

PARAMETER UNCERTAINTY ANALYSIS FOR ELECTRO-HYDRAULIC SERVO-VALVE ACTUATOR OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM ON TRUCKS

Do Trong Tu¹, Vu Van Tan^{2*}, Olivier Sename³

¹Electric Power University, Vietnam, ²University of Transport and Communications, Vietnam

³Univ. Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP, GIPSA-Lab, France

ARTICLE INFO		ABSTRACT
Received:	21/9/2023	Active suspension systems have become commonplace in the world of trucking manufacture, with electro-hydraulic actuators emerging as a favored choice due to their remarkable capacity for high-force generation and rapid response times. This paper introduces a design schematic for an electro-hydraulic actuator, employing solenoid valves to enhance the active suspension system in trucks. Precise mathematical equations are developed, utilizing current intensity as an input parameter and actuator force as the resultant output, facilitating a thorough characterization of the actuator's behavior. The study delves into the emulation and evaluation of the actuator's performance while taking into account the inherent uncertainty stemming from structural parameters within the system. According to the study's findings, the uncertainty of structural parameters have the changable from 80% up to 120%, significantly impacts the characteristics and operating abilities of the actuators of the active suspension system in automobiles. It is also a premise for researching and controlling, as well as the improvement of heavy-duty vehicle active suspension systems.
Revised:	03/11/2023	
Published:	03/11/2023	
KEYWORDS		
Electro-hydraulic actuator		
Solenoid valve		
Parameters uncertainties		
Active suspension system		
Truck		

PHÂN TÍCH THÔNG SỐ KHÔNG CHẮC CHẮN CHO CƠ CẤU CHẤP HÀNH THỦY LỰC VAN ĐIỆN TỬ CỦA HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ TẢI

Đỗ Trọng Tú¹, Vũ Văn Tấn^{2*}, Olivier Sename³

¹Trường Đại học Điện Lực, Việt Nam, ²Trường Đại học Giao thông Vận tải, Việt Nam

³Đại học Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP, Phòng thí nghiệm GIPSA-Lab, Cộng hòa Pháp

THÔNG TIN BÀI BÁO		TÓM TẮT
Ngày nhận bài:	21/9/2023	Hệ thống treo chủ động đang có xu hướng sử dụng nhiều trên ô tô tải. Trong đó, cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực được sử dụng rộng rãi bởi lực sinh ra lớn, thời gian tác động nhanh. Bài báo này trình bày sơ đồ nguyên lý của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực sử dụng van điện từ cho hệ thống treo chủ động trên ô tô tải. Các phương trình toán học được thiết lập để mô tả chính xác đặc tính của cơ cấu chấp hành với đầu vào là cường độ dòng điện, đầu ra là lực của cơ cấu chấp hành. Đặc tính của cơ cấu chấp hành được mô phỏng và đánh giá dựa trên tính không chắc chắn bởi một số thông số kết cấu của hệ thống từ 80% lên đến 120%. Kết quả nghiên cứu trên miền thời gian và miền tần số là tiền đề cho việc nghiên cứu, điều khiển, hoàn thiện hệ thống treo chủ động trên phương tiện giao thông có tải trọng lớn.
Ngày hoàn thiện:	03/11/2023	
Ngày đăng:	03/11/2023	
TỪ KHÓA		
Cơ cấu chấp hành điện-thủy lực		
Van điện từ		
Thông số không chắc chắn		
Hệ thống treo chủ động		
Ô tô tải		

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.8792>

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

1. Giới thiệu

Xe tải và xe hạng nặng thường xuyên chịu tải trọng lớn và di chuyển qua các loại địa hình khó khăn, do vậy đòi hỏi hệ thống treo ở mức độ cao để có khả năng giảm thiểu các nguy cơ gây mất an toàn cho phương tiện và người lái bên cạnh việc đảm bảo sự ổn định của hàng hóa chuyên chở trên xe. Hiện nay hầu hết các ô tô tải đều sử dụng hệ thống treo bị động bao gồm phần tử đàn hồi (nhíp, lò xo, balon khí) và giảm chấn. Các hệ thống treo bị động thông thường thường chưa mang lại hiệu suất tốt nhất trong các điều kiện chuyển động đa dạng. Do vậy hệ thống treo chủ động đã và đang được áp dụng trên ô tô tải. Hệ thống treo 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 đặc tính của xe với mọi điều kiện khai thác [1].

Các hệ thống treo chủ động giải quyết các yêu cầu này bằng cách kết hợp các công nghệ tiên tiến, chủ động phản ứng với các lực bên ngoài, mang lại hiệu suất vượt trội so với các hệ thống treo thụ động [2], [3]. Bằng cách tự động điều chỉnh các thông số của hệ thống treo, chẳng hạn như độ cứng lò xo, độ cản giảm chấn và chiều cao hành trình, các hệ thống này cải thiện biên độ dao động và các đặc tính yêu cầu về độ êm dịu và an toàn chuyển động [4]-[6]. Các nguyên tắc thiết kế và cơ chế hoạt động của hệ thống treo chủ động, làm nổi bật khả năng giảm dao động thân xe, góc lắc ngang - dọc xe và độ dịch chuyển theo phương thẳng đứng của chúng [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 treo chủ động dành cho xe tải và xe hạng nặng, bao gồm cơ cấu chấp hành thủy lực, khí nén và cơ điện [10]-[12], các hệ thống chống lật [5], [12]. Ngoài ra, các ưu điểm, hạn chế và đặc tính hiệu suất của từng loại cơ cấu chấp hành cũng được thảo luận, làm sáng tỏ sự phù hợp của chúng đối với các điều kiện vận hành khác nhau.

