

XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG KHÔNG GIAN CỦA LIÊN HỢP MÁY XÚC LẬT KHI CHUYỂN ĐỘNG CÓ TẢI

Phạm Trọng Phước¹, Đặng Đức Thuận², Bùi Việt Đức^{3*}, Đặng Tiến Hòa³, Nông Văn Vìn³

¹*Khoa Công nghệ kỹ thuật Ô tô, Trường Đại học Thành Đô*

²*Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải*

³*Khoa Cơ - Điện, Học viện Nông nghiệp Việt Nam*

*Tác giả liên hệ: bvduc@vnua.edu.vn

Ngày nhận bài: 16.12.2021

Ngày chấp nhận đăng: 05.04.2022

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu mô hình dao động không gian của liên hợp máy xúc lật (LHM) được hình thành trên cơ sở máy kéo bánh hơi đa năng liên hợp với bộ xúc lật khi chuyển động trên địa hình không bằng phẳng. Trong mô hình đã đề xuất phương pháp xác định các thành phần mô men quán tính của bộ xúc lật ứng với các vị trí nâng khác nhau. Kết quả giải hệ phương trình vi phân dao động là tiền đề quan trọng để nghiên cứu ảnh hưởng của bộ xúc lật đến tính ổn định chuyển động, tính năng điều khiển, khả năng kéo của LHM, làm cơ sở để hoàn thiện mẫu máy.

Từ khóa: Liên hợp máy xúc lật, máy kéo đa năng, động lực học liên hợp máy.

Establishing Spatial Vibration Models of Frontloader Tractor

ABSTRACT

This article presented the spatial vibration model of a Frontloader Tractor (FLT), which is formed based on a universal wheeled tractor combined with a frontloader when traveling on the road roughness profile. In the model, a method for determining the components of the moment of inertia of the wheel loader corresponding to different lifting positions was proposed. The results of solving the system of oscillating differential equations are an important premise to study the influence of the wheel loader on the motion stability, control features, and traction ability of the FLT, serving as a basis for perfecting the machine model.

Keywords: Frontloader tractor, universal tractor, dynamics of combines.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, nhu cầu cơ giới trong nông nghiệp và nông thôn phát triển đa dạng hơn như các công việc san lấp, xúc vật liệu, dọn dẹp môi trường ở nông thôn. Các công việc này thường nhỏ lẻ, phân tán trên các địa hình phức tạp không thuận tiện khi sử dụng các máy chuyên dùng công suất lớn. Từ nhu cầu của thực tiễn đó, trên thị trường Việt Nam đã xuất hiện một số loại máy xúc lật được cải tiến từ các máy kéo đa năng, tạm gọi là liên hợp máy xúc lật (LHM). Tuy nhiên, để tạo ra được LHM làm việc có hiệu quả, cần thiết phải có những nghiên cứu về những tính năng động lực học. Trong đó sự

dao động của LHM là một trong những yếu tố gây ảnh hưởng lớn đến tính ổn định chuyển động, tính năng điều khiển, sức khỏe người lái. Vấn đề này còn ít được quan tâm ở Việt Nam.

Trong bài viết này giới thiệu mô hình dao động không gian của LHM xúc lật được hình thành trên cơ sở kế thừa và phát triển các mô hình nghiên cứu trong và ngoài nước cho máy xúc lật chuyên dụng (Tạ Văn Huy, 2020; Ying, 2013), máy kéo và liên hợp máy kéo với máy công tác (Ballaire, 2015; Chwastek, 2016; Popescu, 2004).

Mục tiêu nghiên cứu là xây dựng được mô hình dao động cho phép khảo sát ảnh hưởng của bộ xúc lật đến các thông số dao động, xác định

được các thành phần phản lực pháp tuyến của mặt đường lên các bánh xe làm tiền đề cho các nghiên cứu về tính ổn định hướng, tính năng điều khiển (tính năng lái), khả năng di chuyển và tính êm dịu của LHM. Đây là những cơ sở khoa học cho việc nghiên cứu thiết kế mới hoặc lựa chọn bộ xúc lật cho phù hợp với các máy kéo nông nghiệp đa năng.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Mẫu máy nghiên cứu là liên hợp máy xúc lật được hình thành trên cơ sở máy kéo nông nghiệp đa năng YANMAR 3000 liên hợp với bộ xúc lật Y3510FLH. Sơ đồ kết cấu như hình 1.

