

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/369450601>

Thiết kế bộ điều khiển LQG cho hệ thống treo chủ động trên ô tô con

Article · March 2023

CITATIONS

0

READS

136

1 author:



[Hung Duy Nguyen](#)

Kyungpook National University

4 PUBLICATIONS 2 CITATIONS

SEE PROFILE

Thiết kế bộ điều khiển LQG cho hệ thống treo chủ động trên ô tô con

■ **KS. NGUYỄN VIỆT DŨNG**

Cục Đăng kiểm Việt Nam

■ **TS. TRƯƠNG MẠNH HÙNG**

Trường Đại học Giao thông vận tải

■ **KS. NGUYỄN DUY HƯNG**

Viện Công nghệ ô tô

TÓM TẮT: Hiện nay, hầu hết hệ thống treo trên ô tô con thường sử dụng là hệ thống treo độc lập tại các cầu xe và hệ thống treo bị động không được điều khiển. Tuy nhiên, đối với hệ thống treo bị động, trong quá trình di chuyển cần có thêm các công trình nghiên cứu để có thể cải tiến, bổ sung và đề xuất để mang lại tính ổn định cho ô tô, giảm thiểu TNGT như hiện nay. Bài báo này, các tác giả đã tiến hành xây dựng mô hình dao động ô tô con, trong mô hình có thiết kế thêm bộ điều khiển tối ưu LQG (Linear Quadratic Gaussian) cho hệ thống treo chủ động. Mục tiêu nghiên cứu nhằm nâng cao độ êm dịu và độ ổn định ô tô trong quá trình hoạt động. Quá trình khảo sát đánh giá có xem xét đến việc tối ưu các thông số để đảm bảo các giá trị: góc lắc ngang thân xe, góc lắc dọc thân xe, dịch chuyển của khối lượng được treo và dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe tốt nhất đảm bảo theo các chỉ tiêu. Kết quả mô phỏng thực hiện trên miền thời gian. Về đánh giá đã thể hiện rõ hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất. Kết quả số khảo sát đánh giá các thông số thỏa mãn tốt các chỉ tiêu đề ra, trong đó có một số chỉ tiêu giảm tới 50% khi so sánh với ô tô sử dụng hệ thống treo bị động thông thường và cùng các thông số kết cấu khác.

TỪ KHÓA: Hệ thống treo chủ động, điều khiển tối ưu LQG, mô hình tổng quát của ô tô con.

ABSTRACT: Currently, most cars use independent passive suspension systems at the axles. However, for the passive suspension systems, it is necessary to have more research works to improve, supplement and propose the car stability and reduce traffic accidents. In this paper, the authors build a vertical model of cars, in which an optimized controller LQG is designed for the active suspension system. The research objective is to improve the ride comfort and car stability during operation. The survey and evaluation process takes into consideration the optimization of parameters to ensure the following values: pitch angle, roll angle, vertical displacement of sprung mass and vertical displacement of unsprung mass at each wheel, in order to be best guaranteed according to the road holding criteria. Simulation results are performed in the time domain. In terms of evaluation, the effectiveness of the proposed

controller has been clearly demonstrated. The survey results of evaluating the parameters satisfy the set criteria, in which there are some indicators that reduce up to 50% when compared to cars using a conventional passive suspension system.

KEYWORDS: Vehicle dynamics, active suspension system, optimal control LQG, Full-car model.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ở Việt Nam hiện nay, mật độ tham gia giao thông của các phương tiện ngày càng tăng, đặc biệt là phương tiện giao thông đường bộ. Do vậy, vấn đề ATGT đường bộ đang là mối lo ngại hàng đầu. Theo số liệu của Ủy ban ATGT Quốc gia và Cục Đăng kiểm Việt Nam, số lượng ô tô, xe máy đã tăng trong khoảng thời gian từ năm 2011 đến nay: Tháng 9 năm 2011 toàn quốc có 1,8 triệu xe ô tô, 33,4 triệu xe máy; đến tháng 12/2020 con số đó tăng lên khoảng 26,6 triệu xe ô tô, trên 60 triệu xe máy. Theo đó, có rất nhiều vụ tai nạn xảy ra. Riêng trong tháng 9/2020, toàn quốc xảy ra 1,184 vụ TNGT, làm chết 534 người và làm bị thương 882 người, ví dụ là vụ TNGT của ô tô tại Hà Nội ngày 15/02/2019 (Hình 1.1).



