

PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG Ô TÔ DO KÍCH THÍCH NGẪU NHIÊN CỦA ĐƯỜNG TẠI CÁC TỐC ĐỘ VẬN HÀNH KHÁC NHAU

ANALYSIS OF VEHICLE VIBRATIONS DUE TO ROAD EXCITATION AT DIFFERENT OPERATING SPEED

Lê Văn Anh^{1,*}, Lê Hồng Quân¹,
Nguyễn Bá Vũ²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2025.389>

TÓM TẮT

Nội dung trong bài báo này, xét đến mô hình hệ thống treo 1/2, 5 bậc tự do có tính đến vị trí ghế của người lái. Bắt đầu, từ những công thức định luật cơ bản, các hệ phương trình vi phân của cơ hệ và hệ phương trình ma trận đã được xây dựng. Sử dụng hệ phương trình vi phân và ma trận đã xây dựng để khảo sát, phân tích đặc tính dao động của mô hình hệ thống treo trên bề mặt đường kích thích ngẫu nhiên, trong điều kiện tốc độ khác nhau, từ đó đưa ra những phân tích, đánh giá và khảo sát dao động của mô hình hệ thống treo thông qua các giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số tại các vị trí ghế người lái, trọng tâm của thân xe, điểm đặt cơ cấu treo trước lên thân xe, điểm đặt cơ cấu treo sau lên thân xe. Kết quả thu được có thể làm cơ sở để nghiên cứu dao động tại các vị trí ghế ngồi khác trên xe ô tô.

Từ khóa: Hệ phương trình vi phân; dao động; ghế người lái; mô hình hệ thống treo 1/2.

ABSTRACT

The content of this paper considers a half-vehicle suspension model with 5 degrees of freedom, taking into account the driver's seat position. Starting from the fundamental physical laws, the system's differential equations and the corresponding matrix equations are established. The constructed differential and matrix equations are then employed to investigate and analyze the vibration characteristics of the suspension model under random road excitations at different vehicle speeds. Based on this, the vibration of the suspension model is analyzed and evaluated through the weighted root mean square (RMS) acceleration values at the driver's seat, the vehicle body center of gravity, the front suspension mounting point on the body, and the rear suspension mounting point on the body. The obtained results can serve as a basis for further studies on vibrations at other seating positions in automobiles.

Keywords: Differential equations, vibration, driver's seat, half-car suspension model.

¹Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Trường Đại học Lâm nghiệp

*Email: anhlv@hauai.edu.vn

Ngày nhận bài: 26/5/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 07/10/2025

Ngày chấp nhận đăng: 28/11/2025

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

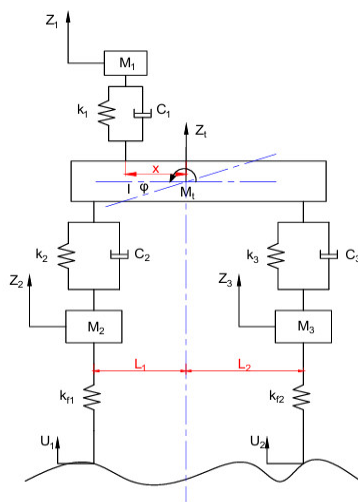
Dao động phát sinh trong quá trình vận hành ô tô chủ yếu xuất phát từ mặt đường không bằng phẳng, hệ thống truyền động và các tác động ngoại lực. Khảo sát dao động ô tô là một việc quan trọng, nhằm phân tích, đánh giá độ bền kết cấu, mức độ ảnh hưởng đến độ êm dịu, sự an toàn khi sử dụng và còn góp phần cải thiện sự thoải mái cho người sử dụng xe.

Đến nay, đã có nhiều nhà khoa học nghiên cứu về dao động và rung động xe ô tô: Tác giả Xiulai Wang cùng các cộng sự đã nghiên cứu đề tài Nhận dạng đường dựa trên tín hiệu rung động của xe bằng thuật toán ISA [1]. Tác giả ZongZhu-Hu và cộng sự đã sử dụng kết hợp mô hình 1/4 và mô hình 1/2 áp dụng cho xe tải để nghiên cứu rung động của xe tải nặng, từ đó phân tích các thông số động lực học về sự thoải mái khi lái xe [2]. Tác giả Nurkan Yagiz

cùng các cộng sự đã sử dụng mô hình hệ thống treo 1/2 dựa trên phần mềm Matlab - Simulink tạo ra bộ điều khiển Fuzzy hệ thống treo chủ động với tổ hợp ghế hành khách thụ động [3]. Tác giả Vũ Hải Quân và cộng sự đã sử dụng mô hình hệ thống treo 1/4 kết hợp với các bộ điều khiển PID và LQR để đánh giá dao động của mô hình [4]. Tác giả Nguyễn Đình Nghiêm cùng các cộng sự đã sử dụng mô hình hệ thống treo 1/2 để tính toán dao động của mô hình ô tô có xét đến phần tử đàn hồi nhớt cấp phân số [5]. Tác giả Nguyễn Trọng Đức và các cộng sự đã mô hình hóa và phân tích hệ thống treo tích cực sử dụng mô hình 1/4 kết hợp sử dụng một số phương pháp điều khiển khác nhau [6]. Tác giả Lê Hữu Chúc đã đánh giá chất lượng dao động của ô tô sử dụng hệ thống treo MacPherson tích cực có điều khiển RISE [7]. Tác giả Vũ Công Hàm và các cộng sự đã sử dụng mô hình hệ không gian 7 bậc tự do để đánh giá dao động của ô tô hai cầu [8]. Tóm lại, đã có nhiều công trình nghiên cứu sử dụng các mô hình hệ thống treo khác nhau khảo sát về dao động và rung động của xe. Tuy nhiên, việc xét đến dao động tại vị trí ghế ngồi trên xe, với kích thích của mặt đường vẫn còn hạn chế. Do đó, nhóm tác giả đưa ra mô hình hệ thống treo 1/2, năm bậc tự do có xét đến vị trí ghế của người lái, xây dựng hệ phương trình vi phân của cơ hệ, sử dụng phần mềm Mablalab - Simulink mô phỏng dao động của cơ hệ do kích thích của mặt đường ngẫu nhiên với các điều kiện tốc độ khác nhau, nhằm xác định các thông số đặc trưng tại các vị trí đặc biệt để phân tích, khảo sát, đánh giá dao động của hệ thống và giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí ghế người lái, làm cơ sở cho việc cảm nhận của người lái theo tiêu chuẩn ISO 2631-1.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Mô hình khảo sát động lực học

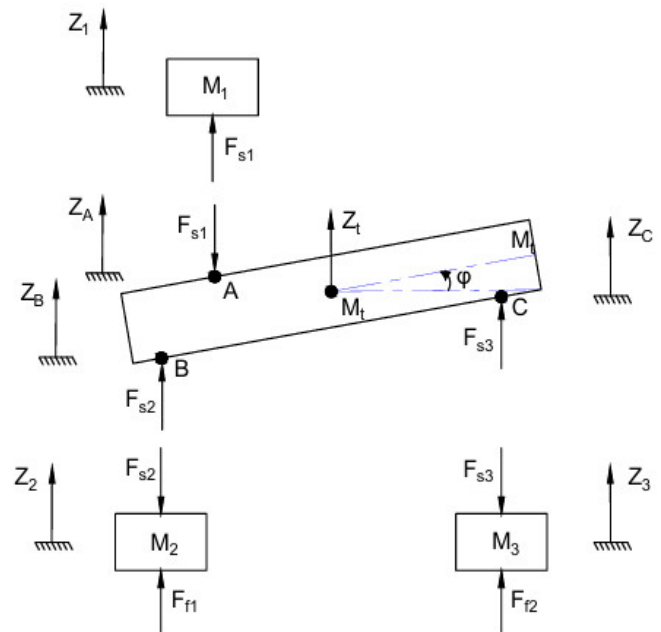


Hình 1. Mô hình động lực học khảo sát hệ thống treo ô tô

Trong nghiên cứu, nhóm tác giả đã xây dựng mô hình hệ thống treo 1/2, năm bậc tự do để khảo sát và phân tích dao động của hệ thống treo (hình 1).

Trên hình 1: M_1 - Khối lượng người và ghế lái; M_t - Khối lượng thân xe; M_2 - Khối lượng treo trước; M_3 - Khối lượng treo sau; Z_1, Z_t, Z_2, Z_3 - Độ dịch chuyển theo phương thẳng đứng của vị trí ghế lái, thân xe, treo trước và treo sau; φ - Độ dịch chuyển góc lắc nghiêng dọc thân xe; I - Mômen quán tính của thân xe; U_1, U_2 - Độ nhám bề mặt đường tại bánh xe trước và sau; $k_1, k_2, k_3, k_{f1}, k_{f2}$ - Độ cứng của ghế lái, treo trước, treo sau, lốp trước và lốp sau; C_1, C_2, C_3 - Hệ số giảm chấn của ghế, treo trước và treo sau; x, L_1, L_2 - Khoảng cách từ trọng tâm xe đến vị trí ghế lái, trục bánh xe trước và trục bánh xe sau.

Từ mô hình động lực học (hình 1), ta thiết lập được mô hình các lực tác động lên hệ dao động như thể hiện trên hình 2.



Hình 2. Các lực tác động lên hệ dao động 5 bậc tự do

Trên hình 2: F_{s1}, F_{s2}, F_{s3} - Hợp lực của lực đàn hồi và lực giảm chấn của vị trí ghế lái, treo trước, treo sau; F_{f1}, F_{f2} - Lực đàn hồi của bánh trước, bánh sau; Ngoài ra, còn có lực Mômen quay tương ứng với góc quay φ tại trọng tâm của thân xe.

2.2. Hệ phương trình mô hình dao động

Áp dụng định luật II Newton cho các khối dao động của hình 2, ta thiết lập được các phương trình vi phân:

Tại vị trí ghế lái:

$$M_1 \ddot{Z}_1 = k_1(Z_A - Z_1) + C_1(\dot{Z}_A - \dot{Z}_1) \quad (1)$$

Tại vị trí thân xe:

$$M_t \ddot{Z}_t = \begin{bmatrix} k_2(Z_2 - Z_B) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_B) \\ + k_3(Z_3 - Z_C) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_C) \\ - k_1(Z_A - Z_1) + C_1(\dot{Z}_A - \dot{Z}_1) \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$I\ddot{\varphi} = x \begin{bmatrix} k_1(Z_A - Z_1) + C_1(\dot{Z}_A - \dot{Z}_1) \\ -L_1[k_2(Z_2 - Z_B) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_B)] \\ +L_2[k_3(Z_3 - Z_C) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_C)] \end{bmatrix} \quad (3)$$

Tại vị trí cầu trước và cầu sau:

$$M_2 \ddot{Z}_2 = k_{f1}(U_1 - Z_2) - [k_2(Z_2 - Z_B) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_B)] \quad (4)$$

$$M_3 \ddot{Z}_3 = k_{f2}(U_2 - Z_3) - [k_3(Z_3 - Z_C) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_C)] \quad (5)$$

Dựa vào đặc tính của mô hình, các giá trị Z_A, Z_B, Z_C được tính bằng công thức:

$$Z_A = Z_t - x\varphi \quad (6)$$

$$Z_B = Z_t - L_1\varphi \quad (7)$$

$$Z_C = Z_t - L_2\varphi \quad (8)$$

Thay (6), (7), (8) vào (1), (2), (3), (4), (5), ta được hệ phương trình (*) gồm có 5 phương trình (9) đến (13):

$$M_1 \ddot{Z}_1 = k_1(Z_t - x\varphi - Z_1) + C_1(\dot{Z}_t - x\dot{\varphi} - \dot{Z}_1) \quad (9)$$

$$M_t \ddot{Z}_t = k_2(Z_2 - Z_t + L_1\varphi) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_t + L_1\dot{\varphi}) + k_3(Z_3 - Z_t - L_2\varphi) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_t + L_2\dot{\varphi}) - k_1(Z_t - x\varphi - Z_1) - C_1(\dot{Z}_t - x\dot{\varphi} - \dot{Z}_1) \quad (10)$$

$$I\ddot{\varphi} = x \begin{bmatrix} k_1(Z_t - x\varphi - Z_1) + C_1(\dot{Z}_t - x\dot{\varphi} - \dot{Z}_1) \\ -L_1[k_2(Z_2 - Z_t + L_1\varphi) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_t + L_1\dot{\varphi})] \\ +L_2[k_3(Z_3 - Z_t - L_2\varphi) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_t + L_2\dot{\varphi})] \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$M_2 \ddot{Z}_2 = k_{f1}(U_1 - Z_2) - [k_2(Z_2 - Z_t + L_1\varphi) + C_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_t + L_1\dot{\varphi})] \quad (12)$$

$$M_3 \ddot{Z}_3 = k_{f2}(U_2 - Z_3) - [k_3(Z_3 - Z_t - L_2\varphi) + C_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}_t + L_2\dot{\varphi})] \quad (13)$$

Hệ phương trình (*), được biểu thị về dạng ma trận

(14):

$$M\ddot{\omega}(t) + C\dot{\omega}(t) + K\omega(t) = F(t) \quad (14)$$

Trong đó: Các ma trận M, C, K lần lượt là ma trận khối lượng, ma trận giảm chấn và ma trận độ cứng của mô hình.

