

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

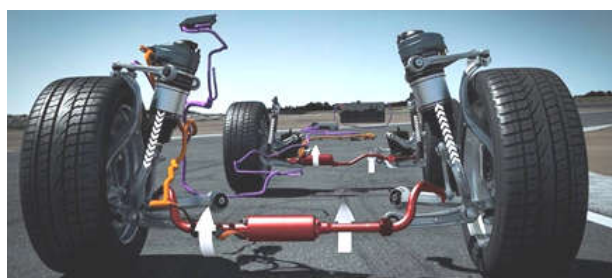
Phạm Trung Dũng¹, Vũ Văn Tấn¹, Trương Mạnh Hùng¹, Nguyễn Minh Trung²

Tóm tắt: Hệ thống ổn định ngang chủ động là một hệ thống tiêu biểu có chức năng nâng cao tính ổn định ngang nhờ có thể thay đổi liên tục mô men xoắn phù hợp với các điều kiện chuyển động khác nhau để khắc phục các mô men gây lật ngang của ô tô con. Trong bài báo này các tác giả trình bày nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con với tín hiệu điều khiển được xác định là cường độ dòng điện i của cơ cấu chấp hành, tín hiệu kích thích là mấp mô biên dạng mặt đường ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO 8608 ở hai bên bánh xe. Ba bộ điều khiển tối ưu LQR được thiết kế với mục tiêu nâng cao tính ổn định ngang cho ô tô. Các chỉ tiêu quan trọng như biên độ dao động thẳng đứng, góc lắc ngang thân xe được khảo sát, đánh giá trên miền tần số và miền thời gian.

Từ khóa: Động lực học và điều khiển ô tô, hệ thống ổn định ngang chủ động, điều khiển tối ưu, ổn định ngang, lật ngang của ô tô con.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ở Việt Nam cũng như nhiều quốc gia trên thế giới, đặc biệt tại những quốc gia đang phát triển, tai nạn giao thông được nhìn nhận là “thảm họa” bởi những hậu quả to lớn nó gây ra đối với kinh tế - xã hội, nhất là những tổn thương tinh thần không thể khắc phục. Trong số các hệ thống điều khiển nhằm mục tiêu đảm bảo an toàn cho phương tiện, hệ thống ổn định ngang chủ động (Active anti-roll bar system - AARB) là phổ biến nhất được sử dụng để cải thiện độ ổn định lật ngang cho ô tô, được mô tả trong hình 1.



Hình 1. Hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con

Hiện nay các nghiên cứu về điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con đang tập trung vào hướng nghiên cứu chính đó là: điều khiển tối ưu và điều khiển bền vững (Van Tan Vu, 2017). Ở trong nước những công trình nghiên cứu về hệ thống ổn định ngang chủ động có thể kể đến như sau: “*Tính điều khiển và ổn định của ô tô khách với hệ thống chống lắc ngang bị động*” (Nguyễn Minh Tuấn, 2019). Công trình nghiên cứu “*Ảnh hưởng của thanh ổn định đến dao động ngang ô tô*” (Nguyễn Tuấn Anh, 2009). Tác giả Trần Văn Công đã có công trình nghiên cứu “*Ứng dụng logic mờ điều khiển hệ thống chống lắc ngang chủ động trên ô tô*” (Trần Văn Công, 2013). Trên thế giới có thể kể tới công trình nghiên cứu “*Improving on-road vehicle handling using an active anti-roll bar*” (P.H. Cronje[’], et al 2010), của hai các tác giả P.H. Cronje[’], P.S. Els. Công trình nghiên cứu “*Double anti-roll bar hardware-in-loop experiment for active anti-roll control system*” (V. Muniandy, et al 2017) của nhóm các tác giả V. Muniandy, P. Mohd Samin, H. Jamaluddin, R. Abdul Rahman, S. A. Abu Bakar. Tác giả Vu Van Tan đã công bố bài báo

