

# Sử dụng bộ điều khiển PID để thiết kế cho hệ thống treo chủ động trên ô tô

## Using a PID controller to design an active suspension system in a car

### Lưu Đức Lịch

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng

Tác giả liên hệ: ldlich@dut.udn.vn

Ngày nhận bài: 4/3/2024; Ngày chấp nhận đăng: 15/5/2024

### Tóm tắt:

Hệ thống treo chủ động được áp dụng trên các phương tiện ô tô nhằm cải thiện tính ổn định và thuận tiện trong quá trình di chuyển. Nó bao gồm bộ chấp hành thủy lực hoạt động hai chiều, liên kết giữa phần treo và không treo, bộ điều khiển cùng các cảm biến. Bộ điều khiển được thiết kế để phát tín hiệu tới bộ chấp hành, tạo ra lực tương tác giữa phần treo và không treo, qua đó, cải thiện được sự êm ái khi xe di chuyển. Tuy nhiên, khả năng tạo ra lực của bộ chấp hành thủy lực có hạn, vì vậy, bộ điều khiển cần được thiết kế để tín hiệu gửi đến bộ chấp hành nằm trong phạm vi phản ứng của nó. Trong bài báo này, tác giả sử dụng kỹ thuật Anti-Windup cùng bộ điều khiển PID để điều khiển hệ thống treo chủ động. Bộ điều khiển được mô phỏng trên mô hình dao động một phần tư của ô tô. Kết quả mô phỏng cho thấy hệ thống treo chủ động cải thiện đáng kể về độ êm dịu và an toàn chuyển động so với hệ thống treo bị động.

**Từ khóa:** Điều khiển PID; Động lực học ô tô; Độ êm dịu; An toàn chuyển động; Hệ thống treo chủ động.

### Abstract:

An active suspension system is applied in vehicles to enhance stability and comfort during movement. It consists of a bidirectional hydraulic actuator that connects suspended and unsuspended parts, a controller, and various sensors. The controller was designed to send signals to the actuator, generating interaction forces between the suspended and unsuspended parts to improve ride comfort. However, the actuator's ability to generate force is limited; therefore, the controller must be designed to ensure that the signals sent to the actuator are within its response range. In this study, the authors utilized anti-windup techniques along with a PID controller to regulate the active suspension system. This controller was simulated on a quarter-car oscillation model. The simulation results show that the active suspension system significantly improves smoothness and motion safety compared with the passive suspension system.

**Keywords:** PID control; Automotive dynamics; Smoothness; Safe movement of cars; Active suspension system.

### 1. Giới thiệu

Ô tô là một hệ dao động nằm trong mối liên hệ chặt chẽ với đường có biên dạng phức tạp. Dao động của ô tô, không những ảnh hưởng đến con người và hàng hoá chuyên chở, độ bền của các cụm tổng thành, độ an toàn chuyển động của ô tô còn ảnh hưởng đến tuổi thọ của đường [1]. Hệ thống treo trên ô tô được sử dụng để phân tách dao động của thân xe khỏi sự biến đổi của

bề mặt đường và đảm bảo rằng bánh xe luôn tiếp xúc với bề mặt đường khi di chuyển. Hai mục tiêu này tương ứng với hai tiêu chí chất lượng của hệ thống treo: Độ êm dịu và an toàn chuyển động [2]. Với hệ thống treo bị động, để đạt được mục tiêu về độ êm dịu thì độ cứng của hệ thống treo cần được giảm xuống, tuy nhiên, việc giảm độ cứng này có thể dẫn đến va đập giữa trục xe và thân xe, từ đó, giảm tính ổn định

của ô tô. Cho nên, trong quá trình thiết kế hệ thống treo không chủ động, độ cứng và hệ số giảm chấn phải được lựa chọn nhằm đảm bảo cân bằng giữa hai mục tiêu trên.

Hệ thống treo điều khiển trên ô tô đáp ứng được yêu cầu nâng cao độ êm dịu và an toàn khi di chuyển. Hệ thống này được phân thành hai loại chính: Hệ thống treo bán chủ động và hệ thống treo toàn chủ động. Trong hệ thống treo bán chủ động được nghiên cứu trong [3], [4], [5], hệ thống treo sử dụng giảm chấn điện từ thay vì giảm chấn bị động thông thường. Khi có tín hiệu dòng điện được cung cấp đến các bản cực bên trong của giảm chấn, một từ trường được tạo ra xung quanh các bản cực, làm thay đổi trật tự sắp xếp của các hạt sắt bên trong có thể điều chỉnh để thay đổi hệ số cản, từ đó, lực tương tác giữa thân xe và trục xe có thể thay đổi [6]. Tuy nhiên, điều này, vẫn phụ thuộc vào sự di chuyển tương đối giữa hai khối lượng. Một phương án thay thế khác là điều chỉnh độ cứng của bộ phận đàn hồi bằng cách sử dụng lò xo khí nén thay cho lò xo kim loại truyền thống. Độ cứng của lò xo khí nén có thể linh hoạt được điều chỉnh dựa trên việc cung cấp khí nén vào các khoang của lò xo [7], [8], [9]. Quá trình cung cấp khí tự động hóa hoàn toàn thông qua việc điều khiển các van điện từ mở và đóng. Do đó, hệ thống này còn được gọi là hệ thống treo khí nén và thường được trang bị trên các dòng xe ô tô con cao cấp hoặc xe khách cỡ lớn. Mặc dù, hệ thống treo khí nén mang lại hiệu quả về độ êm dịu lớn hơn so với hệ thống treo bán chủ động, nhưng giá thành vẫn rất cao và không gian lắp đặt thường hạn chế đối với các dòng xe cỡ nhỏ.

Một cách tiếp cận khác được áp dụng để cải thiện dao động của ô tô là sử dụng hệ thống treo chủ động kết hợp với cơ cấu chấp hành thủy lực. Hệ thống treo toàn chủ động tích hợp một bộ phận chấp hành thủy lực hoạt động hai chiều giữa thân xe và trục xe, cho phép kiểm soát cả giá trị và hướng của lực tương tác. Vấn đề cần giải quyết với hệ thống treo chủ động là thiết kế bộ điều khiển để đảm bảo độ êm dịu và an toàn

khi di chuyển trong các điều kiện biến động từ mặt đường không xác định và với sự hạn chế về khả năng sinh lực của bộ phận chấp hành.

Trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất sử dụng bộ điều khiển PID kết hợp với kỹ thuật Anti-Windup để điều khiển hệ thống treo chủ động. Sau đó, mô hình một phần tư ô tô được mô phỏng trên phần mềm MATLAB Simulink. Kết quả của mô phỏng được so sánh với mô hình ô tô sử dụng hệ thống treo bị động và hệ thống treo sử dụng bộ điều khiển PID để đánh giá hiệu quả của phương pháp đề xuất.

Phần còn lại của bài báo được sắp xếp như sau: Phần 2 xây dựng mô hình toán học hệ thống treo chủ động; phần 3 trình bày chi tiết về phương pháp kiểm soát, điều khiển hệ thống treo chủ động; phần 4, trình bày kết quả mô phỏng và phân tích đánh giá. Cuối cùng, đưa ra một số kết luận và hướng nghiên cứu tiếp theo.

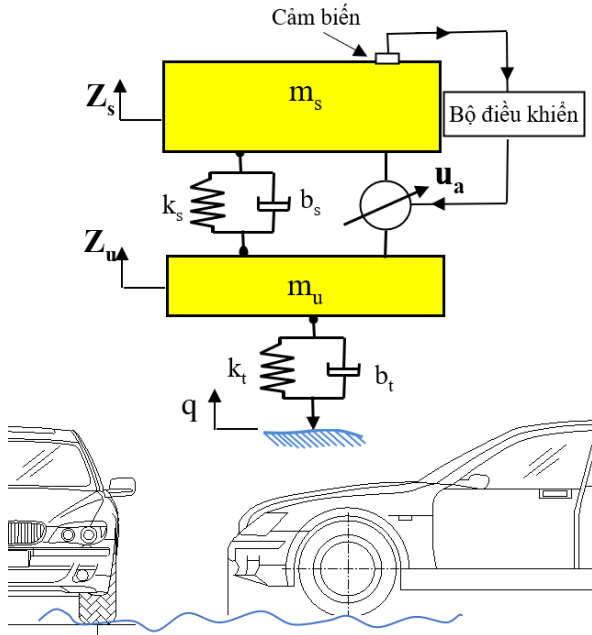
## 2. Xây dựng mô hình toán học hệ thống treo chủ động

Hệ thống treo chủ động bổ sung bộ chấp hành vào các bộ phận bị động của hệ thống treo, mô hình dao động một phần tư ô tô với hệ thống treo chủ động thể hiện như trong Hình 1. Ưu điểm của hệ thống này là ngay khi bộ phận chấp hành chủ động hoặc hệ thống điều khiển bị hỏng, các bộ phận bị động vẫn hoạt động. Sử dụng phương trình Lagrange loại 2, thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của hệ:

$$m_s \ddot{z}_s + b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = u_a \quad (1)$$

$$m_u \ddot{z}_u - b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) + k_t (z_u - q) + b_t (\dot{z}_u - \dot{q}) = -u_a \quad (2)$$

Trong đó,  $m_s$  là khối lượng được treo;  $m_u$  là khối lượng không được treo;  $k_s, b_s$  là độ cứng và hệ số cản giảm chấn thụ động của hệ thống treo;  $k_t, b_t$  là độ cứng và hệ số cản nhớt của lốp. Hệ có hai bậc tự do  $z_s, z_u$  là dịch chuyển theo phương thẳng đứng của thân xe và trục xe, và chiều cao mấp mô biến dạng mặt đường.



**Hình 1.** Mô hình một phần tư ô tô với hệ thống treo chủ động.

Lực tác động được sinh ra bởi cơ cấu chấp hành thủy lực được mô tả bởi các hàm phi tuyến [10], bộ phận chấp hành với khả năng sinh lực nằm trong giới hạn  $[u_a^{upper}, u_a^{lower}]$ . Lưu ý rằng, nếu lực điều khiển thì phương trình (1), (2) trở thành phương trình của hệ treo thụ động.

Coi  $u_a$  là đầu vào điều khiển, biểu diễn không gian trạng thái của phương trình (1), (2) trở thành:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (3)$$

$$\dot{z}_2 = -\frac{1}{m_s} [b_s (z_1 - z_3) + k_s (z_2 - z_4) + u_a] \quad (4)$$

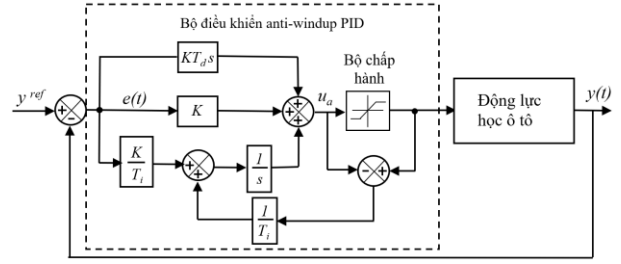
$$\dot{z}_3 = z_4 \quad (5)$$

$$\dot{z}_4 = -\frac{1}{m_s} [b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) - k_t (z_u - z_r) - b_t (\dot{z}_u - \dot{z}_r) - u_a]$$

Ở đây,  $z_1 = z_s$ ,  $z_2 = \dot{z}_s$ ,  $z_3 = z_u$  và  $z_4 = \dot{z}_u$

### 3. Thiết kế bộ điều khiển PID cho hệ thống treo chủ động

Sơ đồ khối của hệ thống điều khiển PID cho hệ thống treo, bộ phận chấp hành bị giới hạn, được minh họa trong Hình 2, bao gồm ba khối chính: Bộ điều khiển PID, bộ chấp hành thủy lực và đối tượng điều khiển là mô hình hệ thống treo.



**Hình 2.** Sơ đồ khối hệ thống điều khiển Anti-Windup PID.

Trong đó, đại lượng đầu ra quan tâm của hệ thống là gia tốc dao động của thân xe  $y(t)$ ,  $y^{ref}(t)$  là giá trị đặt mong muốn của đầu ra hệ thống. Để tăng tính êm dịu cho chuyển động của ô tô, giá trị mong muốn là  $y^{ref}(t) = 0, \forall t > 0$ , hay có nghĩa là điều khiển ổn định gia tốc thân xe.  $e(t)$  là sai số giữa đầu ra và giá trị mong muốn của hệ thống điều khiển.

$$e(t) = y^{ref}(t) - y(t) \quad (7)$$

Nhằm nâng cao chất lượng điều khiển, bộ điều khiển phải được thiết kế đảm bảo giá trị lực điều khiển được yêu cầu nằm trong khả năng đáp ứng của bộ phận chấp hành (Anti-Windup). Sơ đồ bộ điều khiển Anti-Windup PID thể hiện trên Hình 3. Bộ điều khiển Anti-Windup PID sử dụng mạch phản hồi tác dụng vào khâu tích phân trong bộ điều khiển PID khi bộ điều khiển yêu cầu lực điều khiển nằm ngoài khả năng đáp ứng của bộ phận chấp hành. Luật điều khiển Anti-Windup PID có thể viết như sau:

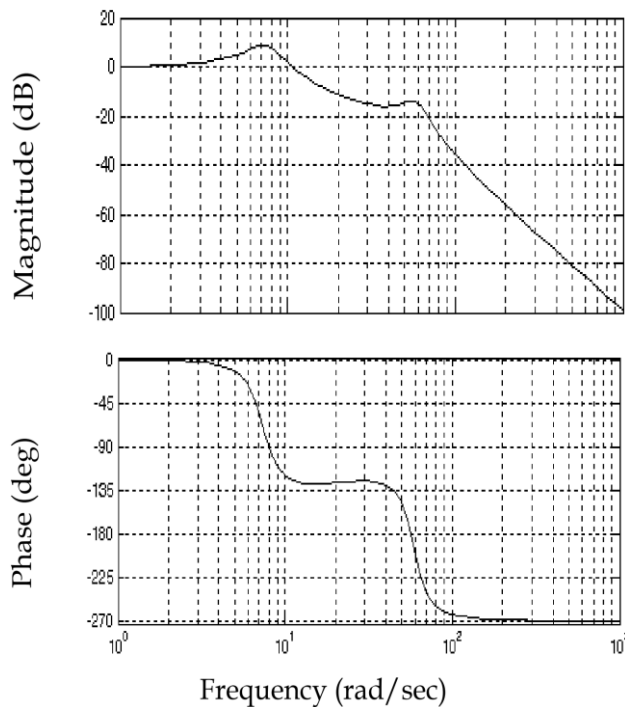
$$u(t) = \left( K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \right) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e_a(\tau) d\tau \quad (8)$$

Với,  $K_p$  là hệ số khuếch đại tỷ lệ,  $T_i$  và  $T_d$  lần lượt là hằng số thời gian tích phân và đạo hàm của bộ điều khiển PID.  $T_i$  là hằng số thời gian của phản hồi Anti-Windup, thường được chọn lớn hơn  $T_d$  và nhỏ hơn  $T_i$ ,  $e_a(t)$  là sai lệch giữa đầu ra của bộ phận chấp hành và đầu ra của bộ điều khiển,  $e_a(t) = F_a(t) - u_a(t)$ . Đầu ra của bộ phận chấp hành không đo được nên áp dụng mô hình hóa thông qua xây dựng mô hình toán của bộ

phận chấp hành. Lực yêu cầu của bộ điều khiển  $u_a$  và lực do bộ phận chấp hành sinh ra  $F_a$  có mối quan hệ như sau:

$$F_a(t) = \begin{cases} u_a(t) & \text{khi } u_a^{lower} < u(t) < u_a^{upper} \\ u_a^{lower} & \text{khi } u(t) < -u_a^{lower} \\ u_a^{upper} & \text{khi } u(t) > u_a^{upper} \end{cases} \quad (9)$$

Các giá trị biên độ khuếch đại và biên độ pha thu được từ biểu đồ đáp ứng tần số dịch chuyển của thân xe sử dụng hệ thống treo bị động, như thể hiện trong Hình 3 và 4, được sử dụng để xác định các tham số điều chỉnh của bộ điều khiển PID cho mô hình hệ thống treo một phần tư. Quy tắc điều chỉnh Ziegler-Nichols được sử dụng để xác định khuếch đại tỷ lệ, tốc độ đặt lại và thời gian đạo hàm của của bộ điều khiển PID. Quá trình lựa chọn các tham số điều khiển để đáp ứng những yêu cầu về hiệu suất cụ thể được gọi là việc điều chỉnh bộ điều khiển. Zeigler và Nichols đã đề xuất các quy tắc để điều chỉnh các bộ điều khiển PID (nghĩa là thiết lập các giá trị  $K_p$ ,  $T_i$  và  $T_d$ ) dựa trên các phản ứng bước thực nghiệm hoặc dựa trên các giá trị của  $K_p$  dẫn đến sự ổn định biên khi chỉ sử dụng hành động

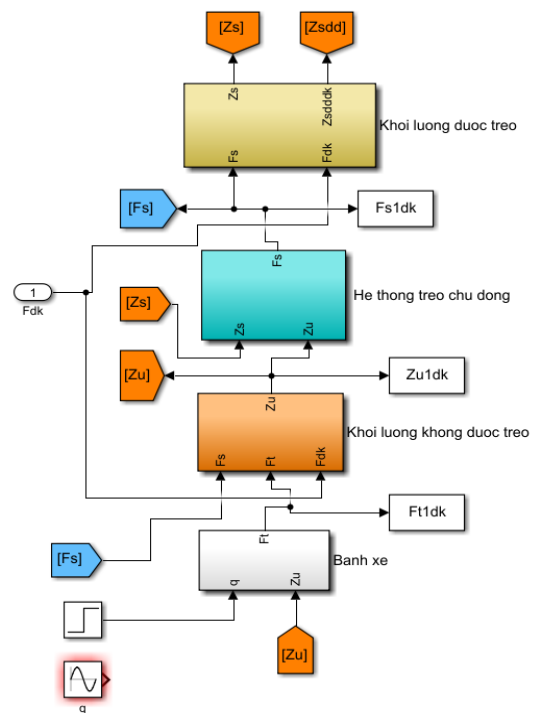


Hình 3. Đồ thị Bode của hệ thống treo bị động.

điều khiển tỷ lệ. Quy tắc Zeigler-Nichols được trình bày ngắn gọn tại [11], trong đó, mối quan hệ các tham số của bộ điều khiển PID như sau:  $K_p = 0,6K_{cr}$ ,  $T_i = 0,5K_{cr}$ ,  $T_d = 0,125K_{cr}$ , với  $K_{cr}$  là hệ số được xác định thực nghiệm. Dựa vào phương pháp xác định tham số bộ điều khiển PID [11], kết quả thu được như sau:  $K_p = 120$ ,  $T_i = 0.15$  và  $T_d = 0.00018$ .

#### 4. Kết quả mô phỏng

Nghiên cứu này sử dụng phương pháp mô phỏng số để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo chủ động. Sơ đồ Simulink của hệ thống treo chủ động được xây dựng và phân tích bằng phần mềm MATLAB như trong Hình 4. Đầu vào của bài toán mô phỏng là kích thích từ mặt đường (nguyên nhân chính gây nên rung động), đầu ra là các giá trị liên quan đến độ êm dịu gồm chuyển vị và gia tốc thân xe, tính an toàn (tải trọng động). Thuật toán điều khiển Anti-Windup PID cho hệ thống treo chủ động được áp dụng vào mô hình dao động một phần tư xe với kích thích dạng hình bậc và dạng hình sin. Thông số mô hình trình bày tại Bảng 1.



Hình 4. Sơ đồ mô phỏng trong Simulink.

**Bảng 1.** Các thông số kỹ thuật của ô tô [12].

Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
$m_s$	290	kg
$m_u$	59	kg
$k_s, k_t$	190000, 16812	N/m
$b_s, b_t$	100, 0	N.s/m
$F_s^{lower}, F_s^{upper}$	-200, 200	N

• Kích thích mặt đường dạng hình bậc

Kết quả mô phỏng với kích thích dạng bậc thể hiện trên Hình 5, 6, 7 và 8, với chiều cao mấp mô 0.10 m. Đầu ra bộ điều khiển  $u_a(t)$  và đầu ra của bộ phận chấp hành  $F_a(t)$  tương đối trùng nhau tại Hình 6. Tại thời điểm 3s và 3.4s, giá trị đầu ra của bộ điều khiển vượt quá khả năng đáp ứng của bộ phận chấp hành, tuy nhiên, sự chênh lệch không lớn và nhanh chóng được xác lập phạm vi đáp ứng của bộ phận chấp hành.

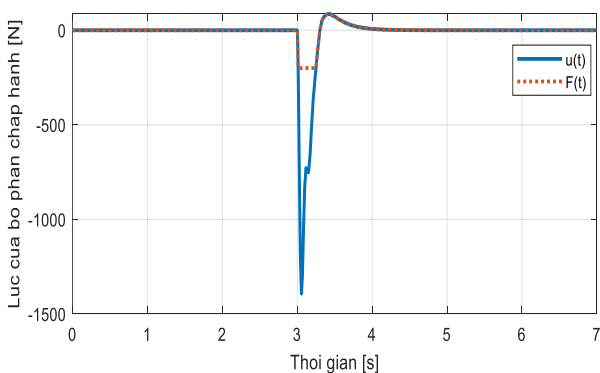
Hình 5, 6 và 7 còn thể hiện gia tốc thân xe, độ dịch chuyển thân xe và tải trọng động tác dụng xuống nền đường của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động tương ứng.

Gia tốc của thân xe là thông số quan trọng giúp đánh giá độ êm dịu của ô tô khi rung động. Gia tốc được so sánh giữa hai loại hệ thống treo

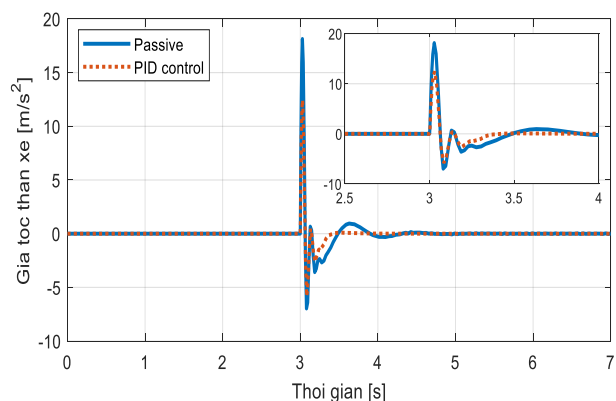
trong điều kiện xem xét cả giá trị lớn nhất. Theo Hình 6, giá trị đỉnh của gia tốc khối lượng được treo có thể đạt tới  $18 \text{ m/s}^2$ , nếu ô tô chỉ sử dụng hệ thống treo bị động. Nhờ vào việc sử dụng thuật toán điều khiển PID, dao động của ô tô được đảm bảo tốt hơn, mang lại tính tiện nghi cao cho người sử dụng.

Giá trị của chuyển vị trong Hình 7 khi xe sử dụng hệ thống treo bị động lớn hơn nhiều so với treo chủ động. Giá trị lớn nhất đạt được trong trường hợp này là 0.075 m ứng với tình huống bị động và 0.06 m cho tình huống chủ động.

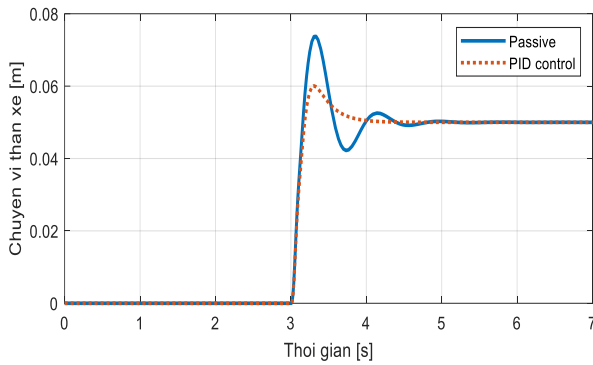
Tương tự như chuyển vị và gia tốc thân xe, tải trọng động sử dụng hệ thống treo chủ động giảm nhiều so với ô tô sử dụng hệ thống treo cơ khí truyền thống. Điều này làm giảm hư hỏng mặt đường, tăng tuổi thọ, đảm bảo an toàn chuyển động cho xe.



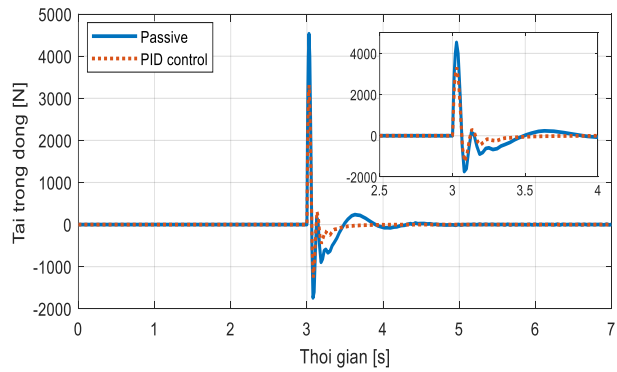
**Hình 5.** Lực phát động của bộ phận chấp hành.



**Hình 6.** Gia tốc thân xe sử dụng kích thích dạng bậc.



**Hình 7.** Chuyển vị thân xe sử dụng kích thích dạng bậc.



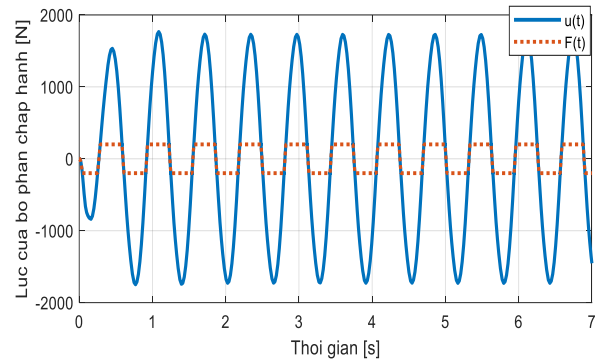
**Hình 8.** Tải trọng động sử dụng kích thích dạng bậc.

• Kích thích mặt đường dạng hình bậc sin

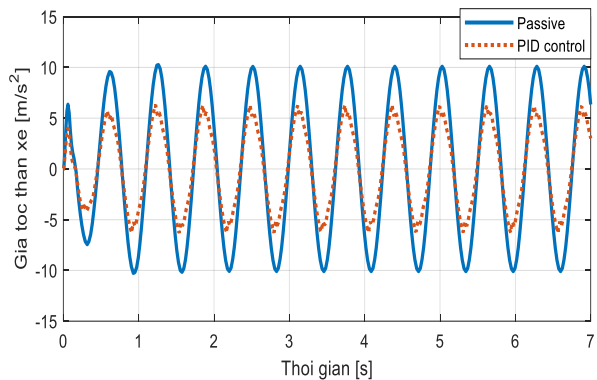
Kết quả mô phỏng với kích thích dạng sin thể hiện trên Hình 9, 10, 11 và 12 với kích thích dạng hình bậc, biên độ 0.1 m. Đầu ra bộ điều khiển  $u_a(t)$  và đầu ra của bộ phận chấp hành  $F_a(t)$  đáp ứng điều kiện (9). Hình 10, 11 và 12 thể hiện gia tốc thân xe, độ dịch chuyển thân xe và tải trọng động của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động tương ứng.

Gia tốc được so sánh giữa hai loại hệ thống treo trong điều kiện xem xét cả giá trị lớn nhất. Theo hình 10, giá trị gia tốc lớn nhất của khối lượng được treo có thể đạt tới  $10 \text{ m/s}^2$  cho trường hợp ô tô chỉ sử dụng hệ thống treo bị động, trong khi hệ thống treo chủ động có giá trị lớn nhất là  $5.2 \text{ m/s}^2$ . Việc sử dụng thuật toán điều khiển PID cho hệ thống treo chủ động được đảm bảo tốt hơn, mang lại tính tiện nghi cao cho người sử dụng. Giá trị của chuyển vị trong Hình 11, khi xe sử dụng hệ thống treo bị động lớn hơn nhiều so với treo chủ động. Giá trị lớn nhất đạt được trong trường hợp này là 0.1 m ứng với tình huống bị động và 0.052 m cho trường hợp sử dụng hệ thống treo chủ động.

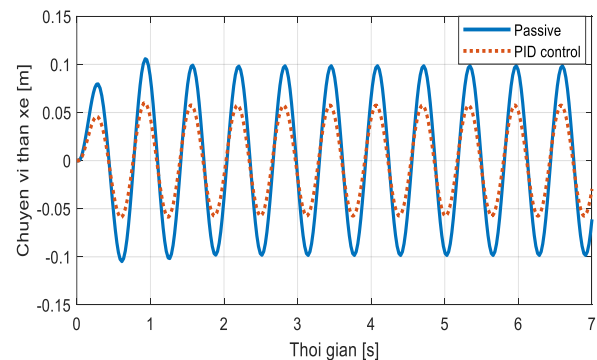
Tương tự như chuyển vị và gia tốc thân xe, tải trọng động trong Hình 12 sử dụng hệ thống treo chủ động giảm nhiều so với ô tô sử dụng hệ thống treo cơ khí truyền thống. Điều này làm giảm hư hỏng mặt đường, tăng tuổi thọ, đảm bảo an toàn chuyển động cho xe.



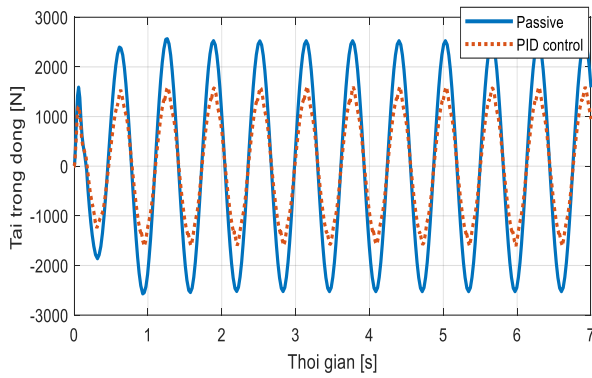
**Hình 9.** Lực phát động của bộ phận chấp hành.



**Hình 10.** Gia tốc thân xe sử dụng kích thích dạng hình sin.



**Hình 11.** Chuyển vị thân xe sử dụng kích thích dạng hình sin.



**Hình 12.** Tải trọng động sử dụng kích thích dạng hình sin.

Như vậy, nhờ vào việc sử dụng hệ thống treo chủ động với thuật toán PID, gia tốc, chuyển vị của thân xe, tải trọng động đã cải thiện đáng kể so với hệ thống treo bị động.

## 5. Kết luận

Bài báo đã trình bày việc xây dựng phương trình toán học của mô hình dao động một phần tư ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động, thiết kế bộ điều khiển Anti-Windup PID và tiến hành mô phỏng dao động của mô hình một phần tư xe với hệ thống treo chủ động. Từ kết quả mô phỏng cho thấy, hệ thống treo chủ động sử dụng bộ điều khiển Anti-Windup PID, giá trị cực đại và giá trị trung bình của chuyển vị và gia tốc thân xe đều giảm đáng kể, do đó, độ êm dịu được cải thiện hơn. Bên cạnh đó, sự tương tác giữa bánh xe và mặt đường được đảm bảo tốt hơn khi áp dụng thuật toán này, tăng tính an toàn khi di chuyển. Vì vậy, sự ổn định và tính tiện nghi của ô tô đã được cải thiện tốt hơn.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, tác giả tập trung thiết kế hệ thống treo chủ động sử dụng thuật toán dự đoán MPC, trí tuệ nhân tạo.

## Tài liệu tham khảo

- [1] L. V. Tuấn, *Lý thuyết ô tô*, Hà Nội, Việt Nam: NXB GD VN, 2019.
- [2] N. K. Trai, *Kết cấu ô tô*, Hà Nội, Việt Nam: NXB BK HN, 2020.
- [3] F. Jia, H. Jing, Z. Liu, and M. Gu, “Cooperative control of yaw and roll motion for in-wheel

motor vehicle with semi-active suspension,” *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D: Journal of Automob. Eng.*, vol. 236, no. 1, pp. 3-15, 2022, doi: 10.1177/095440702110208.

- [4] X. Ma, P. K. Wong and J. Zhao, “Practical multi-objective control for automotive semi-active suspension system with nonlinear hydraulic adjustable damper,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 117, pp. 667–688, 2019, doi: 10.1016/j.ymssp.2018.08.022.
- [5] L. Yang, R. Wang, R. Ding, W. Liu, and Z. Zhu, “Investigation on the dynamic performance of a new semi-active hydro-pneumatic inerter-based suspension system with MPC control strategy,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 154, 2021, Art. no. 107569, doi: 10.1016/j.ymssp.2020.107569.
- [6] G. Z. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li, and S. H. Yeo “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatron.*, vol. 12, no. 7, pp. 963-973, Sep. 2022, doi: 10.1016/S0957-4158(01)00032-0.
- [7] H. Hua, L. Wang, H. Qi, J. Zhang, and N. Zhang, “Implementation and experimental study of a novel air spring combined with hydraulically interconnected suspension to enhance roll stiffness on buses,” *SAE*, 2015, Art. no. 2015-01-0652, doi: 10.4271/2015-01-0652.
- [8] K. Yin et al., “Study on the influence of air suspension levelling valve charging and discharging characteristics on heavy truck roll stability,” *SAE*, 2021, Art. no. 2021-01-0980, doi: 10.4271/2021-01-0980.
- [9] Z. Zhang, J. Wang, W. Wu, and C. Huang, “Semi-active control of air suspension with auxiliary chamber subject to parameter uncertainties and time-delay,” *Int. J. Robust Nonlinear Control*, vol. 30, no. 17, pp. 7130–7149, 2020, doi: 10.1002/rnc.5169.
- [10] J. Konieczny, M. Sibiela, and W. Raczka, “Active vehicle suspension with anti-roll system based on advanced sliding mode controller,” *Energies*, vol. 13, no. 21, 2020, Art. no. 5560, doi: 10.3390/en13215560.

- [11] S. Mouleeswaran, "Design and development of PID controller-based active suspension system for automobiles," *PID controller design approaches-theory, tuning and application to frontier areas*, M. Vagia, Ed., IntechOpen, 2012, pp. 71-98.
- [12] S. Munawwarah. and F. Yakub, "Control analysis of vehicle ride comfort through integrated control devices on the quarter and half car active suspension systems," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D: Journal of Automob. Eng.*, vol. 235, no. 5, pp. 1256-1268, 2021, doi: 10.1177/09544070209683.