

KHẢO SÁT VÀ PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

DYNAMIC ANALYSIS OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM

Nguyễn Hồng Quân*, Vũ Văn Tấn

Bộ môn Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Tính toán, phân tích động học và động lực học hệ thống lái là căn cứ để thiết kế hệ thống lái, xác định quy luật điều khiển và thiết kế bộ điều khiển cho động cơ điện trợ lực trên hệ thống lái trợ lực điện. Bài báo trình bày phương pháp xây dựng, tính toán, phân tích mối quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ trợ lực điện và trục lái; phân tích động học thực của các khâu, khớp từ vành tay lái đến các bánh xe dẫn hướng; xác định quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp khi xem xét các khâu trong hệ thống lái là cứng tuyệt đối. Đối tượng nghiên cứu của bài báo là hệ thống lái trợ lực điện tác dụng vào trục lái CEPS (Column Electric Power Steering System), có hộp giảm tốc loại hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu. Kết quả của bài báo có thể sử dụng để thiết kế hệ thống lái trợ lực điện; Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu.

Từ khóa: EPS; Mô phỏng hệ thống lái; Trợ lực lái; Động học hệ thống lái.

ABSTRACT

Researching and analyzing the kinematics and dynamics of the steering system is the basis for designing the steering system, determining the control rules, and designing the controller for the electric power motor on the electric power steering system. This article presents the method of constructing, calculating, and analyzing the kinematic relationship between the steering wheel, electric power steering motor, and steering column; Analyze the real kinematics of the links and joints from the steering wheel to the guide wheels; Determine the trajectory motion of the links and joints when considering that the links in the steering system are rigid. The research object of the article is the Column Electric Power Steering System (CEPS), which has a planetary gear reduction gearbox and a six-link steering trapezoid. The results of the article can be used to design electric power steering systems; Check the dynamic model of the steering system considering the elasticity of the links.

Keywords: EPS; Simulation steering system; Power steering; Kinematics.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tính toán, phân tích động học và động lực học hệ thống lái là căn cứ để thiết kế hệ thống lái, xác định quy luật điều khiển và thiết kế bộ điều khiển cho động cơ điện trợ lực trên hệ thống lái trợ lực điện. Do đó, độ chính xác và sự phù hợp với thực tế khi xây dựng mô hình toán học động học và động lực học hệ thống lái sẽ quyết định tính thích ứng của quy luật tác động điều khiển trợ lực nhằm đảm bảo tính tùy động, tính an toàn và cảm giác lái đối với hệ thống lái có trang bị bộ phận trợ lực.

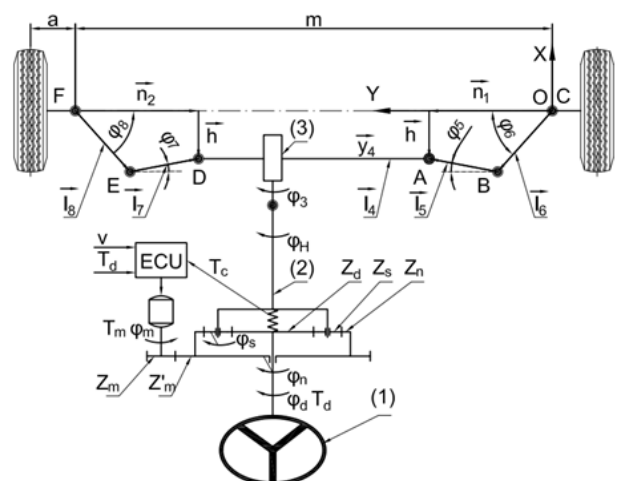
Hiện nay, các nghiên cứu về quy luật tác động điều khiển trợ lực của hệ thống lái trợ lực điện căn cứ vào kết quả tính toán, phân tích động lực học hệ thống lái có những hạn chế sau: Một là, mô hình tính toán động lực học hệ thống lái đều kê đến tính đàn hồi của các khâu trong hệ thống lái, do đó cần các thông số về độ cứng, hệ số cản của vật liệu, tuy nhiên các thông số này nếu không lấy từ thử nghiệm thì khó đảm bảo được độ chính xác cần thiết, đặc biệt là hệ số cản của các khâu, dẫn đến kết quả tính toán động lực học thiếu độ tin cậy; hai là, mô hình tính toán chỉ được xây dựng từ vành tay lái đến thanh răng, chưa xét đến các khâu từ thanh răng đến các bánh xe dẫn hướng; ba là, mô hình không xét đến kích thước thực tế của các khâu, chưa tính toán động học và động lực học chuyển động thực, quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu trên xe thực [1-8]. Để khắc phục các hạn chế trên, bài báo này sẽ trình bày phương pháp xây dựng, tính toán, phân tích mối quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ trợ lực điện và trục lái; phân tích động học thực của các khâu, khớp từ vành tay lái đến các bánh xe dẫn hướng; xác định quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu, khớp khi xem xét các khâu trong hệ thống lái là cứng tuyệt đối [9-10]. Đối tượng nghiên cứu

của bài báo là hệ thống lái trợ lực điện tác dụng vào trục lái CEPS (Column Electric Power Steering System), sử dụng hộp giảm tốc hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu. Kết quả của bài báo có thể sử dụng để thiết kế hệ thống lái trợ lực điện. Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu và xác định quy luật điều khiển của bộ điều khiển động cơ trợ lực điện trên hệ thống lái trợ lực điện.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

2.1. Xây dựng mô hình toán học động học hệ thống lái trợ lực điện

Các giả thiết khi xây dựng mô hình: Coi các khâu là cứng tuyệt đối; bỏ qua liên kết trực tiếp từ trục lái đến cơ cấu lái. Sơ đồ động học hệ thống lái trợ lực điện CEPS, chọn hệ trục tọa độ XOY có gốc tọa độ là điểm C, ký hiệu kích thước, góc quay, góc đặt các khâu và ký hiệu các khớp trong hệ thống lái như hình 1. Thông số đầu vào như bảng 1.



Hình 1. Sơ đồ mô hình động học hệ thống lái CEPS

$\varphi_d, \varphi_m, \varphi_n, \varphi_s, \varphi_H, \varphi_3, \varphi_n, \varphi_H$ lần lượt là

góc quay của vành tay lái 1, (bánh răng mặt trời Z_d), động cơ điện Z_m , bánh răng bao Z_n , bánh răng hành tinh Z_s , trục lái 2, trục răng 3; $\varphi_5, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_8$ lần lượt là góc của các thanh dẫn động lái 15, 16, 17, 18 so với phương ngang (chiều dương

là chiều ngược chiều kim đồng hồ); T_d, T_m, T_c – Mô-men đánh lái, mô-men động cơ điện trợ lực, mô-men cảm biến thanh xoắn; V – Vận tốc ô tô.

Bảng 1. Thông số đầu vào

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài các thanh dẫn động lái	$l_4/l_5/l_6/l_7/l_8$	0,0615/0,0380/0,1770/0,0380/0,1770	m
Khoảng cách giữa thanh răng và trục dẫn hướng	h	0,1480	m
Khoảng cách tâm bánh xe đến tâm trục đứng	a	0,0250	m
Khoảng cách tâm hai trụ đứng	m	1,4900	m
Chiều dài cơ sở của xe	WB	2,6700	m
Bán kính trục răng cơ cầu lái	R_p	0,007	m
Số răng bánh răng trên trục lái	Z_d	50	
Số răng bánh răng bao	Z_n	98	
Số răng bánh răng vi sai	Z_s	24	
Số răng trục vít	Z_m	4	
Số răng bánh vít	Z'_m	48	
Tỷ số truyền hộp giảm tốc	i_m	12	

2.1.1. Mô hình toán học động học từ vành tay lái và động cơ điện trợ lực đến trục răng

Từ hình 1, ta xây dựng được các phương trình động học như sau:

$$\begin{cases} \varphi_n = \varphi_m/i_m \\ \varphi_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \varphi_d \\ \varphi_3 = \varphi_H \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_n = \dot{\varphi}_m/i_m \\ \dot{\varphi}_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \dot{\varphi}_d \\ \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_H \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_n = \ddot{\varphi}_m/i_m \\ \ddot{\varphi}_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \ddot{\varphi}_d \\ \ddot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_H \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó: $K_a = \dot{\varphi}_n/\dot{\varphi}_d$ – Hệ số khuếch vận tốc của trợ lực điện.

2.1.2. Xây dựng mô hình toán học hình thang lái

2.1.2.1. Xác định tọa độ và vị trí các khâu, khớp

a. Xác định tọa độ các điểm A, B, C, D, E, F, N, L

$$\begin{cases} x_C = 0 \\ y_C = 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x_B = -l_6 \sin \varphi_6 \\ y_B = l_6 \cos \varphi_6 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_A = x_B - l_5 \sin \varphi_5 \\ y_A = y_B + l_6 \cos \varphi_5 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_N = x_C + a \sin(\varphi_6 - \varphi_{60}) \\ y_N = y_C - a \cos(\varphi_6 - \varphi_{60}) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x_F = 0 \\ y_F = m \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_D = x_A \\ y_D = y_A + l_4 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x_E = x_F - l_8 \sin \varphi_8 \\ y_E = y_F + l_8 \cos \varphi_8 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} x_L = x_F + a \sin(\varphi_8 - \varphi_{80}) \\ y_L = y_F + a \cos(\varphi_8 - \varphi_{80}) \end{cases} \quad (11)$$

b. Xác định dịch chuyển của thanh răng y_4 và n_1, n_2

$$y_4 = \varphi_3 R_p \quad (12)$$

$$n_1 = \frac{m-l_4}{2} \pm \varphi_3 R_p \quad (13)$$

$$n_2 = \frac{m-l_4}{2} \pm \varphi_3 R_p \quad (14)$$

c. Xác định $\varphi_5, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_8$

Từ sơ đồ động học, ta có:

$$\vec{l}_5 + \vec{l}_6 = \vec{h} + \vec{n}_1 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow l_6^2 &= h^2 + n_1^2 + l_5^2 + 2hn_1 \cos 90^\circ \\ &- 2hl_5 \cos(90^\circ - \varphi_5) - 2n_1 l_5 \cos \varphi_5 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{Đặt: } A = -2hl_5; B = -2n_1 l_5; C = h^2 + n_1^2 + l_5^2 - l_6^2$$

$$\Rightarrow \varphi_5 = 2 \arctg \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (17)$$

$$\text{Từ (15)} \Rightarrow h^2 + n_1^2 + l_5^2 - l_6^2 - 2hl_5 \sin \varphi_5 - 2n_1 l_5 \cos \varphi_5 = 0 \quad (18)$$

$$\text{Đặt: } D = -2hl_6; E = -2n_1 l_6; F = h^2 + n_1^2 + l_6^2 - l_5^2$$

$$\Rightarrow \varphi_6 = 2 \arctg \frac{D \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{E - F} \quad (19)$$

Tương tự, ta có:

$$\vec{l}_8 + \vec{l}_7 = \vec{h} + \vec{n}_2 \quad (20)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \varphi_7 = 2 \arctg \frac{G \pm \sqrt{G^2 + H^2 - K^2}}{H - K} \\ \varphi_8 = 2 \arctg \frac{L \pm \sqrt{L^2 + M^2 - N^2}}{M - N} \end{cases} \quad (21)$$

$$\text{Với: } G = -2hl_7; H = -2n_2 l_7; K = h^2 + n_2^2 + l_7^2 - l_8^2; L = -2hl_8; M = -2n_2 l_8$$

$$N = h^2 + n_2^2 + l_8^2 - l_7^2$$

2.1.2.2. Xác định vận tốc các khâu

a. Xác định vận tốc dịch chuyển ngang của thanh răng y_4 : $\dot{y}_4 = \dot{\varphi}_3 R_p$ (22)

b. Xác định $\dot{\varphi}_5, \dot{\varphi}_6, \dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$

Chiếu phương trình (16) lên hệ trục tọa độ XOY, ta có hệ phương trình:

$$\begin{aligned} &\begin{cases} -l_6 \sin \varphi_6 - l_5 \sin \varphi_5 = -h \\ l_6 \cos \varphi_6 + l_5 \cos \varphi_5 = n_1 \end{cases} \\ &\Rightarrow \begin{cases} -l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = 0 \\ -l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6 - l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = -\dot{n}_1 \end{cases} \\ &\begin{cases} \dot{\varphi}_6 = -\dot{n}_1 \cos \varphi_5 / (l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \\ \dot{\varphi}_5 = \dot{n}_1 \cos \varphi_6 / (l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \end{cases} \end{aligned} \quad (23)$$

Tương tự, chiếu phương trình (18) lên hệ trục tọa độ XOY và đạo hàm, ta có:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_7 = \dot{n}_2 \cos \varphi_8 / (l_7 \sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \\ \dot{\varphi}_8 = -\dot{n}_2 \cos \varphi_7 / (l_5 \sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \end{cases} \quad (24)$$

2.1.2.3. Xác định gia tốc các khâu

a. Xác định gia tốc dịch chuyển ngang của thanh răng

Đạo hàm phương trình (22), ta có:

$$\ddot{y}_4 = \ddot{\varphi}_4 R_p \quad (25)$$

b. Xác định $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6, \ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$

Đạo hàm hệ phương trình (23), ta có:

$$\begin{cases} l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \cos \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 + l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 - l_5 \cos \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = 0 \\ -l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \sin \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 - l_5 \sin \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = -\ddot{n}_1 \end{cases} \quad (26)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \ddot{\varphi}_5 = (l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \cos \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 + l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2) / (l_5 \cdot \sin \varphi_5) \\ \ddot{\varphi}_6 = (\ddot{n}_1 - l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2) \cos \varphi_5 / (l_6 \sin(\varphi_6 + \varphi_5)) \end{cases}$$

Đạo hàm hệ phương trình (24), ta có:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_7 = (l_8 \sin \varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_8 \cos \varphi_8 \ddot{\varphi}_8 + l_7 \sin \varphi_7 \dot{\varphi}_7^2) / (l_7 \cdot \sin \varphi_7) \\ \ddot{\varphi}_8 = (\ddot{n}_2 - l_8 \cos \varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_7 \cos \varphi_7 \dot{\varphi}_7^2) \cos \varphi_7 / (l_7 \sin(\varphi_8 + \varphi_7)) \end{cases} \quad (27)$$

Như vậy, từ các phương trình trên, ta có thể xác định được quỹ đạo, vị trí, vận tốc và gia tốc của các khâu, khớp trong hệ thống lái.

2.1.3. Xây dựng đường đặc tính động học quay vòng bánh xe dẫn hướng

Đường đặc tính lý thuyết quay vòng đúng của bánh xe dẫn hướng:

$$\cot \alpha - \cot \beta_{tt} = m/WB \quad (28)$$

Đường đặc tính theo động học của hình thang lái:

$$\alpha - \beta_{tt} = (\varphi_8 - \varphi_6) \quad (29)$$

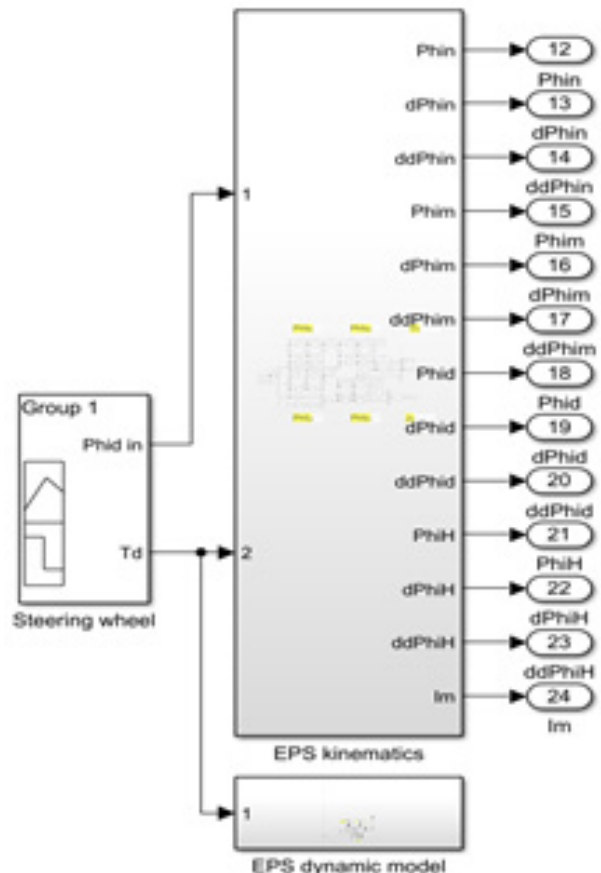
Độ lệch góc quay bánh xe dẫn hướng theo lý thuyết và theo động học của hình thang lái:

$$\Delta \beta = \beta_{tt} - \beta_{tt} \quad (30)$$

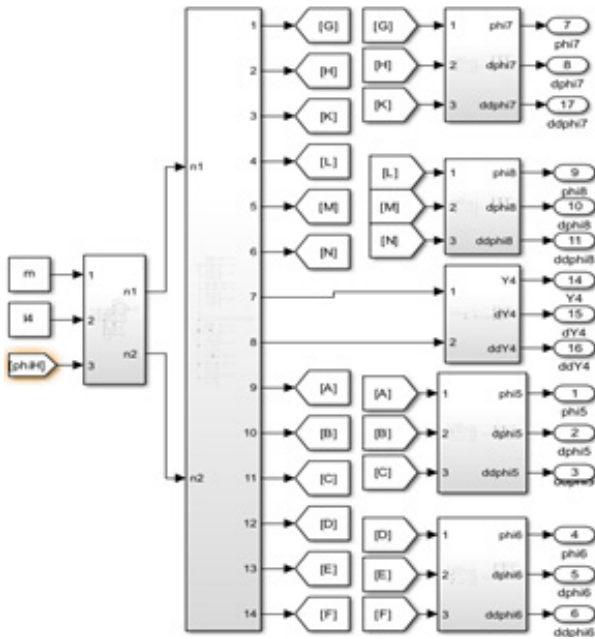
Trong đó: α, β – Góc quay bánh xe dẫn hướng bên trái và bên phải.

2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng trên Matlab Simulink

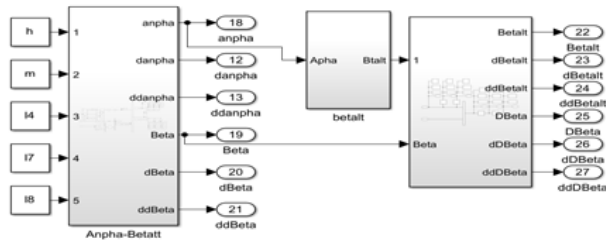
Mô hình mô phỏng động học hệ thống lái CEPS trên Matlab Simulink như hình 2.



a. Từ vành tay lái đến trục răng



b. Từ thanh răng đến các bánh xe dẫn hướng



c. Đặc tính động học quay vòng của bánh xe dẫn hướng

Hình 2. Mô hình mô phỏng động học hệ thống lái CEPS

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ

3.1. Phân tích ảnh hưởng của hệ số K_a

Từ công thức (1), (2) và (3), ta thấy:

- Nếu $K_a > 1$ hay $\varphi_n > \varphi_d$ thì $\varphi_H > \varphi_d$; $\dot{\varphi}_H > \dot{\varphi}_d$ và $\ddot{\varphi}_H > \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm tăng góc quay, tăng tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng so với hệ thống lái không có trợ lực.

Nếu $K_a = 1$ hay $\varphi_n = \varphi_d$ thì $\varphi_H = \varphi_d$; $\dot{\varphi}_H = \dot{\varphi}_d$ và $\ddot{\varphi}_H = \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm thay đổi góc quay, tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng. Đồng thời, góc quay bánh xe dẫn không phụ thuộc vào số răng của bộ truyền hành tinh (không phụ thuộc vào Z_d , Z_n , Z_s).

- Nếu $0 < K_a < 1$ hay $0 < \varphi_n < \varphi_d$ thì $0 < \varphi_H < \varphi_d$; $0 < \dot{\varphi}_H < \dot{\varphi}_d$ và $0 < \ddot{\varphi}_H < \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm giảm góc quay, giảm tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng so với hệ thống lái không có trợ lực.

- Nếu $K_a = 0$ hay $\varphi_n = 0$ thì $\varphi_H = \varphi_d \cdot Z_d / (Z_d + Z_n)$; $\dot{\varphi}_H = \dot{\varphi}_d Z_d / (Z_d + Z_n)$ và $\ddot{\varphi}_H = \ddot{\varphi}_d Z_d / (Z_d + Z_n)$, đây là trường hợp động cơ điện có sự cố không hoạt động hoặc khi mô-men đánh lái nhỏ hơn mô-men kích hoạt động cơ. Lúc này, tỉ số truyền động học giảm đi $(Z_d + Z_n) / Z_d$ lần. Để điều khiển bánh xe dẫn hướng phải tăng góc quay của vành tay lái và tăng mô-men tác dụng lên vành tay lái.

- Nếu $0 > K_a > -Z_d / Z_n$ thì $\varphi_H > 0$, bánh xe dẫn hướng vẫn quay cùng chiều với chiều quay của vành tay lái nhưng quay rất nhỏ và chậm.

- Nếu $K_a = -Z_d / Z_n$ thì $\varphi_H = 0$, bánh xe dẫn hướng không quay khi quay vành tay lái.

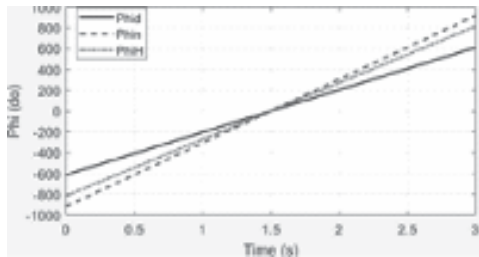
- Nếu $K_a < -Z_d / Z_n$ thì $\varphi_H < 0$, bánh xe dẫn hướng quay ngược chiều quay với chiều quay của vành tay lái.

Từ phân tích trên có thể thấy, việc lựa chọn K_a khi thiết kế bộ phận trợ lực điện và điều khiển tốc độ quay của động cơ điện ảnh hưởng trực tiếp đến tính tùy động của hệ thống lái, cảm giác lái và tính an toàn chuyển động của ô tô.

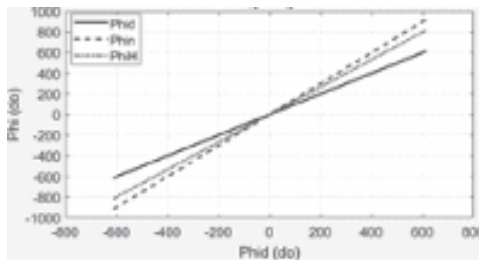
3.2. Kết quả mô phỏng động học hệ thống lái

3.2.1. Góc quay vành tay lái tăng dần đều

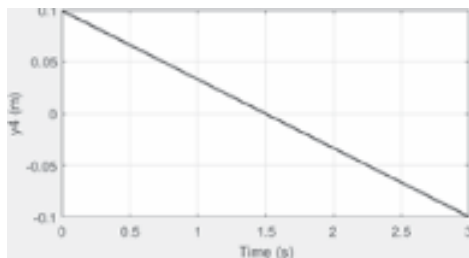
Kết quả mô phỏng khảo sát động học hệ thống lái khi $K_a = 1,5$ và góc quay vành tay lái tăng dần đều $\varphi_d = 0^\circ \div \pm 612^\circ (\pm 1,7 \text{ vòng về hai phía})$ như hình (3) đến hình (10).



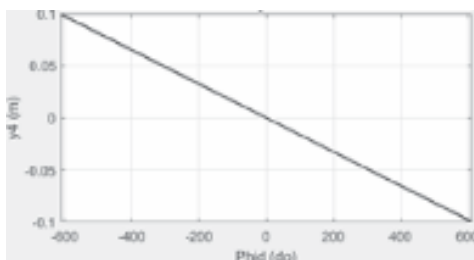
Hình 3a. Biến thiên của φ_d , φ_n , φ_H theo thời gian



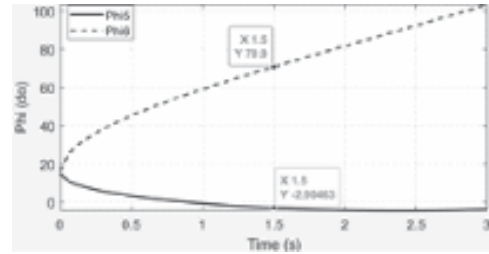
Hình 3b. Biến thiên của φ_d , φ_n , φ_H theo φ_d



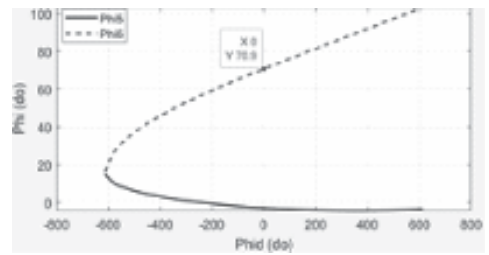
Hình 4a. Biến thiên của y_4 theo thời gian



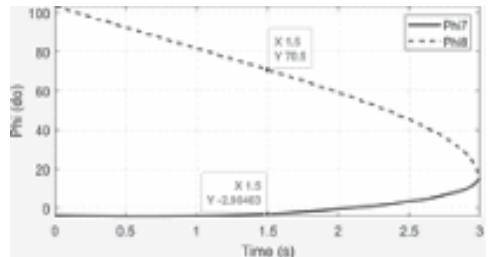
Hình 4b. Biến thiên của y_4 theo φ_d



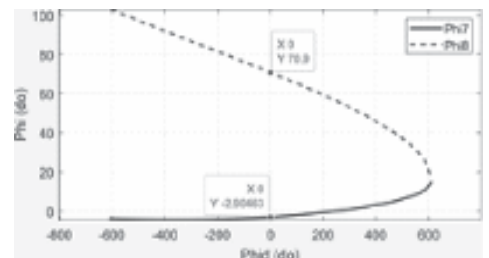
Hình 5a. Biến thiên của φ_5 , φ_6 theo thời gian



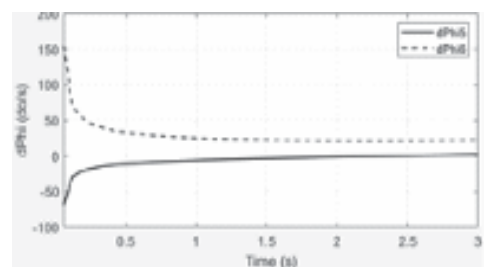
Hình 5b. Biến thiên của φ_5 , φ_6 theo φ_d



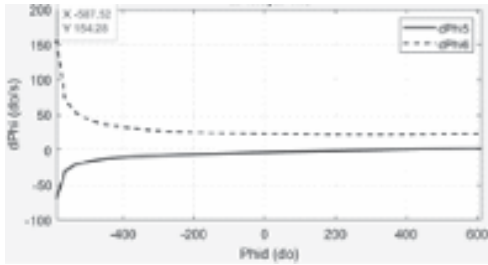
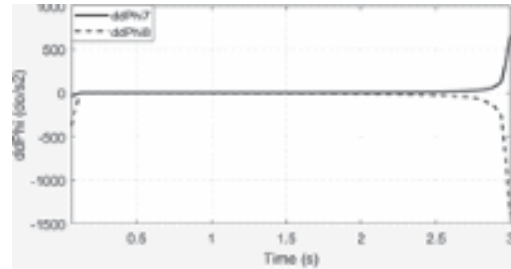
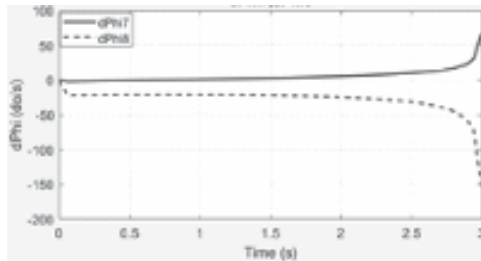
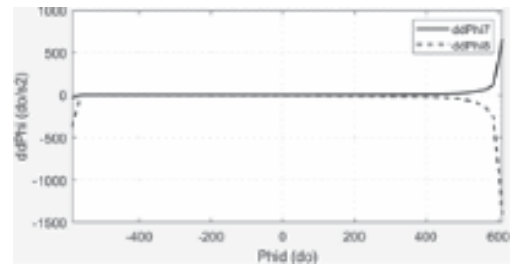
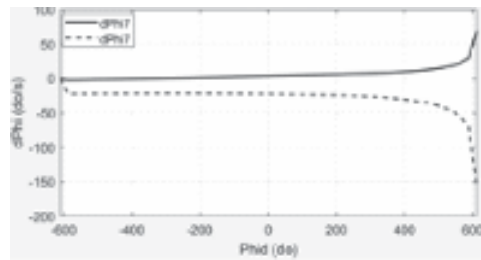
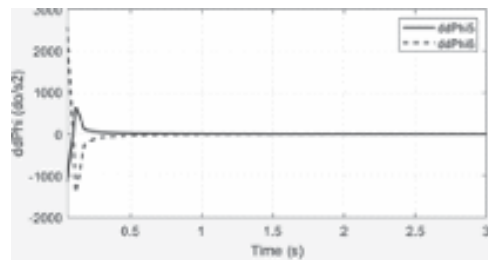
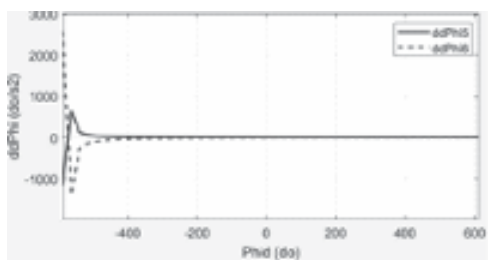
Hình 6a. Biến thiên của φ_7 , φ_8 theo thời gian



Hình 6b. Biến thiên của φ_7 , φ_8 theo φ_d



Hình 7a. Biến thiên của $\dot{\varphi}_5$, $\dot{\varphi}_6$ theo thời gian

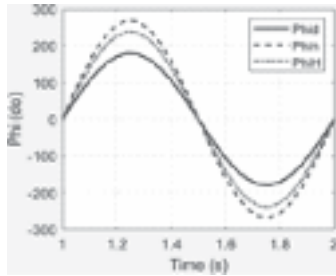

 Hình 7b. Biến thiên của $\dot{\varphi}_5, \dot{\varphi}_6$ theo φ_d

 Hình 10a. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$ theo thời gian

 Hình 8a. Biến thiên của $\dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$ theo thời gian

 Hình 10b. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$ theo φ_d

 Hình 8b. Biến thiên của $\dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$ theo φ_d

 Hình 9a. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6$ theo thời gian

 Hình 9b. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6$ theo φ_d

Nhận xét: Từ các hình (3), (4), ta thấy quan hệ giữa góc quay φ_d , φ_n , φ_H và dịch chuyển y_4 là quan hệ tuyến tính và tỉ lệ thuận, điều này sẽ tạo thuận lợi cho việc thiết kế bộ điều khiển ECU. Từ hình (5), (6) cho thấy khi $|\varphi_d| > 600^\circ$ thì $\varphi_5 \approx \varphi_6$ (hoặc $\varphi_7 \approx \varphi_8$) có nghĩa hình thang lái sát gần điểm giới hạn (l_5, l_6 thẳng hàng hoặc l_7, l_8 thẳng hàng). Từ hình (7) đến hình (10) cho thấy khi gần đến điểm giới hạn, vận tốc và gia tốc góc của các thanh l_5, l_6, l_7, l_8 tăng lên rất nhanh và có giá trị rất lớn.

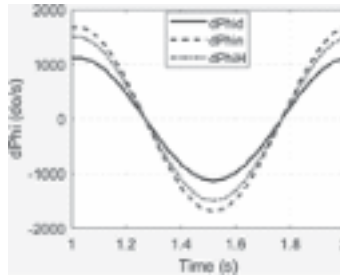
3.2.2. Đánh lái hình sin

Kết quả mô phỏng khảo sát động học hệ thống lái khi $K_a = 1,5$ và góc quay vành tay lái hình sin như hình (11) đến hình (14).

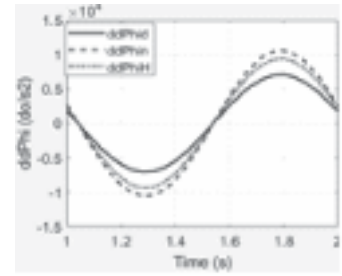




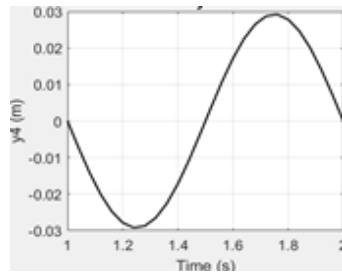
Hình 11a. Góc ϕ_d, ϕ_n, ϕ_H



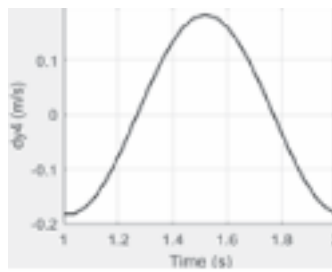
Hình 11b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_d, \dot{\phi}_n, \dot{\phi}_H$



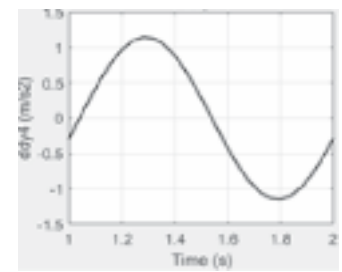
Hình 11c. Gia tốc $\ddot{\phi}_d, \ddot{\phi}_n, \ddot{\phi}_H$



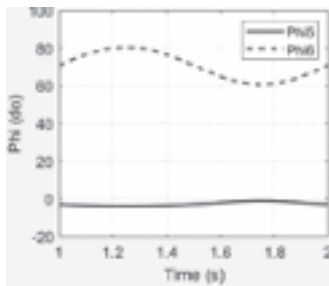
Hình 12a. Dịch chuyển y_4



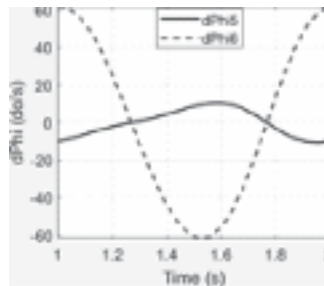
Hình 12b. Vận tốc $\dot{y}_4$



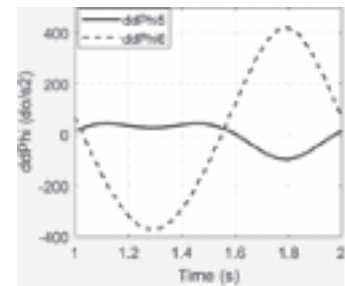
Hình 12c. Gia tốc $\ddot{y}_4$



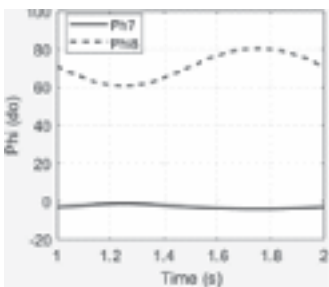
Hình 13a. Góc ϕ_5, ϕ_6



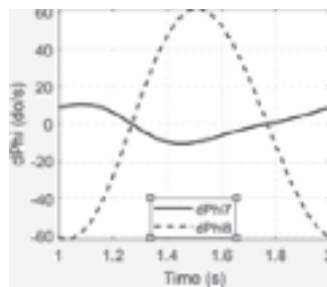
Hình 13b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_5, \dot{\phi}_6$



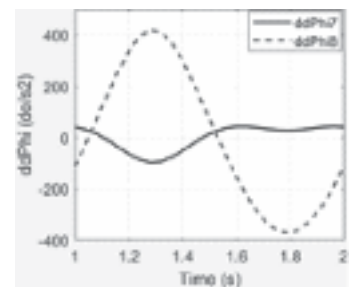
Hình 13c. Gia tốc góc $\ddot{\phi}_5, \ddot{\phi}_6$



Hình 14a. Góc ϕ_7, ϕ_8



Hình 14b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_7, \dot{\phi}_8$

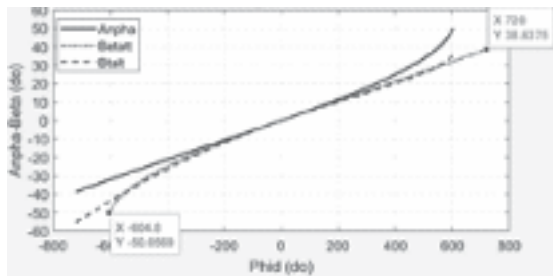


Hình 14c. Gia tốc góc $\ddot{\phi}_7, \ddot{\phi}_8$

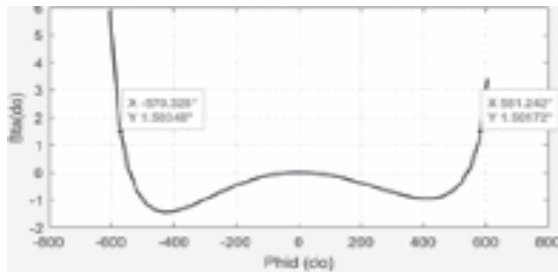
Nhận xét: Từ hình (11) đến hình (14), ta thấy khi góc quay vành tay lái theo hình sin thì góc quay, vận tốc, gia tốc của các khâu, khớp trong hệ thống CEPS lái vẫn đảm bảo được tỷ lệ về quan hệ động học như đánh lái đều. Điều này chứng mô hình toán học và mô hình mô phỏng được xây dựng là đúng.

3.3. Kết quả mô phỏng đặc tính động học quay vòng bánh xe dẫn hướng

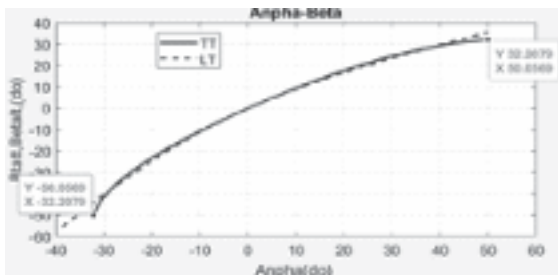
Kết quả mô phỏng động học quay vòng bánh xe dẫn hướng như hình (15) đến hình (18).



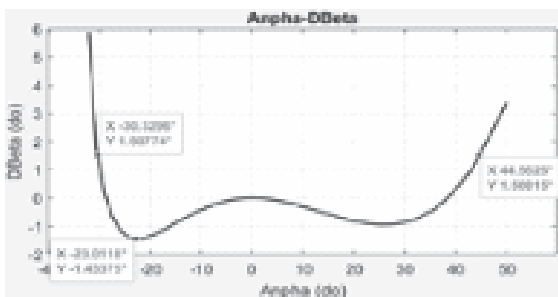
Hình 15a. Biến thiên của α , β_u và β_{lt} theo φ_d



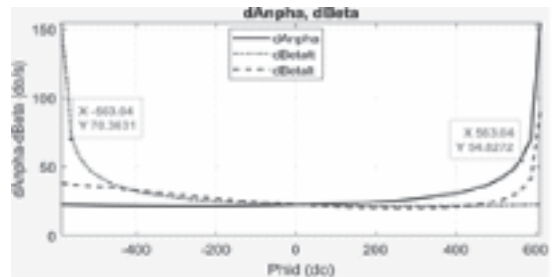
Hình 15b. Độ lệch $\Delta\beta$ theo φ_d



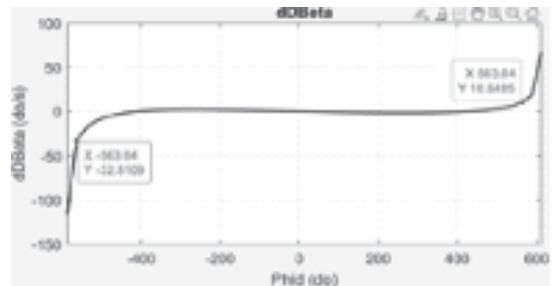
Hình 16a. Biến thiên của β_u và β_{lt} theo α



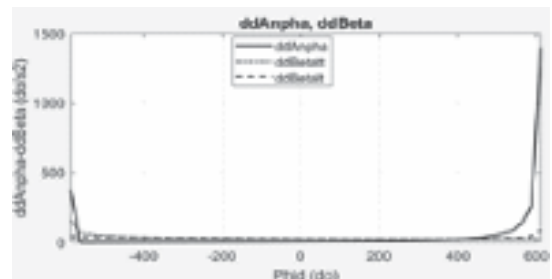
Hình 16b. Độ lệch $\Delta\beta$ theo α



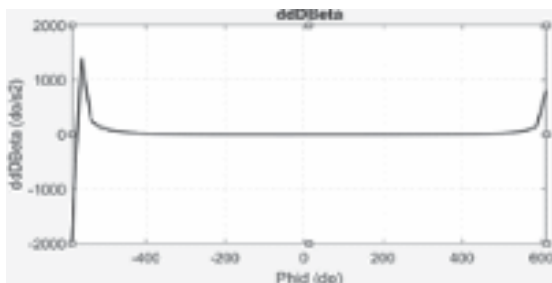
Hình 17a. Biến thiên của $\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}_{tt}$, $\dot{\beta}_{lt}$ theo φ_d



Hình 17b. Biến thiên của $\Delta\dot{\beta}$ theo φ_d



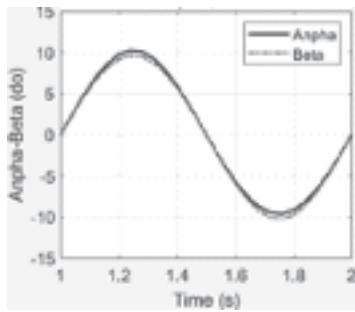
Hình 18a. Biến thiên của $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}_{tt}$, $\ddot{\beta}_{lt}$ theo φ_d



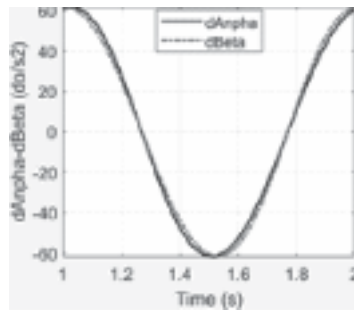
Hình 18b. Biến thiên của $\Delta\ddot{\beta}$ theo φ_d

Kết quả mô phỏng khảo sát động học quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi góc quay vành tay lái hình sin như hình (20).

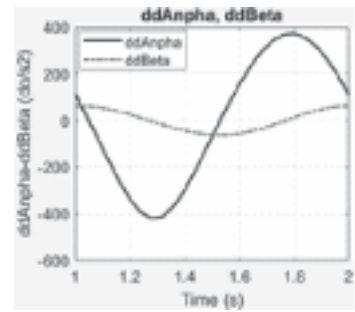




Hình 19a. Góc α, β



Hình 19b. Vận tốc góc $\dot{\alpha}, \dot{\beta}$

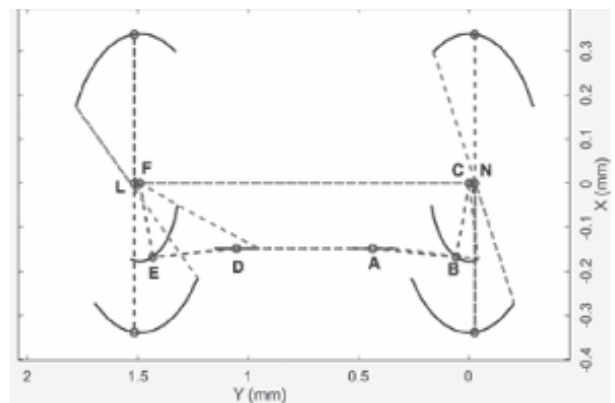


Hình 19c. Gia tốc góc $\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}$

Nhận xét: Từ hình (15) đến hình (18), có thể thấy: Giới hạn (điểm chết) góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong và phía ngoài là $50,0569^\circ/32,2079^\circ$, ứng với góc quay vành tay lái là $604,8^\circ$. Khi góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong từ $0^\circ \div 44^\circ$ (ứng với $\varphi_d = 0^\circ \div 570^\circ$) thì góc lệch $\Delta\beta = |\beta_{tt} - \beta_{ll}| < 1,5^\circ$, nếu tiếp tục tăng φ_d , thì $\Delta\beta > 1,5^\circ$ và tăng rất nhanh, lúc này hệ thống lái không đáp ứng yêu cầu động học quay vòng đúng của ô tô, vì vậy với hệ thống lái này cần có bộ phận hạn chế hành trình để giới hạn góc quay ra phía ngoài của bánh xe dẫn hướng không quá 44° trong quá trình làm việc. Điều này vẫn thỏa mãn được yêu cầu thiết kế hình thang lái đảm bảo góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng đạt $40^\circ \div 45^\circ$. Từ hình (19), ta thấy khi góc quay vành tay lái theo hình sin thì góc quay, vận tốc, gia tốc của các bánh xe dẫn hướng vẫn đảm bảo được tỷ lệ về quan hệ động học như đánh lái đều.

3.4. Kết quả mô phỏng quỹ đạo hệ thống lái

Kết quả mô phỏng quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp và các bánh xe dẫn hướng như hình (20).



Hình 20. Quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp hình thang lái

Nhận xét: Từ hình (20), ta có thể xác định được quỹ đạo chuyển động và vị trí của các khâu, khớp và bánh xe dẫn hướng trong hệ thống lái. Kết quả cho thấy kích thước và bố trí của hình thang lái là hợp lý, không gian chiếm chỗ nhỏ, các khâu khớp không bị va chạm khi chuyển động trong giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được các công thức xác định động học giữa các khâu, khớp trong hệ thống lái CEPS sử dụng hộp giảm tốc loại hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu; Xây dựng mô hình mô phỏng động học trên phần mềm Matlab Simulink; phân tích quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ

điện và trục răng; khảo sát động học hệ thống lái này trong trường hợp góc quay vành tay lái đều và hình sin với hệ số $K_a = 1,5$; xác định được quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu, khớp. Kết quả khảo sát cho thấy:

- Phương pháp tính toán và các công thức tính là đúng đắn và đảm bảo độ tin cậy.

- Kích thước và bố trí các khâu, khớp của hình thang lái hợp lý, đảm bảo được độ lệch $\Delta\beta = |\beta_{tt} - \beta_{lt}| < 1,5^\circ$ khi góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong từ $0^\circ \div 44^\circ$. Khi góc quay bánh xe dẫn hướng lớn hơn 44° thì $\Delta\beta > 1,5^\circ$ và tăng rất nhanh, vì vậy cần có bộ phận hạn chế hành trình để giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng không quá 44° trong quá trình làm việc.

Giới hạn (điểm chết) góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong/phía ngoài là $50,0569^\circ/32,2079^\circ$. Trong giới hạn này, không gian chiếm chỗ hình thang lái nhỏ, các khâu khớp không bị va chạm khi chuyển động trong giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng.

Kết quả của bài báo là tiền đề để: Tính toán động lực học và thiết kế hệ thống lái trợ lực điện; Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu và xác định quy luật điều khiển của bộ điều khiển động cơ trợ lực điện trên hệ thống lái trợ lực điện.

Có thể áp dụng phương pháp tính của bài báo để tính toán động học các hệ thống lái trợ lực điện tương tự khác trên ô tô.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải trong đề tài mã số

T2023-CK-002. Nhóm tác giả xin chân thành cảm ơn Nhà trường đã hỗ trợ nhóm trong quá trình thực hiện nghiên cứu. ❖

Ngày nhận bài: **26/02/2024**

Ngày phản biện: **04/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Raul-Octavian NEMES, Mircea RUBA, Claudia MARTIS. *Integration of real-time electric power steering system Matlab/Simulink model into National instruments veristand environment*. IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC). 2018. doi:10.1109/EPEPMC.2018.8521888.
- [2]. Rahul R Hiremath, T B Isha. *Modelling and simulation of electric power steering system using permanent magnet synchronous motor*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 561. 2019. doi: 10.1088/1757-899X/561/1/012124.
- [3]. Kim W, Seop Son Y, Chung CC. *Torque overlay-based robust steering wheel angle control of electrical power steering for a lane-keeping system of automated vehicles*. IEEE Trans Veh Technol 2016; 65: 4379–4392, doi: <https://doi.org/10.3182/20140824-6-ZA-1003.00803>.
- [4]. Wu Feng, Yang Zhijia, Yao Dongwei, Wang Yun and Hu Shugen. *A study on the control strategy of electric power steering system*, Automotive Engineering, vol. 7, pp. 676–680, July 2006, doi: 10.1061/41064(358)468.
- [5]. M. Ruba, R.Nemes, F. Pop Piglesan, C. Martis. *Complete electric power steering system real-time model in the loop simulator*, ELEKTRO 2018, in print, doi: 10.1109/ELEKTRO.2018.8398354.
- [6]. A. Marouf, C. Sentouh, M. Djemaï and P. Pudlo. *Control of an electric power assisted steering system using referencemodel*. IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC) Orlando, FL, USA, 2011. 6684-6690. doi: <http://dx.doi.org/10.1109/CDC.2011.6161144>.
- [7]. Shi Guobiao, Zhao Songhui, Min Jun. *Simulation analysis for electric power steering control system based on permanent magnetism synchronization motor*. 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012). 2012. doi: 10.2991/emeit.2012.394.
- [8]. Shaodan Na, Zhipeng Li, Feng Qiu, and Chao Zhang. *Torque control of electric power steering systems based on improved active disturbance rejection control*. Mathematical Problems in Engineering 2020(6):1-13. doi: 10.1155/2020/6509607.
- [9]. Nguyễn Văn Khang; *Động lực học hệ nhiều vật, quyển 3*. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2017.
- [10]. Phạm Thị Toàn, Phạm Minh Phúc; *Cơ học lý thuyết*. NXB. Giao thông Vận tải, 2016.