

Phương pháp kiểm soát ổn định của cần trục bánh lốp

Method for controlling the stability of truck cranes

> TS TRẦN ĐỨC HIẾU

Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

TÓM TẮT

Ngày nay, cần trục được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực của ngành Xây dựng dân dụng và công nghiệp. Việc đảm bảo ổn định cho cần trục trong quá trình làm việc là một yêu cầu kỹ thuật quan trọng. Bài báo phân tích sự dịch chuyển của tâm khối lượng trong hệ thống cần trục, phản ứng của hệ thống chân chống, mô men ổn định và các yếu tố lật đổ tác động lên cần trục. Đồng thời, bài báo đề xuất phương pháp kiểm soát ổn định cho cần trục tự hành bánh lốp, cho phép chủ động duy trì độ ổn định trong quá trình vận hành. Giải pháp này giúp giảm thiểu ảnh hưởng của tải trọng động đến độ ổn định của cần trục mà vẫn đảm bảo năng suất làm việc của thiết bị.

Từ khóa: Cần trục bánh lốp; ổn định; an toàn; động lực học; mô men tải.

ABSTRACT

Nowadays, cranes are widely used in various fields of civil and industrial construction. Ensuring the stability of cranes during operation is a critical technical requirement. This paper analyzes the displacement of the center of mass in the crane system, the reaction forces of the outrigger system, the stabilizing moments, and the overturning factors affecting the crane. Furthermore, the paper proposes a stability control method for truck cranes, enabling active maintenance of stability during operation. This solution helps minimize the impact of dynamic loads on the crane's stability while maintaining the machine's productivity.

Keywords: Truck crane; stability; safety; dynamic; load moment.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cần trục bánh lốp là một trong những phương tiện quan trọng của việc cơ giới hóa các quá trình sản xuất trong tất cả các ngành kinh tế quốc dân. Sự phát triển mạnh mẽ của công nghiệp, nâng cao năng suất lao động, cần phải phát triển không ngừng và cải tiến kỹ thuật cần trục. Công nghiệp xây dựng không thể thiếu cần trục, việc xây dựng những khu nhà cao tầng và kỹ thuật xây dựng lắp từng khối lớn là những việc không thể thực hiện được nếu không cơ giới

hóa quá trình nâng - vận chuyển. Cần trục bánh lốp có không gian làm việc được mở rộng đáng kể và khả năng nhanh chóng thay đổi vị trí làm việc. Khi cần trục hoạt động có thể xảy ra các tai nạn dẫn đến tổn thất vật chất và tính mạng của người lao động. Cùng với việc đánh giá các chỉ số thống kê, đã xác định rằng cần trục bánh lốp đã xảy ra 73% các vụ tai nạn liên quan đến tất cả các loại cần trục (Yow et al. 2000). Ngoài ra, gần 3% các vụ tai nạn là chết người và 8% trong số đó, thương tật vĩnh viễn (MacCollum 2011).

Belunce và các cộng sự [1] đã phát triển khả năng điều khiển hệ thống để giảm thiểu thời gian ổn định của tải trọng lắc do chuyển động của cần trục bằng cách sử dụng bộ điều khiển được tạo ra từ hàm Lyapunov. Hiếu và cộng sự [2] đã trình bày một mô hình nghiên cứu tập trung vào việc quản lý mức độ rung động và độ nghiêng của cần trục bánh lốp tại các công trường xây dựng. Nghiên cứu này cũng đề xuất một khuôn khổ để giám sát hoạt động của cần trục tập trung vào vấn đề an toàn, sử dụng các cảm biến và thiết bị điều khiển an toàn. Các thành phần này giao tiếp với hệ thống quản lý an toàn tại công trường để trao đổi dữ liệu thời gian thực, đưa ra cảnh báo an toàn và tạo ra các cảnh báo. Kacalak cùng các cộng sự [3] đã trình bày đánh giá độ ổn định của hệ thống xử lý cần cầu di động dựa trên phương pháp đã phát triển với việc sử dụng mô hình toán học được xây dựng và mô hình được xây dựng trong môi trường CAD/CAE tích hợp. Cekus & Kwiatoń [4] đã phân tích độ ổn định của cần cầu di động, có tính đến khả năng biến dạng của hệ thống cáp và ảnh hưởng của các lực bên ngoài. Khả năng biến dạng của dây được đưa ra bằng cách sử dụng mô hình Kelvin-Voigt, trong khi lực gió được xác định bằng công thức cho lực cản khí động học. Theo dõi trọng tâm của toàn bộ hệ thống liên quan đến đường viền lật được chọn làm tiêu chí ổn định. Kết quả được trình bày dưới dạng hình chiếu của trọng tâm trên mặt phẳng quay. Hiếu và các cộng sự [5] đã nghiên cứu mô hình động của cần trục bánh lốp khi xét đến độ đàn hồi của cáp và nền đất. Mô hình này sẽ cho phép chúng ta đánh giá phản ứng động của máy, phân tích độ rung của vật nặng đang được nâng lên và hạ xuống, sau đó nghiên cứu các vấn đề về độ ổn định và điều khiển.

