

# NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC MÁY XÚC LẬT KHI DI CHUYỂN CÓ XÉT ĐẾN MẤP MÔ MẶT ĐƯỜNG DẠNG NGẪU NHIÊN

Lê Văn Dưỡng<sup>1</sup>, Nguyễn Minh Kha<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

## Tóm tắt

Máy xúc lật là một trong nhóm máy xây dựng được sử dụng rộng rãi và phổ biến hiện nay. Quá trình làm việc, mấp mô mặt đường sẽ ảnh hưởng đến dao động của máy xúc lật. Trong bài báo này, các tác giả nghiên cứu mô hình động lực học máy xúc lật khi di chuyển có xét đến biên dạng mấp mô mặt đường ngẫu nhiên. Phương pháp biến đổi ngược Fourier trên cơ sở mật độ phổ công suất của mặt đường được lựa chọn để mô phỏng mấp mô mặt đường. Mô hình động lực học xây dựng có tính đến độ đàn hồi và giảm chấn của lốp xe, hệ thống treo và xi lanh thủy lực cơ cấu nâng cần. Trên cơ sở mô hình động lực học, phương trình Lagrăng loại II được sử dụng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ. Kết quả khảo sát với máy chuyển tải trên mặt đường cấp C với vận tốc di chuyển 4,7 m/s thì gia tốc xe cơ sở nhỏ hơn  $0,5 \text{ m/s}^2$ , đảm bảo theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 về rung động tác động lên người vận hành. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở để đánh giá độ ổn định của máy xúc lật và là cơ sở để thiết kế, cải tiến hệ thống treo trên máy xúc lật.

**Từ khóa:** Động lực học; máy xúc lật; mấp mô mặt đường ngẫu nhiên; biến đổi ngược Fourier.

## 1. Đặt vấn đề

Máy xúc lật là loại máy xây dựng được sử dụng rộng rãi, phục vụ cho công tác bốc xúc và vận chuyển các loại vật liệu dạng hạt rời như: cát, sỏi, than, đất, đá... Trong quá trình làm việc, biên dạng mấp mô của bề mặt đường di chuyển là một trong những nguyên nhân ảnh hưởng trực tiếp đến rung động của máy. Trong khi đó, điều kiện làm việc của máy xúc lật thường là các công trường, do vậy biên dạng mấp mô mặt đường mang tính chất ngẫu nhiên, không theo quy luật nhất định. Nghiên cứu dao động của ô tô, máy kéo nói chung và máy xúc lật nói riêng là một vấn đề phức tạp khi xét đến yếu tố bề mặt đường di chuyển của máy, đặc biệt là khi xét đến biên dạng mấp mô mặt đường là ngẫu nhiên. Đã có nhiều công trình nghiên cứu động lực học ô tô, máy kéo cũng như máy xúc lật khi xét đến biên dạng mấp mô mặt đường.

Các công trình [1]-[5] nghiên cứu động lực học của ô tô, máy kéo khi xét đến biên dạng mặt đường, tuy nhiên đối tượng nghiên cứu trong các công trình này không có bộ thiết bị công tác là đặc trưng của các loại máy xây dựng cũng như xét đến biên dạng mấp mô mặt đường theo quy luật hình sin. Trong [6] đã nghiên cứu động lực học ô tô khi xem

\* Tác giả liên hệ, email: minhkha97@lqdtu.edu.vn  
DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v20.n01.898

xét sự ảnh hưởng của quá trình di chuyển đến sự phá hủy mặt đường.

Trong [7]-[10], các tác giả đã đề cập đến đối tượng nghiên cứu là máy xúc lật. Trong [7], nhóm tác giả đã nghiên cứu mô hình máy xúc lật khi di chuyển với biên dạng mặt đường theo quy luật hình sin, công trình đã nghiên cứu động lực học máy xúc lật trong trường hợp máy di chuyển trên đường bằng sau đó di chuyển vào đường mấp mô và sau đó lại di chuyển trên đường bằng phẳng. Trong [8], [9], các công trình này đã nghiên cứu động lực học máy xúc lật tuy nhiên mô hình nghiên cứu chưa nghiên cứu đến yếu tố mấp mô mặt đường ảnh hưởng đến dao động không bằng phẳng. Trong [10], nhóm tác giả nghiên cứu động lực học của máy xúc lật khi làm việc trên địa hình không bằng phẳng có xét đến biên dạng mấp mô mặt đường dạng hình sin. Tuy vậy, mô hình nghiên cứu tương đối đơn giản chưa đầy đủ khi đã bỏ qua các hệ số cản, hệ số giảm chấn của lốp xe. Trong [11], các tác giả đã nghiên cứu mô hình động lực học máy xúc lật có xét đến hệ số cản, hệ số giảm chấn của lốp xe và khảo sát dao động máy xúc lật trong trường hợp khi di chuyển trên đường bằng sau đó đi vào mặt đường mấp mô. Song biên dạng mấp mô mặt đường cũng chỉ dừng lại khi khảo sát theo biên dạng hình sin chưa thực sự sát với điều kiện làm việc thực tế của máy xúc lật.

