

THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG CỦA CÀN CẦU LẮP TRÊN XE BÐM-1M

SETTING UP THE EQUATION OF MOTION OF THE CRANE ON BÐM-1M

CÙ XUÂN PHONG*, LÊ TRUNG DŨNG

Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

*Email liên hệ: phong.cx@lqdtu.edu.vn

Tóm tắt

Xe sửa chữa - cứu kéo BÐM-1M được trang bị càn cầu tải trọng 20 tấn để tháo dỡ các bộ phận trên các phương tiện quân sự. Càn cầu thuộc loại máy trục với cơ cấu nâng dạng càn, tầm với xa nhất của càn cầu có thể đạt 5320 mm. Để xác định được các tham số động lực học của càn cầu, cần phải xây dựng mô hình vật lý và thiết lập phương trình vi phân chuyển động của càn cầu. Bài báo này tập trung xây dựng mô hình khảo sát động lực học càn cầu, từ đó thiết lập phương trình vi phân chuyển động của càn cầu dựa trên nguyên lý Lagrange.

Từ khóa: BÐM-1M, càn cầu, mô hình, phương trình vi phân, nguyên lý Lagrange.

Abstract

The BÐM-1M is equipped with a 20-ton crane to remove parts on tanks and armored vehicles. The longest reach of the crane can be up to 5320 mm. In order to determine the dynamic parameters of the crane, it is necessary to build a physical model and set up the motion differential equation. This paper focuses on building a physical model of the crane with the given assumptions and setting up differential equations of motion based on the Lagrange principle.

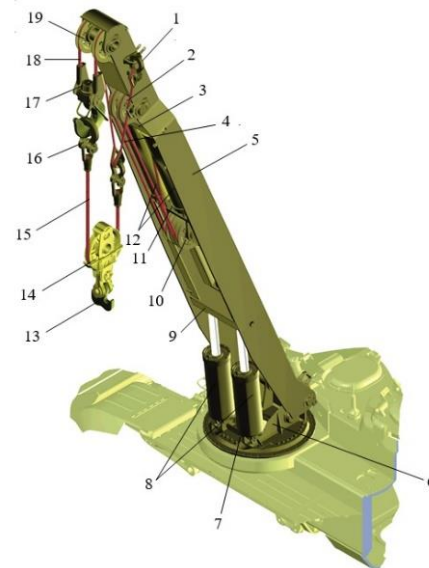
Keywords: BÐM-1M, crane, physical model, differential equations, Lagrange principle.

1. Mở đầu

Xe sửa chữa - cứu kéo BÐM-1M có nhiệm vụ cứu kéo các phương tiện chiến đấu bị hư hỏng, bị mắc kẹt trong bùn lầy, mất khả năng hoạt động từ chiến trường đến các điểm sửa chữa, phục hồi. Ngoài ra, xe có thể phục vụ sửa chữa nhỏ và bảo trì các phương tiện trực tiếp trên thực địa [1].

BÐM-1M là xe bánh xích đặc biệt, được trang bị nhiều thiết bị khác nhau, trong đó có càn cầu tải trọng lên đến 20 tấn, cho phép tháo dỡ tháp pháo các cụm chi tiết trên các phương tiện mà không cần sự chuẩn

bị đặc biệt. Càn cầu bao gồm một càn mũi tên với hai xi lanh nâng càn, giá đỡ, mâm quay, cơ cấu xoay càn và hệ thống cáp treo. Càn mũi tên được chế tạo bằng thép, mặt cắt hình chữ U, phía trong hàn thêm hai dầm ngang để tăng độ cứng. Ở phần giữa của càn có bốn thanh ray dẫn hướng được hàn vào thành trong chữ U để các con lăn di chuyển dọc theo càn cầu. Bộ tời trên xe được kết hợp với bộ ròng rọc giúp tăng lực kéo cho xe BÐM-1M.

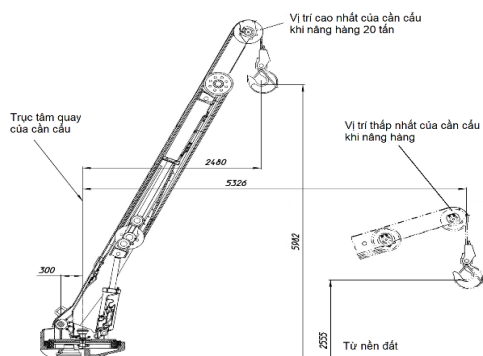


Hình 1. Càn cầu trên xe BÐM-1M [1]

Cấu tạo cụ thể của càn cầu được thể hiện trên Hình 1 bao gồm [2]: Móc treo 1 và 16, khối pu-ly có trục cố định 2 và 19, dầm ngang hỗ trợ cho xi lanh nâng vật 3, cáp 4 ($l = 1200\text{mm}$), càn mũi tên 5, giá lắp chốt quay càn 6, mâm quay 7, xi lanh nâng càn 8, dầm ngang cho xi lanh nâng càn 9, khối pu-ly có trục di động 10, khung xe đẩy 11, xi lanh thu nhà cáp 12, móc kéo 13, pu-ly móc cáp 14, cáp 15 ($l = 2600\text{mm}$), móc treo 17, dây cáp 18. Tầm hoạt động của càn cầu được thể hiện trên Hình 2.

BÐM-1M là dòng xe mới, ở Việt Nam, hiện nay chưa có các công trình nghiên cứu, đánh giá tính năng chiến kỹ thuật cũng như động lực học (ĐLH) càn cầu trên xe. Dựa trên cơ sở lý thuyết ĐLH máy trục có cơ cấu nâng dạng càn, bài báo này tập trung xây dựng mô

hình tính toán ĐLH và thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cần cầu trên xe BPĐM-1M. Kết quả của nghiên cứu làm cơ sở cho việc khảo sát đánh giá chất lượng ĐLH cần cầu ở các chế độ hoạt động khác nhau. Từ đó xác định các nguyên nhân phát sinh tải trọng động, tìm được các thông số hoạt động tối ưu của cần cầu và đưa ra các khuyến cáo cho người vận hành thiết bị.



Hình 2. Tầm hoạt động của cần cầu trên xe BPĐM-1M [2]

2. Động lực học máy trục có cơ cấu nâng dạng cần

Máy trục là loại máy làm việc theo chu kỳ, mỗi chu kỳ làm việc bao gồm ba giai đoạn: khởi động, chuyển động với tốc độ đều và dừng máy. Trong thời kỳ quá độ (khởi động hoặc hãm phanh), thường phát sinh tải trọng động tác dụng lên các cơ cấu [3]. Vì vậy để nâng cao độ an toàn và tin cậy khi làm việc, cần phải nghiên cứu các hiện tượng động lực học sinh ra trong quá trình khai thác, sử dụng máy trục.

Truyền động máy trục có cơ cấu nâng dạng cần thường bao gồm một số bộ phận có khối lượng nhất định được tính như khối lượng tập trung (khớp nối, pully, bộ phận công tác,...) và các bộ phận đàn hồi (dây cáp, xích, trục) [4]. Để đơn giản tính toán, các cơ cấu của máy trục được đưa về các sơ đồ động lực học gồm một số hữu hạn khối lượng nối với nhau bằng các liên kết đàn hồi. Tùy thuộc vào loại cơ cấu và yêu cầu tính toán mà khối lượng qui đổi trong sơ đồ cũng khác nhau.

Các bước để khảo sát, nghiên cứu động lực học máy trục như sau [5]:

- Xây dựng mô hình tính toán ĐLH của cơ cấu và cần trục. Mô hình tính toán ĐLH được xây dựng căn cứ vào kết cấu thực của máy trục và các giả thiết hợp lý, để nhận được sơ đồ tính toán đơn giản hơn nhưng vẫn đảm bảo độ chính xác cần thiết.

- Xác định các tham số ĐLH của mô hình (khối lượng qui đổi, độ cứng, mô men quán tính,...).

- Xác định trị số và đặc tính của tải trọng ngoài đặt vào cơ hệ.

- Thiết lập phương trình vi phân mô tả sự chuyển động của các chất điểm trong mô hình.

- Tiến hành giải phương trình vi phân chuyển động xác định các thông số ĐLH của máy trục.

Có ba phương pháp chủ yếu để thiết lập phương trình vi phân chuyển động, đó là sử dụng phương trình chuyển động Lagrange với cơ hệ có số hữu hạn bậc tự do, lập phương trình chuyển động trên cơ sở định luật hai Newton và lập phương trình chuyển động trên cơ sở nguyên lý D'Alembert [6]. Hai phương pháp lập phương trình trên cơ sở định luật 2 Newton và nguyên lý D'Alembert sử dụng đơn giản và hiệu quả với cơ hệ có ít bậc tự do, các chất điểm chỉ chuyển động tịnh tiến. Trong nghiên cứu này, phương trình Lagrange loại 2 được sử dụng để thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cần cầu [7].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = Q_k \quad (1)$$

Trong đó: L - hàm Lagrange cơ hệ; n - số bậc tự do của hệ; q_k - các tọa độ suy rộng;

$$\vec{q}_k = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_n \end{bmatrix} \quad \text{hay} \quad \vec{q}_k^T = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n] \quad (2)$$

Q_k - các lực suy rộng tương ứng với các tọa độ suy rộng, ở dạng tổng quát có thể biểu diễn dưới dạng:

$$\vec{Q}_k = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \dots \\ Q_n \end{bmatrix} \quad \text{hay} \quad \vec{Q}_k^T = [Q_1 \ Q_2 \ \dots \ Q_n] \quad (3)$$

Các lực suy rộng này được xác định từ biểu thức tính công khả dĩ của các lực tác dụng lên hệ. Trong trường hợp tổng quát, lực suy rộng Q_k là hàm của tọa độ suy rộng, vận tốc suy rộng và thời gian. Lực này gồm lực có thể $Q_k^t(\vec{q})$, lực cản $Q_k^c(\vec{q})$ và ngoại lực $F_k(t)$.

$$Q_k = Q_k^t(\vec{q}) + Q_k^c(\vec{q}) + F_k(t) \quad (4)$$

Lực có thể $Q_k^t(\vec{q})$ và lực cản $Q_k^c(\vec{q})$ được xác định từ thế năng $\Pi(\vec{q})$ và hàm hao tán của hệ $\Phi(\vec{q})$:

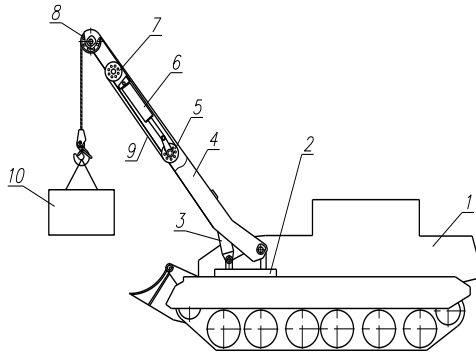
$$Q_k^t(\vec{q}) = -\frac{\partial \Pi(\vec{q})}{\partial q_k} \quad Q_k^c(\vec{q}) = -\frac{\partial \Phi(\vec{q})}{\partial \dot{q}_k} \quad (5)$$

Lực $F_k(t)$ có được khi tính công khả dĩ của ngoại lực.

3. Xây dựng mô hình động lực học cần cầu trên xe БРЭМ-1М

3.1. Các giả thiết xây dựng mô hình

Máy trục cần cầu bao gồm cơ cấu nâng cần, cơ cấu nâng vật, cơ cấu quay, cơ cấu di chuyển và phần kết cấu cơ khí như cần, tháp hoặc khung sàn xe cơ sở.



Hình 3. Cần cầu lắp trên xe БРЭМ-1М

Sơ đồ của cần cầu lắp trên xe БРЭМ-1М được thể hiện trên Hình 3, bao gồm: xe cơ sở 1, mâm quay cần 2, xi lanh nâng cần 3, cần nâng 4, pu-ly di động 5, xi lanh nâng vật 6, pu-ly cố định 7, pu-ly đầu cần đối với cơ cấu nâng vật 8, pa lăng nâng vật 9, vật nâng 10 [2].

Để xây dựng mô hình ĐLH cần cầu, nghiên cứu đưa ra các giả thiết như sau:

- Cần của cần trục được coi là cứng tuyệt đối;
- Độ lớn của lực đàn hồi của dây cáp tỉ lệ thuận với độ biến dạng của dây cáp (độ cứng của dây cáp không đổi);
- Vật nâng chỉ dao động trong mặt phẳng thẳng đứng chứa cần.
- Bỏ qua ma sát giữa các khớp quay, khớp tịnh tiến, ma sát của các pu-ly trong hệ thống pa lăng..

3.2. Mô hình động lực học cần cầu

Với các giả thiết trên, mô hình khảo sát ĐLH cần cầu trên xe БРЭМ-1М được biểu diễn trên Hình 4.

Các tham số của mô hình tính toán bao gồm:

- m - Khối lượng của vật nâng;
- m_c - Khối lượng của cần (khối lượng m_c được lấy bằng khối lượng của cần cộng với khối lượng của cụm pu-ly đầu cần);
- m_{pc} - Khối lượng quy đổi về đầu cán piston nâng cần;
- m_{pv} - Khối lượng quy đổi về đầu cán piston nâng vật;
- J_c - Mô men quán tính của cần đối với khối tâm;
- P - Lực do piston - xi lanh nâng cần tạo ra;
- P_l - Lực do piston - xi lanh nâng vật tạo ra.
- l - Chiều dài của cần cầu;

a - Khoảng cách từ tâm của mâm quay cần đến tâm của khớp quay tại chân cần;

b - Khoảng cách từ chốt quay chân cần đến điểm đặt chốt đầu cán piston nâng cần;

c_1, c_2 - Độ cứng tương ứng của piston - xi lanh nâng cần và của cáp nâng vật;

α - Góc nghiêng của cần so với phương ngang;

x - Dịch chuyển của đầu cán piston nâng vật;

S - Khoảng cách từ vật nâng đến điểm đầu cần mô tả chuyển dịch của vật nâng theo chiều dây cáp;

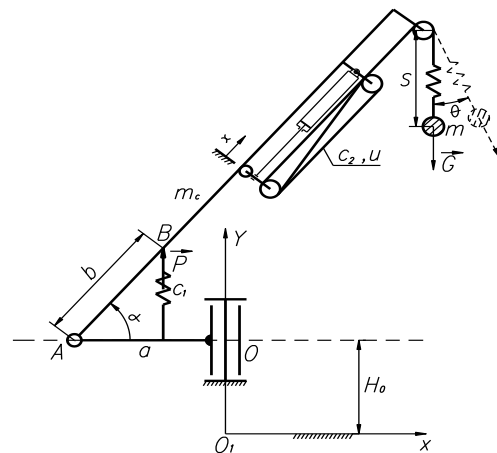
S_0 - Khoảng cách từ vật nâng đến điểm đầu cần tại thời điểm ban đầu;

H_0 - Khoảng cách từ khớp quay chân cần đến nền đất;

u - Bội suất của palăng nâng vật;

θ - Góc lác của vật nâng so với phương thẳng đứng;

Trong hệ tọa độ O_1XYZ , các tọa độ suy rộng được chọn gồm: θ, S, α, x .



Hình 4. Mô hình tính toán ĐLH cần cầu xe БРЭМ-1М

4. Thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của cần cầu

4.1. Xác định tổng động năng của cơ hệ

Tổng động năng của hệ là:

$$T = T_m + T_c + T_1 + T_2 \quad (6)$$

Trong đó: T_m là động năng của vật nâng, T_c là động năng của cần nâng, T_1 là động năng của cơ cấu nâng cần quy đổi về đầu cán piston nâng cần, T_2 là động năng của cơ cấu nâng vật quy đổi về đầu cán piston nâng vật.

Động năng của vật nâng tại thời điểm đang xét được xác định theo công thức sau:

$$T_m = \frac{1}{2} m v_m^2 \quad (7)$$

với: $v_m^2 = (\dot{x}_m)^2 + (\dot{y}_m)^2$

$$x_m = l \cos \alpha + S \sin \theta ;$$

$$\dot{x}_m = \dot{S} \sin \theta + S \dot{\theta} \cos \theta - l \dot{\alpha} \sin \alpha ;$$

$$y_m = l \sin \alpha - S \cos \theta + H_0$$

$$\dot{y}_m = l \dot{\alpha} \cos \alpha - \dot{S} \cos \theta + S \dot{\theta} \sin \theta$$

Từ đó:

$$v_m^2 = \dot{S}^2 + S^2 \dot{\theta}^2 + l^2 \dot{\alpha}^2 - 2l \dot{S} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha) + 2l S \dot{\theta} \sin(\theta - \alpha)$$

Thay vào công thức (7) thu được động năng của vật nâng:

$$T_m = \frac{m}{2} [\dot{S}^2 + S^2 \dot{\theta}^2 + l^2 \dot{\alpha}^2 - 2l \dot{S} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha) + 2l S \dot{\theta} \sin(\theta - \alpha)] \quad (8)$$

Động năng của cần nâng là:

$$T_c = \frac{1}{2} (m_c \frac{l^2}{4} + J_c) \dot{\alpha}^2 = \frac{1}{2} J^* \dot{\alpha}^2 \quad (9)$$

với: $J^* = (m_c \frac{l^2}{4} + J_c)$

Động năng của cơ cấu nâng cần quy đổi về đầu cán piston nâng cần:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_{pc} v_{pc}^2 = \frac{1}{2} m_{pc} (b \dot{\alpha})^2 \quad (10)$$

Trong đó: v_{pc} là vận tốc dịch chuyển của piston nâng cần.

Động năng của cơ cấu nâng vật quy đổi về đầu cán piston nâng vật:

$$T_2 = \frac{1}{2} m_{pv} v_{pv}^2 = \frac{1}{2} m_{pv} \dot{x}^2 \quad (11)$$

Trong đó: v_{pv} là vận tốc dịch chuyển của piston nâng vật.

4.2. Xác định tổng thế năng của cơ hệ

Tổng thế năng của hệ là:

$$\Pi = \Pi_m + \Pi_c + \Pi_{c1} + \Pi_{c2} \quad (12)$$

Trong đó: Π_m là thế năng của vật nâng, Π_c là thế năng của cần nâng, Π_{c1} là thế năng đàn hồi của

do sự chịu nén của dầu thủy lực của cặp piston - xi lanh nâng cần, Π_{c2} là thế năng do sự co giãn của cặp nâng vật.

Thế năng của vật nâng là:

$$\Pi_m = m g y_m = m g (l \sin \alpha - S \cos \theta + H_0) \quad (13)$$

Thế năng của cần nâng là:

$$\Pi_c = m_c g y_c = m_c g (\frac{1}{2} l \sin \alpha + H_0) \quad (14)$$

Thế năng đàn hồi do sự chịu nén của dầu thủy lực của cặp piston - xi lanh nâng cần là:

$$\Pi_{c1} = \frac{1}{2} c_1 (\Delta L_1)^2 \quad (15)$$

Trong đó: ΔL_1 là dịch chuyển của đầu cán piston nâng cần do tính chịu nén của dầu thủy lực.

Thế năng do sự co giãn của cặp nâng vật là:

$$\Pi_{c2} = \frac{1}{2} c_2 (\Delta L_2)^2 = \frac{1}{2} c_2 (\Delta L_{2d} + \Delta L_{2t})^2 \quad (16)$$

Trong đó: ΔL_{2t} - độ giãn tĩnh của dây cáp nâng vật,

ΔL_{2d} - độ giãn động của dây cáp nâng vật,

$$\Delta L_{2d} = u(S - S_0) \quad (17)$$

4.3. Hệ phương trình vi phân chuyển động

Hàm Lagrange của phương trình vi phân chuyển động (1) được xác định như sau:

$$L = T - \Pi = T_m + T_c + T_1 + T_2 - \Pi_m - \Pi_c - \Pi_1 - \Pi_2$$

Áp dụng phương trình Lagrange đối với tọa độ suy rộng α :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \alpha} = Q_\alpha \quad (18)$$

Thay các biểu thức vào công thức (18) thu được phương trình vi phân chuyển động thứ nhất:

$$(m l^2 + m_{pc} b^2 + J^*) \ddot{\alpha} - m l \cos(\theta - \alpha) \ddot{S} + m l S \sin(\theta - \alpha) \ddot{\theta} + m l S \cos(\theta - \alpha) \dot{\theta}^2 + 2 m l \sin(\theta - \alpha) \dot{S} \dot{\theta} + (m + \frac{1}{2} m_c) g l \cos \alpha = P b \cos \alpha \quad (19)$$

Tương tự, phương trình vi phân chuyển động thứ hai với tọa độ suy rộng θ .

$$l \sin(\theta - \alpha) \ddot{\theta} + S \ddot{\theta} - l \cos(\theta - \alpha) \dot{\alpha}^2 + 2S \dot{\theta} + g \sin \theta = 0 \quad (20)$$

Phương trình vi phân chuyển động thứ ba với tọa độ suy rộng S:

$$m \ddot{S} - ml \cos(\theta - \alpha) \ddot{\alpha} - ml \sin(\theta - \alpha) \dot{\alpha}^2 - m S \dot{\theta}^2 - mg \cos \theta + c_2 (\Delta L_{2d} + \Delta L_{2t}) \frac{\partial \Delta L_{2d}}{\partial S} = 0 \quad (21)$$

Theo (17) thu được: $\frac{\partial \Delta L_{2d}}{\partial S} = u \quad (22)$

Từ (21), (22), phương trình vi phân chuyển động thứ ba có thể viết lại như sau:

$$m \ddot{S} - ml \cos(\theta - \alpha) \ddot{\alpha} - ml \sin(\theta - \alpha) \dot{\alpha}^2 - m S \dot{\theta}^2 - mg \cos \theta + c_2 (\Delta L_{2d} + \Delta L_{2t}) u = 0 \quad (23)$$

Do đó phương trình vi phân chuyển động thứ ba có thể viết:

Phương trình chuyển động thứ tư là:

$$m_{pv} \ddot{x} + c_2 (\Delta L_{2d} + \Delta L_{2t}) = P_1 \quad (24)$$

Kết hợp các phương trình (19), (20), (23) và (24) nhận được hệ phương trình chuyển động của cần cẩu:

$$\begin{cases} (m l^2 + m_{pc} b^2 + J^*) \ddot{\alpha} = ml \cos(\theta - \alpha) \ddot{S} - ml S \sin(\theta - \alpha) \ddot{\theta} - ml S \cos(\theta - \alpha) \dot{\theta}^2 - 2ml \sin(\theta - \alpha) S \dot{\theta} - (m + \frac{1}{2} m_c) g l \cos \alpha + P b \cos \alpha \\ S \ddot{\theta} + 2S \dot{\theta} + g \sin \theta = l \cos(\theta - \alpha) \dot{\alpha}^2 - l \sin(\theta - \alpha) \ddot{\alpha} \\ \ddot{S} - S \dot{\theta}^2 = l \cos(\theta - \alpha) \ddot{\alpha} + l \sin(\theta - \alpha) \dot{\alpha}^2 - \frac{c_2 u \Delta L_2}{m} + g \cos \theta \\ m_{pv} \ddot{x} + c_2 \Delta L_2 = P_1 \end{cases} \quad (25)$$

Giải hệ phương trình vi phân chuyển động (25) trong các điều kiện làm việc khác nhau sẽ thu nhận được các đặc tính ĐLH của cần cẩu trên xe БРЭМ-1М.

5. Kết luận

Bài báo này tập trung xây dựng mô hình tính toán ĐLH và thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cần cẩu lắp trên xe БРЭМ-1М. Mô hình tính toán này có tính đến sự biến dạng đàn hồi của các bộ phận, bao gồm một số khối lượng tập trung (vật cần nâng, cần nâng, pu-ly) nối với nhau bằng các liên kết đàn

hồi (dây cáp, piston - xi lanh).

Khi xây dựng mô hình, nếu tính đến tất cả các tính chất thực của cơ hệ thì mô hình sẽ rất phức tạp, bài toán khảo sát ĐLH trở nên không khả thi, do đó trong nghiên cứu này, tác giả đã đưa ra các giả thiết đảm bảo vừa thể hiện sự làm việc thực của cần cẩu trên xe, đồng thời cho phép xây dựng các phương trình khảo sát động lực học và giải được các phương trình này với độ chính xác cần thiết. Kết quả nghiên cứu thu được hệ phương trình với 4 phương vi phân mô tả chuyển động của cần cẩu tương ứng với 4 tọa độ suy rộng của cơ hệ. Đây là cơ sở để khảo sát và đánh giá chất lượng ĐLH, xác định các thông số tối ưu, đảm bảo an toàn và tin cậy khi khai thác, sử dụng cần cẩu trên xe БРЭМ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Бронированная ремонтно-вакуационная машина брэм-1м, Руководство по эксплуатации, Часть 1, 142СВ.РЭ, 2012
- [2] Бронированная ремонтно-вакуационная машина брэм-1м, Руководство по эксплуатации, Часть 2, 142СВ.РЭ, 2012.
- [3] Nguyễn Việt Tân, Bùi Khắc Gày, *Động lực học máy trục*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2017.
- [4] Bùi Khắc Gày, Nguyễn Việt Tân, Lê Trọng Tuấn, *Thiết bị nâng vận chuyển*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2015.
- [5] Nguyễn Văn Khang, *Động lực học hệ nhiều vật*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2017
- [6] Chu Văn Đạt, Phan Nguyên Di, *Phương pháp số trong động học, động lực học hệ nhiều vật*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2000.
- [7] Vũ Công Hàm, *Cơ học hệ nhiều vật*, NXB Quân đội Nhân dân, 2013.

Ngày nhận bài:	30/6/2021
Ngày nhận bản sửa:	06/8/2021
Ngày duyệt đăng:	18/8/2021