Raftoyiannis và Michaltsos [6] đã trình bày một mô hình phân tích phù hợp cho phân tích động lực học của cần trục ống lồng. Mô hình này tính đến bản chất thay đổi theo thời gian của tần số tự nhiên. Liu và cộng sự [7] đã thiết lập phương trình dao động tham số của cánh tay cần trục, được biểu thị dưới dạng phương trình Mathieu. Zheng và Wang [8] đã sử dụng mô hình động học và động học để phân tích chuyển động của cần trục ống lồng, bao gồm quay, nâng hạ cần, nâng và hạ tải. Sun cùng cộng sự [9] đã sử dụng mô phỏng máy tính với trí tuệ nhân tạo để phân tích độ ổn định của cần trục trong quá trình di chuyển. Một mô hình 3D đã được tạo và phân tích cho nhiều cấu hình và tải khác nhau. Một mạng nơ-ron đã

giúp đánh giá lực tiếp xúc, mô men xoắn và trọng tâm để đảm bảo hoạt động ổn định của cần cầu. Các mô phỏng đã xem xét các yếu tố như vị trí cần trục và tay đòn, khối lượng tải và giá trị tải trọng được áp dụng. Kjelland và Hansen [10] giới thiệu một phương pháp để chủ động kiểm soát độ rung trong cần trục vận hành bằng thủy lực của cần cầu xe tải, được so sánh và kết hợp với điều khiển phản hồi áp suất của van tỷ lệ.

Các quy định chung để tính toán độ ổn định của cần trục được nêu trong "Quy tắc thiết kế và vận hành an toàn cần trục" [11]. Theo tài liệu này, việc tính toán độ ổn định của cần trục phải được thực hiện dưới tác dụng của tải thử, tác dụng của tải (ổn định tải), không có tải (tự ổn định), dỡ tải đột ngột và lắp đặt (tháo dỡ).

Việc tạo ra các thiết kế máy tối ưu không chỉ đòi hỏi khả năng tính toán chính xác các thông số động mà còn phải xác định những cách hiệu quả nhất để giảm thiểu tải trọng động. Đảm bảo tính ổn định là điều kiện quan trọng khi phát triển hệ thống điều khiển cho hoạt động làm việc của cần trục bánh lốp. Điều này chủ yếu là do hai lý do: thứ nhất, khoảng một nửa số vụ tai nạn liên quan đến cần trục bánh lốp là do lật; thứ hai, mất tính ổn định thường dẫn đến việc phá hủy chính máy, khiến máy không thể sửa chữa được, cũng như hư hỏng thứ cấp và khả năng gây thương vong cho con người.

Hiện nay, thiết bị phổ biến nhất để theo dõi tính ổn định của cần trục là bộ giới hạn mô men tải, hoạt động ở chế độ chỉ báo và không ảnh hưởng đến hoạt động của máy cho đến khi đạt đến ngưỡng ổn định quan trọng. Tuy nhiên, việc sử dụng hệ thống như vậy có thể dẫn đến lật trong trường hợp xấu nhất hoặc dừng công việc trong trường hợp tốt nhất do tải trọng động trong quá trình di chuyển tải đột ngột, ngay cả khi tải có thể được nâng lên với gia tốc (ổn định) mượt mà hơn.

