

## Phân tích động lực học của xe nâng trong quá trình di chuyển kết hợp với nâng tải

Lê Văn Dưỡng\*, Nguyễn Minh Kha

Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự.

\*Email: van-duong.le@lqdtu.edu.vn

Nhận bài: 28/8/2023; Hoàn thiện: 29/10/2023; Chấp nhận đăng: 12/12/2023; Xuất bản: 25/12/2023.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.92.2023.160-166>

### TÓM TẮT

*Xe nâng được sử dụng rộng rãi trong việc bốc dỡ, vận chuyển hàng hóa tại các nhà máy, bến cảng, kho bãi, ... Nghiên cứu các thông số động lực học (ĐLH) của xe nâng có ý nghĩa hết sức quan trọng trong quá trình vận hành nhằm nâng cao năng suất, độ tin cậy làm việc của máy. Bài báo xây dựng mô hình nghiên cứu ĐLH quá trình làm việc của xe nâng khi di chuyển kết hợp nâng tải. Mô hình ĐLH xây dựng có tính đến độ đàn hồi và giảm chấn của lốp xe và xy lanh thủy lực. Trên cơ sở mô hình ĐLH, phương trình La-grăng loại II được sử dụng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ. Đồng thời, bài báo tiến hành khảo sát các thông số ĐLH khi xe nâng di chuyển kết hợp với nâng tải. Kết quả của bài báo là một cơ sở cho bài toán đánh giá độ ổn định của xe trong quá trình khai thác, vận hành xe nâng hàng.*

**Từ khóa:** Xe nâng; Mô hình xe nâng; Động lực học xe nâng; Ổn định xe nâng.

### 1. MỞ ĐẦU

Xe nâng hàng là thiết bị chuyên dùng phục vụ việc vận chuyển, bốc dỡ, xếp hàng hóa và đóng gói với khoảng cách ngắn tại các nhà máy, bến cảng, kho bãi, .... Quá trình làm việc của xe nâng tuân theo các quy định an toàn, tuy nhiên, trong một số trường hợp có thể kết hợp thao tác nâng hạ hàng khi xe di chuyển. Chính vì vậy, nghiên cứu ĐLH của xe nâng nhằm đánh giá độ ổn định động của xe nâng và giải quyết các bài toán tính toán thiết kế, khai thác vận hành, ... là một vấn đề phức tạp và có tính cấp thiết. Việc nghiên cứu ổn định động của xe nâng cũng như nghiên cứu về tải trọng động tác dụng lên xe nâng đã được nhiều tác giả nghiên cứu [1-5]. Đã có nhiều công trình khoa học nghiên cứu ĐLH của các loại máy nâng [6-7], tuy nhiên, đối tượng nghiên cứu này tập trung vào đối tượng là cần trục tự hành và chưa xét đến yếu tố biến dạng của lốp. Như vậy, đã có nhiều công trình nghiên cứu về thiết bị nâng nói chung và xe nâng nói riêng nhưng chưa nghiên cứu ĐLH của xe nâng khi di chuyển kết hợp nâng hàng trên mặt đường dốc.

Trong bài báo này, tác giả tiến hành nghiên cứu động lực học của xe nâng khi di chuyển trên đường dốc kết hợp nâng tải để khảo sát dao động của cầu xe, xe cơ sở và trụ nâng, từ đó làm cơ sở cho bài toán đánh giá độ ổn định của xe nâng.

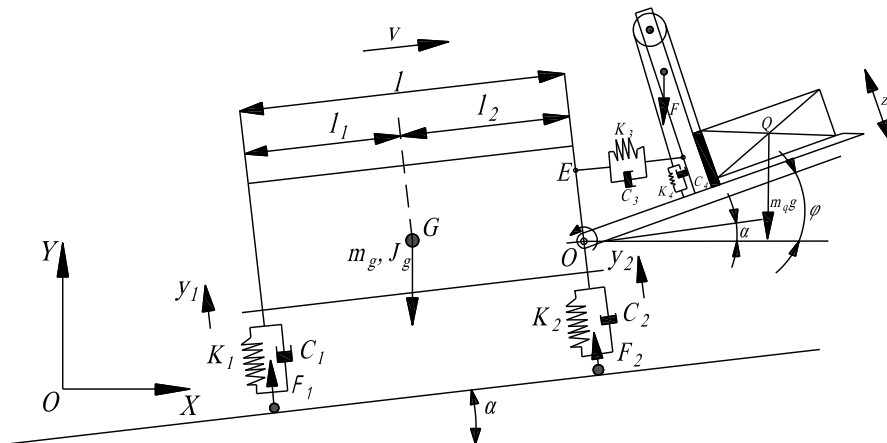
### 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

#### Các giả thiết khi xây dựng mô hình

Xe nâng di chuyển trên mặt đường dốc, phẳng với góc dốc là  $\alpha$ ; Xe cơ sở được coi là vật rắn tuyệt đối có khối lượng  $m_g$  đặt tại trọng tâm của nó và mô men quán tính đối với trục ngang đi qua trọng tâm treo  $J_g$ ; Lốp xe được quy dẫn về hai gối đỡ với thông số lò xo và giảm chấn lần lượt là  $K_1, C_1$  (cầu sau) và  $K_2, C_2$  (cầu trước); Trụ nâng có khối lượng là  $m_p$  được quy dẫn về trọng tâm của nó; Xy lanh thủy lực được thay thế tương đương bằng lò xo và giảm chấn với độ cứng và hệ số dập tắt dao động tương ứng là  $K_3, C_3$  (xy lanh quay trụ nâng) và  $K_4, C_4$  (xy lanh nâng vật); Bộ suất pa lăng dẫn động khung trượt bằng 1, cấp không co giãn; Khung trượt và vật nâng được coi như là một vật có khối lượng  $m_q$  và hành trình nâng  $z$  theo phương vuông góc với trụ nâng; Bỏ qua ảnh hưởng của tải trọng gió, bánh xe không trượt trên mặt đường. Quá trình khảo sát xe đang chuyển động thẳng đều với vận tốc di chuyển là  $v$ .

### Xây dựng mô hình tính động lực học

Mô hình ĐLH xe nâng hàng được thể hiện trên hình 1. Mô hình gồm các khâu: Khâu 1 là xe cơ sở, khâu 2 là trụ nâng, khâu 3 là khối khung trượt - vật nâng.



Hình 1. Mô hình ĐLH xe nâng khi nâng hàng kết hợp với di chuyển.

### Các tọa độ suy rộng

$y_1, y_2$  - Dao động theo vuông góc với mặt đường của cầu sau và cầu trước tương ứng;

$\varphi$  - Góc quay trụ nâng;

$z$  - Chuyển vị của khối khung trượt-vật nâng theo phương vuông góc với cang nâng.

### Động năng của cơ hệ

Động năng của cơ hệ bao gồm động năng xe cơ sở ( $T_{xcs}$ ), động năng trụ nâng ( $T_{tr}$ ), động năng của khối khung trượt-vật nâng ( $T_{vn}$ ) và được xác định theo công thức:

$$T = T_{xcs} + T_{tr} + T_{vn} \quad (1)$$

Xe cơ sở thực hiện chuyển động lắc và dao động lên xuống theo phương vuông góc với nền đường, vì vậy, động năng của xe cơ sở được xác định theo công thức:

$$T_{xcs} = \frac{1}{2} m_g y_g^2 + \frac{1}{2} J_g \dot{\beta}^2 \quad (2)$$

Trong đó,  $y_g$  là dịch chuyển trọng tâm xe cơ,  $\beta$  là góc lắc của xe cơ sở và được xác định:

$$y_g = \frac{l_2}{l} y_1 \cos \alpha + \frac{l_1}{l} y_2 \cos \alpha; \quad \beta \approx \sin \beta = \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \quad (3)$$

Động năng của trụ nâng và khối khung trượt - vật nâng:

$$T_{tr} = \frac{1}{2} J_p (\dot{\beta} + \dot{\varphi})^2 \quad (4)$$

$$T_{vn} = \frac{1}{2} J_q (\dot{\beta} + \dot{\varphi})^2 + \frac{1}{2} m_q \dot{z}^2 \quad (5)$$

Thế các biểu thức (2), (3), (4) và (5) vào biểu thức (1) nhận được động năng của cơ hệ:

$$T = \frac{1}{2} m_g \left( \frac{l_2}{l} \dot{y}_1 + \frac{l_1}{l} \dot{y}_2 \right)^2 \cos^2 \alpha + \frac{1}{2} J_g \frac{(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2}{l^2} + \frac{1}{2} (J_p + J_q) \left( \frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_1}{l} + \dot{\varphi} \right)^2 + \frac{1}{2} m_q \dot{z}^2 \quad (6)$$

**Thế năng của cơ hệ:** Thế năng của cơ hệ gồm thế năng đàn hồi ( $\Pi_s$ ) và thế năng trọng lực ( $\Pi_g$ ):

$$\Pi = \Pi_g + \Pi_S = \Pi_{gxc} + \Pi_{gtr} + \Pi_{gvn} + \Pi_{Sbtr} + \Pi_{Sbs} + \Pi_{Sxltr} + \Pi_{Sxlvn} \quad (7)$$

Trong đó:  $\Pi_{gxc}$ ,  $\Pi_{gtr}$ ,  $\Pi_{gvn}$  là thế năng trọng lực tương ứng của xe cơ sở, trụ nâng, khối khung trượt và vật nâng;  $\Pi_{Sxltr}$ ,  $\Pi_{Sxlvn}$  là thế năng đàn hồi xy lanh thủy lực quay trụ nâng và xy lanh nâng vật tương ứng;  $\Pi_{Sbtr}$ ,  $\Pi_{Sbs}$  là thế năng đàn hồi bánh trước và bánh sau tương ứng.

Thế năng trọng lực của xe cơ sở ( $\Pi_{gxc}$ ):

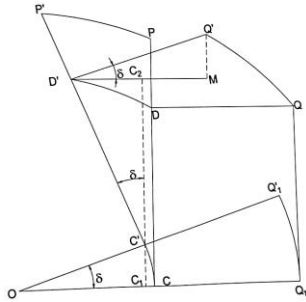
$$\Pi_{gxc} = m_g g y_g = m_g g \left( \frac{l_2}{l} y_1 \cos \alpha + \frac{l_1}{l} y_2 \cos \alpha \right) \quad (8)$$

Tọa độ trọng tâm của trụ nâng ( $y_p$ ) và vật nâng ( $y_q$ ) tương ứng theo phương Oy và được xác định theo sơ đồ hình 2 và được xác định theo công thức:

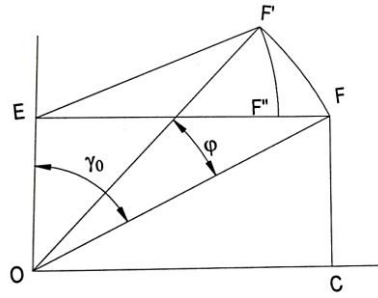
$$y_p = y_2 \cos \alpha + OC' \sin \delta + C'P' \cos \delta = y_2 \cos \alpha + l_c \sin(\alpha + \beta + \varphi) + h_p \cos(\alpha + \beta + \varphi) \quad (9)$$

$$y_q = y_2 \cos \alpha + (OC' + D'Q') \sin \delta + C'D' \cos \delta = y_2 \cos \alpha + a \sin(\alpha + \beta + \varphi) + z \cos(\alpha + \beta + \varphi) \quad (10)$$

Trong đó:  $OC' = OC = l_c$ ;  $C'P' = CP = h_p$ ;  $\delta = \alpha + \beta + \varphi$ ;  $OC' + D'Q' = a$ ;  $C'D' = CD = z$ .



Hình 2. Sơ đồ xác định tọa độ trụ nâng và vật nâng.



Hình 3. Sơ đồ xác định chuyển vị xy lanh quay trụ nâng.

Khi đó, thế năng trọng lực của trụ nâng ( $\Pi_{gtr}$ ), thế năng trọng lực của khối khung trượt-vật nâng ( $\Pi_{gvn}$ ) được xác định như sau:

$$\Pi_{gtr} = m_p g y_p = m_p g \left[ y_2 \cos \alpha + l_c \sin(\alpha + \beta + \varphi) + h_p \cos(\alpha + \beta + \varphi) \right] \quad (11)$$

$$\Pi_{gvn} = m_q g y_q = m_q g \left( y_2 \cos \alpha + a \sin(\alpha + \beta + \varphi) + z \cos(\alpha + \beta + \varphi) \right) \quad (12)$$

với  $g$  là gia tốc trọng trường.

Thế năng đàn hồi bánh trước và bánh sau:

$$\Pi_{Sbtr} = \frac{1}{2} K_1 y_1^2; \quad \Pi_{Sbs} = \frac{1}{2} K_2 y_2^2 \quad (13)$$

Thế năng đàn hồi xy lanh nâng vật và xy lanh trụ quay được xác định như sau:

$$\Pi_{Sxlvn} = \frac{1}{2} K_4 z^2; \quad \Pi_{Sxltr} = \frac{1}{2} K_3 \Delta_{xltr}^2 \quad (14)$$

Trong đó,  $\Delta_{xltr}$  là dịch chuyển của xy lanh quay trụ nâng và được xác định theo sơ đồ hình 3:

$$\Delta_{xltr} = F'F'' = EF' - EF'' = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos \gamma_0} - \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)} \quad (15)$$

Trong  $\triangle EEF'O$ :

$$EF'' = EF' = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)}$$

Trong  $\triangle EFO$ :

$$EF = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1t_2 \cos \gamma_0}$$

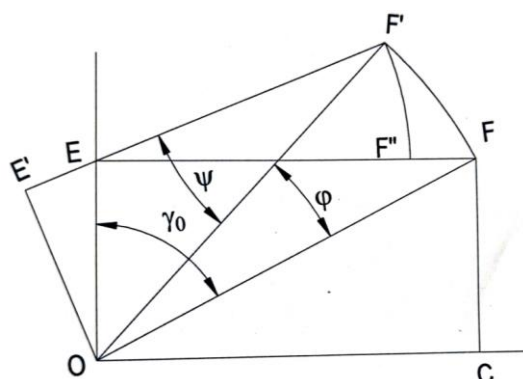
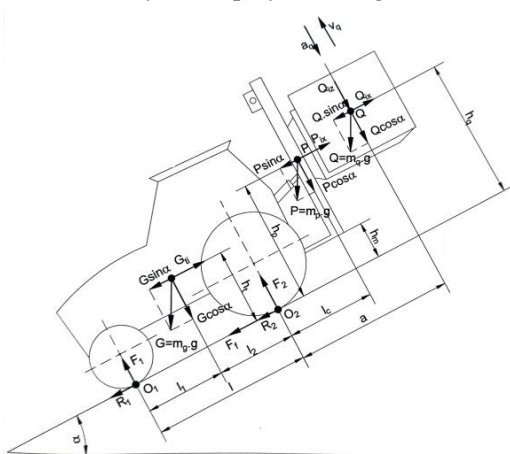
Với:  $OE = t_1; OF' = OF = t_2; \gamma_0 = 90^\circ - \varepsilon; \varepsilon = OFC$ .

**Hàm hao tán của cơ hệ:** bao gồm hàm hao tán bánh xe cầu trước ( $\phi_{btr}$ ), bánh xe cầu sau ( $\phi_{bs}$ ), xy lanh quay trụ ( $\phi_{xltr}$ ) và xy lanh nâng khối khung trượt-vật nâng ( $\phi_{xlvn}$ ).

$$\Phi = \Phi_{btr} + \Phi_{bs} + \Phi_{xltr} + \Phi_{xlvn} = \frac{1}{2} C_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} C_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} C_3 \dot{\Delta}_{xltr}^2 + \frac{1}{2} C_4 \dot{z}^2 \quad (16)$$

**Lực suy rộng:**  $[F_1 \ F_2 \ M_{xltr} \ F_{xlvn}]$ .

Trong đó:  $F_1, F_2$  là phản lực tác dụng lên lốp xe tại cầu sau và cầu trước tương ứng;  $M_{xltr}$  là mô men do xy lanh quay trụ nâng tạo ra;  $F_{xlvn}$  là lực xy lanh nâng vật.



**Hình 4.** Sơ đồ lực tác dụng lên xe nâng. **Hình 5.** Sơ đồ xác định mô men xy lanh trụ nâng.

Xác định phản lực tác dụng lên cầu xe (hình 4). Áp dụng phương trình cân bằng lực:

$$F_1 = \frac{g}{l} \left[ m_g l_2 \cos \alpha - (m_q a + m_p l_c) \cos(\alpha + \varphi) \right] + \frac{g}{l} \left[ m_g h_1 \sin \alpha + (m_q h_q + m_p h_p) \sin(\alpha + \varphi) \right] - \frac{m_q a_q}{l} \quad (17)$$

$$F_2 = \frac{g}{l} \left[ m_g l_1 \cos \alpha + (m_q (a + l) + m_p (l_c + l)) \cos(\alpha + \varphi) \right] - \frac{g}{l} \left[ m_g h_t \sin \alpha + (m_q h_q + m_p h_p) \sin(\alpha + \varphi) \right] + \frac{m_q a_q}{l} \quad (18)$$

với  $a_q = \ddot{z}$  là gia tốc nâng vật.

Xác định mô men xy lanh trụ nâng (hình 5):

$$M_{xltr} = F_{xltr} \cdot OE' \quad (19)$$

Trong  $\triangle OEF'$ :

$$\cos \psi = \frac{EF'^2 + OF^2 - OE^2}{2 \cdot EF' \cdot OF} = \frac{t_2 - t_1 \cos(\gamma_0 - \varphi)}{\sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)}}$$

Trong  $\triangle OE'F'$ :

$$OE' = OF'.\sin\psi = t_2.\sin\psi = \frac{t_1 t_2 \sin(\gamma_0 - \varphi)}{\sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)}}$$

Lực xy lạnh quay trụ nâng:

$$F_{xtr} = P\eta_{tl}\pi \frac{D_{xtr}^2}{4} \quad (20)$$

Lực xy lạnh nâng vật:

$$F_{xlnv} = P\eta_{tl}\pi \frac{D_{xlnv}^2}{4} \quad (21)$$

Trong đó:  $P$  là áp suất làm việc của HTTL ( $\text{kg/cm}^2$ );  $D_{xtr}$  là đường kính xy lạnh quay trụ nâng (m);  $D_{xlnv}$  là đường kính xy lạnh nâng vật (m);  $\eta_{tl}$  là hiệu suất truyền động thủy lực.

Áp dụng phương trình Lagrange loại II cho cơ hệ để viết phương trình vi phân cho cơ hệ:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = 1 \div 4) \quad (22)$$

Thế các biểu thức động năng, thế năng, hàm hao tán vào phương trình (22) ta nhận được hệ phương trình vi phân chuyển động mô tả ĐLH quá trình làm việc của xe nâng như sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{Q} \quad (23)$$

Ma trận khối lượng suy rộng:  $\mathbf{M}(\mathbf{q}) = [m_{ij}]$ , ( $i, j = \overline{1,4}$ ) và được xác định như sau:

$$\begin{aligned} m_{11} &= m_g \left( \frac{l_2}{l} \right)^2 \cos^2 \alpha + \frac{J_g}{l^2} + \frac{J_p + J_q}{l^2}; \quad m_{12} = m_{21} = m_g \frac{l_1 l_2}{l^2} \cos^2 \alpha - \frac{J_g}{l^2} - \frac{J_p + J_q}{l^2}; \\ m_{13} &= m_{31} = -\frac{J_p + J_q}{l}; \quad m_{14} = m_{41} = 0; \quad m_{22} = m_g \left( \frac{l_1}{l} \right)^2 \cos^2 \alpha + \frac{J_g}{l^2} + \frac{J_p + J_q}{l^2}; \\ m_{23} &= m_{32} = \frac{J_p + J_q}{l}; \quad m_{24} = m_{42} = 0; \quad m_{33} = J_p + J_q; \quad m_{34} = 0; \quad m_{44} = m_q. \end{aligned}$$

Ma trận quán tính ly tâm và Coriolis:  $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [c_{ij}]$ , ( $i, j = \overline{1,4}$ ) và được xác định như sau:

$$c_{11} = C_1; c_{22} = C_2; c_{33} = -C_3 \frac{t_1 t_2 \sin(\gamma_0 - \varphi)}{\sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)}}; c_{44} = C_4; c_{ij} = 0, \quad (i \neq j; i, j = \overline{1,4})$$

Ma trận:  $\mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [g_i]^T$ , ( $i = \overline{1,4}$ ) được xác định như sau (với  $\zeta = \alpha + \frac{y_2 - y_1}{l} + \varphi$ ):

$$\begin{aligned} g_1 &= m_g g \frac{l_2}{l} \cos \alpha - g(m_p l_c + m_q a) \cos \zeta + g(m_p h_p + m_q z) \sin \zeta + K_1 y_1 \\ g_2 &= g \left( m_g \frac{l_1}{l} + m_p + m_q \right) \cos \alpha + g(m_p l_c + m_q a) \cos \zeta - g(m_p h_p + m_q z) \sin \zeta + K_2 y_2 \\ g_3 &= g(m_p l_c + m_q a) \cos \zeta - g(m_p h_p + m_q z) \sin \zeta \\ &+ K_3 \left( \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos \gamma_0} - \sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)} \right) \cdot \frac{t_1 t_2 \sin(\gamma_0 - \varphi)}{\sqrt{t_1^2 + t_2^2 - 2t_1 t_2 \cos(\gamma_0 - \varphi)}} \\ g_4 &= -m_q g \cos \zeta + K_4 z. \end{aligned}$$

Ma trận lực suy rộng:

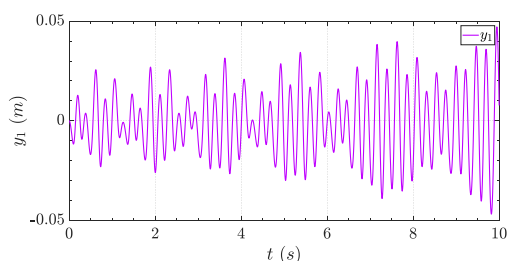
$$\mathbf{Q} = [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ Q_4]^T = [F_1 \ F_2 \ M_{xltr} \ F_{xlnv}]^T$$

### 3. KẾT QUẢ KHẢO SÁT

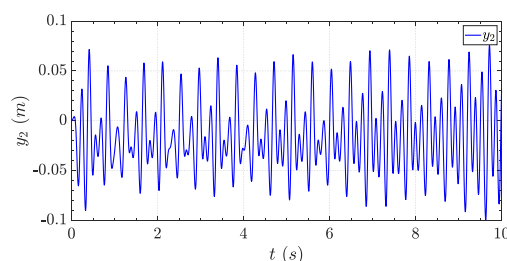
**Bộ thông số đầu vào:** Khảo sát được thực hiện trên xe nâng KOMATSU FD15T-17:  $v = 0.4$  m/s,  $m_{xn} = 2370$  kg;  $l = 1,65$  m;  $l_1 = 0,65$  m;  $l_2 = 1$  m;  $m_g = 3000$  kg;  $m_p = 680$  kg;  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>;  $J_g = 12,5 \cdot 10^3$  Nms<sup>2</sup>;  $J_q = 1500$  Nms<sup>2</sup>;  $J_p = 2500$  Nms<sup>2</sup>;  $a = 0,96$  m;  $l_c = 0,46$  m;  $h_m = 0,115$  m;  $h_t = 0,26$  m;  $h_p = 0,26$  m;  $l_p = 1,1$  m;  $t_1 = 0,34$  m;  $t_2 = 0,34$  m;  $K_1 = 7,10^5$  N/m;  $K_2 = 7,10^5$  N/m;  $K_3 = 140000$  N/m;  $K_4 = 140000$  N/m;  $C_1 = 104,5$  Ns/m;  $C_2 = 185$  Ns/m;  $C_3 = 2,10^6$  Ns/m;  $C_4 = 2,10^6$  Ns/m;  $\alpha = 15^\circ$ ,  $D_{xlnv} = 0,05$  m,  $D_{xltr} = 0,08$  m,  $\eta_{tl} = 0,95$

Điều kiện biên:  $[y_1 \ y_2 \ \varphi \ z]^T = [0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$ , vận tốc ban đầu bằng của các khâu bằng 0.

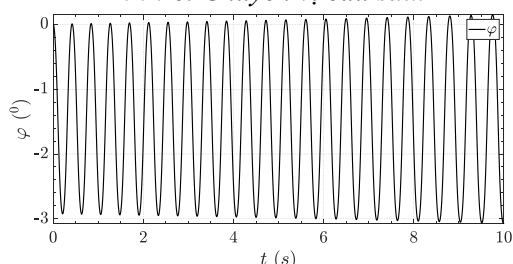
Khi đó, giải hệ phương trình (23) nhận được kết quả mô phỏng được thể hiện từ hình 6 đến hình 10.



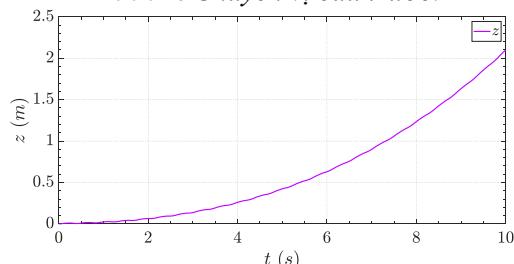
Hình 6. Chuyển vị cầu sau.



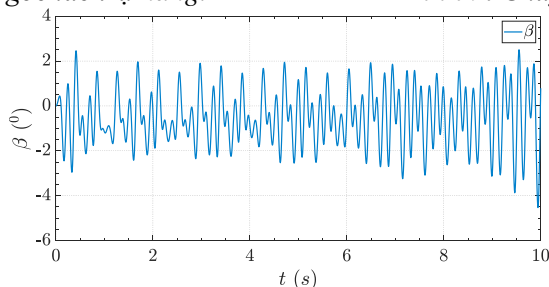
Hình 7. Chuyển vị cầu trước.



Hình 8. Chuyển vị góc lắc trụ nâng.



Hình 9. Chuyển vị vật nâng.



Hình 10. Chuyển vị góc lắc xe cơ sở.

Từ hình 6 đến hình 10, ta rút ra nhận xét sau:

- Chuyển vị lớp xe của cầu sau dao động điều hòa trong khoảng biên độ 5 (cm) và biên độ dao động tăng dần theo chiều cao nâng tăng dần; đối với cầu trước chuyển vị lớp xe dao động điều hòa trong khoảng biên độ 10 (cm) và biên độ dao động tăng dần theo chiều cao nâng tăng dần;
- Góc lắc của xe cơ sở dao động điều hòa trong khoảng  $4^\circ$  và biên độ dao động tăng dần theo chiều cao nâng tăng dần; trụ nâng dao động điều hòa trong khoảng biên độ  $1,5^\circ$  và biên độ dao động có xu hướng tăng dần từ từ theo chiều cao nâng tăng dần;

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được mô hình ĐLH và hệ phương trình vi phân mô tả quá trình nâng tải của xe nâng khi di chuyển thẳng đều lên dốc. Mô hình xây dựng cho phép khảo sát các thông số ĐLH chuyển vị lớp xe cầu trước, lớp xe cầu sau, góc dao động của trụ nâng và góc dao động của xe cơ sở khi chiều cao của tải thay đổi. Kết quả đạt được của bài báo có thể làm cơ sở để đánh giá độ ổn định của xe nâng khi tiến hành di chuyển trên dốc kết hợp với nâng tải đồng thời đánh giá hệ thống treo của xe nâng.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. P. Lemerle, O. Höppner, J. Rebellea, “Dynamic stability of forklift trucks in cornering situations: parametrical analysis using a driving simulator”, *Vehicle System Dynamics*, 49(10), 1673–1693, (2011).
- [2]. I. Doçi, V. Imeri, “Dynamic Analysis of Forklift during Load Lifting using Modeling and Simulations”, *International Journal of Current Engineering and Technology*, 3(2), (2013).
- [3]. P. Simion, N. Sutru, C. Carol, “Contributions to theoretical and experimental study of the dynamic stability of the forklift trucks”, *Journal of Engineering Studies and Research*, 18 (3), (2012).
- [4]. B.P. Gilbert, K.J.R Rasmussen, “Determination of accidental forklift truck impact forces on drive-in steel rack structures”, *Engineering Structures*, 33(5), 1403-1409, (2011).
- [5]. Le Van Duong, Le Anh Tuan, “Modeling and observer-based robust controllers for telescopic truck cranes”, *Mechanism and Machine Theory*, 173, p. 104869, (2022).
- [6]. Char-Ming Chin, Ali H. Nayfeh, Dean T. Mook. “Dynamics and Control of Ship-Mounted Cranes”, *Journal of Vibration and Control*, 7(6), (2001).
- [7]. A. Cibicik, O. Egeland. “Dynamic modelling and force analysis of a knuckle boom crane using screw theory”. *Mechanism and Machine Theory*, 133, 179-194, (2019).

#### ABSTRACT

##### **Dynamic analysis of the forklift during moving in combination with load lifting**

*Forklifts are widely used in loading and unloading, transporting goods at important factories, ports, warehouses, etc. Studying the dynamic parameters of the forklift is very in the operation process in order to improve the productivity and working reliability of the machine. The article builds a model to study the dynamics of the forklift's working process when moving in combination with lifting loads. The construction dynamics model takes into account the elasticity and damping of the tires and hydraulic cylinders. On the basis of the dynamic model, Lagrangian equation type II is used to build a system of differential equations describing the motion of the system. At the same time, the article investigates the dynamic parameters when the forklift moves and lifts the load. The results of the article are a basis for the problem of evaluating vehicle stability during the exploitation and operation of forklifts.*

**Keywords:** Forklifts; Forklift model; Forklift dynamics; Stabilize the forklift.