

NGHIÊN CỨU BỘ ĐIỀU KHIỂN HYBRID PID CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG

RESEARCH A HYBRID PID CONTROLLER FOR AN ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

Hoàng Thăng Bình¹, Trần Thị Thu Hương¹,
Nguyễn Đức Ngọc², Nguyễn Tuấn Anh^{2,*}

DOI: <http://doi.org/10.57001/huih5804.2024.215>

TÓM TẮT

Hệ thống treo có vai trò điều hòa và dập tắt các dao động trên ô tô. Hệ thống treo chủ động có khả năng kiểm soát dao động hiệu quả hơn so với các hệ thống treo bị động thông thường. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất sử dụng thuật toán lai Hybrid PID để điều khiển cho mô hình một phần tư hệ thống treo ô tô. Khác với thuật toán PID truyền thống, thuật toán lai có khả năng hiệu chỉnh các hệ số k_p , k_i và k_d một cách linh hoạt theo các điều kiện dao động cụ thể. Quá trình mô phỏng được thực hiện trong môi trường Matlab-Simulink với ba trường tương ứng với ba loại kích thích mặt đường. Theo kết quả tính toán, các giá trị chuyển vị và gia tốc của thân xe (bao gồm cả giá trị cực đại và giá trị trung bình) đã giảm đáng kể khi áp dụng thuật toán lai. Nhìn chung, thuật toán Hybrid PID giúp đảm bảo hiệu quả dao động tốt hơn so với các thuật toán điều khiển tuyến tính thông thường.

Từ khóa: Hệ thống treo chủ động, Hybrid PID, dao động.

ABSTRACT

The suspension system has the role of regulating and quenching the vibrations in the car. An active suspension system has more effective vibration control than a conventional passive suspension system. In this study, the authors propose to use the Hybrid PID algorithm to control a quarter model of the automobile suspension system. Unlike the traditional PID algorithm, the hybrid algorithm can flexibly adjust the coefficients k_p , k_i , and k_d according to specific vibration conditions. The simulation is performed in the MATLAB-Simulink environment with three cases corresponding to the three types of pavement excitation. According to the calculation results, the displacement and acceleration values of the vehicle body (including the maximum value and the average value) have decreased significantly when applying the hybrid algorithm. The Hybrid PID algorithm ensures better oscillation efficiency than conventional linear control algorithms.

Keywords: Active suspension system, Hybrid PID, oscillation.

¹Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy Lợi

*Email: anhngtu@tlu.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/3/2024

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 25/5/2024

Ngày chấp nhận đăng: 25/6/2024

1. GIỚI THIỆU

Dao động của xe là một chủ đề quan trọng thuộc lĩnh vực động lực học và điều khiển ô tô. Dao động ô tô có ảnh hưởng

lớn tới độ êm dịu và sự thoải mái của hành khách cũng như chất lượng hàng hóa và độ bền kết cấu. Các rung động trên xe được gây ra bởi nhiều nguyên nhân, điển hình như quá trình truyền moment của hệ thống truyền lực, hoạt động của động cơ trong kì nổ, sự tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường hay là các nguyên nhân bên ngoài khác... Trong đó, các kích thích từ mặt đường được xem là nguyên nhân chính gây nên dao động cho ô tô khi tham gia giao thông.

Hệ thống treo được sử dụng để làm giảm các rung động không mong muốn trong quá trình di chuyển của xe. Đối với một hệ thống treo cơ khí thông thường (treo bị động), nó chỉ gồm ba thành phần cơ bản: bộ phận đàn hồi, bộ phận giảm chấn và bộ phận dẫn hướng [1]. Trong đó, độ cứng của bộ phận đàn hồi và bộ phận giảm chấn là không thay đổi. Điều này có thể gây ra sự mất êm dịu trong quá trình dao động, đặc biệt trong một số điều kiện rung động mạnh. Để nâng cao tính năng êm dịu của xe, giải pháp sử dụng hệ thống treo chủ động (treo tích cực) đã và đang được áp dụng trên một số phương tiện hiện đại ngày nay.

Có nhiều nghiên cứu liên quan đến điều khiển hệ thống treo chủ động đã được công bố trong thời gian gần đây. Trong [2], nhóm tác giả Vũ Hải Quân và Lê Hữu Chúc đã giới thiệu việc sử dụng thuật toán toàn phương tuyến tính (LQR) cho mô hình hệ thống treo. Đây là một giải pháp điều khiển cho hệ tuyến tính với các ma trận trạng thái. Thuật toán này cũng được sử dụng trong nghiên cứu của tác giả Vũ Văn Tấn, tuy nhiên có sự kết hợp thêm của một bộ quan sát Kalman [3]. Trong [4], các tác giả sử dụng thuật toán PID truyền thống để điều khiển cho hệ thống treo có xét đến cơ cấu chấp hành thủy lực. Các tham số của bộ điều khiển là cố định trong mọi tình huống dao động. Việc sử dụng thuật toán PID cho hệ thống treo là một giải pháp phù hợp [5, 6], tuy nhiên, cần phải thay đổi linh hoạt các tham số của bộ điều khiển để nâng cao tính thích nghi trong nhiều tình huống. Dựa trên quan điểm này, nhóm tác giả đề xuất sử dụng một thuật toán lai Hybrid PID để kiểm soát hoạt động của hệ thống treo chủ động trong nhiều điều kiện dao động phức tạp khác nhau. Thuật toán lai này là sự kết hợp giữa thuật toán PID cơ bản và giải thuật mờ với chức năng hiệu chỉnh các tham số của bộ điều khiển. Quá trình thiết kế mô hình dao

động và thuật toán điều khiển được mô tả ở các mục tiếp theo của bài báo.

