



## Effect of the size of speed bump on the vibration and total dynamic load of the 4-axle truck vehicle

Dao Thi Huong Giang<sup>1</sup>, Phung Anh Tuan<sup>2\*</sup>, Ta Tuan Hung<sup>2</sup>, Nguyen Thi Nam<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Faculty of Technical Foundations, University of Transport Technology, No 54 Trieu Khuc Street, Thanh Xuan District, Hanoi City 100000, Vietnam

<sup>2</sup>Institute of Mechanical and Transportational Engineering, University of Transport Technology, No 54 Trieu Khuc Street, Thanh Xuan District, Hanoi City 100000, Vietnam.

### Article info

#### Type of article:

Original research paper

#### DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2024.vn.4.3.61-70>

#### \*Corresponding author:

Email address:

[tuanpa@utt.edu.vn](mailto:tuanpa@utt.edu.vn)

**Received:** 06/08/2024

**Revised:** 29/08/2024

**Accepted:** 04/09/2024

**Abstract:** This article focuses on researching and investigating the influence of speed bump size on wheel vibration and total dynamic load on the road surface. The full oscillation model of a 4-axle truck vehicle is established using the multi-body system method analysis. The rear axle suspension system is described using the motions of a rigid beam. The model is simulated using MATLAB-Simulink software to evaluate the vibration of a 4-axle truck vehicle at 40km/h with varying bump heights and lengths. The results clearly show that increasing bump height or decreasing bump length both increase vibration and total dynamic load on the axles, potentially causing loss of stability and compromising safety. These findings can serve as a basis for designing active control systems to increase comfort and reduce the impact of dynamic loads on the road surface. Additionally, they can inform the selection of appropriate speed bump sizes.

**Keywords:** full vibration model, 4-axle truck vehicle, multi-body system, speed bumps, simulation.



## Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của kích thước gờ giảm tốc đến dao động và tải trọng toàn bộ của xe tải 4 cầu

**Thông tin bài viết**

**Dạng bài viết:**

Bài báo nghiên cứu

**DOI:**

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2024.vn.4.3.61-70>

**\*Tác giả liên hệ:**

Địa chỉ Email:

[tuanpa@utt.edu.vn](mailto:tuanpa@utt.edu.vn)

**Ngày nộp bài:** 06/08/2024

**Ngày nộp bài sửa:** 29/08/2024

**Ngày chấp nhận:** 04/09/2024

Đào Thị Hương Giang<sup>1</sup>, Phùng Anh Tuấn<sup>2\*</sup>, Tạ Tuấn Hưng<sup>2</sup>, Nguyễn Thị Nam<sup>2</sup>.

<sup>1</sup>Khoa Cơ sở kỹ thuật, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, Số 54 Triều Khúc, Thanh Xuân, Hà Nội 100000, Việt Nam.

<sup>2</sup>Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, Số 54 Triều Khúc, Thanh Xuân, Hà Nội 100000, Việt Nam.

**Tóm tắt:** Bài báo này tập trung nghiên cứu và khảo sát ảnh hưởng của kích thước gờ giảm tốc đến dao động và tải trọng toàn bộ trên các bánh xe tác động lên mặt đường. Mô hình dao động không gian của xe tải 4 cầu được thiết lập theo phương pháp hệ nhiều vật. Hệ thống treo cầu sau có mô tả chuyển động của các thanh treo cân bằng. Mô hình được mô phỏng bằng phần mềm MATLAB-Simulink. Khảo sát ở vận tốc 40km/h với các chiều cao mấp mô và chiều dài mấp mô thay đổi. Kết quả cho thấy sự ảnh hưởng rõ ràng khi tăng chiều cao mấp mô hoặc giảm chiều dài mấp mô đều làm tăng dao động và tải trọng toàn bộ trên các cầu xe và khả năng tách bánh xe khỏi mặt đường. Điều này có thể gây nên sự mất ổn định và an toàn chuyển động. Kết quả của bài báo có thể làm cơ sở để thiết kế các hệ thống điều khiển tích cực tăng tính êm dịu, giảm tải trọng tác động lên mặt đường. Ngoài ra, có thể làm cơ sở để lựa chọn kích thước gờ giảm tốc phù hợp.

**Từ khóa:** Mô hình dao động không gian, xe tải 4 cầu, hệ nhiều vật, gờ giảm tốc, mô phỏng.

### 1. Giới thiệu

Khi ô tô chuyển động, dưới tác động của các yếu tố: ngoại cảnh (mặt đường, gió), điều khiển của người lái (phanh, quay vòng), kết cấu xe... làm cho xe dao động gây ảnh hưởng xấu đến người, hàng hóa trên xe.

Đối với xe tải nhiều cầu với kết cấu các cầu liên kết thì dao động là phức tạp hơn. Sự dao động của xe nhiều cầu phụ thuộc vào một số yếu tố như: (1) Kết cấu của xe (kết cấu hệ thống treo, khung vỏ xe...), (2) Điều khiển của người lái (kỹ năng điều khiển đánh lái, tốc độ xe khi quay vòng, phanh...), (3) cản khí động, (4) Mấp mô mặt đường... [1,2,3].

Trong các yếu tố trên, nguồn kích thích từ mặt đường không bằng phẳng (mấp mô mặt

đường) là nguyên nhân chủ yếu gây ra dao động, có ảnh hưởng đến nhiều tính năng khai thác, đặc biệt ảnh hưởng đến tính êm dịu, an toàn chuyển động của ô tô. Một số nghiên cứu cho thấy khi người ngồi trên xe phải chịu đựng lâu trong tình trạng xe chạy rung xóc nhiều sẽ sinh mệt mỏi, thậm trí mắc các bệnh về thần kinh và não [4,5,6,7].

Các mấp mô mặt đường tác động lên bánh xe sinh ra lực thẳng đứng, dao động thẳng đứng, dao động dọc và ngang [8]. Mấp mô mặt đường lại có nhiều dạng từ mấp mô có hình dạng cụ thể (Sine, Cosine, Ramp...) đến mấp mô ngẫu nhiên [9, 10]. Đối với mấp mô cosin đây là dạng mấp mô đơn, được sử dụng nhiều trong nghiên cứu mô phỏng dao động khi mô tả xe đi qua các gờ giảm

tốc... Khi xe đi qua các gờ giảm tốc tạo nên các tải trọng động tại các bánh xe và dao động của thân xe [11,12]. Gia tốc của thân xe ảnh hưởng trực tiếp đến người và hàng hóa trên xe, nó tác động ngẫu nhiên với dải tần số rộng và phức tạp theo cả hướng tác dụng. Tải trọng động tác động đến kết cấu và động lực học của xe ô tô. Ngoài ra, tải trọng động phụ thuộc vào lực tác động thẳng đứng tức tải trọng toàn bộ trên từng bánh xe xuống mặt đường nên có thể làm hư hỏng đường [13,14,15, 16].

Bài báo này tập trung nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của kích thước gờ giảm tốc đến dao động của xe tải 4 cầu. Phần 1 có giới thiệu về dao động của xe tải và các yếu tố ảnh hưởng. Phần 2 trình bày mô hình dao động của xe tải nhiều cầu được thiết lập theo phương pháp hệ nhiều vật. Phần tiếp theo là kết quả mô phỏng và đánh giá. Cuối cùng là kết luận và những hướng nghiên cứu tiếp theo.

**2. Xây dựng mô hình dao động**

**2.1. Một số giả thiết và quy ước**

Đối tượng nghiên cứu là xe tải 4 cầu, trong đó 2 cầu trước là hệ thống treo phụ thuộc, 2 cầu sau là dạng hệ thống treo cân bằng. Mô hình được

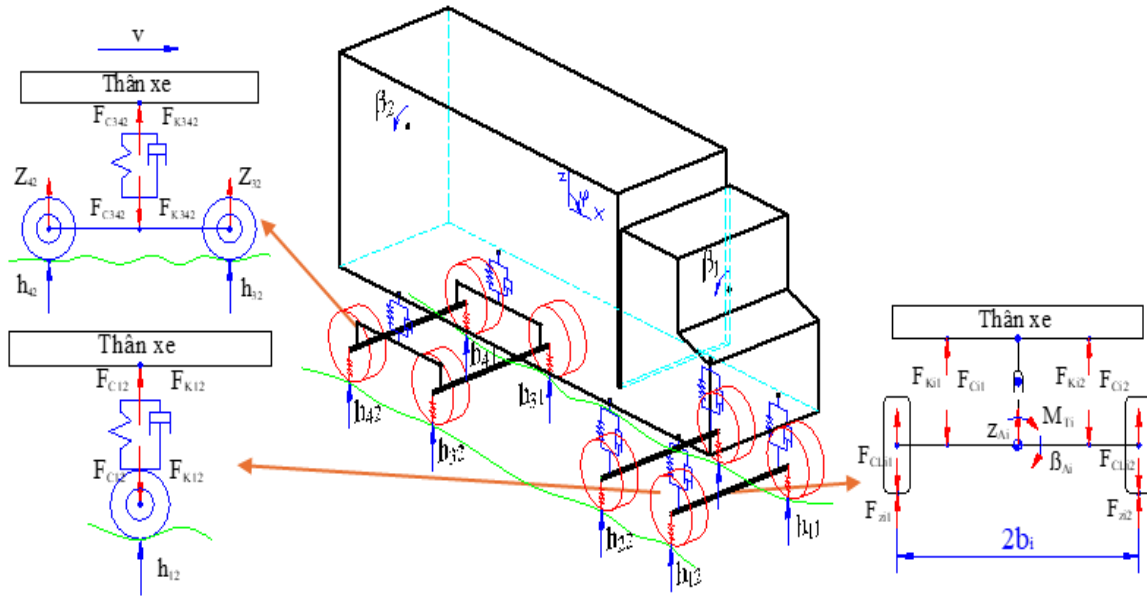
xây dựng với một số giả thiết và quy ước như sau:

- Cấu trúc xe tải đối xứng qua mặt phẳng dọc của thân xe;
- Bánh xe được xem là đàn hồi;
- Hệ quy chiếu của thân xe Cxyz được đặt tại trọng tâm của thân xe; Hệ quy chiếu các cầu xe  $A_iX_{Ai}Y_{Ai}Z_{Ai}$  được đặt tại tâm của cầu xe.
- Thân xe có khối lượng được treo m và mô men quán tính khối lượng theo các trục là  $J_x, J_y, J_z$ ;
- Khung xe cứng theo chiều uốn và mềm theo chiều xoắn được mô tả với các góc lắc ngang của khối lượng được treo trước và sau ( $\beta_1, \beta_2$ ) đại diện bởi các mô men quán tính  $J_{x1}, J_{x2}$  và độ cứng xoắn khung  $C_{kx}$ ;
- Các cầu xe có khối lượng là  $m_{Ai}$ , ( $i=1\div 4$ ) được liên kết với thân xe thông qua hệ thống treo gồm phần tử đàn hồi có độ cứng  $C_{ij}$  và phần tử giảm chấn có hệ số cản  $K_{ij}$  ( $j=1$ : bánh xe bên trái;  $j=2$ , bánh xe bên phải), các thanh ổn định có độ cứng  $C_{Ti}$ .

