ỨNG DỤNG THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN TRƯỢT CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ

Nguyễn Tuấn Anh[1*], Đặng Ngọc Duyên[1], Trần Thị Thu Hương[2], Hoàng Thăng Bình[3]

Tóm tắt: *Hệ thống treo được sử dụng để kiểm soát các dao động của xe khi di chuyển trên đường. Trong bài báo này, thuật toán điều khiển trượt (SMC) được thiết kế để điều khiển cho hệ thống treo chủ động (treo tích cực). Đây là một thuật toán phức tạp, phù hợp với các hệ dao động có kích thích đầu vào là dạng tiền định, điển hình như hệ thống treo ô tô. Quá trình mô phỏng được thiện hiện bởi phần mềm MATLAB-Simulink với hai trường hợp cụ thể. Theo kết quả tính toán, chuyển vị và gia tốc thân xe đã giảm mạnh khi sử dụng thuật toán điều khiển trượt cho hệ thống treo. Thêm vào đó, sự ổn định của ô tô cũng được đảm bảo tốt hơn khi trang bị hệ thống treo chủ động (được minh chứng thông qua sự thay đổi lực động của bánh xe). Hiện tượng nhiễu vẫn còn xảy ra khi dao động chuyển pha, đây là bản chất của thuật toán điều khiển trượt. Tuy nhiên, ảnh hưởng của nó là không lớn. Trong các nghiên cứu sau, thuật toán điều khiển trượt có thể được kết hợp với các thuật toán thông minh khác để giải quyết vấn đề này.*

Từ khoá: Hệ thống treo ô tô, điều khiển trượt, dao động, mô phỏng.

1. GIỚI THIỆU

Động lực học ô tô là một lĩnh vực quan trọng, thu hút được sự quan tâm của nhiều các nhà nghiên cứu trong và ngoài nước. Với sự phát triển mạnh mẽ của ngành công nghiệp ô tô, lĩnh vực động lực học và điều khiển cho ô tô ngày càng được tập trung đầu tư và nghiên cứu nhiều hơn. Lĩnh vực động lực học và điều khiển cho ô tô rất đa dạng, bao gồm nhiều chủ đề như: dao động lật xe, rung động ô tô, ổn định quay vòng, … Trong đó, chủ đề liên quan đến điều khiển và kiểm soát rung ồn trên xe được đặc biệt quan tâm bởi các học giả.

Dao động của ô tô được điều hòa bởi hệ thống treo (Lưu Văn Tuấn, 2019). Hệ thống này được xem như là một thành phần liên kết mềm giữa cụm bánh xe (khối lượng không được treo) và thân xe (khối lượng được treo). Hệ thống treo trên ô tô thực hiện các nhiệm vụ: điều hòa và biến đổi dao động, hấp thụ và triệt tiêu dao động, dẫn hướng chuyển động (truyền lực). Tương ứng với các chức năng là từng bộ phận cụ thể của hệ thống treo, như là bộ phận đàn hồi (lò xo, nhíp lá, thanh xoắn), bộ phận giảm chấn và bộ phận dẫn hướng (đòn ngang, đòn dọc, thanh liên kết đa điểm) (Nguyễn Khắc Trai, 2020).

Hệ thống treo được trang bị trên hầu hết các dòng xe phổ thông ngày nay được gọi là hệ thống treo bị động (hệ thống treo cơ khí). Đối với loại hệ thống treo này, độ cứng của phần tử đàn hồi và phần tử giảm chấn là cố định (C = const, K = const). Kết cấu của loại hệ thống này khá đơn giản nhưng hiệu quả về độ êm dịu mang lại là không cao. Trong nhiều tình huống dao động, sự mất êm dịu có thể xảy ra. Để khắc phục nhược điểm này, ý tưởng sử dụng các hệ thống treo có độ cứng thay đổi đã được áp dụng. Trong (Chen et al., 2014), Chen et al. đề xuất việc sử dụng hệ thống treo bán chủ động cho ô tô. Hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm

[1] *Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi*
[2] *Trường Đại học Phenikaa*
[3] *Đại học Bách Khoa Hà Nội*

chấn điện từ thay cho giảm chấn bị động thông thường. Khi có tín hiệu dòng điện cung cấp tới các bản cực bên trong giảm chấn, từ trường sẽ xuất hiện xung quanh các bản cực và làm thay đổi trật tự sắp xếp của các hạt mạt sắt bên trong (Yao et al., 2022). Kết quả là dẫn đến việc thay đổi độ nhớt của chất lỏng giảm chấn (thay đổi độ cứng của giảm chấn). Giải pháp thứ hai là thay đổi độ cứng của bộ phận đàn hồi, tức là sử dụng lò xo khí nén thay cho lò xo kim loại truyền thống. Độ cứng của lò xo khí nén được thay đổi một cách linh hoạt dựa trên sự cung cấp khí nén vào các khoang của lò xo (Lee, 2010). Quá trình cấp khí được thực hiện hoàn toàn tự động dựa trên việc đóng – mở các van solenoid. Vì vậy, đây 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 hiệu quả về độ êm dịu mà hệ thống treo khí nén mang lại lớn hơn so với hệ thống treo bán chủ động nhưng giá thành của nó vẫn còn rất cao và không gian lắp đặt thường bị hạn chế đối với các dòng xe cỡ nhỏ. Một ý tưởng khác được áp dụng để cải thiện dao động của ô tô chính là việc sử dụng hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực (Huang et al., 2018). Hệ thống treo chủ động vẫn có đầy đủ các thành phần như của một hệ thống treo bị động thông thường nhưng được tích hợp thêm một cơ cấu chấp hành thủy lực riêng biệt tại mỗi vị trí của hệ thống treo. Lực tác động được sinh ra từ cơ cấu chấp hành có thể giúp đảm bảo sự ổn định của xe trong suốt quá trình dao động.

Trong vài năm trở lại đây, có nhiều các nghiên cứu về điều khiển cho hệ thống treo trên ô tô đã được thực hiện. In (Shefiei, 2022), Shafiei đã tiến hành đánh giá về việc sử dụng thuật toán PID cho mô hình hệ thống treo 1/4. Đây là một thuật toán đơn giản và chỉ phù hợp đối với các hệ dao động tuyến tính với một đầu vào và một đầu ra (SISO). Nếu hệ dao động có nhiều đầu vào hoặc nhiều đầu ra, thuật toán LQR là một giải pháp phù hợp cho việc điều khiển hệ thống treo, theo Nagarkar and Vikhe (Nagarkar and Vikhe, 2016). Bản chất của thuật toán LQR là tìm ra giải pháp giúp tối thiểu hóa hàm chi phí, từ đó giúp giảm dao động tốt hơn (Yuvapriya et al., 2022). Một khi áp dụng thuật toán này, các phương trình mô tả dao động của xe nên được đưa về dạng ma trận trạng thái. Mặc dù đây là hai phương pháp phổ biến, nhưng chúng chỉ phù hợp cho các hệ tuyến tính. Nếu coi dao động của xe là phi tuyến, cần phải sử dụng thuật toán điều khiển phức tạp hơn, chẳng hạn như thuật toán điều khiển trượt (Bayar and Khaneghah, 2020). Thuật toán điều khiển trượt (SMC) là một thuật toán phức tạp và có thể áp dụng cho đại đa phần các hệ thống phi tuyến. Trong bài báo này, tác giả đề xuất việc thiết kế một bộ điều khiển trượt để kiểm soát hoạt động của hệ thống treo chủ động nhằm nâng cao độ êm dịu và tính ổn định của xe.

2. MÔ HÌNH ĐIỀU KHIỂN

2.1. Lý thuyết điều khiển trượt

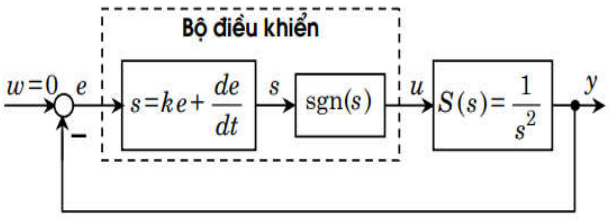
Áp dụng lý thuyết điều khiển hiện đại (Nguyễn Doãn Phước, 2020), xét đối tượng phi tuyến có mô hình được thể hiện bởi công thức (1):

$$y^{(n)} = f\left(y, \dot{y}, \ddot{y}, \ldots, y^{(n-1)}\right) + u(t) \quad (1)$$

Trong đó: $y(t)$ là tín hiệu đầu ra và $u(t)$ là tín hiệu đầu vào (tín hiệu điều khiển).

Giả thiết rằng hàm hợp $f(y(t))$ là một hàm phi tuyến chưa được xác định và có giới hạn, tức là:

$$\|f\|_{\infty} \le \delta \le \infty \quad (2)$$



Hình 1. Bộ điều khiển trượt

Nếu điều kiện ban đầu $w = 0$, theo như sơ đồ

trên Hình 1, tín hiệu sai số và tín hiệu điều khiển của hệ thống được thể hiện dưới dạng sau:

$$e(t) = 0 - y(t) = -y(t) \quad (3)$$

$$u = sgn(s) = sgn\left(ke(t) + \dot{e}(t)\right) \quad (4)$$

Trong phương trình (4), hàm *sgn* được sử dụng với mục đích duy trì quỹ đạo chuyển động của đối tượng trong vùng lân cận của mặt trượt. Tuy nhiên, việc sử dụng hàm *sgn* có thể gây ra hiện tượng "chattering" trong một số trường hợp.

Đặt $x_1 = y, x_2 = \dot{y}, \ldots, x_n = y^{(n-1)}$, phương trình (1) được viết lại dưới dạng hệ như (5).

$$\begin{cases} \dot{x}_i = x_{i+1} \\ x^{(n)} = f(\underline{x}) + u(t) \end{cases} \quad (5)$$

Nhiệm vụ cần thiết đặt ra là thiết kế một bộ điều khiển phản hồi tín hiệu để hệ ổn định để $\underline{x}(t) \to \underline{0}$.

Mặt trượt của hệ thống được cho dưới dạng:

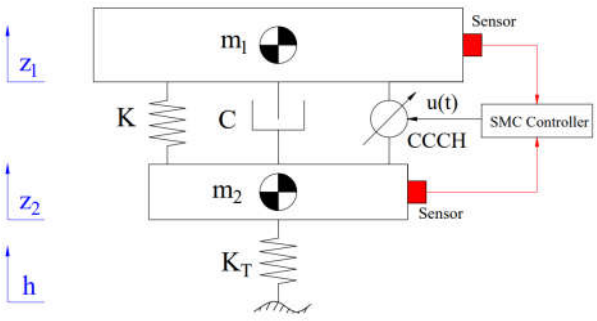
$$s(e) = \sum_{i=0}^{n-1} a_i e^{(i)}(t) \quad (6)$$

Trong đó, các hệ số a_i của mặt trượt (6) là các hệ số của đa thức (7) sao cho thỏa mãn điều kiện $p(\lambda)$ là đa thức Hurwitz.

$$p(\lambda) = \sum_{k=0}^{n-2} a_k \lambda^k \quad (7)$$

2.2. Mô hình điều khiển hệ thống treo

Xét mô hình dao động một phần tư được cho bởi Hình 2, bao gồm: khối lượng được treo (thân xe) m_1, khối lượng không được treo m_2, lò xo (độ cứng K), giảm chấn (độ cứng C), lốp xe (độ cứng K_T). Một cơ cấu chấp hành thủy lực được đặt giữa hai khối lượng với mục đích đảm bảo ổn định dao động của ô tô.



Hình 2. Mô hình treo chủ động

Áp dụng nguyên lý D'alembert cho hệ hai vật, dao động của ô tô được minh họa theo các phương trình sau:

$$m_1\ddot{z}_1 = K(z_2 - z_1) + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + F_{CCCH} \quad (8)$$

$$m_2\ddot{z}_2 = K_T(h - z_2) - K(z_2 - z_1) - C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - F_{CCCH} \quad (9)$$

Lực tác động được sinh ra bởi cơ cấu chấp hành thủy lực (F_{CCCH}) được mô tả bởi các hàm phi tuyến (Konieczny et al., 2020). Tuy nhiên, quá trình tính toán khi sử dụng các hàm này là tương đối phức tạp, đặc biệt đối với những thuật toán cần sử dụng tín hiệu đạo hàm bậc cao của hệ thống. Do đó, các hàm phi tuyến mô tả mối liên hệ giữa lực tác động và tín hiệu điều khiển đã được tuyến tính hóa dưới dạng một phương trình vi phân bậc nhất đơn giản hơn (Bai and Guo, 2018):

$$\dot{F}_{CCCH} = \lambda_1 u(t) - \lambda_2 F_{CCCH} + \lambda_3(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (10)$$

Đặt các biến trạng thái:

$$x_1 = z_1; x_2 = z_2; x_3 = F_{CCCH}; x_4 = \dot{z}_1; x_5 = \dot{z}_2 \quad (11)$$

Lấy đạo hàm của các biến trạng thái:

$$\dot{x}_1 = x_3 \quad (12)$$

$$\dot{x}_2 = x_4 \quad (13)$$

$$\dot{x}_3 = \lambda_1 u(t) - \lambda_2 x_3 + \lambda_3(x_5 - x_4) \quad (14)$$

$$x_4 = \frac{1}{m_1}(-Kx_1 + Kx_2 + x_3 - Cx_4 + Cx_5) \quad (15)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{1}{m_2}\left[Kx_1 - (K_T + K)x_2 - x_3 + Cx_4 - Cx_5\right] \quad (16)$$

Trong nghiên cứu này, đầu ra của bài toán mô phỏng được giả thiết là giá trị của chuyển vị thân xe, tức là:

$$y(t) = z_1 = x_1 \quad (17)$$

Lấy đạo hàm bậc 5 của tín hiệu ra:

$$y^{(5)}=\frac{K_T}{\chi m_1 m_2}\begin{bmatrix} KC\left(\frac{1}{m_1}+\frac{1}{m_2}\right)x_1+C\left(-\frac{K}{m_1}-\frac{K+K_T}{m_2}\right)x_2 \\ +\left(-\frac{C}{m_1}-\frac{C}{m_2}-\lambda_2\right)x_3+\left(\frac{C^2}{m_1}+\frac{C^2}{m_2}-K-\lambda_3\right)x_4 \\ +\left(-\frac{C^2}{m_1}-\frac{C^2}{m_2}+\left(K+K_T\right)+\lambda_3\right)x_5+\lambda_1 u(t)\end{bmatrix} \quad (18)$$

Gọi *e(t)* là sai số giữa tín hiệu ra và tín hiệu đặt:

$$e(t)=y(t)-r(t) \quad (19)$$

Mặt trượt của hệ thống (6) được xác định dựa trên các tín hiệu đạo hàm bậc cao *e(t)*:

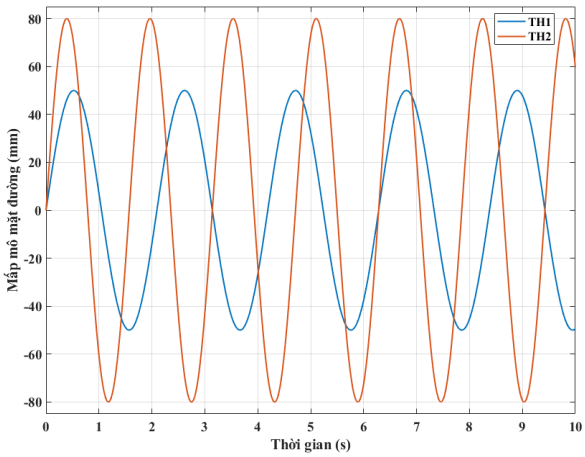
$$s(e)=a_0 e+a_1\dot{e}+a_2\ddot{e}+a_3\dddot{e}+a_4 e^{(4)} \quad (20)$$

Tín hiệu điều khiển cuối cùng được tổng hợp lại theo (21).

$$u(t)=c\left[y_s^{(5)}-\sum_{i=1}^{5}b_i x_i+\sum_{i=1}^{4}a_i e^{(i)}(t)+Rsgn\left(\sum_{i=0}^{4}a_i e^{(i)}(t)\right)\right] \quad (21)$$

3. KẾT QUẢ

Nghiên cứu này sử dụng phương pháp mô phỏng số để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo chủ động. 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 (chuyển vị và gia tốc thân xe) và tính ổn định (tải trọng động). Có hai trường hợp được xem xét trong quá trình tính toán, tương ứng với hai tín hiệu kích thích dạng hình sin như trên Hình 3. Trong trường hợp thứ nhất, tín hiệu kích thích có biên độ và tần số nhỏ. Ở trường hợp thứ hai, cả biên độ và tần số của tín hiệu đầu vào đều lớn hơn.



Hình 3. Kích thích đầu vào

Các thông số phục vụ cho quá trình mô phỏng được tham khảo trong Bảng 1.

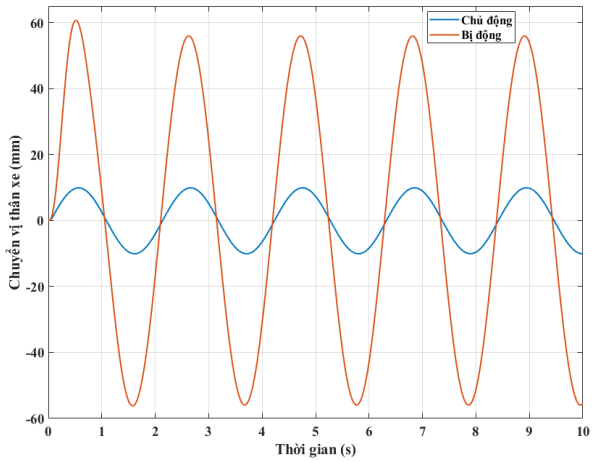
Bảng 1. Các thông số kỹ thuật ô tô

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Khối lượng được treo	m_1	Kg	400
Khối lượng không được treo	m_2	kg	37
Độ cứng lò xo	K	N/m	40500
Độ cứng lốp	K_T	N/m	175000
Hệ số cản giảm chấn	C	Ns/m	3160

3.1. Trường hợp 1

Chuyển vị của thân xe khi chịu kích thích từ mặt đường (TH_1) được mô tả trên Hình 4. Theo kết quả thu được, giá trị của chuyển vị khi xe sử dụng hệ thống treo bị động thì lớn hơn rất nhiều so với treo chủ động. Giá trị lớn nhất đạt được trong trường hợp này là 60,70 (mm) ứng với tình huống bị động và 10,07 (mm) cho tình huống chủ động. Bên cạnh việc sử dụng giá trị cực đại để so sánh, chỉ tiêu về RMS cũng thường được đề cập khi xét đến dao động liên

tục của hệ thống treo. Giá trị RMS thu được cho hai tình huống lần lượt là 39,61 (mm) và 7,04 (mm) theo thứ tự như trên. Nhờ vào việc sử dụng hệ thống treo chủ động với thuật toán SMC, chuyển vị của thân xe đã cải thiện hơn đáng kể.

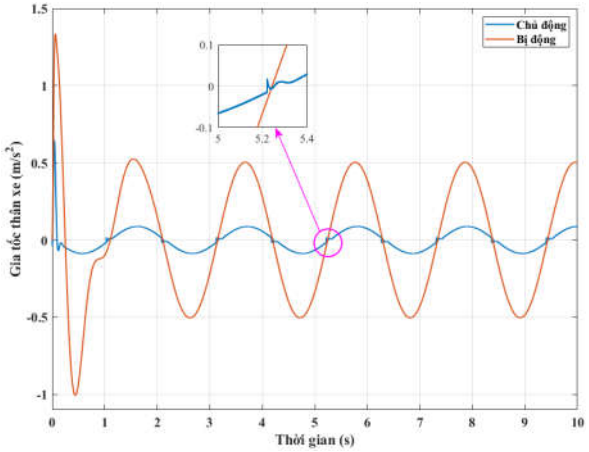


Hình 4. Chuyển vị thân xe

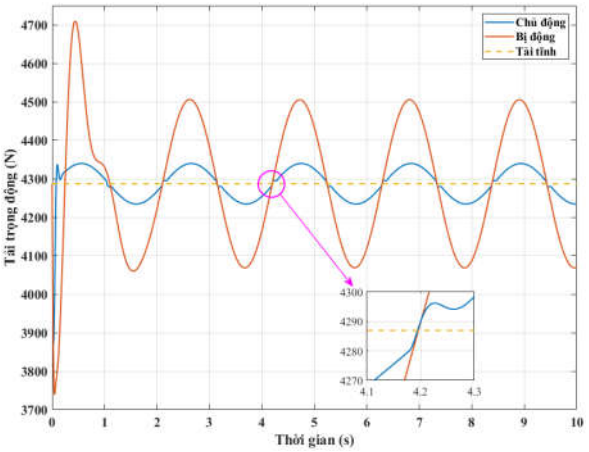
Gia tốc của thân xe là thông số quan trọng giúp đánh giá độ êm dịu của ô tô khi rung động. Tương tự như chuyển vị, gia tốc được so sánh giữa hai tình huống trong điều kiện xem xét về cả giá trị lớn nhất và giá trị RMS. Theo Hình 4, giá trị đỉnh của gia tốc khối lượng được treo có thể đạt tới 1,34 (m/s^2) nếu ô tô chỉ sử dụng hệ thống treo cơ khí truyền thống. Trong khi đó, giá trị này chỉ bằng khoảng 48,51% giá trị đỉnh nêu trên nếu xe có bộ điều khiển cho hệ thống treo. Gia tốc của thân xe đạt cực đại trong pha đầu tiên của dao động, sau đó giảm dần ở các giai đoạn tiếp theo. Giá trị trung bình của gia tốc tính theo chỉ tiêu RMS được xác định là 0,40 (m/s^2) cho tình huống bị động và 0,07 (m/s^2) cho tình huống chủ động. Nhờ vào việc sử dụng thuật toán điều khiển trượt, dao động của ô tô được đảm bảo tốt hơn, mang lại tính tiện nghi cao cho người sử dụng.

Tuy nhiên, thuật toán điều khiển trượt vẫn tồn tại một hạn chế chưa thể giải quyết hoàn toàn, đó là hiện tượng "chattering", hay còn gọi là "nhiễu". Hiện tượng này khiến cho dao động bị nhiễu tại một vài thời điểm hoặc toàn bộ thời gian khảo sát. Nhờ vào việc lựa chọn các tham số một cách hợp lý, hiện tượng này có thể được giảm bớt (Hình 5) và sự ảnh hưởng của nó tới độ êm dịu của xe là không lớn.

Trong các bài toán về điều khiển hệ thống treo, độ êm dịu của xe là đối tượng được quan tâm hàng đầu. Tuy nhiên, nếu hệ thống treo chủ động mà hoạt động quá mức, sự tương tác giữa bánh xe và mặt đường có thể bị ảnh hưởng và thậm chí dẫn tới hiện tượng tách bánh. Một khi sử dụng thuật toán điều khiển trượt cho hệ dao động với kích thích đầu vào có dạng tiền định, sự hoạt động của cơ cấu chấp hành thủy lực có thể được kiểm soát tốt hơn. Điều này giúp duy trì mức thay đổi ổn định của tải trọng động bánh xe (Hình 6).



Hình 5. Gia tốc thân xe

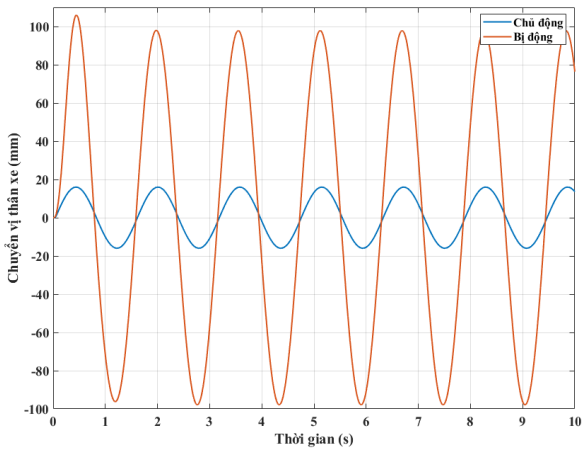


Hình 6. Tải trọng động

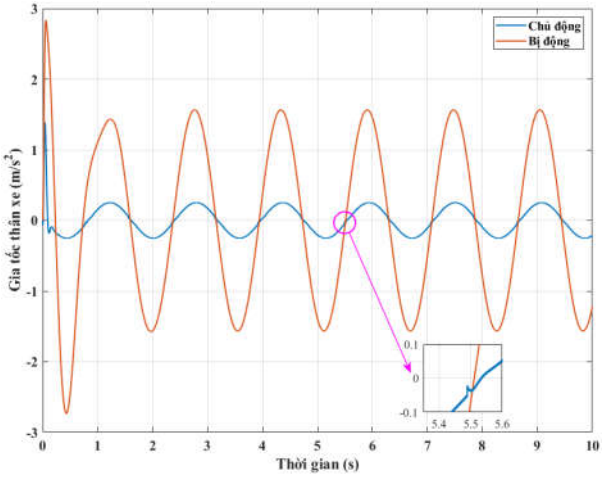
3.2. Trường hợp 2

Trong trường hợp thứ hai, kích thích mặt đường là lớn hơn. Do đó, các dao động của xe được dự đoán có thể thay đổi nhiều hơn so với trường hợp thứ nhất. Sự thay đổi của chuyển vị thân xe theo thời gian được mô tả trên đồ thị Hình 7. Nếu ô tô chỉ sử dụng hệ thống treo thông thường, giá trị cực đại của chuyển vị có thể lên tới 105,94 (mm) và giá trị RMS thu được là 69,45 (mm). Trong khi đó, nếu bộ điều khiển trượt được áp dụng cho hệ thống treo, các giá trị này giảm mạnh, chỉ còn 15,99 (mm) và 11,33 (mm) theo thứ tự nêu trên. Rõ ràng, sự chênh lệch của các kết quả là rất lớn.

Sự thay đổi của gia tốc khối lượng được treo trong trường hợp thứ hai thì lớn hơn so với trường hợp đầu tiên. Đối với hệ thống treo bị động, giá trị của gia tốc chỉ ổn định kể từ pha thứ ba trở đi với độ lớn khoảng 1,55 (m/s^2), trong khi sự ổn định của tình huống ô tô sử dụng treo chủ động có thể bắt đầu ngay ở pha thứ hai với biên độ ổn định không vượt quá 0,24 (m/s^2). Giá trị trung bình của gia tốc cho cả hai tình huống này là 1,18 (m/s^2) và 0,20 (m/s^2), gấp nhau tới gần 6 lần (Hình 8). Có thể kết luận rằng độ êm dịu của ô tô đã được cải thiện tốt hơn khi sử dụng thuật toán điều khiển trượt cho hệ thống treo chủ động. Trong trường hợp này, hiện tượng "nhiễu" vẫn xảy ra nhưng ảnh hưởng của nó là không đáng kể.

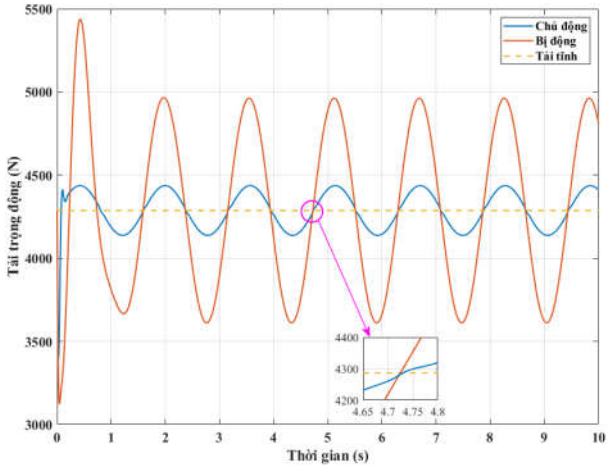


Hình 7. Chuyển vị thân xe



Hình 8. Gia tốc thân xe.

