

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

Vũ Văn Tấn*, Nguyễn Minh Trung
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Tai nạn do ô tô bị lật ngang thường dẫn đến hậu quả hết sức nghiêm trọng cả về hạ tầng giao thông và tính mạng con người. Hiện nay trên hầu hết các ô tô đã được trang bị thanh ổn định ngang bị động tuy nhiên chúng có nhược điểm là không cung cấp đủ mômen ổn định trong những tình huống khẩn cấp. Trong nghiên cứu này tác giả đề xuất xây dựng bộ điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con, bằng cách tạo ra một mô men với cơ cấu chấp hành ở giữa thanh ổn định ngang nối giữa 2 phần khối lượng không được treo của ô tô. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số đã thể hiện rõ hiệu quả trong việc nâng cao ổn định ngang của ô tô với việc giảm góc lắc ngang thân xe khoảng 70% và dịch chuyển thẳng đứng của bánh xe khoảng 35% khi so với ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động thông thường.

Từ khóa: Động lực học ô tô; hệ thống ổn định ngang chủ động; điều khiển tối ưu; lật ngang của ô tô; điều khiển tuyến tính

Ngày nhận bài: 26/02/2020; Ngày hoàn thiện: 30/3/2020; Ngày đăng: 04/5/2020

OPTIMAL CONTROLLER DESIGN FOR AN ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM ON CARS

Vu Van Tan*, Nguyen Minh Trung
University of Transport and Communications

ABSTRACT

Accidents caused by the vehicle rollover often lead to very serious consequences both in transport infrastructure and human life. Currently, most cars are equipped with passive anti-roll bar system, but they have the disadvantage of not providing enough stable torque in emergency situations. In this study, the authors propose an optimal LQR controller for the active anti-roll bar system on cars, by creating a torque with an actuator in the middle of the anti-roll bar connecting the two wheels at each axle. The simulation results in the time and frequency domains show the efficiency in improving the roll stability of the car with reducing body roll angle by about 70% and vertical displacement of the wheel by 35% when compared to cars using conventional passive suspension system.

Keywords: Vehicle dynamics; active anti-roll bar system; optimal control; vehicle rollover; linear control

Received: 26/02/2020; Revised: 30/3/2020; Published: 04/5/2020

* Corresponding author. Email: vvtan@utc.edu.vn

1. Giới thiệu

Ô tô đánh lái khi chuyển động ở tốc độ cao hay trong các trường hợp tránh chướng ngại vật khẩn cấp đều được coi là nguy hiểm bởi khi đó lực quán tính ngang của ô tô tăng rất nhanh, làm tăng nguy cơ ô tô bị lật ngang. Khác với các dạng tai nạn khác liên quan đến ô tô, hiện tượng lật ngang có mức độ ảnh hưởng đến tính mạng con người và phương tiện cũng như hạ tầng giao thông rất lớn [1], [2]. 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, hiệu quả cao nhất với mục tiêu này phải kể đến hệ thống ổn định ngang chủ động, với tên tiếng anh là active anti-roll bars system [3].

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 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 [2], [4]-[6]. Trong khi đó các nghiên cứu về hệ thống này trên ô tô con vẫn còn chưa được hoàn thiện.



Hình 1. Mô tả nguyên lý hoạt động của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con.

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 1 [7], [8]. Tùy theo trạng thái dao động khác nhau của ô tô thì hệ thống này sẽ tạo ra các mômen theo hai phương 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.

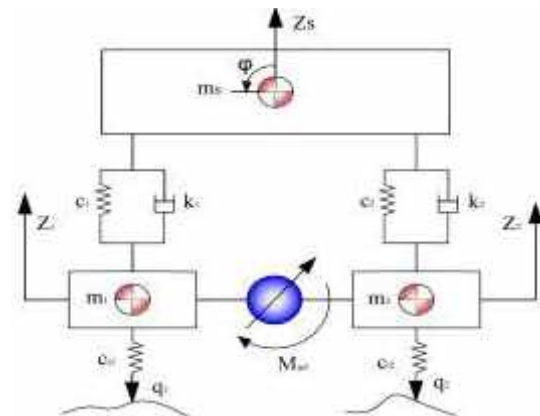
Các phương pháp điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động có thể kể đến là PID, LQG CNF như trong nghiên cứu của tác giả Zulkarnain và đồng nghiệp [9], [10]; điều khiển LQG như nghiên cứu của tác giả Balazs Varga và đồng nghiệp [11]. Tuy nhiên, các nghiên cứu trên mới dừng lại ở mức cơ bản khi so sánh độ dịch chuyển của bánh xe trên miền thời gian trong ba trường hợp: có điều khiển chủ động, có và không có thanh ổn định ngang bị động.