**2.2. Hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động**

Mô hình dao động không gian của xe tải 4 cầu được thiết lập theo phương pháp hệ nhiều vật được mô tả bởi hệ phương trình như sau:

$$\begin{cases}
 m\ddot{z} = F_{C11} + F_{C12} + F_{K11} + F_{K12} + F_{C21} + F_{C22} + F_{K21} + F_{K22} + F_{C341} + F_{C342} + F_{K341} + F_{K342} \\
 J_y \ddot{\phi} = -I_1(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) - I_2(F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) + (I_3 + \frac{a}{2})(F_{C341} + F_{K341} + F_{C342} + F_{K342}) \\
 J_{x1} \ddot{\beta}_1 = w_1(F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12}) + w_2(F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22}) - M_{T1} - M_{T2} - M_{kx} \\
 J_{x2} \ddot{\beta}_2 = w_3(F_{C341} + F_{K341} - F_{C342} - F_{K342}) - M_{T3} - M_{T4} + M_{kx} \\
 m_{A1} \ddot{z}_{A1} = (F_{CL11} + F_{CL12}) - (F_{C11} + F_{C12} + F_{K11} + F_{K12}) \\
 J_{Ax1} \ddot{\beta}_{A1} = (F_{CL11} - F_{CL12})b_1 + (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11})w_1 + M_{T1} \\
 m_{A2} \ddot{z}_{A2} = (F_{CL21} + F_{CL22}) - (F_{C21} + F_{C22} + F_{K21} + F_{K22}) \\
 J_{Ax2} \ddot{\beta}_{A2} = (F_{CL21} - F_{CL22})b_2 + (F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21})w_2 + M_{T2} \\
 m_{A3} \ddot{z}_{A3} = (F_{CL31} + F_{CL32}) - (F_{CK31} + F_{CK32}) \\
 J_{Ax3} \ddot{\beta}_{A3} = (F_{CL31} - F_{CL32})b_3 + (F_{CK32} - F_{CK31})w_3 + M_{T3} \\
 m_{A4} \ddot{z}_{A4} = (F_{CL41} + F_{CL42}) - (F_{CK41} + F_{CK42}) \\
 J_{Ax4} \ddot{\beta}_{A4} = (F_{CL41} - F_{CL42})b_4 + (F_{CK42} - F_{CK41})w_4 + M_{T4} \\
 J_{AyL} \ddot{\phi}_L = (F_{CK41} - F_{CK31}) \frac{a}{2} \\
 J_{AyR} \ddot{\phi}_R = (F_{CK42} - F_{CK32}) \frac{a}{2}
 \end{cases} \tag{1}$$



**Hình 1.** Mô hình dao động của xe tải 4 cầu

Trong hệ phương trình (1): phương trình (1) đến (4) mô tả dao động của thân xe với các chuyển động: thẳng đứng  $z$ , góc lắc dọc  $\varphi$ , góc lắc ngang trước và sau  $\beta_1$  và  $\beta_2$ . Phương trình (5) đến (12) mô tả dao động thẳng đứng  $z_{Ai}$  và góc lắc ngang  $\beta_{Ai}$  của cầu xe. Phương trình (13) (14) mô tả góc lắc dọc  $\varphi_L, \varphi_R$  của thanh cứng tuyệt đối  $L_1L_2$  và  $R_1R_2$  quanh các tâm quay  $L$  và  $R$ . [17]

**2.3. Xác định các lực liên kết**

Lực đàn hồi và lực cản giảm chấn của cầu 1, cầu 2 được xác định theo công thức như sau:

$$F_{Cij} = \begin{cases} C_{\infty} (z_{Aij} - z_{Sij} + f_{dij}^n) & \text{khi } f_{dij}^n < z_{Aij} - z_{Sij} \\ C_{ij} (z_{Aij} - z_{Sij}) & \text{khi } f_{dij}^t \leq z_{Aij} - z_{Sij} \leq f_{dij}^n \\ -C_{\infty} (z_{Aij} - z_{Sij} + f_{dij}^n) & \text{khi } z_{Aij} - z_{Sij} < f_{dij}^t \end{cases} \quad (2)$$

$$F_{Kij} = K_{ij} (z_{Aij} - z_{Sij})$$

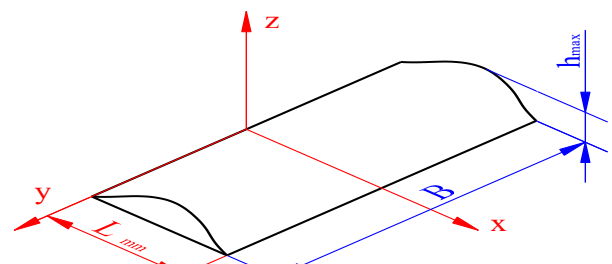
$$\begin{cases} F_{C341} = C_{341} (z_{A341} - z_{341}) \\ F_{K341} = K_{341} (z_{A341} - z_{341}) \\ F_{C342} = C_{342} (z_{A342} - z_{342}) \\ F_{K342} = K_{342} (z_{A342} - z_{342}) \\ F_{CK41} = \frac{1}{2} F_{C341} + \frac{1}{2} F_{K341} + \frac{J_{AyL} \ddot{\varphi}_L}{a} \\ F_{CK31} = \frac{1}{2} F_{C341} + \frac{1}{2} F_{K341} - \frac{J_{AyL} \ddot{\varphi}_L}{a} \\ F_{CK42} = \frac{1}{2} F_{C342} + \frac{1}{2} F_{K342} + \frac{J_{AyR} \ddot{\varphi}_R}{a} \\ F_{CK32} = \frac{1}{2} F_{C342} + \frac{1}{2} F_{K342} - \frac{J_{AyR} \ddot{\varphi}_R}{a} \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó:  $z_{ij}$  là các dịch chuyển của các điểm trên hệ thống treo được tính từ quan hệ hình học với  $z, \varphi, \beta_1, \beta_2$ .  $z_{Aij}$  là các dịch chuyển của các điểm dưới hệ thống treo tính từ quan hệ hình học với  $z_{Ai}, \beta_{Ai}$ . Các mô men thanh ổn định  $M_{Ti}$  được đặc trưng bởi độ cứng xoắn thanh ổn định  $C_{Ti}$  và góc lệch tương đối giữa khối lượng được treo trước  $\beta_1$ , sau  $\beta_2$  và các cầu xe  $\beta_{ai}$ . Mô men xoắn khung đặc trưng bởi độ cứng xoắn  $C_{Kx}$  và góc lệch tương đối giữa khối lượng được treo trước  $\beta_1$  và sau  $\beta_2$  [10].

**3. Mô tả mấp mô cosin**

Mấp mô cosin là mấp mô đơn, thường gặp trong thực tế như gờ giảm tốc hoặc các chướng ngại vật trên đường. Trong bài báo này, gờ giảm tốc được mô phỏng theo hình dạng mấp mô cosin được mô tả như công thức (4) và Hình 2. [18, 19]

$$h(x) = \begin{cases} \frac{1}{2} h_{max} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{x}{L_{mm}} \right) \right), & \text{khi } 0 < x < L_{mm} \\ 0, & \text{khi } x \leq 0; x \geq L_{mm} \end{cases} \quad (4)$$



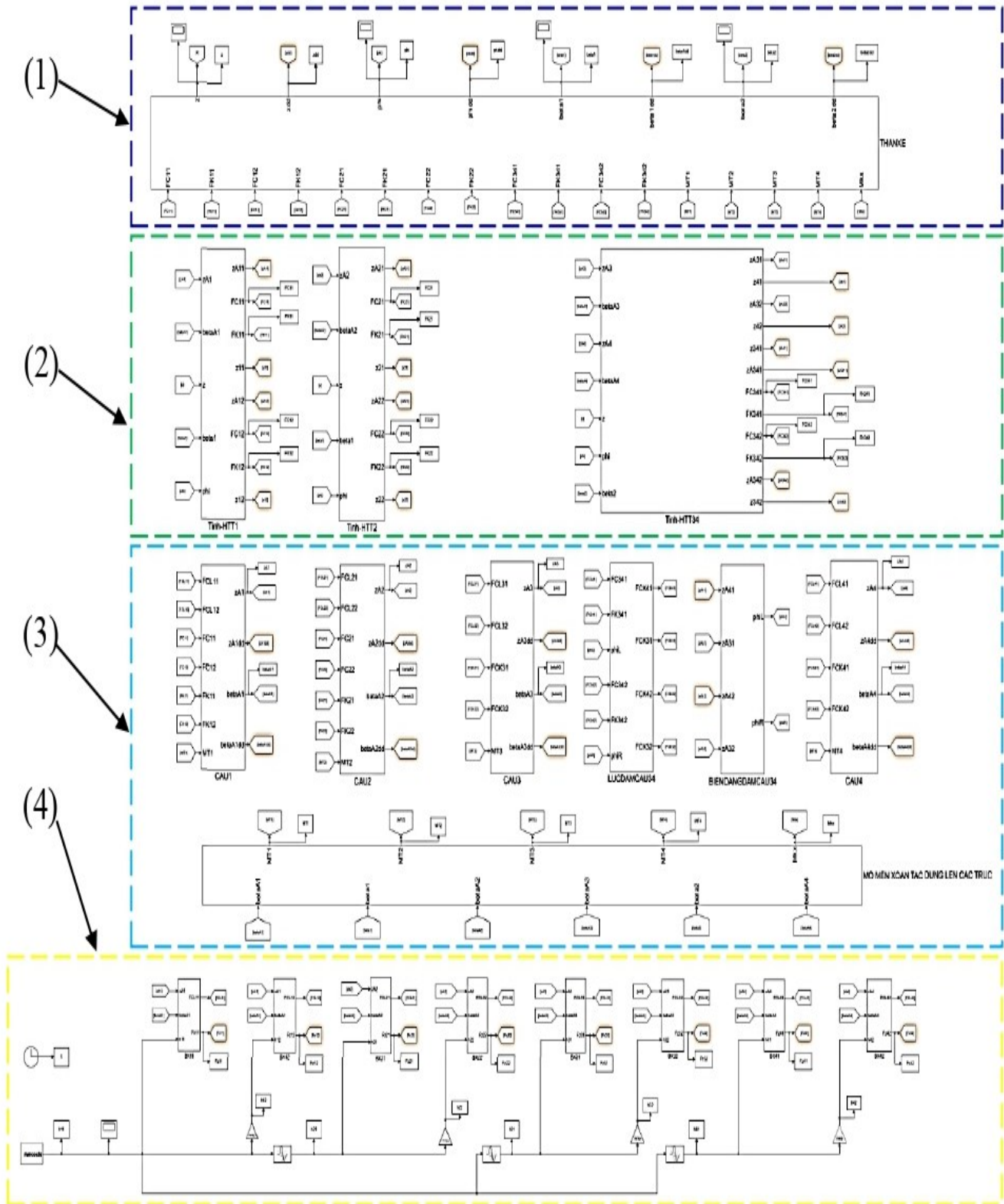
**Hình 2.** Mấp mô cosin

**4. Mô phỏng và đánh giá kết quả khảo sát**

**4.1. Mô phỏng**

Sử dụng phần mềm Matlab Simulink để xây dựng chương trình mô phỏng và khảo sát dao

động của thân xe, lực tác dụng lên cầu xe thay đổi theo thời gian, chiều dài và độ cao của các mấp mô mặt đường. Hình 3 là mô hình mô phỏng của xe 4 cầu.