Hình 1.1: Hiện trường một vụ tai nạn do ô tô bị mất lái

Qua thống kê, TNGT do phương tiện ô tô có các nguyên nhân: môi trường giao thông, người lái xe và tình trạng kỹ thuật ô tô.

- **Yếu tố môi trường giao thông:** Đường sá, khí hậu, thời tiết, cơ sở hạ tầng. Khi cơ sở hạ tầng phát triển, nâng cao năng suất vận chuyển, lưu thông của phương tiện tăng, nguy cơ xảy ra TNGT cũng tăng lên, đòi hỏi trình độ chuyên môn, có ý thức chấp hành luật giao thông.

- **Yếu tố con người:** Chiếm tỷ lệ cao nhất và phụ thuộc vào ý thức, trình độ kỹ thuật và trạng thái tâm lý, kinh nghiệm xử lý của người lái ô tô. Để hạn chế các yếu tố này, các quốc gia tăng cường thể chế pháp lý, tuyên truyền giáo dục ý thức chấp hành luật giao thông của người tham gia giao thông. Yếu tố con người điều khiển phương tiện tham gia giao thông có thể cải thiện được và ngày càng được cải thiện để giảm tai nạn.

- **Yếu tố kỹ thuật:** Cũng gây tai nạn nhưng chiếm tỷ lệ thấp, phụ thuộc vào trình độ, công nghệ và mức độ hoàn thiện về thiết kế chế tạo ô tô. Yếu tố kỹ thuật phụ thuộc vào việc ứng dụng khoa học kỹ thuật, công nghệ thông tin áp dụng vào ô tô, để cải thiện yếu tố này cần có đầu tư hoàn thiện công nghệ; hoàn thiện hệ thống treo trên ô tô là một vấn đề quan trọng cần được quan tâm - hệ thống này đóng vai trò quan trọng tăng độ an toàn và êm dịu khi chuyển động ô tô, tăng tính tiện nghi; đảm bảo ổn định ngang thân xe khi ô tô đi vào cung đường xấu hoặc chuyển làn và khi quay vòng.

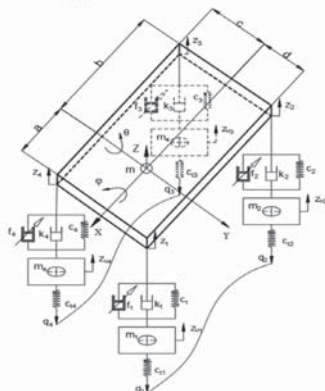
Hiện nay, có nhiều công trình nghiên cứu liên quan đến hệ thống treo được công bố [9,11]. Nhóm nghiên cứu đã tìm hiểu một số hướng nghiên cứu quan trọng về hệ thống treo ô tô được liệt kê dưới đây.

Các phương pháp điều khiển cho hệ thống treo chủ động trên ô tô có thể kể đến: PID, mờ, LQR, LQG, H_∞ , LPV... [1,2,3,4,8]. Trong các nghiên cứu, các tác giả hầu hết sử dụng mô hình 1/4 ô tô. Trong nghiên cứu này, các tác giả đề xuất mô hình tổng quát của ô tô, sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu LQG cho hệ thống treo chủ động, với mục tiêu tối ưu là góc lắc ngang thân xe, góc lắc dọc thân xe, dịch chuyển của khối lượng được treo và dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe.

Trong bài báo, nhóm tác giả đã thiết kế bộ điều khiển LQR dùng cho hệ thống treo ô tô và khảo sát đánh giá mô hình dao động ô tô theo các chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô. Nội dung bài báo gồm 5 phần. Phần 1 giới thiệu tổng quan và các công trình nghiên cứu. Phần 2 trình bày xây dựng mô hình dao động tổng quát ô tô. Phần 3 trình bày thiết kế bộ điều khiển LQG. Phần 4 trình bày kết quả mô phỏng và đánh giá. Phần 5 trình bày các kết luận.

