hơn, giảm chi phí sản xuất và vận hành do sử dụng ít động cơ hơn so với các hệ thống đầy đủ cơ cấu chấp hành. Tuy nhiên, việc số lượng biến điều khiển ít hơn số lượng biến trạng thái khiến việc điều khiển các hệ thiếu cơ cấu chấp hành gặp khó khăn. Vì vậy, bài toán thiết kế điều khiển cho hệ thống công trục là một trong những vấn đề rất được quan tâm hiện nay. Một số phương pháp điều khiển thông dụng đã được sử dụng, chẳng hạn bộ điều khiển phản hồi tuyến tính trong [1], bộ điều khiển phản hồi phi tuyến trong [2], hay bộ điều khiển PID trong [3]. Mặc dù đơn giản trong việc thiết kế điều khiển, song các bộ điều khiển trên chưa đảm bảo hệ thống sẽ làm việc ổn định với các bất định. Lý thuyết điều khiển tối ưu như LQR [4] hay điều khiển mô hình dự báo (MPC) [5] cũng được phát triển nhằm tối ưu hiệu suất làm việc. Bên cạnh đó, các phương pháp điều khiển hiện đại như sử dụng mạng nơ ron được đề xuất ở [6], trong khi bộ điều khiển logic mờ được thiết kế ở [7] cho hệ thống công trục. Dưới sự ảnh hưởng của bất định, điều khiển trượt được coi là một phương pháp hiệu quả trong việc đảm bảo hiệu suất bám quỹ đạo. Vì vậy, rất nhiều bộ điều khiển dựa trên lý thuyết điều khiển trượt đã được phát triển cho hệ công trục [8] - [16]. Cụ thể, bộ điều khiển trượt thông thường được sử dụng trong [8], [9] nhằm đảm bảo đầu ra hệ thống tiến về giá trị mong muốn và bền vững với bất định. Để tránh hiện tượng rung gây ảnh hưởng đến cơ cấu chấp hành, các bộ điều khiển trượt nâng cao hơn được đề xuất và phát triển, chẳng hạn bộ điều khiển trượt bậc hai trong [10], [11], bộ điều khiển trượt bậc cao trong [12]. Ngoài ra, điều khiển trượt với cách tiếp cận hàm mũ trong [13], hay bộ điều khiển trượt tăng trong [14] giúp cải thiện hiệu suất bám quỹ đạo của hệ thống. Nghiên cứu [15] đề xuất bộ điều khiển trượt cho hệ công trục

giàn bánh lốp kết hợp với bất đẳng thức ma trận tuyến tính (LMI) trong việc tối ưu hóa mặt trượt. Lý thuyết về đạo hàm bậc phân số cũng được ứng dụng trong việc thiết kế điều khiển như trong nghiên cứu [16] giúp hệ thống ổn định mượt mà hơn. Tuy nhiên, các nghiên cứu này xem xét khả năng hội tụ của hệ thống trong khoảng thời gian vô hạn, điều này cản trở tính ứng dụng của các nghiên cứu trong thực tế. Vì vậy, thời gian hội tụ của hệ thống cũng là một yếu tố cần được xem xét trong việc thiết kế điều khiển. Một số nghiên cứu phát triển bộ điều khiển ổn định trong thời gian hữu hạn như [17], [18], đảm bảo đầu ra hệ thống bám giá trị đặt trong khoảng thời gian hữu hạn. Tuy nhiên các đề xuất này vẫn tồn tại hạn chế là thời gian hội tụ phụ thuộc vào điều kiện ban đầu của hệ thống. Từ đó, phương pháp điều khiển thời gian cố định được phát triển, đảm bảo thời gian hội tụ của hệ thống không phụ thuộc vào điều kiện ban đầu. Phương pháp này được ứng dụng trong nhiều đối tượng khác nhau như tàu mặt nước [19] hay robot [20].

Trong nội dung nghiên cứu này, một bộ điều khiển trượt thời gian cố định được đề xuất cho công trực giàn bánh lốp nhằm đảm bảo đầu ra hệ thống bám theo các giá trị mong muốn và bền vững với bất định. Phương pháp đề xuất cho phép hệ thống ổn định trong thời gian cố định và đồng thời giải quyết vấn đề điểm kỳ dị khiến cho tín hiệu điều khiển tăng đột ngột gây ra sự mất ổn định và dao động. Tính ổn định và thời gian hội tụ của hệ thống được kiểm chứng dựa trên lý thuyết ổn định Lyapunov. Bên cạnh đó, việc kiểm chứng phương pháp đề xuất cũng được tiến hành thông qua các mô phỏng số. Cấu trúc của bài báo gồm các phần như sau: Phần 2 giới thiệu mô hình động lực học của công trực giàn bánh lốp bao gồm năm bậc tự do; thiết kế điều khiển và kiểm chứng thông qua phân tích bằng lý thuyết điều khiển học được trình bày trong Phần 3; trong Phần 4, hai kịch bản mô phỏng được xây dựng với các kết quả mô phỏng được phân tích; Phần 5 là kết luận về hướng nghiên cứu.