2. MÔ HÌNH VÀ ĐIỀU KHIỂN

2.1. Mô hình hệ thống treo

Mô hình động lực học của hệ thống treo ô tô được sử dụng để mô tả dao động của xe khi di chuyển trên các nền đường mấp mô (hoặc là chịu kích thích từ bên ngoài). Đối với các bài toán điều khiển, mô hình một phần tư (hình 1) thường được sử dụng để kết hợp với các thuật toán điều khiển với mục đích xác định ngưỡng dao động và hiệu năng của bộ điều khiển. Trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất việc thiết lập mô hình một phần tư hệ thống treo với hai bậc tự do.

Sử dụng phương pháp tách hệ nhiều vật và nguyên lý D’Alembert, dao động của ô tô được mô tả thông qua các phương trình sau:

$$F_1^i = F_C + F_K + F_A \tag{1}$$

$$F_2^i = F_{CL} - F_C - F_K - F_A \tag{2}$$

Trong đó:

Lực quán tính của khối lượng được treo:

$$F_1^i = m_1 \times \ddot{\xi}_1 \tag{3}$$

Lực quán tính của khối lượng không được treo:

$$F_2^i = m_2 \times \ddot{\xi}_2 \tag{4}$$

Lực đàn hồi của lò xo:

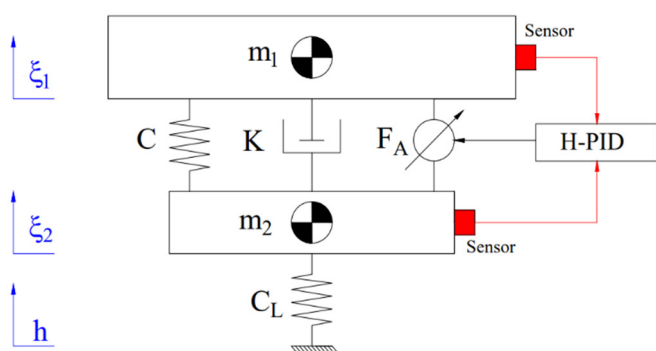
$$F_C = C \times (\xi_2 - \xi_1) \tag{5}$$

Lực cản của giảm chấn:

$$F_K = K \times (\dot{\xi}_2 - \dot{\xi}_1) \tag{6}$$

Lực đàn hồi của lốp:

$$F_{CL} = C_L \times (h - \xi_2) \tag{7}$$



Hình 1. Mô hình một phần tư

Thành phần giảm chấn của lốp là rất nhỏ và thường được bỏ qua trong các bài toán nghiên cứu về dao động ô tô. Lực tác động của cơ cấu chấp hành thủy lực F_A được xác định theo một phương trình vi phân tuyến tính gần đúng như bên dưới [7]:

$$\dot{F}_A = \alpha_1 F_A + \alpha_2 (\dot{\xi}_1 - \dot{\xi}_2) + \alpha_3 u(t) \tag{8}$$

Với: α_i là các hệ số của phương trình tuyến tính gần đúng, ξ_1 và ξ_2 lần lượt là chuyển vị của khối lượng được treo và không được treo, $u(t)$ là tín hiệu điều khiển.

2.2. Thuật toán điều khiển

Trong nghiên cứu này, thuật toán điều khiển lai được sử dụng để kiểm soát hoạt động của hệ thống treo chủ động. Bản chất của thuật toán này là sự kết hợp giữa một bộ điều khiển PID truyền thống và giải thuật mờ (thuật toán thông minh). Theo lý thuyết điều khiển tuyến tính [8], thuật toán PID bao gồm 3 thành phần, tương ứng với ba nhiệm vụ:

+ Thành phần khuếch đại: điều chỉnh độ lớn tín hiệu điều khiển để đưa sai lệch về nhỏ nhất.

+ Thành phần tích phân: tạo tín hiệu điều khiển khi sai lệch vẫn còn tồn tại.

+ Thành phần vi phân: thay đổi tốc độ phản ứng của tín hiệu điều khiển theo tốc độ sai lệch.