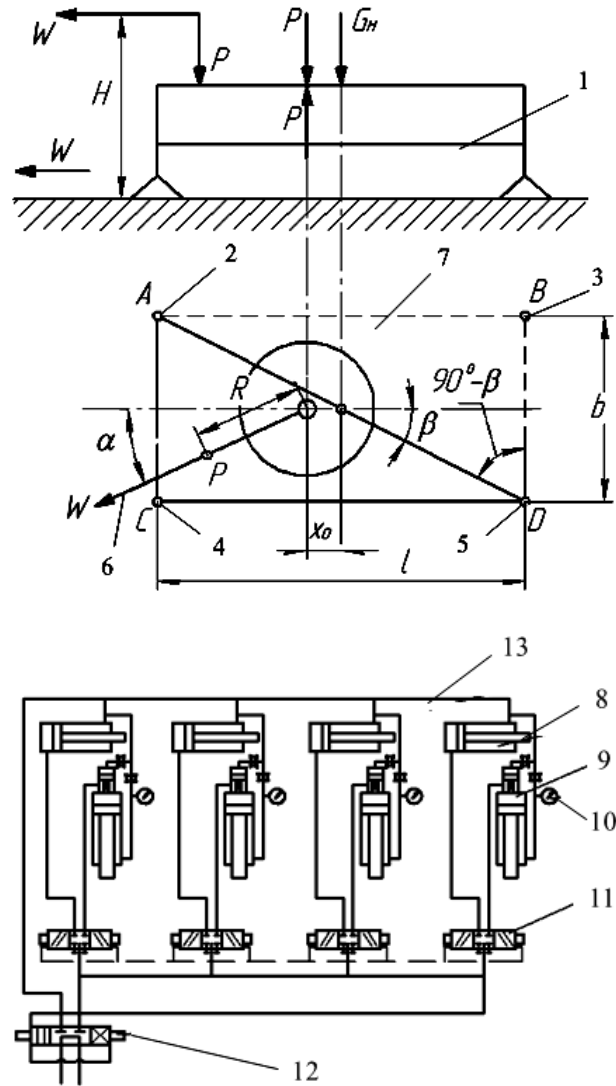
Quá trình thiết kế và khai thác cần trục bánh lốp luôn đặt ra vấn đề cung cấp khả năng vận hành an toàn và đáng tin cậy. Do đó, cần phải kiểm soát độ ổn định của cần trục bánh lốp, liên quan đến lật đổ, để mô tả các vấn đề khai thác một cách chính xác hơn. Sự đóng góp như vậy là biện pháp thích hợp giúp cải thiện sự an toàn của cần trục bánh lốp trong quá trình khai thác.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

Phương pháp điều khiển độ ổn định của cần trục bánh lốp bao gồm việc tính toán mô men tải và so sánh nó với giá trị tối đa cho phép. Tùy thuộc vào dữ liệu nhận được, một tín hiệu sẽ được tạo ra để kích hoạt các cơ chế điều khiển, nhằm giảm mô men tải. Đặc điểm của phương pháp này là đo tốc độ thay đổi áp suất trong các xilanh thủy lực của các chân chống và xác định dấu (hướng) của chúng. Sau đó, tạo ra các tổ hợp kiểm soát tốc độ thay đổi áp suất, so sánh chúng với các giá trị tham chiếu (chuẩn). Dựa trên sự trùng khớp hoặc không trùng khớp của các tổ hợp kiểm soát này với các giá trị tham chiếu, tín hiệu điều khiển các tham số ảnh hưởng đến độ ổn định sẽ được tạo ra. Thiết bị để thực hiện phương pháp điều khiển độ ổn định của cần trục bánh lốp bao gồm đường ống dẫn dầu thủy lực của các chân chống, cơ cấu quay bàn quay, bộ chuyển đổi tương tự - số và vi xử lý tích hợp trên bo mạch. Trong bộ nhớ của vi xử lý tích hợp này, một mô hình toán học của cần trục tự hành đã được lập trình sẵn, cho phép thay đổi tùy theo loại cần cầu. Điểm khác biệt là trong đường ống dẫn dầu thủy lực của các chân chống còn có các cảm biến áp suất. Vi xử lý tích hợp có kết nối với các cảm biến áp suất, và cơ chế quay bàn quay được trang bị động cơ thủy lực piston hướng trục điều chỉnh được.

