

KHẢO SÁT ỔN ĐỊNH CHUYỂN ĐỘNG Ô TÔ BẰNG PHƯƠNG PHÁP NĂNG LƯỢNG

SERVEY ON VEHICLE MOTION STABILITY INVESTIGATION USING THE ENERGY METHOD

NGUYỄN VĂN MẠNH KHƯƠNG^{2a},
TRẦN HOÀNG XUÂN THẮNG¹, NGUYỄN THÁI VÂN¹,
¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long
²Trường Đại học Kiên Giang
^aTác giả liên hệ: nvmkhuong@vnkgu.edu.vn

Nhận bài (Received): 13/08/2025; Phản biện (Reviewed): 3/09/2025; Chấp nhận (Accepted): 4/9/2025

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả khảo sát dao động ô tô khi chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng thông qua mô hình dao động $\frac{1}{2}$ trong mặt phẳng ngang (YOZ) với 5 bậc tự do, bao gồm chuyển vị đứng, chuyển vị ngang, góc lắc ngang, và chuyển vị độc lập của hai bánh xe. Hệ phương trình vi phân chuyển động được thiết lập dựa trên phương pháp năng lượng, xét đầy đủ động năng, thế năng, hàm hao tán và ảnh hưởng của kích động mặt đường. Mô phỏng được thực hiện trên phần mềm Matlab-Simulink, sử dụng biên dạng mặt đường loại B và loại D theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016. Kết quả mô phỏng được sử dụng để đánh giá biên độ và sự xuất hiện dao động của thân xe, góc lắc ngang khi xe di chuyển ở vận tốc 40km/h trong điều kiện bất đối xứng kích động từ mặt đường.

Từ khóa: Hệ thống treo độc lập 2 đòn ngang, dao động, ổn định, biên dạng mặt đường.

ABSTRACT half-car model

This paper presented the results of a vibration analysis of a car body traveling on uneven road surfaces, based on a ~~1/2-car model~~ in the lateral (YOZ) plane with five degrees of freedom, including vertical displacement, lateral displacement, roll angle (rotation about the longitudinal axis), and independent vertical motions of the left and right wheels. The system's equations of motion are derived using the energy method-type formulation, incorporating kinetic energy, potential energy, dissipation functions, and road-induced excitations. Numerical simulations were performed in MATLAB-Simulink using road surface profiles classified as Class B and Class D in accordance with ISO 8608:2016. The simulation results are used to evaluate the onset and magnitude of body oscillations and roll angle when the vehicle operates at a speed of 40 km/h under asymmetric road excitation conditions.

Keywords: Independent double-wishbone suspension system, vibration, stability, road surface profiles.

1. GIỚI THIỆU

Nâng cao độ êm dịu và ổn định chuyển động ô tô là một trong những mục tiêu

nghiên cứu quan trọng nhằm cải thiện chất lượng vận hành và sự thoải mái cho người sử dụng. Bài báo tập trung nghiên cứu ảnh

hưởng của bộ phận đàn hồi trong hệ thống treo đến độ êm dịu và ổn định chuyển động của ô tô bằng phương pháp năng lượng. Đối tượng khảo sát là mô hình dao động $\frac{1}{2}$ ô tô trong mặt phẳng ngang sử dụng hệ thống treo độc lập 2 đòn ngang (double wishbone) dưới kích động của biên dạng mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016.

Những công trình nghiên cứu đã sử dụng các mô hình động lực học phổ biến như mô hình $\frac{1}{2}$, mô hình không gian đồng thời sử dụng phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật (MBS) và phương trình Newton-Euler để mô phỏng dao động ô tô. Nguyễn Tuấn Anh [1] áp dụng phương trình Newton-Euler nghiên cứu sự ổn định của ô tô khi chuyển làn dựa trên một mô hình động lực học phức hợp. Nguyễn Thanh Tùng [2] đã nghiên cứu ảnh hưởng của chất lượng đường và vận tốc chuyển động đến dao động và ổn định của ô tô bằng mô hình không gian và phương trình Newton-Euler. Vũ Hải Quân [3] đã nghiên cứu việc ứng dụng thuật toán điều khiển LQR để điều khiển hệ thống treo chủ động với mô hình dao động phẳng dọc cho mô hình toàn xe. Hoàng Mạnh Cường [4] sử dụng mô hình động lực học $\frac{1}{2}$ và phương trình Newton-Euler để nghiên cứu thành phần cản nhớt cấp phân số đến dao động ô tô. Đồng thời Nguyễn Văn Thuận [5] đã tính toán biến thiên của tần số dao động ngẫu nhiên của mô hình dao động ô tô $\frac{1}{2}$ khi xét đến các tham số ngẫu nhiên của hệ bằng phương trình Lagrange II.