Bài báo này đề cập đến việc điều khiển mômen sinh ra bởi cơ cấu chấp hành điện tử bằng cách thay đổi mức độ ưu tiên giảm giá trị biên độ của góc lắc ngang thân xe và dịch chuyển bánh xe ở hai bên, trên từng cầu. 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 hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con.

Bài báo được phân bố với cấu trúc gồm 5 phần. Phần 1 giới thiệu tổng quan về 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 tín hiệu điều khiển là mômen của cơ cấu chấp hành. Phần 3 thiết kế bộ điều khiển LQR với mục tiêu nâng cao 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

Mô hình 1/2 ô tô con với 4 bậc tự do có trang bị hệ thống ổn định ngang chủ động được biểu diễn như hình 2.



Hình 2. Mô hình 1/2 ô tô

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 . Mômen 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 [11]. Phương trình động lực học của ô tô được xác định như sau:

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

$$m_1 \ddot{Z}_1 = c_1 \dot{Z}_s - c_1 r \dot{\varphi} + k_1 \dot{Z}_s - k_1 r \dot{\varphi} - k_1 \dot{Z}_1 - (ct_1 + c_1) Z_1 + ct_1 q_1 + M_{act} / (2a_{arn}) \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{Z}_2 = c_2 \dot{Z}_s + c_2 r \dot{\varphi} + k_2 \dot{Z}_s + k_2 r \dot{\varphi} - k_2 \dot{Z}_2 - (ct_2 + c_2) Z_2 + ct_2 q_2 - M_{act} / (2a_{arn}) \quad (3)$$

$$I \ddot{\varphi} = (c_1 - c_2) r \dot{Z}_s - (c_1 + c_2) r^2 \dot{\varphi} + (k_1 - k_2) r \dot{Z}_s - (k_1 + k_2) r^2 \dot{\varphi} - c_1 \dot{Z}_1 r + c_2 \dot{Z}_2 r - k_1 \dot{Z}_1 r + k_2 \dot{Z}_2 r \quad (4)$$

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

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1 W + B_2 U \\ Y = CX + D_1 W + D_2 U \end{cases} \quad (5)$$

Trong đó: véc tơ trạng thái

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

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \dot{Z}_s & \dot{\varphi} & \ddot{Z}_1 & \ddot{Z}_2 & \ddot{Z}_s & \ddot{\varphi} \end{bmatrix}^T$$

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

Trong đó : $A = [A_1 \quad A_2]$

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(ct_1 + c_1) / m_1 & 0 & c_1 / m_1 & -c_1 r / m_1 \\ 0 & -(ct_2 + c_2) / m_2 & c_2 / m_2 & c_2 r / m_2 \\ c_1 / m_1 & c_2 / m_2 & -(c_1 + c_2) / m_s & (c_1 - c_2) / m_s \\ -c_1 r / I & c_2 r / I & (c_1 - c_2) r / I & -(c_1 + c_2) r^2 / I \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_1 / m_1 & 0 & k_1 / m_1 & -k_1 r / m_1 \\ 0 & -k_2 / m_2 & k_2 / m_2 & k_2 r / m_2 \\ k_1 / m_1 & k_2 / m_2 & -(k_1 + k_2) / m_s & (k_1 - k_2) / m_s \\ -k_1 r / I & k_2 r / I & (k_1 - k_2) r / I & -(k_1 + k_2) r^2 / I \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ ct_1 / m_1 & 0 \\ 0 & ct_2 / m_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 / 2a_{arn} \\ -1 / 2a_{arn} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Bảng 1: Thông số của mô hình [11]