Mặc dù có những lợi ích đáng kể, nhưng hệ thống treo 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 hệ thống treo, chẳng hạn như sự thay đổi về tải trọng của xe, điều kiện đường xá và độ hao mòn của các bộ phận. Một số nghiên cứu đã hướng đến các phương pháp mô hình hóa và quản lý độ không chắc chắn của tham số, bao gồm ước tính phân bố khối lượng, độ cứng và hệ số giảm chấn [14]-[17]. Bằng cách giải quyết hiệu quả các thông số không chắc chắn, độ tin cậy và độ bền của hệ thống treo chủ động trên xe tải và xe hạng nặng 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.

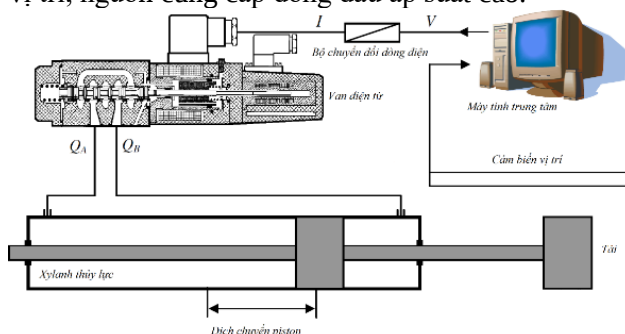
Bài báo này nghiên cứu toàn diện các đặc tính của cơ cấu chấp hành loại điện-thủy lực có van điện từ trong hệ thống treo chủ động với đối tượng là xe tải. Bằng cách phân tích khả năng làm việc của bộ cơ cấu chấp hành điện-thủy lực được sử dụng trong hệ thống treo chủ động, và những thách thức do sự không chắc chắn của các thông số đặt ra, nghiên cứu này góp phần thúc đẩy việc cải thiện sự thoải mái, khả năng xử lý và độ ổn định cho phương tiện xe tải. Nghiên cứu này có ý nghĩa hết sức quan trọng trong việc xây dựng mô hình hệ thống treo chủ động và tối ưu hóa hiệu suất của hệ thống treo chủ động nhằm cải thiện các yêu cầu phức tạp về độ êm dịu và độ an toàn chuyển động cũng như độ ổn định hàng hóa của xe tải cũng như tính bền vững của hệ thống.

Bài báo được trình bày với bố cục 4 phần như sau: phần 2 trình bày nguyên lý hoạt động của cơ cấu chấp hành điện-thủy lực kết hợp van điện từ; mô hình hóa phương trình toán học cho cơ cấu chấp hành dưới dạng phi tuyến và tuyến tính hóa; các đặc tính không chắc chắn của thông số trong hệ thống điều khiển. Phần 3 trình bày các kết quả mô phỏng và đánh giá trên cả miền thời gian và miền tần số. Phần kết luận của bài báo được trình bày tại mục 4.

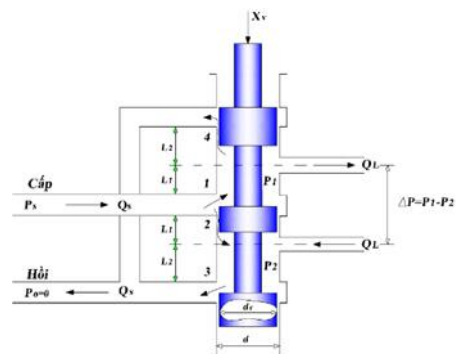
2. Phương pháp nghiên cứu

2.1. Nguyên lý hoạt động cơ cấu chấp hành

Cơ cấu chấp hành sử dụng trong hệ thống treo chủ động của ô tô tải thường là dạng thủy lực điều khiển bằng điện, hệ thống truyền động tổng quát được mô tả như Hình 1. Đây là một trong những hệ thống truyền động phổ biến và quan trọng nhất trong lĩnh vực công nghiệp, bởi có các ưu điểm vượt trội bao gồm: công suất lớn, hiệu suất cao, đáp ứng nhanh và độ bền tốt. Phạm vi ứng dụng đối với dạng truyền động này rất đa dạng như: các hệ thống sản xuất, máy thử vật liệu, các hệ thống trên phương tiện giao thông, máy khai thác mỏ, máy thử nghiệm môi, kỹ thuật hàng không, kỹ thuật hàng hải và ngay cả rô bốt. Hệ thống truyền động điện thủy lực bao gồm các phần tử chính như sau: bộ phận điều khiển, van điện từ, xy lanh thủy lực, bộ chuyển đổi phản hồi vị trí, nguồn cung cấp dòng dầu áp suất cao.



