

XÂY DỰNG BỘ ĐIỀU KHIỂN TRUNG TÂM CHO HỆ THỐNG TREO VÀ ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

A CENTRAL CONTROLLER DESIGN FOR ACTIVE SUPPENSION AND ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEMS ON AUTOMOBILES

Vũ Văn Tấn*, Nguyễn Minh Trung

TÓM TẮT

Nhu cầu sử dụng ô tô con trên toàn thế giới đang ngày càng tăng cao, trong đó hai chỉ tiêu quan trọng mà người sử dụng mong muốn đó là độ êm dịu và an toàn chuyển động. Các nhà sản xuất ô tô cũng luôn hướng đến việc nâng cao tính tiện nghi của ô tô với hai chỉ tiêu trên. Để nâng cao độ êm dịu thì hệ thống treo chủ động là giải pháp hiệu quả nhất, đối với độ an toàn chuyển động thì đó là hệ thống ổn định ngang chủ động. Trong bài báo này, nhóm tác giả sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu toàn phần LQR để điều khiển đồng thời hai hệ thống trên nhằm nâng cao đồng thời độ êm dịu và độ an toàn khi ô tô chuyển động. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số thể hiện rõ hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất khi giảm các tín hiệu mong muốn trên 30% so với ô tô khi sử dụng hệ thống treo bị động thông thường.

Từ khóa: Động lực học ô tô; Hệ thống ổn định ngang chủ động; Hệ thống treo chủ động; Điều khiển tối ưu; Bộ điều khiển trung tâm.

ABSTRACT

The demand for cars around the world is increasing, of which two important criteria that customers want are the comfort and the road safety. Car manufacturers are also always aiming to improve the car quality with these two criteria. To improve the comfort criteria, the active suspension is the most effective solution, meanwhile for the road safety, it is the active anti-roll bar system. In this paper, the authors use the optimal control method LQR to build a central controller for these two systems to improve simultaneously the comfort and the road safety when the car is moving. The simulation results on the time domain and frequency domain clearly show the effectiveness of the proposed controller when reducing the desired signals by over 30% compared to the cars use the normal passive suspension system.

Keywords: Vehicle dynamics; Active anti-roll bar system; Active suspension system; Optimal control LQR; Central controller.

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: vvtan@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 10/3/2020

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 27/4/2020

Ngày chấp nhận đăng: 24/6/2020

1. GIỚI THIỆU

Khi ô tô chuyển động thì mặt đường là nguồn kích thích dao động chính, gây lên sự rung lắc làm ảnh hưởng tiêu cực đến người lái cũng như hành khách trên xe. Để cải

thiện được điều này có nhiều nghiên cứu được thực hiện đối với hệ thống treo, hệ thống phanh, hệ thống lái hoặc kết hợp chúng [1, 2], trong đó nghiên cứu về hệ thống treo được chứng minh là giải pháp hiệu quả nhất. Hiện tại có ba loại hệ thống treo chính bao gồm: loại thứ nhất là hệ thống treo bị động được trang bị giảm chấn bị động và phần tử đàn hồi, loại thứ hai là hệ thống treo bán tích cực, loại thứ ba là hệ thống treo tích cực.

Hệ thống treo tích cực đã được nghiên cứu từ năm 1970 [1]. Ngày nay hệ thống này khá phổ biến trong các phương tiện hiện đại với cách bố trí như trong hình 1. Một số nghiên cứu mới đã áp dụng phương pháp điều khiển nâng cao cho hệ thống treo chủ động như trong [3], các tác giả đã trình bày một số chiến lược kiểm soát đối với hệ thống treo chủ động dựa trên phương pháp Skyhook, Groundhook, ADD và LPV. Các vấn đề kiểm soát hệ thống treo cũng đã được nghiên cứu trên mô hình nửa xe như trong [4, 5, 6] bằng cách sử dụng điều khiển tối ưu đa mục tiêu.