Sau khi kích hoạt van phân phối thủy lực chính 12, có thể kích hoạt các van phân phối thủy lực 11, nhờ đó tạo ra áp suất trong các xilanh thủy lực của dầm đỡ cần trục 8 và các xilanh thủy lực của chân chống 9, cần trục được nâng lên. Thông qua các cảm biến áp suất

10 xác định sự thay đổi áp suất trong khoang xilanh khi hệ thống khung máy 7 được biến đổi, và vi xử lý trên bo mạch xác định tốc độ thay đổi áp suất. Trong sơ đồ tính toán trên hình 1 có thể thấy rằng ở vị trí hiện tại của cần ống lồng 6, tải trọng chính được chịu bởi hệ thống ba điểm trên khung máy (satxi) 7, với các đỉnh là các trụ đỡ xilanh thủy lực 2, 4, 5 (A, C, D). Trọng lượng của cần 6 cùng với tải trọng, khi di chuyển vào tâm quay của phần quay của cần trục, tạo thành một cặp lực và tạo ra mô men gây lật.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hoạt động

1 - sơ đồ tính toán của mặt phẳng hỗ trợ của hệ thống cần trục; 2, 3, 4, 5 - trụ đỡ các xilanh thủy lực chân chống, chịu tải chính; 6 - cần kiểu ống lồng (telescope); 7 - khung máy (satxi); 8 - xilanh thủy lực của dầm đỡ cần trục; 9 - xilanh thủy lực chân chống; 10 - cảm biến áp suất; 11 - van phân phối thủy lực của chân chống; 12 - van phân phối thủy lực chính; 13 - đường ống dẫn dầu thủy lực của các chân chống.

Tải trọng trên các chân chống sẽ là:

$$A = \frac{G_H}{2} + \frac{P}{2} - M \cdot \frac{\sin \alpha}{b} \tag{1}$$

$$C = P \cdot \frac{x_0}{l} + M \left(\frac{\cos \alpha}{l} + \frac{\sin \alpha}{b} \right) \tag{2}$$

$$D = \frac{G_u}{2} + \frac{P}{2} \left(1 - \frac{2x_0}{l} \right) - M \cdot \frac{\cos \alpha}{l} \quad (3)$$

Trong đó: $M = P.R + W.H$

Khi mô phỏng quá trình thực hiện các thao tác nâng hạ, ta xem xét một hệ thống chân chống ba điểm tựa, trong đó chân chống điểm tựa thứ tư không chịu tải trọng.

Giả định rằng việc nâng khung của máy cơ sở được thực hiện bằng cách tạo ra áp suất cần thiết trong các khoang của các xilanh thủy lực của các chân chống mở rộng, trong điều kiện hoạt động bình thường, sự kết hợp chuẩn của các giá trị hiện tại về sự thay đổi tốc độ áp suất tại các chân chống khi nâng hoặc di chuyển hàng sẽ tương ứng với vị trí của cần trục như sau:

$$\frac{\partial P_A}{\partial t} > 0, \quad \frac{\partial P_C}{\partial t} > 0, \quad \frac{\partial P_D}{\partial t} < 0, \quad (4)$$

Trong đó: $\frac{\partial P_A}{\partial t}, \frac{\partial P_C}{\partial t}, \frac{\partial P_D}{\partial t}$ - tốc độ thay đổi áp suất trong các

khoang của các xilanh thủy lực của hệ thống ACD.

Sự kết hợp này sẽ được coi là giá trị tham chiếu (chuẩn) cho vị trí tương ứng của cần trục so với các chân chống.

Để thực hiện nhiệm vụ quản lý độ ổn định của cần trục trong quá trình làm việc, phương pháp xác định độ ổn định tải của cần trục bánh lốp bằng cách đo tốc độ thay đổi áp suất trong các xilanh thủy lực của các chân chống mở rộng so với hệ thống chân chống đã xét là hợp lý nhất. Trong phương pháp này, cũng tính đến các tác động bổ sung lên cần trục như: lực quán tính, gió, độ dốc của mặt bằng làm việc, v.v...

+ Để đảm bảo sự ổn định của cần trục bánh lốp, kết quả của áp lực thẳng đứng của các cơ cấu ở tất cả các vị trí của cần trục phải truyền vào bên trong đường viền đỡ.

+ Tiêu chí ổn định của cần trục là hệ số ổn định, đặc trưng cho mức độ tiếp cận của điểm ứng dụng của kết quả với các cạnh của đường bao chuẩn. Điểm áp dụng kết quả của áp lực quy chiếu thẳng đứng là giao điểm của các hướng của kết quả này với mặt phẳng của đường bao chuẩn.