¹ Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội, Việt Nam

² Công ty Volvo Hà Nội, Long Biên, Hà Nội, Việt Nam

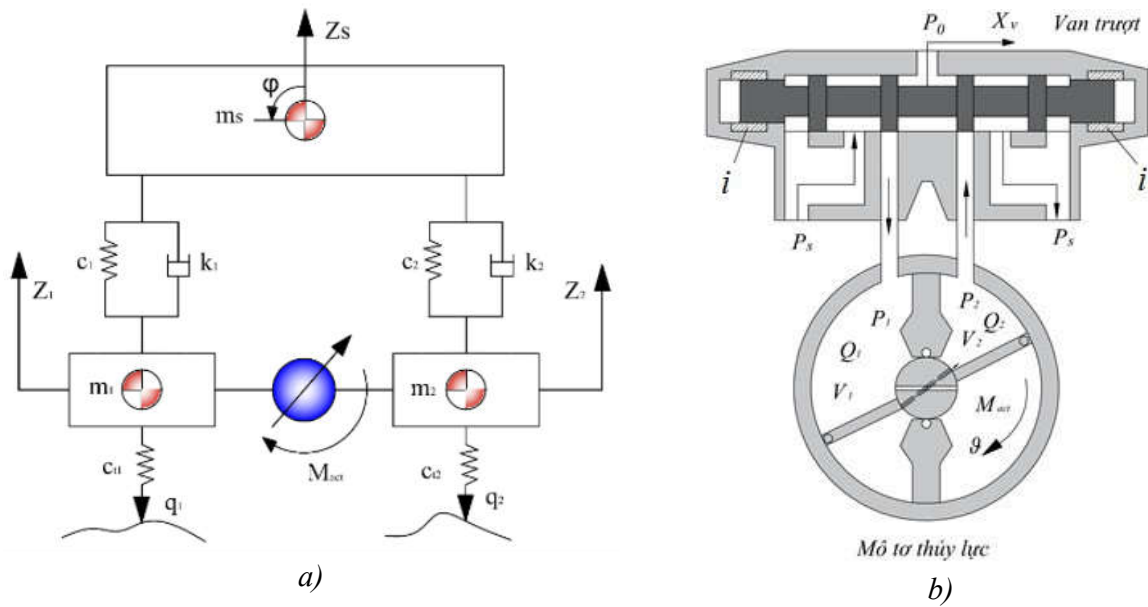
“Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators: a full car model” (Vu Van Tan, 2021).

Trong nghiên cứu này, các tác giả tập trung thiết kế bộ điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động dựa trên mô hình ½ ô tô con, sau đó tiến hành đánh giá và so sánh kết quả trên miền tần số và miền thời gian với kích thích mặt đường ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO 8608.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ

Mô hình ô tô đầy đủ được xét đến trong bài báo

này bao gồm mô hình ½ ô tô con kết hợp với cơ cấu chấp hành được thể hiện thông qua hình 2a. Khi bộ điều khiển trung tâm gửi tín hiệu dòng điện i đến cơ cấu chấp hành thì nó tạo ra mô men ổn định M_{act} . Mô men này tác dụng lên bánh xe bên trái và bánh xe bên phải với độ lớn bằng nhau và bằng $0.5 * M_{act}$ nhưng chiều thì ngược nhau tùy vào từng trường hợp cụ thể của ô tô khi chuyển động. Thông số của mô hình ô tô và cơ cấu chấp hành được thể hiện trong (Vu Van Tan, 2021).



Hình 2. Mô hình ½ của ô tô con

Hệ phương trình vi phân động lực học của mô hình ½ ô tô con được xác định:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = c_1(Z_1 - Z_1') + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + c_2(Z_2 - Z_2') + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ m_1 \ddot{Z}_1 = -c_{t1}(Z_1 - q_1) + c_1(Z_1' - Z_1) + k_1(\dot{Z}_1' - \dot{Z}_1) \\ m_2 \ddot{Z}_2 = -c_{t2}(Z_2 - q_2) + c_2(Z_2' - Z_2) + k_2(\dot{Z}_2' - \dot{Z}_2) \\ I \ddot{\phi} = - \left[c_1(Z_1 - Z_1') + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') \right] r + \left[c_2(Z_2 - Z_2') + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \right] r \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} Z_1' = Z_s - \phi r \\ Z_2' = Z_s - \phi r \end{cases} \quad (2)$$

Thay (2) vào (1) ta được:

$$\left\{ \begin{aligned} m_s \ddot{Z}_s &= -(c_1 + c_2) Z_s + (c_1 - c_2) r \dot{\varphi} - (k_1 + k_2) \dot{Z}_s + (k_1 - k_2) r \dot{\varphi} + c_1 \dot{Z}_1 \\ &+ c_2 \dot{Z}_2 + k_1 \dot{Z}_1 + k_2 \dot{Z}_2 \\ m_1 \ddot{Z}_1 &= c_1 Z_s - c_1 r \dot{\varphi} + k_1 \dot{Z}_s - k_1 r \dot{\varphi} - k_1 \dot{Z}_1 - (ct_1 + c_1) Z_1 + ct_1 q_1 \\ m_2 \ddot{Z}_2 &= c_2 Z_s + c_2 r \dot{\varphi} + k_2 \dot{Z}_s + k_2 r \dot{\varphi} - k_2 \dot{Z}_2 - (ct_2 + c_2) Z_2 + ct_2 q_2 \\ I \ddot{\varphi} &= (c_1 - c_2) r Z_s - (c_1 + c_2) r^2 \dot{\varphi} + (k_1 - k_2) r \dot{Z}_s - (k_1 + k_2) r^2 \dot{\varphi} \\ &- c_1 Z_1 r + c_2 Z_2 r - k_1 \dot{Z}_1 r + k_2 \dot{Z}_2 r \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Cơ cấu chấp hành được sử dụng ở bài báo này là dạng điện-thủy lực (Vu Van Tan, 2017) được thể hiện trong hình 2b. Hệ phương trình tổng quát của cơ cấu chấp hành được thể hiện như sau:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X}_v &= K_v i w_v^2 - 2D_v \dot{X}_v w_v - X_v w_v^2 \\ \dot{P}_L &= \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_v - \frac{4\beta_E}{V_t} P_L (K_c + c_{l2}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \dot{\vartheta} + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{l1} \dot{\vartheta} \\ \ddot{\vartheta} &= -d_a \dot{\vartheta} / J + V_p P_L / J + M_{ect} / J \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Trong đó: K_v - là hệ số khếch đại của van, Q_N - là lưu lượng dòng dầu; ΔP_N - là độ giảm áp; u_{vmax} - là cường độ dòng điện lớn nhất; D_v - là hệ số giảm chấn của van; K_q - là hệ số lưu lượng; K_c - là hệ số áp suất; Q_L - lưu lượng chất lỏng trung bình; ϑ - góc xoay mô tơ thủy lực; P_L - độ chênh lệch áp suất; β_E - là mô đun dầu; V_t - là thể tích chịu áp suất; V_p - là tiết diện mặt

cắt cánh; c_{l1}, c_{l2} là các tham số dòng dầu; J - là mô men quán tính của mô tơ thủy lực; d_a - là hệ số giảm chấn của cơ cấu chấp hành; A_v - là diện tích của van; a_{arm} - là cánh tay đòn đến bánh xe.

Kết hợp hệ phương trình động lực học của ô tô và hệ phương trình toán học của cơ cấu chấp hành ta được hệ phương trình tổng quát cho cả mô hình đầy đủ như hệ phương trình (5).

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{X}_v &= K_v i w_v^2 - 2D_v \dot{X}_v w_v - X_v w_v^2 \\ \dot{P}_L &= \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_v - \frac{4\beta_E}{V_t} P_L (K_c + c_{l2}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \dot{\vartheta} + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{l1} \dot{\vartheta} \\ \ddot{\vartheta} &= -d_a \dot{\vartheta} / J + V_p P_L / J + M_{ect} / J \\ m_s \ddot{Z}_s &= -(c_1 + c_2) Z_s + (c_1 - c_2) r \dot{\varphi} - (k_1 + k_2) \dot{Z}_s + (k_1 - k_2) r \dot{\varphi} + c_1 \dot{Z}_1 \\ &+ c_2 \dot{Z}_2 + k_1 \dot{Z}_1 + k_2 \dot{Z}_2 \\ m_1 \ddot{Z}_1 &= c_1 Z_s - c_1 r \dot{\varphi} + k_1 \dot{Z}_s - k_1 r \dot{\varphi} - k_1 \dot{Z}_1 - (ct_1 + c_1) Z_1 + ct_1 q_1 \\ &+ A_p P_L \\ m_2 \ddot{Z}_2 &= c_2 Z_s + c_2 r \dot{\varphi} + k_2 \dot{Z}_s + k_2 r \dot{\varphi} - k_2 \dot{Z}_2 - (ct_2 + c_2) Z_2 + ct_2 q_2 \\ &- A_p P_L \\ I \ddot{\varphi} &= (c_1 - c_2) r Z_s - (c_1 + c_2) r^2 \dot{\varphi} + (k_1 - k_2) r \dot{Z}_s - (k_1 + k_2) r^2 \dot{\varphi} - c_1 Z_1 r + c_2 Z_2 r \\ &- k_1 \dot{Z}_1 r + k_2 \dot{Z}_2 r \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Hệ phương trình (5) được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1W + B_2U \\ Y = CX + D_1W + D_2U \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó, Véc tơ trạng thái: $X = [Z_1 \ Z_2 \ Z_s \ \phi \ \dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\phi} \ X_v \ \dot{X}_v \ P_L \ \vartheta \ \dot{\vartheta}]^T$;

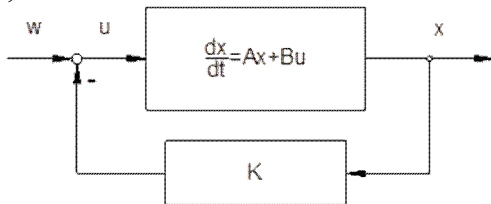
$\dot{X} = [\dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\phi} \ \ddot{Z}_1 \ \ddot{Z}_2 \ \ddot{Z}_s \ \ddot{\phi} \ \dot{X}_v \ \ddot{X}_v \ \dot{P}_L \ \dot{\vartheta} \ \ddot{\vartheta}]^T$; Tín hiệu điều khiển đầu vào: $U = i$; Tín

hiệu kích thích: $W = [q_1 \ q_2]^T$; A, B₁, B₂, C, D₁, D₂ là các ma trận.

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

3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển tối ưu

Một hệ điều khiển được thiết kế ở chế độ làm việc tốt nhất là hệ luôn ở trạng thái tối ưu theo một tiêu chuẩn nào đó. Trạng thái tối ưu có đạt được hay không tùy thuộc vào yêu cầu chất lượng đặt ra, vào sự hiểu biết về đối tượng và các tác động lên đối tượng, vào điều kiện làm việc của hệ điều khiển,... Điều khiển tối ưu là đi xác định luật điều khiển cho hệ thống động cho trước sao cho tối thiểu hoá một chỉ tiêu chất lượng. Trong nghiên cứu này các tác giả sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu phản hồi âm để thiết kế bộ điều khiển, như hình 3.



Hình 3. Bộ điều khiển phản hồi âm véc tơ trạng thái

Thông thường, nếu hệ ổn định thì khi không bị kích thích hệ sẽ luôn có xu hướng tiến về điểm trạng thái 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 luôn có một cân bằng là gốc tọa độ 0.

Bài toán đặt ra là tìm tín hiệu điều khiển $U(t)$ điều chỉnh hệ thống từ trạng thái đầu x_0 bất kỳ về trạng thái cuối $x=0$ sao cho tối thiểu chỉ tiêu chất lượng:

$$J(X, U) = \int_0^{\infty} (X^T QX + U^T RU + 2X^T NU) dt \quad (7)$$

Bài toán này còn có tên gọi là LQR (Linear Quadratic Regulator). Giả sử $U(t)$ là tín hiệu điều khiển được tạo bởi K đã thỏa mãn điều kiện tối ưu, với $U(t) = -K(t)X$. Ma trận K được xác định như sau:

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

Khi đó phương trình (8) có dạng:

$$AP + PA - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = -\frac{dP}{dK} \quad (9)$$

Phương trình (9) có tên là phương trình vi phân Riccati.

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

Trong nghiên cứu này các tác giả xây dựng một bộ điều khiển tối ưu LQR nhằm nâng cao độ an toàn chuyển động. Hàm mục tiêu tổng quát của phương pháp điều khiển tối ưu LQR có dạng:

$$J = \int_0^{\infty} (X^T QX + U^T RU + 2X^T NU) dt \quad (10)$$

Do hệ thống nâng cao độ an toàn chuyển động nên hàm mục tiêu J lựa chọn như sau:

$$J = \int_0^{\infty} \left(\rho_1 Z_1^2 + \rho_2 Z_2^2 + \rho_3 Z_s^2 + \rho_4 \phi^2 + \rho_5 \dot{Z}_1^2 + \rho_6 \dot{Z}_2^2 + \rho_7 \dot{Z}_s^2 + \rho_8 \dot{\phi}^2 + \rho_9 X_v^2 + \rho_{10} \dot{X}_v^2 + \rho_{11} P_L^2 + \rho_{12} \vartheta^2 + \rho_{13} \dot{\vartheta}^2 \right) dt \quad (11)$$

Trong đó $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_{13} \geq 0$ là các trọng số, giá trị thể hiện mức độ ưu tiên khác nhau cho các chỉ tiêu xác định ở trên. Tuy nhiên việc lựa chọn giá trị của bộ thông số ρ_i phụ thuộc rất nhiều vào kinh nghiệm của người làm, và hiệu quả làm việc của bộ điều khiển của hệ thống cũng thay đổi khi các bộ trọng số ρ_i thay đổi. Do đó trong nghiên cứu này các tác giả sử dụng 03 bộ ρ_i khác nhau để so sánh hiệu quả làm việc của bộ điều khiển. Ứng với mỗi bộ ρ_i là một bộ điều

khởi khác nhau. Các tác giả so sánh hiệu quả của 3 bộ điều khiển trên cả 2 miền thời gian và tần số. Giá trị của các ρ_i được các tác giả lựa chọn như trong Bảng 1. Giá trị của các trọng số ρ_i phụ thuộc được xác định thông qua quá trình thử - kiểm tra - đánh giá. Mặc dù các giá trị có sự khác nhau lớn, nhưng giá trị này phụ thuộc vào mức độ ưu tiên của bài toán tối ưu cho từng tín hiệu cũng như phụ thuộc vào giá trị độ lớn của các tín hiệu và đơn vị của chúng.