$F(t)$ biểu thị các kích thích tác động lên hệ thống, tác nhân gây ra kích thích trong cơ hệ chính là những mấp mô của mặt đường U , được thể hiện trong phương trình (15).

$$F(t) = K(t).U(t) \quad (15)$$

Như vậy, các ma trận được viết lại dưới dạng công thức:

$$M = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_t & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & xC_1 & 0 & 0 \\ -C_1 & (C_1 + C_2 + C_3) & (L_2C_3 - L_1C_2 - xC_1) & -C_2 & -C_3 \\ xC_1 & (L_2C_3 - L_1C_2 - xC_1) & (C_1x^2 + C_2L_1^2 + C_3L_2^2) & L_1C_2 & -L_2C_3 \\ 0 & -C_2 & L_1C_2 & C_2 & 0 \\ 0 & -C_3 & -L_2C_3 & 0 & C_3 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & xk_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2 + k_3) & (L_2k_3 - L_1k_2 - xk_1) & -k_2 & -k_3 \\ xk_1 & (L_2k_3 - L_1k_2 - xk_1) & (k_1x^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2) & L_1k_2 & -L_2k_3 \\ 0 & -k_2 & L_1k_2 & (k_{f1} + k_2) & 0 \\ 0 & -k_3 & -L_2k_3 & 0 & (k_{f2} + k_3) \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$F(t) = K(t).U(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_{f1} & 0 \\ 0 & k_{f2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\omega = [Z_1 \quad Z_t \quad \varphi \quad Z_2 \quad Z_3]^T \quad (20)$$

2.3. Mô hình kích thích mặt đường

Sự kích thích của mặt đường thể hiện mức độ ngẫu nhiên nhất định, việc xác định đặc tính dao động của xe phụ thuộc vào việc mô phỏng tín hiệu kích thích của mặt đường. Sử dụng phương pháp mật độ phổ công suất của mặt đường để mô tả các đặc điểm của mặt đường ngẫu nhiên, biên độ kích thích của mặt đường được chia thành nhiều cấp độ khác nhau, theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 8608.

$$T_q(n) = T_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (21)$$

Trong đó: $T_q(n_0)$ - Mật độ phổ công suất tại tần số không gian tham chiếu n_0 (m^{-3}); n - Tần số không gian (m^{-1}); n_0 - Tần số không gian tham chiếu; ω - Chỉ số tần số.

Có nhiều phương pháp mô phỏng sự kích thích của mặt đường, như: Phương pháp biến đổi Fourier ngược, mô hình chuỗi thời gian đều, lọc nhiễu trắng... Trong nghiên cứu, nhóm tác giả đã sử dụng phương pháp lọc nhiễu trắng để đi xây dựng.

$$2\pi n_0 \cdot \sqrt{T_q(n_0)} \cdot v \cdot \omega(t) = \omega_0 q(t) + \dot{q}(t) \quad (22)$$

Trong đó: v - Vận tốc xe; $\omega(t)$ - Tín hiệu trong miền thời gian của nhiễu trắng Gaussian, với $\omega_0 = 2\pi n_{00}v$; n_{00} - Tần số không gian cắt của mặt đường; $q(t)$ - Tín hiệu trong miền thời gian của cấp độ kích thích mặt đường.

2.4. Tác động của dao động đến cảm nhận của người lái

Nhóm tác giả phân tích, đánh giá tác động của việc thay đổi giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số đến cảm nhận của người lái theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 như thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Mối quan hệ giữa giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số và cảm nhận chủ quan của con người

Giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số (m/s^2)	Cảm nhận chủ quan của con người
< 0,315	Thoải mái
0,315 ~ 0,63	Hơi không thoải mái
0,63 ~ 1,25	Có phần không thoải mái
1,25 ~ 2,5	Rất không thoải mái
> 2,5	Rất khó chịu

(Nguồn: ISO 2631-1 [10])

Công thức xác định giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số [11]:

$$a_\omega = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [\omega(t) \cdot a(t)]^2 dt} \quad (23)$$

Trong đó: $a(t)$ - Tín hiệu gia tốc thực tế từ ghế lái theo thời gian; $\omega(t)$ - Hàm trọng số theo tần số (do ISO quy định, phụ thuộc hướng rung); T - Tổng thời gian đo; a_ω - Giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số.

3. MÔ PHỎNG HỆ THỐNG VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thông số mô phỏng

Các tham số tính toán của hệ thống treo như thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Tham số hệ thống treo $\frac{1}{2}$, 5 bậc tự do

STT	Thông số kỹ thuật	Ký hiệu	Đơn vị đo	Giá trị
1	Khối lượng ghế lái và người ngồi	M_1	Kg	90
2	Khối lượng thân xe	M_t	Kg	850
3	Khối lượng bánh xe trước	M_2	Kg	50
4	Khối lượng bánh xe sau	M_3	Kg	45
5	Hệ số giảm chấn ghế lái	C_1	Ns/m	800
6	Hệ số giảm chấn treo trước	C_2	Ns/m	3.500
7	Hệ số giảm chấn treo sau	C_3	Ns/m	4.000
8	Độ cứng lò xo ghế lái	k_1	N/m	9.000
9	Độ cứng lò xo treo trước	k_2	N/m	40.000
10	Độ cứng lò xo treo sau	k_3	N/m	50.000
11	Độ cứng bánh xe phía trước	k_{f1}	N/m	180.000
12	Độ cứng bánh xe phía sau	k_{f2}	N/m	180.000
13	Mômen quán tính lắc dọc thân xe	I	Kg.m ²	950
14	Khoảng cách từ trọng tâm của thân xe đến ghế lái	x	m	0,5
15	Khoảng cách từ trọng tâm của thân xe đến trục bánh trước	L_1	m	1,35
16	Khoảng cách từ trọng tâm của thân xe đến trục bánh sau	L_2	m	1,45

Các thông số mặt đường, chọn mặt đường loại C theo tiêu chuẩn ISO 8608 như thể hiện trong bảng 3.

Bảng 3. Tham số mặt đường loại C và điều kiện tốc độ đầu vào

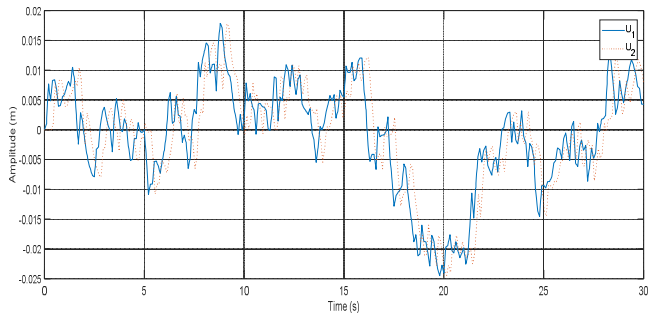
STT	Thông số kỹ thuật	Ký hiệu	Đơn vị đo	Giá trị
1	Tiêu chuẩn mặt đường loại C	G_{0n_0}	m^3	256
2	Tốc độ xe	v	km/h	30, 50, 70
3	Tần số không gian tham chiếu	n_0	m^{-1}	0,1
4	Tần số không gian cắt của mặt đường	n_{00}	m^{-1}	0,01

(Nguồn: ISO 8608 [11])

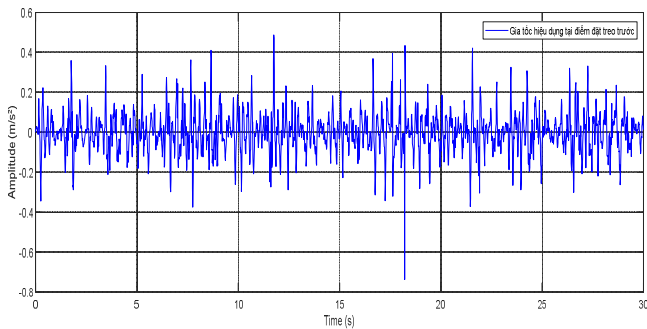
3.2. Kết quả mô phỏng

Kết quả mô phỏng dao động của hệ thống treo khi xe di chuyển với các tốc độ 30km/h, 50km/h và 70km/h được thể hiện trên hình 3 ÷ 11.

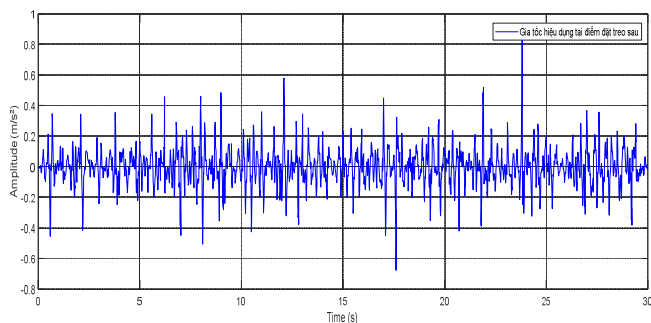
❖ Khi xe di chuyển với tốc độ 30km/h



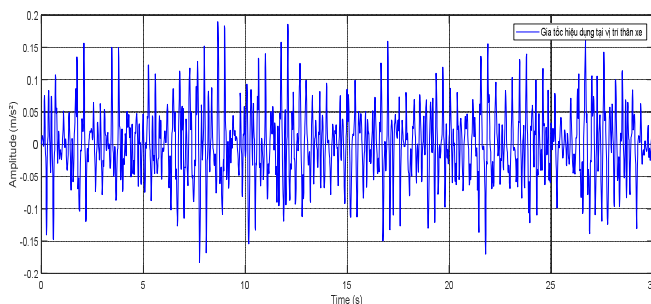
Hình 3. Đồ thị kích ứng của mặt đường ngẫu nhiên tại vị trí bánh trước (U_1) và bánh sau (U_2) với tốc độ xe 30km/h



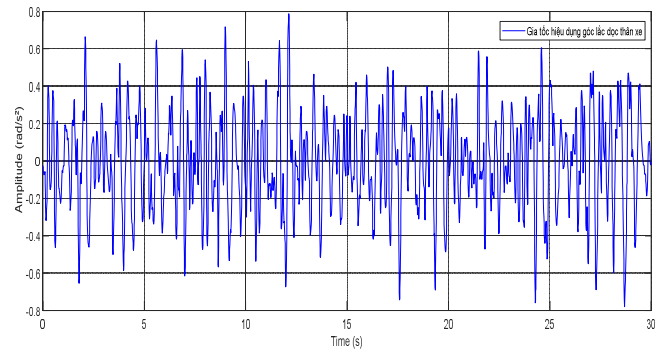
Hình 4. Gia tốc hiệu dụng có trọng số tại điểm đặt treo trước tác dụng lên thân xe



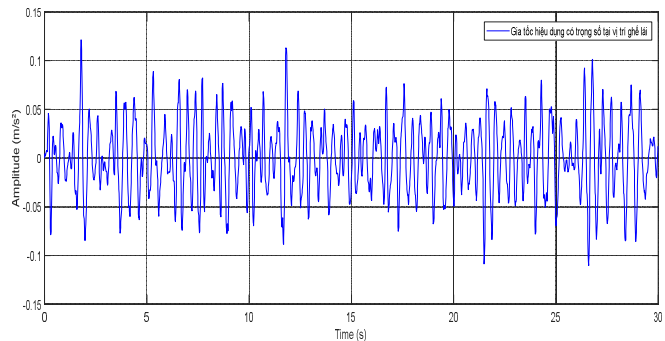
Hình 5. Gia tốc hiệu dụng có trọng số ở điểm đặt treo sau tác dụng lên thân xe



Hình 6. Gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí trọng tâm thân xe