2. Mô hình công trực giàn bánh lốp

Trong nghiên cứu này, mô hình và chuyển động công trực giàn bánh lốp được mô tả bởi năm biến trạng thái như trong [18], bao gồm chuyển động tịnh tiến của giàn x , chuyển động ngang của xe con y , chuyển động nâng hạ tải l và hai góc dao động của tải α, β . Thông qua năm biến trạng thái này, các hành vi của hệ công trực được mô tả và kiểm soát để đảm bảo hoạt động chính xác và an toàn. Bên cạnh đó, ba chuyển động chính được xem xét thông qua

các tín hiệu điều khiển gồm chuyển động tịnh tiến của giàn trục F_x , chuyển động ngang của xe con F_y và chuyển động nâng hạ tải F_l . Theo nghiên cứu [18], mô hình động lực học của công trực giàn bánh lốp được biểu diễn bằng phương trình sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \mathbf{F} + \mathbf{d} \quad (1)$$

Trong đó $\mathbf{M}(\mathbf{q})$, $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$, $\mathbf{D}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{5 \times 5}$ và

$\mathbf{G}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{5 \times 1}$ là các ma trận tính toán từ thông số mô

hình và các hệ số giảm chấn; $\mathbf{q} = [x \ y \ l \ \alpha \ \beta]^T$

là véc tơ trạng thái; $\mathbf{F} = [F_x \ F_y \ F_l \ 0 \ 0]^T$ là các

tín hiệu điều khiển; và $\mathbf{d} = [d_x \ d_y \ 0 \ d_\alpha \ d_\beta]^T$

là bất định gây ra bởi các thông số hệ thống. Giả thiết dây cáp không co giãn trong quá trình làm việc, vì vậy không có bất định ảnh hưởng đến dây. Bởi vì hệ công trực giàn bánh lốp có 5 biến trạng thái trong khi chỉ có 3 biến điều khiển nên hệ trên được gọi là hệ thiếu cơ cấu chấp hành. Để xử lý kiểu hệ thống này, ta cần phân tách phương trình (1) thành các hệ thống con. Đặt $\mathbf{q}_a = [x \ y \ l]^T$ là biến trạng thái

kích hoạt và $\mathbf{q}_u = [\alpha \ \beta]^T$ là biến trạng thái không kích hoạt, ta có:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{11}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a \\ + \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{D}_{11}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{D}_{12}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}}_u \\ + \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) = \mathbf{F}_a + \mathbf{d}_a \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_a \\ + \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{G}_2(\mathbf{q}) = \mathbf{d}_u \end{aligned} \quad (3)$$

Trong đó $\mathbf{F}_a = [F_x \ F_y \ F_l]^T$,

$\mathbf{d}_a = [d_x \ d_y \ 0]^T$, và $\mathbf{d}_u = [d_\alpha \ d_\beta]^T$. Biến đổi phương trình (3) ta thu được phương trình sau:

$$\ddot{\mathbf{q}}_u = \mathbf{M}_{22}^{-1} \left(\mathbf{d}_u - \mathbf{M}_{21}\ddot{\mathbf{q}}_a - \mathbf{G}_2 \right) \quad (4)$$

Thay (4) vào (2) ta thu được mô hình mới cho hệ thống công trực giàn bánh lốp như sau:

$$\bar{\mathbf{M}}_1\ddot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{11}\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{12}\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}_1 = \mathbf{F}_a + \xi_a \quad (5)$$

trong đó các ma trận được định nghĩa:

$$\bar{\mathbf{M}}_1 = \mathbf{M}_{11} - \mathbf{M}_{12}\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{M}_{21},$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{11} = \mathbf{D}_{11} + \mathbf{C}_{11} - \mathbf{M}_{12}\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{C}_{21},$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{12} = \mathbf{D}_{12} + \mathbf{C}_{12} - \mathbf{M}_{12}\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{C}_{22},$$

$$\bar{\mathbf{G}}_1 = \mathbf{G}_1 - \mathbf{M}_{12}\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{G}_2, \quad \bar{\boldsymbol{\zeta}}_a = \mathbf{d}_a + \mathbf{M}_{12}\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{d}_u.$$

3. Phương pháp điều khiển

Trong phần này, tác giả đề xuất bộ điều khiển trượt thời gian cố định cho hệ thống công trục giàn bánh lốp. Đầu tiên, bộ điều khiển đề xuất được thiết kế dựa trên mô hình toán học đã trình bày trong Phần 2. Tiếp theo đó, tính ổn định của hệ thống và thời gian hội tụ sẽ được phân tích trên cơ sở lý thuyết ổn định Lyapunov.

3.1. Bộ điều khiển trượt thời gian cố định

Mục tiêu điều khiển hệ công trục giàn bánh lốp là giữ cho các biến trạng thái kích hoạt tiến tới giá trị mong muốn $\mathbf{q}_{ad} = [x_d \ y_d \ l_d]^T$ và giảm thiểu dao động góc $\mathbf{q}_{ud} = \mathbf{0}_{2 \times 1}$. Mặt trượt được định nghĩa như sau:

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}}_a + \mathbf{c}_1\mathbf{e}_a + \mathbf{c}_2\dot{\mathbf{e}}_u + \mathbf{c}_3\mathbf{e}_u \quad (6)$$

với:

$$\mathbf{e}_a = \mathbf{q}_a - \mathbf{q}_{ad}, \quad \mathbf{e}_u = \mathbf{q}_u - \mathbf{q}_{ud}, \quad \mathbf{s} = \begin{bmatrix} s_1 & s_2 & s_3 \end{bmatrix}^T, \quad \text{và các tham số } \mathbf{c}_1 = \text{diag}(c_{11}, c_{12}, c_{13}), \quad \mathbf{c}_2 = \begin{bmatrix} c_{21} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_3 = \begin{bmatrix} c_{31} & 0 & 0 \\ 0 & c_{32} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Đạo hàm mặt trượt ta thu được biểu thức

$$\dot{\mathbf{s}} = (\ddot{\mathbf{q}}_a - \ddot{\mathbf{q}}_{ad}) + \mathbf{c}_1(\dot{\mathbf{q}}_a - \dot{\mathbf{q}}_{ad}) + \mathbf{c}_2(\ddot{\mathbf{q}}_u - \ddot{\mathbf{q}}_{ud}) + \mathbf{c}_3(\dot{\mathbf{q}}_u - \dot{\mathbf{q}}_{ud}) \quad (7)$$

