

NGHIÊN CỨU ĐÁP ỨNG QUÁ ĐỘ VỀ GÓC QUAY CỦA MỘT CÀNG KHI ỨNG DỤNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

RESEARCH ON ANGLE ROTATION TRANSIENT RESPONSE OF A CRANE USING HYDRAULIC AUTOMATIC CONTROL SYSTEM

Trần Minh Đức, Trần Ngọc Hải*

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng, Việt Nam¹

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: tnhai@dut.udn.vn

(Nhận bài / Received: 02/5/2024; Sửa bài / Revised: 25/7/2024; Chấp nhận đăng / Accepted: 05/8/2024)

Tóm tắt - Nghiên cứu này công bố kết quả mô phỏng đáp ứng quá độ về góc quay của một cang khi ứng dụng điều khiển tự động thủy lực. Mô hình được xây dựng trên cơ sở lựa chọn và kết nối tương thích giữa bộ điều khiển, van tỷ lệ, xilanh thủy lực, cảm biến đo góc và cang quay. Thiết lập các phương trình vi phân, phương trình Laplace và mối liên hệ giữa chúng. Xây dựng sơ đồ khối và mô phỏng đáp ứng của hệ từ các phương trình trên. Xác định được các bộ thông số của hai phương pháp điều khiển là PID và PID mờ, từ đó có kết quả để so sánh và chọn phương pháp điều khiển tốt nhất cho mô hình thực nghiệm. Kết quả của cả hai bộ điều khiển đều không có độ vượt lớn, thời gian đáp ứng nhanh, sai số ở trạng thái xác lập nhỏ, nhỏ hơn yêu cầu về các chỉ tiêu của đáp ứng quá độ. Mô hình nghiên cứu này góp phần bổ sung và làm phong phú thêm về các bài toán của lĩnh vực điều khiển tự động thủy lực.

Từ khóa - Hệ thống thủy lực; điều khiển vị trí xilanh thủy lực; van tỷ lệ; bộ điều khiển PID; bộ điều khiển PID mờ.

1. Đặt vấn đề

Hệ điều khiển tự động thủy lực có khả năng truyền được tải trọng lớn mà có kết cấu nhỏ gọn và có một số đặc điểm khác phù hợp với yêu cầu của nhiều thiết bị. Trong số đó có thể kể đến như: trong máy bay [1] ứng dụng để điều khiển các khâu của cánh tà, cánh liệng, lái hướng, lái độ cao...; trong hệ thống điều khiển cánh hướng [2] của nhà máy thủy điện; trong các robot hàn [3], robot cấp phôi [4], robot xây nhà [5]; trong các máy công cụ, máy ép, máy nhân CNC...

Tuy nhiên, do đặc điểm đàn hồi của dầu mà quá trình đáp ứng quá độ diễn ra phức tạp, liên quan đến nhiều yếu tố thay đổi trong quá trình làm việc, nên khi ứng dụng hệ điều khiển này cần phải nghiên cứu đáp ứng quá độ. Qua tham khảo các công bố trong nước và quốc tế những năm gần đây ta có thể tóm tắt một số nghiên cứu liên quan đến nghiên cứu này như sau:

N. T. T. Nhung [6] đã công bố kết quả nghiên cứu về điều khiển vị trí cánh hướng của van hơi nhà máy nhiệt điện. Các tác giả đã nghiên cứu sử dụng bộ điều khiển mờ trượt. Phương pháp điều khiển có thời gian đáp ứng giảm từ 30% đến 60% so với khi không sử dụng bộ điều khiển mờ trượt, độ chính xác điều khiển cao ngay cả với giá trị đặt rất nhỏ và hệ làm việc ổn định.

Đ. Q. Khanh và cộng sự [7] đã trình bày phương pháp điều khiển cánh hướng điều khiển chân vịt của tàu thủy bằng bộ điều khiển PID. Kết quả nghiên cứu cho thấy, bộ

Abstract - This study brings out the results of simulating the transient response regarding the angle of rotation of a crane when applying hydraulic automatic control system. The model is built based on the compatible selection and connection among the controller, proportional valve, hydraulic cylinder, angle sensor, and crane. This work involves establishing the differential equations, Laplace equations of the components in the model, and their relationships. Simulation diagrams of the system are constructed from these equations. The responses of two control methods, PID and fuzzy PID, are identified, in this manner providing results for comparison and selection of the best control method for the experimental model. The results of both control methods show satisfactory overshoot, response time, and steady-state error, meeting the requirements for designed response criteria. This research model contributes to supplementing and enriching the problems in the field of hydraulic automatic control.

Key words - Hydraulic systems; hydraulic actuator position control; proportional valve; PID controller; fuzzy self-tuning PID controller.

điều khiển PID cho sai số vị trí $\Delta\varphi = 0$, sai lệch tĩnh $\delta\% = 0$, độ vượt quá điều chỉnh $\sigma_{\max} \approx 0$, thời gian quá độ từ 0s đến 0,4s, hệ thống ổn định khi đạt đến vị trí góc lái yêu cầu. Kết quả mô phỏng cho thấy, hệ thống phản ứng nhanh và chính xác khi có lệnh điều khiển, tăng hiệu suất làm việc của hệ thống lái trên tàu thủy, giúp việc điều khiển một cách cơ động và chính xác.

Kyoung Kwan Ahn và cộng sự [8] đã công bố nghiên cứu về điều khiển vị trí của cánh tay robot khi sử dụng hệ điều khiển tự động thủy lực bằng bộ điều khiển PID mờ. Kết quả nghiên cứu là bộ điều khiển PID mờ duy trì được độ ổn định, giảm rung động trong phạm vi hoạt động và sai số giữa các thông số thực tế và ước tính là nhỏ.

Mete Kalyoncu và cộng sự [9] đã công bố kết quả của bộ điều khiển logic mờ cho hệ thống điều khiển tự động thủy lực sử dụng van servo và có tính đến rò dầu. Các tác giả đã áp dụng cấu trúc điều khiển logic mờ bằng cách sử dụng tín hiệu phản hồi về lỗi vị trí và đạo hàm lỗi vị trí. Kết quả mô phỏng cho thấy, đáp ứng của hệ không có hiện tượng dao động và sai số trong vùng lân cận với giá trị cài đặt.

Qua các công bố trên ta thấy, các phương pháp điều khiển như PID, PID mờ, điều khiển trượt có vai trò quyết định đến chất lượng điều khiển về thời gian đáp ứng, độ ổn định và sai số của hệ ở chế độ xác lập khi ứng dụng hệ điều khiển tự động thủy lực. Nội dung công bố của bài báo này sẽ thực hiện phương pháp điều khiển theo PID và PID mờ

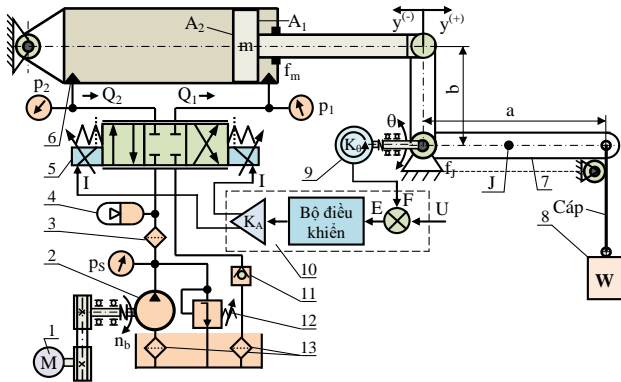
¹ The University of Danang - University of Science and Technology, Vietnam (Tran Minh Duc, Tran Ngọc Hải)

trên một mô hình cụ thể, khác với các mô hình công bố ở trên. Trong điều khiển tự động thủy lực có thể dùng động cơ thủy lực để quay trục càng, nhưng với góc quay nhỏ thì phương án này không tối ưu. Phương án quay càng khi sử dụng xilanh thủy lực thông qua cánh tay đòn là hợp lý. Trong một số công bố trước đây bài toán về điều khiển xilanh thủy lực thì khối lượng chuyển động, ma sát được đặt trên đầu cần dẫn hướng của piston và sử dụng cảm biến đo chiều dài để đo hành trình làm việc của đầu cần dẫn hướng, đây là phương pháp đo gián tiếp. Với mô hình nghiên cứu gián tiếp sẽ không thể phản ánh toàn diện về chất lượng động lực học (qua đáp ứng quá độ) của hệ. Mặt khác, hiện nay với yêu cầu ngày càng cao về chất lượng của thiết bị thì việc nghiên cứu động lực học của một mô hình đầy đủ từ bộ phận điều khiển đến khâu cuối cùng là hết sức cần thiết nên mô hình nghiên cứu này sẽ được xây dựng như Hình 1.