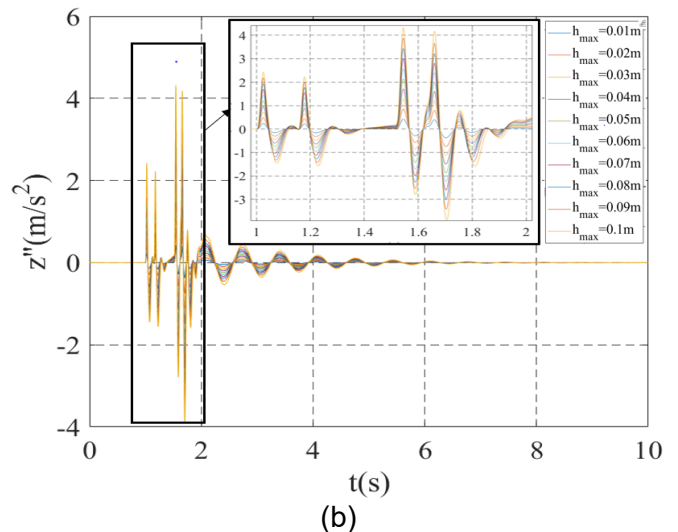
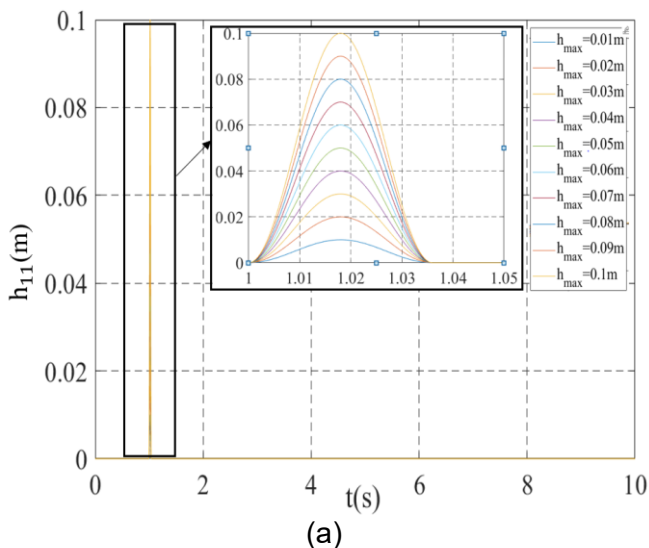


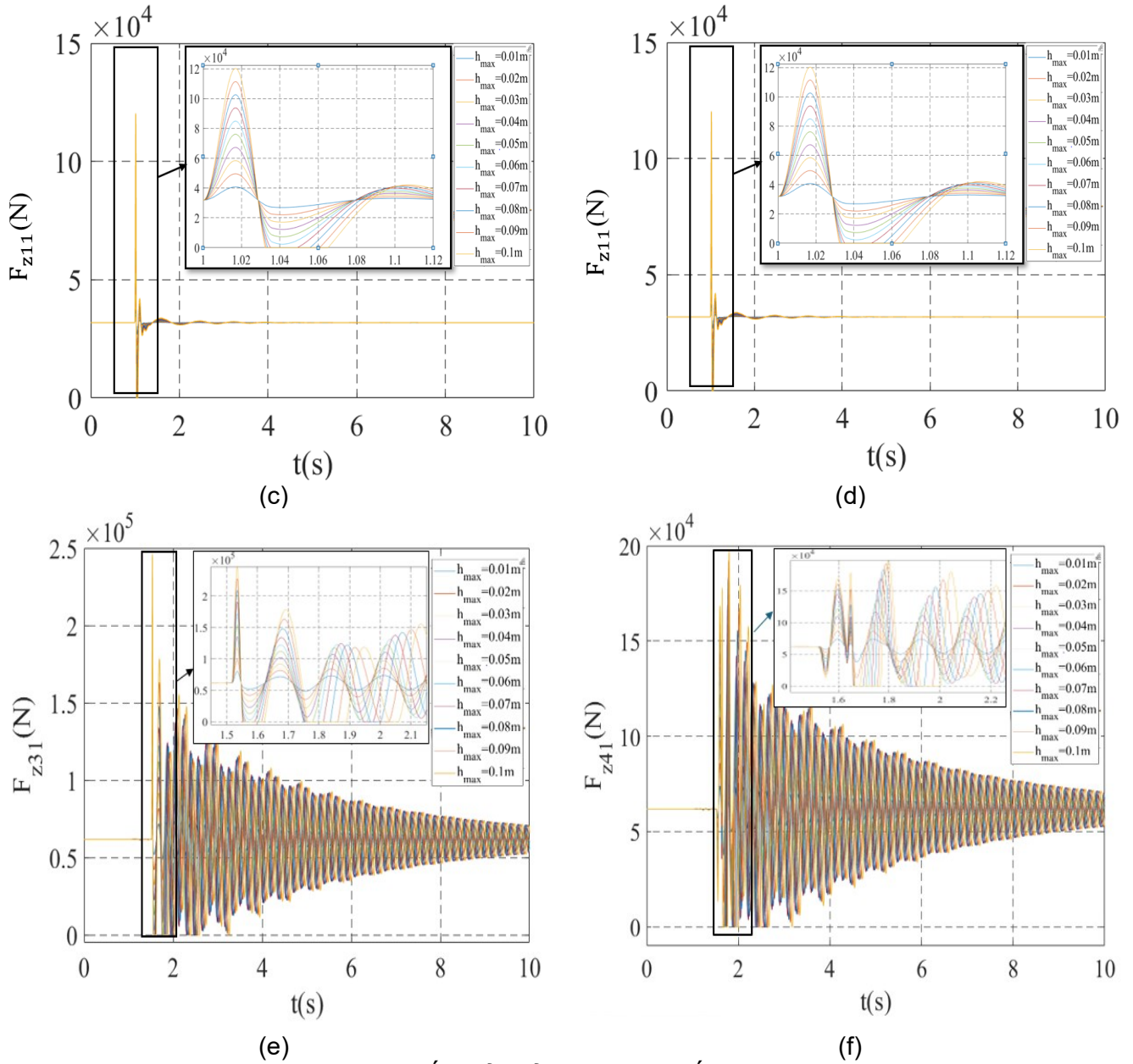
**Hình 3.** Chương trình mô phỏng dao động của xe tải 4 cầu.