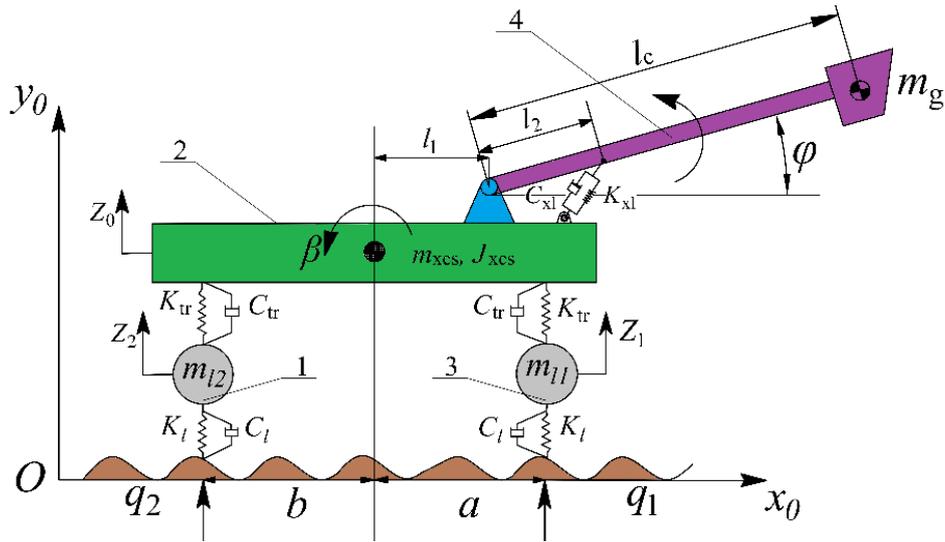
Trong bài báo này, các tác giả tiến hành nghiên cứu dao động của máy xúc lật khi máy vận chuyển vật liệu trên bề mặt mấp mô mặt đường. Phương pháp Fourier đảo ngược biến đổi - IFT được sử dụng để mô phỏng mấp mô mặt đường theo thời gian. Trên cơ sở đó, đánh giá độ dao động và ổn định của máy xúc lật tác động lên người vận hành theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 về rung động tác động lên người vận hành. Kết quả của bài báo là cơ sở tiền đề để thiết kế, cải tiến hệ thống treo cho máy xúc lật.

## **2. Mô hình động lực học máy xúc lật khi di chuyển khi xét đến mấp mô mặt đường**

Mô hình động lực học máy xúc lật được thể hiện trên Hình 1. Mô hình gồm các khâu: Khâu 1 là cầu sau, khâu 2 là xe cơ sở, khâu 3 là cầu trước, khâu 4 là tay gầu và gầu.

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

Bỏ qua độ dốc mặt đường; Xe cơ sở được coi như là vật rắn tuyệt đối có khối lượng và thực hiện chuyển động song phẳng; Lốp xe tương ứng của hai cầu xe được quy dẫn về hai gối đỡ với thông số lò xo và giảm chấn lần lượt là  $K_l, C_l$ ; Hệ thống treo được quy dẫn về hai gối đỡ với thông số lò xo và giảm chấn lần lượt là  $K_{tr}, C_{tr}$ ; Xi lanh thủy lực nâng cần được thay thế tương đương bằng lò xo và giảm chấn với độ cứng và hệ số dập tắt dao động tương ứng là  $K_{xl}, C_{xl}$ ; Khối lượng của tay gầu nhỏ hơn nhiều so với khối lượng của gầu xúc và vật liệu; do vậy giả thiết trọng tâm của khâu 3 (tay gầu, gầu) được quy dẫn về trọng tâm của gầu xúc. Các bánh xe không tách khỏi mặt đường trong quá trình máy xúc khi di chuyển cũng như khi làm việc và lăn không trượt trên mặt đường.



Hình 1. Mô hình động lực học máy xúc lật có xét đến biên dạng mấp mô mặt đường ngẫu nhiên.

**Tọa độ suy rộng:** Gồm 5 tọa độ suy rộng:  $q = [q_i]^T = [z_1 \ z_2 \ z_0 \ \beta \ \varphi]^T$  ( $i = 1 \div 5$ ).

Trong đó:  $z_1$  - dao động theo vuông góc với mặt đường của cầu trước;  $z_2$  - dao động vuông góc với mặt đường của cầu sau;  $\beta$  - góc lắc của xe cơ sở;  $z_0$  - dao động vuông góc với mặt đường của xe cơ sở;  $\varphi$  - góc nâng gầu.

**Các thông số trên mô hình:**

$m_{xcs}$  là khối lượng xe cơ sở, kg;  $J_{xcs}$  là mô men quán tính đối với trục ngang đi qua trọng tâm của xe cơ sở;  $a, b$  lần lượt là khoảng cách từ trọng tâm xe cơ sở đến cầu trước và cầu sau của máy xúc lật, m;  $m_{l1}, m_{l2}$  lần lượt là khối lượng của cầu trước, cầu sau của xe cơ sở, kg;  $l_1$  là khoảng cách từ trọng tâm xe cơ sở đến chốt liên kết gầu, m;  $l_2$  là khoảng cách từ chốt liên kết gầu đến chốt liên kết xi lanh nâng cần, m;  $l_c$  là chiều dài của cần, m;  $m_g$  là khối lượng của gầu và vật liệu tích trong gầu, kg.