Từ các nghiên cứu trước cho thấy, mô hình dao động ô tô thường được xây dựng trong mặt phẳng dọc, mô hình động lực học phức hợp, sử dụng phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật (MBS) và phương pháp Newton-Euler. Tuy nhiên, chưa có nhiều nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của bộ phận đàn hồi đến dao động trên mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô trong mặt phẳng ngang đối với hệ

thống treo độc lập 2 đòn ngang (double wishbone). Bài báo khảo sát mô hình dao động $\frac{1}{2}$ ô tô trong mặt phẳng ngang (YOZ), sử dụng phương pháp năng lượng để xây dựng hệ phương trình vi phân động lực học. Mặt đường được mô phỏng theo chuẩn ISO 8608:2016, đánh giá ảnh hưởng biên dạng mặt đường và độ cứng bộ phận đàn hồi đến độ êm dịu và ổn định chuyển động ô tô.

Các tiêu chí đánh giá dao động và độ êm dịu chuyển động theo tiêu chuẩn ISO 2631-5:2018, trong đó gia tốc giới hạn theo phương ngang $a_y < 0,7 \text{ m/s}^2$, gia tốc giới hạn theo phương thẳng đứng $a_z < 2,5 \text{ m/s}^2$ và giá trị hiệu dụng của gia tốc thân xe theo phương thẳng đứng RMS (\ddot{z}) (m/s^2) theo Bảng 1 [6].

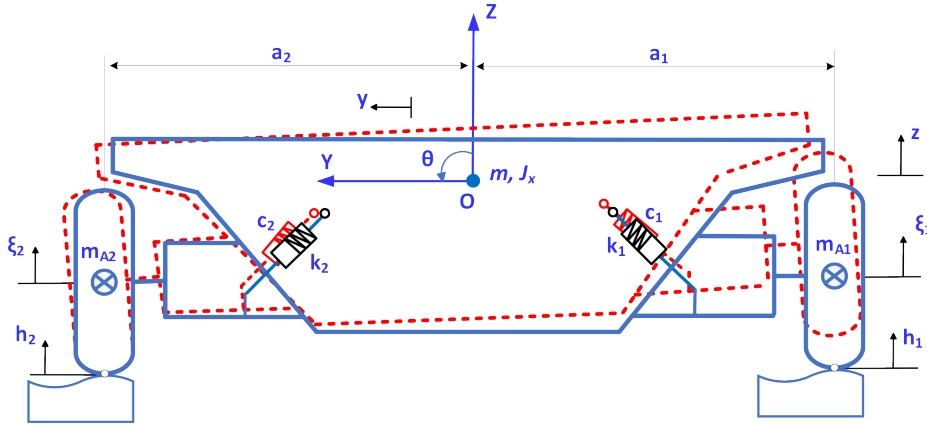
Bảng 1. Giá trị bình phương trung bình của gia tốc thẳng đứng

RMS (\ddot{z})	Cảm giác
$\leq 0,1$	Dễ chịu
$\leq 0,315$	Không khó chịu
0,315 – 0,63	Hơi khó chịu
0,5 – 1,0	Khá khó chịu
0,8 – 1,6	Khó chịu
1,25 – 2,5	Rất khó chịu
> 2	Cực kỳ khó chịu

2. NỘI DUNG

2.1 Mô hình hóa hệ thống treo

Để đánh giá mức độ ảnh hưởng của điều kiện mặt đường và độ cứng của bộ phận đàn hồi đến dao động và ổn định của ô tô, bài báo xây dựng mô hình dao động $\frac{1}{2}$ ô tô trong mặt phẳng ngang (YOZ) với 5 bậc tự do $q_1 = z; q_2 = y; q_3 = \theta; q_4 = \xi_1; q_5 = \xi_2$. Mô phỏng cho ô tô du lịch sử dụng hệ thống treo độc lập 2 đòn ngang (double-wishbone) bố trí phần tử đàn hồi và giảm chấn lệch góc (β) so với phương thẳng đứng.