Bảng 1. Thông số ρ_i của bộ điều khiển LQR

ρ_i	LQR1	LQR2	LQR3
ρ_1	1000	$\alpha_2 \cdot 1000$	$\alpha_3 \cdot 1000$
$\rho_2, \rho_3, \rho_6, \rho_7$	1	1	1
ρ_4	100000	$\alpha_2 \cdot 100000$	$\alpha_3 \cdot 100000$
ρ_5	1000	$\alpha_2 \cdot 1000$	$\alpha_3 \cdot 1000$
ρ_8	1000	$\alpha_2 \cdot 1000$	$\alpha_3 \cdot 1000$
$\rho_9, \rho_{10}, \rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{13}$	0	0	0

Trong đó α_2, α_3 là các hệ số các tác giả thêm vào để nhằm thay đổi giá trị của bộ thông số ρ_i . Cụ thể các tác giả chọn $\alpha_2 = 0.1$ và $\alpha_3 = 10$. Như vậy giá trị của bộ ρ_i của LQR3 > LQR1 > LQR2.

Từ (10) và (11) ma trận Q, R, N được xác định như sau:

$$Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_{10} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_{13} \end{bmatrix}; R = [\text{zeros}(13,1)]; N = [1].$$

4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Để khảo sát sự làm việc của bộ điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con, các tác giả tiến hành khảo sát trên cả miền thời gian và miền tần số.

4.1. Kết quả khảo sát trên miền tần số

Các tác giả sử dụng tín hiệu kích thích từ mặt đường q_1 với tần số khảo sát lên đến 100 (rad/s). Hình 4 thể hiện hàm truyền biên độ từ tín hiệu kích thích q_1 đến gia tốc góc lắc ngang thân xe φ (a), góc

lắc ngang thân xe φ (b), gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái $\ddot{Z}_1$ (c), dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 (d), gia tốc dịch chuyển thân xe $\ddot{Z}_s$ (e), dịch chuyển thân xe Z_s (f). Kết quả mô phỏng được thể hiện rõ qua hình 4, cụ thể như sau:

- Kết quả mô phỏng cho thấy ứng với mỗi bộ ρ_i khác nhau đã cho ra kết quả hoạt động của hệ thống là khác nhau. Cụ thể như trên bảng 1 các tác giả đã lựa chọn 03 bộ ρ_i với các giá trị khác nhau cụ thể là bộ ρ_i của LQR3 > LQR1 > LQR2 vì vậy hệ thống LQR3 cho kết quả hoạt động là tốt nhất, hệ thống LQR2 cho kết quả hoạt động là kém nhất. Tuy nhiên do hệ thống LQR2 là hệ thống có điều khiển cho nên kết quả hoạt động vẫn tốt hơn hệ thống bị động thông thường.

- Chúng ta thấy rằng gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ của hệ thống ổn định ngang chủ động đã giảm khoảng 20dB đối với bộ điều khiển LQR3, 18dB đối với bộ điều khiển LQR1 và 16dB đối với bộ điều khiển LQR2 so với hệ thống ổn định ngang bị động thông thường.