Trong lý thuyết điều khiển trượt, tín hiệu điều khiển được thiết kế bao gồm 2 thành phần. Đầu tiên là thành phần $\mathbf{F}_{a_eq}$ có nhiệm vụ giữ các sai lệch ở trên mặt trượt, là nghiệm của phương trình $\dot{\mathbf{s}} = \mathbf{0}$. Như vậy, kết hợp phương trình (4), (5), và (7) ta có:

$$\mathbf{F}_{a_eq} = \bar{\mathbf{C}}_{11}\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{12}\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}_1 - \left((\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{M}_{21})\bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \right)^{-1} \begin{pmatrix} \mathbf{c}_1\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{c}_3\dot{\mathbf{q}}_u \\ -\mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{G}_2 + \mathbf{C}_{21}\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{22}\dot{\mathbf{q}}_u) \end{pmatrix} \quad (8)$$

Ngoài ra còn thành phần $\mathbf{F}_{a_sw}$ có nhiệm vụ kéo các sai lệch tiến về mặt trượt, được thiết kế dựa trên cách tiếp cận trong nghiên cứu [21] như sau:

$$\mathbf{F}_{a_sw} = - \left((\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{M}_{21})\bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \right)^{-1} \begin{pmatrix} \mathbf{c}_4\mathbf{sgn}(\mathbf{s}) + \mathbf{c}_5\mathbf{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} \\ +\mathbf{c}_6\mathbf{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} + \mathbf{c}_7\mathbf{s} \end{pmatrix} \quad (9)$$

trong đó $\mathbf{c}_j = \text{diag}(c_{j1}, c_{j2}, c_{j3})$ với $j = 4, 5, 6, 7$.

Hàm $\mathbf{sgn}(\mathbf{s}) = [\text{sgn}(s_1) \ \text{sgn}(s_2) \ \text{sgn}(s_3)]^T$ được định nghĩa là hàm dấu và

$$\mathbf{sig}(\mathbf{s})^{\mu_k} = \begin{bmatrix} |s_1|^{\mu_k} \text{sgn}(s_1) & |s_2|^{\mu_k} \text{sgn}(s_2) & |s_3|^{\mu_k} \text{sgn}(s_3) \end{bmatrix}^T$$

với $k = 1, 2$, $0 < \mu_1 < 1$, $\mu_2 > 1$ là định nghĩa cho hàm mũ của s . Việc thêm các hàm trên vào tín hiệu điều khiển $\mathbf{F}_{a_sw}$ giúp xem xét tính ổn định trong khoảng

thời gian cố định của hệ thống. Bằng cách tổng hợp 2 thành phần trong phương trình (8) và (9), tín hiệu điều khiển cho hệ thống công trục giàn bánh lốp được đề xuất như sau:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_a &= \mathbf{F}_{a_eq} + \mathbf{F}_{a_sw} \\ &= \bar{\mathbf{C}}_{11}\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{12}\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}_1 - \left((\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{M}_{21})\bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \right)^{-1} \\ &\quad \begin{pmatrix} \mathbf{c}_1\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{c}_3\dot{\mathbf{q}}_u \\ -\mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{G}_2 + \mathbf{C}_{21}\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{22}\dot{\mathbf{q}}_u) \\ +\mathbf{c}_4\mathbf{sgn}(\mathbf{s}) + \mathbf{c}_5\mathbf{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} \\ +\mathbf{c}_6\mathbf{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} + \mathbf{c}_7\mathbf{s} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

Thông qua mô hình công trục giàn bánh lốp ở phương trình (5), tín hiệu điều khiển được đề xuất dựa trên lý thuyết điều khiển trượt, mô tả bởi phương trình (10). Ngoài ra, bộ điều khiển trong (10) không chứa các thành phần điều khiển gây ra hiện tượng điểm kỳ dị. Tiếp theo, tính ổn định của hệ thống được kiểm chứng thông qua lý thuyết ổn định Lyapunov.

3.2. Phân tích ổn định

Chọn hàm Lyapunov như sau:

$$V = \frac{1}{2}\mathbf{s}^T\mathbf{s} \quad (11)$$

Đạo hàm phương trình (11) theo thời gian và kết hợp với phương trình (7) ta thu được:

$$\dot{V} = \mathbf{s}^T \begin{pmatrix} (\ddot{\mathbf{q}}_a - \ddot{\mathbf{q}}_{ad}) + \mathbf{c}_1(\dot{\mathbf{q}}_a - \dot{\mathbf{q}}_{ad}) \\ +\mathbf{c}_2(\ddot{\mathbf{q}}_u - \ddot{\mathbf{q}}_{ud}) + \mathbf{c}_3(\dot{\mathbf{q}}_u - \dot{\mathbf{q}}_{ud}) \end{pmatrix} \quad (12)$$