Hệ số ổn định của cần trục theo một hướng nhất định là tỷ số giữa kích thước của đường bao chuẩn, được đo theo hướng đã xét, với khoảng cách từ điểm đặt áp lực chuẩn theo phương thẳng đứng đến mép xa nhất của đường viền chuẩn khi đo theo cùng một hướng. Phương pháp này cũng tính đến các tác động phụ lên cần trục: lực quán tính, gió, độ dốc của nền, v.v... và trị số của hệ số ổn định tải trọng cần trục được xác định theo công thức, theo [12]:

$$K = \frac{M_G}{M_L} \geq 1,2 \quad (5)$$

Trong đó: M_G - Mô men giữ (mô men của trọng lượng các bộ phận cần trục có tính đến tất cả các lực như lực gió, lực quán tính khi mở máy hoặc khi phanh các cơ cấu) và ảnh hưởng của góc nghiêng lớn nhất cho phép khi làm việc, đối với trục lật; M_L - Mô men lật đối với trục lật (mô men do tải trọng vật nâng gây ra và trọng lượng cần đối với trục lật đó).

Trong quá trình quay cần trục, hệ thống chân chống (điểm tựa) hình tam giác thay đổi đỉnh thứ ba của tam giác (điểm tựa), và trong sự kết hợp giá trị tham chiếu, tốc độ thay đổi áp suất của hệ thống chân chống mới được tính đến. Đồng thời, hệ thống theo dõi kiểm soát vị trí ngang của khung chân chống.

Bằng cách tích lũy dữ liệu về các giá trị này trong quá trình thực hiện các thao tác nâng hạ, hệ thống điều khiển có thể dự đoán sự thay đổi của chúng trong tương lai với một mức độ xác suất nhất định.

Nếu trong quá trình nâng hoặc điều khiển cần trục có tải, hệ thống điều khiển phát hiện rằng:

$$\frac{\partial P_A}{\partial t} < 0, \quad \frac{\partial P_C}{\partial t} > 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial P_D}{\partial t} < 0,$$

$$\text{Hoặc: } \frac{\partial P_A}{\partial t} < 0, \quad \frac{\partial P_C}{\partial t} > 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial P_D}{\partial t} = 0,$$

Điều này có thể được coi là dấu hiệu của tình trạng hoạt động không bình thường hoặc tình huống khẩn cấp, có nguy cơ lật cần trục, để ngăn chặn điều này, một tín hiệu được gửi đến người điều khiển và nếu không có phản ứng, hệ thống điều khiển sẽ từ từ dừng quá trình quay và khóa chuyển động theo hướng đó. Người điều khiển được tạo cơ hội để giảm mô men lật, nhờ đó giảm tải trên điểm tựa khẩn cấp. Điều này có thể đạt được bằng cách giảm tầm với của cần trục, tăng góc nghiêng của cần trục so với mặt phẳng ngang, tức là giảm khoảng cách từ trọng tâm của thiết bị cần trục đến trọng tâm của cần và tải, điều này ảnh hưởng đến tải trọng lên các chân chống mở rộng.

Lựa chọn sự thay đổi áp suất trong xilanh thủy lực của chân chống làm tham số điều khiển, dễ dàng chỉ ra rằng giá trị lớn nhất của hệ số ổn định sẽ đạt được trong trường hợp đáp ứng điều kiện làm việc bình thường hoặc tổ hợp tham chiếu:

$$\frac{\partial P_A}{\partial t} > 0, \quad \frac{\partial P_C}{\partial t} > 0, \quad \frac{\partial P_D}{\partial t} < 0. \quad (8)$$

Nếu tốc độ thay đổi áp suất của dầu thủy lực trong xilanh thủy lực không bắt đầu thay đổi theo hướng tăng hoặc thay đổi dấu sang dương mà tiếp tục không thay đổi thì chỉ có thể quay cần trục theo hướng đỡ hàng, sự hỗ trợ khẩn cấp.

