

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY KÉO VỚI RƠ MOOC MỘT TRỤC VẬN CHUYỂN GỖ

Phạm Minh Đức¹, Nguyễn Văn Quân¹

TÓM TẮT

Nghiên cứu động lực học của máy kéo có rơ mooc chở gỗ là nội dung chính của bài viết này. Tác giả thiết lập mô hình cơ học; từ đó đưa ra được mô hình dao động tổng quát để xác định các yếu tố động học cho nó. Bằng phương pháp cơ học giải tích và sử dụng phương trình Lagrăng loại II, đã thành lập được mô hình động lực học và hệ phương trình vi phân chuyển động tổng quát cho loại máy kéo bánh hơi có rơ mooc một trục khi di chuyển trên đường có mấp mô theo cả 3 phương OX, OY, OZ (dùng cho khảo sát các dao động theo phương thẳng đứng, theo phương ngang và các chuyển động quay quanh các trục). Hệ phương trình này cho phép nghiên cứu động lực học tổng thể dao động theo các phương, là cơ sở để khảo sát động lực học chung cho loại thiết bị này.

Từ khoá: Động lực học máy kéo, ổn định chuyển động, phương trình chuyển động, rơ mooc một trục

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong vận chuyển gỗ, máy kéo bánh hơi kéo theo rơ mooc một trục (thường gọi là liên hợp máy-LHM) đã được nghiên cứu khẳng định là phương tiện cơ giới phù hợp với điều kiện sản xuất lâm nghiệp hiện nay [5]. Tuy nhiên do đường vận chuyển lâm nghiệp thường là đường đất, cấp đường thấp và chịu nhiều ảnh hưởng của thời tiết, nên mặt đường không được đồng đều, có nhiều mấp mô, chướng ngại, là những yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình động lực học của máy kéo; chúng không chỉ gây ra tải trọng động làm giảm độ bền và tuổi thọ cho phương tiện, mà còn gây mất ổn định chuyển động và mất an toàn cho cả thiết bị và người điều khiển.

Để đánh giá và cải thiện liên hợp máy thích ứng với điều kiện vận chuyển lâm sản ở nước ta, đặc biệt là an toàn cho thiết bị và người lái, nâng cao năng suất vận chuyển; việc nghiên

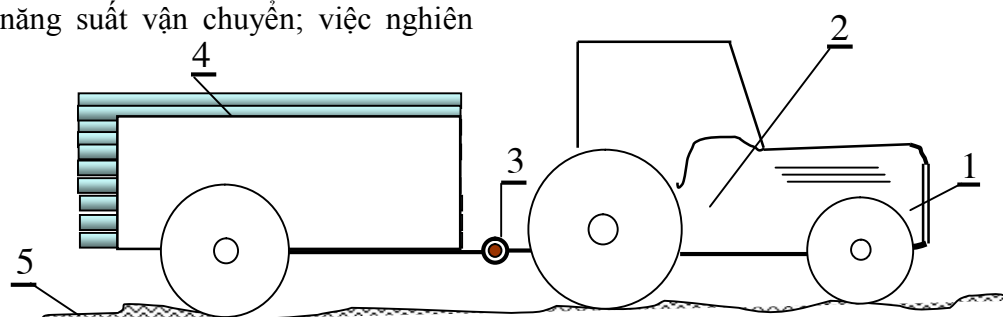
cứ các yếu tố ảnh hưởng đến chuyển động của máy kéo và rơ mooc trong các điều kiện của đường vận chuyển lâm nghiệp là một nội dung mới cần được nghiên cứu; muốn vậy phải nghiên cứu động lực học cho phương tiện bằng việc thiết lập hệ phương trình chuyển động và khảo sát các yếu tố ảnh hưởng. Kết quả nghiên cứu sẽ là cơ sở khoa học cho việc thiết kế, chế tạo, cải tiến và sử dụng hợp lý các LHM tương tự trong ngành nông lâm nghiệp.

II. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Lập phương trình vi phân chuyển động tổng quát cho liên hợp máy (LHM) gồm:

- Máy kéo nông nghiệp cỡ nhỏ
- Rơ mooc một trục lắp sau máy kéo bằng móc nối
- Sơ đồ LHM như hình vẽ 1



Hình 01. Mô hình máy kéo và rơ mooc một trục chở gỗ

1. Cầu trước máy kéo; 2. Thân và cầu sau máy kéo
3. Khớp nối mooc; 4. Rơ mooc; 5. Mặt đường

¹TS. Trường ĐH Lâm nghiệp

Máy kéo có kết cấu cầu trước có thể xoay tương đối với khung máy kéo, kéo theo rơ mooc một trục. Các phần tử đàn hồi chỉ có

các lớp, không có hệ thống nhíp. Liên hợp máy là một hệ gồm 3 vật rắn: cầu trước (1), thân và cầu sau máy kéo (2), rơ mooc (4).

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Dùng phương pháp toán học và cơ học giải tích để lập PTVP chuyển động của LHM theo phương pháp cơ học giải tích và sử dụng

phương trình Lagrangian loại II. Phương trình có dạng tổng quát :

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

T- hàm động năng của hệ;

Π, Φ - hàm thế năng và hàm hao tán của hệ;

q_k - các tọa độ suy rộng ($k= 1, 2, 3, \dots, n$);

Q_k - lực suy rộng tương ứng với tọa độ suy rộng thứ k.

Xác định T, Π, Φ, q_k, Q_k thay vào công thức (1) để tìm PTVP chuyển động của hệ

III. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Xây dựng mô hình động lực học tổng quát cho liên hợp máy

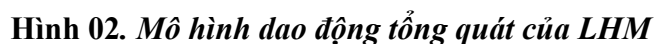
Lựa chọn mô hình nghiên cứu

Liên hợp máy gồm máy kéo bánh hơi và rơ mooc một trục (LHM) là một hệ cơ học biến dạng. Đặc trưng cho sự biến dạng là biến dạng của các phần tử đàn hồi thông qua các bánh lốp, nhíp, các khớp, khung, vô xe.... Nếu gắn vào thân máy kéo một hệ tọa độ đi qua trọng tâm của nó thì có thể biểu thị sự biến dạng của hệ thống theo cả 3 phương OX, OY, OZ. Với các biến dạng đó LHM được coi như một hệ đàn hồi. Hệ này chuyển động trên đường đối với hệ trục cố định $OX_0Y_0Z_0$. Các dịch chuyển của LHM theo các trục đó gây nên các chuyển vị dọc theo 3 trục và quay quanh 3 trục, như vậy có thể coi trong hệ không gian 3 chiều chuyển động của

LHM có 6 chuyển vị. Tùy mục đích nghiên cứu mà có thể xem xét các chuyển vị này đồng thời hay độc lập (hình 02).

Kết quả nghiên cứu của một số tác giả [1], [7], [8] đã chỉ ra rằng với các liên hợp máy gồm máy kéo bánh hơi và rơ mooc thì các dao động thẳng đứng và dao động quanh trục dọc là có ảnh hưởng trực tiếp đến áp lực động của các cặp bánh xe lên mặt đất và chúng ảnh hưởng nhiều nhất đến điều kiện ổn định của chuyển động. Mặt khác các dịch chuyển theo phương ngang và quay quanh trục thẳng đứng của chúng là biểu hiện cụ thể của sự lệch hướng chuyển động của LHM.

Tác giả xây dựng mô hình nghiên cứu các dao động của liên hợp máy gồm máy kéo bánh hơi với rơ mooc một trục chở gỗ, chuyển động thẳng trên mặt đường mấp mô, làm cơ sở khảo sát tính ổn định chuyển động của nó.



- Liên hợp máy đang chuyển động trên đoạn đường thẳng với vận tốc không đổi; mặt đường không có độ dốc ngang; người lái giữ tay lái ở vị trí máy kéo chạy thẳng (không tác động vào tay lái);