Hình 1. Hệ thống treo được điều khiển trên ô tô con

Bên cạnh đó ngoài việc nâng cao độ êm dịu cho ô tô thì độ an toàn cũng rất quan trọng. Khi người lái đánh lái hoặc khi quay vòng trên đường với tốc độ cao sẽ rất nguy hiểm bởi vì khi đó lực quán tính ngang của ô tô tăng lên rất nhanh, điều này dẫn đến khả năng ô tô bị lật ngang. Tai nạn do lật ngang thường rất trầm trọng và gây nguy hiểm đến tính mạng con người cũng như phương tiện và cơ sở hạ tầng [7, 8]. Để nâng cao tính ổn định ngang của ô tô, các giải pháp có thể được áp dụng bao gồm: thay đổi kết cấu của thanh ổn định ngang bị động, sử dụng các hệ thống có điều khiển như hệ thống treo, hệ thống lái và hệ thống phanh... Tuy nhiên để đạt hiệu quả cao nhất với mục tiêu

này phải kể đến hệ thống ổn định ngang chủ động [9]. Hệ thống ổn định ngang chủ động được phân thành hai dạng khác nhau cho hai đối tượng chính là ô tô con và ô tô tải trọng lớn. Với đặc trưng là tải trọng lớn và chiều cao trọng tâm cao nên các nghiên cứu về hệ thống này trên ô tô tải trọng lớn được nhiều tác giả quan tâm hơn [8, 10, 11, 12]. Trong khi đó các nghiên cứu về hệ thống này trên ô tô vẫn chưa được hoàn thiện.



Hình 2. Mô tả nguyên lý hoạt động của hệ thống ổn định ngang chủ động

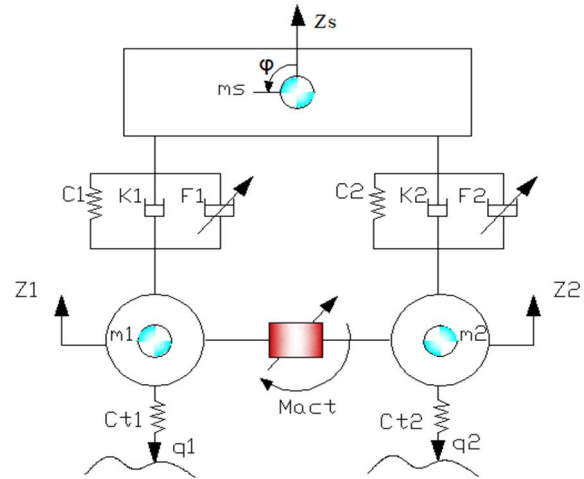
Với ô tô con, hệ thống ổn định ngang chủ động thường được thiết kế bao gồm một mô tơ điện hoặc mô tơ thủy lực đặt giữa thanh ổn định ngang thông thường, được mô tả như trong hình 2 [13]. Tùy theo trạng thái dao động khác nhau của ô tô thì hệ thống này sẽ tạo ra các mô men theo hai chiều ngược nhau tác động lên hai bên bánh xe, từ đó làm giảm góc nghiêng ngang của thân xe cũng như dịch chuyển của các bánh xe. Các phương pháp điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động có thể kể đến là PID, LQG CNF [14]. Tuy nhiên các nghiên cứu trên mới dừng lại ở mức cơ bản khi so sánh độ dịch chuyển của bánh xe trên miền thời gian trong ba trường hợp, có điều khiển, có và không có hệ thống ổn định ngang bị động.

Trong bài báo này, nhóm tác giả đề xuất một bộ điều khiển trung tâm kết hợp hai hệ thống chủ động là hệ thống treo và hệ thống ổn định ngang. Lực của cơ cấu chấp hành từ hệ thống treo chủ động có tác dụng giảm gia tốc, dịch chuyển thân xe cũng như gia tốc lắc ngang để đảm bảo mục tiêu nâng cao êm dịu chuyển động. Mômen của cơ cấu chấp hành từ hệ thống ổn định ngang chủ động có tác dụng làm giảm dịch chuyển bánh xe và góc lắc ngang thân xe để đảm bảo mục tiêu nâng cao độ an toàn chuyển động. Việc áp dụng phương pháp điều khiển tối ưu dạng toàn phương LQR để giải quyết mục tiêu trên là một cách tiếp cận mới về kết hợp hai hệ thống này.