**Động năng của cơ hệ:** Bao gồm động năng xe cơ sở ( $T_{xcs}$ ), động năng cầu trước ( $T_{ctr}$ ), động năng cầu sau ( $T_{cs}$ ), động năng của gầu-vật liệu ( $T_g$ ) và được xác định theo công thức:

$$T = T_{xcs} + T_{ctr} + T_{cs} + T_g \tag{1}$$

Động năng xe cơ sở (thực hiện chuyển động lắc và chuyển động tịnh tiến):

$$T_{xcs} = \frac{1}{2} m_{xcs} \dot{z}_0^2 + \frac{1}{2} J_{xcs} \dot{\beta}^2 \tag{2}$$

Động năng của cầu trước được xác định theo công thức:

$$T_{ctr} = \frac{1}{2} m_{ctr} \dot{z}_1^2 \tag{3}$$

Động năng của cầu sau được xác định theo công thức:

$$T_{cs} = \frac{1}{2} m_{cs} \dot{z}_2^2 \quad (4)$$

Động năng của gầu và vật liệu được xác định theo công thức:

$$T_g = \frac{1}{2} m_g l_c^2 \dot{\varphi}^2 \quad (5)$$

Động năng của cơ hệ được xác định theo công thức:

$$T = \frac{1}{2} m_{ctr} \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_{cs} \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_{xcs} \dot{z}_0^2 + \frac{1}{2} J_{xcs} \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_g l_c^2 \dot{\varphi}^2 \quad (6)$$

**Thế năng cơ hệ:** Bao gồm  $\Pi_{xl}$  là thế năng đàn hồi xi lanh thủy lực nâng cân;  $\Pi_{trct}$ ,  $\Pi_{trcs}$  thế năng đàn hồi hệ thống treo cầu trước và cầu sau;  $\Pi_{btr}$ ,  $\Pi_{bs}$  thế năng đàn hồi bánh trước và bánh sau.

$$\Pi = \Pi_{btr} + \Pi_{bs} + \Pi_{ctr} + \Pi_{cs} + \Pi_{xl} \quad (7)$$

Thế năng đàn hồi của bánh trước được xác định theo công thức:

$$\Pi_{btr} = \frac{1}{2} K_l (z_1 - q_1)^2 \quad (8)$$

Thế năng đàn hồi của bánh sau được xác định theo công thức:

$$\Pi_{bs} = \frac{1}{2} K_l (z_2 - q_2)^2 \quad (9)$$

Thế năng đàn hồi hệ thống treo cầu trước được xác định theo công thức:

$$\Pi_{ctr} = \frac{1}{2} K_{tr} (z_0 + a\beta - z_1)^2 \quad (10)$$

Thế năng đàn hồi hệ thống treo cầu sau được xác định theo công thức:

$$\Pi_{cs} = \frac{1}{2} K_{tr} (z_0 - b\beta - z_2)^2 \quad (11)$$

Thế năng đàn hồi của xi lanh thủy lực nâng cân được xác định theo công thức:

$$\Pi_{xl} = \frac{1}{2} K_{xl} (l_2\varphi - l_1\beta)^2 \quad (12)$$

Thế năng của cơ hệ được xác định theo công thức:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} K_l (z_1 - q_1)^2 + \frac{1}{2} K_l (z_2 - q_2)^2 + \frac{1}{2} K_{tr} (z_0 + a\beta - z_1)^2 \\ & + \frac{1}{2} K_{tr} (z_0 - b\beta - z_2)^2 + \frac{1}{2} K_{xl} (l_2\varphi - l_1\beta)^2 \end{aligned} \quad (13)$$

**Hàm hao tán của cơ hệ:**

Bao gồm hàm hao tán bánh xe cầu trước ( $\Phi_{btr}$ ), bánh xe cầu sau ( $\Phi_{bs}$ ), hệ thống treo cầu trước ( $\Phi_{trct}$ ), treo cầu sau ( $\Phi_{trcs}$ ) và xi lanh nâng cần ( $\Phi_{xl}$ )

$$\begin{aligned} \Phi &= \Phi_{btr} + \Phi_{bs} + \Phi_{trct} + \Phi_{trcs} + \Phi_{xl} \\ &= \frac{1}{2}C_l(\dot{z}_1 - \dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2}C_l(\dot{z}_2 - \dot{q}_2)^2 + \\ &\quad + \frac{1}{2}C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}C_{tr}(\dot{z}_0 - b\dot{\beta} - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2}C_{xl}(l_1\dot{\varphi} - l_2\dot{\beta})^2 \end{aligned} \quad (14)$$

Hệ phương trình vi phân mô tả đặc tính động lực học của máy xúc lật được thể hiện trên hệ phương trình vi phân có dạng:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (i = 1 \div 5) \quad (15)$$