2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ

2.1. Xây dựng mô hình dao động ô tô



Hình 2.1: Mô hình dao động tổng quát của ô tô

Mô hình dao động tổng quát của ô tô hai cầu trong không gian trên Hình 2.1. Trong mô hình, các phần tử đàn hồi có thông số C_i , phần tử giảm chấn K_i và cơ cấu chấp hành f_i cơ cấu chấp hành này được điều khiển. Lớp ô tô được đơn giản bằng phần tử đàn hồi có hệ số C_{tt} . Áp dụng Định luật 2 Newton và nguyên lý D'alambert với mô hình dao động tổng quát của ô tô, xây dựng được phương trình động lực học của ô tô:

Phương trình cân bằng lực của khối lượng được treo theo phương thẳng đứng:

$$m\ddot{z} = c_1(z_{u1} - z_1) + c_2(z_{u2} - z_2) + c_3(z_{u3} - z_3) + c_4(z_{u4} - z_4) + k_1(\dot{z}_{u1} - \dot{z}_1) + k_2(\dot{z}_{u2} - \dot{z}_2) + k_3(\dot{z}_{u3} - \dot{z}_3) + k_4(\dot{z}_{u4} - \dot{z}_4) - f_1 - f_2 - f_3 - f_4 \quad (1)$$

Phương trình cân bằng mô-men theo phương ngang Oy:

$$\ddot{\varphi} = dc_1(z_{u1} - z_1) + dc_2(z_{u2} - z_2) - cc_3(z_{u3} - z_3) - cc_4(z_{u4} - z_4) + dk_1(\dot{z}_{u1} - \dot{z}_1) + dk_2(\dot{z}_{u2} - \dot{z}_2) - ck_3(\dot{z}_{u3} - \dot{z}_3) - ck_4(\dot{z}_{u4} - \dot{z}_4) - df_1 - df_2 + cf_3 + cf_4 \quad (2)$$

Phương trình cân bằng mô-men theo phương dọc Ox:

$$j\ddot{\theta} = -ac_1(z_{u1} - z_1) + bc_2(z_{u2} - z_2) + bc_3(z_{u3} - z_3) - ac_4(z_{u4} - z_4) - ak_1(\dot{z}_{u1} - \dot{z}_1) + bk_2(\dot{z}_{u2} - \dot{z}_2) + bk_3(\dot{z}_{u3} - \dot{z}_3) - ak_4(\dot{z}_{u4} - \dot{z}_4) + af_1 - bf_2 - bf_3 + af_4 \quad (3)$$

Phương trình cân bằng lực của khối lượng không được treo tại từng bánh xe theo phương thẳng đứng:

$$m_1\ddot{z}_{u1} = -c_1(z_{u1} - z_1) - k_1(\dot{z}_{u1} - \dot{z}_1) + c_{t1}(q_1 - z_{u1}) + f_1 \quad (4)$$

$$m_2\ddot{z}_{u2} = -c_2(z_{u2} - z_2) - k_2(\dot{z}_{u2} - \dot{z}_2) + c_{t2}(q_2 - z_{u2}) + f_2 \quad (5)$$

$$m_3\ddot{z}_{u3} = -c_3(z_{u3} - z_3) - k_3(\dot{z}_{u3} - \dot{z}_3) + c_{t3}(q_3 - z_{u3}) + f_3 \quad (6)$$

$$m_4\ddot{z}_{u4} = -c_4(z_{u4} - z_4) - k_4(\dot{z}_{u4} - \dot{z}_4) + c_{t4}(q_4 - z_{u4}) + f_4 \quad (7)$$

Trong đó, dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe được xác định như sau:

$$\begin{cases} z_1 = z + d \tan \varphi - a \tan \theta \approx z + d\varphi - a\theta \\ z_2 = z + d \tan \varphi + b \tan \theta \approx z + d\varphi + b\theta \\ z_3 = z - c \tan \varphi + b \tan \theta \approx z - d\varphi + b\theta \\ z_4 = z - c \tan \varphi - a \tan \theta \approx z - c\varphi - a\theta \end{cases}$$

Phương trình (1) đến (7) là hệ phương trình động lực học của ô tô, được viết thành dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1W + B_2U \\ Y = CX + D_1W + D_2U \end{cases}$$

Trong đó, vector trạng thái:

$$X =$$

$$[z \ \varphi \ \theta \ z_{u1} \ z_{u2} \ z_{u3} \ z_{u4} \ \dot{z} \ \dot{\varphi} \ \dot{\theta} \ \dot{z}_{u1} \ \dot{z}_{u2} \ \dot{z}_{u3} \ \dot{z}_{u4}]^T;$$

Kích thích bên ngoài: $W = [q_1 \ q_2 \ q_3]^T$;

Vector điều khiển: $U = [f_1 \ f_2 \ f_3]^T$; Trong hệ phương trình trên các thông số cần có để đánh giá dao động là góc lắc ngang thân xe, gia tốc ngang, hệ số chuyển tải ở hai cầu nên chọn vector làm thông số đầu ra là: $Y = X$. A , B_1 , B_2 , C , D_1 , D_2 là các ma trận của hệ thống.