Hình 1. Mô hình dao động 1/2 ô tô trong mặt phẳng ngang

2.2 Phương trình động lực học

Bài báo này sử dụng phương pháp năng lượng thông qua phương trình Lagrange

loại II để thiết lập hệ phương trình vi phân của cơ hệ xét đầy đủ động năng, thế năng, hàm hao tán như sau:

$$\begin{cases}
 T = \frac{1}{2}m\dot{z}^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}^2 + \frac{1}{2}m_{A1}\dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2}m_{A2}\dot{\xi}_2^2 + \frac{1}{2}J_x\dot{\theta}^2 \\
 \Pi = \frac{1}{2}a_1^2c_1\theta^2\sin^2\beta + a_1^2c_1\theta^2\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}a_1^2c_1\theta^2\cos^2\beta - a_1c_1\theta\xi_1\sin\beta\cos\beta \\
 - a_1c_1\theta\xi_1\cos^2\beta + a_1c_1\theta y\sin^2\beta + a_1c_1\theta y\sin\beta\cos\beta + a_1c_1\theta z\sin\beta\cos\beta \\
 + a_1c_1\theta z\cos^2\beta + \frac{1}{2}a_2^2c_2\theta^2\sin^2\beta + a_2^2c_2\theta^2\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}a_2^2c_2\theta^2\cos^2\beta \\
 + a_2c_2\theta\xi_2\sin\beta\cos\beta + a_2c_2\theta\xi_2\cos^2\beta - a_2c_2\theta y\sin^2\beta - a_2c_2\theta y\sin\beta\cos\beta \\
 - a_2c_2\theta z\sin\beta\cos\beta - a_2c_2\theta z\cos^2\beta + \frac{1}{2}c_{L1}h_1^2 - c_{L1}h_1\xi_1 + \frac{1}{2}c_{L1}\xi_1^2 + \frac{1}{2}c_{L2}h_2^2 \\
 - c_{L2}h_2\xi_2 + \frac{1}{2}c_{L2}\xi_2^2 + \frac{1}{2}c_1\xi_1^2\cos^2\beta - c_1\xi_1y\sin\beta\cos\beta - c_1\xi_1z\cos^2\beta \\
 + \frac{1}{2}c_1y^2\sin^2\beta + c_1yz\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}c_1z^2\cos^2\beta + \frac{1}{2}c_2\xi_2^2\cos^2\beta - c_2\xi_2y\sin\beta\cos\beta \\
 - c_2\xi_2z\cos^2\beta + \frac{1}{2}c_2y^2\sin^2\beta + c_2yz\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}c_2z^2\cos^2\beta \\
 \Phi = \frac{1}{2}a_1^2k_1\theta^2\sin^2\beta + a_1^2k_1\theta^2\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}a_1^2k_1\theta^2\cos^2\beta - a_1k_1\theta\xi_1\sin\beta\cos\beta \\
 - a_1k_1\theta\xi_1\cos^2\beta + a_1k_1\theta y\sin^2\beta + a_1k_1\theta y\sin\beta\cos\beta + a_1k_1\theta z\sin\beta\cos\beta \\
 + a_1k_1\theta z\cos^2\beta + \frac{1}{2}a_2^2k_2\theta^2\sin^2\beta + a_2^2k_2\theta^2\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}a_2^2k_2\theta^2\cos^2\beta \\
 + a_2k_2\theta\xi_2\sin\beta\cos\beta + a_2k_2\theta\xi_2\cos^2\beta - a_2k_2\theta y\sin^2\beta - a_2k_2\theta y\sin\beta\cos\beta \\
 - a_2k_2\theta z\sin\beta\cos\beta - a_2k_2\theta z\cos^2\beta + \frac{1}{2}k_1\xi_1^2\cos^2\beta - k_1\xi_1y\sin\beta\cos\beta \\
 - k_1\xi_1z\cos^2\beta + \frac{1}{2}k_1y^2\sin^2\beta + k_1yz\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}k_1z^2\cos^2\beta + \frac{1}{2}k_2\xi_2^2\cos^2\beta \\
 - k_2\xi_2y\sin\beta\cos\beta - k_2\xi_2z\cos^2\beta + \frac{1}{2}k_2y^2\sin^2\beta + k_2yz\sin\beta\cos\beta + \frac{1}{2}k_2z^2\cos^2\beta
 \end{cases} \tag{1}$$

Các lực suy rộng tương ứng $Q = [0 \ 0 \ C_\gamma \gamma_1 + C_\gamma \gamma_2 \ c_{L1} h_1 \ c_{L2} h_2]^T$.

Đạo hàm các biểu thức T, Π, Φ và thay vào phương trình Lagrange II dưới dạng tổng quát [7]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2)$$

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của cơ hệ có dạng ma trận như sau:

$$[C] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) \cos^2 \beta & (c_1 + c_2) u_1 & c_1 a_1 \cos \beta u_2 & -c_1 \cos^2 \beta & -c_2 \cos^2 \beta \\ (c_1 + c_2) u_1 & (c_1 + c_2) \sin^2 \beta & -c_2 a_2 \cos \beta u_3 & -c_1 u_1 & -c_2 u_1 \\ (c_1 a_1 - c_2 a_2) \cos \beta & (c_1 a_1 - c_2 a_2) \sin \beta & c_1 a_1 \sin \beta u_2 & -c_1 a_1 \cos \beta & c_2 a_2 \cos \beta \\ -c_1 \cos^2 \beta & -c_1 u_1 & -c_2 a_2 \sin \beta u_3 & (c_1 + c_{L1}) & 0 \\ -c_2 \cos^2 \beta & -c_2 u_1 & c_1 a_1^2 u_2 + c_2 a_2^2 u_3 & c_1 a_1 u_2 \cos \beta & 0 \\ & & c_2 a_2 u_3 \cos \beta & 0 & (c_2 + c_{L2}) \end{bmatrix} \quad (5)$$

- Ma trận giảm chấn: [K]

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) \cos^2 \beta & (k_1 + k_2) u_1 & k_1 a_1 (\cos^2 \beta + u_1) & -k_1 \cos^2 \beta & -k_2 \cos^2 \beta \\ (k_1 + k_2) u_1 & (k_1 + k_2) \sin^2 \beta & +k_2 a_2 (\cos^2 \beta - u_1) & -k_1 u_1 & -k_2 u_1 \\ (k_1 a_1 u_2 + k_2 a_2 u_3) \cos \beta & (k_1 a_1 u_2 + k_2 a_2 u_3) \sin \beta & k_1 a_1 (u_1 + \sin^2 \beta) & -k_1 a_1 u_2 \cos \beta & -k_2 a_2 u_3 \cos \beta \\ -k_1 \cos^2 \beta & -k_1 u_1 & +k_2 a_2 (u_1 - \sin^2 \beta) & k_1 \cos^2 \beta & 0 \\ -k_2 \cos^2 \beta & -k_2 u_1 & k_1 a_1^2 u_2^2 + k_2 a_2^2 u_3^2 & 0 & k_2 \cos^2 \beta \\ & & -k_1 a_1 \cos \beta u_2 & & \\ & & -k_2 a_2 \cos \beta u_3 & & \end{bmatrix} \quad (6)$$

Với $u_1 = \sin \beta \cos \beta$; $u_2 = \cos \beta + \sin \beta$; $u_3 = \cos \beta - \sin \beta$

- Các vector gia tốc, chuyển vị và ngoại lực tác dụng:

$$\ddot{q} = \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\xi}_1 \\ \ddot{\xi}_2 \end{bmatrix} \quad \dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\xi}_1 \\ \dot{\xi}_2 \end{bmatrix} \quad q = \begin{bmatrix} z \\ y \\ \theta \\ \xi_1 \\ \xi_2 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C_\gamma \gamma_1 + C_\gamma \gamma_2 \\ c_{L1} h_1 \\ c_{L2} h_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

