

Ứng dụng giải thuật di truyền cho điều khiển cân bằng hệ thống thủy lực trên xe chuyên dụng

Nguyễn Trọng Khuyên*, Cao Tiến Lê, Cao Đức Sáng, Vũ Hải Hà, Hồ Sĩ Dương, Nguyễn Đức Mạnh, Quách Thế Dũng

Viện Tự động hóa kỹ thuật quân sự.

*Email: nguyentk126@gmail.com.

Nhận bài: 17/01/2023; Hoàn thiện: 24/3/2023; Chấp nhận đăng: 31/3/2023; Xuất bản: 25/6/2023.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.88.2023.42-50>

TÓM TẮT

Bộ điều khiển tỉ lệ, tích phân, vi phân (Proportional Integral Derivative (PID)) được áp dụng rất nhiều trong các bài toán điều khiển bởi vì cấu trúc đơn giản và khả năng làm việc ổn định, tin cậy. Trong bài toán điều khiển cân bằng cho hệ thống thủy lực trên xe chuyên dụng sử dụng bộ điều khiển PID với các tham số có thể xác định bằng phương pháp Ziegler – Nichols. Với bộ điều khiển trên, hệ thống có thể đạt được trạng thái ổn định, tuy nhiên, các tham số bộ điều khiển PID cần tiếp tục được hiệu chỉnh để đạt tới giá trị tối ưu. Trong bài báo này nhóm tác giả trình bày ứng dụng giải thuật di truyền để tinh chỉnh bộ tham số PID. Kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển PID sau khi tối ưu bằng giải thuật di truyền cho chất lượng điều khiển tốt hơn. Giải pháp trình bày trong bài báo được áp dụng thực tế trên xe bộ phóng SPU và cho kết quả tốt.

Từ khóa: Hệ thống thủy lực; Bộ điều khiển PID; Giải thuật di truyền.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

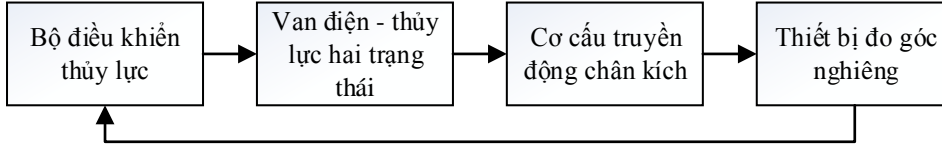
Hệ thống thủy lực được khai thác sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như cơ điện, chế tạo máy, tự động hóa, hàng không. Trên các phương tiện xe cơ giới, hệ thống thủy lực đóng một vai trò hết sức quan trọng. Nhờ tính ổn định cao và lực truyền động lớn, hệ thống thủy lực được sử dụng để vận hành các cơ cấu phanh hãm, cơ cấu nâng hạ hay thực hiện cân bằng cho xe [1]. Bài toán tự động cân bằng và ổn định sàn xe được sử dụng rất nhiều, đặc biệt trên các xe chuyên dụng như xe cầu tải trọng lớn (xe cầu KA 4000, xe cầu ZOOMLION) hay xe quân sự (xe bộ phóng 9P117M của tổ hợp tên lửa đạn đạo Scud, xe bộ phóng SPU của tổ hợp tên lửa Bastion, xe vận tải Ural 375D). Bài toán yêu cầu sàn xe phải được nhanh chóng duy trì ổn định trong mặt phẳng ngang. Trạng thái cân bằng ngang là cơ sở để các bước vận hành tiếp theo được thực hiện an toàn, chính xác.

Bộ điều khiển PID được sử dụng từ lâu và đã thành công trong rất nhiều bài toán điều khiển. Nó có cấu trúc đơn giản, dễ điều chỉnh và hoạt động ổn định, tin cậy [2, 3]. Có nhiều phương pháp truyền thống để xác định các tham số của bộ điều khiển PID như phương pháp điều chỉnh thủ công, phương pháp Ziegler – Nichols, phương pháp Cohen – Coon,... Các phương pháp này cho phép tìm ra bộ điều khiển PID đảm bảo cho hệ thống ổn định, tuy nhiên, do nhiều yếu tố như sai số của thiết bị đo hay bản chất của đối tượng điều khiển nên rất khó để tìm được bộ tham số tối ưu. Trong trường hợp này, cần thực hiện thêm bước tinh chỉnh các tham số K_p , K_i , K_d của bộ điều khiển PID. Trong bài báo, nhóm tác giả trình bày phương pháp sử dụng giải thuật di truyền để tối ưu bộ điều khiển PID. Kết quả áp dụng giải thuật được so sánh với bộ điều khiển thu được bằng phương pháp Ziegler - Nichols và được áp dụng thực tế trên xe bộ phóng SPU.

2. MÔ HÌNH TOÁN HỌC HỆ THỐNG CÂN BẰNG SÀN XE

Trong bài toán cân bằng sàn xe, hệ thống cân bằng và ổn định nhờ hai chân kích đặt ở vị trí gần đuôi xe. Các chân kích thay đổi chiều cao dẫn đến sự thay đổi tư thế của xe. Cảm biến góc nghiêng gắn với sàn xe đo và trả về các giá trị góc nghiêng dọc và góc nghiêng ngang. Sàn xe cân bằng khi các góc nghiêng lệch một lượng đủ nhỏ so với phương ngang. Sơ đồ khối hệ thống

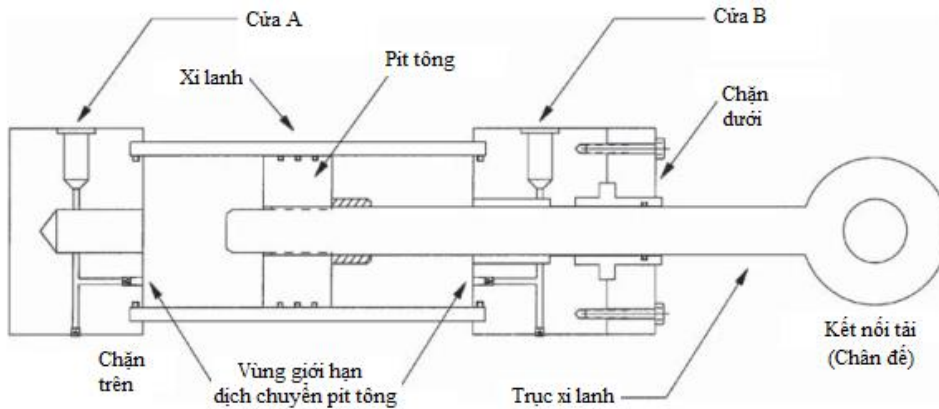
cân bằng sàn xe được mô tả như trong hình 1. Hệ thống bao gồm bộ điều khiển thủy lực trên đó thực hiện thuật toán điều khiển cân bằng, hai van điện - thủy lực hai trạng thái, hai cơ cấu chân kích dạng pit tông - xi lanh, thiết bị đo góc nghiêng.



Hình 1. Sơ đồ khối hệ thống cân bằng trên xe.

2.1. Mô hình chuyển động của cơ cấu chân kích

Sàn xe được cân bằng và ổn định nhờ hai chân kích thủy lực K1, K2 (hình 4), cơ cấu pit tông - xi lanh của chân kích được điều khiển để thay đổi độ cao đưa sàn xe về mặt phẳng ngang với sai lệch góc nghiêng trong giới hạn cho phép. Hình 2 mô tả mặt cắt theo chiều dọc của cơ cấu pit tông - xi lanh của chân kích. Chân kích là một cơ cấu truyền động thẳng, cho phép di chuyển trục xi lanh hai chiều lên và xuống [4, 5]:



Hình 2. Mô hình cấu tạo chân kích.

Chọn trục tọa độ theo chiều dọc chân kích, hướng xuống dưới. Lực do áp suất thủy lực bên trong xi lanh gây ra chuyển động dọc trục của pit tông sẽ là:

$$F_{TLpt} = (A_A P_A - A_B P_B) \eta_f \tag{1}$$

Trong đó, A_A, A_B - Tiết diện bề mặt pit tông chịu tác dụng của áp suất thủy lực; P_A, P_B - Áp suất thủy lực bên buồng cửa A và cửa B; η_f - Hệ số lực hiệu dụng của cơ cấu pit tông - xi lanh.

Ở pha thứ nhất, khi chân kích chưa chạm đất, góc tư thế của xe không thay đổi, do đó ở đây chỉ cần quan tâm đến pha thứ hai khi chân kích đã chạm đất và có tín hiệu cảm biến đầu cuối báo về.

Ở pha thứ hai, pit tông chạm đất và ở trạng thái đứng yên. Xét chuyển động của xi lanh:

$$m_{xl} \vec{a} = \vec{F}_{TLxl} + \vec{F}_P + \vec{F}_{Nxl} + \vec{F}_{viscous} + \vec{F}_{xe} \tag{2}$$

Với m_{xl} - Khối lượng xi lanh; $\vec{F}_{TLxl}, \vec{F}_P, \vec{F}_{Nxl}, \vec{F}_{viscous}, \vec{F}_{xe}$ lần lượt là thủy lực tác dụng lên xi lanh, lực này ngược chiều với thủy lực tác dụng lên pit tông (F_{TLpt}), trọng lực của xi lanh, phản lực vuông góc lên thành xi lanh, lực nhót và áp lực của thân xe lên kích; \vec{F}_{Nxl} được cân bằng bởi thành phần trọng lực vuông góc với thành xi lanh. Chiếu 2 vế của (2) lên trục xi lanh, chiều hướng xuống dưới, ta có:

$$m_{xl} \ddot{z} = -(A_A P_A - A_B P_B) \eta_f + m_{xl} g \cos \alpha - c\dot{z} + F_{xe} \tag{3}$$

Trong đó z – Hành trình của pit tông bên trong xi lanh; α là góc nghiêng của kích so với phương thẳng đứng, trong thực tế góc α rất nhỏ (kích thẳng đứng), $\cos \alpha \approx 1$; c là hệ số nhớt hiệu dụng. Áp lực F_{xe} thay đổi theo chuyển động của thân xe. Khi thân xe nằm yên, lực này bằng lực trọng trường của thân xe phân phối trên chân kích, kí hiệu F_{xe0} . Áp dụng định luật 2 Niuton mở rộng:

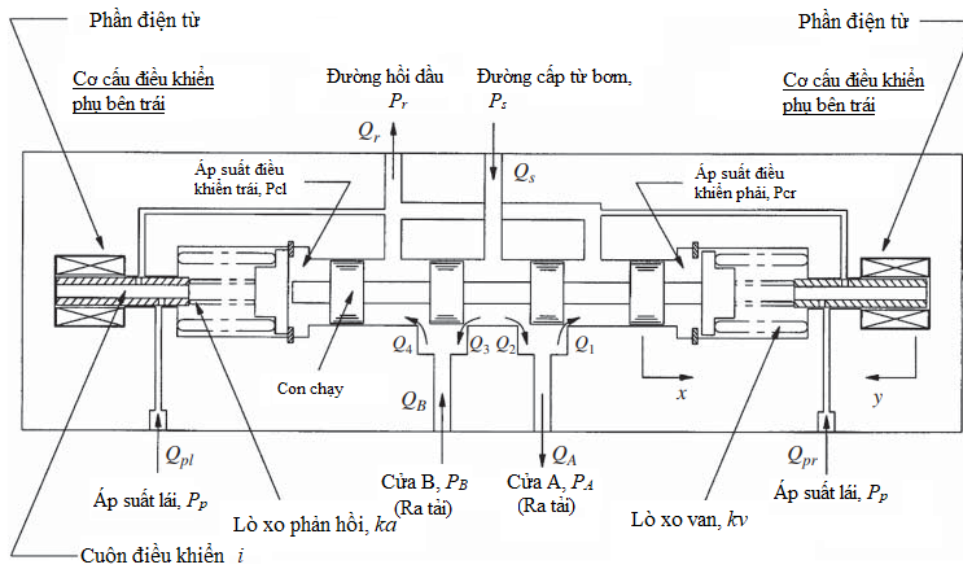
$$M = -F_{xe}L + F_{xe0}L = I\dot{\omega} \approx I\frac{\ddot{z}}{L}. \text{ Hay: } F_{xe} \approx F_{xe0} - I\frac{\ddot{z}}{L^2} \quad (4)$$

Với I - Mô men quán tính của thân xe trong chuyển động quay do thay đổi độ cao chân kích; L - Chiều dài cánh tay đòn của lực F_{xe} . Phương trình (3) có thể viết lại:

$$(m_{xl} + \frac{I}{L^2})\ddot{z} + cz = -(A_A P_A - A_B P_B)\eta_f + (m_{xl}g \cos \alpha + F_{xe0}) \quad (5)$$

2.2. Phương trình mô tả hoạt động van điện – thủy lực

Van điện - thủy lực hai trạng thái dùng để điều khiển dòng thủy lực đến chân kích (hình 3).



Hình 3. Cấu tạo van hai trạng thái.

Từ bộ điều khiển, dòng điện i gây ra sự dịch chuyển con chạy bên trong van để thay đổi dòng thủy lực. Mỗi quan hệ giữa độ dịch x của con chạy và dòng điều khiển i xác định bởi (6):

$$\tau \dot{x} + x = \psi(i - i_0) = \psi \Delta i \quad (6)$$

Với τ - Hằng số thời gian, ψ - Hằng số tỉ lệ, i_0 - Dòng cần thiết để thắng lực lò xo hãm bên trong van. Biểu thức (6) viết lại dưới dạng hàm truyền (8) mô tả quan hệ giữa dòng điện điều khiển và vị trí con chạy:

$$\tau s X(s) + X(s) = \psi \Delta I(s) \quad (7)$$

Hay:

$$G_1(s) = \frac{X(s)}{\Delta I(s)} = \frac{\psi}{\tau s + 1} \quad (8)$$

Mối quan hệ giữa lưu lượng dòng chảy Q , độ dịch chuyển x của con chạy và áp suất rơi trên van được xác định bởi biểu thức (9) [6]:

$$Q = \frac{1}{2} Q_0 + K_q x + K_c P \quad (9)$$

Với K_q , K_c lần lượt là độ lợi và hệ số áp suất dòng chảy. Trên hình 3, cửa A và B nối với buồng xi lanh của cơ cấu truyền động chân kích. Lưu lượng dòng chảy qua cửa A và B được xác định bởi biểu thức: $Q_A = Q_2 - Q_1$; $Q_B = Q_4 - Q_3$. Áp dụng biểu thức (9) và để ý $Q_A = -A_A \dot{z} / \eta_v$; $Q_B = -A_B \dot{z} / \eta_v$ ta có [6]:

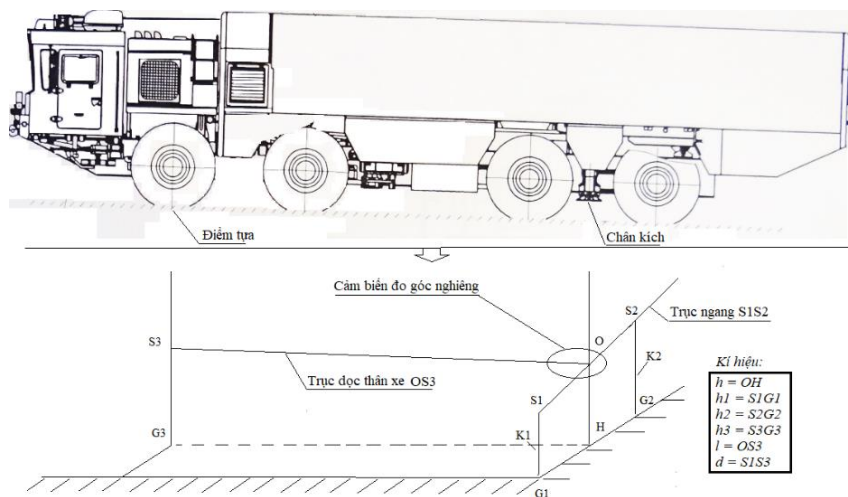
$$Q_A = 2K_q x - 2K_c \left(P_A - \frac{P_s}{2} \right); \quad Q_B = 2K_q x + 2K_c \left(P_B - \frac{P_s}{2} \right) \quad (10)$$

Suy ra:

$$P_A = \frac{K_q}{K_c} x + \frac{P_s}{2} - \frac{Q_A}{2K_c} = \frac{K_q}{K_c} x + \frac{P_s}{2} + \frac{A_A \dot{z}}{2K_c \eta_v}; \quad P_B = -\frac{K_q}{K_c} x + \frac{P_s}{2} + \frac{Q_B}{2K_c} = -\frac{K_q}{K_c} x + \frac{P_s}{2} - \frac{A_B \dot{z}}{2K_c \eta_v} \quad (11)$$

Trong đó, η_v - Hệ số tích hiệu dụng của cơ cấu truyền động chân kích; Q_A , Q_B - Lưu lượng dòng chảy trên cửa A và cửa B, P_s - Áp suất thủy lực đầu vào cấp từ bơm.

2.3. Xây dựng mô hình động học cân bằng sàn xe



Hình 4. Mô hình tính toán góc nghiêng.

Cơ cấu cân bằng được mô hóa như trên hình 4. Bao gồm hai chân kích K1, K2 đặt dọc theo trục S1G1, S2G2. Cảm biến đo nghiêng đặt ở vị trí điểm O. Trên mô hình góc nghiêng dọc Φ và góc nghiêng ngang θ được xác định bởi biểu thức (12).

$$\sin(\phi) = \frac{S_3 G_3 - OH}{OS_3} = \frac{h_3 - h}{l}; \quad \sin(\theta) = \frac{S_1 G_1 - S_2 G_2}{S_1 S_2} = \frac{h_1 - h_2}{d}; \quad (12)$$

$$h = ph_1 + (1 - p)h_2; \quad 0 < p < 1;$$

Trong đó h , h_1 , h_2 , h_3 là độ cao hạ từ các điểm O, S₁, S₂, S₃ xuống mặt phẳng ngang đi qua G₃. Điểm O chia đoạn S₁S₂ theo tỉ lệ p , trong thực tế điểm O nằm chính giữa trục ngang S₁S₂ của xe, khi đó $p \cong 0.5$. Từ (12) độ cao chân kích h_1 , h_2 được xác định bởi các góc nghiêng đo được:

$$\begin{aligned} h_1 &= h_3 - l \sin \phi - pd \sin \theta = f_1(\phi, \theta); \\ h_2 &= h_3 - l \sin \phi - (1 - p)d \sin \theta = f_2(\phi, \theta); \end{aligned} \quad (13)$$

Ở điều kiện ban đầu, cảm biến đo nghiêng trả về góc nghiêng dọc Φ_0 và góc nghiêng ngang θ_0 . Độ cao ban đầu $h_{10} = f_1(\Phi_0, \theta_0)$, $h_{20} = f_2(\Phi_0, \theta_0)$. Quá trình điều chỉnh cân bằng xe được thực hiện theo hai pha. Ở pha thứ nhất, chân kích hạ tự do khi chưa chạm mặt đất, lúc này chưa có sự

thay đổi tư thế của xe, xe vẫn duy trì góc nghiêng dọc Φ_0 và góc nghiêng ngang θ_0 . Ở pha thứ hai, chân kích chạm đất, độ cao của các chân kích được mô tả bởi phương trình vi phân (5). Thế P_A, P_B ở biểu thức (11) vào (5) và rút gọn ta có:

$$(m_{xl} + \frac{I}{L^2})\ddot{z} + (c + \frac{\eta_f(A_A^2 - A_B^2)}{2\eta_0 K_c})\dot{z} = \frac{\eta_f(-A_A + A_B)K_q}{K_c}x - \frac{\eta_f P_s(A_A + A_B)}{2} + (m_{xl}g \cos \alpha + F_{xe0}) \quad (14)$$

Hay:
$$\bar{m}_{xl}\ddot{z} + \bar{c}z = K_x x + F_0 = F(t) \quad (15)$$

Với $\bar{m}_{xl} = m_{xl} + \frac{I}{L^2}$ - Khối lượng hiệu dụng của xi lanh;

$$F_0 = -\frac{\eta_f P_s(A_A + A_B)}{2} + (m_{xl}g \cos \alpha + F_{xe0}).$$

Lấy Laplace 2 vế biểu thức (15) ta thu được hàm truyền (17) mô tả sự thay đổi độ cao chân kích:

$$\bar{m}_{xl}s^2 Z(s) + \bar{c}sZ(s) = F(s) \quad (16)$$

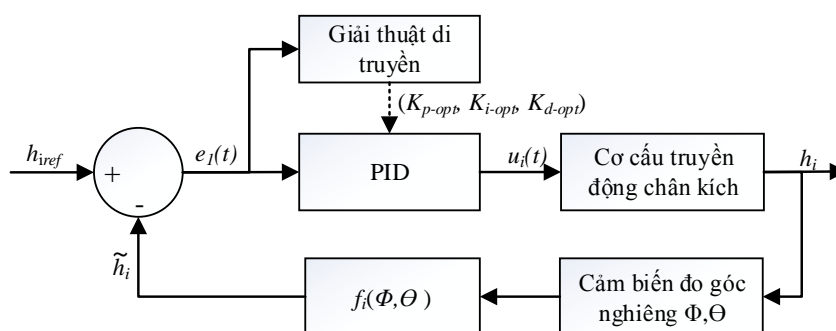
Hay:
$$G_2(s) = \frac{Z(s)}{F(s)} = \frac{1}{\bar{m}_{xl}s^2 + \bar{c}s} \quad (17)$$

3. THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN CÂN BẰNG DỰA TRÊN GIẢI THUẬT DI TRUYỀN

3.1. Mô hình hệ thống điều khiển

Hình 5 mô tả mô hình hệ thống điều khiển chân kích. Trong đó, h_{iref} là độ cao tham chiếu cần đạt, h_i - Độ cao chân kích đo được, $e_i(t)$ - Sai lệch giữa độ cao tham chiếu và độ cao đo được, $u_i(t)$ - Tín hiệu điều khiển. Ở trạng thái cân bằng góc nghiêng dọc $\Phi = 0$, góc nghiêng ngang $\theta = 0$. Độ cao tham chiếu được xác định bởi (13) với $\Phi = 0, \theta = 0$:

$$\begin{aligned} h_{1ref} &= (h_3 - l \sin \phi - pd \sin \theta)_{\phi=0, \theta=0} = h_3; \\ h_{2ref} &= (h_3 - l \sin \phi - (1-p)d \sin \theta)_{\phi=0, \theta=0} = h_3; \end{aligned} \quad (18)$$



Hình 5. Mô hình hệ thống điều khiển.

Đối tượng điều khiển ở đây là cơ cấu truyền động chân kích, đặc trưng của cơ cấu được xác định bởi hàm truyền bậc 3:

$$G(s) = G_2(s)G_1(s) = \frac{1}{\bar{m}_{xl}s^2 + \bar{c}s} \cdot \frac{\psi}{\tau s + 1} = \frac{\psi}{\bar{m}_{xl}s^3 + (\bar{m}_{xl} + \bar{c}\tau)s^2 + \bar{c}s} \quad (19)$$

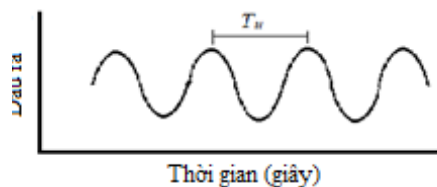
Bộ điều khiển PID được sử dụng trong bài toán cân bằng, nó đưa ra tín hiệu điều khiển $u_i(t)$ xác định bởi biểu thức:

$$u_i(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t)dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (20)$$

Trong đó, K_p , K_i , K_d lần lượt là các hệ số tỉ lệ, hệ số tích phân và hệ số vi phân của bộ điều khiển PID. Bài toán thiết kế bộ điều khiển PID là tìm ra các tham số K_p , K_i , K_d tối ưu đáp ứng được yêu cầu của bài toán cân bằng. Trong khuôn khổ bài báo, nhóm tác giả sử dụng giải thuật di truyền để tinh chỉnh các tham số K_p , K_i , K_d . Quá trình tinh chỉnh kết thúc khi tìm ra bộ tham số PID tối ưu (K_{p-opt} , K_{i-opt} , K_{d-opt}).

3.2. Phương pháp Ziegler-Nichols

Để áp dụng giải thuật di truyền trước hết ta cần xác định các tham số PID giúp cho hệ thống ổn định. Ở đây sử dụng phương pháp Ziegler-Nichols áp dụng cho vòng kín. Để xác định các tham số PID bằng phương pháp Ziegler-Nichols cần thực hiện theo các bước sau:



Hình 6. Hệ dao động ổn định.

Bước 1: Bắt đầu với giá trị K_p rất nhỏ, $K_i = 0$, $K_d = 0$.

Bước 2: Tăng dần hệ số K_p cho đến khi đáp ứng của hệ thống với hàm bước (step) dao động ổn định.

Bước 3: Ghi lại giá trị $K_u = K_p$ xác định ở bước 2 và chu kỳ T_u của dao động đầu ra của hệ thống (đơn vị giây).

Bước 4: Các tham số bộ điều khiển xác định bằng phương pháp Ziegler-Nichols được thể hiện trên bảng 1.

Bảng 1. Bộ tham số PID xác định bằng phương pháp Ziegler-Nichols.

Bộ điều khiển	K_p	T_i	T_d	$K = K_p/T_i$	$K_d = T_d K_p$
PID (classsic)	$0.6K_u$	$T_u/2$	$T_u/8$	$1.2K_u/T_u$	$0.075K_u T_u$
P	$0.5K_u$	-	-	-	-
PI	$0.45K_u$	$T_u/1.2$	-	$0.54K_u/T_u$	-
PD	$0.8K_u$	-	$T_u/8$	-	$0.1K_u T_u$

3.3. Ứng dụng giải thuật di truyền

3.3.1. Sơ lược về giải thuật di truyền

Giải thuật di truyền (Genetic Algorithm - GA) là một kỹ thuật tính toán dựa trên mô phỏng cơ chế tiến hóa tự nhiên như di truyền, đột biến, chọn lọc để giải quyết bài toán tối ưu [7-8]. Giải thuật bắt đầu với một quần thể (tập hợp) gồm các cá thể (phần tử) khởi tạo ban đầu. Thông qua các luật mô phỏng cơ chế di truyền (lai ghép, đột biến), số lượng cá thể trong tập hợp không ngừng tăng lên. Khi quần thể đạt đến một kích thước nhất định, lúc này xảy ra quá trình chọn lọc, các phần tử có giá trị hàm mục tiêu (được xây dựng theo mục tiêu của bài toán tối ưu) nhỏ hơn sẽ được đánh giá là tốt hơn và sẽ được giữ lại. Trải qua nhiều vòng lặp (thế hệ) tạo cá thể mới và chọn lọc, sẽ tìm ra được cá thể với giá trị hàm mục tiêu nhỏ nhất, đây chính là lời giải tối ưu cho giải thuật di truyền. Việc thực hiện giải thuật di truyền trên máy tính được mô tả trên lưu đồ hình 5. Kí hiệu N là số cá thể ban đầu, M là kích thước quần thể khi bắt đầu xảy ra đánh giá chọn lọc, G là số thế hệ thực hiện trong giải thuật. Điều kiện kết thúc có thể là khi giá trị hàm mục tiêu hội tụ, hoặc khi số thế hệ lúc chạy giải thuật đạt đến một số cho trước ($G = G_{max}$). Bước tối ưu cuối cùng là tìm ra phần tử có giá trị hàm mục tiêu nhỏ nhất.

3.3.2. Xác định hàm mục tiêu

Bộ điều khiển PID được xem là tối ưu nếu giá trị $e_i(t)$ nhanh chóng hội tụ về giá trị 0. Để áp dụng giải thuật di truyền, trước hết ta cần định nghĩa hàm mục tiêu, hàm này cho phép đánh giá chất lượng của bộ điều khiển PID. Trong khuôn khổ của bài báo nhóm tác giả sử dụng ba định nghĩa hàm mục tiêu:

$$\text{IATE: } F(K_p, K_i, K_d) = \sum_{i=1}^N t_i e(t_i) \Delta t \quad (21)$$

$$\text{IAE: } F(K_p, K_i, K_d) = \sum_{i=1}^N e(t_i) \Delta t \quad (22)$$

$$\text{SS: } F(K_p, K_i, K_d) = \sum_{i=1}^N e^2(t_i) \Delta t \quad (23)$$

3.3.3. Thiết lập các tham số

Để áp dụng giải thuật, trước hết ta chọn các tham số hệ thống và tham số cho giải thuật di truyền. Tham số hệ thống được lấy tỉ lệ với giá trị thực tế (bảng 2).

Bảng 2. Bảng tham số sử dụng cho giải thuật.

\bar{m}_{xl}	\bar{c}	ψ	τ
1	2	0.3	0.2
N	M	G_{max}	P_c, P_m
30	50	55	0.8, 0.2

P_c, P_m xác suất xảy ra lai ghép và đột biến.

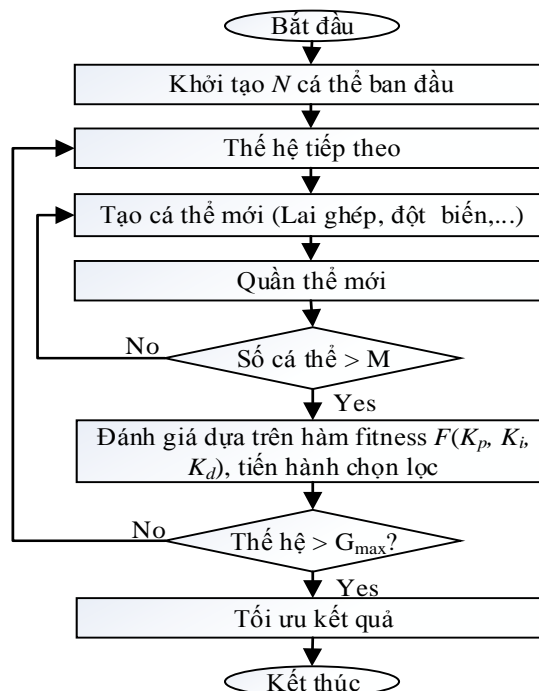
3.3.4. Xác lập không gian tìm kiếm

Để xác định không gian tìm kiếm V cho giải thuật, trước hết ta cần tìm các tham số $K_{p-ZB}, K_{i-ZB}, K_{d-ZB}$ bộ điều khiển PID bằng phương pháp Ziegler-Nichols. Không gian tìm kiếm khi thực hiện giải thuật di truyền sẽ được giới hạn trong lân cận của điểm $(K_{p-ZB}, K_{i-ZB}, K_{d-ZB})$. Để đơn giản, không gian tìm kiếm xác định bởi tập hợp $V_\varepsilon \subset R^3$ các điểm (K_p, K_i, K_d) thỏa mãn:

$$0 \leq K_p \leq \varepsilon K_{p-ZB}; 0 \leq K_i \leq \varepsilon K_{i-ZB}; 0 \leq K_d \leq \varepsilon K_{d-ZB}; \text{ (với } \varepsilon > 1) \quad (24)$$

3.3.5. Triển khai giải thuật di truyền

Để bắt đầu giải thuật, ta khởi tạo ngẫu nhiên quần thể ban đầu với $N = 30$ cá thể là các bộ số $(K_p, K_i, K_d)_k, (k = 1, 2, 3, \dots, 30)$ trong không gian tìm kiếm $V = V_\varepsilon$ chứa điểm $(K_{p-ZB}, K_{i-ZB}, K_{d-ZB})$. Thực hiện giải thuật di truyền theo lưu đồ hình 7, với các hàm mục tiêu xác định lần lượt bởi (21), (22) và (23). Sau khi thực hiện đến thế hệ thứ 55, kết thúc chương trình.



Hình 7. Lưu đồ giải thuật di truyền.

4. MÔ PHỎNG VÀ BÌNH LUẬN

Thực hiện mô phỏng trên matlab với các tham số xác định trong bảng 2. Sử dụng phương pháp Ziegler-Nichols ta xác định được bộ tham số PID: $(K_{p-ZB}, K_{i-ZB}, K_{d-ZB}) = (28, 28, 7)$. Chọn $\varepsilon = 4$ không gian tìm kiếm $V = V_4$ là tập hợp các điểm các bộ số (K_p, K_i, K_d) thỏa mãn:

$$0 \leq K_p \leq 112; 0 \leq K_i \leq 112; 0 \leq K_d \leq 28; \quad (25)$$

Thực hiện giải thuật di truyền với các hàm mục tiêu định nghĩa bởi (21), (22), (23). Kết quả chạy giải thuật cho ta các bộ tham số PID như trên bảng 3.

Bảng 3. Bộ điều khiển PID xác định bằng giải thuật di truyền.

PID	Zieger-Nichols	IATE-GA	IAE-GA	SS-GA
K_p	28	70.8560	37.6659	31.7182
K_i	28	64.7019	0.0662	0.4435
K_d	7	27.8937	26.9968	26.9955

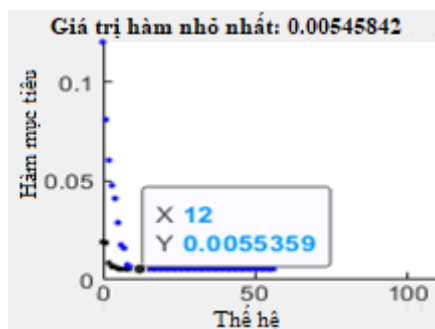
Có thể thấy bộ tham số PID sau khi tối ưu bằng giải thuật di truyền lệch đáng kể so với bộ PID xác định bởi phương pháp Zieger-Nichols, điều đó cho thấy để tinh chỉnh bộ điều khiển bằng cách thử sai sẽ rất khó để đạt được giá trị tối ưu. Từ bảng 3 cũng cho thấy với hàm mục tiêu IAE và SS, giải thuật di truyền tìm ra các bộ PID khá tương đồng. Đáp ứng hệ thống đối với các bộ điều khiển nói trên được so sánh trong bảng 4.

Bảng 4. Bảng so sánh các tham số đánh giá chất lượng điều khiển.

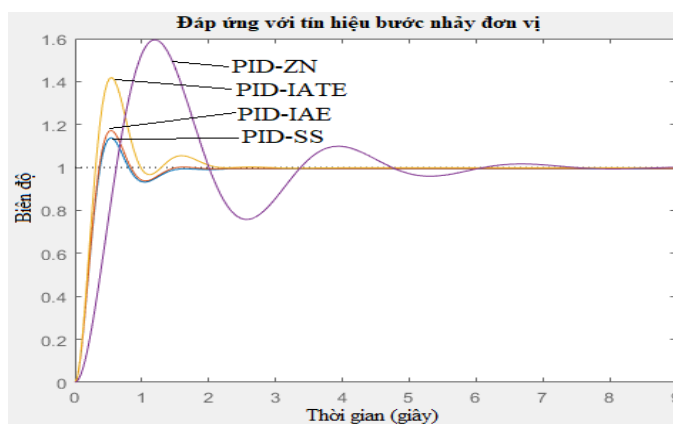
	Zieger-Nichols	IATE-GA	IAE-GA	SS-GA
Thời gian xác lập (s)	5.8	1.92	1.34	1.39
Thời gian tăng (s)	0.419	0.208	0.246	0.253
Độ quá chỉnh (%)	59.4	41.8	17.2	13.8

Bộ điều khiển PID tối ưu bằng giải thuật di truyền cho đáp ứng tốt hơn, giúp giảm nhanh thời gian tăng và thời gian xác lập, giảm tỉ lệ quá chỉnh. Bộ điều khiển IAE-GA và SS-GA cho thời gian xác lập và độ quá chỉnh nhỏ nhất.

Hình 8 mô tả sự giảm dần và hội tụ của hàm mục tiêu khi gia tăng số thế hệ trong giải thuật di truyền. Điều này phù hợp với mô hình giải thuật. Mặc dù thuật toán chạy đến thế hệ 55 nhưng có thể thấy hàm mục tiêu bắt đầu hội tụ khi $G = 12$. Hình 9 là đáp ứng của hệ thống đối với tín hiệu bước nhảy đơn vị.



Hình 8. Hàm mục tiêu.

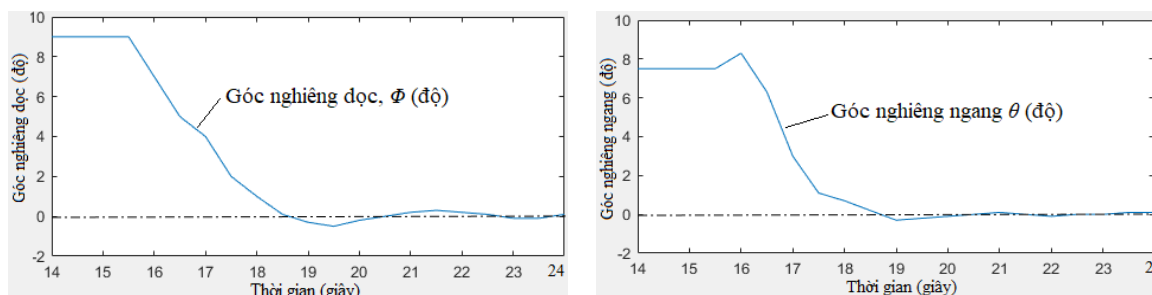


Hình 9. Đáp ứng của hệ thống với tín hiệu bước đơn vị.

Như vậy, bằng cách áp dụng giải thuật di truyền, ta tìm được bộ tham số tối ưu PID. Đồ thị trên hình 10 và số liệu trong bảng 5 ghi lại thay đổi của góc nghiêng dọc và nghiêng ngang khi thử nghiệm trên xe bệ phóng. Mốc thời gian được tính từ lúc bắt đầu hạ chân kích. Ở pha thứ nhất khi chân kích chưa chạm đất (đến giây thứ 16) các góc nghiêng dọc và nghiêng ngang không thay đổi (giữ ở mức 9 độ và 7.5 độ tương ứng). Ở pha thứ hai, khi một trong hai chân kích chạm đất bắt đầu xảy ra thay đổi góc tư thế của xe. Các góc nghiêng dọc Φ và nghiêng ngang Θ thay đổi dần đến giá trị cân bằng (giá trị 0). Thời gian quá độ để góc nghiêng dọc và góc nghiêng ngang hội tụ về giá trị từ -0.2 độ đến 0.2 độ (độ lệch cho phép khi cân bằng) lần lượt là 6 giây và 4 giây. Tổng thời gian để xe cân bằng xong là 24 giây, đối với xe bệ phóng thời gian này là chấp nhận được, đảm bảo quá trình cân bằng xe tính từ lúc bắt đầu hạ chân kích đến lúc cân bằng không quá 45 giây (vượt quá thời gian này hệ thống báo lỗi).

Bảng 5. Góc nghiêng dọc và nghiêng ngang khi thử nghiệm.

t (giây)	1	5	10	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Φ (độ)	9	9.1	9	9	5	2	0.1	-0.5	0	0.3	0.1	-0.1
θ (độ)	7.5	7.5	7.5	7.6	8.3	3	0.7	-0.3	-0.1	0.1	0	0.1



Hình 10. Đồ thị góc nghiêng dọc và nghiêng ngang.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày ứng dụng giải thuật di truyền để tối ưu các tham số bộ điều khiển PID cho điều khiển cân bằng hệ thống thủy lực trên xe chuyên dụng. Các kết quả mô phỏng và thử nghiệm cho thấy bộ điều khiển sau khi tinh chỉnh bằng giải thuật di truyền cho các đáp ứng tốt hơn so với bộ điều khiển PID xác định bằng phương pháp truyền thống. Kết quả nghiên cứu được áp dụng thực tế cho xe bộ phóng SPU và cho kết quả tốt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Phạm Trọng Hòa, Jurgen Webber, “Cơ sở truyền động và điều khiển thủy lực”, Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, (2018).
- [2]. Liuping wang, “PID control system design and automatic tuning using MATLAB/Simulink”, Wiley-IEEE Press, (2020).
- [3]. Moradi M. H., “New techniques for PID controller design”, IEEE Conference on Control Application, Vol.2, pp. 903-908, (2003).
- [4]. Yuken Kogyo, “Basic hydraulics and components”, Pub. ES-100-2, Japan, (2006).
- [5]. Noah D Manring, Roger C. Fales, “Hydraulic control systems”, John Wiley & Sons, (2020).
- [6]. R. Eward, J. Hutter, et al. “Proportional and servo valve technology”, Mannesman Rexroth, Vol. 2, (1989).
- [7]. Alden H. Wright “Genetic algorithms for real parameter optimization”, Elsevier, Vol. 1, (1991)
- [8]. Gregory J. E. Rawlins, “Foundation of genetic algorithms”, Morgan Kaufmann Publishers, (1991).

ABSTRACT

Application of genetic algorithm for balancing control of hydraulic systems on specialized vehicles

The PID controller is widely applied in control problems because of its simple structure and ability of working stable and reliable. In the problem of balancing control of the hydraulic system on a specialized vehicle, a PID controller can be used and determined by the Ziegler - Nichols method. With this controller the system can achieve a steady state, however the parameters of the PID controller need to continue to be calibrated to achieve the optimal values. In this paper, the authors present a method of applying a genetic algorithm in tuning the PID parameters. The simulation results show that the PID controller, after optimization by the genetic algorithm, gives better control quality. The solution presented in the article is applied to the SPU launcher vehicle and achieves good results.

Keywords: Hydraulic system; PID controller; Genetic algorithm.