

ỨNG DỤNG THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN TOÀN PHƯƠNG TUYẾN TÍNH CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG VỚI ĐỐI TƯỢNG NHIỀU ĐẦU VÀO

APPLICATION THE LINEAR QUADRATIC REGULATOR CONTROL ALGORITHM FOR AN ACTIVE SUSPENSION SYSTEM WITH MULTIPLE INPUT OBJECTS

Nguyễn Đức Ngọc, Nguyễn Tuấn Anh, Đặng Ngọc Duyên

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

TÓM TẮT

Mấp mô mặt đường là nguyên nhân chính gây nên các dao động cho xe. Nếu xe bị dao động mạnh, độ an toàn và tính tiện nghi có thể bị ảnh hưởng. Trong các tình huống đặc biệt, hệ thống treo bị động không thể đảm bảo được các chỉ tiêu về dao động. Do đó, hệ thống treo chủ động được đề xuất sử dụng để thay thế hệ thống treo cơ khí thông thường. Bài báo này đã thiết lập mô hình động lực học một phần hai để mô phỏng dao động của xe. Bên cạnh đó, thuật toán điều khiển toàn phương tuyến tính LQR cũng được sử dụng để kiểm soát hoạt động của hệ thống treo. Quá trình mô phỏng được thực hiện bởi phần mềm MATLAB-Simulink với hai trường hợp cụ thể. Theo kết quả mô phỏng, dao động của xe đã giảm đi khi hệ thống treo chủ động được sử dụng. Thuật toán này có thể được ứng dụng trên nhiều mô hình phức tạp hơn.

Từ khóa: Hệ thống treo chủ động; Mô phỏng; Điều khiển LQR.

ABSTRACT

Road surface roughness is the main cause of vehicle oscillations. If the vehicle is subject to strong oscillations, safety and comfort may be affected. In special situations, the passive suspension system cannot guarantee the oscillation quality. Therefore, the active suspension system is proposed to replace the conventional mechanical suspension system. This paper has established a half dynamics model to simulate vehicle oscillations. Besides, the LQR (Linear Quadratic Regulator) algorithm is also used to control the operation of the suspension system. The simulation process is performed by MATLAB-Simulink software with two specific cases. According to simulation results, vehicle oscillation is reduced when the active suspension system is used. This algorithm can be applied to more complex models.

Keywords: Active suspension system; Simulation; LQR control.

1. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

Độ êm dịu của xe là vấn đề quan trọng khi xe di chuyển trên đường. Sự mất êm dịu có thể bị gây ra bởi các kích thích từ mặt đường và các kích thích từ bên ngoài. Hệ thống treo được trang bị trên xe nhằm mục đích đảm bảo sự êm dịu cho xe ở mức độ cho phép. Một hệ thống treo cơ bản sẽ có 3 thành phần, bao gồm: Bộ phận đàn hồi (lò xo, nhíp lá, thanh xoắn, balloon khí), bộ phận giảm chấn và bộ phận dẫn hướng (đòn ngang, đòn dọc, thanh liên kết đa điểm) [1]. Các dao động truyền từ mặt đường lên thân xe sẽ được hấp thụ một phần bởi hệ thống treo. Do đó, độ êm dịu của xe khi chuyển động có thể được cải thiện tốt hơn. Hệ thống treo nói trên được gọi là hệ thống treo bị động (hay còn được gọi là hệ thống treo cơ khí).

Trong một số tình huống xe dao động mạnh, hệ thống treo bị động không thể đảm bảo được các vấn đề về tiện nghi và ổn định cho xe. Giải pháp được đưa ra chính là sử dụng các hệ thống treo được điều khiển điện tử như là hệ thống treo khí nén [2], hệ thống treo bán chủ động [3] và hệ thống treo chủ động [4]. Hệ thống treo chủ động (còn được gọi là hệ thống treo tích cực) là một hệ thống khá phức tạp. Đối với hệ thống treo loại này, bên cạnh việc sở hữu ba phần tử thông thường, nó còn được trang bị thêm một cơ cấu chấp hành thủy lực [5]. Cơ cấu chấp hành thủy lực này được đặt ở giữa phần khối lượng được treo và phần khối lượng không được treo. Khi thân xe dao động, cơ cấu chấp hành sẽ sinh ra các lực tương ứng F_s để tác động lên cả hai phần khối lượng nhằm giảm dao động cho xe.