- Không kể đến sự trượt của các bánh xe;
- Khối lượng của máy kéo và rơ móc quy đổi về trọng tâm của chúng;
- Gối được xếp trên romooc là một khối đặc, như một vật rắn;
- Bỏ qua biến dạng của mặt đường tại điểm tiếp xúc với các bánh xe;
- Bỏ qua các lực cản không khí và áp lực của gió, vì vận tốc của LHM thấp;
- Liên kết giữa các bánh xe với mặt đường là giữ, dùng;
- Không tính đến ảnh hưởng của góc đặt bánh xe;
- Bỏ qua ma sát ở khớp nối giữa máy kéo và rơ móc; ma sát các ổ trục của các bánh xe;
- Khung máy kéo, rơ móc và các trục bánh

$$x_1 = x + l_1; x_2 = x - l_2; x_5 = x - (l_2 + l_3 + l_4 + l_5)$$

$$z_1 = z + l_1 \alpha_2; z_2 = z - l_2 \alpha_2; z_3 = z - (l_2 + l_3) \alpha_2$$

$$z_4 = z - (l_2 + l_3) \alpha_2 + l_4 \alpha_3; z_5 = z - (l_2 + l_3) \alpha_2 + (l_4 + l_5) \alpha_3$$

$$y_1 = y + l_1 \varphi_2; y_2 = y - l_2 \varphi_2; y_4 = y - (l_2 + l_3) \varphi_2 + l_4 \varphi_3$$

$$y_5 = y - (l_2 + l_3) \varphi_2 + (l_4 + l_5) \varphi_3$$

$$z_{it} = z_i + \frac{d_i}{2} \beta_i; z_{ip} = z_i - \frac{d_i}{2} \beta_i \quad (2)$$

$$y_{it} = y_i + \frac{d_i}{2} \varphi_i; y_{ip} = y_i - \frac{d_i}{2} \varphi_i$$

Gọi δ_{it}, δ_{ip} ($i = 1, 2, 5$) là các biến dạng theo phương thẳng đứng và phương ngang của các phân tử đàn hồi (bánh xe bên trái và bánh xe bên phải). Theo quan hệ biến dạng ta có các thành phần chuyển vị:

$$\begin{cases} z_{it} = q_i - \delta_{it} \\ z_{ip} = q_i + \Delta_i - \delta_{ip} \end{cases} \text{ với } i=1,2,5 \quad (3)$$

3.2. Thành lập phương trình vi phân dao động của LHM

PTVP dao động của hệ này được thiết theo phương trình Lagrangior loại II.

Phương trình Lagrangior loại II viết dạng

xe là vật cứng;

- Các bánh hơi có độ cứng theo các phương là c_z, c_y có độ lớn không đổi và bánh xe có biến dạng nhỏ, làm việc trong giới hạn đàn hồi (tuyến tính);

- Các dịch chuyển được xét là những dao động nhỏ quanh vị trí cân bằng tĩnh của hệ.

Một số phương trình liên kết

Trong thực tế chuyển vị của các điểm so với vị trí cân bằng tĩnh là nhỏ, có thể coi: $\sin \alpha_j \approx \alpha_j, \cos \alpha_j \approx 1; \sin \beta_j \approx \beta_j, \cos \beta_j \approx 1;$

$$\sin \varphi_j \approx \varphi_j, \cos \varphi_j \approx 1 \quad (j = 1, 2, 3).$$

Từ các quan hệ hình học ta xác định được các phương trình liên kết:

tổng quát có dạng như công thức (1):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \left(\frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} \right) + Q_k$$

$$k = 1, 2, \dots, 9$$

T- hàm động năng của hệ, gồm: động năng của cầu trước, thân máy kéo và rơ móc.

$$T = T_{ct} + T_{mk} + T_m$$

Π, Φ - hàm thế năng và hàm hao tán của hệ

q_k - các tọa độ suy rộng ($k = 1, 2, 3, \dots, 9$):

$$q_1 = z; q_2 = \alpha_2; q_3 = \beta_2; q_4 = \beta_1; q_5 = \alpha_3; q_6 = \beta_3; q_7 = y; q_8 = \varphi_2; q_9 = \varphi_3.$$

Q_k – lực suy rộng tương ứng với tọa độ suy rộng thứ k .

Để lập PTVP dao động của LHM theo phương trình Lagrangior loại II ta có nhận xét khi các bánh xe di chuyển trên bề mặt của nắp mô do sự chênh lệch độ cao giữa 2 bánh ở mỗi cặp làm phát sinh lực ngang. Lực này không chỉ gây biến dạng cho lớp mà còn đẩy cả trọng tâm bánh xe dịch chuyển theo phương ngang và gây mô men quay khung máy kéo quanh trục OZ. Từ đó khi áp dụng phương trình Lagrangior II cho các tọa độ suy rộng y, φ_2, φ_3 có tính đến lực suy rộng và mô men kể trên.

