

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU CHO HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN DẠNG C-EPS TRÊN Ô TÔ CON

OPTIMIZED CONTROLLER DESIGN FOR A C-EPS ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM IN CARS

Vũ Văn Tấn^{1,*}, Mai Đức Anh¹,
Đặng Đình Huy¹, Đỗ Trọng Tú¹

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2023.145>

TÓM TẮT

Hiện nay, hệ thống lái trợ lực điện đang được sử dụng rất phổ biến trên các ô tô hiện đại. Trong bài báo này, các tác giả tập trung nghiên cứu hệ thống lái trợ lực điện có mô tơ trợ lực đặt trên trục lái (C-EPS), từ đó xây dựng mô hình, thiết lập các phương trình động lực học và biểu diễn dưới dạng phương trình không gian trạng thái. Các tác giả sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu LQR để mô phỏng và đánh giá với tín hiệu đầu vào là kích thích từ người lái, kích thích từ mặt đường; tín hiệu điều khiển là hiệu điện thế của mô tơ trợ lực điện. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian cho thấy khi hệ thống lái trợ lực điện sử dụng bộ điều khiển tối ưu LQR thì mô men từ người lái tác dụng lên vô lăng giảm từ 20 đến 25% so với mô men tác động lên hệ thống lái bị động mà vẫn đảm bảo quỹ đạo chuyển động của ô tô. Điều này cho thấy ô tô có thể thay đổi quỹ đạo chuyển động dễ dàng và nhẹ nhàng hơn khi sử dụng hệ thống lái trợ lực điện với bộ điều khiển tối ưu LQR.

Từ khóa: Động lực học và điều khiển ô tô; hệ thống lái; hệ thống lái trợ lực điện; hệ thống lái trợ lực điện trên trục lái; quỹ đạo chuyển động.

ABSTRACT

Currently, electric power steering systems are being used very commonly on modern cars. In this paper, the authors focus on studying the electric power steering system with a power steering motor mounted on the steering column (C-EPS), thereby building a model, setting up the dynamics and express in state-space representation. The authors use the optimal control method LQR to simulate and evaluate with the input signal being the disturbance from the driver and the road surface; the control signal is the voltage of the electric power steering motor. Simulation results in the time domain show that when the electric power steering system uses the optimal controller LQR, the torque from the driver acting on the steering wheel is reduced from 20 to 25% compared to the torque acting by using passive system but it still ensures the car's trajectory. This shows that cars can change the trajectory more easily and gently when using the electric power steering system with the optimal controller LQR.

Keywords: Vehicle dynamics and control; steering system; electric power steering system; electric power steering system on the steering column; vehicle trajectory.

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: vvtan@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 10/3/2023

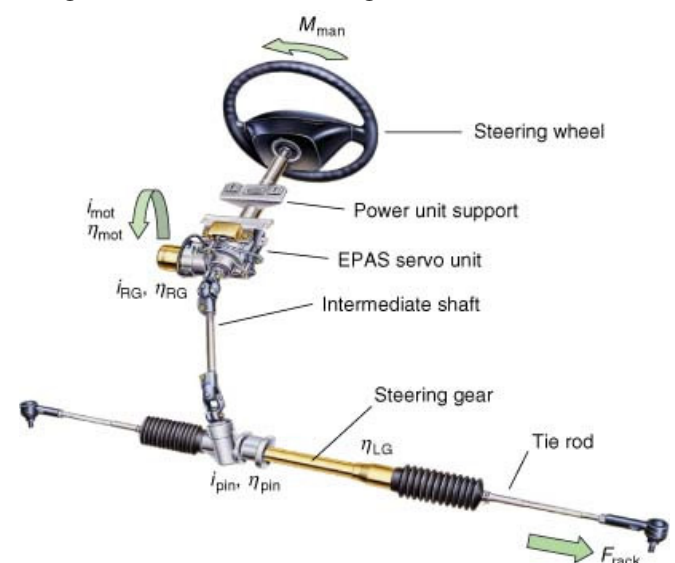
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/4/2023

Ngày chấp nhận đăng: 25/8/2023

1. GIỚI THIỆU

Hệ thống lái là một hệ thống cơ bản và quan trọng của ô tô có vai trò giữ cho ô tô chuyển động theo quỹ đạo nhất định hoặc thay đổi hướng di chuyển của ô tô theo mong muốn của người lái. Hệ thống lái không có trợ lực, hệ thống lái trợ lực thủy lực, hệ thống lái trợ lực điện - thủy lực là các dạng hệ thống lái phổ biến nhất có thể kể đến trên ô tô.

Năm 1988, hệ thống lái trợ lực điện (Electronic Power Steering system - EPS) được giới thiệu đầu tiên trên ô tô thương mại tuy nhiên chỉ được sử dụng trên dòng xe có tải trọng nhỏ và yêu cầu về lực trợ lực lái rất thấp [1]. Xu hướng hệ thống lái trợ lực điện tiếp tục phát triển mạnh trong ngành công nghiệp ô tô toàn cầu. Năm 2005, EPS nhanh chóng chiếm được 25,8% thị phần xe mới nhưng chỉ 6 năm sau, EPS nhanh chóng chiếm 58,2% (năm 2011). Hiện nay hệ thống lái trợ lực điện được chia làm hai loại chính: Trợ lực lái điện đặt trên trục lái (C-EPS) và trợ lực lái điện đặt tại bánh răng thanh răng (P-EPS). Trong đó, hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS thường được sử dụng cho các ô tô có trọng lượng nhỏ được mô tả như trong hình 1.



Hình 1. Cấu tạo hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS

Nhiệm vụ của hệ thống lái trợ lực điện là sử dụng điện năng do động cơ sinh ra để tạo ra lực hỗ trợ tác động lên cơ cấu dẫn động lái, duy trì hoặc thay đổi hướng chuyển động của xe ô tô. Từ đó, giúp việc điều khiển vô lăng sẽ nhẹ nhàng và tính cơ động của xe cao hơn.

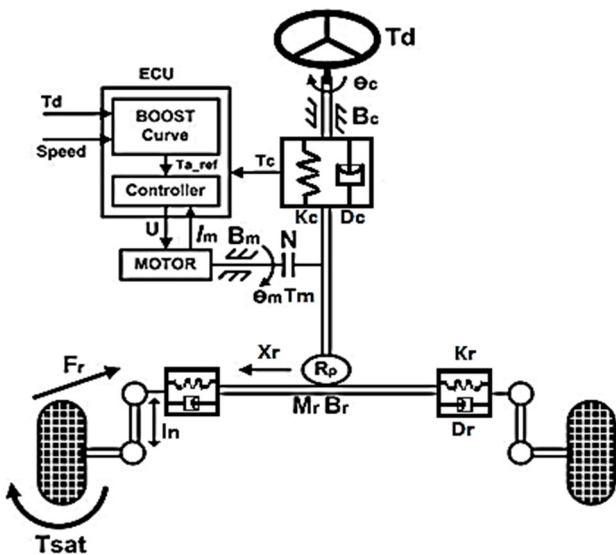
Để làm được điều này, hệ thống đã sử dụng một cảm biến mô men xoắn đặt ở trục lái, từ đó tín hiệu được gửi về góc đánh vô lăng đến ECU để tính toán và xử lý. Sau đó, hệ thống truyền dòng điện thích hợp đến mô-tơ điện, đẩy thanh răng của hệ thống lái. Nhờ đó, việc xoay trục vô lăng theo chiều người lái mong muốn được thực hiện dễ dàng.

Có nhiều nghiên cứu liên quan đến hệ thống lái trợ lực điện đã được công bố liên quan đến xây dựng mô hình hệ thống lái trợ lực điện và thuật toán điều khiển của nó: Mô hình hệ thống lái trợ lực điện với tín hiệu điều khiển là mô-tơ trợ lực [8], với tín hiệu điều khiển là cường độ dòng điện [2]; điều khiển tối ưu [5-7], điều khiển bền vững [4, 8]. Tuy nhiên các nghiên cứu trước đây chưa có nghiên cứu nào xây dựng bộ điều khiển tối ưu LQR nhằm nâng cao độ chuyển động an toàn của ô tô dựa trên việc kết hợp mô hình động lực học hệ thống lái trợ lực điện và mô hình quay vòng một vết bánh xe. Đây cũng là nội dung và đóng góp chính của bài báo để tiến đến hoàn thiện hệ thống lái trợ lực điện trên ô tô con.

2. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN TRÊN TRỤC LÁI

2.1. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS

Mô hình thể hiện các lực, mô men tác động lên hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS của ô tô con được mô tả trong hình 2.



Hình 2. Mô hình cơ học kết hợp của hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS

Các lực, mô men đặt lên trục lái của hệ thống lái C-EPS bao gồm: τ_d - mô men do người lái tác dụng lên vô lăng, τ_m - mô men do mô-tơ điện tác dụng lên trục lái, τ_r - mô men do mặt đường tác dụng lên thanh răng. Các kí hiệu và thông số của mô hình được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Kí hiệu, thông số của mô hình hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS [8]

Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
J_c	Mô men quán tính trục lái	0,04	kgm ²
B_c	Độ lớn ma sát nhớt của trục lái	0	Nm/rad/s
K_c	Độ cứng xoắn của trục lái	115	Nm/rad
D_c	Giảm chấn của trục lái	0,072	Nm/rad/s
F_c	Mô men cản của trục lái	0,027	Nm
R_p	Tỷ số truyền quy đổi của bánh răng thanh răng	1,02	m/rad
R_p	Bán kính bánh răng	0,07	m
M_r	Khối lượng bánh răng thanh răng	4	kg
B_r	Độ lớn ma sát nhớt của thanh răng	0	Nm/rad/s
K_r	Độ cứng xoắn của thanh răng	43000	Nm/rad
D_r	Giảm chấn của thanh răng	3820	Nm/rad/s
R_m	Tỷ số truyền của mô-tơ và trục lái	30	-
J_m	Mô men quán tính của mô-tơ	0,0004	kgm ²
B_m	Độ lớn ma sát nhớt của mô-tơ	0	Nm/rad/s
F_m	Momen cản của mô-tơ	0,056	Nm
R	Điện trở mô-tơ	0,37	Ω
L	Độ tự cảm của mô-tơ	0,0015	H
K_t	Mô men của mô-tơ khi hiệu điện thế là hằng số	0,05	N.m/A

Phương trình động lực học tổng quát của hệ thống lái trợ lực điện tại trục lái được xác định như sau [3, 10, 11]:

+ Áp dụng tại trục lái ta được:

$$J_c \ddot{\theta}_c = \tau_d - D_c \left(\dot{\theta}_c - \frac{\dot{\theta}_m}{R_m} \right) - K_c \left(\theta_c - \frac{\theta_m}{R_m} \right) - B_c \dot{\theta}_c \quad (1)$$

+ Áp dụng tại trục mô-tơ trợ lực ta được:

$$J_{eq} \ddot{\theta}_m = K_t I_m + \frac{D_c}{R_m} \left(\dot{\theta}_c - \frac{\dot{\theta}_m}{R_m} \right) + \frac{K_c}{R_m} \left(\theta_c - \frac{\theta_m}{R_m} \right) - B_m \dot{\theta}_m - K_r \frac{R_p^2}{R_m^2} \theta_m - D_r \frac{R_p^2}{R_m^2} \dot{\theta}_m - \frac{\tau_r}{R_m} \quad (2)$$

+ Trợ lực điện của mô-tơ điện được xác định bởi công thức:

$$L \dot{I}_m = -R I_m - K_t \dot{\theta}_m + V_m \quad (3)$$

Trong đó: $J_{eq} = J_m + \frac{R_p^2}{R_m^2} M_r$; $B_{eq} = B_m + \frac{R_p^2}{R_m^2} D_r$;

$V_m = U$ là hiệu điện thế.

Phương trình động lực học (1-3) được viết dưới dạng không gian trạng thái tổng quát như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu + Ed + Ww \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (4)$$

Trong đó: Vectơ trạng thái được lựa chọn $X = [\dot{\theta}_c \ \dot{\theta}_m \ \theta_c \ \theta_m \ I_m]^T$; Lực kích thích từ mặt đường $w = F_r \in R$; tín hiệu điều khiển $u = V_m \in R$; Thông số đầu ra chọn $Y = X$; Kích thích từ người lái $d = \tau_d \in R$; A, B, E, C, D là các ma trận trạng thái có giá trị như sau:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{(B_c + D_c)}{J_c} & \frac{D_c}{J_c R_m} & -\frac{K_c}{J_c} & \frac{K_c}{J_c R_m} & 0 \\ \frac{D_c}{J_{eq} R_m} & \frac{B_{eq}}{J_m} - \frac{D_c}{J_{eq} R_m^2} & \frac{K_c}{J_{eq} R_m} & -\frac{(K_c + K_r R_p^2)}{J_{eq} R_m^2} & \frac{K_t}{J_{eq}} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_t}{L} & 0 & 0 & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix}; E = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_c} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; W = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{r_p}{J_{eq} R_m} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Phương trình không gian trạng thái (4) có thể được đưa về dạng tổng quát sau:

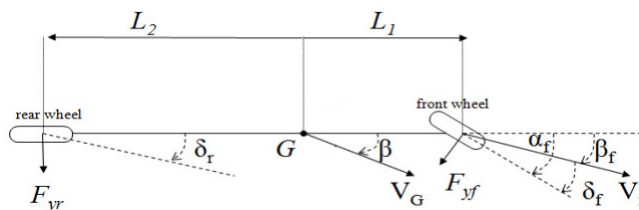
$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_2 U \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (5)$$

Trong đó:

$$B_2 = [B \ E \ W] = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_c} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{r_p}{J_{eq} R_m} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{L} & 0 & 0 \end{bmatrix}; U = \begin{bmatrix} u \\ d \\ w \end{bmatrix}$$

2.2. Mô hình động lực học chuyển động của ô tô

Trong nghiên cứu này các tác giả nghiên cứu trên mô hình chuyển động một vết của ô tô được mô tả trong hình 3 với α_f - Góc quay bánh trước; β - Góc lệch thân xe; δ_f, δ_r - Góc lăn lệch bánh trước, sau.



Hình 3. Mô hình chuyển động một vết của ô tô

Bảng 2. Thông số mô hình chuyển động một vết của ô tô [9-11]

Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
C_{yf}	Độ cứng khi vào cua của lớp bánh trước	30000	N/rad
C_{yr}	Độ cứng khi vào cua của lớp bánh sau	30000	N/rad
L_f	Khoảng cách từ trọng tâm đến tâm bánh xe trước	1	m
L_r	Khoảng cách từ trọng tâm đến tâm bánh xe sau	1,454	m
M	Trọng lượng của toàn xe	1298,9	kg
J_z	Mô men quán tính của xe	2192	Kg/m ²
V_x	Vận tốc của xe	60/3,6	ms
R_{ct}	Tỷ số lái trung bình chuyển đổi từ góc trực lái thành góc lệch bánh trước	15	-
a	Khoảng cách từ lực ngang đến tâm bánh xe	0,05	m
I_n	Khoảng cách từ tâm bánh xe đến thanh răng	0,25	m

Phương trình chuyển động của ô tô được tổng các lực bên và tổng mô men xoắn như sau:

$$\begin{cases} \sum F_y = M a_y \\ \sum \tau_z = J_z \ddot{\psi} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} M(\dot{V}_y + V_x \dot{\psi}) = (F_{yf} \cos(\alpha_f) + F_{yr}) \\ J_z \ddot{\psi} = (L_f F_{yf} \cos(\alpha_f) - L_r F_{yr}) \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} F_{yf} = 2C_{yf} \left(\alpha_f - \frac{V_y + L_1 \dot{\psi}}{V_x} \right) \\ F_{yr} = 2C_{yr} \left(-\frac{V_y - L_2 \dot{\psi}}{V_x} \right) \end{cases} \quad (7)$$

Do đó phương trình chuyển động một vết bánh xe của ô tô được xác định như sau:

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{V}_y \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{2}{M V_x} (C_{yf} + C_{yr}) & -V_x \frac{2}{M V_x} (L_1 C_{yf} - L_2 C_{yr}) \\ -\frac{2}{J_z V_x} (L_f C_{yf} - L_r C_{yr}) & -\frac{2}{J_z V_x} (L_f^2 C_{yf} + L_r^2 C_{yr}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_y \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{2C_{yf}}{M} \\ \frac{2L_f C_{yf}}{J_z} \end{pmatrix} \alpha_f \\ \begin{pmatrix} \dot{\psi} \\ a_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{2}{M V_x} (C_{yf} + C_{yr}) & -\frac{2}{M V_x} (L_f C_{yf} - L_r C_{yr}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_y \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{2C_{yf}}{M} \end{pmatrix} \alpha_f \end{cases}$$

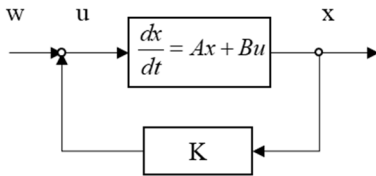
Trong đó, đầu ra là gia tốc ngang a_y , vận tốc góc xoay thân xe $\dot{\psi}$ và tín hiệu đầu vào là góc lái bánh trước α_f .

Khi người lái thực hiện chuyển hướng xe, người lái tác động lên vô lăng xe tạo ra mô men đánh vô lăng τ_d , cùng với kích thích từ mặt đường F_r và tín hiệu điều khiển của trợ lực điện V_m hỗ trợ phương tiện xoay trực lái theo hướng mong muốn của người lái tạo ra góc lái bánh trước α_f .

3. XÂY DỰNG BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU CHO HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

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. Cho hệ có mô hình:

$$\frac{dx}{dt} = AX + BU \quad A \in R^{n \times n}, B \in R^{m \times n} \quad (8)$$



Hình 4. Bộ điều khiển phản hồi âm véc tơ trạng thái [9]

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 (8) luôn có cân bằng là gốc tọa độ 0.

$$J(X, U) = \int_0^{\infty} (X^T Q X + U^T R U + 2X^T N U) dt \quad (9)$$

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. Giả sử $U(t)$ là tín hiệu điều khiển được tạo bởi K đã thỏa mãn điều kiện tối ưu, với $U(t) = -K(t)x$, khi đó: $X = (A - BK)U$. Chọn hàm Lyapunov $V(X) = X^T P X, V(X) > 0 \forall X$, ma trận điều khiển được xác định: $K = R^{-1}(B^T P + N^T)$.

Trong bài báo này các tác giả xây dựng một bộ điều khiển tối ưu LQR nhằm nâng cao độ an toàn chuyển động của ô tô cùng với việc kết hợp giữa mô hình động lực học hệ thống lái trợ lực điện và mô hình quay vòng một vết bánh xe.

Hàm mục tiêu tổng quát của phương pháp điều khiển tối ưu LQR có dạng:

$$J = \int_0^{\infty} (X^T Q X + U^T R U + 2X^T N U) dt \quad (10)$$

Do hệ thống lái được thiết kế nhằm nâng cao khả năng chuyển động nên hàm mục tiêu J được lựa chọn như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_1 \dot{\theta}_c^2 + \rho_2 \dot{\theta}_m^2 + \rho_3 \theta_c^2 + \rho_4 \theta_m^2 + \rho_5 I_m^2) dt \quad (11)$$

Trong đó $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4, \rho_5 \geq 0$ 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 bài báo này tác giả sử dụng 3 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 khiển khác nhau. Tác giả so sánh hiệu quả của 3 bộ điều khiển trên miền thời gian. Giá trị của các ρ_i được tác giả lựa chọn như trong bảng 3.

Bảng 3. Thông số ρ_i bộ điều khiển LQR

	LQR1	LQR2	LQR3
ρ_1	10^{10}	10^{10}	10^{10}
ρ_2	10^{10}	10^{10}	10^{10}
ρ_3	10^3	$\alpha_2 \cdot 10^3$	$\alpha_3 \cdot 10^3$
ρ_4	10^3	$\alpha_2 \cdot 10^3$	$\alpha_3 \cdot 10^3$
ρ_5	$5 \cdot 10^2$	$\alpha_2 \cdot 5 \cdot 10^2$	$\alpha_3 \cdot 5 \cdot 10^2$

Trong đó, α_2, α_3 là các hệ số tác giả thêm vào để nhằm thay đổi giá trị của bộ thông số ρ_i cụ thể là tác giả chọn $\alpha_2 = 1/50$ và $\alpha_3 = 50$. Như vậy giá trị của bộ ρ_i của LQR3 > LQR1 > LQR2. Khi tăng giảm các hệ số ρ_i đồng nghĩa với việc ưu tiên cho các đặc tính hệ thống muốn điều khiển làm cho hệ thống khi có điều khiển đáp ứng tốt hơn các chỉ tiêu đánh giá vô lăng và tránh được các hiện tượng mất an toàn chuyển động khi đánh vô lăng. Các ma trận Q, R, N của phương trình (10) được xác định như sau:

$$Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_5 \end{bmatrix}; R = [1]; N = [\text{zeros}(5,1)].$$

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

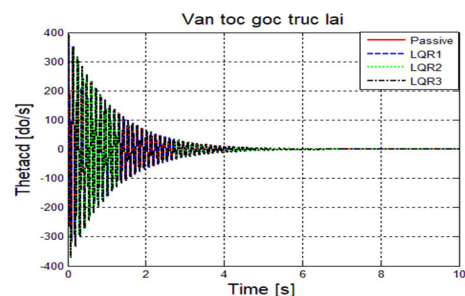
Trong phần này, để đánh giá bộ điều khiển của hệ thống lái trợ lực điện trên ô tô con dạng C-EPS trên miền thời gian, tác giả dùng ba bộ điều khiển trong bảng 3, kích thích từ người lái τ_d có giá trị mô men không đổi bằng 15Nm [9]. Bên cạnh đó kích thích từ mặt đường được quy dẫn từ mô hình một vết của bánh xe. Thời gian giới hạn khảo sát được xác định là $t = 10s$. Với đường nét liền - màu đỏ biểu thị cho hệ thống lái bị động (passive), đường nét hai gạch - màu xanh biểu thị cho bộ điều khiển thứ nhất (LQR1), đường nét chấm chấm - màu xanh lá biểu thị cho bộ điều khiển thứ hai (LQR2), đường nét chấm gạch - màu đen biểu thị cho bộ điều khiển thứ ba (LQR3). Các tác giả chia khảo sát thành hai trường hợp:

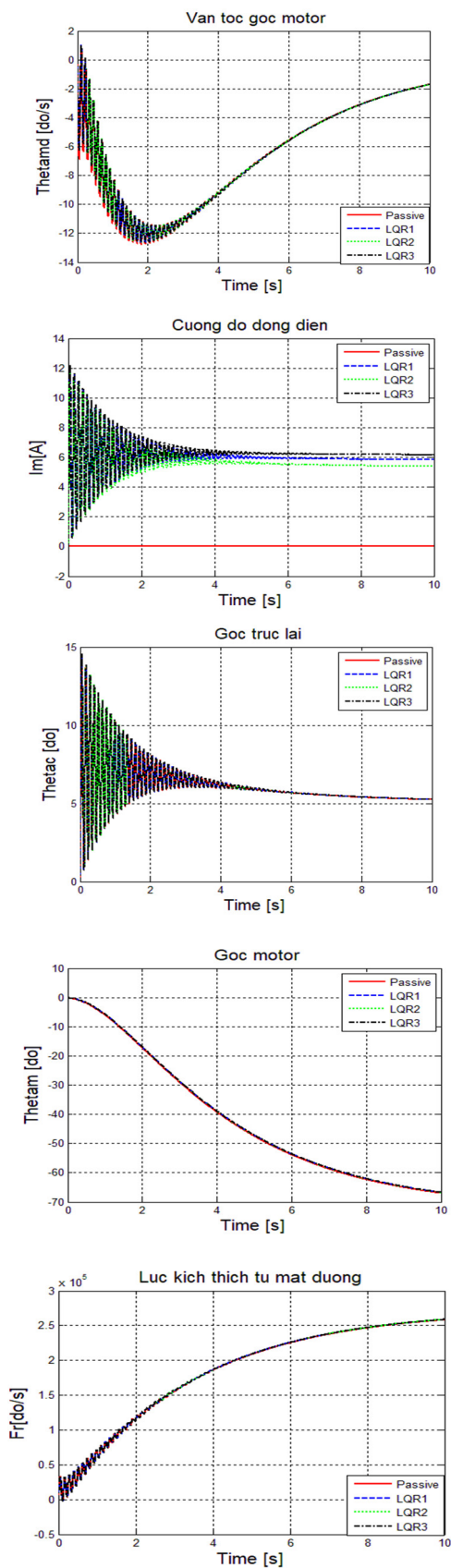
- TH1: Khảo sát trên miền thời gian với giá trị $K_t = 0,05$ (giá trị tham khảo [8, 9]);

- TH2: Khảo sát trên miền thời gian với giá trị $K_t = 0,15$ (giá trị được chọn trong quá trình nghiên cứu).

4.1. Khảo sát trên miền thời gian với $K_t = 0,05$

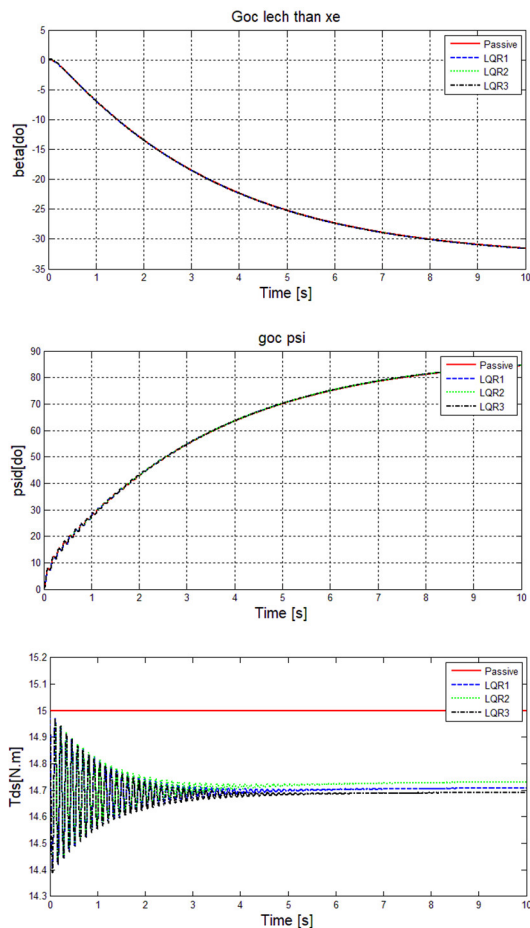
Với giá trị tham khảo $K_t = 0,05$, kết quả mô phỏng trên miền thời gian được thể hiện ở các hình 5, 6.





Hình 5. Đáp ứng thời gian của $\dot{\theta}_c, \dot{\theta}_m, \theta_c, \theta_m, I_m, F_r$ với tín hiệu kích thích τ_d ($K_t = 0,05$)

Trong hình 5, ta thấy vận tốc góc trục lái, vận tốc góc mô tơ, góc trục lái, góc mô tơ thay đổi rất nhỏ trước và sau khi có bộ điều khiển. Cường độ dòng điện tăng lên nhưng độ ảnh hưởng của dòng điện đến mô tơ điện gần như không có. Đồng thời lực kích thích từ mặt đường được quy dẫn từ mô hình một vết cũng không có sự thay đổi rõ rệt khi có tác động của mô tơ điện.

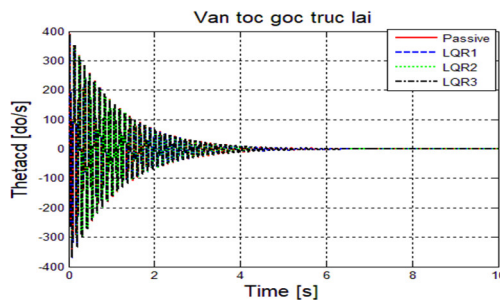


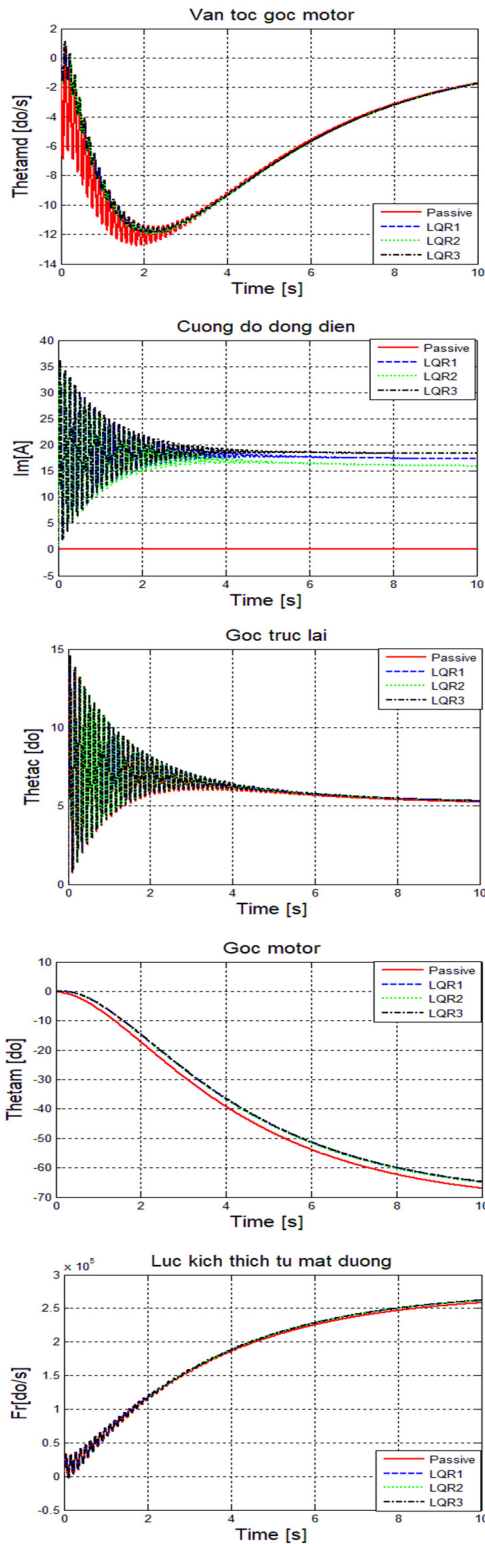
Hình 6. Đáp ứng thời gian của β, ψ và mô men người lái tác dụng lên vành vô lăng với tín hiệu kích thích τ_d ($K_t = 0,05$)

Từ hình 6, góc xoay thân xe và góc lệch thân xe không đổi, đồng thời mô men tác dụng của người lái lên vành vô lăng giảm nhưng mức độ giảm rất nhỏ khoảng 0,2% (tức 14,7Nm so với 15Nm).

4.2. Khảo sát trên miền thời gian với $K_t = 0,15$

Kết quả mô phỏng trên miền thời gian được thể hiện ở hình 7 ÷ 9.

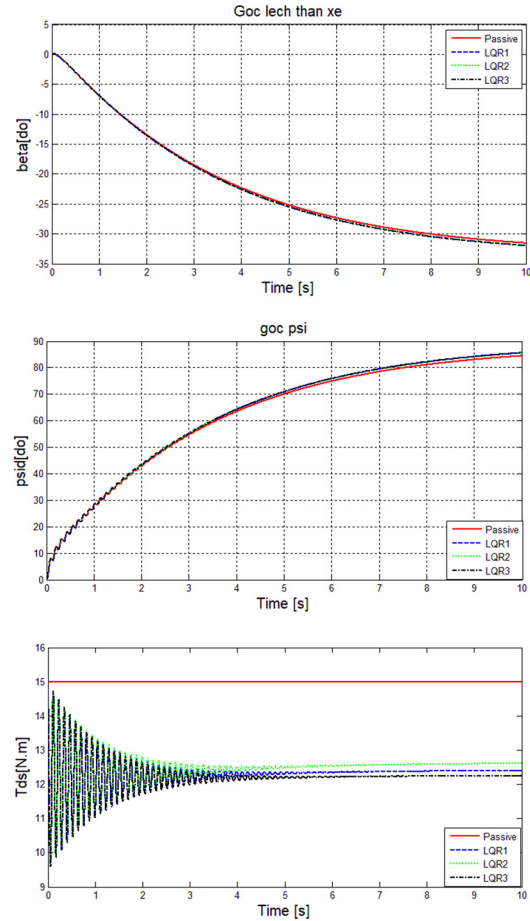




Hình 7. Đáp ứng thời gian của $\dot{\theta}_c, \dot{\theta}_m, \theta_c, \theta_m, I_m, F_f$ với tín hiệu kích thích τ_d ($K_t = 0,15$)

Cụ thể trong hình 7, cho thấy vận tốc góc trục lái và góc trục lái trong hệ thống lái bị động và hệ thống lái trợ lực điện có điều khiển thay đổi rất ít xuyên suốt thời gian khảo sát. Vận tốc góc mô tơ và góc mô tơ có xu hướng tăng lên khi có bộ điều khiển kích thích. Cường độ dòng điện từ 0A (passive)

tăng dần đến 35A và dần ổn định về mức 20A sau khi có tín hiệu điều khiển. Điều này cho thấy khi ta điều khiển hiệu điện thế V_m tăng lên hoặc giảm đi tương ứng với việc tăng giảm cường độ dòng điện bộ trợ lực của hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS. Khi có tác động của mô tơ điện làm cho kích thích của mặt đường lên hệ thống tăng lên.



Hình 8. Đáp ứng thời gian của β, ψ và mô men người lái tác dụng lên vành vô lăng với tín hiệu kích thích τ_d ($K_t = 0,15$)

Hình 8 cho thấy góc xoay thân xe có xu hướng giảm đi và góc lệch thân xe có xu hướng tăng lên nhưng độ tăng giảm giá trị của góc xoay và góc lệch thân xe là không lớn. Trong hệ thống lái bị động, mô men tác dụng từ người lái tác dụng lên vành vô lăng là 15Nm và duy trì trong suốt thời gian khảo sát. Khi có điều khiển, nhờ vào mô men sinh ra của mô tơ điện làm cho mô men của người lái tác dụng lên vành vô lăng giảm đi một cách rõ rệt. Sau khi có điều khiển mô men người lái tác dụng lên vành vô lăng khoảng 12Nm, giảm 20% mô men của người lái tác dụng lên vành vô lăng. Điều này cho thấy bộ điều khiển làm giảm sức lực của người lái, tạo cảm giác nhẹ nhàng hơn khi thực hiện quá trình lái.

Tuy mô men từ người lái tác dụng lên vành vô lăng giảm nhưng quỹ đạo chuyển động của xe trước và sau khi điều khiển vẫn trùng khớp thể hiện ở hình 8. Điều này cho thấy bộ điều khiển không ảnh hưởng đến quỹ đạo chuyển động của xe (đảm bảo an toàn tránh các hiện tượng quay vòng thiếu và quay vòng thừa). Khi tác giả thay đổi tỷ số chuyển đổi của

cường độ dòng điện và mô men mô tơ điện (cụ thể là tăng gấp 3 lần giá trị K_t) thì thấy rằng: đáp ứng thời gian của hệ thống rõ ràng hơn khi có tín hiệu điều khiển, giá trị mô men người lái tác dụng lên vành vô lăng giảm nhanh hơn. Điều này đồng nghĩa với việc hệ thống lái trợ lực điện khi có điều khiển với $K_t = 0,15$ sẽ nhẹ nhàng hơn, dễ dàng hơn.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này đã xây dựng mô hình hệ thống lái trợ lực điện trên ô tô con dạng C-EPS, xây dựng mô hình một vết bánh xe kết hợp chúng với nhau. Các tác giả đã sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu LQR để mô phỏng và đánh giá với tín hiệu đầu vào là kích thích từ người lái τ_d , kích thích từ mặt đường F_r , tín hiệu điều khiển là hiệu điện thế của mô tơ điện V_m . Kết quả mô phỏng trên miền thời gian với kích thích từ người lái là mô men giá trị 15Nm và kích thích từ mặt đường được quy dẫn từ mô hình một vết bánh xe, cho thấy khi hệ thống lái trợ lực điện sử dụng bộ điều khiển LQR thì mô men từ người lái tác dụng lên vành vô lăng giảm từ 20 đến 25% so với giá trị mô men hệ thống lái bị động mà vẫn đảm bảo quỹ đạo chuyển động của ô tô. Điều này đã minh chứng cho hiệu quả của phương pháp điều khiển tối ưu LQR trong ứng dụng đối với hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS.

Hướng nghiên cứu tiếp theo có thể được xem xét là ứng dụng các phương pháp điều khiển nâng cao để tăng tính ổn định của hệ thống lái ở các chế độ chuyển động khác nhau.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. <http://oto.saodo.edu.vn/tin-moi/gioi-thieu-cac-he-thong-lai-tro-luc-dien-467.html>
- [2]. Nguyen Anh Tuan, 2018. *Research to control the ratio of steering system to increase the stability of the movement trajectory vehicle*. PhD Thesis, University of Transport and Communications.
- [3]. Kristoffer Tagesson, Bengt Jacobson, Leo Laine, 2014. *The influence of steering wheel size when tuning power assistance*. International journal of heavy vehicle systems IJHVS.
- [4]. A. El-Shaer, S. Sugita, M. Tomizuka, 2009. *Robust Fixed-Structure Controller Design of Electric Power Steering Systems*. American Control Conference, Saint-Louis, USA.
- [5]. L. Dong, P. Kandula, Z. Gao, D. Wang, 2010. *On a Robust Control System Design for an Electric Power Assist Steering System*. American Control Conference, pp. 5356-5361.
- [6]. C. Chitu, J. Lackner, M. Horn, P.S Pullagura, H. Waser, M. Kohlbock, 2011. *A robust and optimal LQR controller design for Electric Power Steering system*. Nonlinear Dynamic and Synchronization, Symposium on Theoretical Electrical Engineering.
- [7]. Saïd Mammam, Mohammed Chadli, Damien Koenig, Olivier Sename, 2017. *Control of Electromechanical Systems. Application to Electric Power Steering Systems*. Laboratoire Image Parole Signal Automatique de Grenoble.

[8]. A. Marouf, Chouki Sentouh, Mohamed Djemai, Philippe Pudlo, 2011. *Control of an Electric Power Assisted Steering system using reference model*. 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference.

[9]. Kazusa Yamamoto, 2017. *Control of Electromechanical Systems, Application to Electric Power Steering Systems*. PhD thesis, University Grenoble Alpes.

[10]. Dang Dinh Huy, 2023. *Study on control of electric power steering system on passenger cars*. University of Transport and Communications.

[11]. Vu Van Tan, Dang Dinh Huy, 2023. *Assessment of the effect of structural parameters on the characteristics of C-EPS steering system*. Journal of Science & Technology, Hanoi University of Industry Vol. 59 - No. 1.

AUTHORS INFORMATION

Vu Van Tan, Mai Duc Anh, Dang Dinh Huy, Do Trong Tu

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Hanoi, Vietnam