

MÔ HÌNH HÓA VÀ PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC XE NÂNG NGƯỜI DẠNG CẦN GẤP KHI VẬN HÀNH KẾT HỢP CÁC THAO TÁC ĐỂ NÂNG TẢI

Lê Văn Dương^{1,*}, Nguyễn Minh Kha¹

¹Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

Tóm tắt

Xe nâng người được sử dụng để phục vụ thực hiện các công việc tại những vị trí cao và khó tiếp cận. Độ ổn định động có ý nghĩa quan trọng trong quá trình triển khai và vận hành đối với xe nâng người. Chính vì vậy, bài báo tiến hành xây dựng mô hình và khảo sát động lực học xe nâng người dạng cần gấp khi thực hiện đồng thời các thao tác trong quá trình nâng tải để làm cơ sở xác định ổn định động của xe. Mô hình động lực học xây dựng có xét đến độ nhớt đàn hồi và giảm chấn của các xi lanh thủy lực nâng đốt cần và độ đàn hồi của lốp xe. Phương trình Lagrăng loại II được sử dụng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ. Trên cơ sở đó, bài báo tiến hành khảo sát các thông số động lực học của xe nâng khi thực hiện đồng thời các thao tác để nâng tải. Kết quả của bài báo là cơ sở cho bài toán phân tích độ ổn định động cũng như bài toán điều khiển xe nâng người dạng cần gấp để nâng cao hiệu suất, độ tin cậy trong quá trình vận hành.

Từ khóa: Mô hình xe nâng; động lực học xe nâng; xe nâng người dạng cần gấp; ổn định động.

1. Đặt vấn đề

Xe nâng người (xe thang nâng người) được sử dụng rộng rãi và đặc biệt phù hợp cho các công việc yêu cầu người làm việc lên trên cao như: sửa chữa điện, cắt tía cây xanh, lắp đặt, trang trí và hoàn thiện công trình, bảng biển, chiếu sáng công cộng, xây lắp công trình, bảo dưỡng, sản xuất đóng tàu, sân bay, bến cảng, khu công nghiệp... [1], [2]. Xe nâng người được thiết kế đa dạng về chủng loại nhằm phục vụ các công việc khác nhau, tuy nhiên có thể phân loại thành: Xe nâng dạng cần kéo, xe nâng với cần ống lồng, xe nâng dạng cần gấp... [2]. Trong đó, xe nâng người dạng cần gấp tự hành loại nhỏ được sử dụng rộng rãi trong thực tế thi công tại các khu đô thị do tính năng cơ động cao, phạm vi làm việc rộng và có tính linh động theo địa hình. Tuy nhiên, trong thực tế xe nâng dạng cần gấp thường xảy ra dao động lớn khi thực hiện các thao tác nâng hạ và triển khai cần trên không [3], [4]. Đặc biệt, dao động là rất lớn khi trọng lượng tải lớn [5]. Chính vì vậy, việc nghiên cứu động lực học của xe nâng dạng cần gấp loại nhỏ làm cơ

* Tác giả liên hệ, email: van-duong.le@lqdtu.edu.vn
DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v20.n01.805

sở cho bài toán nghiên cứu ổn định động của xe cũng như bài toán điều khiển xe nhằm tránh các tải trọng động trong quá trình làm việc có ý nghĩa thực tiễn cao. Đã có một số tác giả công bố các nghiên cứu liên quan về xe nâng nói chung và xe nâng dạng cần gập, tuy nhiên các công bố đều chưa đi vào xem xét ảnh hưởng của biến dạng lớp đến quá trình làm việc của xe nâng [6]-[8]. Trong bài báo này, các tác giả tiến hành xây dựng mô hình động lực học quá trình nâng hạ tải của xe nâng dạng cần gập khi kết hợp đồng thời các thao tác nâng hạ cần có xét đến ảnh hưởng của biến dạng lớp xe. Từ mô hình động lực học xây dựng được, bài báo tiến hành khảo sát và phân tích các thông số các thông số động lực học của xe nâng dạng cần gập.

2. Mô hình động lực học xe nâng người dạng gập thân

Mô tả mô hình: Trên Hình 1 là hình ảnh của xe nâng xem xét (Hình 1a) và mô hình động lực học của xe nâng trong quá trình làm việc (Hình 1b). Mô hình động lực học xe nâng xem xét gồm 4 khâu: Khâu 1 là xe cơ sở dao động với biên độ y và lắc với góc α ; Khâu 2 là đốt thứ nhất được liên kết bằng khớp bản lề tại O_2 với trụ cố định với xe cơ sở, quay quanh khớp O_2 với góc nâng φ ; Khâu 3 là đốt thứ hai được liên kết với đốt thứ nhất bằng khớp bản lề tại O_3 , quay quanh khớp O_3 với góc nâng ψ ; Khâu 4 là vật nâng (khoang nâng và người nâng) liên kết với đốt thứ hai bằng khớp bản lề tại O_4 và quay quanh khớp O_4 với góc nâng θ . Trong mô hình động lực học, giả thiết rằng: Các đốt nâng được coi là cứng tuyệt đối, đồng nhất và có tiết diện không đổi trên toàn bộ chiều dài của nó, toàn bộ khối lượng được quy dẫn về trọng tâm của nó; Trọng tâm thanh liên kết giữa đốt thứ ba với khoang nâng trọng tâm được quy dẫn về người đứng và khoang nâng; Bỏ qua biến dạng của nền đất trong quá trình vận hành; Bỏ qua ảnh hưởng của tải trọng gió.

Chọn hệ trục tọa độ cố định $O_0x_0y_0$: Tâm O_0 trọng tâm xe cơ sở, trục O_0x_0 song song với mặt nền máy đứng, O_0y_0 vuông góc với mặt nền máy đứng. Các hệ trục tọa độ địa phương như trên mô hình.

Các thông số mô hình: m_1, m_2, m_3, m_4 là khối lượng xe cơ sở, đốt nâng thứ nhất, thứ hai, thứ ba và vật nâng; J_1, J_2, J_3, J_4 là mô men quán tính của xe cơ sở, đốt thứ nhất, thứ hai, thứ ba và vật nâng; $k_{ct}, k_{d1}, k_{d2}, k_{d3}$ là độ cứng quy dẫn của lớp xe, xi lanh nâng đốt thứ nhất, đốt thứ hai và đốt thứ ba; $b_{ct}, b_{d1}, b_{d2}, b_{d3}$ là hệ số giảm chấn quy dẫn của lớp xe, xi lanh nâng đốt thứ nhất, đốt thứ hai và đốt thứ ba $\angle GO_2A = \gamma$; $\angle O_2BA = \lambda$; $\angle O_2O_3C = \varepsilon$; $\angle O_4O_3D = \eta$; $\angle O_3O_4E = \chi$; $\angle O_4O_5F = \rho$; $O_2A = a$; $O_2B = b$; $O_3C = c$; $O_3D = d$; $O_4E = e$, $O_4F = f$, $O_2G = a_1$; $GI = d_1$; $O_2O_3 = a_2$; $O_3O_4 = a_3$, z - khoảng cách

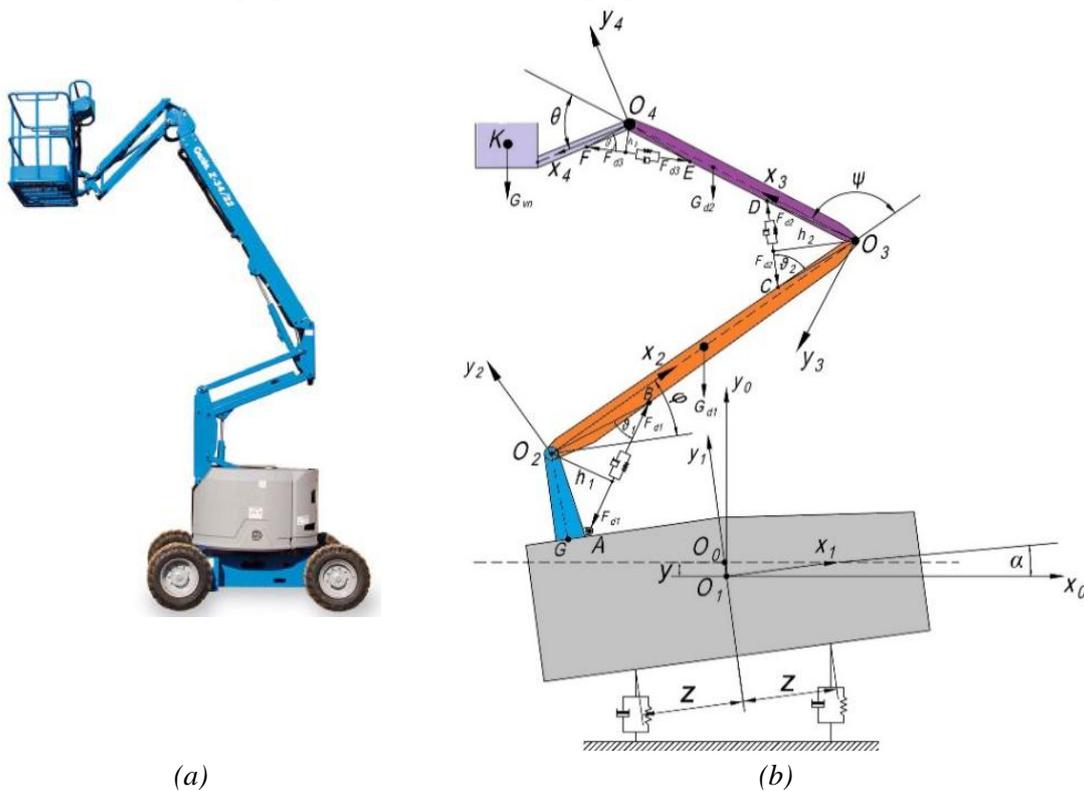
chân tựa tới trọng tâm thân xe cơ sở là các thông số kết cấu của xe nâng. Tọa độ trọng tâm của vật nâng (K) trong hệ tọa độ $O_4x_4y_4$ là (a_4, d_4) .

Tọa độ suy rộng: $q = [q_i]^T = [y \ \alpha \ \varphi \ \psi \ \theta]^T \ (i = 1 \div 5)$

Phương trình Lagrăng loại II mô tả động lực học của cơ hệ có dạng:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{Q} \quad (1)$$

trong đó: $\mathbf{M}(\mathbf{q}) = [m_{ij}]$ - ma trận khối lượng; $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [c_{ij}]$ - ma trận quán tính ly tâm Coriolis; $\mathbf{D}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = [d_i]$ - ma trận cản; $\mathbf{g}(\mathbf{q}) = [g_i]$ - vectơ lực suy rộng có thể.



Hình 1. Xe nâng người dạng cần gập: (a) Hình ảnh; (b) Mô hình động lực học.

Xác định ma trận khối lượng:

Vị trí gốc của hệ quy chiếu trong hệ tọa độ khớp:

$$\mathbf{r}_{O_1}^{(0)} = [0 \ -q_1 \ 0]^T, \mathbf{r}_{O_2}^{(1)} = [a_1 \ -d_1 \ 0]^T, \mathbf{r}_{O_3}^{(2)} = [a_2 \ 0 \ 0]^T, \mathbf{r}_{O_4}^{(3)} = [a_3 \ 0 \ 0]^T \quad (2)$$

Các ma trận quay liên tiếp giữa các khâu được biểu diễn như sau:

$${}^{(i-1)}\mathbf{R}_i = \begin{bmatrix} \cos q_{i+1} & -\sin q_{i+1} & 0 \\ \sin q_{i+1} & \cos q_{i+1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, (i = 1 \div 4) \quad (3)$$