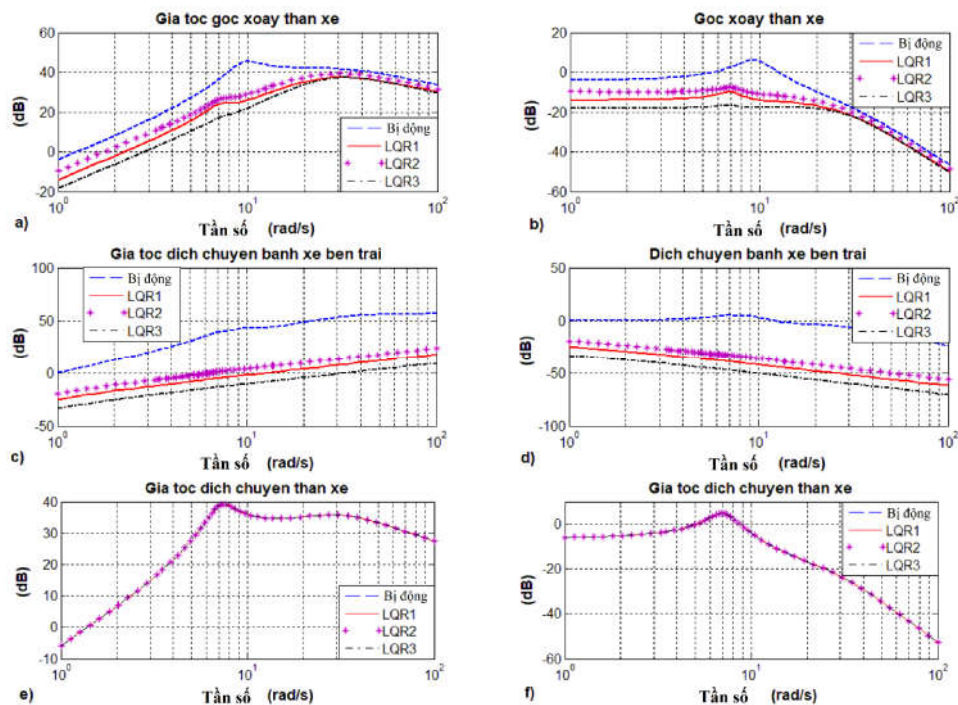
- Góc lắc ngang thân xe φ của hệ thống ổn định ngang chủ động đã giảm khoảng 18dB đối với bộ điều khiển LQR3, 16dB đối với bộ điều

khiển LQR1 và 14dB đối với bộ điều khiển LQR2 so với hệ thống ổn định ngang bị động.

- Gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái $\ddot{Z}_1$ của hệ thống ổn định ngang chủ động đã giảm khoảng 33dB đối với bộ điều khiển LQR3, 31dB đối với bộ điều khiển LQR1 và 30dB đối với bộ điều khiển LQR2 so với hệ thống ổn định ngang bị động.

- Dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 của hệ thống ổn định chủ động đã giảm khoảng 33dB đối với bộ điều khiển LQR3, 31dB đối với bộ điều khiển LQR1 và 30dB đối với bộ điều khiển LQR2 so với hệ thống ổn định ngang bị động.

- Tuy nhiên đối với hệ thống ổn định ngang thì hệ thống này không tác động đến dịch chuyển thân xe $\ddot{Z}_s$ và gia tốc dịch chuyển thân xe $\ddot{Z}_s$ bởi vì mô men sinh ra từ cơ cấu chấp hành tác động một lực vào các bánh xe giúp cho xe đạt được trạng thái cân bằng ổn định cần thiết, hệ thống không ổn định ngang không nâng cao được độ êm dịu nên dịch chuyển thân xe và gia tốc dịch chuyển thân xe không bị ảnh hưởng bởi hệ thống này.

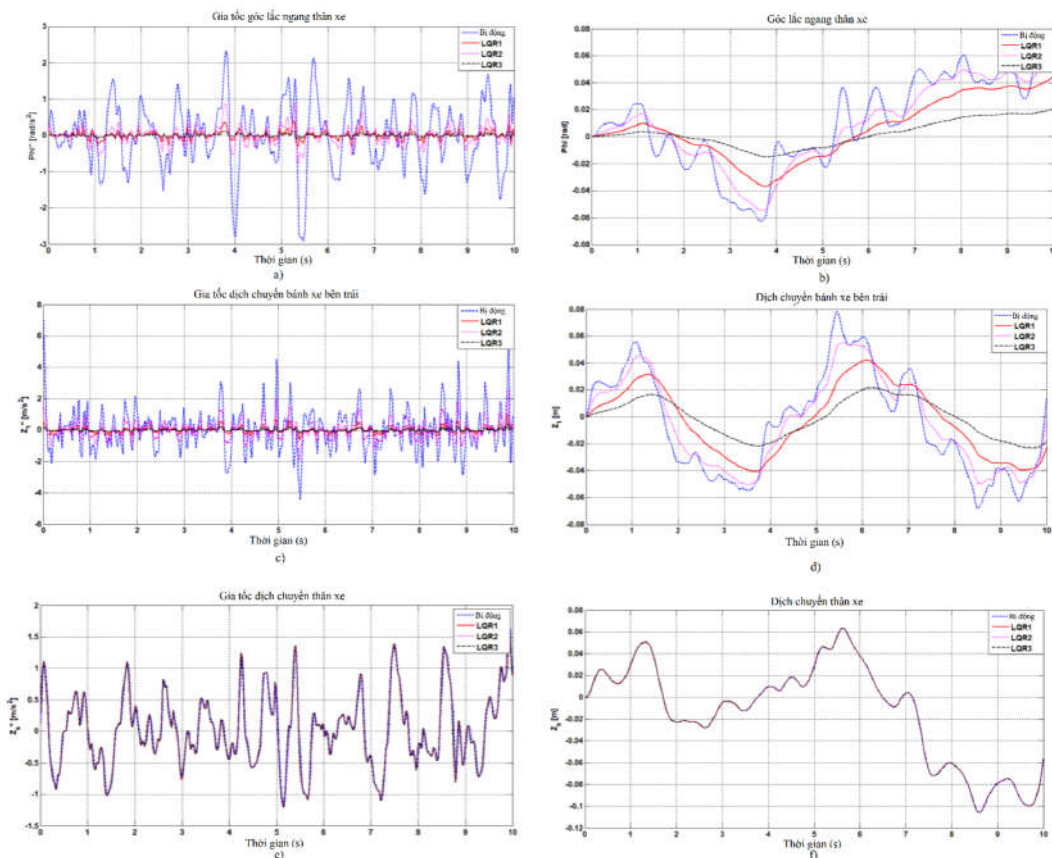


Hình 4. Hàm truyền từ q_1 đến gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}/q_1$ (a), góc lắc ngang thân xe φ/q_1 (b), gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái $\ddot{Z}_1/q_1$ (c), dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1/q_1 (d), gia tốc dịch chuyển thân xe $\ddot{Z}_s/q_1$ (e) và dịch chuyển thân xe Z_s/q_1 (f).

4.2. Kết quả khảo sát trên miền thời gian với dạng đường ngẫu nhiên tiêu chuẩn ISO 8608

Trong phần này các tác giả sẽ khảo sát chất lượng của bộ điều khiển với biên độ mặt đường ngẫu nhiên theo ISO 8608. Với hai nguồn kích thích từ mặt đường là q_1 và q_2 đến bánh xe bên trái và bánh xe bên phải, thời gian giới hạn khảo sát $t = 10s$. Kết quả mô phỏng được thể hiện

qua hình 5. Qua đó, ta thấy rằng đối với biên dạng mặt đường ngẫu nhiên thì kết quả của hệ thống ổn định ngang chủ động vẫn hoạt động tốt, các chỉ tiêu nâng cao độ an toàn chuyển động đều có biên độ nhỏ hơn so với hệ thống bị động. Kết quả của bộ điều khiển LQR3 cho kết quả là tốt nhất và LQR2 là kém nhất trong 3 bộ điều khiển.



Hình 5. Đáp ứng thời gian của gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ (a), góc lắc ngang thân xe φ (b), gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái $\ddot{Z}_1$ (c), dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 (d), gia tốc dịch chuyển thân xe $\ddot{Z}_s$ (e), dịch chuyển thân xe Z_s (f) với tín hiệu kích thích q_1 và q_2

Để đánh giá rõ hơn hiệu quả của 3 bộ điều khiển tối ưu LQR đã thiết kế, giá trị sai lệch bình phương trung bình (Root mean square-RMS) của các chỉ tiêu được tổng hợp trong Bảng 2.

Bảng 2. Bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS

	$\ddot{\varphi}$	φ	$\ddot{Z}_1$	Z_1	$\ddot{Z}_s$	Z_s
Passive	0.8952	0.0350	1.3736	0.0382	0.5625	0.0469
LQR1	0.1010	0.0228	0.2121	0.0260	0.5621	0.0465
Giảm so với passive	88,71%	34,85%	84,55%	31,95%	0%	0%
LQR2	0.2458	0.0308	0.5679	0.0332	0.5621	0.0465

	$\ddot{\varphi}$	φ	$\ddot{Z}_1$	Z_1	$\ddot{Z}_s$	Z_s
Giảm so với passive	72,54%	12%	58,65%	13,08%	0%	0%
LQR3	0.0351	0.0100	0.1011	0.0141	0.5621	0.0465
Giảm so với passive	96,07%	71,42%	92,64%	63,08%	0%	0%

Từ hình 5 và bảng 2 ta thấy, đối với bộ điều khiển LQR1 biên độ các chỉ tiêu điều khiển đều giảm trên 31% so với hệ thống bị động. Đối với bộ điều khiển LQR2 biên độ các chỉ tiêu điều khiển giảm trên 12% so với hệ thống bị động. Còn đối với bộ điều khiển LQR3 thì biên độ các chỉ tiêu giảm trên 63% so với hệ thống bị động. Nhờ hệ thống ổn định ngang chủ động mà độ an toàn chuyển động đã được nâng cao vào việc điều khiển giảm biên độ dao động của các bánh xe và góc lắc ngang thân xe. Tuy nhiên hệ thống ổn định ngang chủ động dạng này có đặc điểm không góp phần vào việc nâng cao độ êm dịu chuyển động.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này các tác giả đã xây dựng mô hình đầy đủ kết hợp giữa mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô và mô hình cơ cấu chấp hành dạng điện-thủy lực. Phương trình động lực học đã được chuyển về dạng không gian trạng thái để thiết kế bộ điều khiển tối ưu LQR. Tín hiệu điều khiển được xác định là cường độ dòng điện i cho cơ cấu chấp hành, tín hiệu kích

thích là mấp mô biên dạng mặt đường ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO 8608 ở hai bên bánh xe. Các tác giả đã thiết kế 3 bộ điều khiển LQR khác nhau để làm rõ hiệu quả của hệ thống ổn định ngang chủ động. Kết quả khảo sát trên miền thời gian đã cho thấy hệ thống ổn định ngang chủ động đã nâng cao được an toàn chuyển động trên 31% đối với bộ điều khiển LQR1, 12% đối với bộ điều khiển LQR2, trên 63% đối với bộ điều khiển LQR3 so với hệ thống bị động thông thường.

Hướng nghiên cứu tiếp theo được xác định là nghiên cứu và hoàn thiện bộ điều khiển cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con có thêm các thông số đầu vào như góc quay vành tay lái, gia tốc lắc ngang của thân xe và được khảo sát trên mô hình không gian toàn xe. Ngoài ra áp dụng kết hợp phương pháp tối ưu bầy đàn PSO để xác định bộ trọng số ρ_i tối ưu của bộ điều khiển LQR cũng là hướng nghiên cứu triển vọng được xác định.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Nguyễn Tuấn Anh (2009). “*Ảnh hưởng của thanh ổn định đến dao động ngang ô tô*”. Tạp chí Giao thông Vận tải, Số 10: 41-44.
- Nguyễn Minh Tuấn (2009). “*Tính điều khiển và ổn định của ô tô khách với hệ thống chống lắc ngang bị động*”. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật.
- Trần Văn Công (2013). “*Ứng dụng logic mờ điều khiển hệ thống chống lắc ngang chủ động trên ô tô*”. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật.
- BalazsVarga, BalazsNemeth, PeterGaspar (2014). “*Design of Anti-Roll Bar Systems Based on Hierarchical Control*”. Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering; Vol.61, No.6, pp. 374-382
- Balazs.Varga, Balazs.Nemeth, Peter.Gaspar (2014). “*Hierarchical Design of Electro- Hydraulic Actuator Control for Vehicle Dynamic Purposes*”. European Control Conference.
- Has, Zulfatman et al (2014). “*Robust Position Tracking Control of an Electro- Hydraulic Actuator in the Presence of Friction and Internal Leakage*” In: Arabian Journal for Science and Engineering 39.4, pp. 2965-2978.

- P.H. Cronje', P.S. Els (2010). *"Improving of-road vehicle handling using an active anti-roll bar"*. Journal of Terramechanics, Volume 47, Issue 3, Pages 179-189.
- V. Muniandy, P. Mohd Samin, H. Jamaluddin, R. Abdul Rahman, S. A. Abu Bakar (2017). *"Double anti-roll bar hardware-in-loop experiment for active anti-roll control system"*. Journal of Vibroengineering, Vol. 19, Issue 4, p. 2886-2909.
- 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.
- Vu Van Tan (2021). *"Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators: a full car model"*. Journal of Applied Engineering Science, 19(1), 217-229.

Abstract:

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

Active anti-roll bar system is a typical system with the function of improving the roll stability thanks to the ability to continuously change the active torque for different driving conditions to overcome the moments that cause the car to rollover. In this paper, the authors present research and design of the optimal controller LQR for an active anti-roll bar system on cars with the control input determined as the amperage i of the actuator, the excitation signal is a random road surface according to ISO 8608 on either side of the wheels. The three optimized LQR controllers are designed with the goal of improving the roll stability. The important criteria such as vertical displacement, roll angle are surveyed and evaluated in the frequency and time domains.

Keywords: Vehicle dynamics and control, active anti-roll bar system, optimal control, roll stability, rollover of cars.

Ngày nhận bài: 30/5/2022

Ngày chấp nhận đăng: 21/6/2022