2. Nội dung

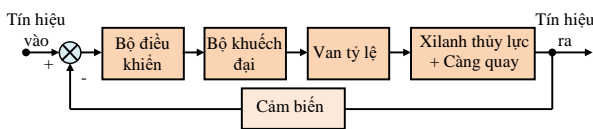
2.1. Xây dựng mô hình nghiên cứu

Trong thực tế, càng quay có nhiều loại và có các phương pháp bố trí cơ cấu truyền động khác nhau, trong mô hình nghiên cứu này nhóm tác giả chọn loại càng hình chữ L có tâm quay ở giữa càng, một đầu càng bố trí cơ cấu truyền động là xilanh thủy lực và một đầu càng đặt tải trọng. Để tải không đổi trong quá trình càng quay ta có thể sử dụng vật nặng (W) và sử dụng cáp mềm để nối với đầu càng. Xilanh thủy lực được điều khiển bằng van tỷ lệ, bộ điều khiển nhận tín hiệu từ tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi từ cảm biến đo góc quay của càng. Đây là một mô hình điều khiển tự động hệ kín, được thể hiện ở Hình 1 và Hình 2.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý của mô hình nghiên cứu

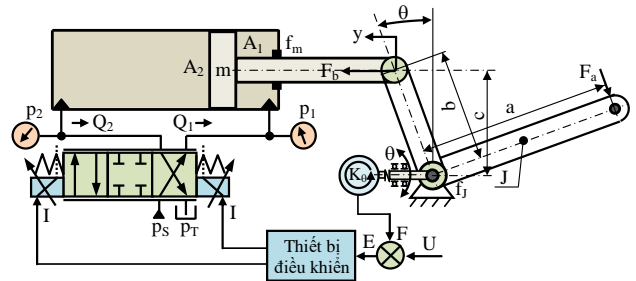
- 1- Động cơ điện, 2- Bơm dầu, 3- Lọc cao áp, 4- Ấc quy thủy lực, 5- Van tỷ lệ, 6- Xilanh thủy lực, 7- Càng quay, 8- Vật nặng tạo tải trọng, 9- Cảm biến đo góc, 10- Thiết bị điều khiển, 11- Van cần, 12- Van tràn và an toàn, 13- Lọc đường hút và đường về



Hình 2. Sơ đồ khối mô hình nghiên cứu

2.2. Thiết lập mô hình toán và sơ đồ khối

Mô hình nghiên cứu là hệ tuyến tính và có xét đến ma sát trên khớp quay của càng, ma sát trên piston và cần dẫn hướng của piston, cũng như có tính đến độ đàn hồi và rò dầu trong xilanh thủy lực. Van tỷ lệ và cảm biến đo góc là các khâu khuếch đại. Mô hình tính toán được thể hiện ở Hình 3.



Hình 3. Mô hình tính toán càng quay

Bảng 1. Các thông số hệ thống

Ký hiệu	Tên gọi	Đơn vị	Giá trị
F _a	Lực tác động lên càng (F _a = W.g)	N	-
F _b	Lực tác động lên cần piston	N	-
θ	Góc quay của càng	Độ	-
a; b	Chiều dài của càng từ V _I trí đặt lực đến tâm quay của càng	mm	350;650
J	Giá trị mômen quán tính khối lượng của càng	N.mm ²	255
f _m	Hệ số ma sát nhớt trên piston và cần dẫn hướng	N.mm.s/rad	0,1
f _j	Hệ số ma sát nhớt trên khớp quay của càng	N.mm.s/rad	0,1
W	Khối lượng tạo tải	Kg	5
m	Khối lượng piston + cần	Kg	1
A ₂	Tiết diện piston phía không có cần	mm ²	2826
A ₁	Tiết diện piston phía có cần	mm ²	2446
V	Thể tích trong buồng chứa dầu	mm ³	15x10 ⁵
B	Mô đun đàn hồi của dầu	Pa	6,9x10 ⁸
λ	Hệ số tổn thất	mm ³ /(s/Pa)	4,6x10 ⁻¹⁰
K _v	Hệ số khuếch đại của van tỷ lệ	(mm ³ /s)/mA	11,5x10 ⁶
K ₀	Hệ số phản hồi cảm biến	V/rad	0,01
U	Điện áp điều khiển	vDC	0±10
U _v	Điện áp điều khiển van	vDC	0±24
I	Dòng điện của van tỷ lệ (maximun)	mA	100
Q ₁	Lưu lượng làm việc	mm ³ /s	-
Q ₂	Lưu lượng về bể	mm ³ /s	-
p ₁	Áp suất làm việc	N/mm ²	3
p ₂	Áp suất qua van cần về bể dầu	N/mm ²	-

2.2.1. Trên càng quay

Hành trình di chuyển càng quay:

$$y = b \cdot \sin \theta \text{ và } c = b \cdot \cos \theta \tag{1}$$

Phương trình cân bằng mômen trên càng quay [12]:

$$F_b \cdot c = J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + f_j \cdot \frac{d \theta}{dt} + F_a \cdot a \tag{2}$$

2.2.2. Trên xilanh thủy lực

Trong bài toán này khảo sát hành trình lùi về (y) của cần piston để quay càng và nâng tải trọng.

Phương trình cân bằng lưu lượng trên đường dầu vào buồng bên phải của xilanh [13]:

$$Q_1 = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} + C \cdot \frac{dp_1}{dt} + \lambda \cdot p_1 \tag{3}$$

Phương trình cân bằng lực trên piston và cân dẫn hướng [13]:

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + f_m \cdot \frac{dy}{dt} + F_b \quad (4)$$

Trong đó: $C = \frac{V}{2B}$ - hệ số tích lũy đàn hồi của dầu.

Ở giai đoạn quá độ, góc θ nhỏ nên có thể xem $\sin\theta=0$; $\cos\theta=1$ [10] và các phương trình 1, 2, 3, 4 được viết lại như sau:

$$F_b \cdot b = J \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} + f_J \cdot \frac{d\theta}{dt} + F_a \cdot a \quad (5)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot b \cdot \frac{d\theta}{dt} + C \cdot \frac{dp_1}{dt} + \lambda \cdot p_1 \quad (6)$$

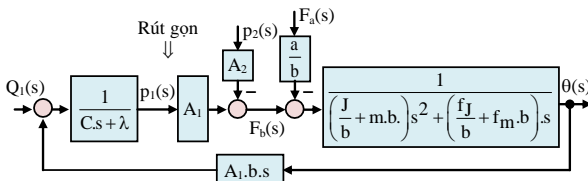
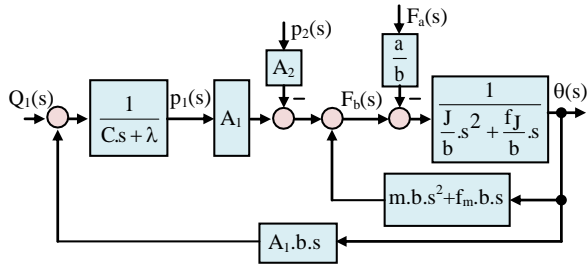
$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 = m \cdot b \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} + f_m \cdot b \cdot \frac{d\theta}{dt} + F_b \quad (7)$$

2.2.3. Phương trình Laplace

Từ các phương trình (5), (6) và (7) ta có phương trình Laplace (8).

$$\begin{cases} b \cdot F_b(s) = J \cdot s^2 \cdot \theta(s) + f_J \cdot s \cdot \theta(s) + a \cdot F_a(s) \\ Q_1(s) = A_1 \cdot b \cdot s \cdot \theta(s) + (C \cdot s + \lambda) \cdot p_1(s) \\ A_1 \cdot p_1(s) - A_2 \cdot p_2(s) = m \cdot b \cdot s^2 \cdot \theta(s) + f_m \cdot b \cdot s \cdot \theta(s) + F_b(s) \end{cases} \quad (8)$$

Sơ đồ khối của các phương trình (8) thể hiện ở Hình 4.

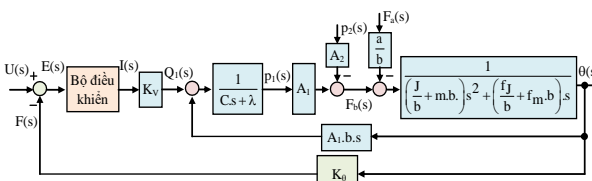


Hình 4. Sơ đồ khối của các phương trình (8)

Phương trình Laplace của van tỷ lệ và cảm biến đo góc là [13]:

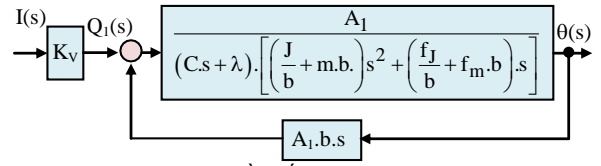
$$Q_1(s) = K_v \cdot I(s) \quad (9)$$

$$F(s) = K_\theta \cdot \theta(s) \quad (10)$$



Hình 5. Sơ đồ khối của hệ thống điều khiển

Hình 5 là sơ đồ khối của hệ điều khiển, đối với hệ tuyến tính và $p_2(t) = \text{const}$, $F_a = \text{const}$ nên không ảnh hưởng đến quá trình động lực học của hệ, sau khi rút gọn thì sơ đồ khối mô tả van tỷ lệ, xanh thủy lực và cang quay như Hình 6:



Hình 6. Sơ đồ khối rút gọn của Hình 4

Biến đổi Hình 6, ta có hàm truyền là:

$$\frac{\theta(s)}{I(s)} = \frac{K_v \cdot A_1}{(C \cdot s + \lambda) \cdot \left[\left(\frac{J}{b} + m \cdot b \right) \cdot s^2 + \left(\frac{f_J}{b} + f_m \cdot b \right) \cdot s \right] + A_1^2 \cdot b \cdot s} \quad (11)$$

Biến đổi (11) và viết gọn như sau:

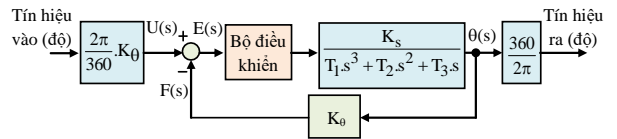
$$\frac{\theta(s)}{I(s)} = \frac{T_s}{T_1 \cdot s^3 + T_2 \cdot s^2 + T_3 \cdot s} \quad (12)$$

Trong đó:

$$T_1 = \left(\frac{J}{b} + m \cdot b \right) \cdot C; \quad T_2 = \left(\frac{f_J}{b} + f_m \cdot b \right) \cdot C + \left(\frac{J}{b} + m \cdot b \right) \cdot \lambda$$

$$T_3 = \left(\frac{f_J}{b} + f_m \cdot b \right) \cdot \lambda + A_1^2 \cdot b; \quad K_s = K_v \cdot A_1$$

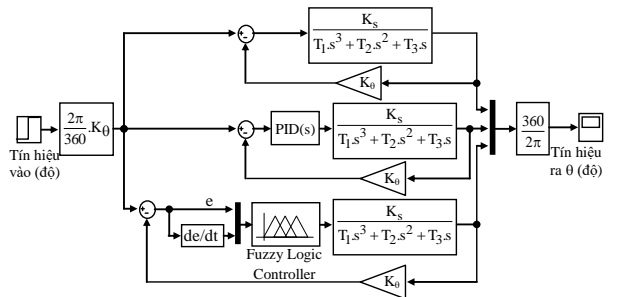
Sơ đồ Hình 5 được vẽ lại như Hình 7.



Hình 7. Sơ đồ khối đơn giản của Hình 5

2.3. Mô phỏng đáp ứng quá độ

Từ sơ đồ khối Hình 7, ta xây dựng sơ đồ khối mô phỏng trên Matlab/Simulink được thể hiện trên Hình 8, trong đó thể hiện tổ hợp cả ba trường hợp mô phỏng là điều khiển theo tỷ lệ, điều khiển theo PID và điều khiển theo PID mờ [11].



Hình 8. Sơ đồ khối mô phỏng trong Matlab/Simulink

2.3.1. Xây dựng bộ điều khiển PID

Sử dụng phương pháp Ziegler-Nichols, thông qua đáp ứng quá độ được mô phỏng trên Matlab ta điều chỉnh các hệ số K_P , K_I , K_D theo trình tự là: điều chỉnh K_P để đáp ứng quá độ có dao động tắt dần, sau đó điều chỉnh K_I để đáp ứng quá độ có sai số ở chế độ xác lập nhỏ nhất và cuối cùng là điều chỉnh K_D sao cho đáp ứng quá độ có độ ổn định nhất. Giá trị của các hệ số tìm được là: $K_P = 1,23678$, $K_I = 0,19027$ và $K_D = 2,0001$.

Trên cơ sở số liệu ban đầu ở trên, bằng thuật toán tự điều chỉnh ta xác định được các giá trị của các hệ số K_P , K_I , K_D là: $K_P = 0,19815$, $K_I = 0,00103$ và $K_D = 6,88185$. Quá trình tự động điều chỉnh trên cũng thực hiện theo thứ tự như sau:

Điều chỉnh K_P để tăng tốc độ đáp ứng, điều chỉnh K_I để giảm sai số góc quay và điều chỉnh K_D để loại bỏ độ vượt quá.

2.3.2. Xây dựng bộ điều khiển PID mờ

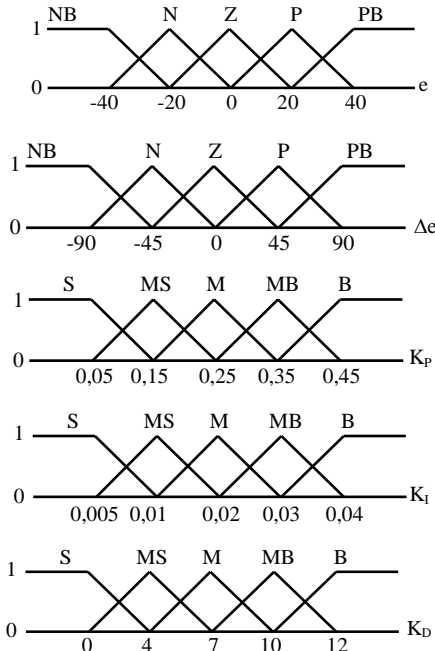
Bộ điều khiển PID mờ có bộ tham số K_P, K_I, K_D của bộ điều khiển PID được điều chỉnh bằng cách sử dụng phương pháp dò mờ. Cấu trúc của bộ điều khiển PID mờ được thể hiện trên Hình 9. Trong đó, e là sai số giữa giá trị đặt góc quay mong muốn với góc quay đầu ra; de/dt là đạo hàm sai số trên một đơn vị thời gian.

Cấu trúc của bộ điều khiển mờ, có hai đầu vào là e và de/dt , dựa vào các đặc điểm của mô hình nghiên cứu để chọn phạm vi của các đầu vào e là từ -40 đến 40, Δe là -90 đến 90 và có ba đầu ra tương ứng cho mỗi tham số điều khiển là K'_P, K'_I và K'_D trên cơ sở đó xác định các giá trị tối ưu cho K_P, K_I, K_D . Từ phạm vi của các tham số bộ điều khiển PID là $(K_{Pmin}, K_{Pmax}), (K_{Imin}, K_{Imax}), (K_{Dmin}, K_{Dmax})$ ta thiết lập quy tắc mờ của các tham số K_P, K_I, K_D . Thông qua tính toán và tự điều chỉnh ta tìm được khoảng giá trị $(K_{Pmin}, K_{Pmax}), (K_{Imin}, K_{Imax}), (K_{Dmin}, K_{Dmax})$ tương ứng $K_P \in (0,035; 0,47), K_I \in (0,0001; 0,004), K_D \in (1,5; 12,75)$. Thiết lập quy tắc mờ cho bộ tham số với điều kiện thời gian đáp ứng nhanh, không có độ vượt lớn, sai số xác lập ở giá trị cho phép.

Các biến ngôn ngữ đầu vào e và Δe được ký hiệu: VL (Cực thấp), L (Thấp), M (Vừa), B (Lớn), VB (Cực lớn).

Các biến đầu ra được phân chia như sau: S (Nhỏ), MS (Nhỏ vừa), M (Vừa), MB (Lớn vừa), B (Lớn).

Từ đó, thiết lập quy tắc mờ của các tham số K_P, K_I và K_D được thể hiện trình tự trên các Bảng 2, 3 và 4. Bộ điều khiển PID mờ được thể hiện trên Hình 9.



Hình 9. Bộ điều khiển PID mờ

Bảng 2. Quy tắc mờ K_P

$e \backslash \Delta e$	VL	L	M	B	VB
VL	S	S	S	MS	M
L	S	MS	MS	MS	M
M	S	MS	M	MB	B

B	M	MB	MB	MB	B
VB	M	MB	B	B	B

Bảng 3. Quy tắc mờ K_I

$e \backslash \Delta e$	VL	L	M	B	VB
VL	B	B	B	MS	S
L	B	MB	MB	M	S
M	MB	MB	M	MS	S
B	M	MB	MS	MS	S
VB	M	MS	S	S	S

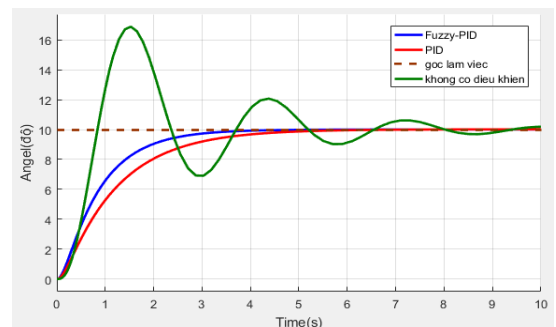
Bảng 4. Quy tắc mờ K_D

$e \backslash \Delta e$	VL	L	M	B	VB
VL	S	S	S	MB	B
L	S	MS	MS	M	B
M	MS	MS	M	MB	B
B	M	MS	MB	MB	B
VB	M	MB	B	B	B

2.4. Kết quả mô phỏng đáp ứng quá độ và thảo luận

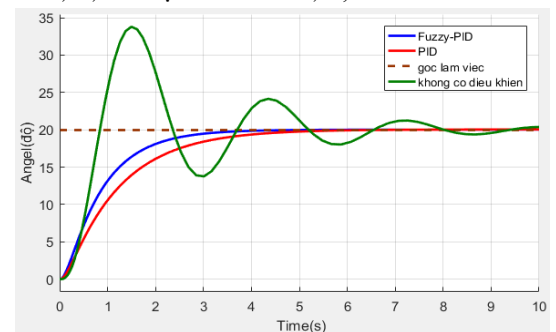
2.4.1. Kết quả mô phỏng đáp ứng quá độ

Từ các thông số ở trên, ta chọn khảo sát đáp ứng quá độ về góc quay của cang với các góc $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$. Các kết quả được thể hiện qua các đồ thị đáp ứng quá độ thể hiện từ Hình 10 đến Hình 13. Trên đó biểu diễn ba phương pháp điều khiển trên một hình đồ thị, đó là phương pháp điều khiển theo P, điều khiển theo PID và điều khiển theo PID mờ.



Hình 10. Đáp ứng quá độ tại góc 10°

Khi góc quay 10° , thời gian xác lập của bộ điều khiển PID là 3,5s, của bộ PID mờ là 2,5s, như Hình 10.

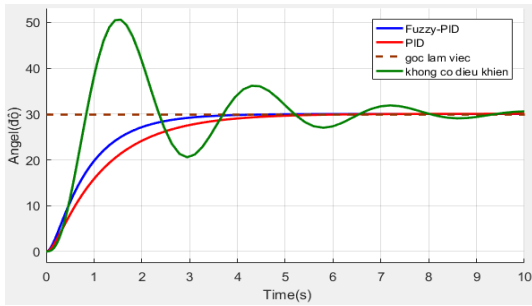


Hình 11. Đáp ứng quá độ tại góc 20°

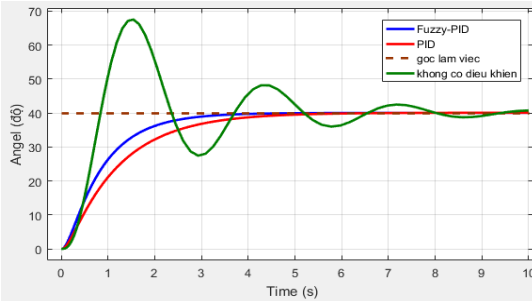
Khi góc quay tới vị trí 20° , thời gian xác lập của bộ điều khiển PID là 3,7s, của bộ PID mờ là 2,5s, như Hình 11.

Khi quay 30° , thời gian xác lập của bộ điều khiển PID là 3,6s, của bộ PID mờ là 2,6s, như Hình 12.

Khi góc quay 40° , thời gian xác lập của bộ điều khiển PID là 3,6s, của bộ PID mờ là 2,6s, như Hình 13.



Hình 12. Đáp ứng quá độ tại góc 30^0



Hình 13. Đáp ứng quá độ tại góc 40^0

Dựa vào các số liệu về kết quả mô phỏng, sau khi tổng hợp ta lập được bảng về một số thông số của đáp ứng quá độ ở các góc khảo sát như Bảng 5.

Bảng 5. Bảng tổng hợp kết quả mô phỏng

Góc khảo sát (độ)	Bộ điều khiển	Góc điều khiển (độ)	Thời gian đáp ứng (giây, s)	Độ vượt quá (%)	Sai số ở chế độ xác lập (%)
10	PID	10	3,5	0	0,3
	PID mờ		2,5	0	0,1
20	PID	20	3,7	0	0,2
	PID mờ		2,5	0	0,1
30	PID	30	3,6	0	0,2
	PID mờ		2,6	0	0,15
40	PID	40	3,6	0	0,2
	PID mờ		2,6	0	0,15

2.4.2. Thảo luận

Qua kết quả khảo sát từ Hình 10 đến Hình 13 và Bảng 5 tổng hợp số liệu về đáp ứng của bộ điều khiển PID và PID mờ ở các góc điều khiển như trên ta thấy: Thời gian đáp ứng của bộ điều khiển PID chậm hơn bộ điều khiển PID mờ; Độ vượt quá độ (vượt quá) của cả hai bộ điều khiển đều bằng 0 và sai số về góc quay của hệ ở chế độ xác lập của bộ điều khiển PID lớn hơn bộ điều khiển PID mờ. Tuy nhiên, tất cả các giá trị của cả hai bộ điều khiển đều là rất nhỏ, tức là mô hình trên có thể chọn một trong hai bộ điều khiển để xây dựng mô hình nghiên cứu thực nghiệm. Trường hợp điều khiển theo P có đáp ứng dao động nhiều, thời gian đáp ứng chậm và sai số lớn nên không được lựa chọn để so sánh.

3. Kết luận

Kết quả của nghiên cứu như sau:

Xây dựng mô hình nghiên cứu về điều khiển góc quay của một loại cánh khi ứng dụng điều khiển tự động hệ thủy lực, từ đó thiết lập được mô hình toán mô tả hệ từ bộ phận chấp hành đến các bộ phận điều khiển. Ứng dụng lý thuyết về Laplace và đại số sơ đồ khối để thiết lập được sơ đồ khối chung liên kết các bộ phận từ bộ điều khiển, van tỷ lệ,

xilanh thủy lực đến càng quay và cảm biến đo góc.

Xây dựng sơ đồ mô phỏng và xác định được bộ thông số của hai bộ điều khiển PID và PID mờ khi sử dụng phần mềm Matlab/Simulink. Kết quả khảo sát trên cho thấy giá trị của các thông số của cả hai bộ điều khiển đều cho đáp ứng tốt, không có độ vượt quá, sai số nhỏ, thời gian đáp ứng nhanh. Tuy nhiên, khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID mờ tốt hơn so với đáp ứng của bộ điều khiển PID.

Mô hình điều khiển trên có thể ứng dụng vào thực tế như các cơ cấu của Robot tải lớn, cánh tà của máy bay, cánh điều hướng của tuốc bin nước, khí.v.v cũng như phục vụ trong công tác nghiên cứu và đào tạo. Mô hình nghiên cứu này là mới, đến nay chưa được công bố trên sách, tạp chí trong nước và quốc tế nên bài báo này có thể góp phần làm phong phú thêm các nghiên cứu trong lĩnh vực điều khiển tự động thủy lực.

Kết quả nghiên cứu trên là cơ sở để xây dựng mô hình nghiên cứu thực nghiệm và kết quả của nghiên cứu thực nghiệm nhóm tác giả sẽ công bố trong thời gian tới.

Lời cảm ơn: Bài viết này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng với đề tài có Mã số T2024-02-03.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] S. Wang, M. Tomovic, and H. Liu, *Commercial Aircraft Hydraulic Systems*, USA: Elsevier Inc., 2016.
- [2] T. T. H. Nhung, L. V. Hoang, and N. D. Thang, "Application of Fuzzy Logic Control to Penstock Valve Control System in Hydropower", *Ho Chi Minh City University of Technology - Journal of Science and Technology*, vol. 47, no. 4, pp. 147-153, 2020.
- [3] G. Zhang, S. Yang, and Y. Li, "Hydraulic control system for a multi-joint welding robot using proportional valves and PID controller", *International Journal of advanced Manufacturing Technology*, vol. 92, no. 5-8, pp. 1269-1277, 2017.
- [4] P. T. Hai, N. H. Duc, and L. T. Hai, "Application of fuzzy logic control in the hydraulic control system of a pick-and-place robot", *International Journal of Advanced Mechatronics Systems*, vol. 13, no. 2, pp. 1-10, 2020.
- [5] L. T. T. Ha, N. N. Minh, and P. V. Toan, "Application of Adaptive Fuzzy Control System for Construction Material Handling Robot", *Ho Chi Minh City University of Electrical Engineering - Journal of Science and Technology*, vol. 21, no. 1, pp. 67-72, 2020.
- [6] N. T. T. Nhung, "Research on Position Control for Wind Turbine Pitch Angle Control System", Master's thesis, Dept. Elect., Ind. Technol. Univ., Thai Nguyen, 2017.
- [7] D. Q. Khanh, H. X. Long, and T. L. T. Tung, "A study of position control system simulation with Azimuth Thruster actuator by Discrete PID", *Journal of Mechanics of Vietnam*, vol. 12, pp. 83-88, 2021.
- [8] N. M. Nhat, T. D. Thien, and K. K. Ahn, "Robust position and vibration control of an electrohydraulic series elastic manipulator against disturbance generated by a variable stiffness actuator", *Mechatronics*, vol. 52, pp. 22-35, 2018.
- [9] M. Kalyoncu, and M. Haydim, "Mathematical modelling and fuzzy logic based position control of an electrohydraulic servosystem with internal leakage", *Mechatronics*, vol. 19, no. 6, pp. 847-858, 2009.
- [10] G. F. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini, *Feedback control of Dynamic Systems*, New York: Addison Wesley, 1991.
- [11] T. N. Hai and T. X. Tuy, "The research on excessive response of positioning controlling cnc table transmission by hydraulic motor with the application of pid and pid fuzzy controllers", *The 3th National Conference on Mechanical Science & Technology*, 2013, pp. 1324-1331.
- [12] T. N. Hai, L. Cung, and N. V. Dung, "Experimental Investigation of Speed Control of Hydraulic Motor Using Proportional Valve", in *IEEE International Conference on System Science and Engineering*, 2017, pp. 350-355.
- [13] T. N. Hai, T. Q. Bang, V. N. Thanh, H. T. Tien, and T. X. Tuy, "Modeling of Position Control for Hydraulic Cylinder Using Servo Valve", *Springer International Publishing AG - Part of Springer Nature*, 2018, pp. 696-706.