Thế lần lượt các phương trình (4), (5), và (10) vào (12) ta có:

$$\dot{V} = \mathbf{s}^T \begin{pmatrix} (\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2 \mathbf{M}_{22}^{-1} \mathbf{M}_{21}) \bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \\ (\mathbf{F}_a - (\bar{\mathbf{C}}_{11} \dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{12} \dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}_1)) \\ -\mathbf{c}_2 \mathbf{M}_{22}^{-1} (\mathbf{C}_{21} \dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{22} \dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{G}_2) \\ +\mathbf{c}_1 \dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{c}_3 \dot{\mathbf{q}}_u + \boldsymbol{\Theta} \end{pmatrix} \quad (13)$$

trong đó $\boldsymbol{\Theta} = \mathbf{c}_2 \mathbf{M}_{22}^{-1} \mathbf{d}_u + (\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2 \mathbf{M}_{22}^{-1} \mathbf{M}_{21}) \bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \boldsymbol{\xi}_a$. Trong thực tế, các bất định và nhiễu thường có nguồn năng lượng hữu hạn và mô hình luôn hoạt động dưới những ràng buộc vật lý. Do đó, giả sử tồn tại $\rho > 0$ sao cho $\|\boldsymbol{\Theta}\| < \rho$. Thay tín hiệu điều khiển (10) vào (13) ta thu được:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\mathbf{s}^T \mathbf{c}_4 \text{sgn}(\mathbf{s}) - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_5 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} \\ &\quad -\mathbf{s}^T \mathbf{c}_6 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_7 \mathbf{s} + \mathbf{s}^T \boldsymbol{\Theta} \\ &\leq -\|\mathbf{s}\| (\lambda_{\min}(\mathbf{c}_4) - \|\boldsymbol{\Theta}\|) - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_5 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} \\ &\quad -\mathbf{s}^T \mathbf{c}_6 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_7 \mathbf{s} \\ &\leq -\|\mathbf{s}\| (\lambda_{\min}(\mathbf{c}_4) - \rho) - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_5 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} \\ &\quad -\mathbf{s}^T \mathbf{c}_6 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_7 \mathbf{s} \end{aligned} \quad (14)$$

Chọn tham số điều khiển $\mathbf{c}_4$ thỏa mãn $\lambda_{\min}(\mathbf{c}_4) > \rho$. Đạo hàm của hàm Lyapunov trong (14) được đánh giá như sau:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\mathbf{s}^T \mathbf{c}_5 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_1} - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_6 \text{sig}(\mathbf{s})^{\mu_2} - \mathbf{s}^T \mathbf{c}_7 \mathbf{s} \\ &\leq -\min(c_{5i}) \sum_{i=1}^3 \left(|s_i|^2 \right)^{\frac{\mu_1+1}{2}} - \min(c_{6i}) \sum_{i=1}^3 \left(|s_i|^2 \right)^{\frac{\mu_2+1}{2}} \\ &\quad -\min(c_{7i}) \sum_{i=1}^3 \left(|s_i|^2 \right) \end{aligned} \quad (15)$$

Áp dụng bất đẳng thức Holder và Jensen ta thu được:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\min(c_{5i}) \left(\sum_{i=1}^3 |s_i|^2 \right)^{\frac{\mu_1+1}{2}} \\ &\quad -\min(c_{6i}) 3^{\frac{1-\mu_2}{2}} \left(\sum_{i=1}^3 |s_i|^2 \right)^{\frac{\mu_2+1}{2}} - \min(c_{7i}) \sum_{i=1}^3 \left(|s_i|^2 \right) \\ &\leq -\min(c_{5i}) (2V)^{\frac{\mu_1+1}{2}} - \min(c_{6i}) 3^{\frac{1-\mu_2}{2}} (2V)^{\frac{\mu_2+1}{2}} \\ &\quad -\min(c_{7i}) 2V \\ &\leq -c_5^* V^{\frac{\mu_1+1}{2}} - c_6^* V^{\frac{\mu_2+1}{2}} - c_7^* V \end{aligned} \quad (16)$$

với $c_5^* = 2^{\frac{\mu_1+1}{2}} \min(c_{5i})$, $c_6^* = 2^{\frac{\mu_2+1}{2}} 3^{\frac{1-\mu_2}{2}} \min(c_{6i})$, và

$c_7^* = 2 \min(c_{7i})$. Bằng cách chọn các tham số điều

kiển $\mathbf{c}_5, \mathbf{c}_6, \mathbf{c}_7$ là các tham số dương, phương trình

(16) chỉ ra rằng đạo hàm của hàm Lyapunov âm, dấu bằng xảy ra khi và chỉ khi $\mathbf{s} = \mathbf{0}$. Như vậy, hệ thống ổn định tiệm cận theo lý thuyết ổn định Lyapunov. Việc xác định thời gian hội tụ cố định đã được đề cập đến trong nghiên cứu trước đây [21]. Dựa trên nghiên cứu [21], thời gian hội tụ của bộ điều khiển đề xuất trong (10) cho công trục giàn bánh lốp được tính toán trong nghiên cứu này. Bằng cách viết lại (16) dưới dạng vi phân ta thu được:

$$dt \leq - \frac{dV}{c_5^* V^{\frac{\mu_1+1}{2}} + c_6^* V^{\frac{\mu_2+1}{2}} + c_7^* V} \quad (17)$$