Các ma trận trạng thái liên tiếp giữa các khâu trong cơ hệ:

$$\begin{aligned}
 {}^0\mathbf{H}_1 &= \begin{bmatrix} {}^0\mathbf{R}_1 & \mathbf{r}_{0_1}^{(0)} \\ 0^T & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos q_2 & -\sin q_2 & 0 & 0 \\ \sin q_2 & \cos q_2 & 0 & -q_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; {}^1\mathbf{H}_2 = \begin{bmatrix} {}^1\mathbf{R}_2 & \mathbf{r}_{0_2}^{(1)} \\ 0^T & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos q_3 & -\sin q_3 & 0 & a_1 \\ \sin q_3 & \cos q_3 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\
 {}^2\mathbf{H}_3 &= \begin{bmatrix} {}^2\mathbf{R}_3 & \mathbf{r}_{0_3}^{(2)} \\ 0^T & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos q_4 & -\sin q_4 & 0 & a_2 \\ \sin q_4 & \cos q_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; {}^3\mathbf{H}_4 = \begin{bmatrix} {}^3\mathbf{R}_4 & \mathbf{r}_{0_4}^{(2)} \\ 0^T & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos q_4 & -\sin q_4 & 0 & a_3 \\ \sin q_4 & \cos q_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (4)
 \end{aligned}$$

Ma trận trạng thái của các khâu trong hệ quy chiếu cố định (với $\xi = q_2 + q_3$; $\beta = q_2 + q_3 + q_4$; $\omega = q_2 + q_3 + q_4 + q_5$)

$$\begin{aligned}
 {}^0\mathbf{H}_2 &= {}^0\mathbf{H}_1 {}^1\mathbf{H}_2 = \begin{bmatrix} \cos \xi & -\sin \xi & 0 & -\cos q_2 \cdot a_1 - \sin q_2 \cdot d_1 \\ \sin \xi & \cos \xi & 0 & -\sin q_2 \cdot a_1 + \cos q_2 \cdot d_1 - q_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\
 {}^0\mathbf{H}_3 &= {}^0\mathbf{H}_2 {}^2\mathbf{H}_3 = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 & -\cos \xi \cdot a_1 - \cos q_2 \cdot a_1 - \sin q_2 \cdot d_1 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 & -\sin \xi \cdot a_2 - \sin q_2 \cdot a_1 + \cos q_2 \cdot d_1 - q_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (5) \\
 {}^0\mathbf{H}_4 &= {}^0\mathbf{H}_3 {}^3\mathbf{H}_4 = \begin{bmatrix} \cos \omega & -\sin \omega & 0 & \cos \beta \cdot a_3 + \cos \xi \cdot a_2 - \cos q_2 \cdot a_1 - \sin q_2 \cdot d_2 \\ \sin \omega & \cos \omega & 0 & -\sin \beta \cdot a_3 - \sin \xi \cdot a_2 - \sin q_2 \cdot a_1 - \cos q_2 \cdot d_1 - q_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};
 \end{aligned}$$

Ma trận toán tử sóng của các vận tốc góc trong hệ tọa độ khớp:

$$\tilde{\omega}_1^{(1)} = {}^0\mathbf{R}_1^T \dot{\mathbf{R}}_1; \tilde{\omega}_2^{(2)} = {}^0\mathbf{R}_2^T \dot{\mathbf{R}}_2; \tilde{\omega}_3^{(3)} = {}^0\mathbf{R}_3^T \dot{\mathbf{R}}_3; \tilde{\omega}_4^{(4)} = {}^0\mathbf{R}_4^T \dot{\mathbf{R}}_4 \quad (6)$$

Vận tốc góc các khâu ($\dot{\xi} = \dot{q}_2 + \dot{q}_3$; $\dot{\beta} = \dot{q}_2 + \dot{q}_3 + \dot{q}_4$; $\dot{\omega} = \dot{q}_2 + \dot{q}_3 + \dot{q}_4 + \dot{q}_5$):

$$\omega_1^{(1)} = [0 \ 0 \ \dot{q}_2]^T; \omega_2^{(2)} = [0 \ 0 \ \dot{\xi}]^T; \omega_3^{(3)} = [0 \ 0 \ \dot{\beta}]^T; \omega_4^{(4)} = [0 \ 0 \ \dot{\omega}]^T \quad (7)$$

Tọa độ thuận nhất của khối tâm các khâu trong hệ tọa độ khớp:

$$\hat{\mathbf{u}}_{C_1}^{(1)} = [0 \ -q_1 \ 0 \ 0]^T; \hat{\mathbf{u}}_{C_2}^{(2)} = \left[\frac{a_2}{2} \ 0 \ 0 \ 1 \right]^T; \hat{\mathbf{u}}_{C_3}^{(3)} = \left[\frac{a_3}{2} \ 0 \ 0 \ 1 \right]^T; \hat{\mathbf{u}}_{C_4}^{(4)} = [a_4 \ d_4 \ 0 \ 1]^T \quad (8)$$

Ma trận khối lượng suy rộng của cơ hệ được xác định:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^5 m_i J_{T_i}^T J_{T_i} + \sum_{i=1}^5 m_i I_i J_{R_i}^{(i)} \quad (9)$$

trong đó: J_T, J_R - ma trận Jacobi tịnh tiến và quay.

Ma trận quán tính ly tâm và Coriolis được xác định theo công thức:

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\mathbf{I}_n \otimes \dot{\mathbf{q}}) \right) + \left(\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\dot{\mathbf{q}} \otimes \mathbf{I}_n) \right) - \left(\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\dot{\mathbf{q}} \otimes \mathbf{I}_n) \right)^T \right] \quad (10)$$

Vectơ lực có thể được xác định bởi:

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}) = - \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}} \right)^T = \left(\sum_{i=1}^5 m_i J_{T_i}^T \right) \bar{\mathbf{g}} - \left(\frac{\partial \Pi_2}{\partial \mathbf{q}} \right)^T \quad (11)$$

trong đó, Π_2 - thế năng đàn hồi của chân tựa (Π_{ct}) và xi lanh nâng các đốt (Π_{di}):

$$\Pi_2 = \Pi_{ct} + \Pi_{di} = \frac{k_{ct} (q_1 + zq_2)^2}{2} + \frac{k_{ct} (q_1 - zq_2)^2}{2} + \frac{\sum k_{di} \cdot \Delta_{di}^2}{2} \quad (12)$$

với Δ_{di} ($i = 1 \div 3$) là độ biến dạng của dầu thủy lực trong xi lanh nâng các đốt.