(1): Khối thân xe; (2): Khối hệ thống treo trên các cầu; (3): Khối cầu xe; (4): Khối bánh xe và mặt đường

**Bảng 1.** Thông số dữ liệu của xe tải 4 cầu [20]:

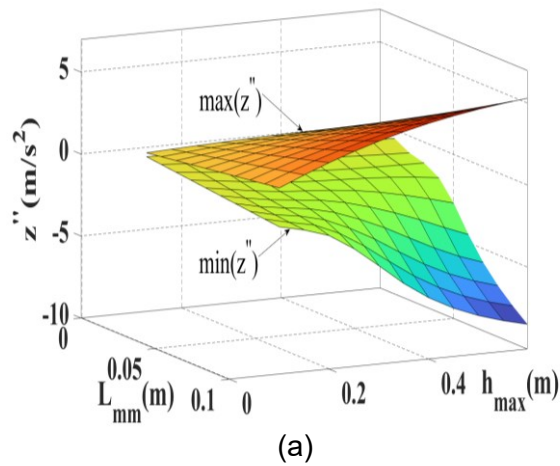
STT	Thông số (ký hiệu)	Giá trị (đơn vị)
1	Khối lượng thân xe (m)	34300 (kg)
2	Khối lượng cầu xe 1,2,3,4 ( $m_{Ai}$ )	715; 715; 1235; 1235 (kg)
3	Mô men quán tính theo trục Cx của khối lượng treo trước và sau ( $J_{xi}$ )	6739.2; 11041.9 (kgm <sup>2</sup> )
4	Mô men quán tính của khối lượng thân xe theo trục Cy ( $J_y$ )	272767.3 (kgm <sup>2</sup> )
5	Mô men quán tính của dầm cứng bên trái/phải ( $J_{AyL}/J_{AyR}$ )	800/800 (kgm <sup>2</sup> )
6	Độ cứng HTT 2 bên của các trục 1,2 ( $C_{1j}; C_{2j}$ )	250000; 250000 (N/m)
7	Độ cứng HTT 2 bên của dầm cầu cân bằng ( $C_{34j}$ )	1400000 (N/m)
8	Hệ số cản giảm chấn của HTT 2 bên các trục 1,2 ( $K_{1j}; K_{2j}$ )	15000; 15000 (Ns/m)
9	Hệ số cản giảm chấn của HTT 2 bên dầm cầu cân bằng ( $K_{34j}; K_{34j}$ )	30000 (Ns/m)
10	Hệ số xoắn của khung xe ( $C_{kx}$ )	5000000 (Nm/rad)
11	Hệ số xoắn của thanh ổn định các trục ( $C_{Ti}$ )	28648;28648;3000*180/pi;3000*180/pi (Nm/rad)
12	Độ cứng dọc của lớp hai bên các cầu ( $C_{Lij}; i=1\div4; j=1\div2$ )	980000;980000;980000;980000; 1960000; 1960000; 1960000;1960000 (N/m)
13	Khoảng cách từ trọng tâm xe đến các cầu ( $l_i; i=1\div4$ )	4.505; 2.805; 1.235; 2.535 (m)
14	Chiều dài 2 dầm cứng cân bằng cầu 3,4 (a)	1.30 (m)
15	Khoảng cách từ bánh xe đến cầu của các trục ( $b_i; i=1\div4$ )	2.040/2; 2.040/2; 1.85/2; 1.85/2 (m)
16	Khoảng cách từ HTT đến cầu của các trục ( $w_i; i=1\div4$ )	0.6; 0.6; 0.5; 0.5 (m)
17	Tải trọng tĩnh tại các bánh xe ( $F_{tizj}; i=1\div4; j=1\div2$ )	31882.5; 31882.5; 31882.5; 31882.5; 61803; 61803; 61803; 61803 (N)
18	Mô men quán tính của các cầu ( $J_{Axi}; i=1\div4$ )	335; 335; 305; 305 (kgm <sup>2</sup> )

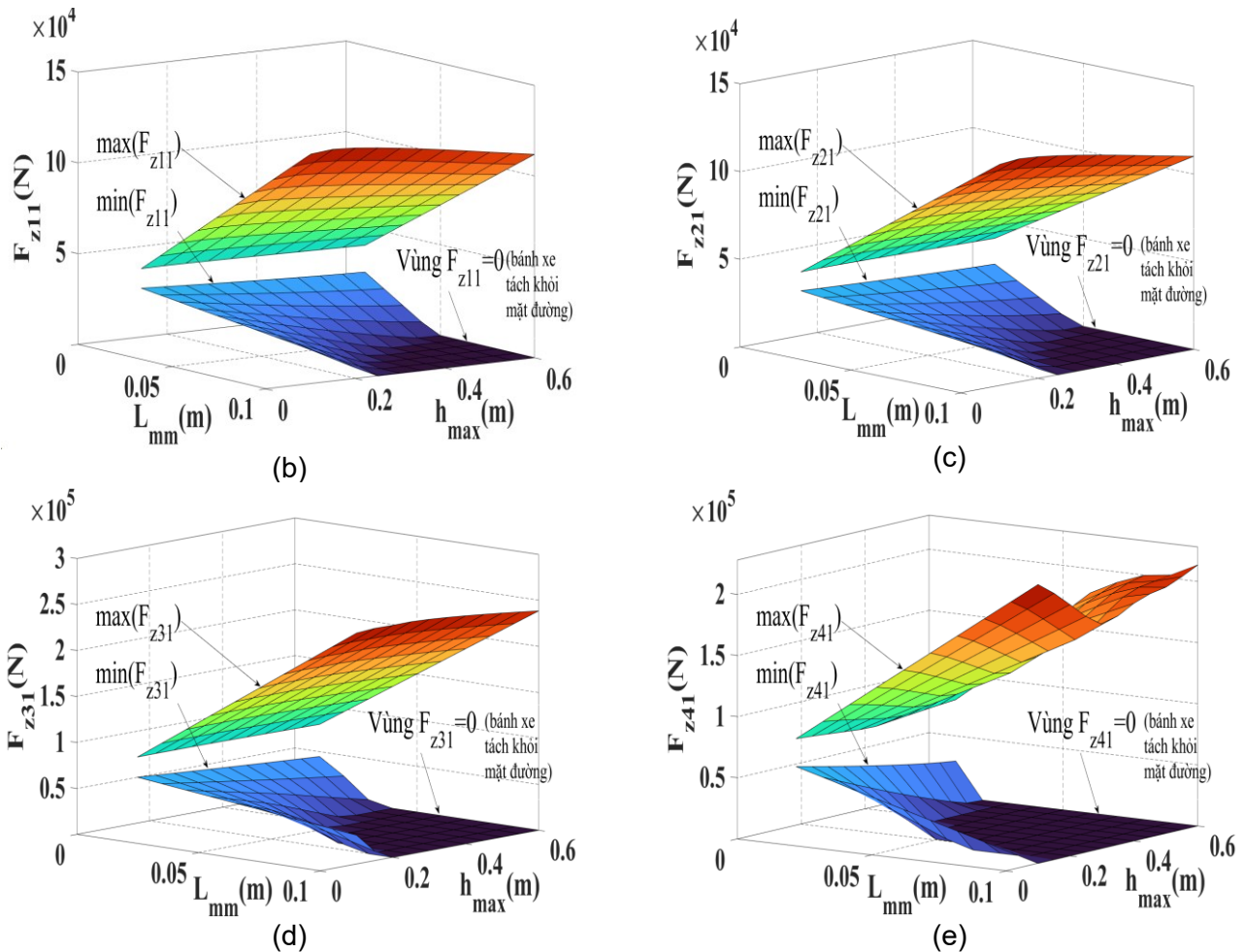




**Hình 4.** Kết quả khảo sát tại vận tốc 40km/h

- (a) Chiều cao gờ giảm tốc; (b) Gia tốc của thân xe; (c) Tải trọng toàn bộ  $F_{z11}$ ; (d) Tải trọng toàn bộ  $F_{z21}$ ; (e) Tải trọng toàn bộ  $F_{z31}$ ; (f) Tải trọng toàn bộ  $F_{z41}$





**Hình 5.** Kết quả max – min của gia tốc thân xe và tải trọng toàn bộ tại các cầu xe

(a) Gia tốc của thân xe; (b) Tải trọng toàn bộ  $F_{z11}$ ; (c) Tải trọng toàn bộ  $F_{z21}$ ;

(d) Tải trọng toàn bộ  $F_{z31}$ ; (e) Tải trọng toàn bộ  $F_{z41}$ .

**4.2. Kết quả và đánh giá**

Khi khảo sát tại vận tốc xe  $v_0=40\text{m/s}$ , chiều dài gờ mấp mô là  $L_{mm}=0,4\text{m}$  với các  $h_{max}$  tăng từ  $(0.01\div 0.1)\text{m}$  và tổng hợp các giá trị thu được qua đồ thị trên các hình 4(a,b,c,d). Kết quả cho thấy trong khoảng 2 giây đầu sau khi bánh xe tiếp xúc với mấp mô dạng cosin thì trị số gia tốc của xe tỉ lệ thuận với chiều cao  $h_{max}$ , khi  $h_{max}=0.1\text{m}$  thì gia tốc đạt giá trị lớn nhất lên tới  $4.1\text{ m/s}^2$  còn thấp nhất là  $-4\text{m/s}^2$  (Hình 4b). Do va đập đột ngột nên các tải trọng động tác dụng lên bánh xe cũng thay đổi nhiều nhất trong khoảng thời gian đó và tỉ lệ thuận với chiều cao mấp mô  $h_{max}$ . Khi  $h_{max}$  tăng thì khả năng bánh xe tách khỏi mặt đường càng tăng dẫn đến các lực tác dụng tại các bánh xe đạt giá trị 0. Các tải trọng  $F_{z11}$  và  $F_{z21}$  ở  $h_{max}=0.1\text{m}$  có thể tăng đột ngột lên đến khoảng  $120000\text{N}$  rồi giảm về 0 và dần ổn định về  $30000\text{N}$  (Hình 4c,4d). Do phân bố

tải trọng lên cầu cân bằng lớn hơn nên các tải trọng  $F_{z31}$  và  $F_{z41}$  ở  $h_{max}=0,1\text{m}$  tăng đột ngột lên đến khoảng  $250000\text{N}$  rồi giảm về 0 và tiếp tục dao động rồi mới dần ổn định đến  $60000\text{N}$  (Hình 4e,4f).

Khi khảo sát với các kích thước gờ giảm tốc thay đổi khác nhau:  $L_{mm}=(0.1\div 0.6)\text{m}$  và  $h_{max}=(0.01\div 0.1)\text{m}$  và tổng hợp các giá trị thu được các đồ thị 3D hình 5(a,b,c,d,e) thể hiện ảnh hưởng của kích thước mấp mô cosin đến dao động và tải trọng toàn bộ của các bánh xe tại các cầu xe. Từ các đồ thị này có một số nhận xét như sau:

- Tải trọng động lớn nhất tại các bánh xe  $F_{zijmax}$  tỉ lệ thuận với chiều cao và tỷ lệ nghịch với chiều dài gờ giảm tốc. Khi mấp mô có chiều cao cực đại  $h_{max}$  tăng từ  $(0.01\div 0.1)\text{m}$  và chiều dài  $L_{mm}$  giảm từ  $(0.6\div 0.1)\text{m}$  thì tải trọng động tại các cầu cũng tăng. Cụ thể:  $F_{z11max}$  tăng từ  $(39900\div 129107)\text{N}$ ;  $F_{z21max}$  tăng từ



(39746.46÷128828.80)N;  $F_{z31max}$  tăng từ (78815.00÷256813.75)N;  $F_{z41max}$  tăng từ (80240.08÷258008.94)N. Như vậy, khi chiều cao cực đại của mấp mô  $h_{max}$  tăng thì tải trọng động tại các bánh xe  $F_{zijmax}$  sẽ tăng theo, làm giảm tính êm dịu chuyển động của xe.

- Ngược lại, tải trọng động nhỏ nhất tại các bánh xe  $F_{zijmin}$  tỷ lệ nghịch với chiều cao, tỷ lệ thuận với chiều dài gờ giảm tốc. Khi mấp mô có chiều cao cực đại  $h_{max}$  tăng từ (0.01÷0.1)m, chiều dài  $L_{mm}$  giảm từ (0.6÷0.1)m thì tải trọng động tại các cầu cũng giảm. Cụ thể:  $F_{z11min}$  giảm từ (30570.04÷0)N;  $F_{z21min}$  giảm từ (30546.83÷0)N;  $F_{z31min}$  giảm từ (59549.64÷0)N;  $F_{z41min}$  giảm từ (59750.73÷0)N. Khi  $F_{zijmin}$  giảm đến 0 sẽ làm cho bánh xe có xu hướng tách khỏi mặt đường.

## 5. Kết luận

Bài báo đã thiết lập được mô hình dao động của xe tải 4 cầu và thực hiện khảo sát đánh giá được ảnh hưởng của kích thước mấp mô mặt đường đến dao động của thân xe và tải trọng toàn bộ tại các bánh xe. Kết quả cho thấy tải trọng động tỷ lệ thuận với chiều cao và tỷ lệ nghịch với chiều dài gờ giảm tốc. Khi chiều cao mấp mô cực đại  $h_{max}$  tăng từ (0.01÷0.1)m và chiều dài mấp mô  $L_{mm}$  giảm từ (0.6÷0.1)m thì tải trọng động tác động lên cầu xe cũng tăng theo làm cho xe dao động mạnh hơn và khả năng tách bánh xe ra khỏi mặt đường cũng tăng theo.

Kết quả của bài báo có thể làm cơ sở để thay đổi và điều chỉnh các kết cấu của xe để tăng độ êm dịu và tăng độ ổn định của xe. Đồng thời, có thể được sử dụng làm cơ sở để đánh giá nhiều tác động khác đến tính ổn định và an toàn chuyển động của xe như: vận tốc xe, các dạng biên dạng mấp mô mặt đường khác đến dao động và tải trọng động của xe.

## Tài liệu tham khảo

[1]. V.V. Huong. (2005). Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật. Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.  
[2]. T.D. Gillespie, S.M. Karamihas, D. Cebon, et

al. (1993). Effects of heavy-vehicle characteristics on pavement response and performance. *National Cooperative Highway Research Program Report*, 353, 1993, 1-126 <http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/2027.42/996/2/58749.0001.001.pdf>  
[3]. J. Korta, A. Martowicz, A. Gallina and T. Uhl. (2011). Multibody approach in suspension system optimization. *Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences*, 18, 23-37.  
[4]. N.H. Can, D.Q. Thinh, P.M. Thai, N.V. Tai, L.T. Vang. (2005). Lý thuyết ô tô. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.  
[5]. Bianca Cășeriu, Petruța Blaga. (2023). Analysis of the effects of vehicle vibrations and noise on the human body. *International Journal of Recent Advances in Multidisciplinary Research*, 10(9), 8841-8845.  
[6]. P. Velmurugan, L.A. Kumaraswamidhas, K. Sankaranarayananasamy. (2012). Influence of road surfaces on whole body vibration for suspended cabin tractor semitrailer drivers. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 31(2), 75-84.  
[7]. Emad Khorshid, Fatma AlAli, Mohammad Alfares. (2018). Performance analysis of speed control humps and dips based on health and comfort criteria. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 13(3-4), 295-325.  
[8]. Z. Ye, Y. Lu, L. Wang. (2018). Investigating the Pavement Vibration Response for Roadway Service Condition Evaluation. *Advances in Civil Engineering*, 2018, 2714657, 1-14.  
[9]. N.X. Dung. (2010). Nghiên cứu xây dựng mô hình động lực học ô tô quân sự nhiều cầu trong các hệ mô phỏng. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật. Học Viện Kỹ thuật Quân sự.  
[10]. T.T. Hung, D.N. Khanh, V.V. Huong. (2023). Nghiên cứu dao động của xe tải 4 cầu trên đường mấp mô cosin 1 bên. *Tạp chí Khoa học Giao thông vận tải - Hội nghị Khoa học và Công nghệ Cơ khí - Động lực lần thứ XVI, Số đặc biệt*, 132-139.  
[11]. P. Hu, X.N. Zhang, S. Tian. (2016). Research

- on heavy truck dynamic load coefficient and influence factors. *MATEC Web of Conferences*, 81, ICTTE 2016, 02015.
- [12]. M. Agostinacchio, D. Ciampa and S. Olita. (2013). The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach. *European Transport Research Review*, 6(3), 267-275.
- [13]. B. Rafal. (2023). Impact and Assessment of Suspension Stiffness on Vibration Propagation into Vehicle. Special Issue Sensing Technology and Data Interpretation in Machine Diagnosis and Systems Condition Monitoring. *Sensors*, 23(4), 1930.
- [14]. L.T. Truong, V.V. Huong. (2021). Nghiên cứu tổng quan các tiêu chí đánh giá dao động của ô tô. *Tạp chí Giao thông vận tải*, 11/2021.
- [15]. S. Kang, I.L. Al-Qadi, O.E. Gungor. (2021). Impact of dynamic wheel load on roadway infrastructure sustainability. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 94, 102811.
- [16]. L. Levulytė, V. Žuraulis, E. Sokolovskij. (2014). The impact of road roughness on the duration of contact between a vehicle wheel and road surface. *Transport*, 29(4), 430-438.
- [17]. D. Cebon. (1999). Handbook of vehicle-road interaction. *Taylor & Francis Publisher*, 310-334.
- [18]. G. Rill. (2012). Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling. *CRC Press, Taylor & Francis Group, USA*.
- [19]. M.F. Ismail, K. Peng, N. Hamzah, Y.M. Sam, M.K. Aripin. (2012). A Control Performance of Linear Model and the MacPherson Model for Active Suspension System Using Composite Nonlinear Feedback. *2012 IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering (ICCSCE 2012)*.
- [20]. Hyundai Commercial Vehicle SPECIFICATIONS, HD310-D6AC. <https://hyundaidocquyen.vn/san-pham/xe-tai/hyundai-4-chan-ngan-hd310/> (accessed 26 July 2024)