Mô hình toán của bộ điều khiển PID được thể hiện dưới dạng phương trình vi phân sau:

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_D \dot{e}(t) \tag{9}$$

Với: $e(t)$ là sai số của hệ điều khiển; $y(t)$ là tín hiệu đầu ra và $y_d(t)$ là tín hiệu đặt mong muốn.

$$e(t) = y(t) - y_d(t) \tag{10}$$

Lấy Laplace cả hai vế của (9), hàm truyền của bộ điều khiển được viết lại dưới dạng:

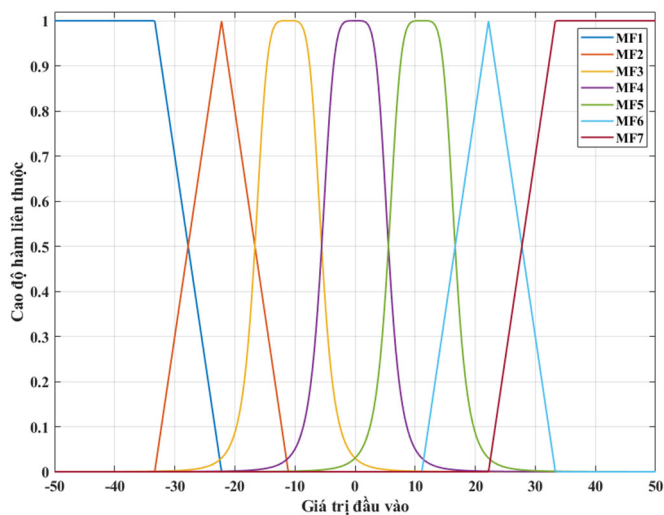
$$R(s) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right) \tag{11}$$

Trong đó:

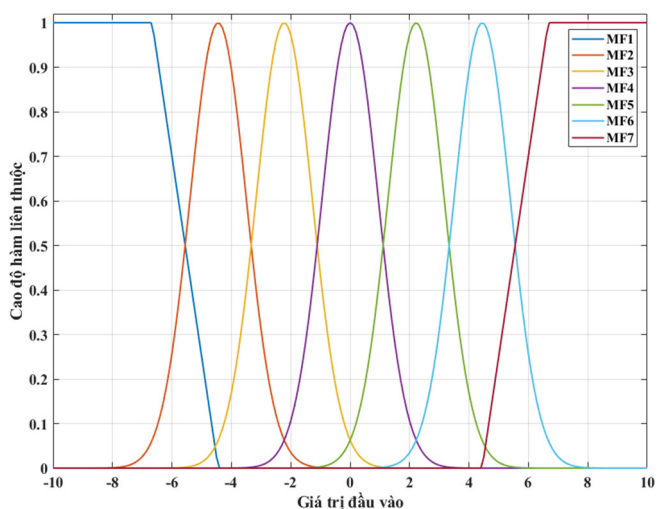
$$T_i = \frac{1}{k_p k_i} \quad \text{và} \quad T_D = k_p k_D$$

Đối với thuật toán điều khiển PID, việc xác định chính xác các hệ số k_p , k_i và k_D là vô cùng quan trọng. Nếu các hệ số điều khiển được lựa chọn một cách phù hợp, hiệu quả làm việc của bộ điều khiển sẽ được đảm bảo. Ngược lại, dao động của xe sẽ bị ảnh hưởng tiêu cực nếu các hệ số này được xác định không chính xác. Hiện nay, có nhiều phương pháp đã và đang được áp dụng để tìm ra các tham số cho bộ điều khiển. Phương pháp thứ nhất là chọn cố định theo kinh nghiệm của người thiết kế. Tuy nhiên, rất khó để đảm bảo hiệu năng của thuật toán theo cách này. Phương pháp thứ hai là sử dụng chức năng Autotuning của Matlab để tìm ra các hệ số phù hợp. Đây là một ứng dụng rất tiện lợi nhưng nó chỉ có thể áp dụng cho các bài toán đơn giản (các bộ điều khiển gián tiếp). Việc sử dụng tính năng này cho các bộ điều khiển trực tiếp như trong bài báo này thì không mang lại hiệu quả cao và có thể dẫn đến việc làm tăng sai số hệ thống. Thứ ba là sử dụng các phương pháp tính toán lý thuyết truyền thống như Ziegler-Nichols I và II. Theo [8], phương pháp Ziegler-Nichols I chỉ áp dụng được cho các hệ có đáp ứng nấc dạng cong chữ "S" trong khi phương pháp Ziegler-Nichols II thì phù hợp cho

các hệ có chế độ biên giới ổn định khi hiệu chỉnh hệ số khuếch đại. Phương án thứ tư là sử dụng một số thuật toán tìm kiếm tối ưu, như là thuật toán bầy đàn (PSO) [9] hay thuật toán di truyền (GA) [10],... Mặc dù các thuật toán kể trên có thể giúp xác định giá trị phù hợp (thậm chí tìm ra giá trị tối ưu khi sử dụng giải thuật PSO hoặc GA) nhưng các giá trị này là cố định trong mọi tình huống ($k_p = \text{const}$; $k_i = \text{const}$; $k_d = \text{const}$), tức là bộ điều khiển chỉ mang lại hiệu quả trong một hoặc một số trường hợp nhất định. Trên thực tế, mỗi tình huống dao động sẽ cần một bộ thông số khác nhau, nếu sử dụng chung một bộ giá trị cho nhiều trạng thái dao động thì sẽ không thể đáp ứng được các yêu cầu về độ êm dịu của xe. Với ý tưởng thay đổi liên tục các tham số của bộ điều khiển để đáp ứng được nhiều điều kiện dao động khác nhau, việc sử dụng thuật toán mờ để chỉnh định các hệ số này là một giải pháp phù hợp. Khi đó, các tham số có thể được chỉnh định linh hoạt theo các điều kiện đầu vào khác nhau. Thuật toán mờ giúp xác định các trạng thái trung gian của hệ mà không phụ thuộc vào mô hình đối tượng.