$$\text{Xét } \Delta AO_2B: \Delta_{d1} = l_{AB}(\varphi) - l_{AB}(\varphi_0) = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \sin \delta} - \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \sin \delta_0} .$$

$$\text{Xét } \Delta CO_3D: \Delta_{d2} = l_{CD}(\psi) - l_{CD}(\psi_0) = \sqrt{c^2 + d^2 + 2cd \cos \mu} - \sqrt{a^2 + b^2 + 2cd \cos \mu_0} .$$

$$\text{Xét } \Delta EO_4F: \Delta_{d3} = l_{EF}(\theta) - l_{EF}(\theta_0) = \sqrt{e^2 + f^2 + 2ef \cos \zeta} - \sqrt{e^2 + f^2 + 2ef \cos \zeta_0}$$

với $\delta = \gamma + \lambda - \varphi$, $\delta_0 = \gamma + \lambda - \varphi_0$, $\mu = \psi + \varepsilon + \eta$, $\mu_0 = \psi_0 + \varepsilon + \eta$; $\zeta = \theta + \chi + \rho$; $\zeta_0 = \theta_0 + \chi + \rho$, φ_0 , ψ_0 và θ_0 là góc nâng đốt thứ nhất, đốt thứ hai và vật nâng tại thời điểm ban đầu.

Ma trận hệ số cản được xác định như sau:

$$\mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T \quad (13)$$

với Φ - hàm hao tán cơ hệ và được xác định như sau:

$$\Phi = \frac{1}{2} b_{ct} (\dot{q}_1 + z\dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2} b_{ct} (\dot{q}_1 - z\dot{q}_2)^2 \quad (14)$$

Lực suy rộng của cơ hệ ứng với các tọa độ suy rộng: $q = [q_i]^T = [y \ \alpha \ \varphi \ \psi \ \theta]^T$

$$\mathbf{Q} = [Q_i]^T = [0 \ 0 \ M_{d1} \ M_{d2} \ M_{d3}]^T = [0 \ 0 \ F_{d1}h_1 \ F_{d2}h_2 \ F_{d3}h_3]^T \quad (15)$$

trong đó: F_{d1}, F_{d2}, F_{d3} - các lực của xi lanh nâng đốt thứ nhất, xi lanh nâng đốt thứ hai và xi lanh nâng vật nâng tương ứng; h_1, h_2, h_3 - cánh tay đòn của các lực F_{d1}, F_{d2}, F_{d3} tương ứng.

Theo [2], lực xi lanh được xác định theo công thức tổng quát sau:

$$F_{xl} = F_{xl_t} + (F_{xl_{max}} - F_{xl_t}) \left(1 - \frac{t^2}{t_s^2} \right) \quad (16)$$

trong đó: t , t_s - thời gian vận hành và thời gian khởi động của xi lanh; F_{xl_t} - lực xi lanh tĩnh, $F_{xl_{max}}$ - lực lớn nhất của xi lanh khi khởi động và được xác định theo công thức [2]:

Đối với xi lanh nâng đốt thứ nhất:

$$F_{d1_t} = 1,5(m_{d1} + m_{d2} + m_{d3} + m_{vn})g; F_{d1_{max}} = 1,4F_{d1_t}.$$

Đối với xi lanh nâng đốt thứ hai: $F_{d2_t} = 1,5(m_{d2} + m_{d3} + m_{vn})g; F_{d2_{max}} = 1,4F_{d2_t}.$

Đối với xi lanh nâng đốt thứ ba: $F_{d3_t} = 1,5(m_{d3} + m_{vn})g; F_{d3_{max}} = 1,4F_{d3_t}.$

Cánh tay đòn của các lực xi lanh h_1, h_2, h_3 được xác định tương ứng:

$$h_1 = b \sin(\varrho_1); h_2 = d \sin(\varrho_2); h_3 = f \sin(\varrho_3);$$

$$\varrho_1 = \arccos\left(\frac{b^2 + l_{AB}^2(\varphi) - a^2}{2bl_{AB}(\varphi)}\right); \varrho_2 = \arccos\left(\frac{d^2 + l_{CD}^2(\psi) - c^2}{2dl_{CD}(\psi)}\right); \varrho_3 = \arccos\left(\frac{f^2 + l_{EF}^2(\theta) - e^2}{2fl_{EF}(\theta)}\right).$$

Từ (10)-(14) bằng cách sử dụng phần mềm Maple xác định được các phần tử của các ma trận trong phương trình (1) như sau:

$$m_{11} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4; m_{12} = m_{21} = \chi_{13} - \frac{1}{2}[\chi_{14} + m_r \chi_{15}]; m_{13} = m_{31} = \chi_{13} - \frac{1}{2} \chi_{14};$$

$$m_{14} = m_{41} = \chi_{13} - \frac{1}{2} a_3 m_i \cos \beta; m_{15} = m_{51} = -m_4 a_4 \cos \xi + m_4 d_4 \sin \xi;$$

$$m_{22} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + \chi_1 + 2\chi_2 + 2\chi_3 + \chi_4 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_7;$$

$$m_{23} = m_{32} = \chi_1 + \chi_2 + 2\chi_3 + \chi_4 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_7;$$

$$m_{24} = m_{42} = J_3 + J_4 + \chi_1 + \chi_2 + \chi_3 + 2\chi_5 + \chi_9 - \frac{1}{2} a_2 a_3 m_i \cos q_4;$$

$$m_{25} = m_{52} = J_4 + \chi_2 + \chi_3 + a_3 d_4 m_4 \cos q_5 + m_4 (a_4^2 + d_4^2);$$

$$m_{33} = J_2 + J_3 + J_4 + 2\chi_3 + 2\chi_5 + \chi_8 + \chi_9 + a_2 a_3 m_i \cos q_4;$$

$$m_{34} = m_{43} = J_3 + J_4 + \chi_3 + 2\chi_5 + \chi_9 + \frac{a_2 a_3 m_i \cos q_4}{2};$$

$$m_{35} = m_{53} = J_4 + \chi_3 + \chi_5 + m_4 (a_4^2 + d_4^2);$$

$$m_{44} = J_3 + J_4 + \chi_3 + m_4 (a_3^2 + a_4^2 + d_4^2); m_{45} = m_{54} = \chi_5 + m_4 (a_4^2 + d_4^2) + J_4; m_{55} = J_4 + m_4 (a_4^2 + d_4^2);$$

$$\begin{aligned}
 c_{11} = c_{21} = c_{31} = c_{41} = c_{51} = c_{55} = 0; \quad c_{12} = \chi_{13} - \frac{\chi_{15}}{2} + m_r \chi_{15}; \quad c_{13} = \chi_{13} - \frac{\chi_{14}}{2}; \\
 c_{14} = \chi_{13} - \frac{a_3 m_t \cos \xi}{2}; \\
 c_{15} = \chi_{13}; \quad c_{22} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 - 2\chi_2 + 2\chi_3 + \chi_4 + 2\chi_5 + \chi_6 + \chi_7 + 2\chi_{10}; \\
 c_{23} = J_2 + J_3 + J_4 + \chi_2 + 2\chi_3 + 2\chi_5 + \chi_8 + \chi_9 + \chi_{10} + \chi_{11}; \\
 c_{24} = J_3 + J_4 + \chi_2 + \chi_3 + 2\chi_5 + \chi_9 + \chi_{10} + \chi_{12}; \\
 c_{32} = J_2 + J_3 + J_4 + \chi_2 + 2\chi_3 + \chi_8 + \chi_9 + \chi_{10} + \chi_{11} + \chi_{12}; \\
 c_{33} = J_2 + J_3 + J_4 - 2\chi_3 + 2\chi_5 + \chi_8 + \chi_9 + a_2 a_3 m_t \cos q_4; \\
 c_{34} = J_3 + J_4 - \chi_3 + 2\chi_5 + \chi_8 + \chi_9 + a_2 a_3 m_t \cos q_4; \\
 c_{35} = J_4 + \chi_3 + \chi_5 + m_4 (a_4^2 + d_4^2) + \frac{1}{4} m_q a_2^2; \\
 c_{42} = J_3 + J_4 + \chi_5 + \chi_9 + \chi_{10} - m_4 (a_1 a_4 - d_1 d_4) \cos \omega + m_4 (a_1 d_4 - d_1 a_4) \sin \omega; \\
 c_{43} = J_3 + J_4 + \chi_3 + 2\chi_5 + \chi_9 + \frac{a_1 a_3 m_t \cos q_4}{2}; \quad c_{44} = J_3 + J_4 + 2\chi_5 + \chi_9; \quad c_{45} = J_4 + \chi_5 + m_4 (a_2^2 + d_4^2); \\
 c_{52} = J_4 + \chi_3 + \chi_5 - m_4 (a_1 a_4 - d_1 d_4) \cos \omega + m_4 (a_1 d_4 - d_1 a_4) \sin \omega + m_4 (a_2^2 + d_4^2); \\
 c_{53} = J_4 + \chi_3 + \chi_5 + m_4 (a_2^2 + d_4^2); \quad c_{54} = J_4 + \chi_5 + m_4 (a_2^2 + d_4^2); \\
 g_1 = -(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) g + 2k_{ct} q_1; \\
 g_2 = - \left[\chi_{13} + \frac{m_t a_3 \cos \beta}{2} - a_2 m_p \cos(\omega - \xi) + m_r \chi_{15} \right] g + 2k_{ct} z^2 q_2; \\
 g_3 = \left(-\chi_{13} + \frac{\chi_{14}}{2} \right) g + k_{d1} abc \cos \delta \frac{\sqrt{a^2 + b^2 + 2absin\delta} - \sqrt{a^2 + b^2 + 2absin\delta_0}}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2absin\delta}}; \\
 g_4 = \left(-\chi_{13} + \frac{a_3 m_t \cos \beta}{2} \right) g + k_{d2} cdsin\mu \frac{\sqrt{c^2 + d^2 + 2cdcos\mu} - \sqrt{a^2 + b^2 + 2cdcos\mu_0}}{\sqrt{c^2 + d^2 + 2cdcos\mu}}; \\
 g_5 = -\chi_{13} + k_{d2} efsin\zeta \frac{\sqrt{e^2 + f^2 + 2efcos\zeta} - \sqrt{e^2 + f^2 + 2efcos\zeta_0}}{\sqrt{e^2 + f^2 + 2efcos\zeta}}; \\
 d_1 = 2b_{ct} \dot{q}_1; \quad d_2 = 2eb_{ct} \dot{q}_2^2; \quad d_3 = b_{d1} \frac{a^2 b^2 \dot{\phi} \cos^2 \delta}{a^2 + b^2 + 2absin\delta}; \\
 d_4 = b_{d2} \frac{c^2 d^2 \dot{\psi} \sin^2 \mu}{c^2 + d^2 + 2cdcos\delta}; \quad d_5 = b_{d3} \frac{e^2 f^2 \dot{\theta} \sin^2 \zeta}{e^2 + f^2 + 2efcos\zeta}.
 \end{aligned}$$

Trong đó:

$$\begin{aligned}
 m_i &= m_3 + 2m_4; \quad m_p = m_2 + 2m_3 + 2m_4; \quad m_r = m_2 + m_3 + m_4; \quad m_q = m_2 + 4m_3; \\
 \chi_1 &= -a_1 a_3 m_i \cos \xi + d_1 a_3 m_i \sin \xi; \quad \chi_2 = -m_4 (a_1 a_4 - d_1 d_4) \cos \beta + m_4 (a_1 d_4 + d_1 a_4) \sin \beta; \\
 \chi_3 &= a_2 m_4 [a_4 \cos(\omega - \xi) - d_4 \sin(\omega - \xi)]; \quad \chi_4 = -a_1 a_2 m_r \cos q_3 + d_1 a_2 m_r \sin q_3; \\
 \chi_5 &= a_3 m_4 (a_4 \cos q_5 - d_4 \sin q_5); \quad \chi_6 = m_4 (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + a_4^2 + d_1^2 + d_4^2); \\
 \chi_7 &= \frac{m_q a_2^2}{4} + \frac{m_3 a_3^2}{4} + a_2 a_3 m_i \cos q_4 + \frac{(m_2 + m_3)(a_1^2 + d_1^2)}{4}; \quad \chi_8 = m_4 a_4^2 + \frac{1}{4} m_q a_2^2; \\
 \chi_9 &= \tau_9 = m_4 (a_2^2 + a_3^2 + d_4^2) + \frac{1}{4} m_3 a_3^2; \quad \chi_{10} = \frac{-a_1 a_3 m_i \cos(q_3 + q_4) + d_1 a_3 m_i \sin(q_3 + q_4)}{2}; \\
 \chi_{11} &= -\frac{a_1 a_2 m_p \cos q_3}{2} + a_2 a_3 m_i \cos q_4; \quad \chi_{12} = \frac{a_1 a_2 m_p \cos q_4}{2} + a_2 a_3 m_i \cos q_4; \\
 \chi_{13} &= -m_4 a_4 \cos \omega + m_4 d_4 \sin \omega; \quad \chi_{14} = a_3 m_i \cos \beta + a_2 m_p \cos \xi; \quad \chi_{15} = a_1 \cos q_2 + d_1 \sin q_2.
 \end{aligned}$$

3. Kết quả mô phỏng

Bộ thông số đầu vào: $m_1 = 180$ (kg); $J_1 = 12,5 \cdot 10^3$ (kg.m²); $m_2 = 150$ (kg); $J_2 = 10 \cdot 10^3$ (kg.m²); $m_3 = 125$ (kg); $J_3 = 8,75 \cdot 10^3$ (kg.m²); $m_4 = 120$ (kg); $J_4 = 9,75 \cdot 10^3$ (kg.m²); $a_1 = 0,8$ (m); $d_1 = 1,0$ (m); $a_2 = 1,6$ (m); $a_3 = 1,4$ (m); $a_4 = 1,2$ (m); $d_4 = 0,85$ (m); $z = 1,15$ (m); $a = 0,45$ (m); $b = 0,5$ (m); $c = 0,5$ (m); $d = 0,65$ (m); $e = 0,15$ (m); $f = 0,15$ (m); $t_s = 3$ (s); $g = 9,81$ (m/s²); $\lambda = 9^\circ$; $\gamma = 12^\circ$; $\varepsilon = 8^\circ$; $\eta = 13^\circ$; $\chi = 12^\circ$; $\rho = 11^\circ$; Theo [3]: $k_{d1} = 220000$ (N/m); $k_{ct} = k_{d2} = k_{d3} = 25000$ (N/m); $b_{d1} = 500$ (Ns/m); $b_{ct} = b_{d2} = b_{d3} = 200$ (Ns/m).

$$\text{Điều kiện đầu: } [y \ \alpha \ \varphi \ \psi \ \theta]^T = \left[0 \ 0 \ \frac{\pi}{12} \ \frac{5\pi}{6} \ \frac{\pi}{3} \right].$$

Khi đó, giải hệ phương trình (1) bằng phần mềm MATLAB ta thu được các kết quả biểu diễn chuyển vị và vận tốc của các tọa độ suy rộng của cơ hệ thể hiện trên Hình 2.

Kết quả thể hiện trên Hình 2 chỉ ra rằng: Trong khoảng 5s đầu tiên (giai đoạn khởi động), các giá trị góc nâng của các đốt tăng chậm, các giá trị vận tốc góc nâng; biên độ dao động và góc lắc của xe cơ sở cũng như vận tốc dịch chuyển trọng tâm và vận tốc lắc xe cơ sở chưa ổn định. Sau 5s (giai đoạn bình ổn), chuyển vị trọng tâm và góc lắc xe cơ sở, góc nâng các đốt cũng như vận tốc các khâu có xu hướng ổn định dần theo dạng hình sin. Cụ thể như sau:

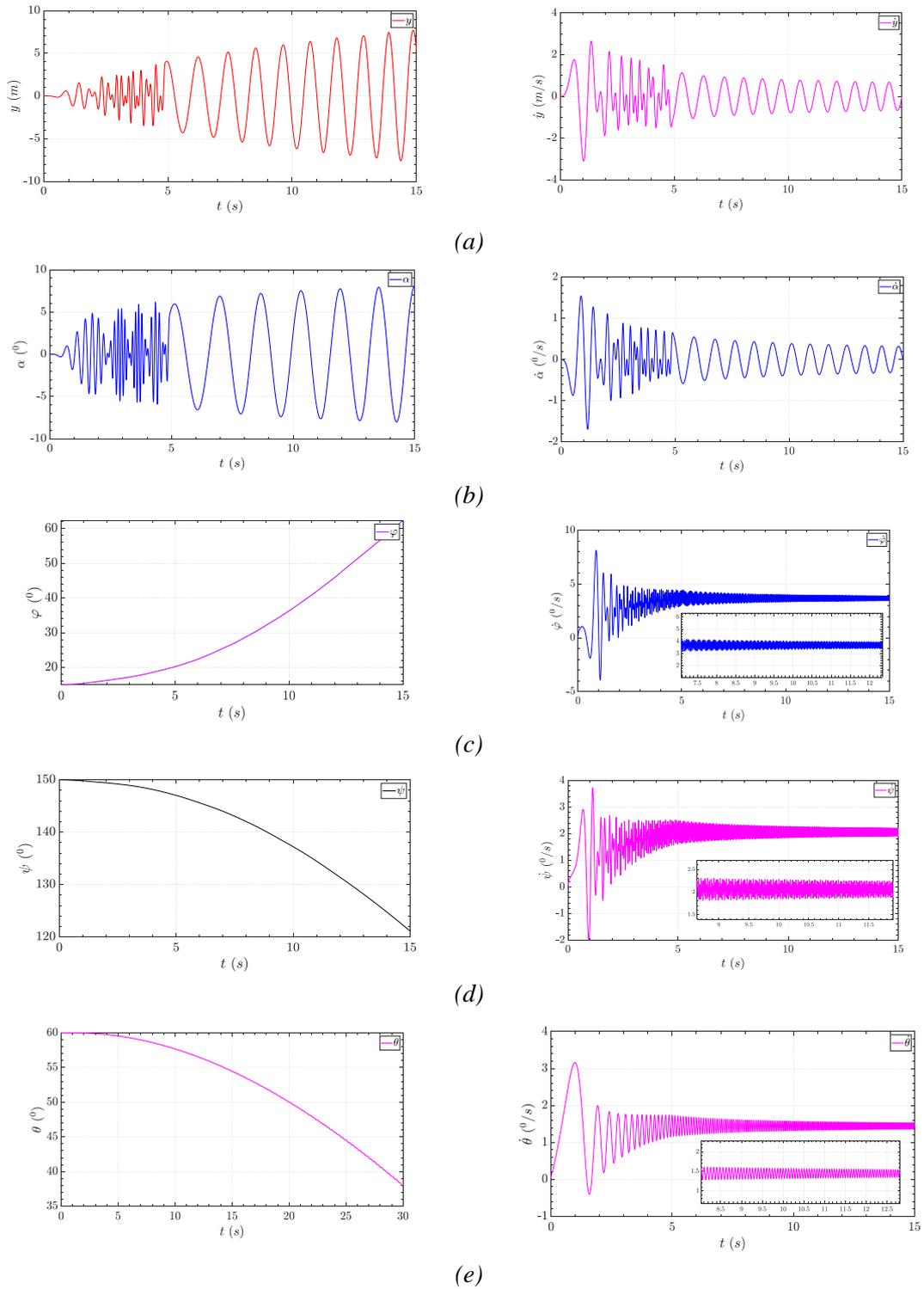
- Chuyển vị trọng tâm xe cơ sở theo phương thẳng đứng có xu hướng tăng dần nhưng chậm, sau khoảng 15s đạt được biên độ khoảng 8 cm. Tương ứng là vận tốc dịch chuyển trọng tâm xe cơ sở có xu hướng ổn định dần, sau khoảng 15s đạt được vận tốc khoảng 1 m/s;

- Góc lắc xe cơ sở có xu hướng tăng dần nhưng chậm, sau khoảng 15s đạt được biên độ khoảng $7,5^\circ$. Tương ứng là vận tốc lắc của xe cơ sở có xu hướng ổn định dần, sau khoảng 15s đạt được vận tốc khoảng $0,7^\circ/s$;

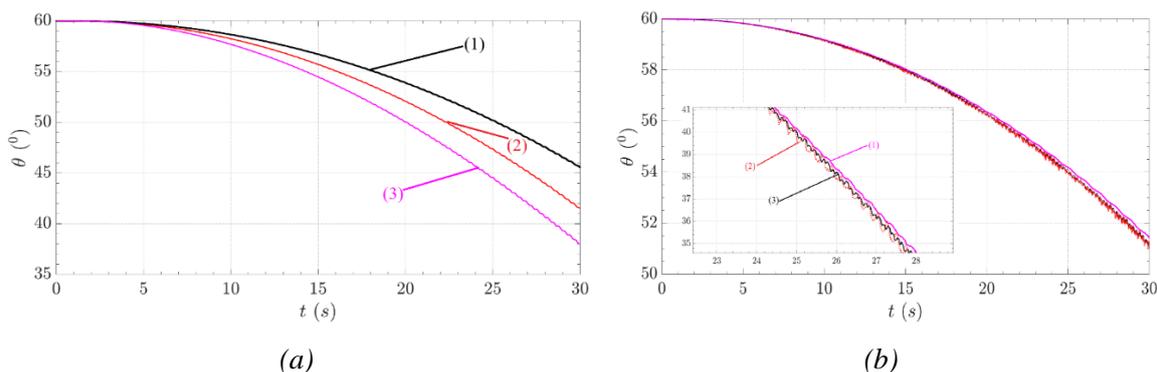
- Khi thời gian thay đổi từ 0-15(s) thì đốt thứ nhất tăng từ 0° - 62° , đốt thứ hai giảm dần từ 150° - 138° , góc nâng đốt thứ ba giảm dần từ 60° - 40° và tương ứng vận tốc nâng các đốt có xu hướng ổn định dần, sau 15s vận tốc nâng đốt thứ nhất khoảng $4^\circ/s$, vận tốc nâng đốt thứ hai khoảng $2^\circ/s$ và vận tốc nâng đốt thứ ba khoảng $1,6^\circ/s$.

Như vậy, trong khoảng 5s đầu tiên (giai đoạn khởi động), lúc này do cơ hệ chuyển từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động do vậy biên độ dao động và góc lắc của xe cơ sở; vận tốc của các khâu chưa ổn định; góc nâng các đốt tăng chậm. Sau 5s (giai đoạn bình ổn) dưới tác dụng của giảm chấn lớp xe và độ nhớt dầu thủy lực cơ hệ bắt đầu có xu hướng dao động ổn định dần. Điều này là hoàn toàn phù hợp với quy luật làm việc thực tế.