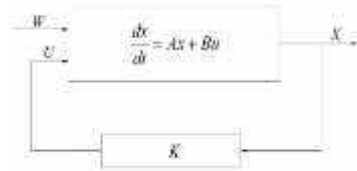
Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
m_1	Khối lượng được treo	1300	kg
I	Moment quán tính khối lượng được treo	500	Kgm ²
r	Khoảng cách từ tâm khối lượng được treo đến cầu bên trái và bên phải	0,8	m
a_{arn}	Khoảng cách từ tâm cơ cấu chấp hành đến cầu bên trái và bên phải	0,3	m
k_1	Hệ số giảm chấn bên trái	4500	Ns/m
k_2	Hệ số giảm chấn bên phải	4500	Ns/m
c_1	Độ cứng lò xo bên trái	50.000	N/m
c_2	Độ cứng lò xo bên phải	50.000	N/m
ct_1	Độ cứng lớp bên trái	200.000	N/m
ct_2	Độ cứng lớp bên phải	200.000	N/m

3. Thiết kế bộ điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động

3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển tối ưu

Xét hệ với phương trình có dạng tổng quát [12]:

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu, \text{ với } A \in R^{n \times n}, B \in R^{n \times m} \quad (6)$$



Hình 3. Sơ đồ tổng quát hệ thống điều khiển

Thông thường nếu hệ (6) ổn định thì khi không bị kích thích hệ luôn có xu hướng tiến về vị trí cân bằng. Như vậy, điểm trạng thái cân bằng là nghiệm của $Ax = 0$ và nếu có giả thiết A là ma trận không suy biến thì hệ tuyến tính (6) luôn có một cân bằng là gốc tọa độ 0. Bài toán đặt ra là tín hiệu điều khiển $u(t)$ điều chỉnh hệ thống từ trạng thái đầu x_0 bất kỳ về trạng thái cuối cùng $x = 0$ sao cho tối thiểu chỉ tiêu chất lượng:

$$\text{Chọn hàm Lyapunov } V(x) = x^T Px, V(x) > 0, \forall x \quad \frac{dV(x)}{dt} = x^T \left[(A - BK)^T P + P(A - BK) + \frac{dP}{dt} \right] x$$

Để hệ ổn định thì $\frac{dV(x)}{dt}$ xác định âm, đặt:

$$\frac{dV(x)}{dt} = x^T \left[(A - BK)^T P + P(A - BK) + \frac{dP}{dt} \right] x$$

$$= -x^T (Q + K^T RK - 2NK)x$$

$$\Rightarrow (A - BK)^T P + P(A - BK) + \frac{dP}{dt}$$

$$= -(Q + K^T RK - 2NK).$$

Chỉ tiêu chất lượng được tính là:

$$J(x, K)$$

$$= \int_0^\infty (x^T Qx + x^T K^T RKx - 2x^T NKx) dt$$

$$= -x^T P x \Big|_0^\infty$$

$$= -x^T(\infty)Px(\infty) + x^T(0)Px(0)$$

$$J(K) = x^T(0)Px(0)$$

$$J(x, u) = \int_0^\infty (x^T Qx + u^T Ru + 2x^T Nu) dt \quad (7)$$

Bài toán này còn có tên gọi là tối ưu toàn phương LQR (Linear Quadratic Regulator) [12], [13]. Để bài toán có nghiệm, ma trận Q được giả thiết là ma trận đối xứng, xác định không âm và R là ma trận đối xứng xác định dương, tức là:

$$Q^T = Q, a^T Q a \geq 0 \quad \text{với mọi véc tơ } a,$$

$$R^T = R, a^T R a \geq 0 \quad \text{với mọi véc tơ } a,$$

$$a^T R a = 0 \quad \text{khi và chỉ khi } a=0$$

Giả sử $u(t)$ là tín hiệu điều khiển được tạo ra bởi K đã thỏa mãn điều kiện tối ưu với $u(t) = -Kx(t)$, khi đó phương trình (6) trở thành:

$$\dot{x} = (A - BK)x$$

$$J(x, K) = \int_0^\infty (x^T Qx + x^T K^T RKx - 2x^T NKx) dt$$

$$= \int_0^\infty x^T (Qx + K^T RKx - 2NKx) dt$$

Để $J(K)$ đạt giá trị nhỏ nhất thì:

$$\frac{dJ}{dK} = 0 \text{ hay } \frac{dP}{dK} = 0$$

Đạo hàm (8) theo K ta thu được:

$$\begin{aligned} & -B^T P + (A - BK)^T \frac{dP}{dK} \\ & + \frac{dP}{dK} (A - BK) - PB + \frac{dP}{dK} \\ & = -2K^T R + 2N \\ & \Rightarrow -2B^T P = -2K^T R + 2N \\ & K = R^{-1}(B^T P + N^T) \end{aligned} \quad (9)$$

Khi đó phương trình (9) có dạng:

$$\begin{aligned} & AP + PA - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q \\ & = -\frac{dP}{dK} \end{aligned} \quad (10)$$

Phương trình (10) còn được gọi là phương trình vi phân Riccati. Nhưng vì phương trình vi phân Riccati là phương trình phi tuyến, có nhiều nghiệm, nên để xác định chính xác nghiệm nào thỏa mãn bài toán tối ưu, ta cần phải khảo sát tiếp các tính chất cơ bản của ma trận $P(t)$. Bộ điều khiển K xác định theo (9) được xây dựng để đưa hệ thống từ một điểm trạng thái X_0 bất kì về gốc tọa độ 0 (trạng thái ổn định) [13]. Như vậy 2 định lý sau phải được đảm bảo:

Định lý (2.1) [13]: Ma trận $P(t)$ của bài toán tối ưu có các tính chất sau:

- $P(t) = \Theta$, trong đó Θ chỉ ma trận trong đó tất cả các phần tử đều bằng 0.
- $P(t)$ không phụ thuộc vào X_0 .
- $P(t)$ là ma trận đối xứng.
- $-x^T P x_0 = J_{\min}$ (giá trị nhỏ nhất của hàm mục tiêu).
- $P(0)$ là ma trận xác định bán âm.
- $P(t)$ phụ thuộc vào thời gian T và khi $T \rightarrow \infty$ thì $P(t) = P_\infty$ là một ma trận hằng.

Định lý (2.2) (Sylvester) [13]: Điều kiện cần và đủ để ma trận vuông đối xứng:

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & \cdots & q_{1n} \\ q_{21} & q_{22} & \cdots & q_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ q_{n1} & q_{n2} & \cdots & q_{nn} \end{bmatrix}, q_{ik} = q_{ki}$$

Xác định dương là các ma trận nằm trên đường chéo chính của nó có định thức dương:

$$q_{11} > 0$$

$$\det \begin{pmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{pmatrix} > 0, \det \begin{pmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} \end{pmatrix} > 0, \dots$$

Định lý Sylvester nêu trên được sử dụng để xác định chính xác định âm của một ma trận Q bằng cách kiểm tra xem ma trận $-Q$ có xác định dương hay không. Nếu $-Q$ xác định dương thì Q xác định âm.

3.2. Xây dựng bộ điều khiển LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động

Hàm mục tiêu tổng quát của phương pháp 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 tối ưu là nâng cao tính ổn định ngang của ô tô. Do vậy ta lựa chọn hàm mục tiêu như sau:

$$J = \int_0^\infty (\rho_1 Z_1^2 + \rho_2 Z_2^2 + \rho_3 \varphi^2) dt \quad (12)$$

Ở đây tác giả muốn nhấn mạnh rằng độ ổn định ngang của ô tô được đánh giá thông qua:

Z_1, Z_2, φ tức là: giá trị của dịch chuyển của 2 bên bánh xe và góc lắc ngang của thân xe.

Trong đó, $\rho_1, \rho_2, \rho_3 \geq 0$ 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 tác giả lựa chọn giá trị trọng số như sau: $\rho_1 = 10^5; \rho_2 = 1; \rho_3 = 10^5$

Từ (11) và (12) ta tính được các ma trận Q như sau:

$$Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Ta thấy, Q là ma trận đối xứng xác định dương nên bài toán điều khiển phản hồi trạng thái tối ưu LQR có nghiệm.

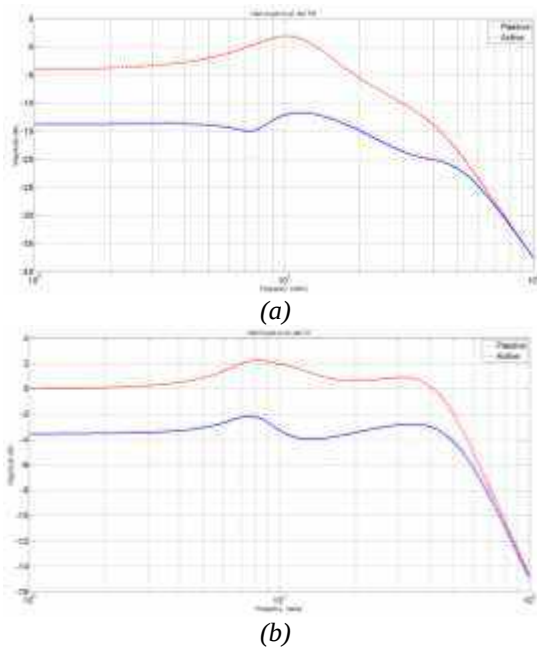
4. Kết quả mô phỏng và đánh giá

Ở phần này 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 và nét liền cho hệ thống chủ động.

4.1. Mô phỏng trên miền tần số

Để đánh giá hiệu quả của phương pháp điều khiển trên miền tần số, tác giả khảo sát với 2 tín hiệu kích thích từ mặt đường là q_1 và q_2 , với tần số giới hạn khảo sát là 100 rad/s.

4.1.1. Kết quả mô phỏng với tín hiệu kích thích là q_1



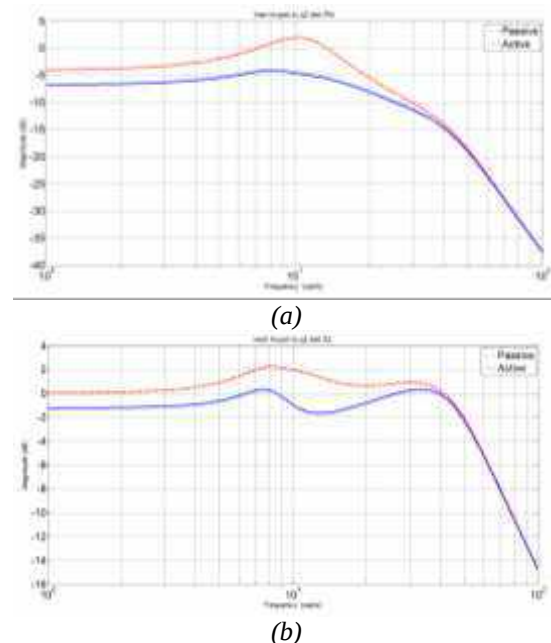
Hình 4. Hàm truyền từ tín hiệu kích thích q_1 đến φ, Z_1 .

Hàm truyền giữa tín hiệu kích thích q_1 đến góc xoay thân xe φ , dịch chuyển khối lượng không được treo bên trái Z_1 được thể hiện trong hình 4. Chúng ta thấy rằng biên độ của hai tín hiệu φ, Z_1 đều giảm tương ứng khoảng 10dB cho φ và 4dB cho Z_1 trong trường hợp sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động khi so với hệ thống treo bị động thông thường trong miền tần số lên đến 100 rad/s.

4.1.2. Kết quả mô phỏng với tín hiệu kích thích là q_2

Kết quả khảo sát hàm truyền của góc xoay thân xe φ , dịch chuyển khối lượng không được treo bên phải Z_2 với tín hiệu kích thích

q_2 được thể hiện trong hình 5. Biên độ của các tín hiệu đều giảm so với trường hợp sử dụng hệ thống treo bị động, tuy nhiên độ giảm chỉ là 5dB cho φ và 2dB cho Z_2 . Kết quả này nhỏ hơn trường hợp trên cũng hoàn toàn phù hợp với mức độ ưu tiên khi lựa chọn giá trị ρ_1, ρ_2 khi thiết kế bộ điều khiển.



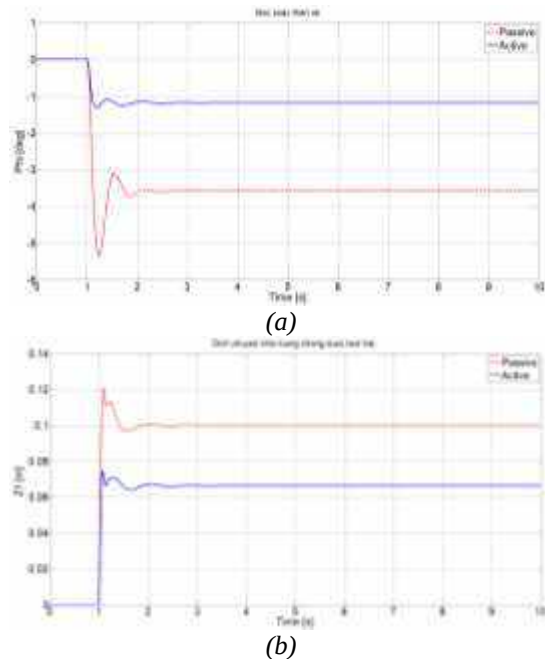
Hình 5. Hàm truyền từ tín hiệu kích thích q_2 đến φ, Z_2 .

4.2. Mô phỏng trên miền thời gian

Ở phần này, để đánh giá hiệu quả của phương pháp điều khiển trên miền thời gian, tác giả khảo sát tín hiệu kích thích từ mặt đường cho bánh xe bên trái q_1 với 2 dạng mặt đường là dạng tuần hoàn (sine) và dạng bậc (step). 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 $t = 10s$ [14].

4.2.1. Mô phỏng trên miền thời gian với kích thích dạng bậc

Kích thích dạng bậc ở bánh xe bên trái q_1 được lựa chọn có biên độ tăng là 0,1m sau thời gian mô phỏng là 10s. Kết quả mô phỏng đối với góc lắc ngang thân xe và dịch chuyển bánh xe bên trái được thể hiện trong hình 6.

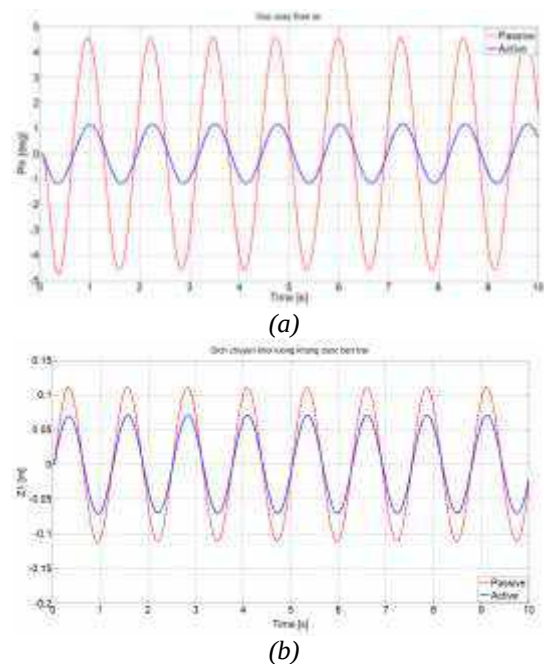


Hình 6. Đáp ứng thời gian của φ, Z_1 với tín hiệu kích thích q_1 dạng bậc.

Ta thấy rằng các tín hiệu φ, Z_1 với bộ điều khiển LQR đều cho thấy kết quả rất tốt khi so sánh với trường hợp sử dụng hệ thống treo bị động. Cụ thể, đối với dịch chuyển khối lượng không được treo bên trái Z_1 đã giảm khoảng 35%, đối với góc xoay thân xe φ đã giảm khoảng 74 %.

4.2.2. Mô phỏng trên miền thời gian với kích thích dạng tuần hoàn (sine)

Kích thích dạng tuần hoàn lựa chọn cho bánh xe bên trái q_1 có biên độ là 0,01(m), ở tần số là 5(rad/s). Kết quả mô phỏng trên miền thời gian ở hình 7 cũng đã thể hiện rõ hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất. Cụ thể, hệ thống ổn định ngang chủ động đã giảm 79% đối với góc xoay thân xe φ , đối với dịch chuyển khối lượng không được treo bên trái Z_1 đã giảm khoảng 36% so với hệ thống bị động.



Hình 7. Đáp ứng thời gian của φ, Z_1 với tín hiệu kích thích q_1 dạng tuần hoàn (sine).

Các kết quả khảo sát và đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển LQR trên miền thời gian và miền tần số cho thấy, hệ thống ổn định chủ động đã làm giảm đáng kể giá trị biên độ của các tín hiệu so với hệ thống treo bị động. Trong đó, mục tiêu nâng cao độ an toàn chuyển động của ô tô đã được thể hiện một cách rõ ràng. Tuy nhiên, tác giả cũng nhấn mạnh rằng, hiệu quả của bộ điều khiển LQR phụ thuộc rất nhiều vào sự lựa chọn hàm mục tiêu J cũng như các trọng số ρ_i .

5. Kết luận

Trong nghiên cứu này tác giả đã tập trung tới việc áp dụng phương pháp điều khiển tối ưu LQR vào thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số đã thể hiện rõ mục tiêu nâng cao 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.

Hiệu quả của phương pháp điều khiển có thể được cải thiện hơn nữa khi thay đổi các trọng số của hàm mục tiêu. Do vậy, việc lựa chọn tối ưu các trọng số này bằng các phương pháp mới như thuật giải di truyền có thể sẽ được thực hiện trong các nghiên cứu tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1]. P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, "Prediction based combined control to prevent the rollover of heavy," Limassol, Cyprus: Proceedings of the 13th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2004, pp. 575-580.
- [2]. P. Gaspar, I. Szaszi, and J. Bokor, "The design of a combined control structure to prevent the rollover," *Euro Journal of Control*, vol. 10, no. 2, pp. 148-162, 2004.
- [3]. A. J. P. Miede, and D. Cebon, *Design and implementation of an active roll control system for heavy*, Hiroshima, Japan: 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC, 2002.
- [4]. D. J. M. Sampson, *Active roll control of articulated heavy vehicles*, University of Cambridge, UK, 2000.
- [5]. D. J. M. Sampson, and D. Cebon, "Achievable roll stability of heavy road vehicles," *United Kingdom: Journal of Automobile Engineering*, vol. 217, no. 4, pp. 269-287, 2003.
- [6]. V. T. Vu et al., " 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, 2016, pp. 99-104.
- [7]. P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor, C. Poussot-Vassal, O. Sename, and L. Dugard, "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, 2007, pp. 563-570.
- [8]. J. Lu, and M. DePoyster, "Multiobjective optimal suspension control to achieve integrated ride and handling performance," *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 10, no. 6, pp. 807-821, 2002.
- [9]. N. Zulkarnain, H. Zamzuri, Y. M. Sam, S. A. Mazlan, and S. M. H. F. Zainal, *Improving Vehicle Ride and Handling Using LQG CNF Fusion Control Strategy for an Active Antiroll Bar System*, Abstract and Applied Analysis, Hindawi Publishing Corporation, 2014.
- [10]. N. Zulkarnain, F. Imaduddin, H. Zamzuri, and S. A. Mazlan, "Application of an Active Anti-roll Bar System for Enhancing Vehicle Ride and Handling," *IEEE Colloquium on Humanities, Science & Engineering Research (CHUSER 2012)*, Sabah, Malaysia, 2012, pp. 260-265.
- [11]. B. Varga, B. Németh, and P. Gáspár, "Control design of anti-roll bar actuator based on constrained LQ method," *IEEE 14th International Symposium on Computational Intelligence and Informatics*, 2013, pp. 31-36.
- [12]. D. P. Nguyen, *Advanced control theory*. Science and Technology Publishing House, Hanoi, 2009.
- [13]. D. P. Nguyen, *Linear control theory*. Science and Technology Publishing House, Hanoi, 2009.
- [14]. C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, "Attitude and handling improvements through gain-scheduled suspensions and brakes control," *Control Engineering Practice*, vol. 19, no. 3, pp. 252-263, 2011.