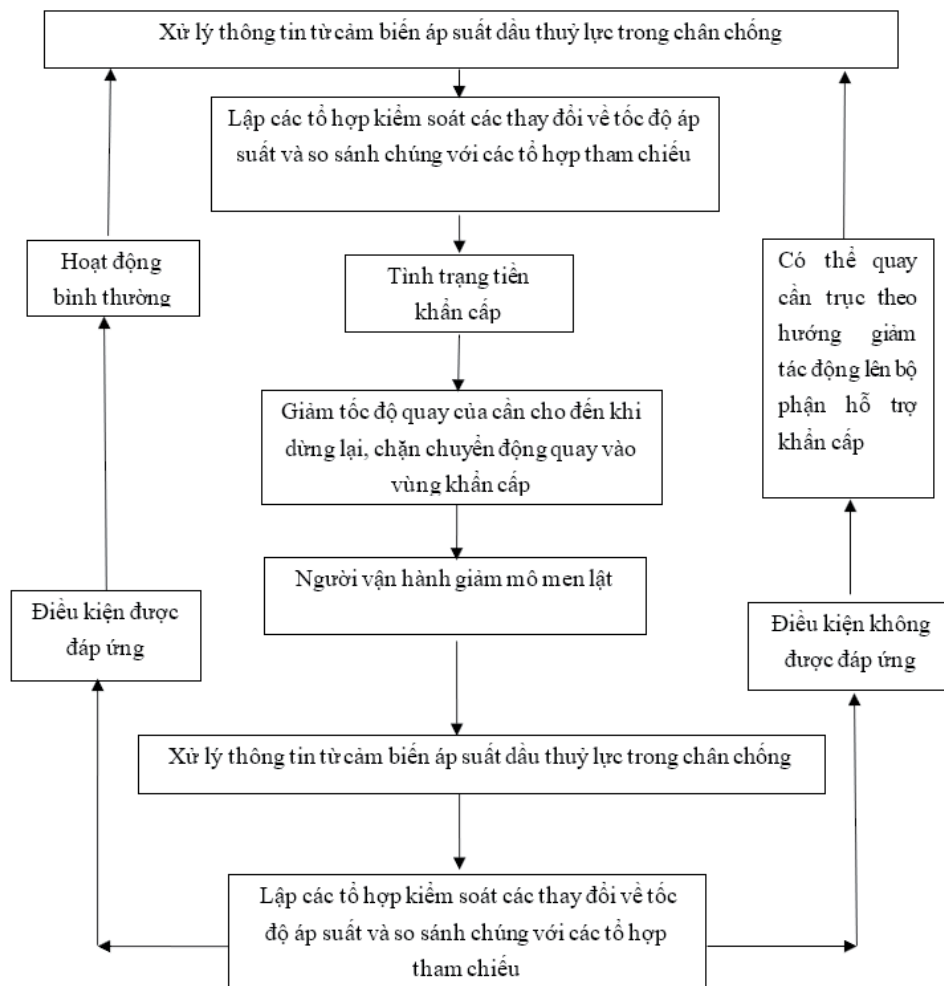
Việc kiểm soát liên tục các thông số xác định độ ổn định của cần trục được thực hiện bởi các cảm biến áp suất 10, các tín hiệu từ đó được gửi đến bộ chuyển đổi tương tự - số nhằm hiển thị dưới dạng thuận tiện cho quá trình xử lý.

Xử lý thông tin đầu vào được thực hiện bằng mô đun vi xử lý, dựa trên vi xử lý với bộ nhớ cố định và bộ nhớ tạm thời.

Thuật toán vận hành hệ thống sẽ như hình 2:

Việc thực hiện phản chấp hành đòi hỏi cải tiến tối thiểu cấu trúc của thiết bị thủy lực trong cơ cấu quay cần trục (lắp đặt động cơ thủy lực piston hướng trục có thể điều chỉnh) và thiết bị thủy lực của hệ thống chân chống (trang bị các cảm biến áp suất).

Đặc điểm nổi bật của phương pháp điều khiển độ ổn định của cần trục bánh lốp và thiết bị thực hiện nó là: phương pháp này có tính đến khả năng nền đất dưới các chân chống bị lún bất ngờ, kết quả của tình huống gần nguy hiểm là điều khiển chủ động độ ổn định, không loại trừ chuyển động về phía chân chống có nguy cơ xảy ra sự cố khi đạt tới điểm tới hạn mà tại đó điều kiện hoạt động bình thường hoặc các tổ hợp kiểm soát sự thay đổi tốc độ áp suất sẽ phù hợp với giá trị tham chiếu (tiêu chuẩn). Thiết bị để thực hiện phương pháp điều khiển độ ổn định của cần trục bánh lốp là phổ biến, vì hoạt động của nó dựa trên mô hình toán học của của thiết bị nâng được lưu trữ trong bộ nhớ của vi xử lý trên xe, và có thể được điều chỉnh tùy theo loại cần trục và các đặc điểm riêng của nó, đồng thời có thể được mở rộng (như tính trọng lượng của cần trục, có tính đến tải trọng động, sự thay đổi các thông số của cần trục trên cùng một thiết bị) khi có yêu cầu nghiêm ngặt hơn và theo sự phát triển của nghiên cứu (tức là không bị lỗi thời theo thời gian).



Hình 2. Thuật toán vận hành hệ thống

3. KẾT LUẬN

Quá trình thiết kế và sử dụng cần trục luôn đặt ra vấn đề cung cấp khả năng vận hành an toàn và tin cậy. Do đó, cần phải giới thiệu mô hình cải tiến để mô tả các vấn đề khai thác một cách chính xác hơn. Trong trường hợp phân tích độ ổn định của cần trục, liên quan đến lật đổ, cần phải xử lý mô hình. Sự đóng góp như vậy sẽ cung cấp khả năng giới thiệu các thiết bị, biện pháp thích hợp và giúp cải thiện sự an toàn của công trình và nhân viên phụ trách.

Bài báo đã đưa ra cách giải quyết kỹ thuật cho phép nâng cao mức độ an toàn khi cơ giới hóa quá trình nâng - vận chuyển, bốc xếp dỡ tải, được thực hiện bởi cần trục bánh lốp, đảm bảo an toàn và hiệu quả khai thác cần trục được tăng lên khi làm việc ở vùng đặc tính tải trọng, xác định tiêu chuẩn độ bền các phần kết cấu của cần trục.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Belunce, A., Pandolfo, V., Roozbahani, H., & Handroos, H. (2015). Novel control method for overhead crane's load stability. *Procedia Engineering*, 106, 108-125.
2. Tran, D. H., & Nguyen, S. N. (2024). Monitoring Truck Cranes Operation with the Safety Management System on Construction Sites. *International Journal of Sustainable Construction Engineering and Technology*, 15(3), 50-61.
3. Kacalak, W., Budniak, Z., & Majewski, M. (2017). Crane stability assessment method in the operating cycle. *Transport Problems*, 12(4), 141-151.
4. Cekus, D., & Kwiatkoń, P. (2021). Stability Analysis of Mobile Crane During Wind Induced Load Sway. In *Dynamical Systems Theory and Applications* (pp. 145-160). Cham: Springer International Publishing.

5. Tran Duc Hieu, Nguyen Sy Nam, Nguyen, Xuan Cuong. Modeling and Investigating the Dynamics of Hydraulic Telescopic Truck Cranes. *Advances in Science and Technology. Research Journal*, 2024, vol. 18, no 5, p. 125-138.

6. Ioannis G. Raftoyiannis, George Michaltsos, *Dynamic behavior of telescopic cranes boom*, International Journal of Structural Stability and Dynamics 13(01), DOI:10.1142/S0219455413500107.

7. S Liu, J Liu, K Zhang and L Meng, *The dynamic stability analysis of telescopic booms of the crane based on the energy method*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 399 (2018) 012033 doi:10.1088/1757-899X/399/1/012033

8. Zheng, Y., Wang, D. *Dynamic Model Studies of Telescopic Crane with a Lifting and Pulling Load Movement*. *Wireless Pers Commun* **102**, 753-767 (2018). <https://doi.org/10.1007/s11277-017-5098-y>

9. Guangfu Sun, Michael Kleeberger, Jie Liu, Complete dynamic calculation of lattice mobile crane during hoisting motion, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 40, Issue 4, April 2005, Pages 447-466. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2004.07.014>

10. Magnus B. Kjelland, Michael R. Hansen, Using input shaping and pressure feedback to suppress oscillations in slewing motion of lightweight flexible hydraulic crane, *International Journal of Fluid Power*, Volume 16, 2015- Issue 3. <https://doi.org/10.1080/14399776.2015.1089071>

11. ПБ 10-382-00. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. 2001.

12. Trần Đức Hiếu: *Phân tích các phương pháp ổn định cần trục bánh lốp*, Tạp chí Xây dựng số 12-2021.