Bài toán xét với mặt đường có các chướng ngại vật đơn với quy luật biến đổi chiều cao của vật cản $q(s)$, có dạng:

Động năng của các phần được tính theo dạng chuyển động của chúng như sau:

$$T_{cl} = \frac{1}{2} m_1 (\dot{z}_1^2 + \dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} J_{1x} \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} J_{1z} \dot{\varphi}_2^2;$$

Với: $\dot{y}_1 = \dot{y} + l_1 \dot{\varphi}_2$; $m_1 = m_{lt} + m_{lp}$ - Tổng khối lượng của cầu trước.

$$T_{mk} = \frac{1}{2} m_2 (\dot{z}^2 + \dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_{2y} \dot{\alpha}_2^2 + \frac{1}{2} J_{2x} \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} J_{2z} \dot{\varphi}_2^2;$$

$$T_M = \frac{1}{2} m_3 (\dot{z}_4^2 + \dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2) + \frac{1}{2} J_{3y} \dot{\alpha}_3^2 + \frac{1}{2} J_{3x} \dot{\beta}_3^2 + \frac{1}{2} J_{3z} \dot{\varphi}_3^2.$$

Với $\dot{y}_4 = \dot{y} - (l_2 + l_3) \dot{\varphi}_2 + l_4 \dot{\varphi}_3$

Thay các đại lượng z_1, z_5 và y_1, y_5 từ (2) vào các biểu thức tính động năng ta có động năng của hệ sẽ là:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} A_{1z} (\dot{z}^2 + \dot{x}^2) + A_{2z} \dot{z} \dot{\alpha}_2 + A_{3z} \dot{z} \dot{\alpha}_3 - A_{4z} \dot{\alpha}_2 \dot{\alpha}_3 \\ & + \frac{1}{2} A_{5z} \dot{\alpha}_2^2 + \frac{1}{2} A_{6z} \dot{\alpha}_3^2 + \frac{1}{2} A_{7z} \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} A_{8z} \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} A_{9z} \dot{\beta}_3^2 + \frac{1}{2} A_{1y} \dot{y}^2 + \\ & + (A_{2y} \dot{\varphi}_2 + A_{3y} \dot{\varphi}_3) \dot{y} - A_{5y} \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 + \frac{1}{2} A_{4y} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} A_{6y} \dot{\varphi}_3^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Trong đó $A_i(z,y)$ là các hệ số được đặt

$$q = \frac{h_0}{2} (1 - \cos \frac{2\pi}{S_0} S) \text{ Khi } 0 \leq S \leq S_0;$$

$$Q = 0, \text{ khi } S > S_0$$

Trong đó: h_0 - chiều cao nắp mô mặt đường; S_0 - chiều dài sóng mặt đường

Động năng của hệ

Hệ khảo sát có 3 vật rắn hợp thành nên:

$$T = T_{cl} + T_{mk} + T_M$$

Trong đó: T_{cl} - Động năng của cầu trước, có trọng tâm tại điểm 1;

T_{mk} - Động năng của thân máy kéo, có trọng tâm tại O_{mk} ;

T_M - Động năng của rơ moóc có gỗ, có trọng tâm tại O_M .

Công nghiệp rừng

Thế năng của hệ

Khi xét dao động của hệ quanh vị trí cân bằng tĩnh ta không cần tính đến thế năng của

lực trọng trường, chỉ tính thế năng của các lực đàn hồi ở các bánh hơi.

$$\begin{aligned}\Pi = & \frac{1}{2}c_{1z}(\delta_{1t}^2 + \delta_{1p}^2) + \frac{1}{2}c_{2z}(\delta_{2t}^2 + \delta_{2p}^2) + \frac{1}{2}c_{5z}(\delta_{5t}^2 + \delta_{5p}^2) + \\ & + \frac{1}{2}c_{1y}(\delta_{1yp}^2 + \delta_{1yt}^2) + \frac{1}{2}c_{2y}(\delta_{2yp}^2 + \delta_{2yt}^2) + \frac{1}{2}c_{5y}(\delta_{5yp}^2 + \delta_{5yt}^2).\end{aligned}$$

Trong đó: $c_{1z}, c_{1y}; c_{2z}, c_{2y}; c_{5z}, c_{5y}$ - độ cứng của các bánh xe trên trục 1, 2 và 5 theo phương đứng và phương ngang

δ_{it}, δ_{ip} - Biến dạng đàn hồi của các bánh xe bên trái và bên phải ở trục thứ i

(i = 1, 2, 5), chúng được xác định theo các chuyển vị tương ứng.