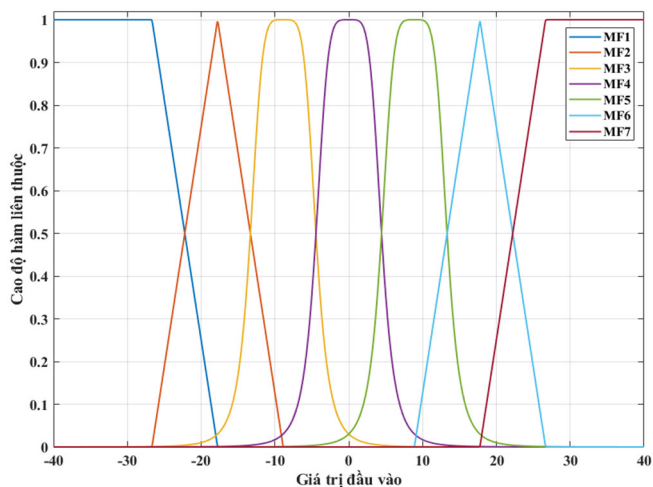
Hình 2. Hàm liên thuộc (k_p)



Hình 3. Hàm liên thuộc (k_i)

Với mục đích nâng cao hiệu quả dao động của hệ thống treo trong các điều kiện khác nhau, nhóm tác giả đề xuất sử

dụng ba hàm liên thuộc tương ứng với ba hệ số như hình 2, 3 và 4. Trục hoành của các hàm liên thuộc là các giá trị đầu vào (chuyển vị và gia tốc thân xe), trục tung thể hiện mức độ đầu ra. Giá trị của các hệ số điều khiển phụ thuộc vào cao độ hàm liên thuộc, hình dạng của hàm liên thuộc và luật mờ.



Hình 4. Hàm liên thuộc (k_D)

Có bốn dạng hàm liên thuộc được sử dụng trong nghiên cứu này, tương ứng với ba hệ số, bao gồm: hàm dạng hình thang, hàm dạng tam giác, hàm dạng hình chuông và hàm dạng Gaussian.

Hàm hình tam giác (TRIMF):

$$\mu(x; a, b, c) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, \frac{c-x}{c-b}\right), 0\right) \quad (12)$$

Hàm hình thang (TRAPMF):

$$\mu(x; a, b, c, d) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, 1, \frac{d-x}{d-c}\right), 0\right) \quad (13)$$

Hàm hình chuông (GBELLMF):

$$\mu(x; a, b, c) = \frac{1}{1 + \left|\frac{x-c}{a}\right|^{2b}} \quad (14)$$

Hàm phân bố Gaussian (GAUSSMF):

$$\mu(x; \sigma, c) = e^{-\frac{(x-c)^2}{2\sigma^2}} \quad (15)$$

Trong đó, các hệ số a, b, c, d, σ lần lượt là các hệ số tương ứng của các hàm [11].

Nghiên cứu này sử dụng một hệ suy luận mờ đơn giản với các mệnh đề R có một đầu vào và một đầu ra, được thể hiện theo (16).

$$\begin{aligned} R_1: & \text{ NẾU } \chi = A_1 \text{ THÌ } \gamma = B_1 \text{ hoặc} \\ R_2: & \text{ NẾU } \chi = A_2 \text{ THÌ } \gamma = B_2 \text{ hoặc} \\ & \dots \\ R_n: & \text{ NẾU } \chi = A_n \text{ THÌ } \gamma = B_n \end{aligned} \quad (16)$$

Với: χ và γ là các biến ngôn ngữ, A và B là các giá trị của các biến ngôn ngữ.

Khi đầu vào đã biết, dựa vào mệnh đề mờ, ta có thể tìm ra được hàm suy luận mờ f , theo (17).

$$\mu_{R_i}(x, y) = f(\mu_{A_i}(x); \mu_{B_i}(y)) \tag{17}$$

Theo công thức Mamdani, hàm suy luận mờ được giải thích như sau:

$$f(\mu_{A_i}(x); \mu_{B_i}(y)) = \text{MIN}(\mu_{A_i}(x); \mu_{B_i}(y)) \tag{18}$$

Thông qua phép toán hợp thành, hàm liên thuộc của cả hệ được xác định theo (19).

$$\mu_R(x, y) = \bigcup_{i=1}^n \mu_{R_i}(x, y) \tag{19}$$

Sau khi bộ điều khiển Hybrid PID đã được thiết kế, quá trình tính toán và mô phỏng sẽ được thực hiện để đánh giá chất lượng của hệ thống.

3. MÔ PHỎNG VÀ TÍNH TOÁN

3.1. Điều kiện mô phỏng

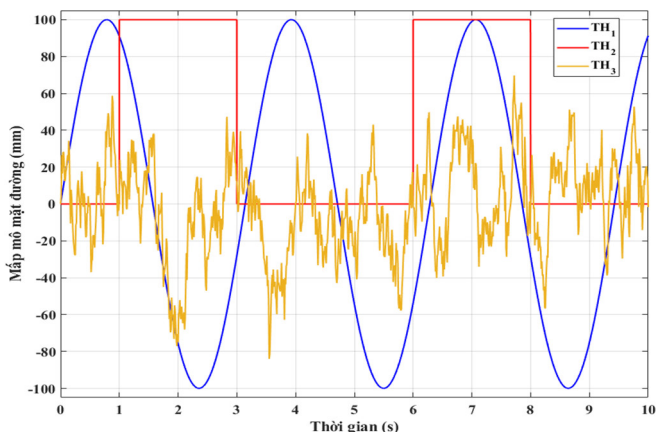
Quá trình mô phỏng số được thực hiện trong môi trường Matlab-Simulink với ba trường hợp cụ thể. Mập mô mặt đường là thông số đầu vào của hệ thống (hình 5), kết quả đầu ra bao gồm chuyển vị và gia tốc thân xe. Các thông số kỹ thuật của ô tô sử dụng cho quá trình mô phỏng được chỉ ra trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật ô tô

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng được treo	m_1	500	kg
Khối lượng không được treo	m_2	50	kg
Độ cứng lò xo	C	44000	N/m
Hệ số cản giảm chấn	K	3900	Ns/m
Độ cứng lớp	C_L	175000	N/m

Có ba dạng kích thích mặt đường chủ yếu được sử dụng trong nghiên cứu này, tương ứng với ba trường hợp tính toán (hình 5), bao gồm:

- + Trường hợp 1: Kích thích tuần hoàn dạng hình sin.
- + Trường hợp 2: Kích thích dạng hàm xung.
- + Trường hợp 3: Kích thích ngẫu nhiên.



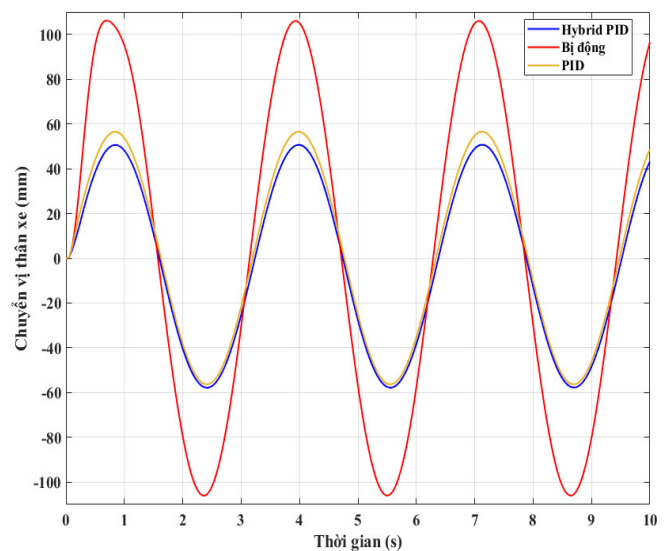
Hình 5. Mập mô mặt đường

3.2. Kết quả và đánh giá

Dao động của ô tô được đánh giá thông qua ba trường hợp. Các giá trị đầu ra thu được bao gồm chuyển vị và gia tốc của thân xe. Các giá trị này được đánh giá dựa trên tiêu chí về độ lớn cực đại và độ lớn trung bình (tính theo tiêu chuẩn RMS).

Trường hợp 1:

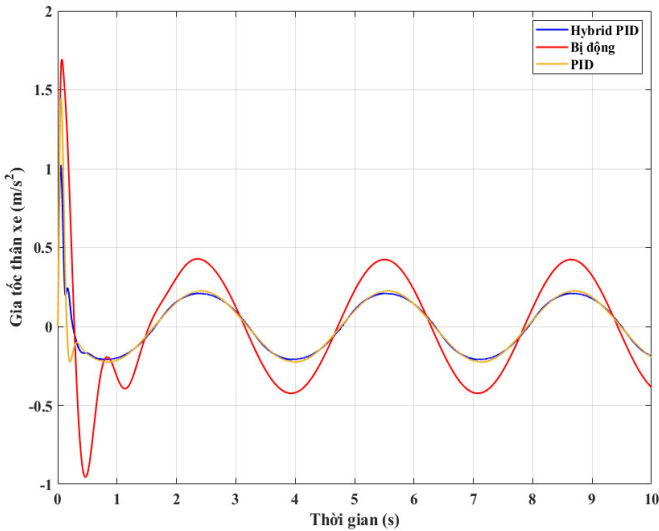
Trong trường hợp đầu tiên, kích thích mặt đường có dạng hình sin được sử dụng. Biên độ của kích thích lên tới 100 (mm) trong khi tần số dao động là không lớn. Sự thay đổi của chuyển vị thân xe theo thời gian được chỉ ra trên hình 6. Theo kết quả này, chuyển vị của khối lượng được treo thay đổi tuần theo quy luật kích thích ban đầu. Đối với hệ thống treo bị động, giá trị của chuyển vị có thể vượt quá 100 (mm), trong khi giá trị đỉnh của dao động khi ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động thì chỉ bằng khoảng một nửa. Xét theo tiêu chí RMS, giá trị trung bình của dao động cho cả ba tình huống: Bị động; PID và Hybrid PID lần lượt là 70,72 (mm); 38,17 (mm) và 36,96 (mm).



Hình 6. Chuyển vị thân xe (TH₁)

Dao động của khối lượng được treo là giá trị quan trọng trong việc đánh giá hiệu quả về độ êm dịu khi di chuyển trên đường. Theo kết quả trên hình 7, gia tốc cực đại của thân xe khi không sử dụng bộ điều khiển có thể lên tới 1,69 (m/s²). Giá trị này được kiểm soát tốt hơn đối với các hệ thống treo chủ động, chỉ còn 1,45 (m/s²) (PID) và 1,02 (m/s²) (Hybrid PID). Xét giá trị trung bình của gia tốc (RMS), có thể dễ dàng nhận thấy rằng thuật toán Hybrid PID giúp đảm bảo mức dao động là nhỏ nhất với 0,19 (m/s²), trong khi giá trị của hai tình huống còn lại là 0,23 (m/s²) và 0,41 (m/s²), tương ứng với PID và bị động.

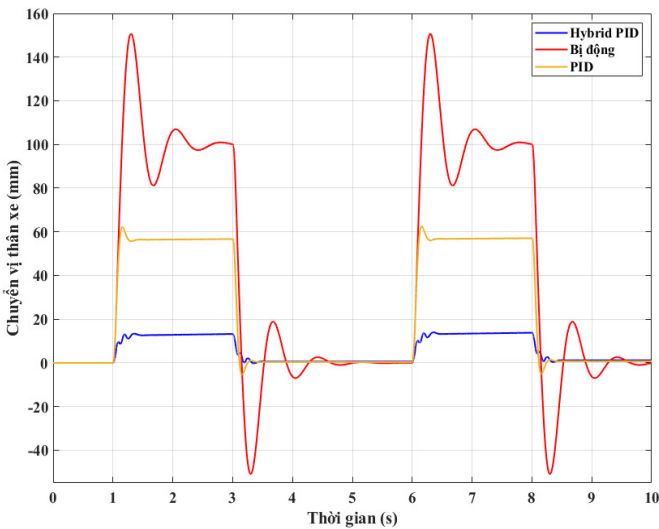
Nhìn chung, trong trường hợp thứ nhất, sự chênh lệch giữa hai tình huống: PID và Hybrid PID là khá nhỏ. Đối với các trường hợp dao động nhỏ, hiệu năng của thuật toán lai chưa thực sự được phát huy. Tuy nhiên, nó vẫn đảm bảo sự khác biệt so với tình huống ô tô chỉ có hệ thống treo cơ khí thông thường.



Hình 7. Gia tốc thân xe (TH₁)

Trường hợp 2:

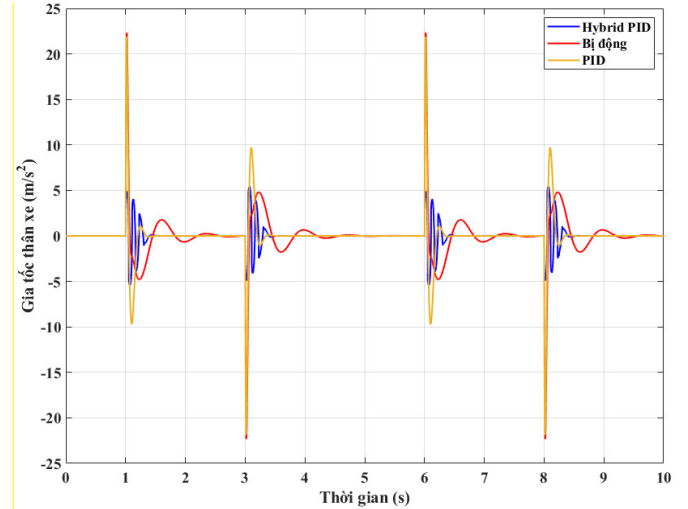
Trong trường hợp thứ hai, mặt mô đường được sử dụng có dạng hàm xung. Đối với dạng kích thích này, dao động của thân xe sẽ lớn hơn bởi vì bánh xe chịu kích thích đột ngột trong thời gian ngắn. Hình 8 mô tả chuyển vị của thân xe tương ứng với hai xung kích thích trong thời gian mô phỏng $t = 10$ (s). Theo kết quả này, giá trị cực đại của thân xe tương ứng với ba tình huống: Bị động; PID và Hybrid PID lần lượt là 150,74 (mm); 62,59 (mm) và 13,97 (mm). So với trường hợp đầu tiên, sự chênh lệch kết quả trong trường hợp thứ hai là rõ ràng hơn, đặc biệt là giữa tình huống PID và Hybrid PID. Bởi vì tình huống kích thích dạng xung không phải là dao động liên tục, do đó không xét đến giá trị RMS của dao động.



Hình 8. Chuyển vị thân xe (TH₂)

Gia tốc thân xe trong trường hợp thứ hai lớn hơn nhiều lần so với trường hợp đầu tiên. Nguyên nhân chính của việc này là do sự tác động đột ngột của các xung kích thích từ mặt đường. Theo kết quả trên hình 9, gia tốc cực đại của tình huống ô tô sử dụng treo bị động và treo chủ động (PID) là tương đương nhau, trong khi giá trị cực đại của tình huống

còn lại (Hybrid PID) thì thấp hơn rất nhiều, chỉ khoảng 5,52 (m/s²). Rõ ràng, độ êm dịu của ô tô có thể được cải thiện tốt hơn nếu áp dụng thuật toán lai trong những tình huống dao động đột ngột.

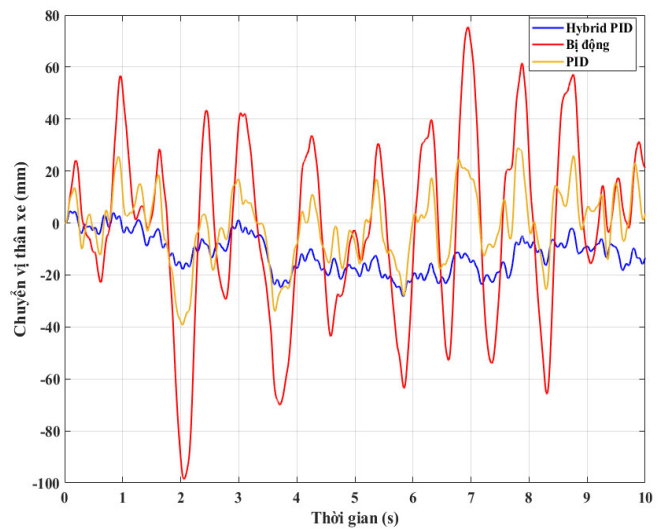


Hình 9. Gia tốc thân xe (TH₂)

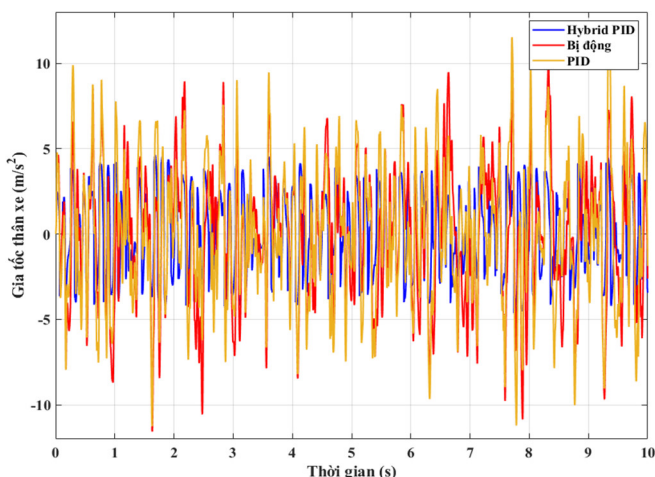
Trường hợp 3:

Trên thực tế, khi xe di chuyển trên đường có thể gặp phải rất nhiều các kích thích có biên độ và tần số khác nhau, được gọi chung là kích thích ngẫu nhiên. Các kích thích dạng ngẫu nhiên thường gây ra sự mất êm dịu trong một khoảng thời gian dài và làm ảnh hưởng đến sự tiện nghi của hành khách trên xe. Nhờ vào hệ thống treo chủ động, độ êm dịu của xe có thể được cải thiện tốt hơn.

Theo kết quả được mô tả trên hình 10, chuyển vị cực đại và trung bình của tình huống ô tô sử dụng treo cơ khí có thể lên tới 98,51 (mm) và 35,44 (mm). Đối với hệ thống treo chủ động được điều khiển bởi thuật toán PID thông thường, giá trị này giảm xuống còn 39,24 (mm) và 14,40 (mm). Nếu các hệ số của thuật toán PID thông thường được hiệu chỉnh bởi một thuật toán mờ, hiệu quả hoạt động của hệ thống sẽ tốt hơn, giảm mạnh còn 28,30 (mm) và 13,61 (mm).



Hình 10. Chuyển vị thân xe (TH₃)



Hình 11. Gia tốc thân xe (TH₃)

Gia tốc thân xe trong trường hợp thứ ba thay đổi liên tục theo thời gian (hình 11). Giá trị đỉnh của gia tốc trong hai trường hợp Bị động và PID thì tương đương nhau, đạt 11,56 (m/s²) và 12,11 (m/s²). Thậm chí, giá trị cực đại của gia tốc khi sử dụng bộ điều khiển PID truyền thống còn lớn hơn so với tình huống không có bộ điều khiển. Điều này có thể gây ảnh hưởng xấu đến độ êm dịu của xe. Ngược lại, giá trị đỉnh của gia tốc chỉ đạt 4,71 (m/s²) một khi hiệu chỉnh các thông số của bộ điều khiển bằng thuật toán mờ. Giá trị trung bình tương ứng với ba tình huống lần lượt đạt 4,32 (m/s²); 4,60 (m/s²) và 2,98 (m/s²).

Các kết quả của quá trình mô phỏng được tóm tắt trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả mô phỏng

	Hybrid PID	Bị động	PID
TH₁			
Chuyển vị lớn nhất (mm)	57,84	106,16	56,50
Chuyển vị trung bình (mm)	36,96	70,72	38,17
Gia tốc lớn nhất (m/s ²)	1,02	1,69	1,45
Gia tốc trung bình (m/s ²)	0,19	0,41	0,23
TH₂			
Chuyển vị lớn nhất (mm)	13,97	150,74	62,59
Chuyển vị trung bình (mm)			
Gia tốc lớn nhất (m/s ²)	5,52	22,35	21,89
Gia tốc trung bình (m/s ²)			
TH₃			
Chuyển vị lớn nhất (mm)	28,30	98,51	39,24
Chuyển vị trung bình (mm)	13,61	35,44	14,40
Gia tốc lớn nhất (m/s ²)	4,71	11,56	12,11
Gia tốc trung bình (m/s ²)	2,98	4,32	4,60

4. KẾT LUẬN

Mặt mô đường là nguyên nhân chính tạo ra dao động cho xe. Dao động trên ô tô có thể gây ra nhiều ảnh

hưởng tiêu cực tới sức khỏe của hành khách cũng như chất lượng của hàng hóa khi di chuyển trên đường. Hệ thống treo được sử dụng để điều hòa và dập tắt các dao động không mong muốn.

Bài báo này đề xuất việc thiết kế một thuật toán lai (Hybrid PID) để điều khiển cho hệ thống treo chủ động. Các thông số của bộ điều khiển PID có thể được hiệu chỉnh linh hoạt thông qua một thuật toán mờ. Theo kết quả mô phỏng, giá trị của chuyển vị và gia tốc thân xe đã giảm đáng kể (cả giá trị đỉnh và giá trị trung bình) khi sử dụng thuật toán lai. Nhìn chung, hiệu năng của hệ thống treo có thể được cải thiện tốt hơn nếu các giá trị tham số được điều chỉnh một cách phù hợp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyen Khac Trai, Nguyen Trong Hoan, Ho Huu Hai, Pham Huy Huong, Nguyen Van Chuong, Trinh Minh Hoang, *Ket cau o to*. Bach khoa Publishing House, Hanoi, 2020.
- [2]. Vu Hai Quan, Le Huu Chuc, "Simulation and control of active suspension for a full car model," *Journal of Science and Technology, Hanoi University of Industry*, 56, 2, 84-89, 2020.
- [3]. Vu Van Tan, "Optimal controller design for active suspension system on cars," *TNU Journal of Science and Technology*, 225, 13, 107-113, 2020. <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.3559>
- [4]. Tran Thi Thu Huong, Nguyen Tuan Anh, Nguyen Manh Long, "Simulation oscillation of active suspension system considering the effect of the hydraulic actuator," *University of Danang - Journal of Science and Technology*, 20, 5, 23-26, 2022.
- [5]. Nguyen Duc Ngoc, Nguyen Tuan Anh, Dang Ngoc Duyen, "Evaluation of the efficiency of a semi-active suspension system with PID algorithm," *Journal of Water resources & Environmental engineering*, 81, 3-10, 2022.
- [6]. Vu Hai Quan, Nguyen Anh Ngoc, Nguyen Huy Truong, "Dynamic analysis of active suspension system for 1/4 model vehicle using PID and LQR controller," *Journal of Marine Science and Technology*, 10, 229-233, 2021.
- [7]. R. Bai, D. Guo, "Sliding-Mode Control of the Active Suspension System with the Dynamics of a Hydraulic Actuator," *Complexity*, 2018. <https://doi.org/10.1155/2018/5907208>
- [8]. Nguyen Doan Phuoc, *Co so ly thuyet dieu khien tuyen tinh*. Bach khoa Publishing House, Hanoi, 2020.
- [9]. W. H. Al-Mutar, T. Y. Abdalla, "Quarter Car Active Suspension System Control Using PID Controller tuned by PSO," *Iraqi Journal for Electrical And Electronic Engineering*, 11, 151-158, 2015. <https://doi.org/10.37917/ijeee.11.2.1>
- [10]. H. Metered, W. Abbas, A. S. Emam, "Optimized Proportional Integral Derivative Controller of Vehicle Active Suspension System Using Genetic Algorithm," *SAE Technical Paper*, 2018. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1399>
- [11]. Nguyen Hoai Nam, Nguyen Thu Ha, *Dieu khien mo va mang no-ron (Tap 1: Co so he mo va mang no-ron)*. Bach khoa Publishing House, Hanoi, 2021.

AUTHORS INFORMATION

Hoang Thang Binh¹, Tran Thi Thu Huong¹, Nguyen Duc Ngoc², Nguyen Tuan Anh²

¹School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Vietnam

²Faculty of Mechanical Engineering, Thuyloi University, Vietnam