Hình 1. Sơ đồ cấu trúc hệ thống truyền động điện thủy lực [12]



Hình 2. Sơ đồ cấu tạo của van điện từ bốn ngã

Nguyên lý làm việc cơ bản của hệ thống truyền động điện thủy lực là khi hệ thống nhận tín hiệu điều khiển từ máy tính, sẽ làm cho van điện từ thay đổi đường truyền dòng dầu áp suất cao đến hai khoang của xy lanh thủy lực, từ đó tạo ra lực tác động lên đối tượng. Việc thiết kế điều khiển phụ thuộc rất nhiều vào các cảm biến, cũng như khả năng hoạt động chính xác của van điện từ. Ở trạng thái không hoạt động, dòng dầu sẽ được tự do lưu thông qua van điện từ nên áp suất ở hai bên piston của xy lanh thủy lực là như nhau và bằng áp suất khí quyển, do vậy việc bố trí hệ thống này không ảnh hưởng đến khả năng làm việc của các đối tượng khi ở trạng thái không điều khiển.

2.2. Mô hình cơ cấu chấp hành

2.2.1. Mô hình hóa van điện từ

Van điện từ dùng để điều khiển dòng dầu cung cấp đến xy lanh thủy lực của hệ thống treo chủ động là loại bốn ngã được mô tả trong Hình 2. Dịch chuyển của van trượt X_v được điều chỉnh thông qua cường độ dòng điện u . Ảnh hưởng của độ trễ và lực dòng chảy lên van trượt được bỏ qua ở đây, do vậy hoạt động của van điện từ được xấp xỉ hóa bằng một mô hình tuyến tính bậc nhất như sau:

$$\frac{dX_v}{dt} + \frac{1}{\tau} X_v - \frac{K_v}{\tau} u = 0 \quad (1)$$

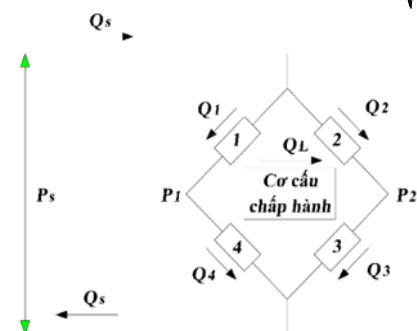
với τ và K_v là các thông số đặc trưng cho thời gian và mô hình van điện từ.

Sơ đồ hướng của dòng dầu chảy trong van điện từ bốn ngã được thể hiện trong Hình 3. Bốn lỗ trên van điện từ được bố trí đối xứng hoàn toàn, tại mỗi lỗ van các mũi tên chỉ ra hướng của các dòng dầu ở các chế độ khác nhau. Bỏ qua độ nén của dầu, do đó phương trình lưu lượng dòng dầu chảy qua xy lanh thủy lực được xác định như sau:

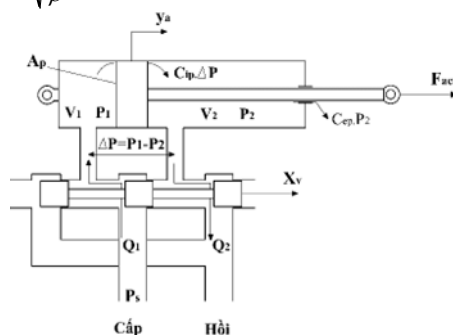
$$Q_L = Q_1 - Q_4 = Q_3 - Q_2 \quad (2)$$

Áp suất chênh lệch bên trong xylanh thủy lực được xác định là:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \\ Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \\ Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \\ Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} \end{array} \right. \quad (4)$$
$$\begin{cases} A_1 = A_1(X_v) \\ A_2 = A_2(-X_v) \\ A_3 = A_3(X_v) \\ A_4 = A_4(-X_v) \end{cases} \quad (5)$$
$$\begin{cases} Q_1 = Q_3 \\ Q_2 = Q_4 \end{cases} \quad (6)$$
$$P_s = P_1 + P_2 \quad (7)$$
$$P_1 = \frac{P_s + \Delta P}{2}; P_2 = \frac{P_s - \Delta P}{2} \quad (8)$$
$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \Delta P)} - C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + \Delta P)} \quad (9)$$


Hình 3. Sơ đồ dòng dầu qua van điện từ



Hình 4. Sơ đồ xylanh thủy lực

Phương trình đại số phi tuyến (9) có thể được tuyến tính hóa như dưới dạng:

$$Q_L = K_x X_v - K_p \Delta P \quad (10)$$

Trong đó: K_x là hệ số đặc trưng cho mức tăng lưu lượng van hay được gọi là hệ số khuếch đại của van điện từ và K_p là hệ số áp suất dòng dầu. Hệ số này được xác định trong phương trình (11):

$$K_x = \frac{\delta Q_L}{\delta X_v}, K_p = \frac{\delta Q_L}{\delta \Delta P} \quad (11)$$

Trong phương trình (10), lưu lượng dòng dầu qua cơ cấu chấp hành bao gồm hai phần chính là: phần thứ nhất $Q_{L1} = K_x X_v$ là lưu lượng tại lỗ van thông qua dịch chuyển của van trượt X_v . Phần thứ hai $Q_{L2} = K_p \Delta P$ là rò rỉ do dòng dầu qua bề mặt tiếp xúc giữa ống van và thân van trượt.

2.2.2. Mô hình hóa xy lanh thủy lực

Hình 4 minh họa sơ đồ cơ cấu chấp hành gồm xy lanh thủy lực kết hợp với van điện từ. Van trượt được điều khiển bởi dòng điện và có dịch chuyển X_v . Dòng dầu cao áp P_s luôn được lưu trữ bên ngoài van điện từ, thông qua dịch chuyển của van trượt dòng dầu áp suất cao được phân thành hai nhánh đi tới hai khoang của xy lanh thủy lực. Độ chênh lệch áp suất $\Delta P = P_1 - P_2$ giữa hai khoang tạo ra lực của xy lanh thủy lực F_{act} được xác định bởi:

$$F_{act} = A_p \Delta P \quad (12)$$

Trong đó: A_p là diện tích của piston bên trong xy lanh. Các phương trình cân bằng lưu lượng dòng dầu cho mỗi khoang của xy lanh thủy lực được viết như sau:

$$\begin{cases} \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 \\ \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} = C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 \end{cases} \quad (13)$$

Trong đó: β_e là modul của dầu; C_{ep} , C_{ip} là hệ số rò rỉ bên ngoài và bên trong của xy lanh thủy lực. Thể tích trong mỗi khoang thay đổi theo độ dịch chuyển piston y_a như sau:

$$\begin{cases} V_1 = V_{01} + A_p y_a \\ V_2 = V_{02} - A_p y_a \end{cases} \quad (14)$$

Trong đó: V_{01} và V_{02} là các thể tích ban đầu trong mỗi khoang. Giả sử rằng $V_{01} = V_{02} = V_0$, tổng thể tích dầu trong cơ cấu chấp hành được xác định trong công thức (15).

$$V_t = V_1 + V_2 = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \quad (15)$$

Do đó, phương trình cân bằng lưu lượng dầu trong mỗi khoang được tính như sau:

$$\begin{cases} A_p \frac{dy_a}{dt} + \frac{V_0 + A_p y_a}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 \\ -A_p \frac{dy_a}{dt} + \frac{V_0 - A_p y_a}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} = C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 \end{cases} \quad (16)$$

Trừ các vế của phương trình (16), lưu lượng dòng dầu được xác định là:

$$2Q_L = Q_1 + Q_2 = 2C_{ip}\Delta P + 2A_p \frac{dy_a}{dt} + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{d\Delta P}{dt} \quad (17)$$

Trong đó, $C_{ip} = 2C_{ip} + C_{ep}$ là tổng hệ số rò rỉ của xy lanh thủy lực.

Từ phương trình (10) đến (17), phương trình động lực học của xy lanh thủy lực được xác định như sau:

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \frac{d\Delta P}{dt} + (K_p + C_{ip})\Delta P - K_x X_v + A_p \frac{dy_a}{dt} = 0 \quad (18)$$

Trong đó, y_a là sự dịch chuyển của piston bên trong xy lanh thủy lực.

Từ các phương trình (1), (12) và (18) phương trình động lực học của cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực được xác định trong phương trình (19). Ở đây tín hiệu đầu vào là cường độ dòng điện u và tín hiệu đầu ra là lực F_{act} . Các ký hiệu và tham số của mô hình được thể hiện trong Bảng 1.

$$\begin{cases} F_{act} = A_p \Delta P \\ \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{d\Delta P}{dt} + (K_p + C_{tp}) \Delta P - K_x X_v + A_p \frac{dy_a}{dt} = 0 \\ \frac{dX_v}{dt} + \frac{1}{\tau} X_v - \frac{K_v}{\tau} u = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Bảng 1. Thông số mô hình cơ cấu chấp hành

Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị	Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
A_p	Diện tích của piston trong xy lanh thủy lực	0,0123	m^2	V_t	Tổng thể tích dầu trong cơ cấu chấp hành	0,0014	m^3
K_x	Hệ số khuếch đại của van điện từ	2,5	m^2/s	β_e	Modul của dầu	$6,89 \times 10^6$	N/m^2
K_p	Hệ số áp suất dòng dầu	$4,2 \times 10^{-11}$	m^5/Ns	τ	Hệ số đặc trưng theo thời gian của van điện từ	0,01	s
C_{tp}	Tổng hệ số rò rỉ của xy lanh thủy lực	0	-	K_v	Hệ số đặc trưng của mô hình van điện từ	0,0243	m/A

2.2.3. Xây dựng phương trình không gian trạng thái

Phương trình (19) được biến đổi dưới dạng không gian trạng thái tổng quát như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (20)$$

trong đó, véc tơ trạng thái: $X = [X_v \ \Delta P]^T$; tín hiệu đầu ra: $Y = [X_v \ \dot{X}_v \ \Delta P \ \dot{\Delta P} \ F_{act}]^T$; tín hiệu đầu vào: $U = [u \ \dot{y}_a]^T$.

Từ (20) các ma trận của phương trình không gian trạng thái được xác định như sau:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-1}{\tau} & 0 \\ \frac{4\beta_e K_x}{V_t} & \frac{-4\beta_e (K_c + C_{tp})}{V_t} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} \frac{K_v}{\tau} & 0 \\ 0 & \frac{-4\beta_e A_p}{V_t} \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{-1}{\tau} & 0 \\ 0 & 1 \\ \frac{4\beta_e K_x}{V_t} & \frac{-4\beta_e (K_c + C_{tp})}{V_t} \\ 0 & A_p \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{K_v}{\tau} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{4\beta_e A_p}{V_t} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

2.3. Tính không chắc chắn của thông số mô hình

Trong các hệ thống điều khiển, độ không đảm bảo của tham số đề cập đến thực tế là giá trị của các tham số trong mô hình hệ thống không được biết một cách chính xác. Điều này có thể là do một số yếu tố, chẳng hạn như dung sai sản xuất, điều kiện môi trường và lão hóa sau quá trình làm việc. Sự không chắc chắn của thông số có thể dẫn đến một số vấn đề trong hệ thống điều khiển, chẳng hạn như giảm hiệu suất, không ổn định và giảm độ bền. Do vậy việc xem xét đến các đặc tính của thông số không chắc chắn trong thông số kết cấu trong các hệ thống điều khiển, cơ cấu chấp hành là việc làm cần thiết bởi sẽ cải thiện hiệu suất, tăng độ ổn định, tăng cường độ bền, giảm thời gian thiết kế, tăng tính linh hoạt và cải thiện độ an toàn.

Bằng cách thiết kế một bộ điều khiển mạnh mẽ đối với sự không chắc chắn của tham số, hệ thống có thể đạt được các mục tiêu hiệu suất mong muốn ngay cả khi các tham số không được biết chính xác. Điều này là do bộ điều khiển sẽ có thể bù đắp cho sự không chắc chắn trong các tham số và đảm bảo rằng hệ thống vẫn ổn định và đáp ứng.

Bằng cách thiết kế một bộ điều khiển có thể bù cho độ không chắc chắn của tham số, hệ thống có thể trở nên ổn định hơn và ít có khả năng trở nên mất ổn định. Điều này là do bộ điều khiển sẽ có thể giữ hệ thống trong một vùng của không gian trạng thái nơi nó ổn định, ngay cả khi các tham số thay đổi.

Tăng cường độ bền là một lợi ích quan trọng khác của việc xem xét độ không đảm bảo của tham số. Bằng cách thiết kế một bộ điều khiển ít nhạy cảm hơn với nhiễu loạn, hệ thống có thể trở nên bền vững hơn trước những thay đổi trong môi trường hoặc nhiễu loạn. Điều này là do bộ điều khiển sẽ có thể loại bỏ các nhiễu loạn và giữ cho hệ thống đi đúng hướng.

Ngoài những lợi ích này, việc xem xét độ không chắc chắn của thông số cũng có thể dẫn đến một số lợi ích khác, chẳng hạn như giảm thời gian thiết kế, tăng tính linh hoạt và cải thiện độ an toàn. Tăng tính linh hoạt có thể đạt được bằng cách thiết kế một bộ điều khiển có thể thích ứng với những thay đổi trong các tham số của hệ thống. Điều này có thể làm cho hệ thống thích nghi hơn với các điều kiện thay đổi. An toàn được cải thiện có thể đạt được bằng cách thiết kế bộ điều khiển mạnh mẽ đối với sự không chắc chắn của tham số. Điều này có thể làm cho hệ thống an toàn hơn và ít có khả năng gây ra tai nạn hơn.

3. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và tần số

Để khảo sát sự làm việc của cơ cấu chấp hành, các tác giả mô phỏng sự làm việc của cơ cấu chấp hành trên cả miền thời gian và miền tần số. Trong phần này, đặc tính của thông số kết cấu không chắc chắn được biểu diễn tại Bảng 2. Các giá trị cận trên, giá trị cận dưới của các thông số mô hình được xác định bằng tỉ lệ phần trăm độ không ổn định của thông số mô hình danh nghĩa từ Bảng 1. Kết quả mô phỏng của mô hình danh nghĩa được thể hiện bằng đường nét đứt màu đỏ, trong khi đó, các kết quả mô phỏng của mô hình thông số kết cấu không chắc chắn được biểu diễn bằng đường xanh lá nét liền.

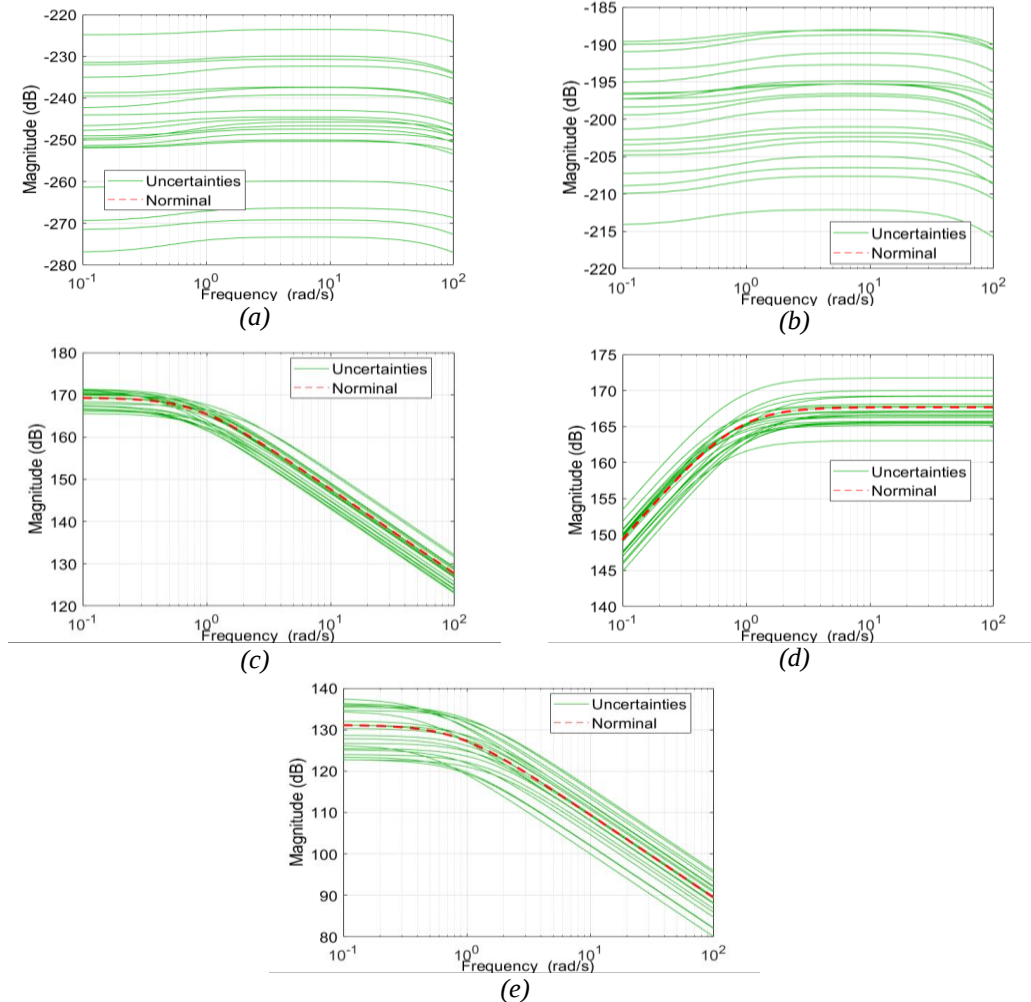
Bảng 2. Thông số không chắc chắn mô hình cơ cấu chấp hành

Kí hiệu	A_p	K_x	K_P	C_{tp}	V_t	β_e	τ	K_v
Độ không chắc chắn (%)	112	80	80	0	80	80	80	80
Giá trị cận trên	0,0116	3,125	$5,25 \times 10^{-11}$	0	0,018	8612500	0,125	0,0303
Giá trị cận dưới	0,008	1,875	$3,15 \times 10^{-11}$	0	0,001	5167500	0,0075	0,0182

3.1. Kết quả mô phỏng của cơ cấu chấp hành trên miền tần số

Để khảo sát hiệu quả hoạt động của cơ cấu chấp hành trên miền tần số, các tác giả khảo sát với tín hiệu đầu vào là cường độ dòng điện u và tần số giới hạn khảo sát là $10^2 (rad/s)$. Hình 5 thể hiện hàm truyền từ tín hiệu đầu vào u đến dịch chuyển van trượt $X_v(a)$, vận tốc dịch chuyển

van trượt $\dot{X}_v$ (b), chênh lệch áp suất Δ_p (c), đạo hàm chênh lệch áp suất $\dot{\Delta}_p$ (d), lực sinh ra bởi cơ cấu chấp hành F_{act} (e). Chúng ta thấy rằng với tín hiệu dòng điện u do bộ điều khiển gửi đến cơ cấu chấp hành thì đáp ứng của các thông số cơ cấu chấp hành phản ứng rất nhạy cảm khi u thay đổi.

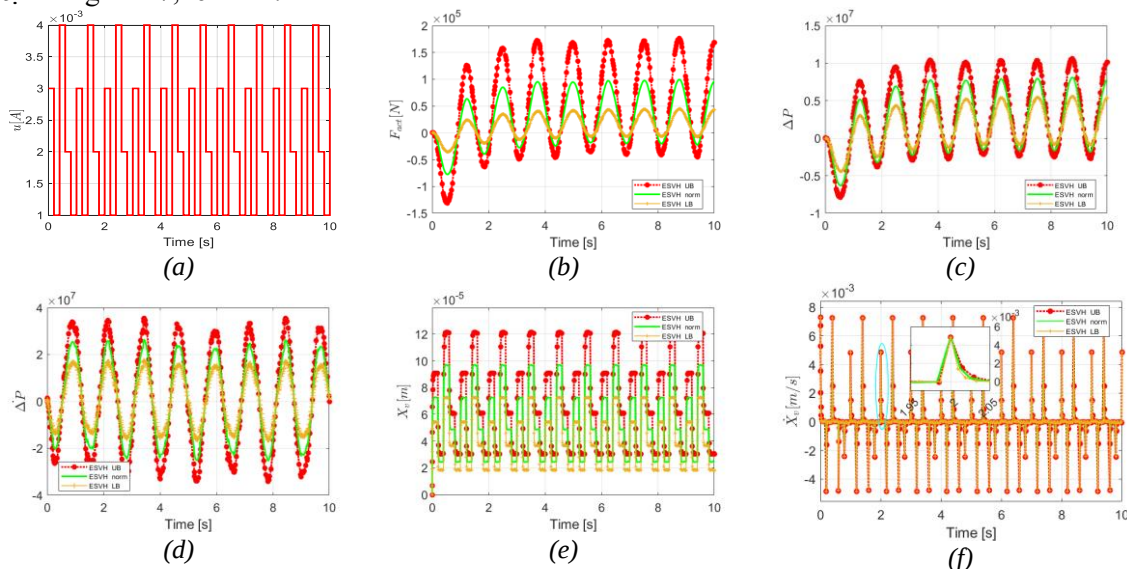


Hình 5. Hàm truyền từ u đến dịch chuyển van trượt X_v/u (a), vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v/u$ (b), chênh lệch áp suất Δ_p/u (c), đạo hàm chênh lệch áp suất $\dot{\Delta}_p/u$ (d), lực sinh ra bởi cơ cấu chấp hành F_{act}/u (e)

3.2. Kết quả trên miền thời gian của cơ cấu chấp hành

Để khảo sát sự hoạt động của cơ cấu chấp hành trên miền thời gian, các tác giả đã lựa chọn tín hiệu đầu vào u được giả sử có biên độ là dạng bậc thang. Tín hiệu điều khiển u có giá trị theo cấu trúc on-off với vòng lặp các giá trị liên tục theo véc tơ $[3 \ 1 \ 2 \ 4 \ 1]$ (mA). Hình 6 thể hiện đáp ứng của các thông số theo thời gian, các đường nét liền màu xanh lá cây là kết quả mô phỏng của mô hình danh nghĩa (với thông số được nêu trong Bảng 1). Trong khi đó, các đường nét đứt màu đỏ với ký tự “*” và nét liền mảnh màu vàng với ký tự “+” hiển thị các tín hiệu cho mô hình khi thông số thay đổi tại cận dưới và cận trên so với mô hình danh nghĩa (với thông số được nêu trong Bảng 2). Khi dòng điện u có giá trị lớn nhất là 4 (mA) thì lực sinh ra bởi cơ cấu chấp hành đạt được giá trị cực đại là 170 (kN) phù hợp với kết quả nghiên cứu tại [18], [19]. Tại thời điểm các thông số của mô hình đạt ngưỡng không chắc chắn ở mức tới hạn (cận trên và cận dưới), độ chênh lệch áp suất lớn nhất là xấp xỉ 10,3MPa và nhỏ nhất là 5,18MPa cho hai trường hợp (Hình

6e). Hình 6f) trình bày hàm truyền theo thời gian của tín hiệu vận tốc van trượt trong cơ cấu van điện từ khi dòng điện u thay đổi, vận tốc khi thông số không chắc chắn của các tín hiệu trình bày tại Bảng 2 là 7,26mm/s.



Hình 6. Đáp ứng thời gian của lực sinh ra bởi cơ cấu chấp hành F_{act} (b), chênh lệch áp suất Δ_p (c), đạo hàm độ chênh lệch áp suất $\dot{\Delta}_p$ (d), dịch chuyển của van trượt X_v (e), vận tốc dịch chuyển van trượt $\dot{X}_v$ (f) với tín hiệu kích thích dòng điện u (a)

Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số đã thể hiện rõ đặc tính của cơ cấu chấp hành khi có xem xét đến độ không chắc chắn của các thông số kết cấu. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng, sự không chắc chắn của các thông số kết cấu có ảnh hưởng lớn đến đặc tính và khả năng làm việc của cơ cấu chấp hành thuộc hệ thống treo chủ động trên ô tô.

4. Kết luận

Bài báo đã trình bày các kết quả nghiên cứu trong việc xây dựng mô hình cơ cấu chấp hành loại điện - thủy lực của hệ thống treo chủ động trên ô tô tải. Khi cường độ dòng điện u thay đổi sẽ làm cho lực sinh ra bởi cơ cấu chấp hành thay đổi nên tín hiệu điều khiển cường độ dòng điện là chính xác và tối ưu đối với cơ cấu chấp hành của hệ thống treo chủ động. 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 u và tiến hành khảo sát đặc tính của cơ cấu chấp hành trên miền thời gian và miền tần số với các thông số không chắc chắn. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng, sự không chắc chắn của các thông số kết cấu có ảnh hưởng lớn đến đặc tính và khả năng làm việc của cơ cấu chấp hành thuộc hệ thống treo chủ động trên ô tô.

Hướng nghiên cứu tiếp theo được xác định là nghiên cứu và hoàn thiện bộ điều khiển cho cơ cấu chấp hành trên mô hình không gian toàn xe ô tô tải với các hàm mục tiêu như gia tốc dịch chuyển thân xe, gia tốc góc lắc ngang thân xe; xem xét đến sự rò rỉ dầu, sự giảm áp của dòng dầu trong quá trình hoạt động; kết hợp hệ thống treo chủ động với các hệ thống khác để xây dựng một mô hình hoàn chỉnh và tăng cường khả năng dập tắt dao động trên ô tô tải.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1] A. Hamza and N. Ben Yahia, "Heavy trucks with intelligent control of active suspension based on artificial neural networks," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, vol. 235, no. 6, pp. 952–969, 2021.

-
- [2] P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, "Active Suspension in Integrated Vehicle Control," in *Switched Systems*, IntechOpen, 2009, pp. 83 - 104.
- [3] M. M. Morato, M. Q. Nguyen, O. Sename, and L. Dugard, "Design of a fast real-time LPV model predictive control system for semi-active suspension control of a full vehicle," *J. Franklin Inst.*, vol. 356, no. 3, pp. 1196–1224, 2019.
- [4] V. H. Dang, V. T. Vu, T. N. Vu, and O. Sename, "Evaluation of Dynamic Load Reduction for a Tractor Semi-Trailer Using the Air Suspension System at all Axles of the Semi-Trailer," *Actuators*, vol. 11, no. 1, 2022, doi: 10.3390/act11010012.
- [5] V. T. Vu and N. T. Vu, "Effect of Suspension Roll Angle Sensors on the Performance of H_∞ Active Antiroll Bar Control System of Trucks," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2023, pp. 1–18, 2023.
- [6] J. Zhu, D. Zhao, S. Liu, Z. Zhang, G. Liu, and J. Chang, "Integrated Control of Spray System and Active Suspension Systems Based on Model-Assisted Active Disturbance Rejection Control Algorithm," *Mathematics*, vol. 10, no. 18, 2022.
- [7] J. W. Lee and K. Oh, "New Decentralized Actuator System Design and Control for Cost-Effective Active Suspension," *IEEE Access*, vol. 10, no. November, pp. 113214–113233, 2022.
- [8] V. Ušinskis, N. Šešok, I. Iljin, and V. Buč, "Optimization of Damping in a Semi-Active Car Suspension System with Various Locations of Masses," *Appl. Sci.*, vol. 12, 2023.
- [9] D. N. Nguyen and T. A. Nguyen, "The Dynamic Model and Control Algorithm for the Active Suspension System," *Math. Probl. Eng.*, vol. 2023, pp. 1–9, 2023.
- [10] S. Basaran and M. Basaran, "Vibration control of truck cabins with the adaptive vectorial backstepping design of electromagnetic active suspension system," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 173056–173067, 2020.
- [11] A. Achnib and O. Sename, "Control Engineering Practice Discrete-time multi-model preview control : Application to a real semi-active automotive suspension system," *Control Eng. Pract.*, vol. 137, no. April, p. 105553, 2023.
- [12] V. T. Vu, "Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system," PhD Thesis, Grenoble INP, 2017.
- [13] D. N. Nguyen, T. A. Nguyen, and N. D. Dang, "A Novel Sliding Mode Control Algorithm for an Active Suspension System Considering with the Hydraulic Actuator," *Lat. Am. J. Solids Struct.*, vol. 19, no. 1, pp. 1–16, 2022.
- [14] H. Pang, X. Zhang, J. Yang, and Y. Shang, "Adaptive backstepping-based control design for uncertain nonlinear active suspension system with input delay," *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 29, no. 16, pp. 5781–5800, 2019.
- [15] H. Pang, X. Zhang, J. Chen, and K. Liu, "Design of a coordinated adaptive backstepping tracking control for nonlinear uncertain active suspension system," *Appl. Math. Model.*, vol. 76, pp. 479–494, 2019.
- [16] H. Pang, X. Zhang, and Z. Xu, "Adaptive backstepping-based tracking control design for nonlinear active suspension system with parameter uncertainties and safety constraints," *ISA Trans.*, vol. 88, pp. 23–36, 2019.
- [17] Y. J. Liu and H. Chen, "Adaptive Sliding Mode Control for Uncertain Active Suspension Systems with Prescribed Performance," *IEEE Trans. Syst. Man, Cybern. Syst.*, vol. 51, no. 10, pp. 6414–6422, 2021.
- [18] R. E. J. Talabani, Y. A. Faraj, and 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.*, vol. 17, no. 5, pp. 1–14, 2009.
- [19] J. C. Renn and T. H. Wu, "Modeling and control of a new 1/4T servo-hydraulic vehicle active suspension system," *J. Mar. Sci. Technol.*, vol. 15, no. 3, pp. 265–272, 2007.