Từ (6), (13), (14), (15) ta thu được hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ:

$$m_{t1}\ddot{z}_1^2 + K_{tr}(z_0 + a\beta - z_1) + K_l(z_1 - q_1) - C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1) - C_l(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) = 0 \quad (16)$$

$$m_{t2}\ddot{z}_2^2 + K_{tr}(z_0 + a\beta - z_1) + K_l(z_1 - q_1) - C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1) - C_l(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) = 0 \quad (17)$$

$$m_{xcs}\ddot{z}_0^2 - K_{tr}(z_0 + a\beta - z_1) - K_{tr}(z_0 - b\beta - z_2) + C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1) + C_{tr}(\dot{z}_0 - b\dot{\beta} - \dot{z}_2) = 0 \quad (18)$$

$$J_{xcs}\ddot{\beta}^2 - K_{tr}(z_0 + a\beta - z_1) + K_{tr}(z_0 - b\beta - z_2) + C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1) - C_{tr}(\dot{z}_0 - b\dot{\beta} - \dot{z}_2) = 0 \quad (19)$$

$$m_g l_c^2 \ddot{\varphi}^2 - K_{tr}(z_0 + a\beta - z_1)a + K_{tr}(z_0 - b\beta - z_2)b + C_{tr}(\dot{z}_0 + a\dot{\beta} - \dot{z}_1)a - C_{tr}(\dot{z}_0 - b\dot{\beta} - \dot{z}_2)b = 0 \quad (20)$$

**Hàm số xác định biên dạng mấp mô mặt đường:** Trong bài báo, nhóm tác giả sử dụng phương pháp IFT theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016 để biểu diễn biên dạng mặt đường theo thời gian [12]. Chiều cao của biên dạng mặt đường theo thời gian được xác định bởi công thức:

$$q(t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{4S_q(\Omega)\Delta\Omega} \cos(\Omega_i t + \gamma_i) \quad (21)$$

trong đó:  $q(t)$  - chiều cao mấp mô mặt đường [m];  $S_q$  - mật độ phổ công suất (PSD) mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016;  $\Omega$  - tần số không gian của biên dạng mấp mô mặt đường;  $\gamma$  - độ lệch pha ngẫu nhiên;  $\Delta\Omega$  - khoảng điểm chia tần số không gian được tính theo chiều dài quãng đường mô phỏng  $L$ .

Mật độ phổ công suất PSD của mặt đường được xác định bằng công thức (22):

$$S_q(\Omega) = \begin{cases} S_q(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} & \Omega_1 \leq \Omega \leq \Omega_2 \\ 0 & \Omega < \Omega_1; \Omega > \Omega_2 \end{cases} \quad (22)$$

trong đó:  $\Omega_1, \Omega_2$  - giới hạn tần số không gian được xác định từ phạm vi tần số thời gian  $f_1, f_2$  và vận tốc của máy xúc lật  $v$  theo phương ngang:

$$\Omega_1 = \frac{f_1}{v}; \quad \Omega_2 = \frac{f_2}{v} \quad (23)$$

$\Omega_0$  - tần số không gian tham khảo, với  $\Omega_0 = 0,1 \text{ m}^{-1}$ ;  $w$  - chỉ số mũ, thường lấy  $w = 2$ ;  $S_q(\Omega_0)$  được xác định dựa trên tiêu chuẩn ISO 8608:2016 được trình bày như trong Bảng 1.

Bảng 1. Phân cấp mặt đường theo mật độ phổ công suất theo Tiêu chuẩn ISO 8608:2016 [13]

Phân cấp mặt đường	$S_q(\Omega_0) (10^{-6} \text{ m}^2/\text{m}^{-1})$ với $\Omega_0 = 0,1 \text{ m}^{-1}$			$\delta_q (10^{-6} \text{ m}^2/\text{m}^{-1})$ với $0,011 \text{ m}^{-1} \leq \Omega \leq 2,83 \text{ m}^{-1}$		
	Cận dưới	Trung bình	Cận trên	Cận dưới	Trung bình	Cận trên
A	8	16	31	2,69	3,81	5,38
B	32	64	128	5,38	7,61	10,77
C	128	256	512	10,77	15,23	21,53
D	512	1024	2048	21,53	30,45	43,06
E	2048	4096	8192	43,06	60,90	86,13
F	8192	16284	32768	86,13	121,80	172,26
G	32768	65536	131072	172,26	243,61	344,52
H	131072	262144	524288	344,52	487,22	689,04

### 3. Kết quả mô phỏng

**Bộ thông số đầu vào:** Trong bài báo này, các tác giả khảo sát khi máy xúc lật di chuyển trên mặt đường cấp C (tương đương với đường xấu, phù hợp với mặt đường tại các công trường xây dựng). Đối tượng khảo sát là máy xúc lật Hitachi ZW180-5A, khi đó vận tốc di chuyển máy khi chuyển tải trên đường cấp C là  $v = 17 \text{ km/h} \approx 4,7 \text{ m/s}$  (Số tiến 3). Miền phạm vi tần số thời gian khảo sát nằm trong khoảng từ 0,5-30 (Hz).