Tiếp theo, tiến hành khảo sát ảnh hưởng của thông số độ cứng quy dẫn và hệ số giảm chấn của lớp xe tới dao động của cơ hệ. Trong phạm vi bài báo, các tác giả khảo sát ảnh hưởng độ cứng và hệ số giảm chấn tới dao động của góc nâng vật (θ). Kết quả thể hiện trên Hình 3. Hình 3a thể hiện sự dịch chuyển góc nâng đốt thứ ba khi thay đổi hệ số cứng (với $b_{d3} = 500$ N/m): đường (1) - màu đen ($k_{d3} = 35000$ N/m), đường (2) - màu đỏ ($k_{d3} = 30000$ N/m), đường (3) - màu tím ($k_{d3} = 25000$ N/m). Ta có thể thấy nếu hệ số cứng càng cao, sự dịch chuyển của đốt thứ ba càng chậm. Hình 3b thể hiện sự dịch chuyển góc nâng đốt thứ ba khi thay đổi hệ số giảm chấn (với $k_{d3} = 35000$ N/m) đường (1) - màu tím ($b_{d3} = 500$ N/m), đường (2) - màu đỏ ($k_{d3} = 100$ N/m), đường (3) - màu đen ($k_{d3} = 200$ N/m). Ta có thể thấy, nếu hệ số giảm chấn càng lớn thì dao động có xu hướng tắt dần, do vậy rung động góc nâng đốt thứ ba càng nhỏ. Dựa vào kết quả khảo sát, ta có thể thấy kết quả thu được hoàn toàn phù hợp với điều kiện làm việc thực tế.



Hình 2. Chuyển vị và vận tốc trọng tâm xe cơ sở (a), góc lắc xe cơ sở (b), góc nâng đót thứ nhất (c), góc nâng đót thứ hai (d), góc nâng đót thứ ba (e).



Hình 3. Ảnh hưởng của độ cứng (a) và hệ số giảm chấn của lớp xe (b) tới dao động của góc nâng vật.

4. Kết luận

Bài báo đã xây dựng mô hình động lực học và hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của xe nâng người dạng cần gập trong quá trình nâng vật khi thực hiện đồng thời các thao tác. Mô hình động lực học đã xét đến độ nhớt đàn hồi và giảm chấn của xi lanh thủy lực và lớp xe. Trên cơ sở đó, bài báo tiến hành khảo sát các thông số chuyển vị và vận tốc của góc lắc xe cơ sở, dịch chuyển của trọng tâm xe cơ sở theo phương thẳng đứng, góc chuyển vị của các đốt cần nâng. Kết quả khảo sát cho thấy xe nâng người dao động với biên độ thay đổi và không ổn định trong giai đoạn khởi động, sau đó có xu hướng dao động ổn định dần trong quá trình làm việc tiếp theo. Ngoài ra, bài báo cũng tiến hành khảo sát, đánh giá ảnh hưởng của hệ số giảm chấn và độ cứng quy dẫn của lớp xe đến dao động của xe. Hệ số giảm chấn càng lớn thì dao động có xu hướng tắt dần càng nhanh. Kết quả thu được trong bài báo là cơ sở để nâng cao hiệu quả, độ ổn định động trong quá trình vận hành cũng như xây dựng thuật toán và thiết kế bộ điều khiển cho xe nâng người dạng cần gập.

Tài liệu tham khảo

- [1] J. Y. Park and P. H. Chang, “Vibration control of a telescopic handler using time delay control and commandless input shaping technique”, *Control Engineering Practice*, Vol. 12, Iss. 6, pp. 769-780, 2004. DOI: 10.1016/j.conengprac.2003.09.005
- [2] E. C. Hernandez, “*Dynamic characterization and analysis of aerial lifts*”, Thesis presented to the Academic Faculty, Georgia Institute of Technology, 2012.
- [3] Q. Yuan, J. Lew, and D. Piyabongkarn, “Motion control of an aerial work platform”, *American Control Conference (ACC)*, St. Louis, MO, USA, pp. 2873-2878, 2009. DOI: 10.1109/ACC.2009.5160699

- [4] E. Maleki, B. Pridgen, J. Q. Xiong, and W. E. Singhose, “Dynamic analysis and control of a portable cherrypicker”, *Dynamic Systems and Control Conference (DSCC)*, Vol. 2, pp. 477-482, 2010. DOI: 10.1115/DSCC2010-4241
- [5] B. Pridgen, E. Maleki, W. Singhose *et al.*, “A small-scale cherrypicker for experimental and educational use”, *American Control Conference (ACC)*, pp. 681-686, 2011. DOI: 10.1109/ACC.2011.5990999
- [6] X. Gao, X. Xu, S. Wang, and C. Wang, “Simulation analysis and experiment for the articulating booms of the mobile elevating work platforms”, *International Conference on Advanced Manufacture Technology and Industrial Application (AMTIA 2016)*, 2016. DOI: 10.12783/dtetr/amita2016/3692
- [7] R. Davis and E. Adams, “Dynamic modeling and simulation of aerial work platforms on uneven terrain”, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 10, pp. 1-9, 2017. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.12.096
- [8] R. Davis and E. Adams, “Dynamic analysis of aerial work platform working device based on virtual prototype”, *International Conference on Power Electronics and Energy Engineering (PEEE 2015)*, 2015. DOI: 10.2991/peee-15.2015.34

MODELING AND ANALYZING THE DYNAMICS OF ARTICULATING BOOM LIFTS WHEN OPERATING IN COMBINATION TO LIFT THE LOAD

Abstract: *An articulating boom lift is used to perform work in high and difficult-to-reach locations. Dynamic stability is extremely important during the deployment and operation of an articulating boom lift. Therefore, this article builds a model and investigates the dynamics of an articulating boom lift when simultaneously performing operations during the lifting process to serve as a basis for determining the vehicle’s dynamic stability. The dynamic model considers the elasticity and damping of the hydraulic cylinders used for lifting the loads. The Lagrange equation of type II is used to build the system of differential equations describing the motion of the mechanical system. Based on this model, the article investigates the dynamic parameters when the forklift performs multiple operations for lifting objects. The results of the article are the basis for the control problem of the forklift, aiming to enhance its performance and reliability during operation.*

Keywords: Forklift model; forklift dynamic; articulating boom lift; dynamic stability.

Nhận bài: 31/05/2024; Hoàn thiện sau phản biện: 17/01/2025; Duyệt đăng: 28/02/2025