Bài báo được phân bố với cấu trúc gồm 5 phần. Phần 1 giới thiệu tổng quan về hệ thống treo chủ động, hệ thống ổn định ngang chủ động và tương quan của nghiên cứu này so với các nghiên cứu trước đây. Phần 2 giới thiệu mô hình ô tô nghiên cứu, trong đó đặc biệt nhấn mạnh đến việc kết hợp tín hiệu điều khiển của hai hệ thống là lực và mômen điều khiển của cơ cấu chấp hành. Phần 3 thiết kế bộ điều khiển trung tâm LQR với mục tiêu nâng cao độ êm dịu và độ an toàn chuyển động của ô tô. Phần 4 là một số kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số. Phần 5 là kết luận và đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ CON

Mô hình ô tô được tác giả sử dụng là mô hình 1/2 ô tô con với 4 bậc tự do được biểu diễn như hình 3.



Hình 3. Mô hình 1/2 ô tô con

Mô hình bao gồm 3 phần: Khối lượng được treo m_s , khối lượng không được treo bên trái m_1 , khối lượng không được treo bên phải m_2 . Hai lực điều khiển của hệ thống treo chủ động là F_1, F_2 . Mômen điều khiển của hệ thống ổn định ngang chủ động là M_{act} . Các kí hiệu và thông số của mô hình được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số của mô hình ô tô [13]

Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	1300	kg
I	Moment quán tính khối lượng được treo	500	Kgm ²
r	Khoảng cách từ tâm khối lượng được treo đến bánh xe bên trái và bên phải	0,8	m
a_{arm}	Khoảng cách từ tâm cơ cấu chấp hành đến bánh xe bên trái và bên phải	0,3	m
$k_{1,2}$	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải	4500	Ns/m
$c_{1,2}$	Độ cứng lò xo bên trái, phải	50.000	N/m
$c_{t,2}$	Độ cứng lốp bên trái, phải	200.000	N/m

Phương trình động lực học tổng quát của ô tô khi xét đến sự tồn tại đồng thời của hệ thống treo và ổn định ngang chủ động được xác định như sau:

$$m_s \ddot{Z}_s = -(c_1 + c_2) \dot{Z}_s + (c_1 - c_2) r \dot{\varphi} - (k_1 + k_2) \dot{Z}_s + (k_1 - k_2) r \dot{\varphi} + c_1 \dot{Z}_1 + c_2 \dot{Z}_2 + k_1 \dot{Z}_1 + k_2 \dot{Z}_2 - F_1 - F_2 \tag{1}$$

$$c_1 \dot{Z}_s - c_1 r \dot{\varphi} + k_1 \dot{Z}_s - k_1 r \dot{\varphi} - k_1 \dot{Z}_1 - (c_{t1} + c_1) \dot{Z}_1 + c_{t1} \dot{q}_1 + F_1 + M_{act} = 2 a_{arm} \ddot{Z}_1 \tag{2}$$

$$c_2 \dot{Z}_s + c_2 r \dot{\varphi} + k_2 \dot{Z}_s + k_2 r \dot{\varphi} - k_2 \dot{Z}_2 - (c_{t2} + c_2) \dot{Z}_2 + c_{t2} \dot{q}_2 + F_2 - M_{act} = 2 a_{arm} \ddot{Z}_2 \tag{3}$$

$$\begin{aligned} I\ddot{\varphi} &= (c_1 - c_2)rZ_s - (c_1 + c_2)r^2\dot{\varphi} + (k_1 - k_2)r\dot{Z}_s \\ &- (k_1 + k_2)r^2\dot{\varphi} - c_1Z_1r + c_2Z_2r - k_1\dot{Z}_1r \\ &+ k_2\dot{Z}_2r + F_1r - F_2r \end{aligned} \quad (4)$$

Phương trình động lực học (1-4) được viết dưới dạng không gian trạng thái tổng quát ở phương trình (5):

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1W + B_2U \\ Y = CX + D_1W + D_2U \end{cases} \quad (5)$$

Trong đó: Vectơ trạng thái

$$X = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} & \dot{Z}_s & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \varphi & Z_s & Z_1 & Z_2 \end{bmatrix}^T, \\ \dot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{\varphi} & \ddot{Z}_s & \ddot{Z}_1 & \ddot{Z}_2 & \dot{\varphi} & \dot{Z}_s & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 \end{bmatrix}^T, Y = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s & \ddot{\varphi} & \varphi & Z_s & Z_1 & Z_2 \end{bmatrix}.$$

Kích thích từ mặt đường $w = [q_1 \quad q_2]^T$, tín hiệu điều khiển $U = [F_1 \quad F_2 \quad M_{act}]$.

A, B_1, B_2, C, D_1, D_2 là các ma trận.

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQR

3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển tối ưu

Mô hình LTI được mô tả bởi phương trình (5). Đối với thiết kế bộ điều khiển, giả định rằng tất cả các biến trạng thái có thể xác định từ các phép đo bằng cảm biến hoặc có thể được ước lượng. Quy luật bộ điều khiển tối ưu phản hồi âm có dạng:

$$U = -KX \quad (6)$$

Trong đó, K là ma trận phản hồi trạng thái. Quy trình tối ưu hóa bao gồm xác định tín hiệu điều khiển U giúp giảm thiểu một số chỉ số hiệu suất J. Chỉ số này bao gồm yêu cầu đặc tính hiệu năng cũng như các giới hạn đầu vào của bộ điều khiển, thường được thể hiện:

$$J = \int_0^{\infty} (X^T Q X + U^T R U + 2X^T N U) dt \quad (7)$$

Trong đó, Q và R, N là ma trận trọng số xác định dương. Để có được giải pháp cho bộ điều khiển tối ưu (6), hệ thống LTI phải ổn định, điều này đúng với hệ thống (5). Từ lý thuyết điều khiển tối ưu tuyến tính ma trận K có dạng sau [15]:

$$K = R^{-1}B^T P \quad (8)$$

Trong đó, ma trận P là nghiệm của phương trình đại số Riccati:

$$AP + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (9)$$

Hệ thống vòng kín tối ưu được lấy từ các phương trình (5), (6) như sau:

$$\dot{X} = (A - B_2 K)X + B_1 U \quad (10)$$

3.2. Xây dựng bộ điều khiển LQR cho bộ điều khiển trung tâm

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xây dựng 03 bộ điều khiển để đánh giá so sánh như sau:

- Bộ điều khiển LQR1 khi chỉ xét đến hệ thống treo chủ động.

- Bộ điều khiển LQR2 khi chỉ xét đến hệ thống ổn định ngang chủ động.

- Bộ điều khiển LQR3 khi xét đến cả hệ thống treo và ổn định ngang chủ động.

3.2.1. Đối với hệ thống treo chủ động (LQR1)

Mục đích của hệ thống điều khiển tối ưu là nâng cao độ êm dịu của ô tô. Do vậy ta lựa chọn hàm mục tiêu như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_{11}\ddot{\varphi} + \rho_{12}\ddot{Z}_s + \rho_{13}\dot{Z}_s) dt \quad (11)$$

Đối với hệ thống treo chủ động thì độ êm dịu của ô tô được đánh giá thông qua $\ddot{\varphi}, \ddot{Z}_s, \dot{Z}_s$ tức là thông qua gia tốc góc lắc thân xe, gia tốc dịch chuyển thân xe và dịch chuyển thân xe. Trong đó $\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{13} \geq 0$ là các trọng số. Giá trị của các trọng số thể hiện mức độ ưu tiên khác nhau cho các chỉ tiêu đã xác định ở trên. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả lựa chọn giá trị trọng số như sau: $\rho_{11} = 0, 1; \rho_{12} = 0, 1; \rho_{13} = 100$.

3.2.2. Đối với hệ thống ổn định ngang chủ động (LQR2)

Mục đích của hệ thống điều khiển tối ưu là nâng cao tính an toàn của ô tô. Do vậy hàm mục tiêu được lựa chọn như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_{111}\dot{\varphi} + \rho_{112}Z_1 + \rho_{113}Z_2) dt \quad (12)$$

Đối với hệ thống ổn định ngang thì tính an toàn của ô tô được nhấn mạnh và được đánh giá thông qua $\dot{\varphi}, Z_1, Z_2$ tức là dịch chuyển hai bên bánh xe và góc lắc ngang thân xe. Trong đó $\rho_{111}, \rho_{112}, \rho_{113} \geq 0$ là các trọng số. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả lựa chọn giá trị trọng số như sau: $\rho_{111} = 10^4; \rho_{112} = 10^4; \rho_{113} = 100$.