Mô hình gồm 3 khối: (1) Khối máy kéo, có khối lượng m_k đặt tại khối tâm O_k ; (2) Khối cần nâng, có khối lượng m_c đặt tại khối tâm O_c ; (3) Khối gầu xúc, có khối lượng m_g đặt tại khối tâm O_g . Cầu trước (Hình 1b) được liên kết với thân máy bằng khớp bản lề (gọi là chốt liên kết).

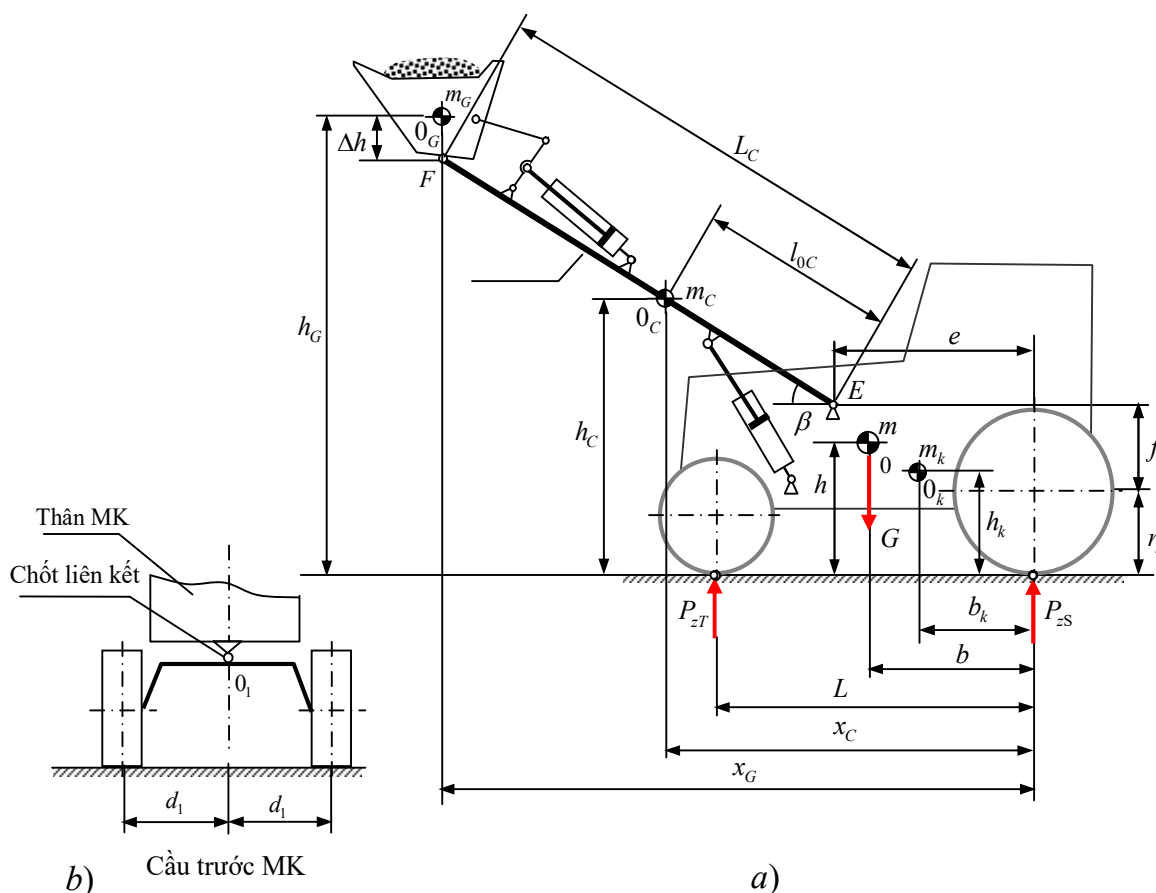
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Mô hình dao động và hệ phương trình vi phân

3.1.1. Mô hình dao động

Trong mô hình sử dụng một số giả thiết sau:

- Chốt liên kết được bố trí đi qua khối tâm của cầu trước;
- Bộ xúc lật được nâng lên một góc β và được cố định lại trong quá trình chuyển động;
- Khối tâm của của bộ xúc lật và máy kéo được bố trí trên mặt phẳng đối xứng dọc của máy kéo;
- LHM chuyển động thẳng đều với vận tốc $V = \text{const}$;
- Các bánh xe luôn tiếp xúc với mặt đường theo liên kết một điểm;
- Coi lực cản đàn hồi và cản nhớt của lốp là tuyến tính.



Hình 1. Sơ đồ kết cấu của LHM xúc lật

Với giả thiết chốt liên kết đi qua khối tâm của cầu trước, mô hình dao động không gian của LHM có thể đưa về mô hình dao động không gian một khối lượng, thể hiện trên hình 2.

Mô hình sử dụng hai hệ toạ độ: Hệ toạ độ cố định $OX_0Y_0Z_0$ được gắn với mặt đường; Hệ toạ độ đi động $Ox_1y_1z_1$ đi qua chốt liên kết.

Trên mô hình sử dụng các ký hiệu sau:

m : Khối lượng LHM, được đặt tại khối tâm 0;

J_{x1} : Mô men quán tính khối lượng cầu trước đối với trục Ox_1 đi qua chốt liên kết;

J_x, J_y : Mô men quán tính khối lượng LHM đối với trục Ox và Oy đi qua khối tâm LHM;

C_i, k_i : Độ cứng và hệ số cản giảm chấn của các lớp, $i = 1, 2, 3, 4$;

P_{zi} : Phản lực mặt đường lên các bánh xe, $i = 1, 2, 3, 4$;

F_{zi} : Lực đàn hồi của các lớp truyền lên LHM, $i = 1, 2, 3, 4$;

z_i : Dịch chuyển thẳng đứng của khối tâm LHM;

q : Góc lắc dọc của LHM;

j_2 : Góc lắc ngang của thân LHM;

j_1 : Góc lắc ngang của cầu trước quanh chốt liên kết;

z_i : Dịch chuyển thẳng đứng của các tâm bánh xe; $i = 1, 2, 3, 4$;

h_i : Độ cao của mấp mô mặt đường tại điểm tiếp xúc với các bánh xe, $i = 1, 2, 3, 4$;

L : Chiều dài cơ sở của máy kéo;

a, b : Khoảng cách từ trọng tâm LHM đến cầu trước và cầu sau;

$2d_1$: Bề rộng cơ sở của cầu trước;

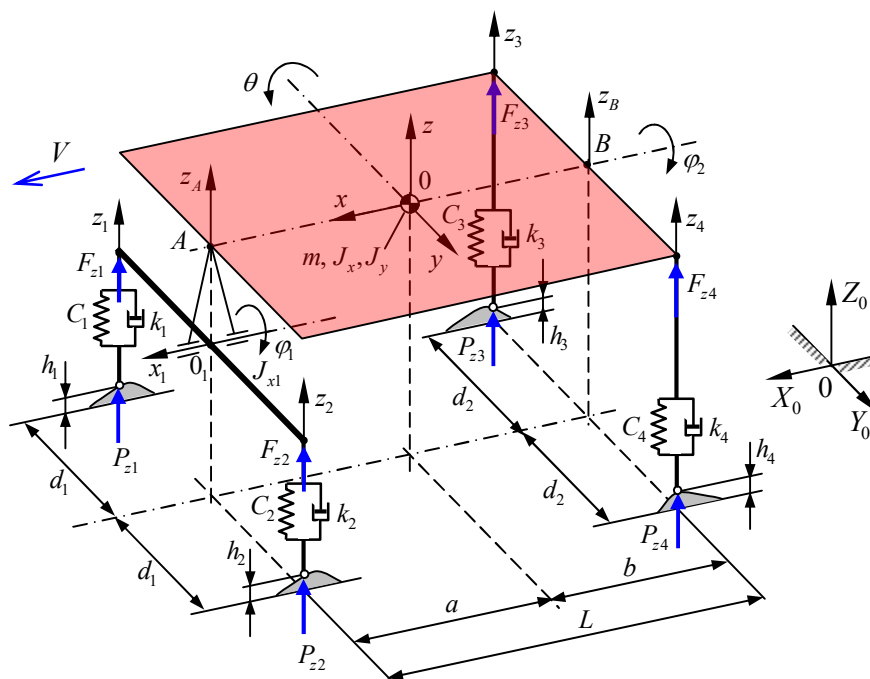
$2d_2$: Bề rộng cơ sở của cầu sau.

3.1.2. Hệ phương trình vi phân dao động

Áp dụng định luật 2 Newton để xây dựng hệ phương trình vi phân dao động của LHM ta được:

$$\begin{cases} \ddot{z} = \frac{1}{m}(F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ \ddot{\theta} = \frac{1}{J_y}[(F_{z3} + F_{z4}) \cdot b - (F_{z1} + F_{z2}) \cdot a] \\ \ddot{\phi}_2 = \frac{1}{J_x}(F_{z3} - F_{z4}) \cdot d_2 \\ \ddot{\phi}_1 = \frac{1}{J_{x1}}(F_{z1} - F_{z2}) \cdot d_1 \end{cases} \quad (1)$$

Các lực đàn hồi và cản giảm chấn của các lớp được xác định theo công thức:



Hình 2. Mô hình dao động không gian của liên hợp máy xúc lật

$$F_{zi} = C_i (h_i - z_i) + k_i (\dot{h}_i - \dot{z}_i); i = 1, 2, 3, 4 \quad (2)$$

Các phương trình liên kết động học:

Giả thiết chỉ xét dao động với các góc nhỏ
 $\sin\theta \approx \theta; \sin\varphi_1 \approx \varphi_1; \sin\varphi_2 \approx \varphi_2,$

$$\begin{aligned} z_1 &= z - a.\theta + d_1\varphi_1 & z_3 &= z + b.\theta + d_2\varphi_2 \\ z_2 &= z - a.\theta - d_1\varphi_1 & z_4 &= z + b.\theta - d_2\varphi_2 \end{aligned} \quad (3)$$

3.2. Xác định các thông số đầu vào của mô hình dao động LHM

Khi tính toán khảo sát, ngoài các thông số kết cấu của máy kéo cơ sở và bộ xúc lật đã được xác định trước bằng thực nghiệm, cần phải đưa vào trước 2 tham số: khối lượng gầu xúc m_G và góc nâng β của cần nâng. Khi đó cần phải xác định lại các thông số sau:

- Khối lượng và toạ độ trọng tâm của LHM: m, a, b

- Mô men quán tính của khối lượng LHM theo các trục: J_x, J_y .

3.2.1. Xác định khối lượng và toạ độ trọng tâm của LHM

Khối lượng của LHM: $m = m_k + m_c + m_g$ (4)

Toạ độ khối tâm của LHM được xác định dựa trên sơ đồ hình 1:

Toạ độ dọc so với cầu sau:

$$b = \frac{m_k b_k + m_c x_c + m_g x_g}{m} \quad (5)$$

Chiều cao trọng tâm:

$$h = \frac{m_k h_k + m_c h_c + m_g h_g}{m} \quad (6)$$

Trong đó:

$$x_G = L_c \cos\beta + e; h_G = L_c \sin\beta + \Delta h + f + r_k \quad (7)$$

$$x_C = l_{0C} \cos\beta + e; h_C = l_{0C} \sin\beta + f + r_k \quad (8)$$

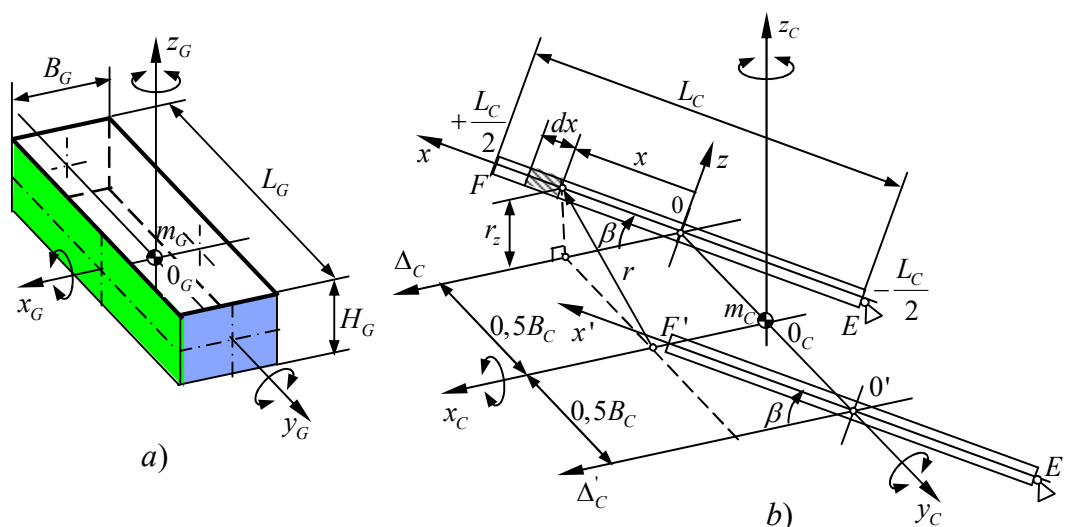
3.2.2. Xác định mô men quán tính khối lượng của LHM

Thân LHM được tạo thành bởi 3 phần: Thân máy kéo, cần nâng và gầu xúc. Việc tính toán chính xác mô men quán tính khối lượng của ba bộ phận này đối với các trục đi qua trọng tâm của thân LHM là khó thực hiện được. Do vậy, ở đây chỉ áp dụng phương pháp tính toán gần đúng với các giả thiết sau:

- Khối vật liệu trong gầu xúc được quy về gần đúng như khối hình hộp chữ nhật, xem như là vật rắn;

- Vỏ gầu xúc xem như là dạng tấm thép mỏng, có khối tâm trùng với khối tâm của khối vật liệu;

- Cần nâng gầu là dạng thanh rỗng, có tiết diện không đổi theo chiều dài cần, khối lượng của các xi lanh thuỷ lực được quy về cần nâng. Với giả thiết này, trọng tâm của cần nâng sẽ được đặt ở điểm giữa chiều dài cần nâng.



Hình 3. Mô hình xác định mô men quán tính khối lượng của bộ xúc lật

Trên hình 3 là mô hình xác định mô men quán tính của gầu xúc và cần nâng gầu.

a. *Mô men quán tính của gầu xúc đối với các trục quán tính đi qua trọng tâm gầu xúc*

Mô men quán tính của khối vật liệu đối với các trục đi qua khối tâm O_G (Hình 3a):

$$\begin{aligned} J_{zV1} &= \frac{m_{V1}}{12} (L_G^2 + B_G^2) \\ J_{xV1} &= \frac{m_{V1}}{12} (L_G^2 + H_G^2) \\ J_{yV1} &= \frac{m_{V1}}{12} (H_G^2 + B_G^2) \end{aligned} \quad (9)$$

Mô men quán tính của cả gầu đối với các trục đi qua khối tâm O_G :

$$\begin{aligned} J_{zG} &= J_{zG0} + J_{zV1} \\ J_{xG} &= J_{xG0} + J_{xV1} \\ J_{yG} &= J_{yG0} + J_{yV1} \end{aligned} \quad (10)$$

Trong đó: m_{V1} là khối lượng của khối vật liệu, được tính theo công thức:

$$m_{V1} = \gamma_{V1} L_G B_G H_G \quad (11)$$

L_G, B_G, H_G : Kích thước (dài, rộng, cao) của gầu xúc;

γ_{V1} : Khối lượng riêng của vật liệu;

$J_{zG0}, J_{xG0}, J_{yG0}$: Mô men quán tính của vỏ gầu xúc đối với các trục đi qua trọng tâm O_G , được xác định bằng thực nghiệm.

b. *Mô men quán tính của cần nâng đối với các trục quán tính đi qua khối tâm của cần nâng*

Hai cần nâng luôn được cố định với nhau, do đó có thể xem là một vật (dạng khung), có khối tâm tại O_C , khối lượng là m_C .

Hình 3b là mô hình xác định mô men quán tính của hai cần nâng đối với các trục quán tính đi qua trọng tâm O_C khi cần nâng lên một góc β so với đường nằm ngang.

Nhiệm vụ ở đây là cần xác định mô men quán tính khối lượng của cả hai cần đối với trục $O_C x_C$, có phương song song với trục Ox và mô men quán tính đối với trục $O_C y_C$ có phương song song với trục Oy .

- Đối với trục $O_C x_C$:

Mô men quán tính của một phân tố khối lượng dm trên cần EF đối với trục $O_C x_C$ là:

$$dJ_{xC}^{EF} = r^2 dm \quad (12)$$

$$r^2 = \frac{B_C^2}{4} + x^2 \sin^2 \beta \quad (13)$$

$$dm = \gamma_C S_C dx \quad (14)$$

Trong đó:

S_C : Tiết diện cần ($S_C = \text{const}$);

γ_C : Khối lượng riêng của vật liệu cần, có thể xác định theo công thức:

$$\gamma_C = \frac{m_C}{2S_C L_C} \quad (15)$$

Thay r và dm vào công thức (12) ta được:

$$dJ_{xC}^{EF} = \left(\frac{B_C^2}{4} + x^2 \sin^2 \beta \right) \frac{m_C}{2L_C} dx \quad (16)$$

Mô men quán tính khối lượng của cần EF sẽ là:

$$J_{xC}^{EF} = \frac{B_C^2}{4} \frac{m_C}{2L_C} \int_{-L_C/2}^{L_C/2} dx + \frac{m_C}{2L_C} \sin^2 \beta \int_{-L_C/2}^{L_C/2} x^2 dx \quad (17)$$

Khai triển công thức (20) ta được:

$$J_{xC}^{EF} = \frac{m_C}{2} \frac{B_C^2}{4} + \frac{m_C}{2} \frac{L_C^2}{12} \sin^2 \beta \quad (17)$$

Mô men quán tính khối lượng của cả hai cần đối với trục $O_C x_C$ sẽ là:

$$J_{xC} = m_C \left(\frac{B_C^2}{4} + \frac{L_C^2 \sin^2 \beta}{12} \right) \quad (18)$$

- Đối với trục $O_C y_C$:

Do cần nâng luôn vuông góc với trục $O_C y_C$, do đó mô men quán tính khối lượng m_C đối với trục $O_C y_C$ không phụ thuộc vào góc nâng β , giá trị được tính theo công thức:

$$J_{yC} = m_C \int_{-L_C/2}^{L_C/2} x^2 dx = \frac{m_C L_C^2}{12} \quad (19)$$

c. *Mô men quán tính khối lượng LHM đối với các trục quán tính đi qua khối tâm của LHM*

Mô men quán tính khối lượng của thân LHM đối với các trục quán tính đi qua khối tâm O của LHM là sẽ được xác định theo các công thức sau:

- Đối với trục 0x:

$$J_x = J_{xk} + m_k r_{xk}^2 + J_{xC} + m_C r_{xC}^2 + J_{xG} + m_G r_{xG}^2 \quad (20)$$

- Đối với trục 0y:

$$J_y = J_{yk} + m_k r_{yk}^2 + J_{yC} + m_C r_{yC}^2 + J_{yG} + m_G r_{yG}^2 \quad (21)$$

Trong đó: r_{xk} , r_{yk} : Khoảng cách từ khối tâm 0 của LHM đến các trục quán tính chính trung tâm của máy kéo

r_{xC} , r_{yC} : Khoảng cách từ khối tâm 0 của LHM đến các trục quán tính $0_C x_C$ và $0_C y_C$ đi qua khối tâm của cần nâng.

Dựa trên sơ đồ hình 1 ta xác định được:

$$r_{xk} = h - h_k; r_{yk}^2 = (h - h_k)^2 + (b - b_k)^2 \quad (22)$$

$$r_{xC} = h_C - h; r_{yC}^2 = (h_C - h)^2 + (x_C - b)^2 \quad (23)$$

$$r_{xG} = h_G - h; r_{yG}^2 = (h_G - h)^2 + (x_G - b)^2 \quad (24)$$

3.2.3. Mô tả biên dạng mặt đường

Mấp mô mặt đường là nguồn gây kích thích dao động LHM. Biên dạng mấp mô mặt đường rất đa dạng, song ở đây chỉ xét hai trường hợp tiêu biểu.

Trường hợp 1: Xe chuyển động với vận tốc không đổi V trên mặt đường có biên dạng hình sin (Hình 4).

Biên độ h_0 và bước sóng S của biên dạng mặt đường cho hai bánh bên trái được ký hiệu là (h_{0T}, S_T) , cho hai bánh bên phải là (h_{0P}, S_P) .

Phương trình mô tả chiều cao mấp mô tại điểm tiếp xúc của bốn bánh xe với mặt phẳng danh nghĩa của đường (trục 0x trên Hình 4) trong trường hợp này là:

$$\begin{aligned} h_{TP} &= h_{0P} \sin \left[\frac{2\pi}{S_P} (Vt + a) \right] \\ h_{TT} &= h_{0T} \sin \left[\frac{2\pi}{S_T} (Vt + a) \right] \\ h_{SP} &= h_{0P} \sin \left[\frac{2\pi}{S_P} (Vt - b) \right] \\ h_{ST} &= h_{0P} \sin \left[\frac{2\pi}{S_P} (Vt - b) \right] \end{aligned} \quad (25)$$

Trong đó: $x = Vt$: Là quãng đường dịch chuyển của trọng tâm LHM (m); V: Vận tốc LHM (m/s); t: Thời gian di chuyển (s); a, b: Toạ độ dọc của trọng tâm LHM (m); h_{TP} , h_{TT} : Chiều cao mấp mô của bánh xe trước bên phải, bên trái; h_{SP} , h_{ST} : Chiều cao mấp mô của bánh xe sau bên phải, bên trái.

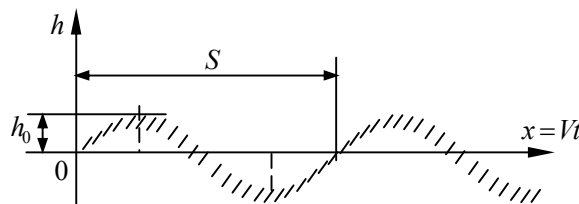
Trường hợp 2: Xe đang chạy với vận tốc không đổi V trên đường bằng phẳng thì vấp phải một mô đất trên vệt bánh xe bên phải. Sau đó một khoảng bằng d theo hướng chuyển động, xe lại vấp phải một mô đất khác trên vệt bánh xe bên trái. Biên dạng mấp mô được mô tả như hình 5.

Phương trình mô tả chiều cao mấp mô tại điểm tiếp xúc của bánh xe với mặt đường khi vượt qua mấp mô đơn (Hình 5) có dạng như sau:

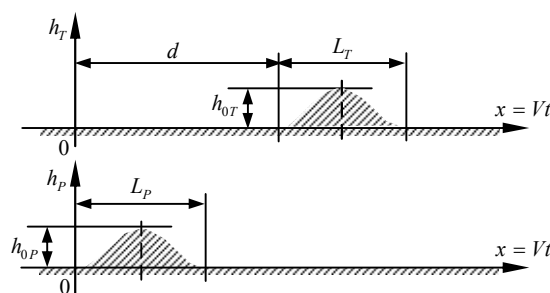
$$\begin{aligned} h_P &= 0,5h_{0P} \left[\sin \left(\frac{2\pi}{L_P} Vt - \frac{\pi}{2} \right) + 1 \right]; 0 \leq t \leq \frac{L_P}{V} \\ h_T &= 0,5h_{0T} \left[\sin \left(\frac{2\pi}{L_T} Vt - \frac{\pi}{2} \right) + 1 \right]; \frac{d}{V} \leq t \leq \frac{d + L_T}{V} \end{aligned} \quad (26)$$

3.2.4. Phân tích khả năng ứng dụng của mô hình

Giải hệ phương trình vi phân dao động (1) ta xác định được các quá trình thời gian $x(t)$ của các thông số sau:



Hình 4. Biên dạng mặt đường hình sin



Hình 5. Biên dạng mấp mô đơn hình sinx

- Dao động trọng tâm LHM theo phương thẳng đứng $z(t)$
- Dao động góc lắc dọc LHM $q(t)$
- Dao động góc lắc ngang của thân LHM $j_2(t)$
- Dao động góc lắc ngang của cầu trước $j_1(t)$
- Phản lực pháp tuyến của mặt đường $P_{zi}(t)$ lên các bánh xe:

$$P_{zi}(t) = P_{z0i} + C_i [h_i(t) - z_i(t)] + k_i [\dot{h}_i(t) - \dot{z}_i(t)] \geq 0; i = 1, 2, 3, 4 \quad (27)$$

Với P_{z0i} là phản lực tĩnh lên các bánh xe

Các quá trình trên phụ thuộc vào các thông số kỹ thuật của bộ xúc lật, vị trí lắp đặt trên máy kéo (e, f), góc nâng cần b, khối lượng vật liệu trong gầu m_{VL} , vận tốc chuyển động V và điều kiện mặt đường.

Các thông số trên sẽ là các thông số đầu vào để nghiên cứu các vấn đề tiếp theo:

(1) Nghiên cứu tính ổn định ngang, ổn định dọc thông qua các góc lắc $q(t)$, $j_2(t)$ và các giá trị giới hạn của phản lực pháp tuyến của mặt đường $P_{zi}(t)$.

(2) Nghiên cứu khả năng điều khiển (khả năng lái) thông qua phản lực pháp tuyến lên các bánh xe cầu trước.

(3) Nghiên cứu khả năng di chuyển thông qua phản lực pháp tuyến lên cầu chủ động sau.

(4) Nghiên cứu độ êm dịu của ghế ngồi người lái.

Các nghiên cứu trên cung cấp cơ sở khoa học để lựa chọn bộ xúc lật cho phù hợp với loại máy kéo, vị trí lắp đặt hợp lý trên máy kéo, tìm ra giải pháp kỹ thuật để cải tiến hệ thống lái, tăng khả năng bám của cầu sau và lựa chọn chế độ sử dụng hợp lý.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã xây dựng được mô hình dao động dạng không gian của LHM xúc lật, thiết lập được hệ phương trình vi phân dao động; xác định mô men quán tính và tọa độ trọng tâm của LHM ứng với các góc nâng b và khối lượng vật liệu nâng khác nhau.

Bài báo đã mô tả toán học hai dạng kích thích động học tiêu biểu của mặt đường phục vụ tính toán dao động của LHM.

Với mô hình đã xây dựng có thể dễ dàng mô phỏng trên phần mềm Matlab-Simulink. Các kết quả nghiên cứu là tiền đề cho các nghiên cứu tiếp theo để tìm ra cơ sở khoa học lựa chọn và cải tiến bộ xúc lật cho phù hợp với loại máy kéo cũng như lựa chọn chế độ sử dụng hợp lý LHM.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Chwastek S. (2016). Motion stability modal shaping for wheeled unsprung construction machinery. *Automation in Construction*. 71: 307-313.
- Đỗ Sanh (2007). *Cơ học (Tập 2) - Động lực học*. Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam.
- Frederic Ballaire (2015). *Dynamic, Continuous and Center of Gravity Independent Weighing with a Loader*. Dissertation Technical University Kaiserslautern.
- Popescu S., Candea I. & Csatlós C. (2004). Research on the kinematics and dynamics of frontloader mountet on Agricultural wheel tractor. *EE&AE'2004- International Scientific Conference -03-05.06.2004, Rousse, Bulgaria*.
- Tạ Văn Huy (2020). *Nghiên cứu quá trình bốc xúc vật liệu của máy xúc lật thi công trong đường hầm bằng phương pháp khoan nổ*. Luận án Tiến sỹ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- Ying Li & Wenyuan Liu (2013). Spatial kinematics Modeling and Simulation of Wheel Loader. *Journal of Modeling, Simulation, Identification, and Control*. 1(2): 78-88.