

Phân tích các phương pháp ổn định cần trục bánh lốp

Analysis of the wheel crane stabilization methods

> TS TRẦN ĐỨC HIẾU

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (HUCE)
Email: hieutd@nuce.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến vấn đề phân tích các phương pháp ổn định cho cần trục bánh lốp, liên quan đến lật đổ nhằm đảm bảo độ an toàn và cung cấp cho người vận hành thông tin dễ nhận biết về độ ổn định hiện tại theo thời gian thực trong một chu kỳ làm việc. Cần trục bánh lốp ở mọi trạng thái (trạng thái làm việc và trạng thái không làm việc) cần phải đảm bảo ổn định. Hầu hết các tai nạn của cần trục bánh lốp có liên quan đến sự mất ổn định. Sự mất ổn định của cần trục bánh lốp có thể do quá tải, lỗi kỹ thuật của kết cấu,... và do tải trọng gió gây ra.

Từ khóa: Cần trục bánh lốp; ổn định; trục lật; mất ổn định.

ABSTRACT

The article deals with the analysis of stability methods for wheeled cranes, related to overturning in order to ensure safety and provide the operator with recognizable information about current stability under real time in a duty cycle. Wheel cranes in all states (working state and non-working state) need to ensure stability. Most accidents of wheeled cranes are related to instability. The instability of the wheeled crane can be caused by overload, structural failure, etc., and caused by wind loads.

Keywords: Wheel crane; stability; flip shaft; unstable.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trên thực tế, khoảng gần một nửa số vụ tai nạn của cần trục bánh lốp có liên quan đến sự lật đổ của chúng, và phần còn lại là sự mất ổn định dẫn đến việc phá hủy các cơ cấu chính của cần trục mà không có khả năng phục hồi, cũng như khả năng phá hủy thứ cấp và thương vong về người, do đó đảm bảo sự ổn định của cần trục là điều kiện thiết yếu để cho cần trục hoạt động an toàn.

Có nhiều lý do phân tích vấn đề này, cùng với việc đánh giá các chỉ số thống kê, người ta đã xác định được cần trục bánh lốp 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).

Quá trình thiết kế và sử dụng 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 phân tích độ ổn định của cần trục bánh lốp, liên quan đến lật đổ, cần phải xử lý mô hình được làm bằng các bộ phận vận chuyển và lắp ráp có thể bị biến dạng, để mô tả các vấn đề khai thác một cách chính xác hơn. Sự đóng góp như vậy sẽ cung cấp khả năng giới thiệu các thiết bị, biện pháp thích hợp giúp cải thiện sự an toàn của cần trục bánh lốp trong quá trình khai thác.

2. CÁC PHƯƠNG PHÁP CƠ BẢN XÁC ĐỊNH ỔN ĐỊNH CẦN TRỤC BĂNH LỐP

Các quy định chung về tính toán ổn định của cần trục được trình bày trong [6]. Đảm bảo độ ổn định tĩnh của cần trục là trị số của hệ số ổn định K

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

Trong đó: M_G - Mô men giữ (mô men của trọng lượng các bộ phận cần trục có tính đến tất cả các lực phụ 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 đối với trục lật đó).

Phương pháp xác định độ ổn định tải của cần trục theo vị trí là kết quả của tất cả các lực tác dụng lên cần trục so với đường bao đỡ của cần trục.

Các phương pháp chính gồm:

+ Để đảm bảo sự ổn định của cần trục bánh lốp, kết quả áp lực thẳng đứng của các cơ cấu ở tất cả các vị trí 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 điểm ứng dụng kết quả với các cạnh của đường bao chuẩn. Điểm áp dụng kết quả của áp lực quy chiếu thẳng đứng là giao điểm các hướng của kết quả này với mặt phẳng đường bao chuẩn.

Hệ số ổn định của cần trục theo một hướng nhất định là tỷ số giữa kích thước 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,... và trị số của hệ số ổn định tải trọng cần trục được xác định theo công thức, theo [1]:

$$k = \frac{2l}{l+b'} \geq 1,2, \quad (2)$$

Trong đó: b' - khoảng cách từ trục quay đến đường chuẩn của tất cả các hợp lực ảnh hưởng đến độ ổn định của cần trục có tải; l - khoảng cách từ trục quay của cần trục đến trục lật.

Đối với một mô hình yêu cầu độ chính xác cao, để xuất sử dụng tiêu chí ổn định năng lượng

$$k_A \geq \frac{A_G}{A_L} \quad (3)$$

Trong đó: A_G - giá trị giới hạn cần thiết khi làm việc để cần trục không bị lật đổ «đứng vững khi làm việc»; A_L - tất cả các lực làm việc thực tế tác động làm cho cần trục lật «lật đổ khi làm việc».

$$A_G = \int_{\frac{\pi}{2} - \alpha_R}^{\frac{\pi}{2} + \alpha_R} R \rho_R \cos \phi d\phi =$$

$$= R \rho_R (1 - \cos \alpha_R) = R x_R t g \frac{\alpha_R}{2} \quad (4)$$

Trong đó: $R = \sum G_i$ - hợp lực của các lực tĩnh tác dụng thẳng đứng; α_R, ρ_R - tọa độ cực của điểm được đặt vào R so với điểm gốc được chấp nhận - trục lật; x_R - tọa độ để các (Descartes) của điểm được đặt vào R.

$$A_L = \int_{\pi - \beta_K}^{\pi - \beta_K + \alpha_R} (Q + G_{C,qd}) \rho_Q \cos(\pi - \phi) d\phi = (Q + G_{C,qd}) \sin \alpha_R (x_Q + y_Q t g \frac{\alpha_R}{2}) \quad (5)$$

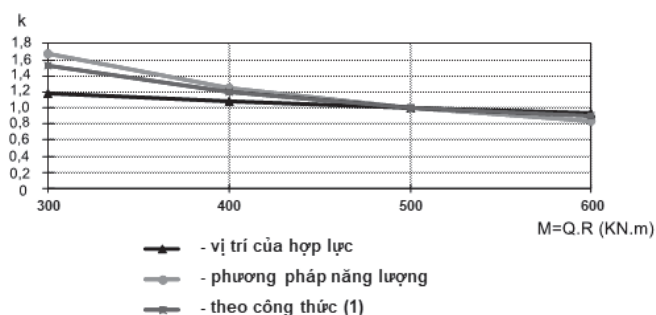
Trong trường hợp đánh giá độ ổn định tĩnh, điều kiện không lật khi tính toán bằng các công thức này có dạng:

$$Q + G_{C,qd} = \frac{G_K}{k_{A,C}} \cdot \frac{x_K - y_K t g \frac{\alpha_R}{2}}{x_Q + y_Q t g \frac{\alpha_R}{2}} \quad (6)$$

Trong đó: $G_{C,qd}$ - trọng lượng của cần, quy đổi về đầu cần của nó; x_K, y_K, x_Q, y_Q - tọa độ trọng tâm của cần trục và của tải trọng vật nâng; α_R - tọa độ cực của điểm hợp lực tĩnh theo phương thẳng đứng.

Sử dụng các phương pháp đã xem xét, tính ổn định của cần trục giả định với các thông số: trọng lượng của cần trục $G=250$ kN, khoảng cách từ trọng tâm của cần trục đến trục lật $l=2$ m, tầm với $R=4$ m. Độ ổn định của cần trục được đánh giá mà không tính đến tải trọng động và tải trọng quán tính. Để đánh giá trực quan hơn về sự khác biệt giữa các kết quả thu được trong tính toán theo các phương pháp trên, độ ổn định của cần trục sẽ được xác định bằng cách đặt các tải trọng khác nhau tại một khoảng cách tầm với R không đổi. Kết quả được thể hiện trong biểu đồ (hình 1).

Phân tích biểu đồ cho thấy rằng trong một mô hình yêu cầu độ chính xác cao, không thể có kết quả mới về chất lượng khi sử dụng bất kỳ tiêu chuẩn nào. Trong các công trình được lật kê, trục lật tự động trùng với đường chu vi của đường bao tham chiếu. Điều này làm cho chúng ta có thể lựa chọn rõ ràng trường hợp thiết kế: mặt phẳng tải phải trùng với pháp tuyến ngắn nhất được vẽ từ trục quay đến đường chu vi.