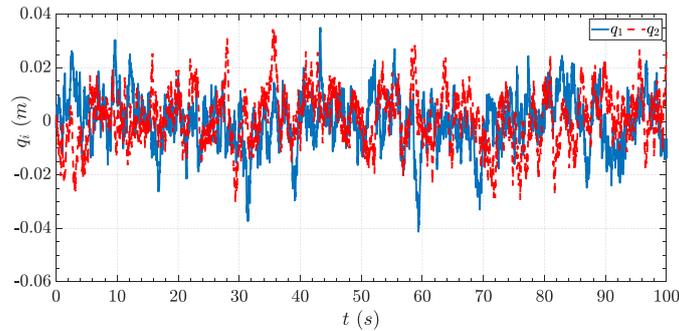
Thông số kết cấu [11]:  $a = 0,6 \text{ m}$ ;  $b = 1,0 \text{ m}$ ;  $m_{xcs} = 2000 \text{ kg}$ ;  $J_{xcs} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Nms}^2$ ;  $m_g = 500 \text{ kg}$ ;  $l_c = 1,4 \text{ m}$ ;  $l_1 = 0,33 \text{ m}$ ;  $l_2 = 1,02 \text{ m}$ ;  $K_{tr} = 3,4 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ ;  $K_l = 16 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ ;  $K_{xl} = 4,2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ ;  $C_{tr} = 3 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ ;  $C_l = 100 \text{ N/m}$ ;  $C_{xl} = 2 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ . Theo [12]:

$f_1 = 0,5 \text{ Hz}$ ;  $f_2 = 30 \text{ Hz}$ ;  $\Omega_0 = 0,1 \text{ m}^{-1}$ ;  $S_q(\Omega_0) = 256 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{m}^{-1}$ , thời gian mô phỏng  $T = 100 \text{ s}$ .

**Điều kiện ban đầu:**

$$[z_1 \ z_2 \ z_0 \ \beta_0 \ \varphi] = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0], \text{ vận tốc các khâu ban đầu bằng } 0.$$

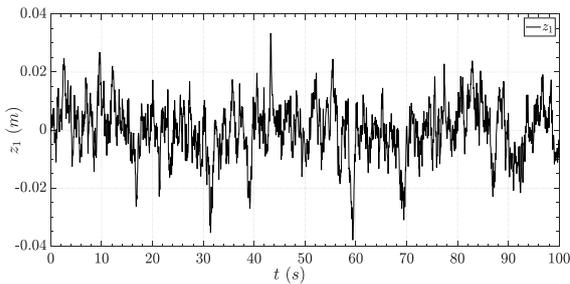
Hàm tín hiệu mấp mô biên dạng mặt đường  $q_1$  (đường nét liền - màu xanh),  $q_2$  (đường nét đứt - màu đỏ) được thể hiện như trên Hình 2:



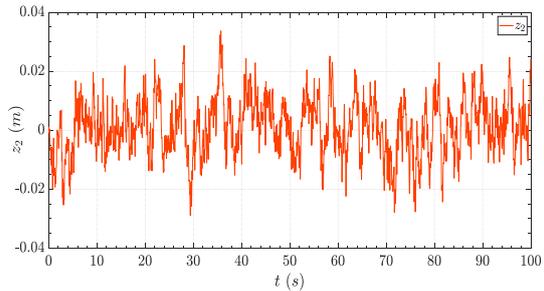
Hình 2. Hàm tín hiệu mấp mô biên dạng mặt đường  $q_1, q_2$ .

Khi đó, giải hệ phương trình (16)-(20) bằng phần mềm MATLAB, ta thu được các kết quả biểu diễn chuyển vị, vận tốc, gia tốc của các tọa độ suy rộng của cơ hệ.

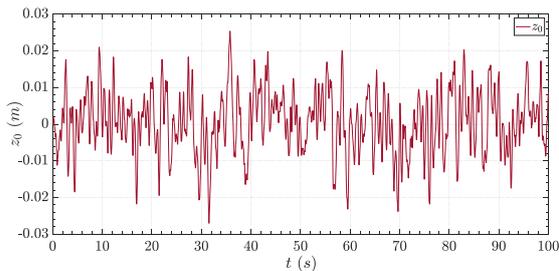
Kết quả chuyển vị các khâu được thể hiện trên Hình 3-7:



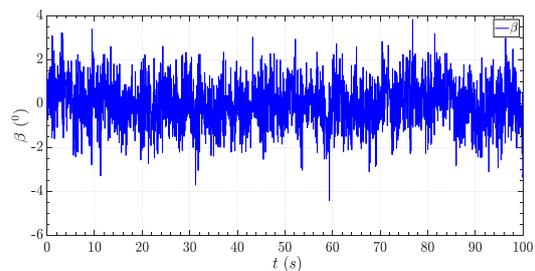
Hình 3. Chuyển vị cầu trước.



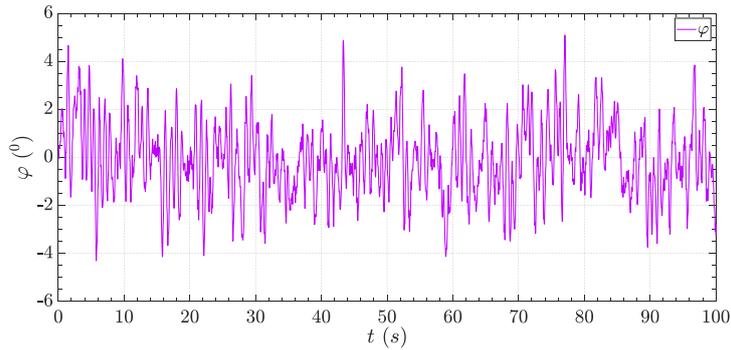
Hình 4. Chuyển vị cầu sau.



Hình 5. Chuyển vị xe cơ sở.



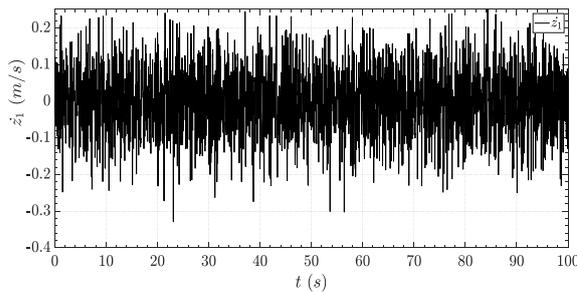
Hình 6. Góc lắc xe cơ sở.



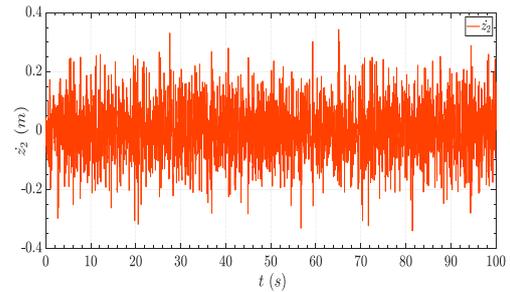
Hình 7. Góc lắc cần.

*Nhận xét kết quả chuyển vị:* Trong khoảng thời gian khảo sát, quy luật chuyển vị của cầu trước, cầu sau, chuyển vị xe cơ sở, góc lắc xe cơ sở và cần là ngẫu nhiên giống với biên dạng mặt đường chứng tỏ sự phù hợp về mặt chuyển động so với các quan sát trên thực tế. Biên độ dao động lớn nhất của các khâu như sau: Cầu trước khoảng 2,5 cm, cầu sau khoảng 3,5 cm, dịch chuyển xe cơ sở 2,5 cm, góc xe cơ sở và cần là  $4^\circ$  và  $5^\circ$ .

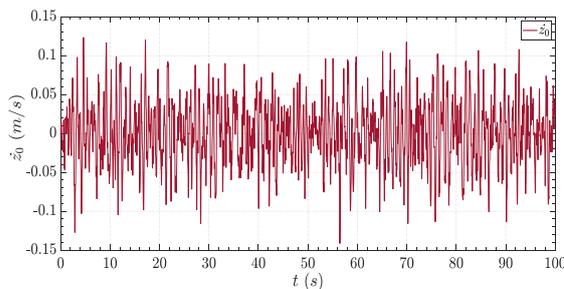
Kết quả vận tốc các khâu được thể hiện trên Hình 8-12:



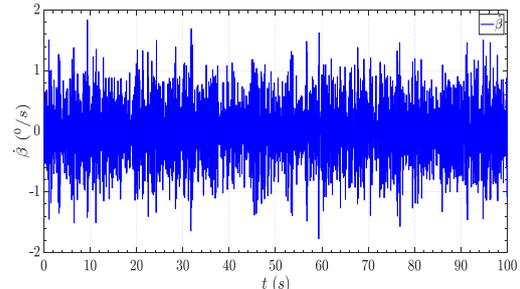
Hình 8. Vận tốc cầu trước.



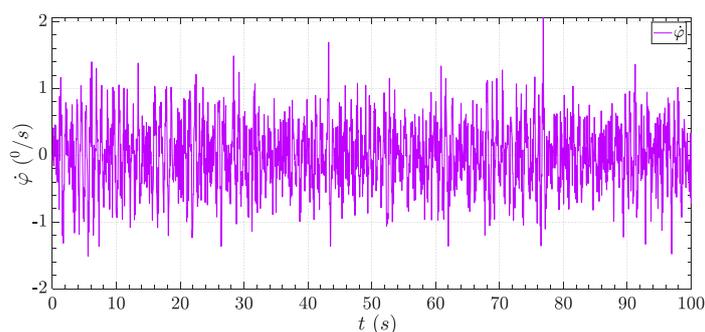
Hình 9. Vận tốc cầu sau.



Hình 10. Vận tốc xe cơ sở.



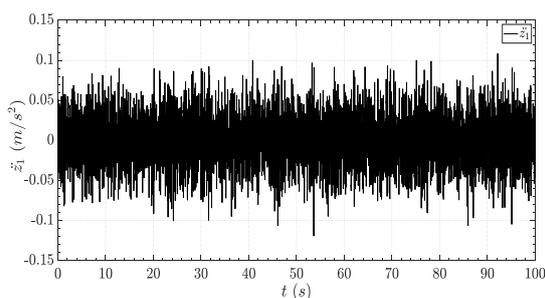
Hình 11. Vận tốc góc xe cơ sở.



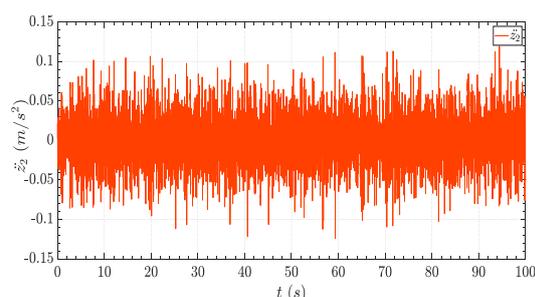
Hình 12. Vận tốc góc cần.