3.2.3. Đối với hệ thống treo chủ động kết hợp với hệ thống ổn định ngang chủ động (LQR3)

Mục đích của hệ thống điều khiển tối ưu là nâng cao đồng thời độ êm dịu và độ an toàn chuyển động của ô tô. Do vậy hàm mục tiêu xác định như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_{111}\ddot{\varphi} + \rho_{112}\ddot{Z}_s + \rho_{113}\dot{\varphi} + \rho_{114}Z_s + \rho_{115}Z_1 + \rho_{116}Z_2) dt \quad (13)$$

Nhóm tác giả muốn nhấn mạnh rằng mục tiêu này được kết hợp giữa 2 hệ thống trên nên các thông số đánh giá bao gồm tất cả các thông số $\ddot{\varphi}, \ddot{Z}_s, \dot{\varphi}, Z_s, Z_1, Z_2$. Trong đó $\rho_{111}, \rho_{112}, \rho_{113}, \rho_{114}, \rho_{115}, \rho_{116} \geq 0$ là các trọng số. Nhóm tác giả lựa chọn giá trị trọng số như sau $\rho_{111} = \rho_{11} = 0, 1; \rho_{112} = \rho_{12} = 0, 1; \rho_{113} = \rho_{11} = 10^4; \rho_{114} = \rho_{13} = 100; \rho_{115} = \rho_{12} = 10^4; \rho_{116} = \rho_{13} = 100$.

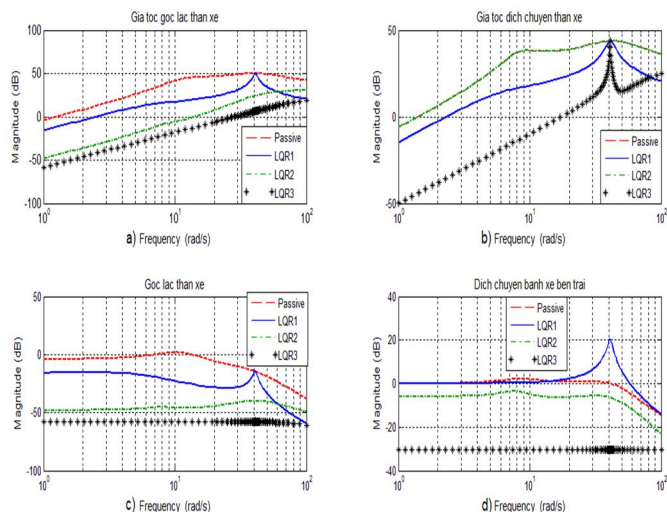
4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Ở phần này, nhóm tác giả đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất trên cả miền thời gian và miền tần số. Với đường nét đứt cho hệ thống bị động, nét liền mảnh cho

hệ thống treo chủ động (LQR1), nét chấm gạch cho hệ thống ổn định ngang chủ động (LQR2), nét liền sao cho hệ thống kết hợp (LQR3).