Hình 1. Kết quả tính toán hệ số dự trữ ổn định bằng các phương pháp khác nhau

Các mô hình yêu cầu độ chính xác cao của cần trục có một số nhược điểm đáng kể cản trở sự phát triển thêm của các phương pháp tính toán:

- + Lực quán tính tĩnh được đặt vào dẫn đến giá trị hệ số dự trữ ổn định thấp;
- + Giá trị tiêu chuẩn của hệ số dự trữ ổn định chỉ có thể được thiết lập trên cơ sở kinh nghiệm vận hành và thiết kế; điều này cho phép chúng ta đánh giá độ tin cậy của cần trục bằng tiêu chuẩn độ ổn định gián tiếp;
- + Không thể thực hiện các tính toán ổn định theo sơ đồ biến dạng.

Việc tính toán theo sơ đồ biến dạng phản ánh đầy đủ hơn về sự mất ổn định của cần trục. Trong các mô hình tĩnh, điều này trước hết phải tính đến sự phân bố lại các tác động lên cần trục do việc đưa liên kết chân chống của nó vào nền đất. Trong các công trình nghiên cứu theo hướng này, độ lún được xác định theo quan hệ tuyến tính sử dụng hệ số đệm góc nghiêng bổ sung gây ra bởi độ lún không đều có liên quan về mặt chức năng hoặc với giá trị số của hệ số dự trữ ổn định hoặc với sự thay đổi của tác dụng lực ảnh hưởng đến cùng hệ số dự trữ. Khi sử dụng mô hình này, một số kết quả mới đã thu được, nhưng không có điều chỉnh đáng kể nào được thực hiện đối với việc đánh giá giá trị của thành phần động lực học hoặc đối với phương pháp luận để chứng minh giá trị số của hệ số dự trữ ổn định.

Việc phát triển thêm các mô hình tĩnh theo con đường mở rộng các thuộc tính được xem xét của sơ đồ thiết kế và đưa ra các tiêu chuẩn mới để đánh giá tình trạng của cần trục.

Dựa trên tuyên bố đã được công nhận rằng độ ổn định của cần trục phần lớn phụ thuộc vào các thông số độ cứng của khung và các bộ phận hỗ trợ của nó, khi đó xem xét sự cân bằng của cần trục trên các chân chống. Trong hầu hết các công trình nghiên cứu sự ổn định của cần trục, sơ đồ phẳng với phần tử hoàn toàn cứng trên các chân chống đàn hồi được sử dụng làm sơ đồ thiết kế. Góc nghiêng của khung φ_0 (hình 2), dựa trên điều kiện về tính không biến dạng của phần tử, được xác định từ biểu thức:

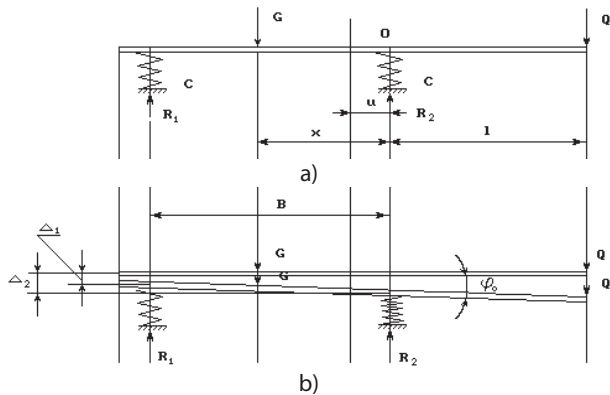
$$\varphi_0 = \frac{\Delta_{R2} - \Delta_{R1}}{B} \quad (7)$$

Trong đó: B - chiều ngang cơ sở của đường chu tuyến chân chống; Δ_{R1}, Δ_{R2} - độ lún của chân chống bên trái và chân chống bên phải.

Giá trị R_1 và R_2 được xác định theo công thức sau:

$$R_1 = \frac{1}{B} (Gx - Ql) \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{1}{B} (Q(B+l) + G(B-x)) \quad (9)$$



Hình 2. Sơ đồ cân bằng của cần trục khi chịu tải tĩnh

a - sơ đồ chất tải; b - biểu đồ biến dạng

Khi đó góc quay được xác định theo công thức sau:

$$\phi_0 = \frac{1}{B} \left[\frac{G(B-x) + Q(B+l)}{BC_2} - \frac{Gx - Ql}{BC_1} \right] = \frac{G(B-x) + Q(B+l)}{B^2 C_2} - \frac{Gx - Ql}{B^2 C_1}, \quad (10)$$

Tâm áp suất:

$$U = \frac{Gx - Ql}{G + Q} \quad (11)$$

Và coi $C_1 = C_2 = C$, viết lại công thức (10) như sau:

$$\phi_0 = \frac{G + Q}{BC} \left[1 - \frac{2U}{B} \right] \quad (12)$$

Ta nhận được giá trị nhỏ nhất $\phi_0 = 0$ sẽ ở $U = B/2$, không phụ thuộc vào độ cứng của giá đỡ. Giá trị lớn nhất của góc nghiêng ϕ_{0max} sẽ là $U = 0$

$$\phi_{0max} = \frac{G + Q}{BC} \quad (13)$$

Phân tích công thức (13) cho thấy mối quan hệ giữa ϕ_{0max} và U là đường hypebol và không thể tối ưu hóa đặc tính chiều cao nâng của cần trục theo điều kiện (13) mà không sử dụng các điều kiện bổ sung. Kết quả là, tải lớn nhất trên xilanh thủy lực đảm bảo cần trục được đánh giá thấp hơn theo sơ đồ trên. Nếu chúng ta lấy:

$$\phi_{01} = \phi_{0max} / K \quad (14)$$

$$\Delta_2 = \phi_{01} B = \frac{\phi_{0max} B}{K} \quad (15)$$

Hoặc với tính toán (13),

$$\Delta_2 = \frac{G + Q}{BCK} - B = \frac{G + Q}{KC} \quad (16)$$

Khi đó lực trong xilanh thủy lực:

$$R_2 = \Delta_2 C = \frac{G + Q}{K} \quad (17)$$

Phân tích phương pháp trên, ta thấy việc sử dụng nó không cho phép biết đầy đủ về tải của xilanh thủy lực chân chống, vì lực dọc trong xilanh thủy lực nằm trên trục lật được giả định như nhau, là trái với thực tế. Theo đó, giá trị của góc nghiêng do lún được xác định với sai số lớn. Dựa trên việc phân tích các kết cấu khung cố định, người ta thu được các ảnh hưởng cho phép đưa các tham số độ cứng của chúng vào tính toán độ ổn định. Nó được chỉ ra rằng: thứ nhất, độ cứng của khung cố định (bao gồm cả khung xe) có ảnh hưởng đáng kể nhất đến việc phân bố tải trọng lên chân chống; thứ hai, khi một trong các chân chống bị nhấc lên, sự ổn định của cần trục vẫn được đảm bảo, nhưng chỉ ở một tỷ lệ nhất định giữa khối lượng và độ cứng của kết cấu kim loại cấu trúc.

Như vậy, việc phân tích các công trình dựa trên phương án thiết kế tính cho thấy không có sự thống nhất về tiêu chuẩn ổn

định của cần trục. Vì vậy, A. A. Zaretsky (A. A. Зарецкий) trong công trình của mình [4] lưu ý tới tác động của tải trọng động ngắn hạn lớn có thể gây ra sự tách rời chân chống, không nằm trên rìa của trục lật.

3. PHƯƠNG PHÁP HÌNH THÀNH CÁC ĐẶC TÍNH BẢO VỆ CẦN TRỤC BÁNH LỐP

Tải trọng hiện tại của cần trục được xác định bởi mối quan hệ giữa tâm với và tải trọng của nó. Tất cả các hệ thống bảo vệ đều dựa trên nguyên tắc xác định mức độ mà giá trị của tải trọng hiện tại của cần trục tiếp cận đến một giá trị giới hạn nhất định dẫn đến việc lật nó, tức là được lưu trong bộ nhớ của thiết bị lưu trữ.