Hiệu năng của hệ thống treo chủ động sẽ phụ thuộc vào thuật toán điều khiển của bộ

điều khiển. Với mô hình động lực học một phần hai, đối tượng được xem xét có dạng MIMO (Multi Input – Multi Output). Do đó, các thuật toán điều khiển dạng SISO (Single Input – Single Output) như PID (Proportional Integral Derivative) là chưa thực sự phù hợp [6]. Bài báo này đề xuất thuật toán điều khiển toàn phương tuyến tính LQR (Linear Quadratic Regulator) cho hệ thống treo chủ động. Tất cả các thông số đầu ra của mô hình sẽ được kiểm soát một cách chặt chẽ.

2. MÔ HÌNH ĐIỀU KHIỂN

2.1. Mô hình động lực học

Mô hình động lực học một phần hai được sử dụng để mô phỏng dao động của xe khi di chuyển trên đường (Hình 1). Tách phần khối lượng được treo m và khối lượng không được treo m_1, m_2 .

Các phương trình mô tả dao động của xe được đưa ra như sau:

$$m\ddot{z} = F_{K1} + F_{C1} + F_{K2} + F_{C2} - F_{S1} + F_{S2} \quad (1)$$

$$J\ddot{\phi} = (-F_{C1} - F_{K1} + F_{C2} - F_{K2} - F_{S1} - F_{S2})b \quad (2)$$

$$m_1\ddot{z}_1 = F_{KT1} - F_{C1} - F_{K1} + F_{S1} \quad (3)$$

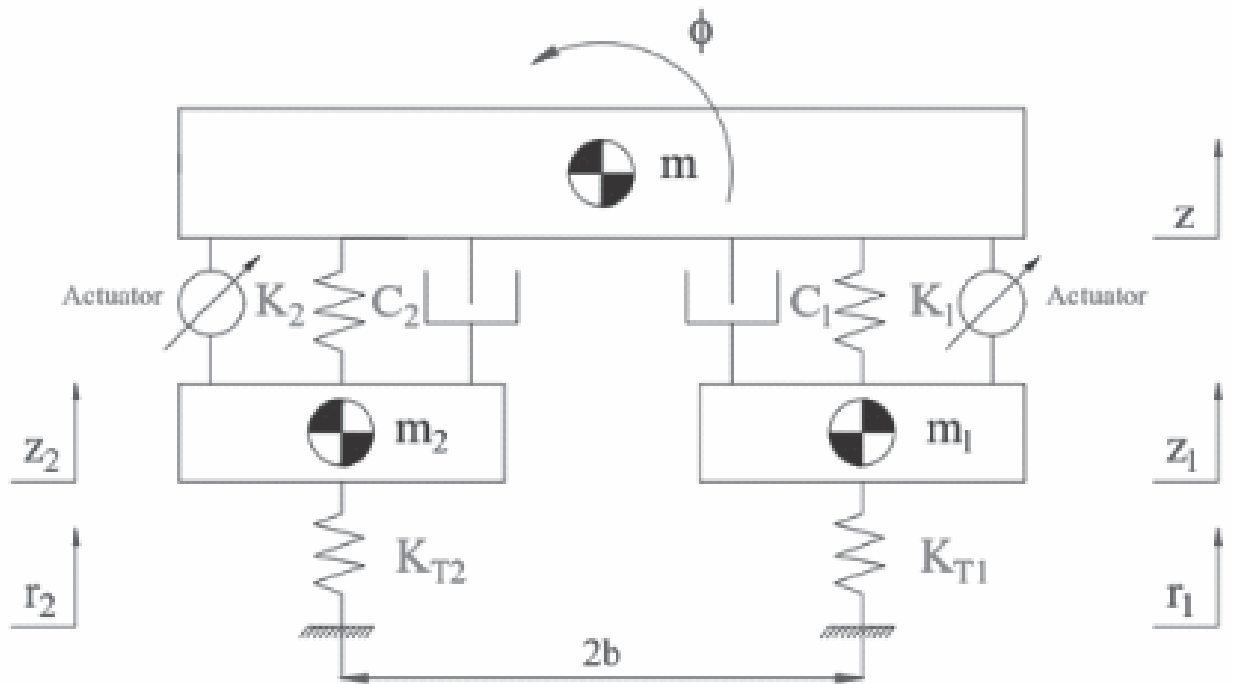
$$m_2\ddot{z}_2 = F_{KT2} - F_{C2} - F_{K2} - F_{S2} \quad (4)$$

Trong đó:

Lực của lò xo:

$$F_{K1} = K_1(z_1 - z - b\phi) \quad (5)$$





Hình 1. Mô hình động lực học một phần hai.

$$F_{K2} = K_2(z_2 - z + b\phi) \quad (6)$$

Lực của giảm chấn:

$$F_{C1} = C_1(\dot{z}_1 - \dot{z} - b\dot{\phi}) \quad (7)$$

$$F_{C2} = C_2(\dot{z}_2 - \dot{z} + b\dot{\phi}) \quad (8)$$

Lực của lò:

$$F_{KT1} = K_{T1}(r_1 - z_1) \quad (9)$$

$$F_{KT2} = K_{T2}(r_2 - z_2) \quad (10)$$

Lực của cơ cấu chấp hành:

$$F_{S1} = F_{S2} = u \quad (11)$$

2.2. Thuật toán điều khiển

Để nâng cao hiệu quả của hệ thống, tất cả các thông số đầu ra của hệ thống bao gồm: Chuyển vị của khối lượng được treo (z), góc nghiêng của khối lượng được treo (ϕ), chuyển vị của khối lượng không được treo (z_1, z_2) cần phải được kiểm soát một cách thích hợp. Do đó, thuật toán LQR cho hệ MIMO được đề xuất sử dụng cho mô hình này.

Đặt

$$x_1 = z \quad x_2 = \dot{x}_1 \quad x_3 = \phi \quad x_4 = \dot{x}_3$$

$$x_5 = z_1 \quad x_6 = \dot{x}_5 \quad x_7 = z_2 \quad x_8 = \dot{x}_7$$

Hệ phương trình đã thiết lập được viết lại dưới dạng ma trận như sau:

$$\dot{x} = A_1x + A_2u + A_3r \quad (12)$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(K_1 + K_2)}{m} & -\frac{(C_1 + C_2)}{m} & -\frac{(K_1 - K_2)b}{m} & -\frac{(C_1 - C_2)b}{m} & \frac{K_1}{m} & \frac{C_1}{m} & \frac{K_2}{m} & \frac{C_2}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(K_1 - K_2)b}{J} & -\frac{(C_1 - C_2)b}{J} & -\frac{(K_1 + K_2)b^2}{J} & -\frac{(C_1 + C_2)b^2}{J} & \frac{K_1 b}{J} & \frac{C_1 b}{J} & -\frac{K_2 b}{J} & -\frac{C_2 b}{J} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{K_1}{m_1} & \frac{C_1}{m_1} & \frac{K_1 b}{m_1} & \frac{C_1 b}{m_1} & -\frac{(K_1 + K_{r1})}{m_1} & -\frac{C_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} & -\frac{K_2 b}{m_2} & -\frac{C_2 b}{m_2} & 0 & 0 & -\frac{(K_2 + K_{r2})}{m_2} & -\frac{C_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{2b}{J} & 0 & \frac{1}{m_1} & 0 & -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}^T$$

Tín hiệu điều khiển của hệ thống được xác định theo nguyên lý phản hồi âm.

phải được lựa chọn một cách hợp lý để nâng cao hiệu quả dao động của hệ thống.

$$u = -Rx \quad (13)$$

Theo [7], hàm chi phí của bộ điều khiển cần phải giảm về mức nhỏ nhất:

$$Q = \frac{1}{2} \int_0^\infty (x^T A_4 x + u^T A_5 u) dt \xrightarrow{R} \min \quad (14)$$

Trong đó: A_1 là ma trận trạng thái, A_2 là ma trận tín hiệu điều khiển, A_3 là ma trận tín hiệu kích thích, A_4 là ma trận đầu ra, A_5 là ma trận điều hướng.

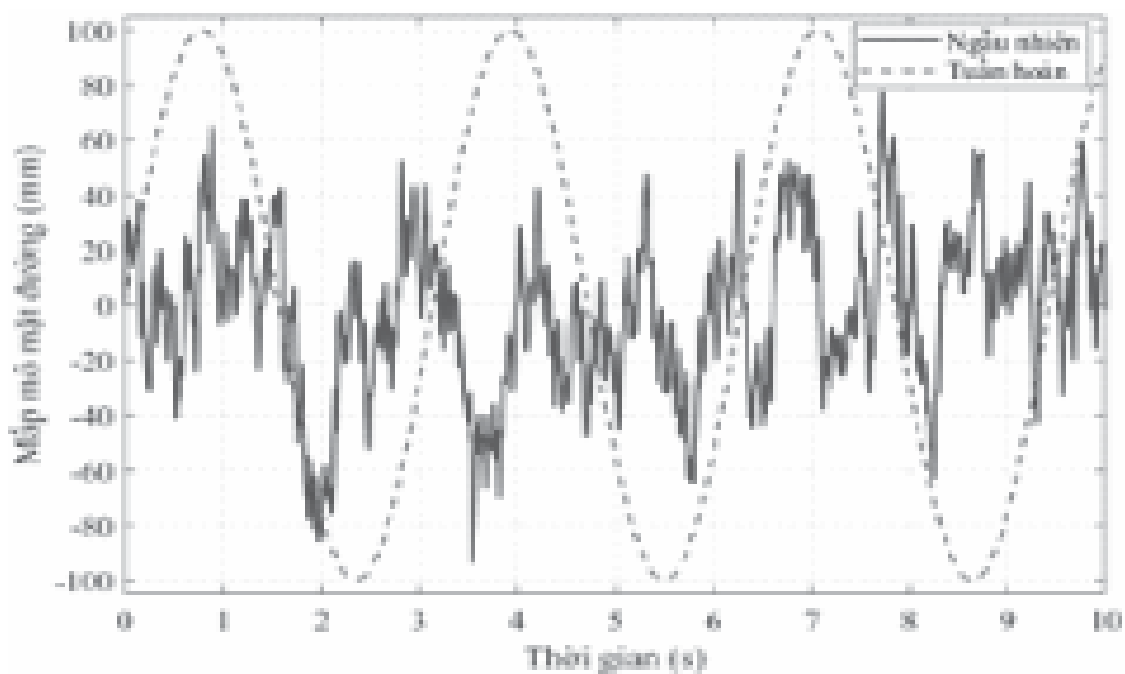
Các tham số của bộ điều khiển LQR cần

3. MÔ PHỎNG VÀ KẾT QUẢ

3.1. Các thông số mô phỏng

Với tín hiệu đầu vào của bài toán dao động là các kích thích từ mặt đường, bài báo này đề xuất sử dụng hai tín hiệu kích thích như Hình 2. Hai tín hiệu này lần lượt tương ứng với hai trường hợp khảo sát. Trong mỗi trường hợp, kết quả đầu ra của bài toán mô phỏng sẽ bao gồm chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo. Các giá trị này được lấy theo chỉ tiêu giá trị lớn nhất và chỉ tiêu giá trị trung bình RMS. Các thông số phục vụ cho quá trình mô phỏng được lấy theo Bảng 1.





Hình 2. Kích thích từ mặt đường.

Tín hiệu kích thích dạng tuần hoàn:

$$r(t) = A \sin \omega t \quad (15)$$

Tín hiệu kích thích dạng ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO:

$$\dot{r}(t) = -2\pi f r(t) + 2\pi \sqrt{Gv\omega(t)} \quad (16)$$

Bảng 1. Các thông số tham khảo:

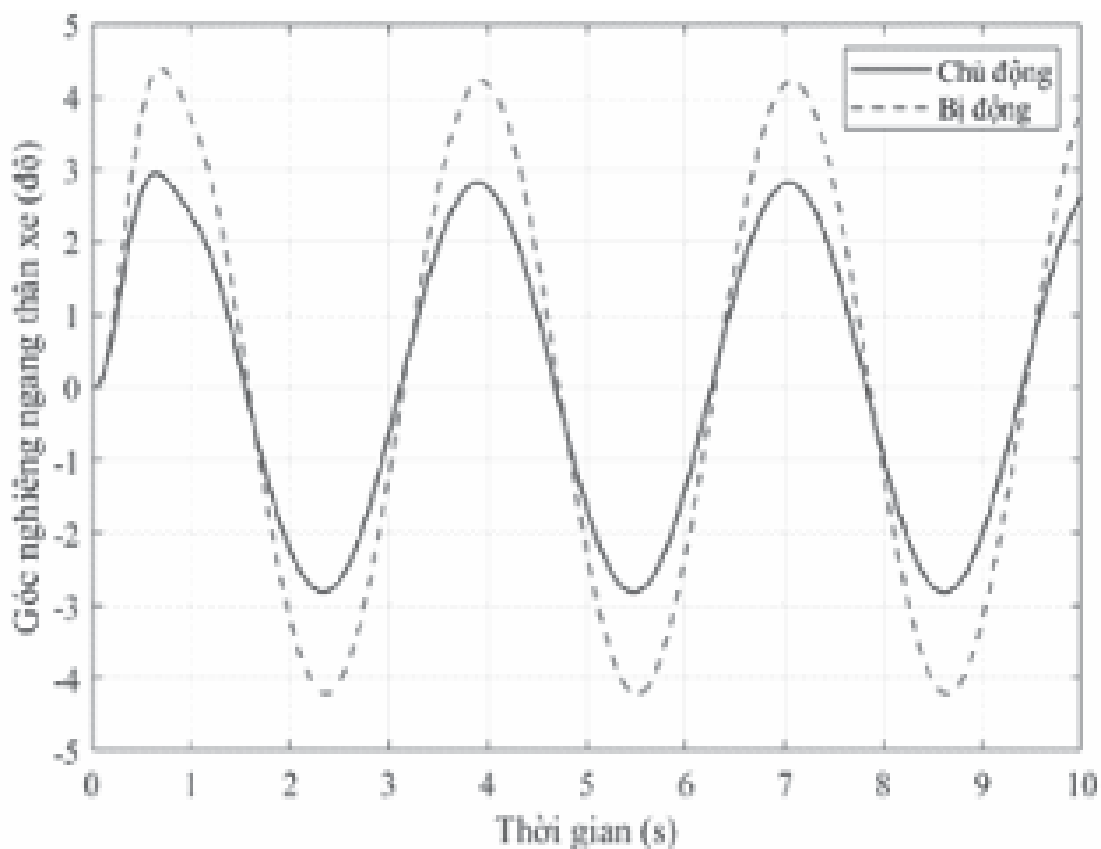
Ký hiệu	Ý nghĩa	Giá trị	Đơn vị
m	Khối lượng được treo	600	kg
m_1/m_2	Khối lượng không được treo	45	kg
2b	Chiều rộng cơ sở	1.46	m
K_1/K_2	Độ cứng của lò xo	38600	N/m
C_1/C_2	Độ cứng của giảm chấn	3300	Ns/m
K_{T1}/K_{T2}	Độ cứng của lớp	172000	N/m
J	Moment quán tính khối lượng	580	kgm ²

3.2. Kết quả và thảo luận

Kết quả của quá trình mô phỏng được đánh giá thông qua hai trường hợp như đã đề cập ở trên.

Ở trường hợp thứ nhất, với kích thích tuần hoàn dạng hình sine, góc nghiêng của xe có xu hướng thay đổi tuần theo quy luật này

(Hình 3). Khi xe sử dụng hệ thống treo bị động, góc nghiêng cực đại của thân xe đạt $4,38^\circ$. Giá trị này sẽ biến đổi tuần hoàn bám theo kích thích mặt đường. Nếu xe sử dụng hệ thống treo chủ động, giá trị này giảm còn $2,95^\circ$. Giá trị trung bình của dao động được tính theo chỉ tiêu RMS tương ứng với hai tình huống trên lần lượt là $2,94^\circ$ và $1,97^\circ$.

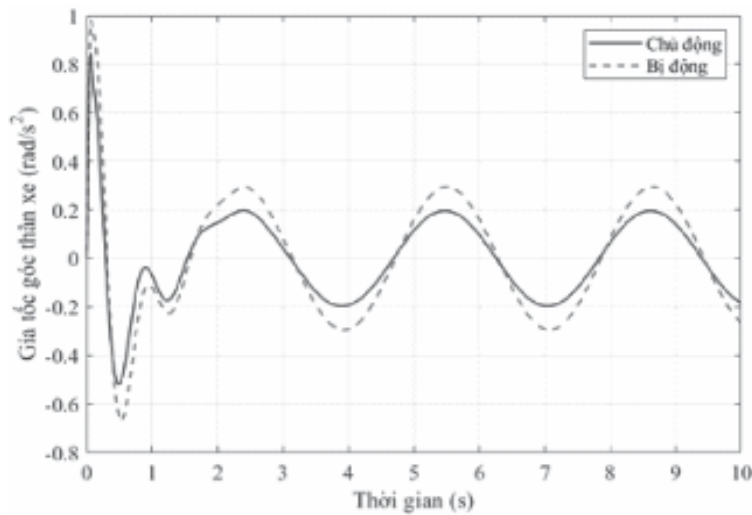


Hình 3. Góc nghiêng thân xe (TH_l).

Gia tốc của xe là thông số đặc trưng cho dao động. Độ êm dịu của xe được quyết định rất nhiều bởi thành phần này. Sự thay đổi của gia tốc lắc thân xe theo thời gian được chỉ ra trên Hình 4. Theo kết quả này, gia tốc góc lớn

nhất của thân xe có thể đạt được khi sử dụng hệ thống treo cơ khí là $0,98 \text{ (rad/s}^2\text{)}$. Giá trị này có thể giảm đi 13,3%, chỉ còn $0,85 \text{ (rad/s}^2\text{)}$ khi hệ thống treo chủ động được sử dụng. Độ êm dịu của xe có thể được cải thiện một phần.



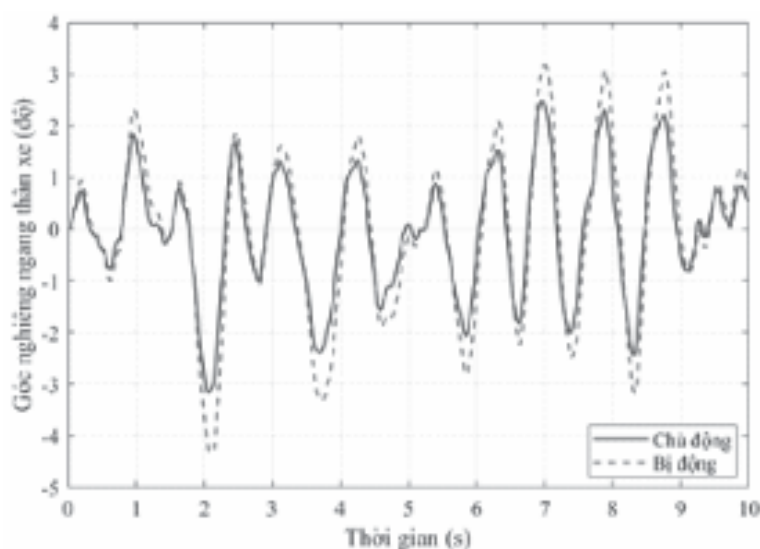


Hình 4. Gia tốc góc thân xe (TH_1).

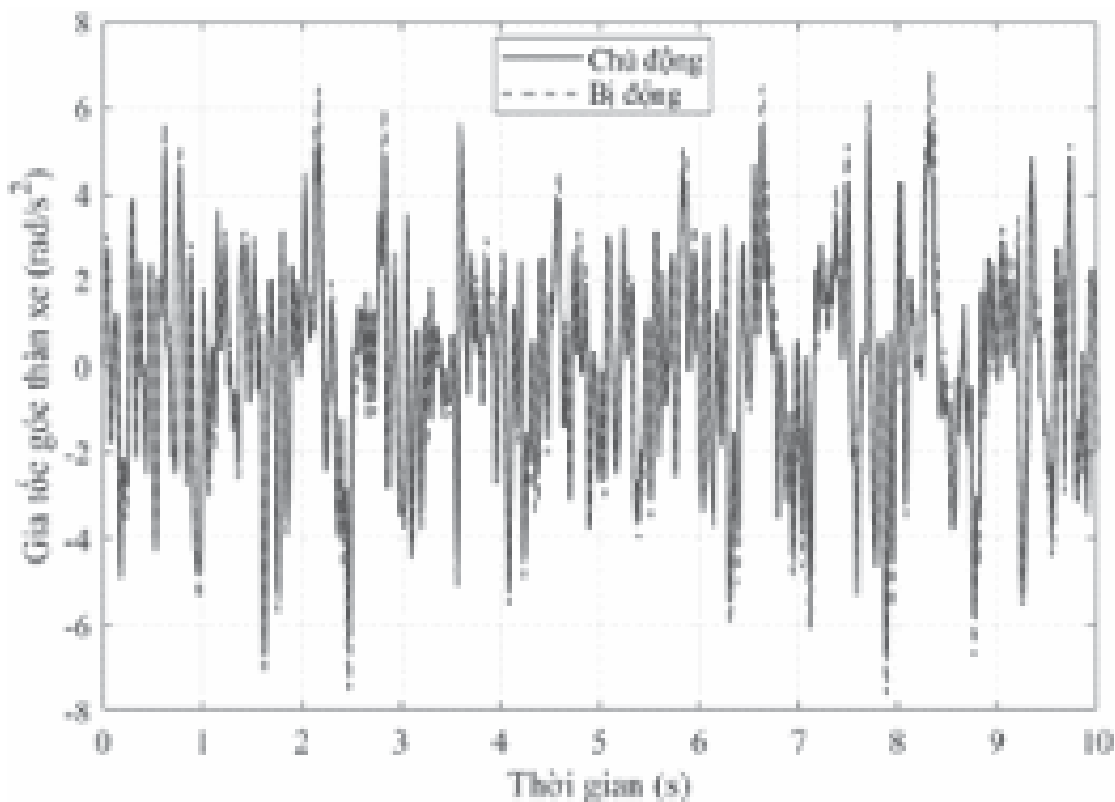
Dao động tuần hoàn với tần số thấp không thể hiện được hết các ảnh hưởng đối với độ êm dịu của xe. Do đó, cần phải mô phỏng dao động của xe với các kích thích dạng ngẫu nhiên. Ở trường hợp thứ hai, kích thích mặt đường dạng ngẫu nhiên với tần số lớn được sử dụng. Bởi vì đây là kích thích dạng ngẫu nhiên, do đó, góc nghiêng của thân xe thay đổi liên tục theo thời gian mô phỏng (Hình 5). Giá trị lớn nhất và giá trị trung bình của góc nghiêng khi xe không sử dụng hệ thống treo chủ động là

$4,35^\circ$ và $1,59^\circ$. Trong khi đó, hệ thống treo chủ động được điều khiển bởi thuật toán LQR giúp giảm các giá trị này, chỉ còn $3,16^\circ$ và $1,20^\circ$.

Gia tốc của thân xe trong trường hợp này cũng biến động liên tục (Hình 6). So với trường hợp trên, giá trị của gia tốc đạt được trong trường hợp này là khá lớn. Nhờ vào hệ thống treo chủ động với thuật toán điều khiển tuyến tính, các giá trị này có thể giảm đi. Do đó, độ êm dịu của xe đã được cải thiện.



Hình 5. Góc nghiêng thân xe (TH_2).



Hình 6. Gia tốc góc thân xe (TH_2).

4. KẾT LUẬN

Tính tiện nghi và sự ổn định của xe khi di chuyển trên đường phụ thuộc vào dao động của xe. Mấp mô mặt đường là nguyên nhân chính gây ra những dao động này. Nếu dao động càng lớn, sự êm ái sẽ càng bị ảnh hưởng nhiều hơn. Hệ thống treo có vai trò điều hòa và dập tắt các dao động này nhằm nâng cao tính tiện nghi cho xe.

Hệ thống treo chủ động được sử dụng để cải thiện hiệu quả dao động cho xe. Trong bài báo này, thuật toán điều khiển toàn phương tuyến tính LQR được sử dụng để điều khiển

cho hệ thống treo chủ động. Mô hình động lực học một phần hai được thiết lập để mô phỏng dao động của xe. Kết quả của nghiên cứu cho thấy rằng, các giá trị về chuyển vị và gia tốc của thân xe đã giảm đi đáng kể khi hệ thống treo chủ động được sử dụng để thay thế hệ thống treo bị động thông thường. Trong cả hai trường hợp khảo sát, hiệu quả của hệ thống treo chủ động đều rất ổn định. Trong tương lai, có thể kết hợp thuật toán LQR với một số thuật toán điều khiển thông minh nhằm nâng cao hiệu quả của hệ thống treo. ❖

Ngày nhận bài: **25/4/2022**

Ngày phản biện: **05/5/2022**



Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Khắc Trai, Nguyễn Trọng Hoan, Hồ Hữu Hải, Phạm Huy Hoàng, Nguyễn Văn Chương, Trịnh Minh Hoàng (2020); *Kết cấu ô tô*, NXB. Bách Khoa Hà Nội.
- [2]. Karimi Eskandary P., Khajepour A., Wong A. and Ansari M. (2016); *Analysis and Optimization of Air Suspension System with Independent Height and Stiffness Tuning*, International Journal of Automotive Technology, vol. 17, no. 5, pp. 807-816.
- [3]. Koulocheris D., Papaioannou G. and Chrysos E. (2017); *A Comparison of Optimal Semi-Active Suspension Systems Regarding Vehicle Ride Comfort*, Materials Science and Engineering, vol. 252.
- [4]. Konieczny J., Sibielski M. and Raczka W. (2020); *Active Vehicle Suspension with Anti-Roll System Based on Advanced Sliding Mode Controller*, Energies, vol. 13, pp. 1-27.
- [5]. Huang Y., Na J., Wu X. and Gao G. (2018), *Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions with Hydraulic Actuator*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 65, no. 9, pp. 7258-7267.
- [6]. Abdel-Nasser S., Ahmed Saad A., Nouby M. G., Abdel-Jaber G. (2015); *PID Controller of Active Suspension System for a Quarter Car Model*, International Journal of Advances in Engineering & Technology, vol. 8, no. 6, pp. 899-909.
- [7]. Nguyễn Doãn Phước (2020); *Cơ sở lý thuyết điều khiển tuyến tính*, NXB. Bách Khoa Hà Nội.