Tích phân 2 vế trong khoảng thời gian $[0, T]$ ta có:

$$T \leq \int_0^{V(0)} \frac{dV}{c_5^* V^{\frac{\mu_1+1}{2}} + c_6^* V^{\frac{\mu_2+1}{2}} + c_7^* V} \quad (18)$$

$$\text{Đặt } V(0) = V_0, \quad 0 < a = \frac{\mu_1+1}{2} < 1, \quad b = \frac{\mu_2+1}{2} > 1,$$

và $\theta = \frac{1}{V}$, ta có:

$$\begin{aligned} T &\leq \int_0^1 \frac{dV}{c_5^* V^a + c_6^* V^b + c_7^* V} \\ &\quad + \int_1^{V_0} \frac{dV}{c_5^* V^a + c_6^* V^b + c_7^* V} \\ &\leq \int_0^1 \frac{dV}{c_5^* V^a + c_7^* V} + \int_1^{V_0} \frac{dV}{c_6^* V^b + c_7^* V} \\ &\leq T_1 + T_2 \end{aligned} \quad (19)$$

Xét thành phần thứ nhất, ta có:

$$\begin{aligned} T_1 &= \int_0^1 \frac{dV}{c_5^* V^a + c_7^* V} \\ &= \frac{1}{1-a} \int_0^1 \frac{dV^{1-a}}{c_5^* + c_7^* V^{1-a}} \\ &= \frac{1}{c_7^* (1-a)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_5^*} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

Xét thành phần thứ hai, ta có:

$$\begin{aligned} T_2 &= \int_1^{V_0} \frac{dV}{c_6^* V^b + c_7^* V} \\ &= \int_1^{V_0} \frac{V^{-b} dV}{c_6^* + c_7^* V^{1-b}} \\ &= \int_1^{\frac{1}{V_0}} \frac{\theta^b d\frac{1}{\theta}}{c_6^* + c_7^* \theta^{b-1}} \end{aligned} \quad (21)$$

Xét cận trên của thời gian hội tụ của hệ thống điều khiển, khi đó phương trình (21) được biến đổi thành:

$$\begin{aligned} T_2 &\leq -\lim_{V_0 \rightarrow \infty} \int_1^{\frac{1}{V_0}} \frac{\theta^{b-2} d\theta}{c_6^* + c_7^* \theta^{b-1}} \\ &= \frac{1}{b-1} \int_0^1 \frac{d\theta^{b-1}}{c_6^* + c_7^* \theta^{b-1}} \\ &= \frac{1}{c_7^* (b-1)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_6^*} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

Như vậy, mặt trượt sẽ hội tụ về không sau khoảng thời gian cố định như sau:

$$\begin{aligned} T \leq t_s &= \frac{1}{c_7^* (1-a)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_5^*} \right) \\ &+ \frac{1}{c_7^* (b-1)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_6^*} \right) \\ &= \frac{2}{c_7^* (1-\mu_1)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_5^*} \right) \\ &+ \frac{2}{c_7^* (\mu_2-1)} \ln \left(1 + \frac{c_7^*}{c_6^*} \right) \end{aligned} \quad (23)$$

Bằng việc lựa chọn các tham số điều khiển trong phương trình (10) phù hợp với hệ thống, bộ điều khiển giúp đảm bảo khả năng bám quỹ đạo mong muốn và giảm thiểu các dao động lắc. Hơn nữa, dựa vào phương trình (23), người vận hành có thể điều chỉnh các tham số $c_5, c_6, c_7, \mu_1, \mu_2$ để kiểm soát thời gian hội tụ của hệ thống mà không phụ thuộc vào trạng thái ban đầu.

4. Mô phỏng kiểm chứng

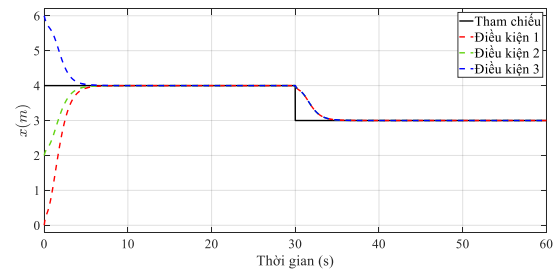
Trong nghiên cứu này, hai kịch bản mô phỏng được xây dựng nhằm kiểm chứng tính hiệu quả của phương pháp đề xuất. Thông số của mô hình công trục giàn bánh lốp được lựa chọn dựa trên nghiên cứu [18], cụ thể như sau: $m_t = 5$ kg, $m_c = 0.85$ kg, $m_b = 7$ kg, $m_l = 2$ kg, $b_b = 27$ Ns/m, $b_t = 18$ Ns/m, $b_r = 20$ Ns/m, $b_w = 5$ Ns/m. Thông số của bộ điều khiển được chọn như sau: $c_{11} = 0.55$, $c_{12} = 0.5$, $c_{13} = 100$, $c_{21} = c_{22} = 0.1$, $c_{31} = c_{32} = -5$, $\mu_1 = 0.5$

$$\mu_2 = 1.5, c_{41} = c_{42} = c_{43} = 50, c_5 = c_6 = c_7 = 5I_3.$$

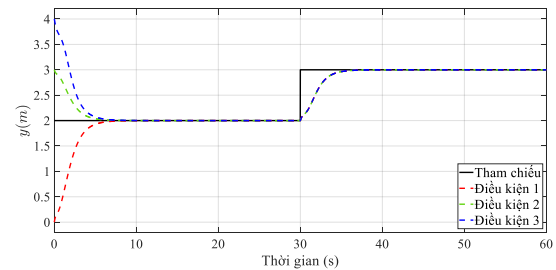
Kịch bản 1 được xây dựng để nhấn mạnh khả năng hội tụ về giá trị mong muốn trong khoảng thời gian cố định mà không phụ thuộc vào điều kiện ban đầu của hệ thống. Nghiên cứu xem xét 3 điều kiện ban đầu khác nhau của hệ thống, cụ thể:

- Điều kiện 1: $\mathbf{q}_{a0} = [0 \quad 0 \quad 0.75]^T$
- Điều kiện 2: $\mathbf{q}_{a0} = [2 \quad 3 \quad 1]^T$
- Điều kiện 3: $\mathbf{q}_{a0} = [6 \quad 4 \quad 2.25]^T$

Kết quả mô phỏng Hình 1-5 chỉ ra rằng với những điều kiện ban đầu khác nhau của hệ thống, các trạng thái đều hội tụ về giá trị mong muốn trong cùng một khoảng thời gian. Cụ thể, đáp ứng chuyển động của công trục theo trục x và trục y hội tụ về giá trị đặt sau khoảng thời gian lần lượt là 7 giây và 9 giây, mô tả trong Hình 1 và 2. Bên cạnh đó, sau khoảng 5 giây, chiều dài dây cáp ổn định ở mức 1.5m mà không bị ảnh hưởng bởi điều kiện đầu, thể hiện trong Hình 3. Hình 4 và 5 mô tả các dao động của tải, có thể thấy bộ điều khiển có khả năng dập tắt các dao động lắc của tải để giữ cho hệ thống ổn định trong suốt quá trình vận hành. Như vậy, bằng cách lựa chọn các tham số điều khiển phù hợp trong phương trình (23), phương pháp đề xuất có khả năng cho phép người vận hành kiểm soát thời gian hội tụ của hệ thống một cách dễ dàng.

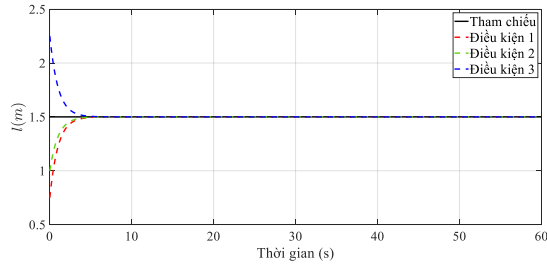


Hình 1. (Kịch bản 1) Đáp ứng chuyển động theo trục x

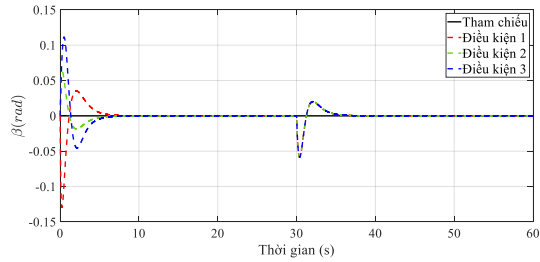


Hình 2. (Kịch bản 1) Đáp ứng chuyển động theo trục y

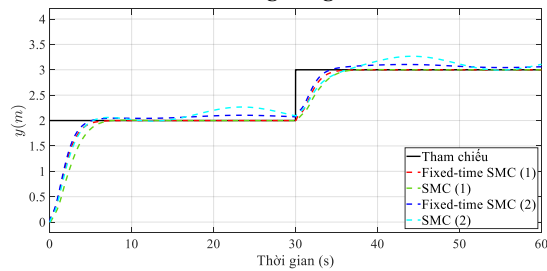
Trong kịch bản 2, bộ điều khiển đề xuất được xem xét làm việc trong môi trường có nhiễu và bất định. Ngoài ra, bộ điều khiển SMC thông thường được sử dụng để so sánh hiệu suất bám quỹ đạo đặt,



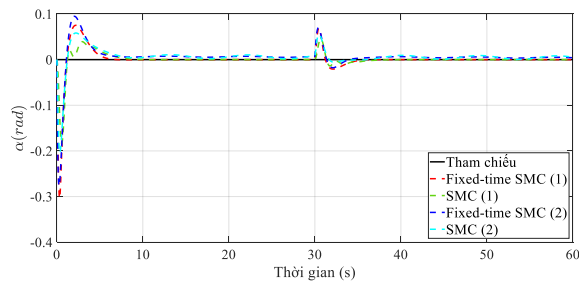
Hình 3. (Kịch bản 1) Chiều dài dây cáp



Hình 5. (Kịch bản 1) Góc lắc dây cáp trong mặt phẳng nghiêng



Hình 7. (Kịch bản 2) Đáp ứng chuyển động theo trục y

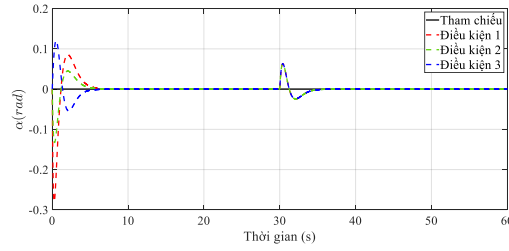


Hình 9. (Kịch bản 2) Góc lắc dây cáp trong mặt phẳng đứng

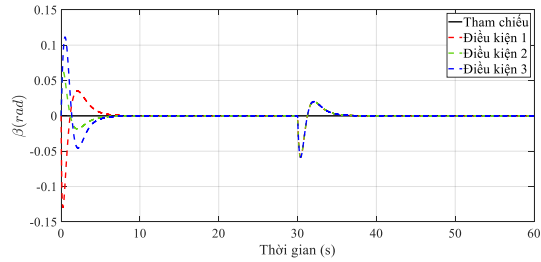
với tín hiệu điều khiển được tính toán như sau:

$$\mathbf{F}_{a_SMC} = \bar{\mathbf{C}}_{11}\dot{\mathbf{q}}_a + \bar{\mathbf{C}}_{12}\dot{\mathbf{q}}_u + \bar{\mathbf{G}}_1 - \left((\mathbf{I}_3 - \mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}\mathbf{M}_{21})\bar{\mathbf{M}}_1^{-1} \right)^{-1} \begin{pmatrix} \mathbf{c}_1\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{c}_3\dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{c}_4\text{sgn}(\mathbf{s}) \\ -\mathbf{c}_2\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{G}_2 + \mathbf{C}_{21}\dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{C}_{22}\dot{\mathbf{q}}_u) \end{pmatrix} \quad (24)$$

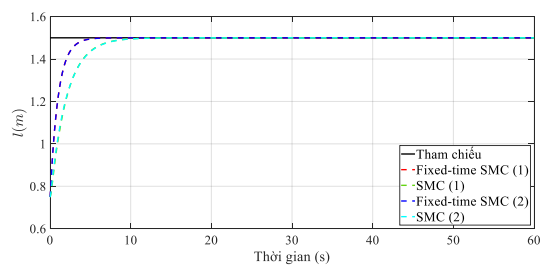
Trong đó các tham số điều khiển được lựa chọn giống với bộ điều khiển đề xuất. Các trường hợp nhiễu được sử dụng để kiểm chứng tính bền vững của phương pháp đề xuất gồm:



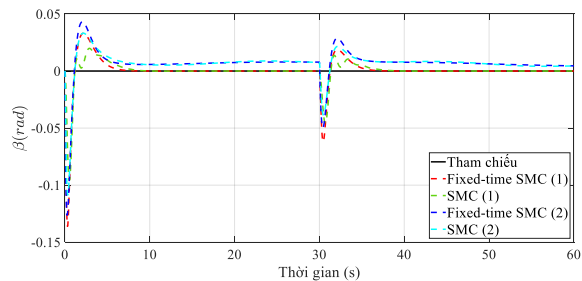
Hình 4. (Kịch bản 1) Góc lắc dây cáp trong mặt phẳng đứng



Hình 6. (Kịch bản 2) Đáp ứng chuyển động theo trục x



Hình 8. (Kịch bản 2) Chiều dài dây cáp



Hình 10. (Kịch bản 2) Góc lắc dây cáp trong mặt phẳng nghiêng

(1) Để kiểm tra tính bền vững của phương pháp đề xuất, các bất định của hệ thống được xem xét. Với tham số bộ điều khiển không đổi, các thông số mô hình có giá trị như sau:

$$m_t = 30\text{kg}, m_l = 4\text{kg}, m_b = 42\text{kg}.$$

(2) Bên cạnh việc xem xét các bất định, nhiễu môi trường cũng là một yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng điều khiển. Nhiễu gió được sử dụng có dạng [18]:

$$\mathbf{d}_1 = 0.5\rho\mathbf{k}_h\mathbf{c}_w\mathbf{A}\mathbf{v}^2 \quad (25)$$

Ngoài ra, các yếu tố bất thường và không lường trước được tác động lên hệ thống được giả sử có

dạng:

$$\mathbf{d}_2 = \begin{bmatrix} 10.5\sin(0.7t) \\ 4.75\cos(0.3t) \\ 0 \\ 0.05\cos(0.02t) \\ 0.05t \end{bmatrix} \quad (26)$$

Với trường hợp nhiễu đầu tiên, Hình 6-10 cho thấy cả bộ điều khiển đề xuất trong (10) và bộ SMC trong (24) vẫn cho hiệu suất bám quỹ đạo mong muốn tốt, điều này cho thấy khả năng làm việc trong môi trường có bất định. Ngoài ra, nhờ vào việc có thể tính toán được thời gian hội tụ trong phương trình (23), bộ điều khiển đề xuất đã cho ra đáp ứng nhanh hơn bộ SMC thông thường. Với chuyển động theo trục x và y, thời gian hội tụ của bộ điều khiển đề xuất nhanh hơn bộ SMC thông thường khoảng 1.5 lần, mô tả trong Hình 6 và 7. Đặc biệt, khả năng đáp ứng nhanh của phương pháp đề xuất được thể hiện rõ nhất trong Hình 8, khi mà chiều dài dây cáp hội tụ về giá trị mong muốn nhanh trong khoảng 6 giây trong khi với bộ SMC thông thường là khoảng 11 giây. Các dao động lắc của tải đều được triệt tiêu chứng tỏ khả năng bền vững của bộ điều khiển đề xuất với các bất định, thể hiện trong Hình 9-10. Quan sát trong trường hợp nhiễu thứ hai, mặc dù bộ điều khiển đề xuất vẫn cho thấy khả năng bám quỹ đạo tốt hơn so với bộ SMC thông thường nhưng cả hai bộ điều khiển đều bị ảnh hưởng hiệu suất đầu ra đáng kể. Qua đó, một vấn đề tiềm năng được đưa ra và cần giải quyết trong tương lai.

5. Kết luận

Nghiên cứu này đã phát triển bộ điều khiển bền vững thời gian cố định cho hệ công trục giàn bánh lốp. Dựa trên lý thuyết điều khiển trượt, phương pháp đề xuất đảm bảo các trạng thái của hệ thống tiến tới giá trị mong muốn, đồng thời dập tắt các dao động lắc của tải. Ngoài ra, khả năng ổn định bền vững với một số bất định và thời gian hội tụ của hệ thống được kiểm chứng dựa trên lý thuyết ổn định Lyapunov và các mô phỏng số. Tuy nhiên, với các loại nhiễu phức tạp hơn, đáp ứng đầu ra của phương pháp đề xuất còn tồn tại sai lệch tĩnh lớn. Vì vậy, một cấu trúc điều khiển tích hợp bộ quan sát nhiễu sẽ được xem xét trong các nghiên cứu tiếp theo. Ngoài ra, các nghiên cứu thực nghiệm sẽ được tiến hành nhằm nâng cao độ tin cậy của phương pháp đề xuất.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: **DT24-25.28**.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Tuan, Le Anh, et al (2013). *Partial feedback linearization control of a three-dimensional overhead crane*. International Journal of Control, Automation and Systems, Vol.11(4), pp.718-727.
- [2] Chen, He, and Ning Sun (2019). *Nonlinear control of underactuated systems subject to both actuated and unactuated state constraints with experimental verification*. IEEE Transactions on Industrial Electronic, Vol.67(9), pp.7702-7714.
- [3] Hussien, SY Syed, et al (2015). *The effects of auto-tuned method in PID and PD control scheme for gantry crane system*. International Journal of Soft Computing and Engineering. Vol.4(6), pp.121-125.
- [4] Moustafa, Kamal AF, Khalifa H. Harib, and Farag Omar (2013). *Optimum controller design of an overhead crane: Monte Carlo versus pre-filter-based designs*. Transactions of the Institute of Measurement and Control. Vol.35(2). doi: 10.1177/0142331212441195.
- [5] Ileš, Šandor, Jadranko Matuško, and Fetah Kolonić (2018). *Sequential distributed predictive control of a 3D tower crane*. Control Engineering Practice, Vol.79. doi: 10.1016/j.conengprac.2018.07.001.
- [6] Ramli, Liyana, Z. Mohamed, and H. I. Jaafar (2018). *A neural network-based input shaping for swing suppression of an overhead crane under payload hoisting and mass variations*. Mechanical Systems and Signal Processing. Vol.107, pp.484-501.
- [7] Chang, Cheng-Yuan, and Tung-Chien Chiang (2009). *Overhead cranes fuzzy control design with deadzone compensation*. Neural Computing and Applications. Vol.18 (2009), pp.749-757.
- [8] Almutairi, Naif B., and Mohamed Zribi (2009). *Sliding mode control of a three-dimensional overhead crane*, Journal of Vibration and Control. Vol.15, No.11, pp.1679-1730. doi: 10.1177/1077546309105095.
- [9] Sankaranarayanan, Velupillai, and Arun D. Mahindrakar (2008). *Control of a class of underactuated mechanical systems using sliding modes*. IEEE transactions on robotics, Vol.25(2). doi: 10.1109/TRO.2008.2012338.

- [10] Cuong, Hoang Manh, and Soon-Geul Lee (2013). *Second-order sliding mode control of 3D overhead cranes*. 2013 International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS). IEEE.
- [11] Bartolini, Giorgio, Alessandro Pisano, and Elio Usai (2002). *Second-order sliding-mode control of container cranes*. Automatica, Vol.38(10), pp.1783-1790.
- [12] Geuß, Matthias, Cholwoo Choi, and Boris Lohmann (2014). *Control of parameter-dependent high-order systems using parametric model reduction*. at-Automatisierungstechnik Vol.62(7), pp.523-533.
- [13] Phạm Văn Triệu, Mai Thế Trọng, Đặng Văn Trọng (2022). *Thiết kế bộ điều khiển trượt với cách tiếp cận hàm mũ cho cầu trục 3D*. Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải. Số 69, tr.38-44.
- [14] Tuan, Le Anh, and Soon-Geul Lee (2013). *Sliding mode controls of double-pendulum crane systems*. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol.27.
doi: 10.1007/s12206-013-0437-8.
- [15] Jeong, Ji-Hyun, Young-Bok Kim, and Dong-Won Jung (2013). *A study of the tracking control of an transfer crane using nonholonomic constraint*. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. Vol.14, pp.1775-1782.
- [16] Phạm Văn Triệu, Đặng Văn Trọng (2022). *Điều khiển cổng trục 3D dựa trên bộ điều khiển trượt bậc phân số*. Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải. Số 70, tr.30-35.
- [17] Tuan, Le Anh (2020). *Neural observer and adaptive fractional-order backstepping fast-terminal sliding-mode control of RTG cranes*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.68(1).
doi: 10.1109/TIE.2019.2962450.
- [18] Cuong, Hoang Manh, Hoang Quoc Dong, and Pham Van Trieu (2021). *Adaptive fractional-order terminal sliding mode control of rubber-tired gantry cranes with uncertainties and unknown disturbances*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.154.
doi: 10.1016/j.ymssp.2020.107601.
- [19] Zhou, Bin, et al (2021). *Fixed-time neural network trajectory tracking control for underactuated surface vessels*. Ocean Engineering, Vol.236, 109416.
- [20] Zhang, Liyin, et al (2024). *Fixed-time terminal sliding mode control for uncertain robot manipulators*. ISA Transactions, Vol.144 (2024), pp.364-373.
- [21] Anjum, Zeeshan, Zhe Sun, and Bo Chen (2024). *Disturbance - observer - based fault - tolerant control of robotic manipulator: A fixed - time adaptive approach*. IET Control Theory & Applications, Vol.18(11), pp.1398-1413.

Ngày nhận bài:	10/02/2025
Ngày nhận bản sửa:	26/02/2025
Ngày duyệt đăng:	01/03/2025