Nhận xét kết quả vận tốc chuyển vị: Trong khoảng thời gian, quy luật vận tốc chuyển vị của cầu trước, cầu sau, chuyển vị xe cơ sở, góc lắc thân xe cơ sở và nâng cần là ngẫu nhiên chứng tỏ sự phù hợp về mặt chuyển động so với các quan sát trên thực tế. Vận tốc dịch chuyển lớn nhất của các khâu như sau: cầu trước khoảng 0,25 m/s, cầu sau khoảng 0,3 m/s, vận tốc dịch chuyển xe cơ sở 0,15 m/s, vận tốc góc xe cơ sở và cần đều là 2°/s.

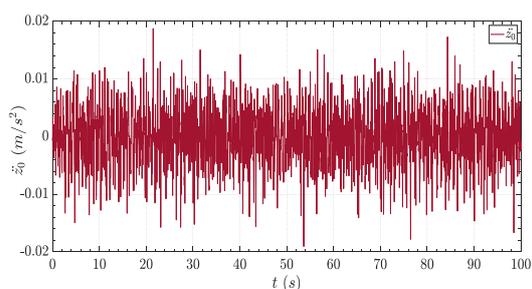
Kết quả gia tốc các khâu được thể hiện trên Hình 13-17:



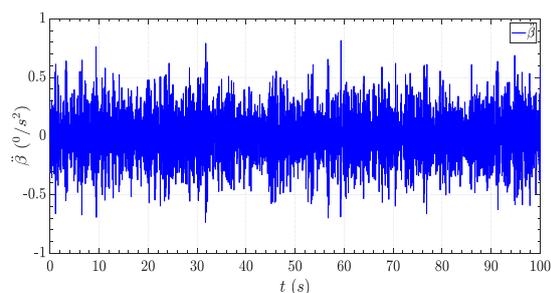
Hình 13. Gia tốc cầu trước.



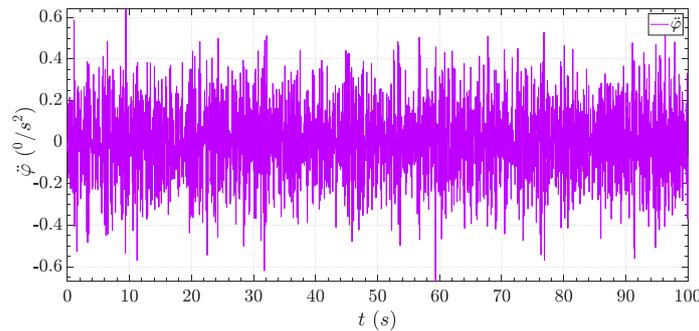
Hình 14. Gia tốc cầu sau.



Hình 15. Gia tốc xe cơ sở.



Hình 16. Gia tốc góc xe cơ sở.



Hình 17. Gia tốc góc cần.

*Nhận xét kết quả gia tốc chuyển vị:* Trong khoảng thời gian khảo sát 100 s, quy luật gia tốc chuyển vị của cầu trước, cầu sau, chuyển vị xe cơ sở, gia tốc góc xe cơ sở và cần là ngẫu nhiên chứng tỏ sự phù hợp về mặt chuyển động so với các quan sát trên thực tế. Biên độ gia tốc dịch chuyển lớn nhất của các khâu như sau: gia tốc dịch chuyển cầu trước khoảng  $0,1 \text{ m/s}^2$ , gia tốc dịch chuyển cầu sau khoảng  $0,15 \text{ m/s}^2$ , gia tốc dịch chuyển xe cơ sở  $0,2 \text{ m/s}^2$ , gia tốc góc xe cơ sở và cần là  $1^\circ/\text{s}^2$  và  $0,6^\circ/\text{s}^2$ .

Dựa vào kết quả gia tốc khảo sát được, theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 về rung động tác động lên người vận hành [14], gia tốc tác động lên người vận hành tức là gia tốc xe cơ sở vẫn đảm bảo nhỏ hơn  $0,5 \text{ m/s}^2$ , do vậy có thể kết luận trong điều kiện khảo sát khi máy xúc lật di chuyển trên mặt đường cấp C, vận tốc di chuyển  $4,7 \text{ m/s}$  vẫn bảo đảm độ êm dịu tác động lên người vận hành trong quá trình làm việc.

#### 4. Kết luận

Trên cơ sở mô hình động lực học máy xúc lật khi di chuyển có xét đến biên dạng mấp mô mặt đường ngẫu nhiên, nhóm tác giả đã xây dựng được hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của máy xúc lật. Mô hình động lực học đã xét đến ảnh hưởng của độ đàn hồi và giảm chấn của lốp xe, hệ thống treo và xi lanh thủy lực cơ cấu nâng cần. Trong phạm vi bài báo, các tác giả tiến hành khảo sát các thông số động lực biên độ dịch chuyển, vận tốc, gia tốc của cầu trước, cầu sau, xe cơ sở và góc nâng cần khi máy di chuyển trên mặt đường cấp C, vận tốc di chuyển là  $4,7 \text{ m/s}$  với đối tượng là xúc lật Hitachi ZW180-5A. Từ kết quả gia tốc thu được và so sánh đối chiếu với tiêu chuẩn ISO 2631-1 về rung động tác động lên người vận hành, ta có thể kết luận rằng khi máy xúc lật di chuyển mặt đường cấp C, vận tốc di chuyển là  $4,7 \text{ m/s}$  vẫn đảm bảo độ êm dịu khi làm việc. Kết quả thu được trong bài báo có thể làm cơ sở ban đầu để cải tiến hệ thống treo trên máy xúc lật.

## Tài liệu tham khảo

- [1] M. Boreiry, S. Ebrahimi-Nejad, and J. Marzbanrad, “Sensitivity analysis of chaotic vibrations of a full vehicle model with magnetorheological damper”, *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 127, pp. 428-442, 2019. DOI: 10.1016/j.chaos.2019.07.0.05
- [2] Q. Zhu and M. Ishitobi, “Chaotic vibration of a nonlinear full-vehicle model”, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 747-759, 2006. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2005.06.070
- [3] N. H. Quang, “Nghiên cứu dao động ô tô tải sản xuất lắp ráp ở Việt Nam khi vận chuyển gỗ trên đường lâm nghiệp”, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Lâm nghiệp, 2018.
- [4] T. T. Hung, D. N. Khanh, and L. V. Quynh, “Analyzing the effect of vehicle speed and class of random road profile on a 4-axle truck vehicle vibration”, *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 18, No. 9, pp. 1052-1057, 2023. [https://www.arpnjournals.com/jeas/volume\\_09\\_2023.htm](https://www.arpnjournals.com/jeas/volume_09_2023.htm)
- [5] L. V. Quynh, J. Zhang, X. Liu, and Y. Wang, “Nonlinear dynamic analysis of interaction between vehicle and road surfaces for 5-axle heavy truck”, *Journal of Southeast University*, Vol. 27, No. 4, pp. 405-409, 2011. DOI: 10.3969/j.issn.10037985.2011.04.012
- [6] S. Mingming and N. V. Liem, “Vibration influence of different types of heavy-duty trucks on road surface damage”, *Maintenance, Reliability and Condition Monitoring*, Vol. 3, No. 1, pp. 1-9, 2023. DOI: 10.21595/marc.2022.23020
- [7] C. Debeleac, “Nonlinear approaches on dynamics of multibody mechanical systems with advanced computing tools”, in *Proceedings of the 10th WSEAS International Conference on Automation & Information*, pp. 100-104, 2009. ISBN: 978-960-474-064-2.
- [8] A. Kosiara, “Control effectiveness comparison of wheel loader’s longitudinal vibrations by means of passive and active vibration stabilisers”, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 1, pp. 287-294, 2011.
- [9] X. Li, G. Wang, Z. Yao, and Y. Yang, “Research on lateral stability and rollover mechanism of articulated wheel loader”, *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, Vol. 20, No. 3, pp. 248-263, 2014. DOI: 10.1080/13873954.2013.825871
- [10] C. V. Đạt, L. V. Dưỡng, T. V. Huy và T. V. Thắng, “Phân tích động lực học của máy xúc lật khi làm việc trên địa hình không bằng phẳng”, *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt (9/2016), tr. 218-223, 2016.
- [11] L. V. Dưỡng và N. M. Kha, “Nghiên cứu ảnh hưởng biến dạng nền đất đến dao động máy xúc lật”, *Tạp chí Khoa học Công nghệ*, Tập 59, Số 6A, tr. 44-47, 2023. DOI: 10.57001/huic5804.2023.196
- [12] V. T. Đạt, “Nghiên cứu phương pháp mô phỏng mấp mô mặt đường trên miền thời gian”, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Xây dựng*, Tập 11, Số 4, tr. 123-128, 2017.
- [13] *Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data*, International Standard, ISO 8608:2016, 2016.
- [14] *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration*, International Standard, ISO 2631-1, 2010.

## THE DYNAMICS OF A WHEEL LOADER IN MOTION CONSIDERING RANDOM ROAD SURFACE IRREGULARITIES

**Abstract:** *Wheel loaders are among the most widely used and popular construction machinery today. During operation, road surface irregularities significantly influence the vibrations of the wheel loader. This article investigates the dynamic model of a wheel loader in motion, considering the random roughness profile of the road surface. The inverse Fourier transform (IFT) method, based on the power spectral density (PSD) of the road surface, is employed to simulate road surface roughness. The developed dynamic model accounts for the elasticity and damping properties of the tires, the suspension system, and the hydraulic lift cylinder of the boom mechanism. Based on the dynamic model, the Lagrange equations of the second kind are applied to derive the system's differential equations of motion. The study results indicate that when the loader operates on a Class C road at a speed of 4.7 m/s, the base acceleration is less than 0.5 m/s<sup>2</sup>, meeting the ISO 2631-1 standards for vibration exposure to operators. The findings of this research provide a basis for assessing the stability of wheel loaders and serve as a foundation for designing and improving suspension systems for these machines.*

**Keywords:** Dynamics; wheel loader; random road roughness; inverse Fourier transform.

*Nhận bài: 29/10/2024; Hoàn thiện sau phản biện: 17/01/2025; Duyệt đăng: 28/02/2025*