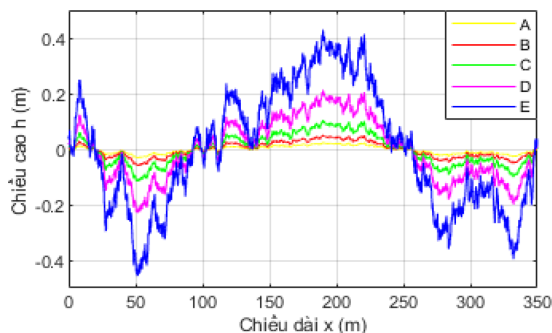
Bảng 2. Thông số sử dụng để khảo sát

Ký hiệu	Tên gọi	Giá trị	Đơn vị
m	Khối lượng 1/2 thân xe	1300	kg
m_{A1}	Khối lượng bánh xe trái	10	kg
m_{A2}	Khối lượng bánh xe phải	10	kg
k_1	Hệ số giảm chấn hệ thống treo trái	2500	Ns/m
k_2	Hệ số giảm chấn hệ thống treo phải	2500	Ns/m
c_{L1}	Độ cứng lớp xe trái	145000	N/m
c_{L2}	Độ cứng lớp xe phải	145000	N/m
c_1	Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo trái	13000	N/m
c_2	Độ cứng bộ phận đàn hồi hệ thống treo phải	13000	N/m
J_x	Moment quán tính 1/2 khối lượng thân xe quanh trục Ox của thân xe	770,5	kg.m ²
a_1	Khoảng cách từ tọa độ trọng tâm C đến tâm bánh xe trái	0,97	m
a_2	Khoảng cách từ tọa độ trọng tâm C đến tâm bánh xe phải	0,97	m
β	Góc lệch của phần tử đàn hồi và giảm chấn so với phương thẳng đứng	25	Độ
C_γ	Độ cứng góc của lớp	25000	N/rad
L_F	Tâm quay tức thời	0.92	m

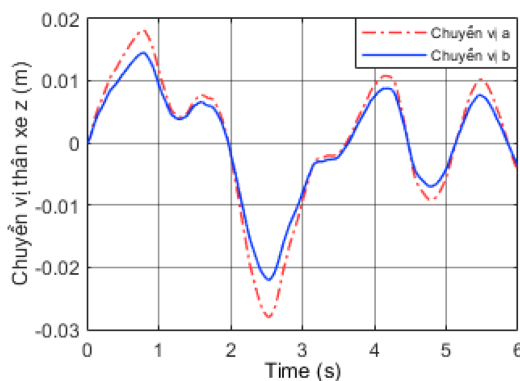
2.3 Kết quả khảo sát

Nghiên cứu này được thực hiện khi thay đổi giá trị độ cứng bộ phận đàn hồi $C = [13000, 26000, 50000]$ (N/m). Cho ô tô di chuyển với vận tốc 40 km/h, bánh xe bên trái và bên phải lần lượt chịu kích động dưới biên dạng mặt đường loại B (bánh xe bên trái) và loại D (bánh xe bên phải) theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016. Mô phỏng được thực hiện trên MATLAB-Simulink.

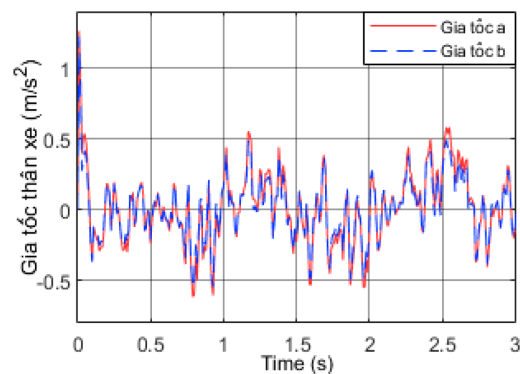
$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} 2^k 10^3 \left(\frac{n_0}{i \Delta n} \right) \cos(2\pi i \Delta n x + \varphi_i) \quad (8)$$



Hình 2. Biên dạng mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016 [8]

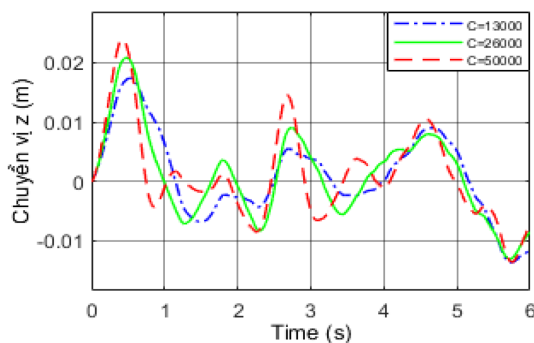


Hình 3. Chuyển vị thân xe z

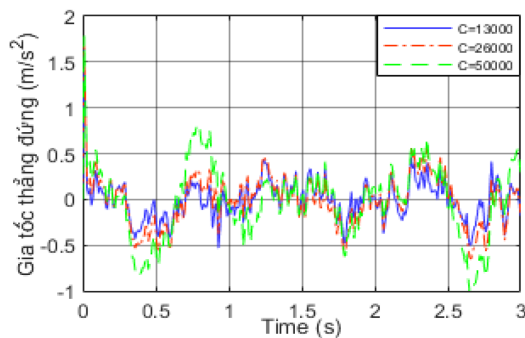


Hình 4. Gia tốc thẳng đứng thân xe

Kết quả khảo sát Hình 3. và Hình 4. thể hiện kết quả so sánh giá trị chuyển vị z_{max} và gia tốc thẳng đứng của thân xe \ddot{z}_{max} trên đường loại B (bán xe bên trái) và loại D (bán xe bên phải) ở tốc độ 40 km/h, khi sử dụng phương trình Newton-Eule [2], [7], [9] (chuyển vị a, gia tốc a) và phương trình Lagrange II (chuyển vị b, gia tốc b) để thiết lập hệ phương trình vi phân động lực học mô phỏng dao động ô tô. Kết quả khảo sát cho thấy, giá trị chuyển vị thân xe đạt cực đại $z_{b,max}=0,0145\text{ m} < z_{a,max}=0,0175\text{ m}$ (nhỏ hơn 0,003 m) chênh lệch khoảng 20,6%. Giá trị gia tốc thân xe đạt cực đại $\ddot{z}_{b,max}=1,2\text{ m/s}^2 < \ddot{z}_{a,max}=1,3\text{ m/s}^2$ (nhỏ hơn 0,1 m/s^2) chênh lệch khoảng 8,3%. Giá trị bình phương trung bình gia tốc thân xe $RMS(\ddot{z}_b)=0,21\text{ m/s}^2 < RMS(\ddot{z}_a)=0,25\text{ m/s}^2$ (nhỏ hơn 0,04 m/s^2) chênh lệch khoảng 19,1%. Các giá trị gia tốc đạt cực đại $\ddot{z}_{max} < 2,5\text{ m/s}^2$ và giá trị bình phương trung bình gia tốc thẳng đứng thân xe $RMS(\ddot{z}) \leq 0,315\text{ m/s}^2$ khi sử dụng 2 phương pháp trên đều đáp ứng theo tiêu chuẩn ISO 2631-5:2018. Tuy nhiên kết quả khảo sát bằng phương pháp Lagrange II cho kết quả nhỏ hơn.

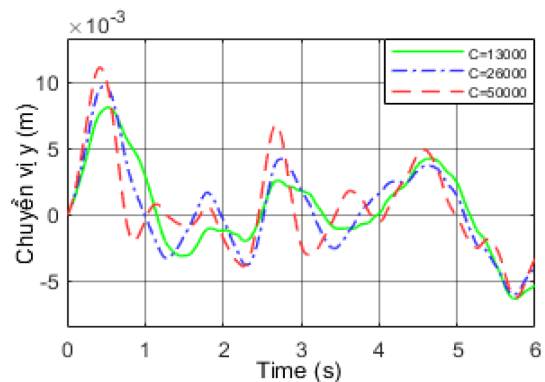


Hình 5. Chuyển vị đứng thân xe z

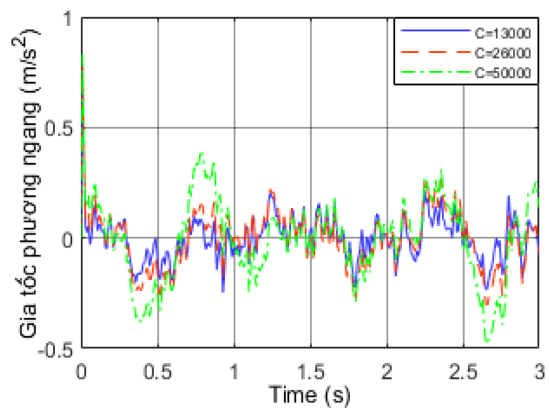


Hình 6. Gia tốc thẳng đứng thân xe

Kết quả khảo sát Hình 5. và Hình 6. thể hiện chuyển vị z_{max} và gia tốc thẳng đứng thân xe \ddot{z}_{max} trên đường loại B (bán xe bên trái) và loại D (bán xe bên phải) ở tốc độ 40 km/h. Kết quả khảo sát cho thấy khi thay đổi thông số độ cứng bộ phận đàn hồi $C = [13000, 26000, 50000]$ (N/m), chuyển vị thân xe đạt cực đại $z_{max}=0,03\text{ m}$, với thông số $C=13000$ (N/m) gia tốc thân xe đạt cực đại $\ddot{z}_{max}=1,45\text{ m/s}^2 < 2,5\text{ m/s}^2$, giá trị bình phương trung bình gia tốc thẳng đứng thân xe $RMS(\ddot{z})=0,16 \leq 0,315\text{ m/s}^2$, với thông số $C=26000$ (N/m) gia tốc thẳng đứng thân xe đạt cực đại $\ddot{z}_{max}=1,7\text{ m/s}^2 < 2,5\text{ m/s}^2$, giá trị bình phương trung bình gia tốc thân xe $RMS(\ddot{z})=0,19 \leq 0,315\text{ m/s}^2$, với thông số $C=50000$ (N/m) gia tốc thân xe cực đại $\ddot{z}_{max}=1,9\text{ m/s}^2 < 2,5\text{ m/s}^2$, giá trị bình phương trung bình gia tốc thân xe thẳng đứng $RMS(\ddot{z})=0,26 \leq 0,315\text{ m/s}^2$.

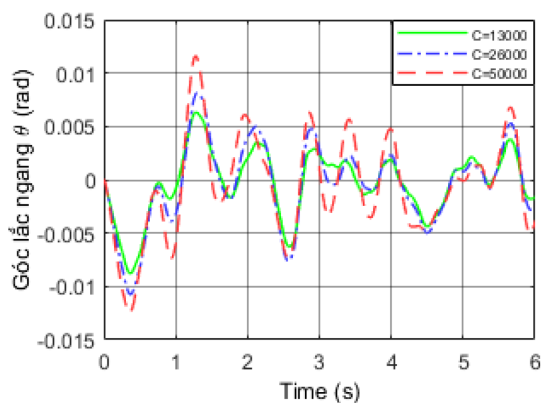


Hình 7. Chuyển vị ngang thân xe y



Hình 8. Gia tốc phương ngang thân xe

Kết quả khảo sát Hình 7. và Hình 8. thể hiện chuyển vị thân xe theo phương ngang y_{\max} và gia tốc ngang thân xe \ddot{y}_{\max} trên đường loại B (bánh xe bên trái) và loại D (bánh xe bên phải) ở tốc độ 40 km/h. Kết quả khảo sát cho thấy, khi thay đổi thông số độ cứng bộ phận đàn hồi $C = [13000, 26000, 50000]$ (N/m), chuyển vị ngang



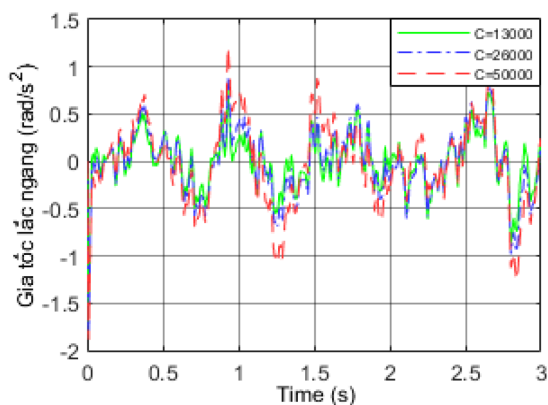
Hình 9. Góc lắc ngang θ

Kết quả khảo sát Hình 9. và Hình 10. thể hiện góc lắc ngang θ_{\max} và gia tốc lắc ngang thân xe $\ddot{\theta}_{\max}$. Kết quả khảo sát cho thấy, khi thay đổi thông số độ cứng bộ phận đàn hồi với $C = 13000$ (N/m) góc lắc ngang đạt cực đại $\theta_{\max} = 0,006$ (rad), với $C = 26000$ (N/m) góc lắc ngang đạt cực đại $\theta_{\max} = 0,008$ (rad), với $C = 50000$ (N/m) góc lắc ngang đạt cực đại $\theta_{\max} = 0,012$ (rad) và ổn định ở mức khoảng 0,005 (rad).

3. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu khảo sát dao động ô tô bằng phương pháp Lagrange II khi ô tô chuyển động ở vận tốc 40 km/h dưới điều kiện mặt đường bất đối xứng loại B

thân xe cực đại $y_{\max} = 0,012$ m, với thông số $C = 13000$ (N/m) gia tốc ngang thân xe cực đại $\ddot{y}_{\max} = 0,5$ m/s² < 0,7 m/s², với thông số $C = 26000$ (N/m) gia tốc ngang thân xe cực đại $\ddot{y}_{\max} = 0,8$ m/s² > 0,7 m/s², với thông số $C = 50000$ (N/m) gia tốc ngang thân xe cực đại $\ddot{y}_{\max} = 0,95$ m/s² > 0,7 m/s².



Hình 10. Gia tốc lắc ngang

(bánh xe bên trái) và D (bánh xe bên phải), sử dụng các giá trị độ cứng bộ phận đàn hồi $C = [13000, 26000, 50000]$ N/m. Các giá trị gia tốc thẳng đứng thân xe cực đại $\ddot{z}_{\max} = 1,9$ m/s² < 2,5 m/s² và giá trị bình phương trung bình gia tốc thẳng đứng thân xe cực đại $RMS(\ddot{z}) = 0,26 \leq 0,315$ m/s² nằm trong giới hạn cho phép và vẫn đảm bảo độ êm dịu và ổn định chuyển động, tuy nhiên gia tốc ngang cực đại $\ddot{y}_{\max} = 0,95$ m/s² > 0,7 m/s², vượt ngưỡng giới hạn theo tiêu chuẩn ISO 2631-5:2018. Kết quả nghiên cứu là cơ sở để xem xét bố trí phần tử đàn hồi giúp giảm dao động, tăng độ êm dịu, góp phần nâng cao tuổi thọ chi tiết và tăng độ an toàn khi vận hành.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1]. Nguyễn Tuấn Anh, Nguyễn Đức Ngọc, (2022), “Khảo sát sự ổn định của xe khi chuyển làn bằng mô hình động lực học phức hợp”, Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường, Số 79, Trang 23.
- [2]. Nguyễn Thanh Tùng, Khấu Tấn Phát, (2021), “Nghiên cứu ảnh hưởng của chất lượng

đường đến dao động của ô tô Ford Mondeo 2.5 AT”, Khoa học và Công nghệ, Số 29, Trang 126.

- [3]. Vũ Hải Quân, Trịnh Duy Hùng (2019), “*Xây dựng mô hình nghiên cứu hệ thống treo có điều khiển cho mô hình toàn xe*”, Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi & Môi trường, Số đặc biệt (10/2019), Trang 73.
- [4]. Hoàng Mạnh Cường, Nguyễn Đình Khiêm (2023), “*Tính toán dao động của mô hình ô tô có xét đến phần từ đàn nhớt cấp phân số*”, Khoa Học Công Nghệ Hàng Hải, Số 73, Trang 23.
- [5]. Nguyễn Văn Thuận, Tạ Duy Hiền, (2021), “*Phân tích đặc trưng ngẫu nhiên của tần số dao động riêng của ô tô với nhiều tham số ngẫu nhiên*”, Khoa học Giao thông vận tải, Số 2. Trang 215.
- [6]. Tiêu chuẩn ISO 2631-5:2018, (2018), “*Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration*”, International Standard Organization.
- [7]. Lương Văn Vạn, Nguyễn Thanh Tùng, (2022), “*Động lực học ô tô*”, NXB Khoa học Kỹ Thuật.
- [8]. Tiêu chuẩn ISO 8608:2016, (2016), “*Mechanical vibration-Road surface profiles-Reporting of measured data*”, International Standard Organization.
- [9]. Luong Van Van, Nguyen Thanh Tung, (2023), “*Influence of road quality and suspension stiffness on passenger vehicles oscillation in Viet Nam*”, Materials Today Proceedings.
- [10]. Nguyễn Chí Hào, (2024), “*Xây dựng phương trình khảo sát dao động trên mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô bằng phương pháp Lagrange II*”, Khoa học - Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long.
- [11]. Reza N. Jazar, (2017), “*Vehicle dynamics theory and application*”, Springer, Switzerland.
- [12]. Trần Hoàng Xuân Thắng, (2022), “*Xây dựng phương trình chuyển động thân xe và hệ thống treo trong mặt phẳng YOZ*”, Khoa học - Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long, Số chuyên đề, Trang 109.