2.2. Các chỉ tiêu đánh giá

Đánh giá êm dịu chuyển động, tính năng an toàn chuyển động của ô tô cần dựa vào các chỉ tiêu về dao động ô tô. Trong nghiên cứu này đánh giá dao động ô tô con dựa vào các chỉ tiêu [5,6]:

- Tần số dao động:

Đối với xe con: $n_k = 60 \div 90$ lần/phút ($1 \div 1.5$ Hz).

Đối với xe tải: $n_k = 100 \div 120$ lần/phút ($1.6 \div 2$ Hz).

- Gia tốc dao động:

$$\ddot{X} < 1,0 \text{ m/s}^2; \ddot{Y} < 0,7 \text{ m/s}^2; \ddot{Z} < 2,5 \text{ m/s}^2$$

- Hệ số êm dịu chuyển động (K):

$$K = \frac{12,5 \ddot{Z}}{\sqrt{1+0,01\omega^2}} = \frac{18 \cdot RMS(\ddot{Z})}{\sqrt{1+0,01\omega^2}} = K_y \cdot RMS(\ddot{Z})$$

- Công suất dao động:

$$N_c = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T P(t) \cdot V(t) dt$$

- Gia tốc dao động và thời gian tác động:

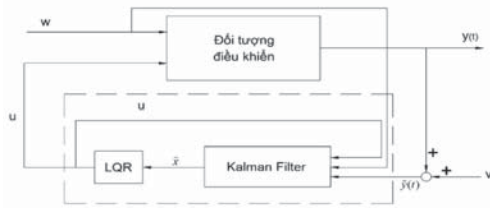
$$RMS_{(a)} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a^2(t) \cdot dt}$$

Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng chỉ tiêu về giá trị độ lớn theo thời gian và giá trị sai lệch bình phương trung bình của các dịch chuyển, gia tốc của góc lắc của thân xe, bánh xe.

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQG

3.1. Cơ sở lý thuyết

Phương pháp điều khiển tối ưu LQG là kết hợp của bộ lọc Kalman vào bài toán tối ưu LQR và được biểu diễn qua Hình 3.1.



Hình 3.1: Sơ đồ bộ điều khiển LQG

Bộ LQR tạo ra lực điều khiển u thích hợp cho đối tượng điều khiển và sử dụng nó như một tín hiệu để kết hợp với kích thích bên ngoài w và vector đầu ra được xem xét đến nhiều là làm tín hiệu đầu vào cho bộ lọc Kalman.

Kết quả kết hợp giữa phản hồi trạng thái đầy đủ LQR với công cụ ước lượng trạng thái đầy đủ của bộ quan sát Kalman sẽ tạo ra bộ điều khiển Gaussian bậc hai tuyến tính LQG. Bộ điều khiển LQG là một hệ thống động lực học với tín hiệu đầu vào y , đầu ra u và biến trạng thái.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= (A - K_f C - B K_r) \hat{x} + K_f y \\ u &= -K_r \hat{x} \end{aligned} \quad (8)$$

Bộ điều khiển LQG là tối ưu với phiên bản lấy trung bình tổng thể sau đây của hàm tổng quát $J(t)$:

$$J(t) = \left(\int_0^t [x(\tau) Q x(\tau) + u(\tau) R u(\tau)] d\tau \right) \quad (9)$$

Tín hiệu điều khiển $u = -K_r \hat{x}$ là trong sự xem xét của ước tính trạng thái và do đó hàm tổng quát này sẽ được tính trung bình trong nhiều lần nhận ra nhiễu và ổn. Áp dụng LQR cho các kết quả \hat{x} động lực học trạng thái:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= A \hat{x} - B K_r \hat{x} + w_d \\ &= A \hat{x} - B K_r \hat{x} + B K_r (x - \hat{x}) + w_d \\ &= A \hat{x} - B K_r \hat{x} + B K_r \varepsilon + w_d \end{aligned} \quad (10)$$

Do đó, các giá trị riêng vòng kín của hệ thống điều chỉnh LQG được đưa ra bởi các giá trị riêng của $A - B K_r$ và $A - K_f C$, được chọn tối ưu bởi các ma trận lợi LQR và bộ lọc Kalman, tương ứng.

3.2. Thiết kế bộ điều khiển LQG

3.2.1. Thiết kế bộ điều khiển LQR

Hàm mục tiêu của bộ điều khiển tối ưu LQR có dạng:

$$J = \int_0^\infty [x^T Q x + u^T R u + 2x^T N u] dt \quad (11)$$

Mục đích của hệ thống điều khiển ở đây là lựa chọn tín hiệu tốt có đánh giá để nâng cao độ an toàn và độ êm dịu của ô tô. Trong đó, Q và R là các ma trận trọng số. Ma trận Q được yêu cầu là ma trận đối xứng xác định dương hoặc bán dương. Ma trận R được yêu cầu là ma trận đối xứng xác định dương. N (noise) là nhiễu trong một tín hiệu tổng hợp, góc lắc ngang thân xe, góc lắc dọc thân xe, dịch chuyển của khối lượng được treo và dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe là các thông số cần được đánh giá và xem xét. Ngoài ra, mô-men điều khiển sinh ra từ các cơ cấu chấp hành cần được xem để tránh hiện tượng bão hòa. Do đó, lựa chọn hàm mục tiêu như sau:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty \left(\rho_1 \dot{z}^2 + \rho_2 \dot{\phi}^2 + \rho_3 \dot{\theta}^2 + \rho_4 \dot{z}_{u1}^2 + \rho_5 \dot{z}_{u2}^2 + \rho_6 \dot{z}_{u3}^2 + \rho_7 \dot{z}_{u4}^2 + \rho_8 \dot{z}^2 + \rho_9 \dot{\phi}^2 + \rho_{10} \dot{\theta}^2 + \rho_{11} \dot{z}_{u1}^2 + \rho_{12} \dot{z}_{u2}^2 + \rho_{13} \dot{z}_{u3}^2 + \rho_{14} \dot{z}_{u4}^2 \right) dt \quad (12)$$

Trong đó: $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_{12}, \rho_{13}, \rho_{14}$ là các trọng số và $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_{12}, \rho_{13}, \rho_{14} \geq 0$. Giá trị trọng số thể hiện mức độ ưu tiên khác nhau cho các chỉ tiêu đã nêu ở trên.

3.2.2. Thiết lập bộ quan sát Kalman

Bộ lọc Kalman là công cụ ước lượng trạng thái đầy đủ được sử dụng phổ biến nhất, vì nó cân bằng tối ưu các ảnh hưởng cạnh tranh của các nhiễu đo lường, sự nhiễu và sự không chắc chắn của mô hình.

Khi dẫn xuất công cụ trạng thái đầy đủ tối ưu, nó là cần thiết để lại đưa vào sự nhiễu loạn tới trạng thái, w_d và nhiễu cảm biến w_n :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A x + B u + w_d \\ y &= C x + D u + w_n \end{aligned} \quad (13)$$

Nó có khả năng để chứa một ước lượng \hat{x} của trạng thái đầy đủ x từ sự đo lường của tín hiệu đầu vào u và đầu ra y , thông qua hệ thống động lực học bộ ước lượng:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= A \hat{x} + B u + K_f (y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C \hat{x} + D u \end{aligned} \quad (14)$$