4.1. Kết quả trên miền tần số

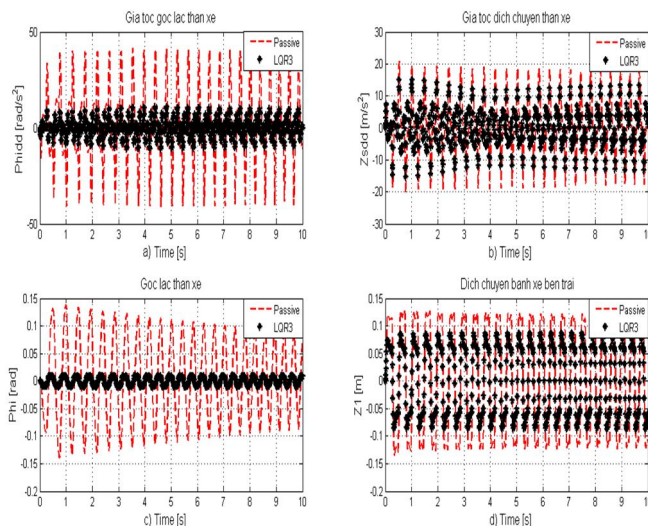
Để đánh giá kết quả trên miền tần số tác giả khảo sát với tín hiệu kích thích mặt đường là q_1 , tần số giới hạn khảo sát là 100rad/s. Hình 4 thể hiện hàm truyền biên độ giữa tín hiệu kích thích q_1 đến gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ (a), gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{Z}_s (b), góc lắc thân xe φ (c) và dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 (d). Chúng ta thấy rằng biên độ các mục tiêu lựa chọn đều giảm so với hệ thống bị động. Cụ thể đối với hệ thống treo chủ động (LQR1) tác giả muốn nâng cao độ êm dịu thì mục tiêu lựa chọn là gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ giảm khoảng 15dB, gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{Z}_s giảm khoảng 17dB và góc lắc ngang thân xe φ giảm khoảng 16dB so với hệ thống bị động. Nhược điểm của hệ thống treo chủ động là độ an toàn của hệ thống này kém so với hệ thống bị động. Đối với hệ thống ổn định ngang chủ động (LQR2) thì tác giả mong muốn nâng cao độ an toàn chuyển động nên gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ giảm khoảng 50dB, góc lắc ngang thân xe φ giảm khoảng 48dB và dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 giảm khoảng 5dB. Nhược điểm của hệ thống ổn định ngang chủ động là không tác động đến dịch chuyển thân xe cho nên gia tốc dịch chuyển thân xe (hình 4b) của hệ thống này không giảm so với hệ thống bị động. Chính vì vậy khi kết hợp hai hệ thống treo và ổn định ngang chủ động đã giải quyết hoàn toàn các nhược điểm mà hai hệ thống trên để lại. Tất cả các mục tiêu đều giảm so với hệ thống bị động cụ thể là gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ giảm khoảng 52dB, gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{Z}_s giảm khoảng 47dB, góc lắc ngang thân xe φ giảm khoảng 50dB và dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 giảm khoảng 30dB so với hệ thống bị động thông thường.



Hình 4. Hàm truyền biên độ từ q_1 đến gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi} / q_1$ (a), gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{Z}_s / q_1 (b), góc lắc ngang thân xe φ / q_1 (c), dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 / q_1 (d)

4.2. Mô phỏng trên miền thời gian

Ở phần này, để đánh giá hiệu quả của phương pháp điều khiển LQR3 trên miền thời gian, nhóm tác giả khảo sát tín hiệu kích thích từ mặt đường cho bánh xe bên trái q_1 với dạng mặt đường ngẫu nhiên Chirp Signal với giới hạn biên độ $\pm 0,1m$. Trong khi đó mặt đường ở bánh xe bên phải là bằng phẳng, tức là $q_2 = 0$. Thời gian giới hạn khảo sát được xác định là $t = 10s$. Kết quả mô phỏng được thể hiện trên hình 5. Chúng ta thấy rằng với bộ điều khiển trung tâm LQR3 tất cả các tín hiệu đều giảm đáng kể so với mô hình ô tô sử dụng các hệ thống bị động.



Hình 5. Đáp ứng thời gian của $\ddot{\varphi}, \ddot{Z}_s, \varphi, Z_1$ với tín hiệu kích thích q_1

Để thấy rõ hơn hiệu quả của bộ điều khiển trung tâm LQR3 đã đề xuất, nhóm tác giả thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS [12] giữa ô tô sử dụng hệ thống treo bị động thông thường và hệ thống kết hợp chủ động LQR3 như trong bảng 2. Chúng ta thấy rằng tất cả các tín hiệu khảo sát đều giảm trên 30% trong trường hợp sử dụng hệ thống chủ động kết hợp LQR3.

Bảng 2. So sánh giá trị RMS giữa hệ thống chủ động kết hợp LQR3 và hệ thống bị động

	$\ddot{\varphi}$	\ddot{Z}_s	φ	Z_s	Z_1
Bị động	20,8517	9,0053	0,0861	0,0366	0,1036
Chủ động	4,9434	6,0834	0,0075	0,0149	0,0608
Giảm	76,29%	32,45%	91,29%	59,29%	41,31%

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã tập trung trong việc áp dụng phương pháp điều khiển tối ưu LQR vào thiết kế bộ điều khiển trung tâm kết hợp giữa hai hệ thống chủ động trên ô tô con là hệ thống treo và hệ thống ổn định ngang. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số thể hiện rõ mục tiêu nâng cao độ êm dịu và độ ổn định ngang của ô tô đã được đảm bảo với độ giảm trên 30% cho tất cả các chỉ tiêu khi so sánh với hệ thống treo bị động. Như vậy việc kết hợp điều khiển hai hệ thống sẽ đem lại giải pháp tích cực trong điều khiển ô tô, cụ thể là giảm

được các hệ thống điều khiển riêng lẻ từ đó giảm được giá thành ô tô.

Hướng nghiên cứu tiếp theo có thể kể đến là xây dựng bộ điều khiển trung tâm cho các hệ thống trên ô tô như treo, phanh, lái để hoàn thiện khái niệm "Global Chassis Control".

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường trọng điểm của Đại học Giao thông Vận tải, MS: T2019-CK-012TD.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor, C. PoussoVassal, O. Sename, and L. Dugard, 2007. *Toward global chassis control by integrating the brake and suspension systems*. In Proceedings of the 5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, AAC, California, US, pp. 563-570.
- [2]. C. Pousso-Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, 2011. *Attitude and handling improvements through gain-scheduled suspensions and brakes control*. Control Engineering Practice, vol. 19, no. 3, pp. 252-263.
- [3]. S. M. Savaresi, C. Pousso-Vassal, C. Spelta, O. Sename, and L. Dugard, 2010. *Semi-active suspension control design for vehicles*. Book Elsevier.
- [4]. R. Krtolica and D. Hrovat, 1990. *Optimal active suspension control based on a half-car model*. In Decision and Control, Proceedings of the 29th IEEE Conference on. IEEE, pp. 2238-2243.
- [5]. P. Y. Sun and H. Chen, 2003. *Multiobjective output-feedback suspension control on a half-car model*. In Control Applications, CCA 2003. Proceedings of 2003 IEEE Conference on, vol. 1. IEEE, pp. 290-295.
- [6]. Y. Zhang and A. Alleyne, 2003. *A new approach to half-car active suspension control*. In American Control Conference, Colorado, US: IEEE, pp. 3762-3767
- [7]. Gaspar P, Szabo Z, Bokor J. X, 2004. *Prediction based combined control to prevent the rollover of heavy*. Limassol, Cyprus: Proceedings of the 13th Mediterranean Conference on Control and Automation.
- [8]. Gaspar P, Szaszi I, Bokor J., 2004. *The design of a combined control structure to prevent the rollover*. Euro Journal of Control.
- [9]. Miede AJP, Cebon D., 2002. *Design and implementation of an active roll control system for heavy*. Hiroshima, Japan: 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC.
- [10]. Sampson DJM, 2000. *Active roll control of articulated heavy vehicles*. University of Cambridge, UK.
- [11]. Sampson DJM, Cebon D., 2003. *Achievable roll stability of heavy road vehicles*. United Kingdom: Journal of Automobile Engineering.
- [12]. Vu VT, Sename O, Dugard L, et al., 2016. *H_{∞} active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*. Istanbul, Turkey: IFAC Symposium on System Structure and Control - 6th SSSC.
- [13]. P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor, C. Pousso-Vassal, O. Sename, L. Dugard, 2007.. *Toward global chassis control by integrating the brake and suspension systems*. In Proceedings of the 5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, AAC, California, US.

[14]. Balázs Varga; Balázs Németh; Péter Gáspár. *Control design of anti-roll bar actuator based on constrained LQ method*. IEEE 14th International Symposium on Computational Intelligence and Informatics, 2013.

[15]. Van Tan Vu, 2017.. *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD thesis, University Grenoble Alpes - France.

AUTHORS INFORMATION

Vu Van Tan, Nguyen Minh Trung

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications