

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ KẾT CẤU ĐẾN DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

STUDYING THE INFLUENCE OF STRUCTURAL PARAMETERS ON THE VIBRATION OF AUTOMOBILES

Trần Văn Hoàng, Bùi Ánh Hưng

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Đến Tòa soạn ngày 15/06/2023, chấp nhận đăng ngày 10/10/2023

Tóm tắt: Hiện nay các phương pháp mô phỏng số đang được sử dụng rộng rãi để nghiên cứu các cơ hệ, đặc biệt quá trình mô phỏng đã thể hiện được tính ưu việt cao và nó có thể miêu tả được cả các hệ phi tuyến khi áp dụng vào mô phỏng hệ dao động của ô tô. Xuất phát từ những yêu cầu trên, bài báo này sử dụng phần mềm Matlab–Simulink mô phỏng nghiên cứu hệ dao động của ô tô có xét đến các yếu tố phi tuyến từ chọn các thông số kết cấu như: thân xe, giảm chấn và cầu xe để đảm bảo độ êm dịu chuyển động cho xe khách. Bài báo này sẽ làm rõ vấn đề của các kết cấu trên ảnh hưởng đến độ êm dịu của xe chở khách, từ đó lựa chọn được kết cấu phù hợp với từng loại xe khách.

Từ khóa: Xe khách, phi tuyến, dao động, mô phỏng.

Abstract: Currently, numerical simulation methods are widely employed to study various systems, particularly in simulating processes that demonstrate high excellence and can describe nonlinear systems when applied to simulating the oscillation system of an automobile. Based on these requirements, this paper utilizes Matlab-Simulink software for simulating research on the vehicle's oscillation system, considering nonlinear factors by selecting structural parameters such as the vehicle body, suspension, and tires to ensure a smooth motion for passenger vehicles. This paper will elucidate the influence of these structures on the ride comfort of passenger vehicles, thus facilitating the selection of suitable structures for different types of passenger vehicles.

Keywords: Coach, nonlinear, oscillation, simulation.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Độ êm dịu của xe khách đóng vai trò quan trọng trong việc tạo ra một trải nghiệm thoải mái và an toàn cho khách, việc cải thiện vấn đề này cần có những nghiên cứu, một trong những việc đó là nghiên cứu sâu hơn về hệ thống dao động của ô tô, độ êm dịu cũng như chất lượng động học và động lực học của xe nhằm thu được thuộc tính tối ưu.

Từ những thực tế đó, đã có các đề tài thuộc chuyên ngành ô tô đề cập đến vấn đề dao

động của ô tô [6], trong dao động của ô tô thì có rất nhiều vấn đề cần nghiên cứu và nghiên cứu cho nhiều loại ô tô khác nhau.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xây dựng mô hình dao động cho xe khách Mercedes 16 chỗ. Khung vỏ xe là một khối liền trên đó có bắt các cụm được treo, hệ thống treo trước là hệ thống treo độc lập kiểu treo McPherson và hệ thống treo sau là phụ thuộc [4]. Mô hình dao động nhóm chọn là mô hình không gian bao gồm các khối lượng liên kết với nhau bằng các phản lực liên kết.

Trên cơ sở mô hình dao động tương đương nghiên cứu đã áp dụng nguyên lý D'Alambe để tiến hành lập hệ phương trình vi phân biểu diễn dao động. Hệ bao gồm 7 phương trình vi phân mô tả dao động.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH VI PHÂN VÀ THIẾT LẬP HỆ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN MÔ TẢ DAO ĐỘNG

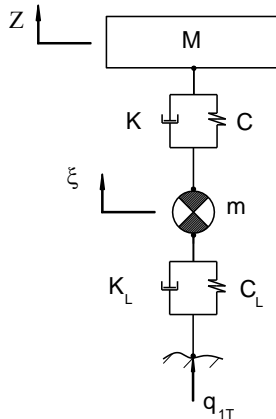
2.1. Xây dựng mô hình

Dựa vào các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô, đưa ra một số chỉ tiêu trọng tâm [1]. Phần mềm Matlab-Simulink [2] dùng để mô phỏng dao động của xe với kích động từ mặt đường được đo từ thực tế đoạn đường Hà Nội - Lạng Sơn.

2.1.1. Mô hình dao động

2.1.1.1. Mô hình dao động 1/4

Mô hình 1/4 có thể dùng để chọn tối ưu các thông số như độ cứng lốp, khối lượng không được treo m , độ cứng C và hệ số cản giảm chấn K theo các hàm mục tiêu vừa nêu trên.



Hình 1. Mô hình 1/4

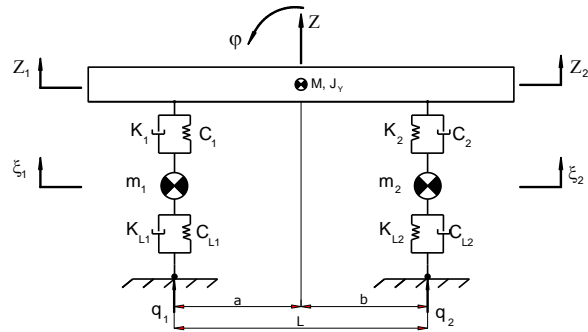
Trong quá trình nghiên cứu các hệ số C và K có thể được mô tả phi tuyến:

$$C = f(\xi - z)^n \quad K = f(\xi - z)^n$$

2.1.1.2. Mô hình dao động liên kết

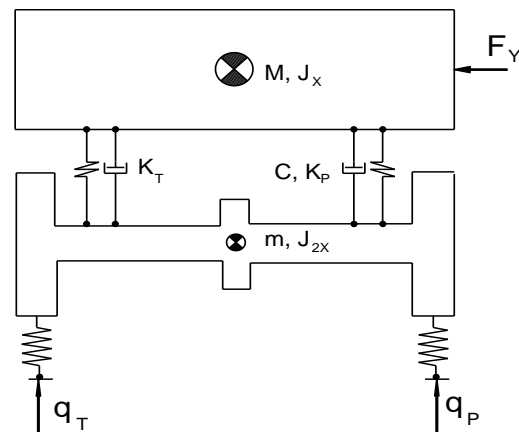
Mô hình này hiệu quả với bài toán bố trí

chung, và là mô hình đơn giản khi nghiên cứu về đường và phân bố tải khi phanh.



Hình 2. Mô hình phẳng dao động ô tô 2 cầu

2.1.1.3. Mô hình 1/2



Hình 3. Mô hình 1/2

Mô hình 1/2 được đề cập với mục tiêu nghiên cứu thanh ổn định. Mô hình 1/2 có hai khối lượng được treo và không được treo với các thông số vật lý là (M, J_x) và (m, J_{2X}) , liên kết qua hệ treo với thông số vật lý là (C, K) .

2.1.2. Xây dựng mô hình dao động

Thiết lập phương trình vi phân [1].

Theo nguyên lý D'Alambe:

$$\vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0$$

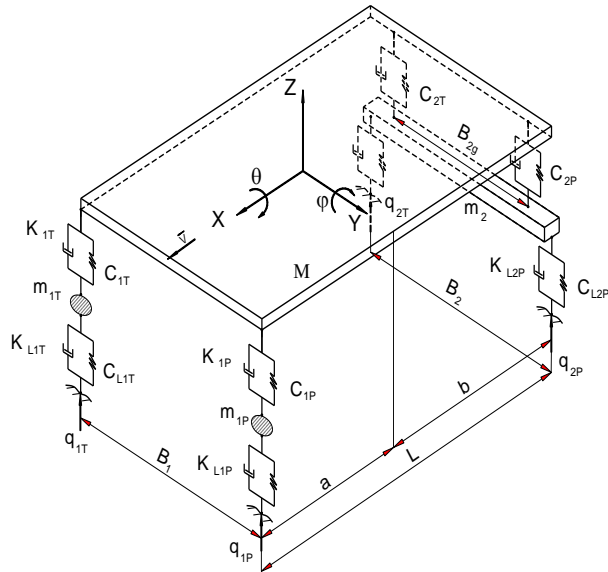
Trong đó:

\vec{F} : Là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật;

\vec{F}_{qt} : Là tổng lực quán tính tác dụng lên vật.

Từ mô hình dao động của xe, ta xác định khối

lượng của các thành phần: khối lượng không được treo trước và sau, hệ thống treo trước, hệ thống treo sau, thân xe,...



Hình 4. Mô hình dao động xe khách •

Sau khi tách mô hình dao động của xe ra thành cơ hệ gồm nhiều vật, thiết lập các phương trình cân bằng theo các tọa độ suy rộng đối với từng vật theo nguyên lý D'Alambe ta thiết lập được hệ phương trình vi phân dao động của xe [5]:

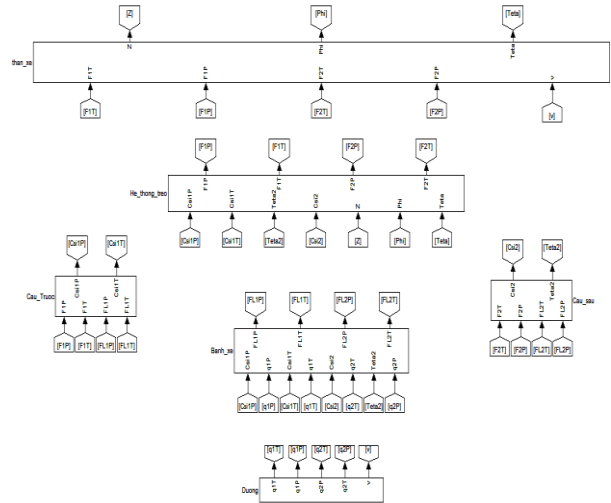
$$\begin{cases} -m_{1T} \cdot g - m_{1T} \cdot \ddot{\xi}_{1T} + F_{1T} + F_{L1T} = 0 \\ -m_{1P} \cdot g - m_{1P} \cdot \ddot{\xi}_{1P} + F_{1P} + F_{L1P} = 0 \\ -m_2 \cdot g - m_2 \cdot \ddot{\xi}_2 + F_{2T} + F_{L2T} + F_{2P} + F_{L2P} = 0 \\ -J_{2X} \cdot \ddot{\theta}_2 + \frac{B_{2g}}{2} (F_{2T} - F_{2P}) + \frac{B_2}{2} (F_{L2T} - F_{L2P}) = 0 \\ -M \cdot g - M \cdot \ddot{Z} - F_{1T} - F_{1P} - F_{2T} - F_{2P} = 0 \\ -J_y \cdot \ddot{\phi} - a(F_{1T} + F_{1P}) + b(F_{2T} + F_{2P}) = 0 \\ -J_x \cdot \ddot{\theta} - \frac{B_1}{2} (F_{1T} - F_{1P}) - \frac{B_{2g}}{2} (F_{2T} - F_{2P}) = 0 \end{cases}$$

⇒ Hệ phương trình vi phân, có 7 ẩn số là $\xi_{1T}; \xi_{1P}; \xi_2; \theta; \theta_2; \phi; Z$. Sử dụng phần mềm **Matlab – Simulink** [2] giải hệ phương trình vi phân trên để mô phỏng dao động của thân xe.

3. MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG

3.1. Sơ đồ mô phỏng của các khối

Từ thư viện Simulink ta có được sơ đồ mô phỏng của các khối.

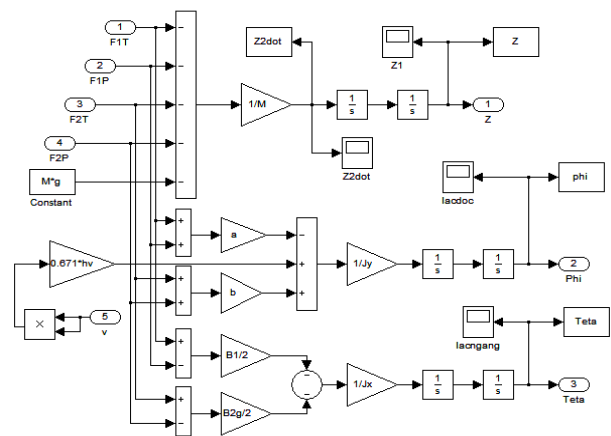


Hình 5. Sơ đồ tổng thể dao động [3]

Như vậy sơ đồ tổng thể đã đáp ứng được yêu cầu của việc mô phỏng quá trình dao động của xe khá chính xác và khoa học.

3.2. Sơ đồ khối chức năng

- Khối thân xe:



Hình 6. Sơ đồ mô phỏng khối thân xe

+ Khối “Z”: Mô tả dao động của trọng tâm G của thân xe, ta có phương trình vi phân:

$$-M \cdot g - M \cdot \ddot{Z} - F_{1T} - F_{1P} - F_{2T} - F_{2P} = 0$$

+ Khối “phi”: Mô tả dao động quay ngang

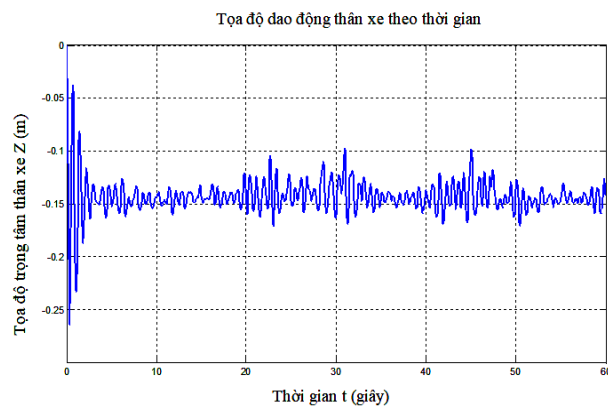
Thông số	Đơn vị	Thông số	Đơn vị
$C_{1T} = 29781$	N/m	$K_{2nn} = 625$	Ns/m
$C_{1P} = 29781$	N/m	$K_{2tm} = 740$	Ns/m
$C_{2T} = 46446$	N/m	$K_{2tn} = 1835$	Ns/m
$C_{2P} = 46446$	N/m	$K_{od} = Cod/(2 \cdot \pi \cdot 0.1^2)$	N/m
$C_{L1T} = 152000$	N/m	$K_{L1P} = 1260$	Ns/m
$C_{L1P} = 152000$	N/m	$K_{L2T} = 1567$	Ns/m
$C_{L2T} = 310000$	N/m	$K_{L2P} = 1567$	Ns/m
$C_{L2P} = 310000$	N/m	$L = 3,55$	m
$f_t = 0,16$	M	$M_{xe} = 2120$	kg
$g = 9,81$	m/s^2	$M = 1950$	kg
$ga = 8$	Độ	$h_v = 0,4$	m
$J_x = 678$	Nms^2	$m_{IT} = 40$	kg
$J_y = 2315$	Nms^2	$m_{IP} = 40$	kg
$J_p = 0$	m/s^2	$v = 60$	Km/h
$v_g = 0$	m/s^2	$S_c = 2,66$	m^2

4.2. Kết quả mô phỏng

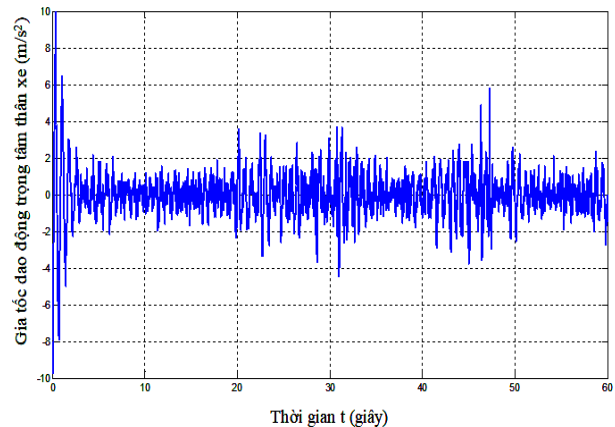
4.2.1. Kết quả mô phỏng dao động

Với các thông số ở trên ta cho chương trình chạy cho đến khi dừng, vận tốc xe 60 km/h quãng đường thí nghiệm 1 km thì thời gian chạy 60 giây.

- Tọa độ Z và gia tốc dao động của trọng tâm thân xe:



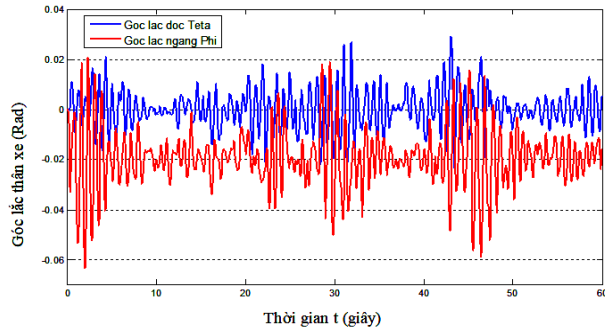
Hình 9. Tọa độ dao động trọng tâm xe Z



Hình 10. Tọa độ dao động trọng tâm thân xe theo thời gian

Qua các đồ thị hình 9 và 10 ta thấy, thân xe dao động điều hoà xung quanh vị trí cân bằng $Z_{cb} = -0,14$ m và đạt ổn định sau khoảng 2 giây.

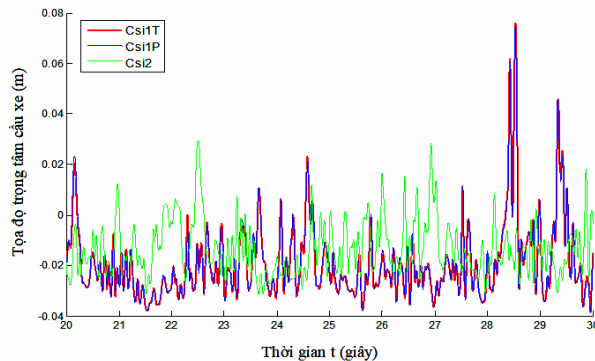
- Góc lắc dọc (teta) và góc lắc ngang (phi) của thân xe quanh các trục dọc và trục ngang đi qua trọng tâm thân xe.



Hình 11. Góc lắc dọc, ngang thân xe

Góc lắc theo trục dọc của xe (teta) trong hình 11 dao động xung quanh điểm 0 và có biên độ nhỏ hơn góc lắc theo trục ngang thân xe (phi), điều này có thể giải thích là do chiều dài cơ sở của xe lớn hơn chiều rộng cơ sở và biên dạng đường giữa hai vết trái, phải cũng khác biệt ít hơn so với biên dạng đường giữa hai vết trước, sau.

- Tọa độ trọng tâm cầu xe:



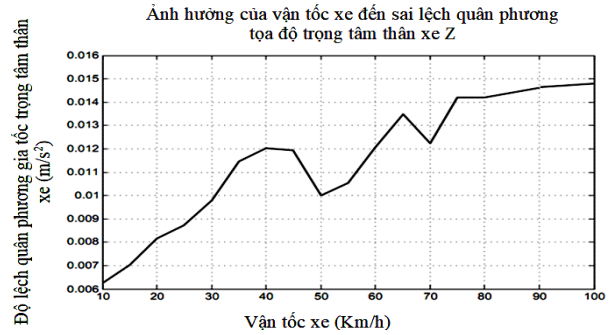
Hình 12. Tọa độ trọng tâm cầu xe theo thời gian

Tọa độ trọng tâm cầu sau Csi2 được biểu diễn bằng đường màu xanh lá cây “green” như hình vẽ. Các tọa độ Csi1T và Csi1P không khác biệt nhiều là do biên dạng đường giữa hai bên trái phải gần tương tự nhau, độ cứng của lốp là bằng nhau.

4.2.2. Ảnh hưởng của các thông số đến dao động của xe

4.2.2.1. Ảnh hưởng của vận tốc xe

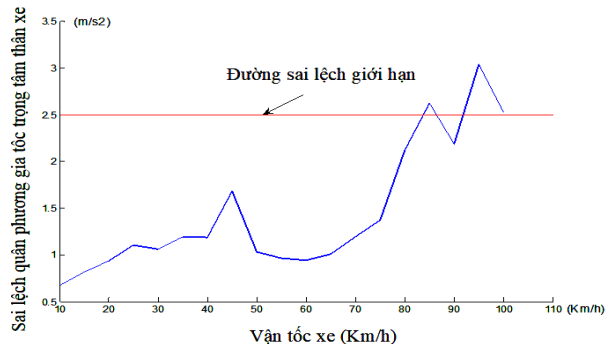
Ta cho vận tốc xe thay đổi từ 10-100 km/h, trên 1km đường thực tế Hà Nội – Lạng Sơn với vận tốc chuyển động là đều.



Hình 13. Độ lệch quân phương D_z theo vận tốc

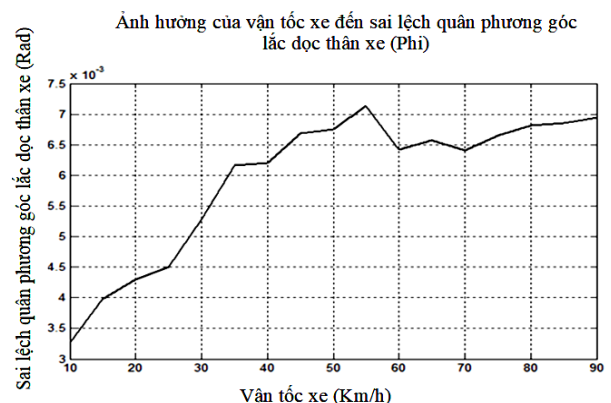
Đường sai lệch quân phương tọa độ trọng tâm thân xe D_z tăng dần khi tăng tốc độ động cơ.

- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến sai lệch quân phương gia tốc trọng tâm thân xe:



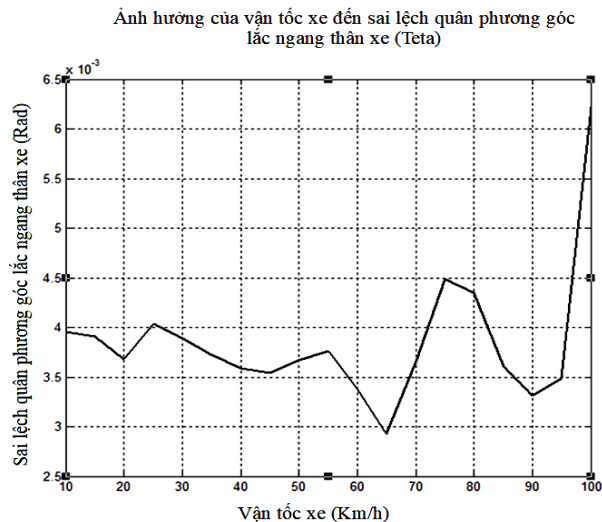
Hình 14. Độ lệch quân phương gia tốc trọng tâm thân xe D_z theo vận tốc

- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến sai lệch quân phương các góc lắc thân xe D_{Φ} , D_{Teta} (Rad):



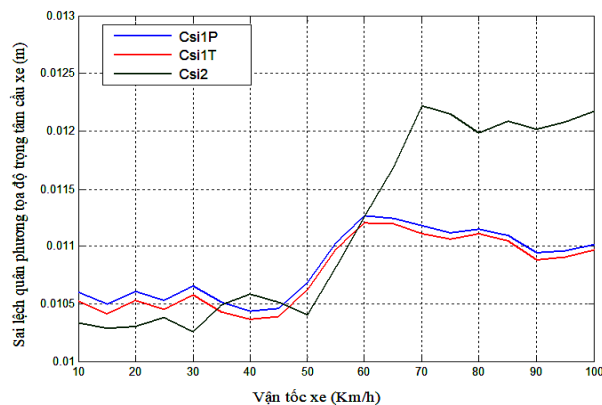
Hình 15. Độ lệch quân phương góc lắc thân xe D_{ϕ} theo vận tốc

Độ lệch quân phương góc lắc dọc thân xe D_{ϕ} tăng khi vận tốc xe tăng.



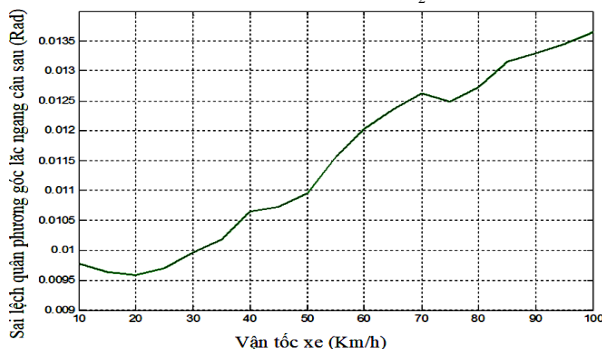
Hình 16. Độ lệch quân phương góc lắc thân xe D_{θ} theo vận tốc

- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến các sai lệch các tọa độ trọng tâm cầu xe D_{Cs1T} , D_{Cs1P} , D_{Cs2} :



Hình 17. Độ lệch quân phương tọa độ các cầu xe theo vận tốc xe

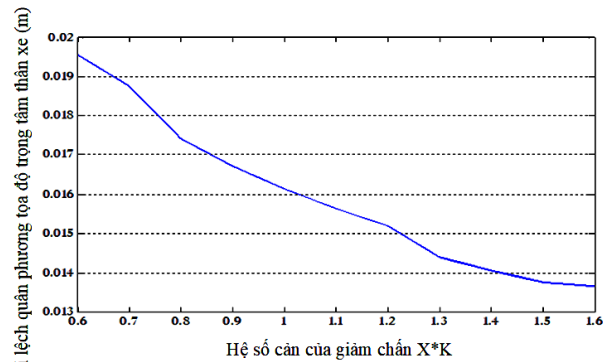
- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến độ lệch quân phương góc lắc cầu sau D_{θ_2} :



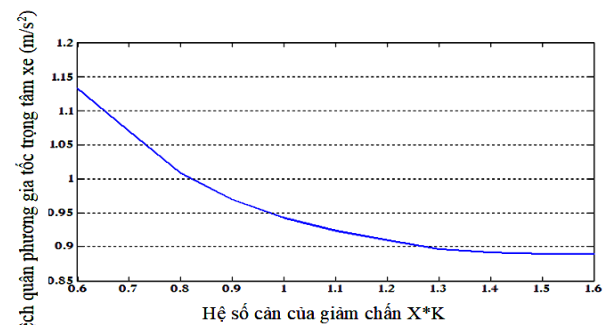
Hình 18. Độ lệch quân phương góc lắc cầu sau D_{θ_2} theo vận tốc

4.2.2.2. Ảnh hưởng của các thông số giảm chấn

- Ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn đến sai lệch quân phương tọa độ trọng tâm thân xe D_z (m) và gia tốc thân xe $D_{\ddot{z}}$:



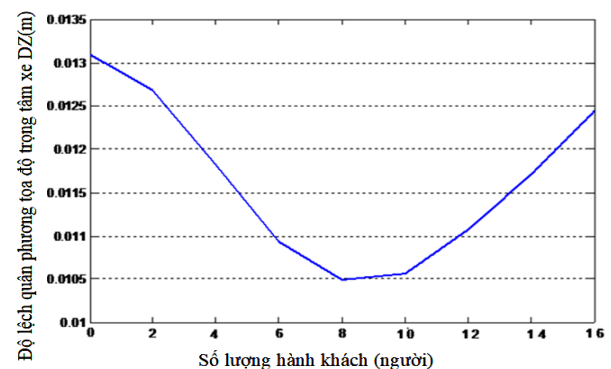
Hình 19. Ảnh hưởng độ cản của giảm chấn đến sai lệch quân phương tọa độ trọng tâm thân xe D_z



Hình 20. Ảnh hưởng của độ cản giảm chấn đến sai lệch gia tốc trọng tâm thân xe $D_{\ddot{z}}$

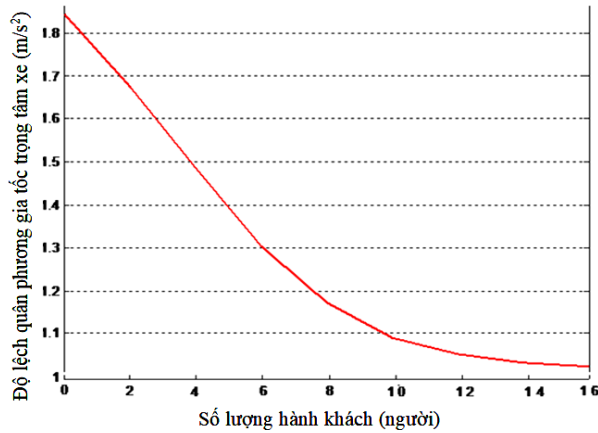
Từ hai đồ thị ta thấy rõ cả D_z và $D_{\ddot{z}}$ đều giảm khi hệ số cản của giảm chấn tăng, tức là khi ta tăng độ cản của giảm chấn thì độ êm dịu chuyển động của xe tăng.

4.2.2.3. Ảnh hưởng của khối lượng thân xe



Hình 21. Ảnh hưởng của khối lượng được treo đến sai lệch tọa độ trọng tâm xe D_z

Ta thấy, D_z giảm khi tăng số hành khách và đạt min khi $n = 8$ người, sau đó lại tăng lên. Tuy nhiên D_z vẫn nằm trong giới hạn cho phép.



Hình 22. Ảnh hưởng của khối lượng được treo đến sai lệch gia tốc trọng tâm xe D_z

Ta thấy D_z lại giảm dần khi số lượng hành khách tăng và đạt giá trị Min tại $n = 16$ người, $D_{z\min} = 1 \text{ m/s}^2$. Tuy nhiên ngay cả khi D_z đạt giá trị lớn nhất thì $D_{z\max}$ vẫn chưa vượt quá giới hạn.

5. KẾT LUẬN

Bằng thực nghiệm và sử dụng phần mềm MatLab – Simulink đã thu được các kết quả

có độ chính xác và tin cậy cao.

- Xây dựng được mô hình dao động không gian của xe khách 16 chỗ ngồi với cầu trước độc lập và cầu sau là phụ thuộc, qua đó áp dụng nguyên lý D'Alambe đã thiết lập được hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe với 7 phương trình.

- Mô phỏng dao động của xe nhờ vào các khối chức năng trong thư viện của Simulink trong đó có các yếu tố phi tuyến như: góc đặt giảm chấn, hệ số cản của giảm chấn.

- Thu được các kết quả như: chuyển vị, vận tốc, gia tốc chuyển động của trọng tâm thân xe, trọng tâm các cầu xe theo phương thẳng đứng Z; các góc lắc của thân xe và góc lắc của cầu sau; lực tác dụng từ hệ thống treo lên thân xe.

- Đưa ra được mối quan hệ giữa các thông số kết cấu như: hệ số cản của giảm chấn, khối lượng của xe... trong các điều kiện khác nhau của vận tốc xe và gia tốc phanh đến các thông số dao động của xe là chuyển vị và gia tốc dao động của trọng tâm thân xe, từ đó có thể đánh giá và lựa chọn một cách sơ bộ các thông số kết cấu này nhằm đảm bảo độ êm dịu chuyển động cho xe.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Cẩn - Dư Quốc Thịnh - Phạm Minh Thái - Nguyễn Văn Tài - Lê Thị Vàng, "Lý thuyết ô tô máy kéo", NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
- [2] Trần Văn Nghĩa, "Tin học ứng dụng trong thiết kế cơ khí", NXB Giáo dục, 2004.
- [3] Võ Văn Hường, "Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu", Luận án tiến sĩ kỹ thuật, 2003.
- [4] Đào Mạnh Hùng, "Xác định lực động giữa bánh xe và mặt đường của ô tô tải trong điều kiện chuyển động Việt Nam", Luận án tiến sĩ kỹ thuật, 2004.
- [5] Bùi Minh Trí, "Xác suất thống kê và quy hoạch thực nghiệm", NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
- [6] Lưu Văn Tuấn - Dư Quốc Thịnh - Đoàn Xuân Hải, "Nghiên cứu độ êm dịu của xe ca do Việt nam đóng", đề tài T.16/90 Đại học Bách khoa Hà Nội, 1991.

Thông tin liên hệ: **Trần Văn Hoàng**

Điện thoại: 0919068913 - Email: tvhoang@uneti.edu.vn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp.