

PHÂN TÍCH THÔNG SỐ KHÔNG CHẮC CHẴN CHO CƠ CẤU CHẤP HÀNH ĐIỆN THỦY LỰC CỦA HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

ANALYSIS OF UNCERTAINTY PARAMETERS FOR AN ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATOR OF ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM IN CARS

Phạm Trung Dũng^{1,*}, Vũ Văn Tấn¹,
Trương Mạnh Hùng¹, Tạ Thị Thanh Huyền¹,
Lê Gia Minh¹, Nguyễn Minh Nam¹, Phạm Văn Thịnh¹

DOI: <http://doi.org/10.57001/huih5804.2025.074>

TÓM TẮT

Để nâng cao tính ổn định ngang, trên một số ô tô con hiện đại được trang bị hệ thống ổn định ngang chủ động, có thể thay đổi liên tục mô men chống xoắn để phù hợp với các điều kiện chuyển động khác nhau. Trong bài báo này, các tác giả trình bày nghiên cứu xây dựng một mô hình động lực học của cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực trên ô tô con. Tác giả tiến hành khảo sát trên miền tần số về sự ảnh hưởng của các thông số không chắc chắn đến khả năng làm việc của cơ cấu chấp hành. Các thông số này được xem xét thay đổi trong phạm vi từ -50% đến +50% so với giá trị danh nghĩa ban đầu. Kết quả khảo sát chỉ ra rằng hàm truyền của dịch chuyển van trượt, lưu lượng dòng dầu, mô men ổn định ngang thay đổi khoảng 8dB. Trong đó, ảnh hưởng của hệ số khuếch đại van, lưu lượng dòng dầu có vai trò quyết định đến hiệu quả của hệ thống. Trên cơ sở kết quả này có thể đề xuất, lựa chọn được các giá trị tối ưu cho cơ cấu chấp hành của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con.

Từ khóa: Động lực học và điều khiển ô tô, hệ thống ổn định ngang chủ động, cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực, thông số không chắc chắn.

ABSTRACT

In order to improve roll stability, some modern cars are equipped with an active anti-roll bar system, which can continuously change the active torque to suit different motion conditions. In this paper, the authors present research on building a dynamic model of an electro-hydraulic actuator for the active anti-roll bar system in a car. The authors conduct a survey in the frequency domain about the influence of uncertain parameters on the performance of this actuator. These parameters are considered to change in the range from -50% to +50% compared to the initial nominal value. The survey results show that the transfer function magnitude of spool valve displacement, average oil flow, and active torque of the electro-hydraulic actuator change by about 8dB. In particular, the influence of valve gain coefficient and oil flow rate plays a decisive role in the efficiency of the system. Based on these results, it is possible to propose and select optimal parameter values for the electro-hydraulic actuator of the active anti-roll bar system in cars.

Keywords: Vehicle dynamics and control, active anti-roll bar system, electro-hydraulic actuator roll stability, uncertain parameters.

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

*Email: dungpt@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 14/11/2024

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 02/3/2025

Ngày chấp nhận đăng: 28/3/2025

1. MỞ ĐẦU

Sự tăng trưởng mạnh mẽ về số lượng và tốc độ chuyển động của các phương tiện tham gia giao thông trong

những năm gần đây đòi hỏi ô tô phải có tính ổn định cao nhằm hạn chế tối đa tai nạn giao thông. Nguyên nhân chính của tai nạn lật ngang là mất ổn định xe khi lực tiếp

xúc giữa lốp với đường theo phương thẳng đứng ở một bên bánh xe bằng không, tức là bánh xe bị nhấc ra khỏi mặt đường do ảnh hưởng của lực quán tính ngang. Do vậy hệ thống ổn định ngang chủ động đã và đang được áp dụng trên ô tô để hạn chế tình trạng này, đồng thời nâng cao tính ổn định của ô tô khi di chuyển. Hệ thống ổn định ngang chủ động tích hợp các bộ điều khiển điện tử, cảm biến và bộ cơ cấu chấp hành để chủ động thích ứng với các chế độ chuyển động thay đổi và tối ưu hóa ổn định ngang của ô tô với mọi điều kiện khai thác, mọi tốc độ khác nhau [1-3]. Bằng cách tự động có thể thay đổi liên tục mô men xoắn ổn định ngang phù hợp với các điều kiện chuyển động khác nhau nhằm tạo ra một mô men ổn định tức thời để khắc phục các mô men gây lật ngang của ô tô, hệ thống này đã nâng cao đáng kể tính an toàn chuyển động của ô tô [4-6]. Các nguyên tắc thiết kế và cơ chế hoạt động của hệ thống ổn định ngang chủ động, làm nổi bật khả năng giảm góc lắc ngang thân xe cũng như lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường theo phương thẳng đứng [7-9]. Việc triển khai thiết kế các bộ điều khiển điện tử và các thuật toán điều khiển phức tạp (điều khiển tối ưu, điều khiển bền vững,...) cho phép điều chỉnh thời gian thực để tối ưu hóa các yêu cầu đặc tính hệ thống. Các công nghệ cho cơ cấu chấp hành khác nhau cũng được sử dụng trong các hệ thống ổn định ngang chủ động dành cho xe tải trọng lớn, bao gồm cơ cấu chấp hành thủy lực và cơ điện [5, 10-12]. Ngoài ra, các ưu điểm, hạn chế và đặc tính hiệu suất của từng loại cơ cấu chấp hành cũng được nghiên cứu, làm sáng tỏ sự phù hợp của chúng đối với các điều kiện vận hành, các loại phương tiện khác nhau [9].

Mặc dù có những hiệu quả đáng kể, nhưng hệ thống ổn định ngang chủ động dễ bị ảnh hưởng bởi sự không chắc chắn về thông số, đặc biệt là các thông số kết cấu, điều này có thể ảnh hưởng xấu đến hiệu suất của chúng [9, 13]. Những thách thức phát sinh từ sự không chắc chắn của các thông số, chẳng hạn như sự thay đổi về tải trọng của ô tô, sự thay đổi về tốc độ di chuyển của ô tô, điều kiện đường xá và độ hao mòn của các bộ phận. Bằng cách giải quyết hiệu quả các thông số không chắc chắn, độ tin cậy và độ bền của hệ thống ổn định ngang chủ động trên xe ô tô con có thể được nâng cao. Tuy nhiên, việc xem xét cụ thể đến các đặc tính không chắc chắn của thông số hệ thống cơ cấu chấp hành vẫn còn bị giới hạn và chưa có nhiều nghiên cứu sâu sắc về bài toán phức tạp này.

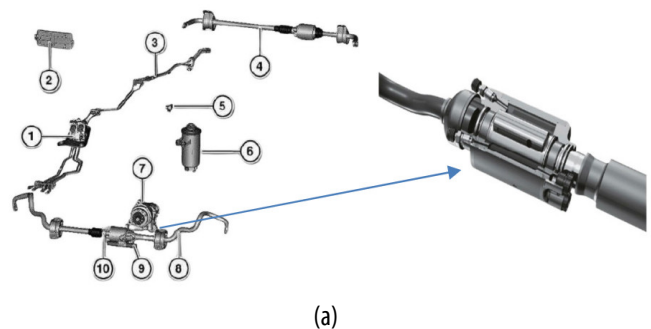
Bài báo này nghiên cứu toàn diện các đặc tính của cơ cấu chấp hành loại điện - thủy lực có van điện từ trong hệ thống ổn định ngang chủ động với đối tượng là ô tô con. Bằng cách phân tích khả năng làm việc của bộ cơ cấu chấp

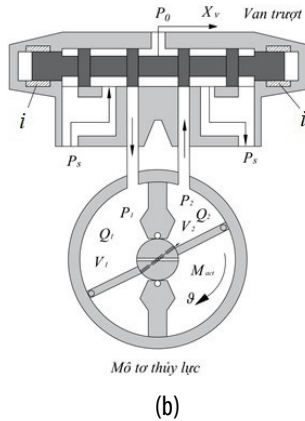
hành điện - thủy và những thách thức do sự không chắc chắn của các thông số đặt ra, nghiên cứu này góp phần thúc đẩy việc cải thiện khả năng xử lý nhằm nâng cao độ ổn định cho ô tô con. Nghiên cứu này có ý nghĩa hết sức quan trọng trong việc xây dựng mô hình hệ thống ổn định ngang chủ động và tối ưu hóa hiệu suất của hệ thống ổn định ngang chủ động nhằm đáp ứng các yêu cầu phức tạp về độ an toàn chuyển động, độ ổn định ngang của ô tô con, cũng như tính bền vững của hệ thống.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH CƠ CẤU CHẤP HÀNH HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ

2.1. Giới thiệu cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực của hệ thống ổn định ngang chủ động

Hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con được thể hiện trong hình 1. Cơ cấu chấp hành bao gồm các bộ phận chính sau: các cảm biến, mô tơ thủy lực, van điện từ, van trượt... Mô hình hóa nguyên lý của hệ thống được thể hiện như hình 1(b). Cơ cấu chấp hành thực chất là một bộ truyền động điện - thủy lực để tạo ra mô men xoắn ổn định M_{act} . Cơ cấu chấp hành bao gồm một mô tơ thủy lực là một bộ truyền động quay có hai khoang ngăn cách nhau bởi các van. Thanh ổn định ngang bị động được chia làm hai nửa, một bên nối với bánh xe bên phải và bên kia là bánh xe bên trái. Mô tơ thủy lực kết nối với hai nửa của thanh ổn định ngang bị động và cho phép xoắn hai nửa của thanh ổn định ngang này theo chiều ngược nhau. Trong cơ cấu chấp hành có một ống van trượt sơ cấp được đặt trong một khối trụ có các cửa đối xứng nhau. Trên ống van trượt này có các van điện từ. Khi có cường độ dòng điện i cấp cho van điện từ, ống van trượt sẽ dịch chuyển. Đặc trưng cho dịch chuyển của van trượt là độ dịch chuyển X_v . Dầu áp suất cao luôn được dự trữ bên ngoài van và được cung cấp bởi một bơm dẫn động từ động cơ, khi van trượt di chuyển sang trái hoặc sang phải thì dầu được cung cấp vào hai khoang của mô tơ thủy lực với lưu lượng dòng chất lỏng là khác nhau và do đó đã tạo ra sự chênh lệch áp suất P_L giữa hai khoang của mô tơ thủy lực. Khi có sự chênh lệch áp suất P_L mô tơ thủy lực sẽ quay và tạo ra mô men xoắn ổn định M_{act} .





Hình 1. Cấu trúc hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con [9]

(a) Các bộ phận của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con

(b) Sơ đồ hóa van điện từ của hệ thống ổn định ngang chủ động

1) Khối van điện từ; 2) ECU điều khiển; 3) Ống dẫn dầu thủy lực; 4) Cơ cấu chấp hành ổn định ngang chủ động cầu sau; 5) Cảm biến gia tốc góc lắc ngang thân xe; 6) Bình chứa dầu; 7) Bơm thủy lực; 8) Cơ cấu chấp hành ổn định ngang chủ động cầu trước; 9) Bộ ổn định áp lực dầu thủy lực; 10) Van điện điều áp.

2.2 Xây dựng mô hình động lực học cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực

Dịch chuyển của van trượt có mối quan hệ với cường độ dòng điện i như sau [9]:

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{X}_v + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{X}_v + X_v = \frac{Q_N}{\sqrt{\frac{\Delta P_N}{2}}} \frac{1}{i_{vmax}} i \quad (1)$$

Trong đó: Q_N - Lưu lượng dòng dầu; ΔP_N - Độ giảm áp; i_{vmax} - Cường độ dòng điện lớn nhất; D_v - Hệ số giảm chấn của van; Đặt: $\frac{Q_N}{\sqrt{\frac{\Delta P_N}{2}}} \frac{1}{i_{vmax}} = K_v$ là hệ số khuếch đại van.

Lưu lượng chất lỏng trung bình của hệ thống được xác định bằng công thức (2)

$$Q_L(X_v, P_L) = C_d A(X_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{X_v}{|X_v|} P_L)} \quad (2)$$

Lưu lượng chất lỏng trung bình được tuyến tính hóa trong công thức (3):

$$Q_L = K_q X_v - K_c P_L \quad (3)$$

Trong đó: K_q - Hệ số lưu lượng; K_c - Hệ số áp suất.

Phương trình chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực thể hiện mối quan hệ giữa lưu lượng chất lỏng trung bình Q_L , góc xoay của cánh van thủy lực ϑ và độ chênh lệch áp suất P_L được biểu diễn như sau:

$$\dot{P}_L = \frac{4\beta_E}{V_t} (Q_L - V_p \vartheta + c_{11} \dot{\vartheta} - c_{12} P_L) \quad (4)$$

Trong đó: β_E - Mô đun dầu; V_t - Thể tích chịu áp suất; V_p - Diện tích mặt cắt cánh; c_{11} , c_{12} - Các tham số dòng dầu.

Phương trình Mô men xoắn ổn định ngang M_{act} do sự chênh lệch áp suất P_L tạo ra được xác định như sau:

$$M_{act} = 2P_L A_v a_{am} \quad (5)$$

$$J_{cc} \ddot{\vartheta} = -P_L \dot{\vartheta} + V_p P_L \quad (6)$$

Thay (4) và (5) vào (6) ta được:

$$\begin{aligned} \dot{P}_L &= \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_v - \frac{4\beta_E}{V_t} P_L (K_c + c_{12}) \\ &\quad - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{11} \dot{\vartheta} \end{aligned} \quad (7)$$

Trong đó: A_v - Diện tích của van; a_{am} - Cánh tay đòn đến bánh xe; J_{cc} - Mô men quán tính của mô tơ thủy lực; d_a - Hệ số giảm chấn của cơ cấu chấp hành.

Từ phương trình (1), (6), (7), phương trình toán học tổng quát của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực được xác định như sau:

$$\begin{cases} \ddot{X}_v = K_v i \omega_v^2 - 2D_v \dot{X}_v \omega_v - X_v \omega_v^2 \\ \dot{P}_L = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_v - \frac{4\beta_E}{V_t} P_L (K_c + c_{12}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{11} \dot{\vartheta} \\ \ddot{\vartheta} = \frac{-d_a \vartheta}{J_{cc}} + \frac{V_p P_L}{J_{cc}} \end{cases} \quad (8)$$

Phương trình (8) được biến đổi dưới dạng không gian trạng thái như sau:

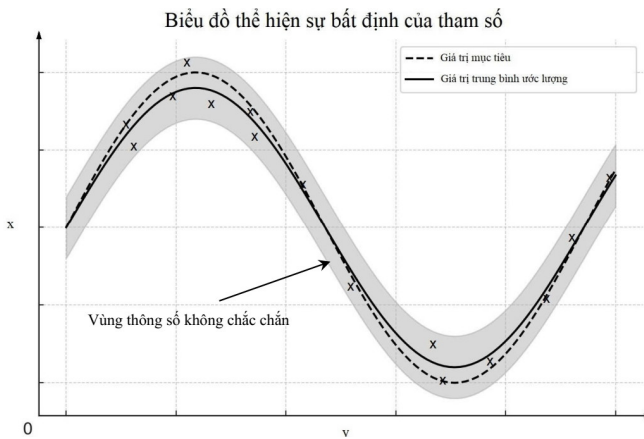
$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (9)$$

Trong đó: Véc tơ trạng thái $X = [X_v \quad \dot{X}_v \quad P_L \quad \vartheta \quad \dot{\vartheta}]^T$; Véc tơ đầu ra $Y = X$; Véc tơ kích thích là $U = [i]$. Các ma trận trạng thái của phương trình (9) được xác định như sau:

$$A_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_v^2 & -2D_v \omega_v & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(4\beta_E K_q)}{V_t} & 0 & \frac{-4\beta_E (K_c + c_{12})}{V_t} & \frac{-4\beta_E V_p}{V_t} & \frac{4\beta_E c_{11}}{V_t} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{V_p}{J_{cc}} & 0 & \frac{-d_a}{J_{cc}} \end{bmatrix}$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ K_v \omega_v^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad C_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad D_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

3. THÔNG SỐ KHÔNG CHẮC CHẮN CỦA MÔ HÌNH



Hình 2. Mô tả thông số không chắc chắn của mô hình [16]

Sự không chắc chắn của các tham số là yếu tố quan trọng cần được xem xét khi xây dựng và đánh giá mô hình động lực học. Trong nhiều bài toán tối ưu và điều khiển, sự không chắc chắn về các tham số có thể được mô hình hóa và xử lý thông qua một số phương pháp như tối ưu hóa trong các điều kiện giả thiết, các thuật toán điều khiển hay các phương pháp lập kế hoạch trong môi trường không chắc chắn.

Đối với cơ cấu chấp hành của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô, sự không chắc chắn bao gồm các tham số như K_v - Hệ số khuếch đại của van, C_1 - Tham số dòng dầu, d_a - Hệ số giảm chấn của cơ cấu chấp hành, K_q - Hệ số lưu lượng, V_t - Thể tích chịu áp suất, A_v - Diện tích van, V_p - Tiết diện mặt cắt cánh, ω_v - Tần số dao động riêng của van. Sự không chắc chắn trong các bộ truyền động thủy lực-điện đã được chứng minh là có ảnh hưởng đáng kể đến đặc tính và hiệu suất của các bộ truyền động. Bằng phương pháp cho các thông số của cơ cấu chấp hành thay đổi giá trị từ -50% đến +50% giá trị danh nghĩa một cách đồng thời, các tác giả tiến hành khảo sát sự ảnh hưởng của các thông số trên đến khả năng làm việc nhờ đánh giá sự thay đổi của các thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành là vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v$ (a), dịch chuyển van trượt X_v (b), chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực P_L (c), góc xoay của cánh van ϑ (d), lưu lượng dòng dầu Q_L (e), mô men ổn định ngang M_{act} (f).

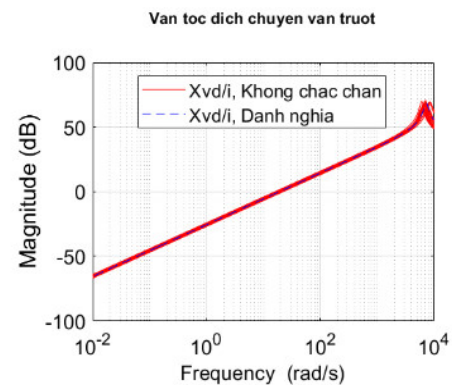
Trong phần mềm Matlab, các tác giả sử dụng tham số thực không chắc chắn (ureal) để phân tích các thông số của cơ cấu chấp hành. Tham số thực không chắc chắn được đặc trưng bởi giá trị danh nghĩa, được lưu trữ trong thuộc tính NominalValue, và độ không chắc chắn kèm theo, đại diện cho khả năng sai lệch so với giá trị danh nghĩa này. Đối tượng ureal mã hóa sự không chắc chắn

này theo ba cách khác nhau: PlusMinus (đại diện cho sự không chắc chắn như một độ lệch tuyệt đối được cộng hoặc trừ vào giá trị danh nghĩa); Range (định nghĩa sự không chắc chắn như một phạm vi tuyệt đối của các giá trị có thể xảy ra, độc lập với giá trị danh nghĩa); Percentage (đo lường sự không chắc chắn dưới dạng phần trăm độ lệch so với giá trị danh nghĩa). Trong nghiên cứu này, các tác giả đã sử dụng chế độ "Percentage" trong MATLAB, trong đó sự không chắc chắn được định lượng như một độ lệch phần trăm so với giá trị danh nghĩa. Với giá trị danh nghĩa là 100% và độ không chắc chắn là $\pm 50\%$, giá trị tham số có thể dao động từ 50% đến 150%.

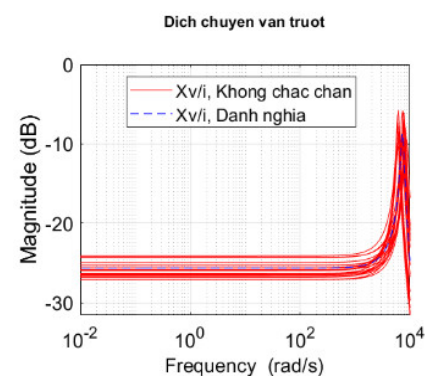
4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ TRÊN MIỀN TẦN SỐ

4.1. Kết quả khảo sát với các thông số không chắc chắn

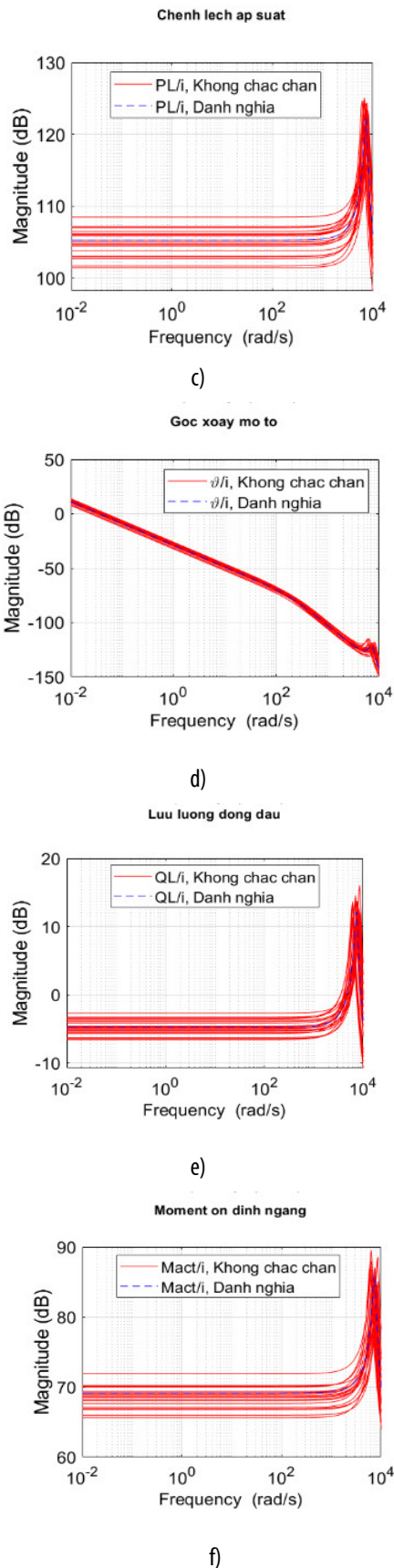
Cơ cấu chấp hành có tín hiệu đầu vào là cường độ dòng điện i , các tác giả tiến hành khảo sát sự ảnh hưởng khi thay đổi các thông số của cơ cấu chấp hành đến các thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành là vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v$ (a), dịch chuyển van trượt X_v (b), chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực P_L (c), góc xoay của cánh van ϑ (d), lưu lượng dòng dầu Q_L (e), mô men ổn định ngang M_{act} (f) bằng phương pháp cho các thông số của cơ cấu chấp hành thay đổi giá trị từ -50% đến +50% giá trị danh nghĩa một cách đồng thời.



a)



b)



Hình 3. Ảnh hưởng của các thông số không chắc chắn của cơ cấu chấp hành: $\ddot{X}_v$ (a), X_v (b), P_L (c), ϑ (d), Q_L (e), M_{act} (f)

Từ hình 3, có thể dễ dàng nhận thấy, khi giá trị của các thông số của cơ cấu chấp hành thay đổi thì khả năng đáp ứng của các thông số đầu ra cũng đều bị ảnh hưởng rõ rệt. Sự thay đổi của các thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực có sự tỉ lệ thuận với sự thay đổi của các thông số không chắc chắn. Các thông số đầu ra dịch chuyển van trượt X_v (b), chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực P_L (c), lưu lượng dòng dầu Q_L (e), mô men ổn định ngang M_{act} (f) là những thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành thay đổi rõ rệt nhất, hàm truyền biên độ thay đổi trong khoảng từ 3,31dB đến 7,10dB trong vùng tần số từ 10^{-2} đến 10^2 rad/s và thay đổi trong khoảng 8dB đến 21dB tại vùng tần số cao từ khoảng 10^3 rad/s đến 10^4 rad/s. Sự thay đổi của biên độ hàm truyền được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Bảng giá trị biên độ hàm truyền thay đổi tương ứng với thông số không chắc chắn của mô hình cơ cấu chấp hành

Kí hiệu thông số	Thông số của cơ cấu chấp hành	Giá trị tần số xem xét (rad/s)	Giá trị biên độ hàm truyền thay đổi (dB)
$\ddot{X}_v$	Vận tốc dịch chuyển van trượt	$10^2 - 10^4$	3,31 - 13,92
X_v	Dịch chuyển van trượt	$10^2 - 10^4$	3,06 - 10,59
P_L	Chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực	$10^2 - 10^4$	7,10 - 14,92
ϑ	Góc xoay của cánh van	$10^2 - 10^4$	5,01 - 18,72
Q_L	Lưu lượng dòng dầu	$10^2 - 10^4$	3,67 - 21,12
M_{act}	Mô men ổn định ngang	$10^2 - 10^4$	6,25 - 14,55

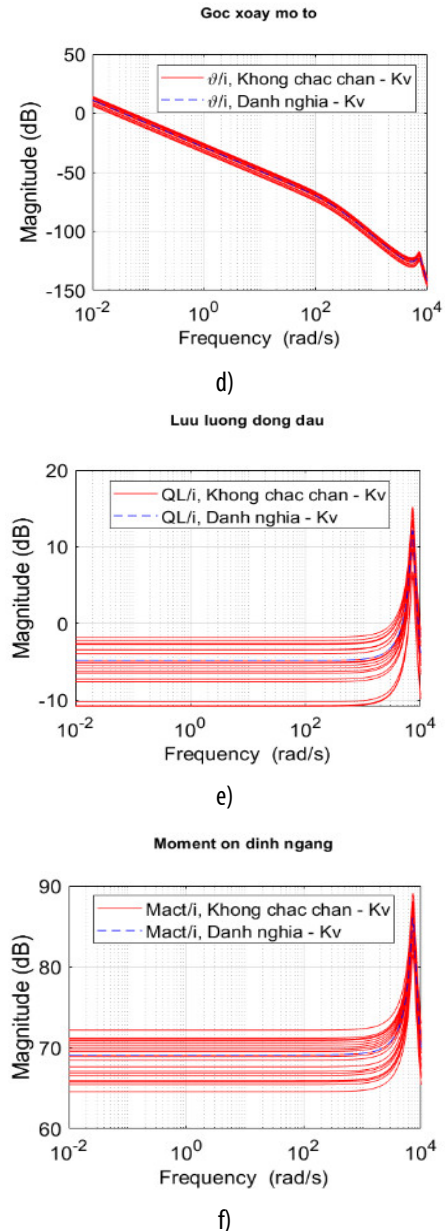
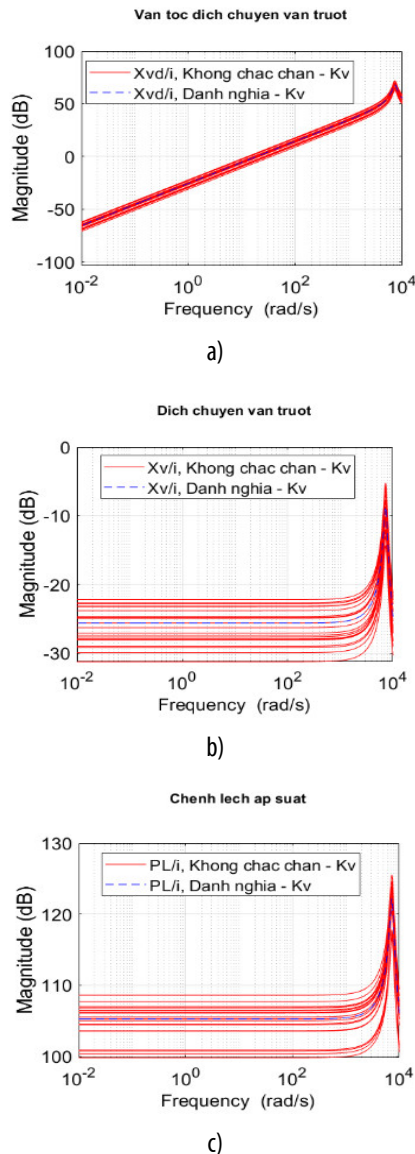
4.2. Kết quả khảo sát với một thông số không chắc chắn

Để làm rõ hơn sự ảnh hưởng của các thông số không chắc chắn đến sự làm việc của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực, các tác giả tiến hành khảo sát sự ảnh hưởng của từng thông số không chắc chắn, trong khi các thông số không chắc chắn còn lại giữ nguyên giá trị danh nghĩa. Trong bài báo này, tác giả lựa chọn hệ số khuếch đại van (K_v), hệ số lưu lượng dòng dầu cơ cấu chấp hành (K_q) của cơ cấu chấp hành hệ thống ổn định ngang chủ động làm các tham số không chắc chắn chính để tiến hành nghiên cứu, vì do trong quá trình vận hành, đây là các tham số có ảnh hưởng lớn đến khả năng tạo ra mô men ổn định ngang (M_{act}) cân bằng tức thời giúp đáp ứng các chỉ tiêu về ổn định ngang ô tô.

4.2.1. Ảnh hưởng của hệ số khuếch đại van

Kết quả khảo sát trong hình 4 cho thấy rằng, khi thay đổi giá trị thông số khuếch đại van (K_v) trong vùng từ -

50% đến +50% (tương ứng từ 0,266 đến 0,798l/A) từ giá trị danh nghĩa thì toàn bộ các thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành bị thay đổi, bao gồm vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v$ (a), dịch chuyển van trượt X_v (b), chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực P_L (c), góc xoay của cánh van ϑ (d), lưu lượng dòng dầu Q_L (e), mô men ổn định ngang M_{act} (f). Độ lớn của biên độ hàm truyền từ thông số đầu vào i đến các thông số đầu ra bị ảnh hưởng thay đổi trên toàn bộ vùng tần số khảo sát từ 10^{-2} rad/s đến 10^4 rad/s. Trong đó, giá trị hàm truyền thay đổi lớn ở mức 8dB là của thông số đầu ra X_v , P_L , Q_L , M_{act} , đặc biệt là trong vùng tần số nhỏ hơn 10^3 rad/s. Ở vùng tần số cao, sự thay đổi của các thông số đầu ra này không nhiều. Qua đó, có thể thấy rằng hệ số khuếch đại van (K_v) là thông số ảnh hưởng rất lớn đến khả năng làm việc của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực trong hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con.

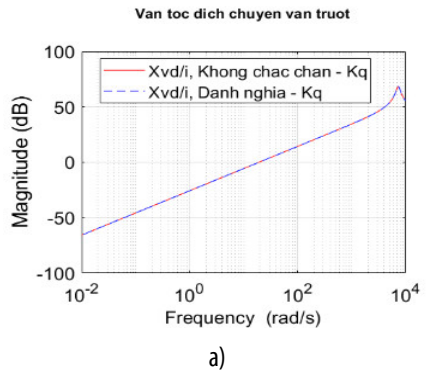


Hình 4. Ảnh hưởng của hệ số khuếch đại van (K_v) khi thay đổi giá trị liên tục từ -50% đến +50%: $\dot{X}_v$ (a), X_v (b), P_L (c), ϑ (d), Q_L (e), M_{act} (f)

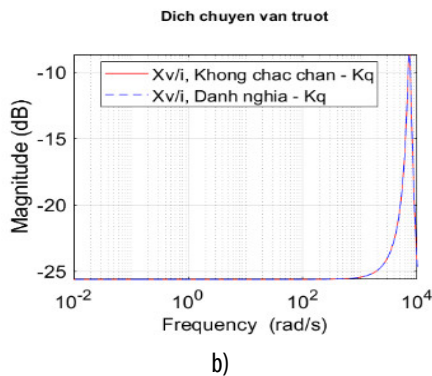
4.2.2. Ảnh hưởng của hệ số lưu lượng dòng dầu của cơ cấu chấp hành

Khi xem xét các kết quả khảo sát được trình bày trong hình 5, có thể dễ dàng nhận thấy, khi thông số lưu lượng dòng dầu cơ cấu chấp hành (K_q) thay đổi giá trị trong vùng từ -50% đến +50% giá trị danh nghĩa (tương ứng với giá trị từ 5,01 đến 15,01) thì các thông số đầu ra không bị ảnh hưởng là vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v$ (a), dịch chuyển van trượt X_v (b). Thông số chênh lệch áp suất giữa hai khoang của mô tơ thủy lực P_L (c) có thay đổi độ biên độ hàm truyền trên toàn bộ miền tần số khảo sát. Thông số góc xoay của cánh van ϑ (d), lưu lượng dòng dầu Q_L (e),

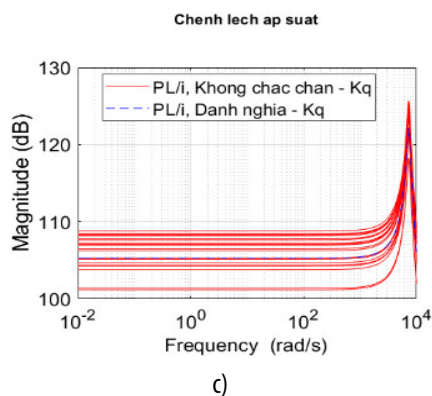
mô men ổn định ngang $M_{act}(f)$ có độ lớn của biên độ hàm truyền thay đổi khoảng 8dB trong toàn bộ miền tần số kích thích, đặc biệt là khi tần số kích thích nhỏ hơn 10^3 rad/s .



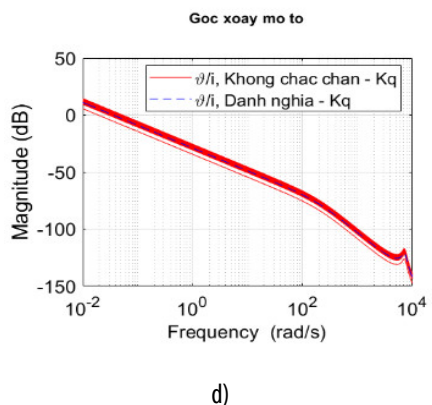
a)



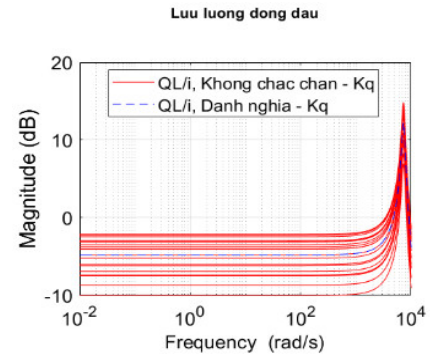
b)



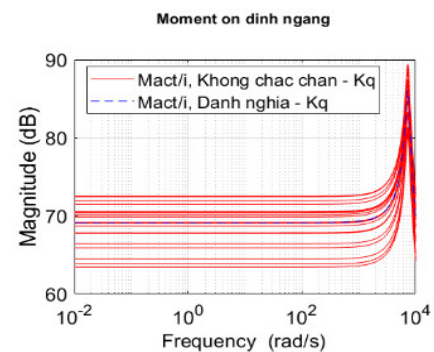
c)



d)



e)



f)

Hình 5. Ảnh hưởng của hệ số lưu lượng dòng dầu cơ cấu chấp hành (K_q) khi thay đổi giá trị liên tục từ -50% đến +50%: $\dot{X}_v$ (a), X_v (b), P_L (c), φ (d), Q_L (e), M_{act} (f)

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày các kết quả nghiên cứu trong việc xây dựng mô hình cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con. Các tác giả đã sơ đồ hóa cơ cấu chấp hành dạng điện - thủy lực kết hợp van điện từ và xây dựng được phương trình toán học mô tả đặc tính của cơ cấu chấp hành, sau đó coi cơ cấu chấp hành là một hệ thống với đầu vào là cường độ dòng điện i và tiến hành khảo sát đặc tính của cơ cấu chấp hành trên miền tần số với các thông số không chắc chắn. Dựa trên mô hình đã xây dựng, các tác giả tiến hành thay đổi giá trị ban đầu của tất cả các thông số của cơ cấu chấp hành, kết quả khảo cho thấy rằng, khi các thông số không chắc chắn của cơ cấu chấp hành thay đổi thì các thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành cũng bị ảnh hưởng đáng kể, có sự tỉ lệ thuận trong sự thay đổi giá trị của các thông số không chắc chắn và biên độ hàm truyền của thông số đầu ra của cơ cấu chấp hành trên toàn miền tần số.

Hướng nghiên cứu tiếp theo của bài báo được xác định là nghiên cứu và thiết kế các bộ điều khiển cho cơ cấu chấp hành trên mô hình ô tô con với các hàm mục

tiêu như gia tốc góc lắc ngang thân xe; lực tương tác giữa các bánh xe với mặt đường, xem xét đến sự rò rỉ dầu, sự giảm áp của dòng dầu trong quá trình hoạt động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Tuan Anh Nguyen, "The influence of the stabilizer bar on the car's lateral oscillation," *Transportation Magazine*, 10, 41 - 44, 2009.
- [2]. Minh Tuan Nguyen, *Control and stability of passenger cars with passive anti-sway system*. Master's Thesis, University of Transport and Communications, Hanoi, 2009.
- [3]. Van Cong Tran, *Application of fuzzy logic to control the active anti-sway system on cars*. Master's Thesis, University of Transport and Communications, Hanoi, 2013.
- [4]. BalazsVarga, BalazsNemeth, PeterGaspar, "Design of Anti-Roll Bar Systems Based on Hierarchical Control," *Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 61, 6, 374-382, 2014.
- [5]. Balazs Varga, Balazs Nemeth, Peter Gaspar, "Hierarchical Design of Electro- Hydraulic Actuator Control for Vehicle Dynamic Purposes," in *European Control Conference*, 2014.
- [6]. Has Zulfatman, et al., "Robust Position Tracking Control of an Electro-Hydraulic Actuator in the Presence of Friction and Internal Leakage", *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39.4, 2965-2978, 2014.
- [7]. P.H. Cronje', P.S. Els, "Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar," *Journal of Terramechanics*, 47, 3, 179-189, 2010.
- [8]. V. Muniandy, P. Mohd Samin, H. Jamaluddin, R. Abdul Rahman, S. A. Abu Bakar, "Double anti-roll bar hardware-in-loop experiment for active anti-roll control system," *Journal of Vibroengineering*, 19, 4, 2886-2909, 2017.
- [9]. Van Tan Vu, *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bars system*. PhD thesis, University Grenoble Alpes, France, 2017.
- [10]. Vu Van Tan, "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, 2021.
- [12]. Y. J. Liu, H. Chen, "Adaptive Sliding Mode Control for Uncertain Active Suspension Systems with Prescribed Performance," *IEEE Trans. Syst. Man, Cybern. Syst.*, 51, 10, 6414–6422, 2021. doi: 10.1109/TSMC.2961927.
- [13]. R. E. J. Talabani, Y. A. Faraj, R. A. H. AL-Baldawi, "A Study on the Effects of Servovalve Lap on the Performance of a Closed - Loop Electrohydraulic Position Control System," *AL-Rafdain Eng. J.*, 17, 5, 1–14, 2009. doi: 10.33899/rengj.2009.43375.
- [14]. J. C. Renn, T. H. Wu, "Modeling and control of a new 1/4T servo-hydraulic vehicle active suspension system," *J. Mar. Sci. Technol.*, 15, 3, 265–272, 2007. doi: 10.51400/2709-6998.2400.

[15]. Vu Van Tan, Olivier Sename, Peter Gaspar, Trong Tu Do, *Active Anti-Roll Bar Control Design for Heavy Vehicles*. Springer, <https://doi.org/10.1007/978-981-97-1359-2>, 2024.

[16]. Vu Van Tan, Olivier Sename, Péter Gáspár, "Improving roll stability of tractor semi-trailer vehicles by using H_∞ active anti-roll bar control system," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 235, 14, 3509-3520, 2021. doi: 10.1177/09544070211013949.

AUTHORS INFORMATION

**Pham Trung Dzung, Vu Van Tan, Truong Manh Hung,
Ta Thi Thanh Huyen, Le Gia Minh, Nguyen Minh Nam,
Pham Van Thinh**

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