Từ các phương trình liên kết (2) và (3) ta có hàm thế năng của hệ:

$$\begin{aligned}\Pi = & B_{1z}z^2 + B_{2z}\alpha_2^2 + B_{3z}\alpha_3^2 + B_{4z}\beta_1^2 + B_{5z}\beta_2^2 + B_{6z}\beta_3^2 + \\ & + B_{7z}z\alpha_2 + B_{8z}z\alpha_3 - B_{9z}z - B_{10z}\alpha_2 - B_{11z}\alpha_3 - B_{12z}\alpha_2\alpha_3 + \\ & + B_{13z}\beta_1 + B_{14z}\beta_2 + B_{15z}\beta_3 + B_{16z} + B_{1y}y^2 + B_{2y}y\varphi_2 + B_{3y}y\varphi_3 + \\ & + B_{4y}\varphi_2^2 + B_{5y}\varphi_2\varphi_3 + B_{6y}\varphi_3^2 + B_{7y}\end{aligned}\quad (5)$$

Trong đó $B_i(z, y)$ là các hệ số được đặt

Hàm hao tán

Hàm hao tán của hệ được xác định theo hệ số cản chuyển dịch của các bánh hơi k_{1z}, k_{2z} và k_{5z} ; bỏ qua hệ số cản ngang của lốp:

$$\begin{aligned}\Phi = & \frac{1}{2}k_{1z}(\dot{\delta}_{1t}^2 + \dot{\delta}_{1p}^2) + \frac{1}{2}k_{2z}(\dot{\delta}_{2t}^2 + \dot{\delta}_{2p}^2) + \frac{1}{2}k_{5z}(\dot{\delta}_{5t}^2 + \dot{\delta}_{5p}^2) \\ = & \frac{1}{2}k_{1z}\left[\left(-\dot{z}_{1t} + \dot{q}_1\right)^2 + \left(-\dot{z}_{1p} + \dot{q}_1 + \dot{\Delta}_1\right)^2\right] + \frac{1}{2}k_{2z}\left[\left(-\dot{z}_{2t} + \dot{q}_2\right)^2 + \left(-\dot{z}_{2p} + \dot{q}_2 + \dot{\Delta}_2\right)^2\right] \\ & + \frac{1}{2}k_{5z}\left[\left(-\dot{z}_{5t} + \dot{q}_5\right)^2 + \left(-\dot{z}_{5p} + \dot{q}_5 + \dot{\Delta}_5\right)^2\right]\end{aligned}$$

Thay các biểu thức z_{it} và z_{ip} từ (3) vào và biến đổi, ta có:

$$\begin{aligned}\Phi = & D_1 \dot{z}^2 + D_2 \dot{\alpha}_2^2 + D_3 \dot{\alpha}_3^2 + D_4 \dot{\beta}_1^2 + D_5 \dot{\beta}_2^2 + D_6 \dot{\beta}_3^2 + D_7 \dot{z} \dot{\alpha}_2 + D_8 \dot{z} \dot{\alpha}_3 - \\ & - D_9 \dot{z} - D_{10} \dot{\alpha}_2 - D_{11} \dot{\alpha}_3 - D_{12} \dot{\alpha}_2 \dot{\alpha}_3 + D_{13} \dot{\beta}_1 + D_{14} \dot{\beta}_2 + D_{15} \dot{\beta}_3 + D_{16}\end{aligned}\quad (6)$$

Trong đó D_i là các hệ số được đặt:

Công nghiệp rừng

hao tán (6). Đưa các biểu thức động năng, thế năng và hàm hao tán, các lực và mô men

suy rộng vào công thức (1), qua các phép biến đổi toán học, xác định được hệ phương

trình vi phân dao động tổng quát (7) của liên hợp máy như sau:

$$\begin{aligned}
 &1) A_{1z} \ddot{z} + A_{2z} \ddot{\alpha}_2 + A_{3z} \ddot{\alpha}_3 + 2D_1 \dot{z} + D_7 \dot{\alpha}_2 + D_8 \dot{\alpha}_3 + 2B_{1z} z + B_{7z} \alpha_2 + B_{8z} \alpha_3 = B_{9z} + D_9 \\
 &2) A_{2z} \ddot{z} + A_{5z} \ddot{\alpha}_2 - A_{4z} \ddot{\alpha}_3 + D_7 \dot{z} + 2D_2 \dot{\alpha}_2 - D_{12} \dot{\alpha}_3 + B_{7z} z + 2B_{2z} \alpha_2 - B_{12z} \alpha_3 = B_{10z} + D_{10} \\
 &3) A_{3z} \ddot{z} - A_{4z} \ddot{\alpha}_2 + A_{6z} \ddot{\alpha}_3 + D_{8z} \dot{z} - D_{12} \dot{\alpha}_2 + 2D_3 \dot{\alpha}_3 + B_{8z} z - B_{12z} \alpha_2 + 2B_{3z} \alpha_3 = B_{11z} + D_{11} \\
 &4) A_{7z} \ddot{\beta}_1 + 2D_4 \dot{\beta}_1 + 2B_{4z} \beta_1 = -B_{13z} - D_{13} \\
 &5) A_{8z} \ddot{\beta}_2 + 2D_5 \dot{\beta}_2 + 2B_{5z} \beta_2 = -B_{14z} - D_{14} \\
 &6) A_{9z} \ddot{\beta}_3 + 2D_6 \dot{\beta}_3 + 2B_{6z} \beta_3 = -B_{15z} - D_{15} \\
 &7) A_{1y} \ddot{y} + A_{2y} \ddot{\varphi}_2 + A_{3y} \ddot{\varphi}_3 + 2B_{1y} y + B_{2y} \varphi_2 + B_{3y} \varphi_3 = Z_1 \frac{tg\gamma_1}{\cos\theta_1} + Z_2 \frac{tg\gamma_2}{\cos\theta_2} + Z_5 \frac{tg\gamma_5}{\cos\theta_5}; \\
 &8) A_{2y} \ddot{y} + A_{4y} \ddot{\varphi}_2 - A_{5y} \ddot{\varphi}_3 + B_{2y} y + 2B_{4y} \varphi_2 + B_{5y} \varphi_3 = \\
 &\quad = Z_1 l_1 \frac{tg\gamma_1}{\cos\theta_1} - Z_2 l_2 \frac{tg\gamma_2}{\cos\theta_2} \pm \mu_2 \cdot Z_2 (1 + \frac{tg\gamma_2}{\cos\theta_2}) - Z_1 (tg\theta_{1p} - tg\theta_{1t}) \frac{d}{2} - Z_2 (tg\theta_{2p} - tg\theta_{2t}) \cdot \frac{d}{2}; \\
 &9) A_{3y} \ddot{y} - A_{5y} \ddot{\varphi}_2 + A_{6y} \ddot{\varphi}_3 + B_{3y} y + B_{5y} \varphi_2 + 2B_{6y} \varphi_3 = Z_5 (l_4 + l_5) \frac{tg\gamma_5}{\cos\theta_5} \pm \mu_5 \cdot Z_5 (1 + \frac{tg\gamma_5}{\cos\theta_5}) + \\
 &\quad + Z_5 (tg\theta_{5p} - tg\theta_{5t}) \cdot \frac{d_M}{2}.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Hệ phương trình vi phân (7) là hệ 9 phương trình vi phân tuyến tính không thuần nhất có hệ số phụ thuộc vào các thông số của liên hợp máy và dạng mấp mô mặt đường. Đó là hệ phương trình vi phân biểu diễn dao động theo các phương và quay quanh 3 trục OX, OY, OZ của máy kéo và rơ moóc chờ gổ do tác động động học của độ mấp mô mặt đường.

+ Từ hệ phương trình vi phân lập được (7) ta nhận thấy các dao động thẳng đứng của máy kéo và dao động quanh trục nằm ngang của thân máy kéo, rơ moóc liên quan chặt chẽ với nhau được thể hiện qua 3 phương trình 1, 2, 3.

+ Các dao động quay quanh trục dọc OX được thể hiện bằng 3 phương trình 4, 5, 6 trong hệ (7), dao động của cơ hệ chỉ tồn tại khi có độ chênh

lệch chiều cao mấp mô mặt đường giữa các bánh xe bên trái và bên phải ($\Delta_i \neq 0$; $i=1, 2, 5$).

+ Các dao động ngang theo phương OY và quay quanh trục thẳng đứng OZ được thể hiện qua 3 phương trình 7,8,9 trong hệ (7), phụ thuộc vào mức chênh độ cao giữa các bánh xe trong mỗi cầu khi chuyển động trên đường mấp mô.

Hệ PTVP (7) là cơ sở để khảo sát tính ổn định, các dao động của liên hợp máy thông qua lập phương trình đặc trưng, giải hệ phương trình vi phân, xác định ảnh hưởng của độ mấp mô mặt đường đến các đặc trưng động lực học của LHM như biên độ dao động cực đại, gia tốc rung cực đại của máy kéo theo các phương thẳng đứng và nằm ngang; ảnh hưởng của sự không đồng phẳng của mặt đường đến quỹ đạo chuyển động của LHM....

IV. KẾT LUẬN

Sử dụng phương pháp giải tích để xây dựng mô hình và thành lập phương trình vi phân chuyển động của trọng tâm máy kéo khi vượt qua mấp mô, đã thiết lập được mô hình động lực học và hệ phương trình vi phân chuyển động tổng quát (7) cho loại máy kéo bánh hơi có rơ moóc một trục vận chuyển gỗ khi di chuyển trên đường có mấp mô theo cả 3 phương OX, OY, OZ. Hệ phương trình này cho phép nghiên cứu động lực học tổng thể dao động theo phương thẳng đứng, phương nằm ngang và quỹ đạo chuyển động của liên hợp máy, là cơ sở để khảo sát động lực học chung cho loại thiết bị này, là cơ sở để thiết kế cải tiến máy, rơ moóc; góp phần bổ sung lý thuyết chung về động lực học ô tô, máy kéo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Vũ Liêm Chính, Phan Nguyên Di (2001), *Giáo*

trình động lực học máy (Tài liệu dịch từ tiếng Đức). NXB Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.

2. Nguyễn Văn Đạo (2002), *Cơ học giải tích*, NXB ĐHQG Hà Nội.

3. Đặng Thế Huy (1995), *Một số vấn đề về cơ học giải tích và cơ học máy*, Trường Đại học Nông nghiệp 1, Hà Nội.

4. Nguyễn Văn Khang (2007), *Động lực học hệ nhiều vật*, NXB KHKT, Hà Nội.

5. Lê Tấn Quỳnh (2006), *Nghiên cứu lựa chọn công nghệ và hệ thống thiết bị cơ giới hoá các khâu làm đất, trồng, chăm sóc rừng và khai thác gỗ*, Báo cáo khoa học và kỹ thuật đề tài cấp nhà nước KC07-26, Tháng 10/2006.

6. William F Riley, Leroy D Sturges (1993), *Engineering Mechanics Dynamics*, John Wiley & Sons, INC, New York.

7. Александров. В. А, (1995), *Моделирование Технологических Процесов Лесных Машин*, Издательство “Экология”, Москва.

8. Гячев . Л.В, (1976), *Динамика Машинно-Тракторных и Автомо-бильных Агрегатов*, Издательство Ростовского Университета.

DYNAMICS OF TRACTOR WITH TWO WHEEL TRAILER WHEN TRANSPORTING FOREST TIMBER

Pham Minh Duc, Nguyen Van Quan

SUMMARY

Research on dynamics of tractor trailers transporting wood is the main content of this article. The author established mechanical model; then finding out the general dynamics model to determine the kinetic factors for it. By applying analytical mechanics and using Lagrange Equation (type II); dynamic model and general differential Equations were established for motion tractor with two wheel trailer when going through bumpy under all three directions OX, OY, OZ (for survey oscillate vertically, oscillate horizontally and the rotation around the axis). This equations allow us applying the overall dynamics of the fluctuations, as a basis to examine the dynamics to this type of equipment.

Keywords: *Dynamics of tractor; equations of motion; motion stability; two wheel trailer*

Người phản biện: TS. Nguyễn Văn Bử