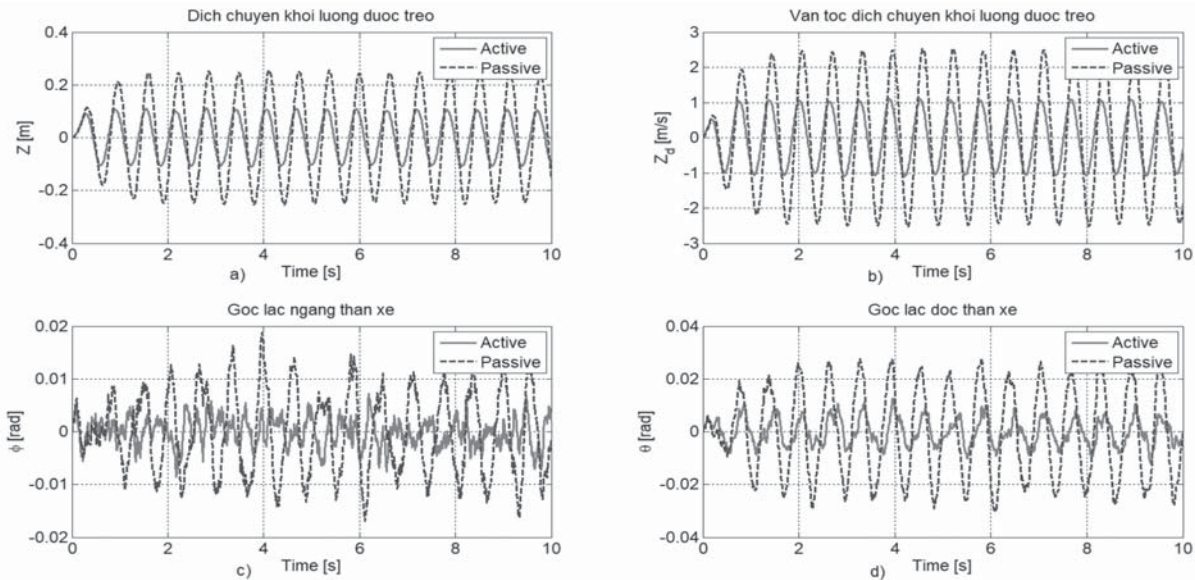
Trong đó, các ma trận A, B, C và D đã chứa thông số của mô hình hệ thống xây dựng.

4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

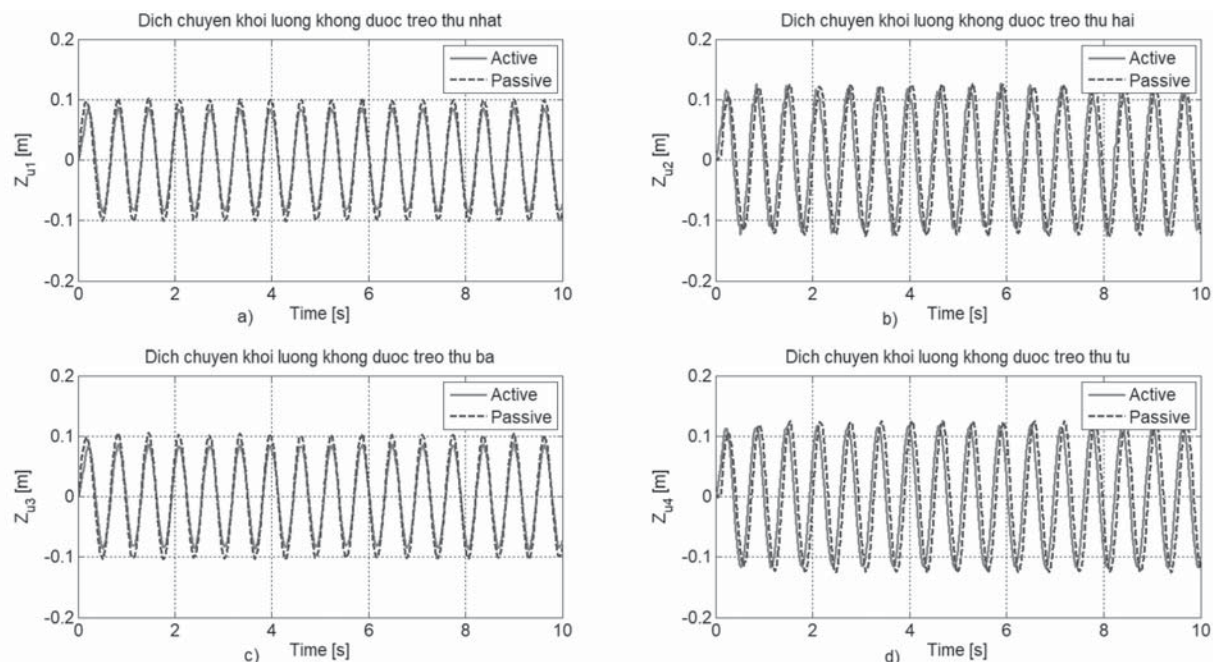
Trong nghiên cứu, các tác giả đã đánh giá hiệu quả của bộ LQG khi cho ô tô chuyển động ở các tốc độ ô tô khác nhau. Trong khuôn khổ bài báo chỉ trình bày một trường hợp ở 60 km/h trên miền thời gian. Với đường nét đứt cho hệ thống treo bị động và nét liền cho hệ thống treo chủ động dùng LQG, nhóm nghiên cứu sử dụng phần mềm chuyê dụng Matlab [7] để khảo sát đánh giá dao động ô tô.

4.1. Khảo sát với biên dạng đường điều hòa

Sử dụng tín hiệu đầu vào là mặt đường biên dạng hình sine là tín hiệu duy nhất. Hình 4.1 thể hiện đáp ứng thời gian của dịch chuyển khối lượng được treo $Z(a)$, gia tốc dịch chuyển khối lượng được treo, $Z'(b)$, góc nghiêng ngang thân xe $\Phi(c)$ và gia tốc góc lắc ngang thân xe $\Phi(d)$. Hình 4.1 thể hiện đáp ứng thời gian của dịch chuyển khối lượng không được treo tại từng bánh xe $Z_{u1}(a)$, $Z_{u2}(b)$, $Z_{u3}(c)$, $Z_{u4}(d)$.



Hình 4.1: Đáp ứng thời gian của Z (a), Z' (b), ϕ (c), θ (d)



Hình 4.2: Đáp ứng thời gian của Z_{u1} (a), Z_{u2} (b), Z_{u3} (c), Z_{u4} (d)

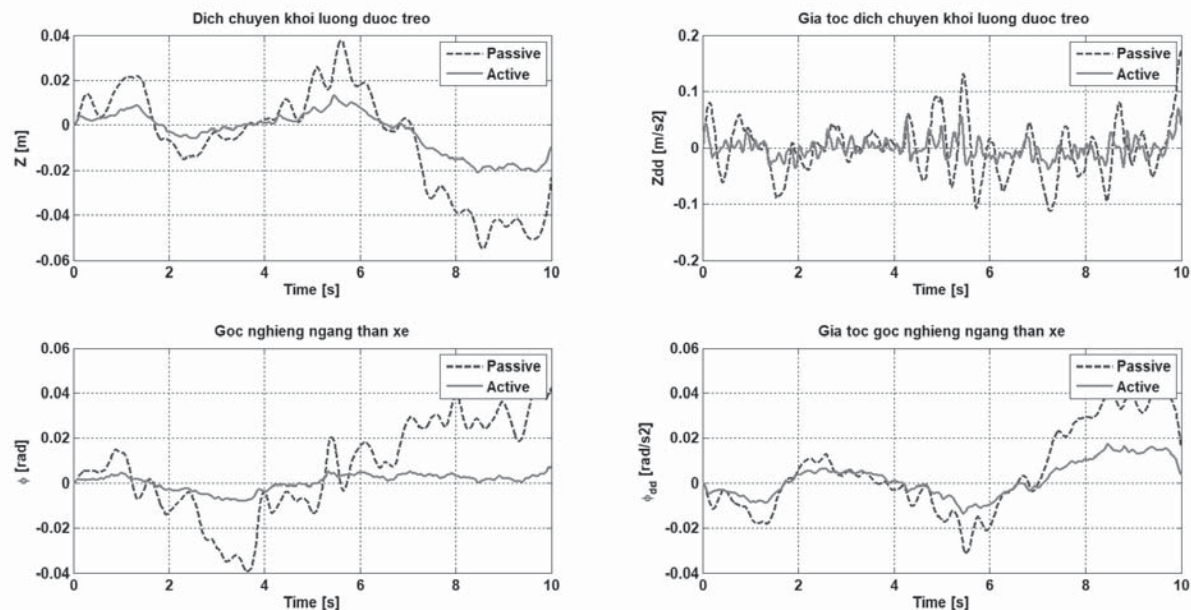
Trên Hình 4.1, 4.2 thấy dịch chuyển của khối lượng được treo, vận tốc dịch chuyển của khối lượng được treo khi sử dụng LQG đã giảm 60%, trong khi đó góc lắc ngang và góc lắc dọc của thân xe giảm tới 70%, dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe giảm khoảng 15% khi so sánh giữa ô tô hệ thống treo chủ động và hệ thống treo bị động. Tuy nhiên, phải thừa nhận độ an toàn và độ êm dịu ở trên ô tô rất khó để cùng cải thiện trong một bộ điều khiển. Vì thế, với hệ thống treo chủ động dùng LQG đã nâng cao được đồng thời độ an toàn và độ êm dịu của ô tô trên miền thời gian.

4.2. Khảo sát khi ô tô chuyển động trên biên dạng mặt đường ngẫu nhiên

Khi ô tô chuyển động trên đường, biên dạng của mặt đường sẽ thay đổi liên tục và không tuân theo quy luật nào (ngẫu nhiên). Khi đó, hệ thống treo bị động có thể không đáp ứng được chất lượng dao động. Sử dụng mặt đường ngẫu nhiên loại B chuẩn ISO 8068, thời gian khảo sát là 10 (s) cho cả hai loại hệ thống treo: chủ động dùng LQG và bị động cho cùng một loại ô tô. Kết quả khảo sát được thể hiện ở Hình 4.3, sự ảnh hưởng của biên dạng mặt đường ngẫu nhiên ứng với các tín hiệu dịch chuyển khối lượng

được treo $Z(a)$, gia tốc dịch chuyển khối lượng được treo, góc nghiêng ngang thân xe $\Phi(c)$ và gia tốc góc lắc ngang thân xe.

Kết quả mô phỏng cho thấy giá trị độ lớn của các tín hiệu đều giảm khi sử dụng hệ thống treo chủ động LQG so với hệ thống treo bị động. Điều này thể hiện độ êm dịu chuyển động của ô tô được tăng lên đáng kể. Điều này thấy tính ưu việt của phương án đề xuất lắp thêm bộ điều khiển thay thế cho hệ thống treo bị động.



Hình 4.3: Đáp ứng thời gian của $Z(a)$, $Z_{dd}(b)$, $\Phi(c)$, $\Phi(d)$

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã thực hiện xây dựng mô hình dao động tổng quát của ô tô, khảo sát đồng thời độ êm dịu và độ an toàn chuyển động. Bộ LQG dùng cho hệ thống treo chủ động được xây dựng với các thông số cơ bản được xem xét: góc lắc ngang thân xe, góc lắc dọc thân xe, dịch chuyển của khối lượng được treo và dịch chuyển của khối lượng không được treo tại từng bánh xe. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian đã thể hiện rõ hiệu quả của phương pháp đề xuất với độ giảm có thể lên tới 70% so với ô tô sử dụng hệ thống treo bị động.

Hướng nghiên cứu tiếp theo của bài báo có thể là xem xét ảnh hưởng của các thông số chọn trong thiết kế điều khiển tới mục tiêu điều khiển và áp dụng các phương pháp điều khiển hiện đại như điều khiển bền vững để tăng hiệu quả điều khiển.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Bennett, Stuart (1993), *A history of control engineering, 1930 - 1955*. IET, p.48. ISBN 9-780863412998.
- [2]. Jumi Bharali, Mrinal Buragohain (2016), *Design and Performance Analysis of Fuzzy LQR, Fuzzy PID and LQR Controller for Active Suspension System using 3 Degree of Freedom Quarter car model*, ISBN 978-1-4673-8587-9.
- [3]. Araki M, Kyoto University, Japan, *PID Control, Control Systems, Robotics and Automation*, vol.II.
- [4]. M.P. Nagarkar, G.J. Vikhe, K.R. Borole, V.M. Nandedkar (2011), *Active control of quarter-car suspension system using Linear Quadratic Regulator*, International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME), no.2180-1606, vol.3, pp.364-372.

[5]. Đào Mạnh Hùng (2007), *Dao động ô tô*, Bài giảng Chương trình cao học, Hà Nội.

[6]. Đặng Việt Hà (2010), *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến độ êm dịu chuyển động của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam*, Luận văn Tiến sỹ kỹ thuật, Trường Đại học GTVT, Hà Nội.

[7]. Nguyễn Phùng Quang (2004), *Matlab & Simulink*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

[8]. Trinh Luong Mien (2016), *Design of fuzzy self-tuning LQR controller for bus active suspension*, International Journal of Mechanical Engineering and Technology, vol.7, Issue 6, pp.493-501.

[9]. Rae-Kwan, Kim-Shik Hong (2007), *Skyhook Control Using a Full-Vehicle Model and Four Relative Displacement Sensors*, International Conference on Control, Automation and System.

[10]. Faraz Ahmed Ansari, RajShree Tappar (2013), *Modeling, Analysis And Control Of Active Suspension System Using Sliding Mode Control And Disturbance Observer*, International Journal of Scientific and Research Publications.

[11]. Charles Poussot-Vassal (2008), *Commande Robuste LPV Multivariable de Chassis Automobile*, PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, France.

Ngày nhận bài: 04/10/2021

Ngày chấp nhận đăng: 28/10/2021

**Người phản biện: PGS. TS. Trịnh Lương Miên
TS. Vũ Văn Tấn**