Nguyên nhân chính của các trường hợp tai nạn có thể được chia thành các nhóm sau:

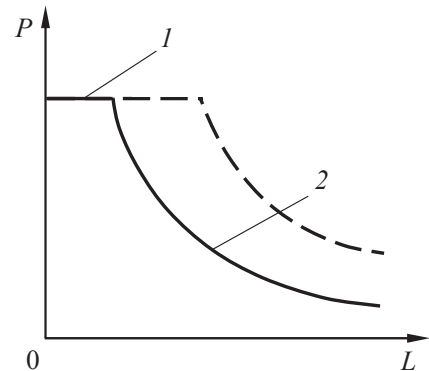
- + Liên quan đến các thiếu sót về kết cấu và công nghệ (trục trục của các thiết bị an toàn, sản xuất kém chất lượng và tình trạng không đạt yêu cầu của các bộ phận kết cấu);

- + Liên quan đến vi phạm các quy tắc vận hành an toàn (giám sát không kịp thời trạng thái của cần trục, tổ chức công việc không đạt yêu cầu, cố ý ngừng hoạt động của bộ hạn chế tải, v.v.);

- + Gây ra bởi ảnh hưởng của các yếu tố bên ngoài và tính không ổn định các thông số của bản thân máy (lún đất dưới chân chống, gió tăng mạnh, tải trọng động tại thời điểm quá trình quá độ, thay đổi chế độ vận hành của các cơ chế trong quá trình thực hiện các hoạt động nâng,...).

Trong các hệ thống điều khiển vi xử lý hiện đại cho các hoạt động nâng, được gọi là đặc tính bảo vệ được sử dụng, là sự phụ thuộc của tổng tải trọng cho phép P vào vị trí hiện tại của việc lắp đặt cần trục [5]. Trong trường hợp đơn giản nhất (hình 3), nó tương tự như đặc tính chiều cao hàng hóa. Phần đường cong 1 tương ứng với các ràng buộc về độ bền, phần đường cong 2 tương ứng với các điều kiện bảo toàn ổn định.

Tỷ lệ của phần 1 và 2 được xác định bởi nhóm cần trục [2, 3] và các biện pháp bổ sung được thực hiện để tăng độ ổn định. Ví dụ, cần trục di động trên khung gầm đặc biệt có tải trọng nâng và chiều cao nâng lớn thường được trang bị thêm các đối trọng lắp đặt khi đến địa điểm làm việc. Các biện pháp này giúp mô men giữ đứng vững và sự dự trữ ổn định độ được tăng đáng kể khi tâm với lớn nhất.



Hình 3. Đặc điểm bảo vệ của cần trục bánh lốp

Đồng thời, chiều dài của phần 1 của đặc tính bảo vệ tăng lên (đường chấm trong hình 3), tức là xác suất phá hủy kết cấu do quá tải tăng lên với giá trị tâm với nhỏ hơn. Những nơi có thể xảy ra phá hủy nhất là các điểm gần của cần với ổ trục quay, các khớp bắt vít, mối hàn, những nơi tập trung ứng suất trong kết cấu kim loại,...

Đối với cần trục bánh lốp hạng nhẹ, nhiệm vụ chính của thiết bị an toàn là cung cấp khả năng chống lật. Các tai nạn của cần trục

thuộc loại này, liên quan đến việc phá hủy các bộ phận kết cấu, thường do chẩn đoán không kịp thời và vi phạm các quy tắc vận hành an toàn.

Các nguyên nhân dẫn đến mất ổn định có thể rất đa dạng, nhưng bằng cách này hay cách khác, chúng có liên quan đến sự dư thừa mô men lật so với mô men giữ do quá tải xảy ra trên cơ cấu làm việc. Tải trọng giới hạn P là hàm của một số giá trị thay đổi liên tục trong chu kỳ làm việc (hình 4).

Tính chất chính của đặc tính bảo vệ, sự vươn ra của cần so với cạnh lật L được xem xét, xác định giá trị của mô men lật, theo [3]:

$$L = \max[(L' \cos \phi - a), (L' \sin \phi - b)] \quad (18)$$

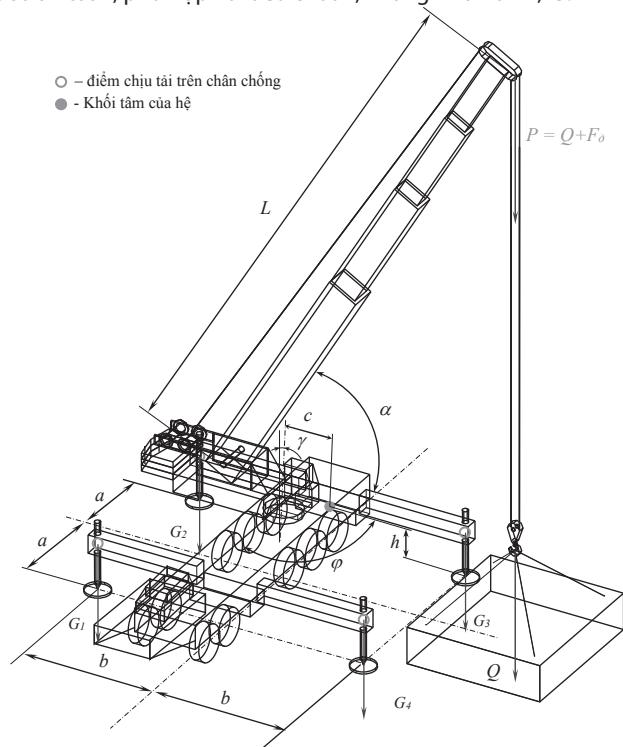
Trong đó: $L' = L \cos \alpha$ - tầm với của cần so với trục quay; a, b - kích thước biên chu vi chân chống; ϕ - góc quay của cần.

Như đã đề cập ở phần trên, tính năng chính của cần trục bánh lốp là hoạt động trong các môi trường chưa được xác định và thay đổi điều kiện xung quanh. Do đó, trong quá trình thực hiện, cần phải kiểm soát thay đổi động lực học của các tác động gây nhiễu và hiệu chỉnh các đặc tính bảo vệ.

Sự lún của nền đất dưới các chân chống khi vươn ra ngoài dẫn đến sự vi phạm vị trí nằm ngang của đường chu tuyến chân chống của cần trục bánh lốp, ảnh hưởng đến tỷ lệ giữa mô men giữ và mô men lật. Giá trị cho phép của tải P được xác định như sau:

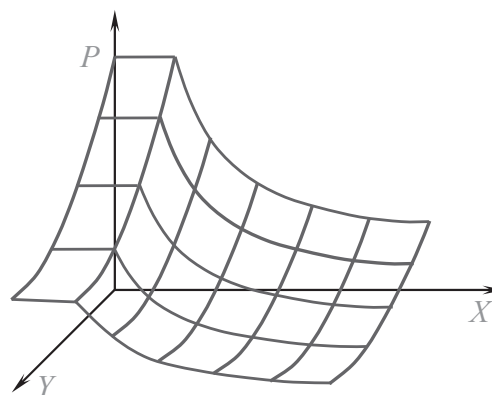
$$P = \frac{G_{CT} [c \cdot \cos \gamma - h \cdot \sin \gamma] - W_g}{k \cdot L} \quad (22)$$

Trong đó: c, h - tương ứng là khoảng cách đến trục quay và chiều cao khối tâm của cần trục không tải; G_{CT} - trọng lượng cần trục; γ - góc nghiêng của đường chu tuyến chân chống so với phương ngang; W_g - tải trọng gió tác dụng lên cần trục và lên tải; k - hệ số an toàn, phù hợp với tiêu chuẩn, không nhỏ hơn 1,15.



Hình 4. Sơ đồ chịu tải của cần trục bánh lốp

Trong trường hợp chung, đặc tính bảo vệ sẽ là siêu bề mặt [7], có thể được biểu diễn dưới dạng sự phụ thuộc của tải trọng cho phép P vào tọa độ tổng quát X và Y (hình 5).



Hình 5. Bề mặt bảo vệ trong tọa độ tổng quát

Tọa độ X được xác định bởi vị trí hiện tại của thiết bị lắp đặt và làm việc của cần trục, tọa độ Y được xác định bởi các nhiễu loạn bên ngoài và sai lệch trong chế độ hoạt động của các cơ cấu. Khi điều khiển cơ cấu nâng, hệ thống cảm biến tạo thành một mảng thông tin cho phép bạn xác định giá trị hiện tại, tùy thuộc vào tín hiệu điều khiển nào được gửi đến động cơ truyền động.

Là một tham số tổng quát đặc trưng cho ảnh hưởng của vị trí thiết bị làm việc và tải trọng đến ổn định, người ta có thể coi vị trí hiện tại của khối tâm cần trục với tải trọng so với đường bao chuẩn. Giá trị này đủ hoàn toàn (không tính đến ảnh hưởng của các yếu tố gây nhiễu) xác định biên độ ổn định của hệ thống. Tọa độ của khối tâm có thể được xác định bằng cách sử dụng cảm biến lực trên giá đỡ. Trong trường hợp này, đối số của đặc tính bảo vệ sẽ không phải là tầm với của cần L , mà là khoảng cách tương đối từ khối tâm đến trục lật:

$$\delta = \min \left\{ \frac{2a}{a+x_c}; \frac{2b}{b+y_c} \right\}, \quad (23)$$

Trong đó: x_c, y_c - tọa độ của khối tâm so với trục quay của cần trục. Giới hạn không được áp dụng đối với giá trị tuyệt đối của tải trọng P , mà trên giá trị gia tăng tương đối của nó

$$\Delta P = \frac{P - P'}{P'} \quad (24)$$

Trong đó: P' - giá trị tải hiện tại, cũng có thể được xác định bằng cách sử dụng cảm biến lực trên giá đỡ.

Là một tham số có thể điều khiển được khi thiết bị nâng, xem xét vị trí hình chiếu của khối tâm C trên mặt phẳng của đường chu tuyến chân chống so với trục lật [8, 9].

Tọa độ hình chiếu của khối tâm của hệ thống, có thể được sử dụng để đánh giá độ ổn định của vị trí của cần trục, có thể được xác định bằng cách sử dụng cảm biến lực tác động lên mỗi xilanh thủy lực chân chống.

Xem xét hình chiếu của đường bao tham chiếu trên mặt phẳng nằm ngang (hình 6). Coi các gối tựa là các điểm vật chất, trong đó tập trung một phần nhất định của khối lượng m_i lắp đặt, vị trí hiện tại của hình chiếu của khối tâm của hệ (ở trạng thái cân bằng của ma trận) có thể được xác định như sau:

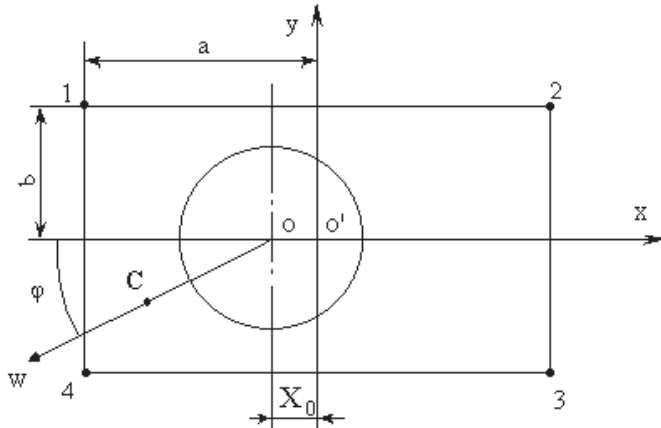
$$Mx_c = \sum_{i=1}^n m_i x_i, \quad My_c = \sum_{i=1}^n m_i y_i, \quad (25)$$

Trong đó: $M = \sum_{i=1}^n m_i$ - tổng khối lượng hệ thống; x_i, y_i - tọa độ của chân chống thứ i .

Để tính ảnh hưởng đến độ ổn định của các quá trình động, thay thế khối lượng sẽ được nghiên cứu quy dẫn về các gối tựa, xét tổng tải trọng G_{Σ} , bao gồm các tải trọng từ trọng lượng bản thân của cần trục, tải trọng, gió và tải trọng quán tính. Vì tải trọng này là kết quả được phân bố trên các chân chống cần trục, nên

$$G_{\Sigma} = \sum G_i \quad (26)$$

Trong đó: $\sum G_i$ - tổng tải trọng được quy dẫn tới chân chống thứ i .



Hình 6. Sơ đồ đường bao tham chiếu

Tọa độ được đặt vào của tải trọng quy đổi sẽ được xác định bởi các biểu thức

$$x_c = \frac{\sum G_i x_i}{\sum G_i}; \quad y_c = \frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i}, \quad (27)$$

Trong đó: G_i - tải trọng quy đổi tới chân chống thứ i , ... G_1, G_2, G_3, G_4 (hình 6).

Tọa độ của các chân chống sẽ bằng nhau (hình 6)

$$x_1 = x_4 = -a; \quad x_2 = x_3 = a$$

$$y_1 = y_2 = b; \quad y_3 = y_4 = -b$$

Tọa độ giao điểm của các trục đối xứng của khung $O'(0;0)$.

Tọa độ hình chiếu của trục quay trên mặt phẳng tham chiếu

$$O(-X_0;0)$$

Sau đó, tiếp tục từ (27), nhận được:

$$x_c = \frac{(-G_1 + G_2 + G_3 - G_4)a}{G_1 + G_2 + G_3 + G_4} \quad (28)$$

$$y_c = \frac{(G_1 + G_2 - G_3 - G_4)b}{G_1 + G_2 + G_3 + G_4}$$

Dựa trên các giá trị này, có thể thu được thông tin về các giá trị hiện tại:

+ Góc quay của cần:

$$\phi_j = \arctg \frac{y_{cj}}{x_{cj} - (-X_0)} \quad (29)$$

+ Tốc độ chuyển động tuyến tính:

$$v_{cj} = \frac{\sqrt{(x_{c(j+1)} - x_{cj})^2 + (y_{c(j+1)} - y_{cj})^2}}{T} \quad (30)$$

Trong đó: T - khoảng thời gian của cảm biến tải thăm dò bởi hệ thống điều khiển, trong đó điểm C thay đổi tọa độ của nó từ

x_{cj}, y_{cj} đến $x_{c(j+1)}, y_{c(j+1)}$;

+ Tốc độ quay của cần:

$$\omega_j = \frac{v_{cj}}{r_j} \quad (31)$$

Trong đó: $r_j = \sqrt{(x_{cj} - (-X_0))^2 + y_{cj}^2}$ - khoảng cách từ điểm C đến tâm của đường tham chiếu.

+ Góc nghiêng của khung:

$$\phi_0 = \frac{1}{B} \left(\frac{G_{i+1}}{C_{i+1}} - \frac{G_i}{C_i} \right), \quad (32)$$

Trong đó: B_i - dầm ngang cơ sở của đường bao tham chiếu; C_i - độ cứng của chân chống.

Tích lũy dữ liệu về giá trị của các đại lượng trong quá trình thực hiện các hoạt động nâng, hệ thống điều khiển có thể hình thành sự phụ thuộc vào $\phi(t), v(t), \omega(t), \phi_0(t)$ và bằng cách ngoại suy, với một xác suất nhất định để phán đoán sự thay đổi tiếp theo của chúng.

Biết tọa độ vị trí hình chiếu khối tâm của hệ, sử dụng công thức (28) có thể tính được hệ số ổn định của cần trục theo phương của trục lật.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã đưa ra cách giải quyết kỹ thuật cho phép nâng cao mức độ an toàn khi làm việc 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.

Trên thực tế là, khoảng gần một nửa số vụ tai nạn của cần trục bánh lốp có liên quan đến sự lật đổ của chúng, và phần còn lại là sự mất ổn định dẫn đến việc phá hủy các cơ cấu chính của cần trục mà không có khả năng phục hồi, cũng như khả năng phá hủy thứ cấp và thương vong về người, đảm bảo sự ổn định của cần trục là điều kiện thiết yếu để phát triển các hệ thống điều khiển cho hoạt động công việc của chúng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование". - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 536 с.
2. ГОСТ 27552-87. Краны стреловые самоходные. Термины и определения.
3. ГОСТ 27553-87. Краны стреловые самоходные. Классификация по режимам работы.
4. Зарецкий А.А. Развитие теории расчета гидropодъемных кранов по предельному состоянию. Диссертация на соискание степени доктора технических наук. Москва: МВТУ, 1982 г.
5. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. - Л.: Судостр., 1974. - 476 с.
6. ПБ 10-382-00. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. 2001.
7. А.В. Редькин. Автоматизация обеспечения устойчивости самоходных грузоподъемных машин на выносных опорах // Автоматизация и современные технологии. М.: Машиностроение. - 2001. - № 8 - С. 7 - 10.
8. Редькин А.В., Козлов М.В. Система обеспечения устойчивости мобильных грузоподъемных машин / Труды научно-практической конференции молодых ученых и специалистов центра России "Молодые ученые центра России: вклад в науку XXI века". Тула: Изд-во ТулГУ, 2003. - С. 52-57.
9. Система защиты стрелового самоходного крана. М.Кл.² В66С15/00. Л.В. Зайцев, П.В. Панкрашкин, Н.Н. Копейкина, Б.Г. Васин и др. Авторское свидетельство №698903. 1979.