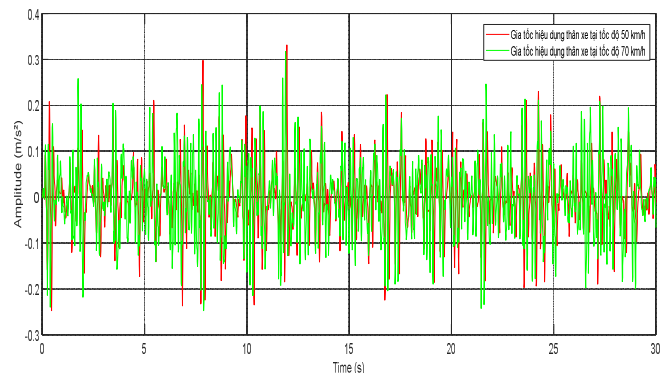


Hình 7. Gia tốc hiệu dụng có trọng số góc lắc dọc φ tại vị trí trọng tâm thân xe

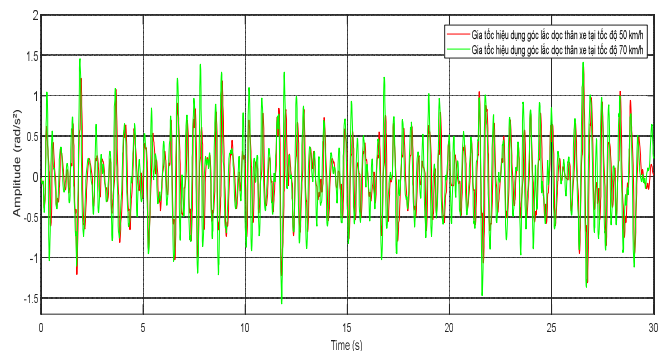


Hình 8. Gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí ghế lái

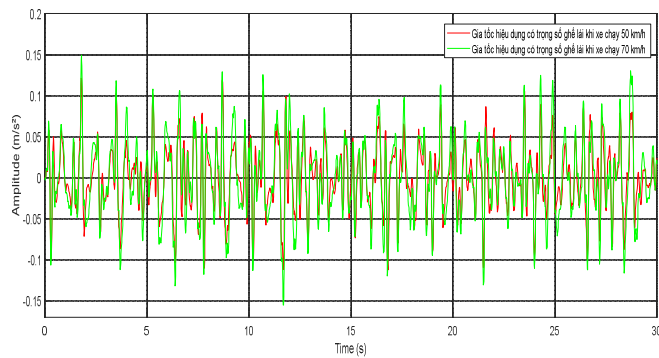
❖ Khi xe di chuyển với tốc độ 50km/h và 70km/h



Hình 9. Gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí trọng tâm thân xe khi xe chạy tốc độ 50km/h và 70km/h



Hình 10. Gia tốc hiệu dụng có trọng số góc lắc dọc φ tại vị trí trọng tâm thân xe khi xe chạy tốc độ 50km/h và 70km/h



Hình 11. Gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí ghế lái khi xe chạy tốc độ 50km/h và 70km/h

Các giá trị có được khi mô phỏng hệ thống như thể hiện trong bảng 4.

Bảng 4. Các giá trị thu được khi mô phỏng hệ thống treo

Tốc độ xe (km/h)	Thông số có được khi mô phỏng hệ thống	Tại vị trí			
		Điểm đặt treo trước	Điểm đặt treo sau	Trọng tâm thân xe	Ghế người lái
30	Gia tốc hiệu dụng có trọng số (m/s^2)	0,102	0,1202	0,0524	0,0364
	Gia tốc hiệu dụng có trọng số góc lắc (rad/s^2)			0,26325	
50	Gia tốc hiệu dụng có trọng số (m/s^2)	0,1464	0,1791	0,0614	0,0391
	Gia tốc hiệu dụng có trọng số góc lắc (rad/s^2)			0,41851	
70	Gia tốc hiệu dụng có trọng số (m/s^2)	0,1631	0,2271	0,0781	0,0477
	Gia tốc hiệu dụng có trọng số góc lắc (rad/s^2)			0,50401	

3.3. Thảo luận

- Từ các giá trị thu được trong bảng 4 và so sánh với bảng 1, có thể nhận thấy rằng khi xe di chuyển ở các tốc độ 30, 50 và 70km/h, gia tốc hiệu dụng có trọng số tại các vị trí khảo sát (điểm đặt treo trước và sau lên thân xe, trọng tâm thân xe và ghế lái) đều tăng theo tốc độ. Đáng chú ý, tại vị trí ghế người lái, mặc dù gia tốc hiệu dụng tăng lên cùng với tốc độ, nhưng mức độ thoải mái của người lái vẫn được duy trì. Với điều kiện kích thích dao động đầu vào là mặt đường loại C (mức trung bình, không quá tốt), kết quả này cho thấy hệ thống treo có khả năng dập tắt dao động hiệu quả, đảm bảo độ êm dịu trong quá trình vận hành.

- Giá trị gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí ghế người lái càng cao thì người lái sẽ dễ bị mệt mỏi và giảm khả năng tập trung. Kết quả xác định được giá trị nằm trong ngưỡng mức độ 1, mức độ thoải mái theo ISO 2631-1.

- Kết quả nghiên cứu có thể làm tài liệu tham khảo để xác định dao động tại các vị trí ghế ngồi khác trên xe ô tô.

4. KẾT LUẬN VÀ KHUYẾN NGHỊ

Quá trình phân tích và khảo sát mô hình hệ thống treo 1/2 với 5 bậc tự do, trên mặt đường kích thích tự do trong các điều kiện tốc độ xe khác nhau, các kết quả thu được từ mô phỏng đã phản ánh rõ rệt ảnh hưởng của dao động đến cảm nhận của người lái.

Sau quá trình mô phỏng có phân tích xét đến yếu tố con người, thông qua các đại lượng đặc trưng gia tốc hiệu dụng có trọng số tại vị trí người lái, và các điểm dao động của thân xe, kết quả cho thấy mức độ rung động có ảnh hưởng rõ rệt đến cảm giác thoải mái và an toàn của người lái.

Để cải thiện chất lượng vận hành của người lái cần giảm dao động cho cơ hệ trong các điều kiện hoạt động của xe.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Wang X., Cheng Z., Ma N., "Road recognition based on vehicle vibration signal and comfortable speed strategy formulation using ISA algorithm," *Sensors*, 22(17), 6682, 2022. <https://doi.org/10.3390/s22176682>.
- [2]. Y. Hu, V. Nguyen, Y. Ye, "Vibration research of heavy trucks. Part 1: Sensitivity analysis of dynamic parameters on ride comfort," *Journal of Mechanical Engineering, Automation and Control Systems*, 1, 2, 2020.
- [3]. N. Yagiz, "Different control applications on a vehicle using fuzzy logic control," in *Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, 17-22, 2003. <https://doi.org/10.1109/ICMA.1220943>.
- [4]. Vũ Hải Quân, Nguyễn Anh Ngọc, Nguyễn Huy Trường, "Phân tích động lực học hệ thống treo chủ động cho mô hình ¼ xe sử dụng bộ điều khiển PID và LQR," *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng Hải*, 10, 10, 229-233, 2022.
- [5]. Nguyễn Đình Nghiêm, Hoàng Mạnh Cường, "Tính toán dao động của mô hình ô tô có xét đến phần tử đàn nhớt cấp phân số," *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng Hải*, 72, 12, 56-60, 2023.
- [6]. Nguyễn Trọng Đức, Bùi Tuấn Anh, Nguyễn Thành Trung, Nguyễn Đức Huy, Đào Duy Hoàng Nam, Vũ Hải Quân, "Mô hình hóa và phân tích hệ thống treo tích cực cho mô hình ¼ xe sử dụng một số phương pháp điều khiển khác nhau," *Tập san Sinh viên Nghiên cứu Khoa học Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*, 11, 122-125, 2021.

[7]. Lê Hữu Chúc, Trịnh Đặc Phong, "Đánh giá chất lượng dao động của ô tô sử dụng hệ thống treo MacPherson tích cực điều khiển RISE," *Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*, 52, 49-54, 2019.

[8]. Vũ Công Hàm, Vũ Quốc Trụ, Nguyễn Đình Dũng, "Dao động của ô tô hai cầu theo mô hình hệ không gian 7 bậc tự do," *Tạp chí Giao thông vận tải*, 2015.

[9]. Nguyễn Thanh Quang, Lê Văn Anh, Nguyễn Huy Trường, *Động lực học dao động ô tô*. Nhà xuất bản Thống kê, Hà Nội, 2020.

[10]. International Organization for Standardization, *ISO 2631-1:1997 - Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements*. Geneva, Switzerland, 1997.

[11]. S. Graham Kelly, *Mechanical vibrations: Theory and applications*. Cengage Learning, 2012.

AUTHORS INFORMATION

Le Van Anh¹, Le Hong Quan¹, Nguyen Ba Vu²

¹Hanoi University of Industry, Vietnam

²Vietnam National University of Forestry, Vietnam