Sự thay đổi của tải trọng động tại bánh xe khi sử dụng hệ thống treo chủ động được kiểm soát tốt hơn so với hệ thống treo bị động (Hình 9). Nếu sự thay đổi này mà quá lớn, thậm chí giảm về không, bánh xe có thể bị tách khỏi mặt đường và gây ra sự mất ổn định chuyển động. Thuật toán điều khiển trượt giúp đảm bảo điều kiện này tốt hơn trong các tình huống dao động với kích thích đầu vào là hàm dao động điều hòa (kích thích tiền định).



Hình 9. Tải trọng động

Kết quả của quá trình mô phỏng được tóm tắt trong Bảng 2 và Bảng 3.

Bảng 2. Kết quả mô phỏng (TH_1)

	Chủ động	Bị động	Chủ động	Bị động	Chủ động	Bị động
	Chuyển vị		Gia tốc		Tải trọng động	
Lớn nhất (nhỏ nhất)	10,07	60,70	0,65	1,34	3873,13	3738,98
RMS	7,04	39,61	0,07	0,40	4287,08	4289,44

Bảng 3. Kết quả mô phỏng (TH_2)

	Chủ động	Bị động	Chủ động	Bị động	Chủ động	Bị động
	Chuyển vị		Gia tốc		Tải trọng động	
Lớn nhất (nhỏ nhất)	15,99	105,94	1,39	2,83	3400,45	3122,17
RMS	11,33	69,45	0,20	1,18	4290,74	4327,57

4. KẾT LUẬN

Mấp mô mặt đường là nguyên nhân chính gây ra rung động cho ô tô, hệ thống treo được sử dụng để điều hòa và dập tắt các dao động này. Trong nhiều trường hợp đặc biệt, hệ thống treo bị động không thể đáp ứng được các yêu cầu đặt ra về độ êm dịu cho xe. Do đó, hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực được sử dụng để thay thế cho hệ thống treo bị động thông thường.

Trong nghiên cứu này, dao động của ô tô được mô tả bởi một mô hình động lực học với hai khối lượng. Thuật toán điều khiển trượt được thiết kế để áp dụng cho hệ thống treo chủ động của xe. Theo kết quả mô phỏng, giá trị cực đại và giá trị trung bình của cả chuyển vị và gia tốc thân xe đều giảm đáng kể khi sử dụng hệ thống treo chủ động. Bên cạnh đó, sự tương tác giữa bánh xe và mặt đường cũng được đảm bảo tốt hơn khi áp dụng thuật toán này. Vì vậy, sự ổn định và tính tiện nghi của ô tô đã được cải thiện tốt hơn. Hiện tượng "nhiễu" vẫn còn xảy ra nhưng không ảnh hưởng lớn tới sự hoạt động của cả hệ thống.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Lưu Văn Tuấn, *Lý thuyết ô tô*, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, 2019.

Nguyễn Doãn Phước, *Phân tích và điều khiển hệ phi tuyến*, NXB Bách Khoa Hà Nội, 2020.

Nguyễn Khắc Trai, *Kết cấu ô tô*, Nhà xuất bản Bách Khoa Hà Nội, 2020.

B. Shafiei, *"A Review on PID Control System Simulation of the Active Suspension System of a Quarter Car Model While Hitting Road Bumps",* vol. 103, pp. 1001-1011, 2022.

G. Z. Yao, et al., *"MR Damper and Its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System",* Mechatronics, vol. 12, no. 7, pp. 963-973, 2022.

J. Konieczny, M. Sibielak, and W. Raczka, *"Active Vehicle Suspension with Anti-Roll System Based on Advanced Sliding Mode Controller"* Energies, vol. 13, no. 21, 2020.

K. Bayar and F. S. Khaneghah, *"Optimal Sliding Mode Control Method for Active Suspension Control",* IFAC-PapersOnLine, vol. 53, no. 2, pp. 14285-14291, 2020.

M. P. Nagarkar and C. J. Vikhe, *"Optimization of the linear quadratic regulator (LQR) control quarter car suspension system using genetic algorithm",* Ingeniería e Investigación, vol. 36, no. 1, pp. 23-30, 2016.

M. Z. Q. Chen, et al., *"Semi-active suspension with semi-active inerter and semi-active damper",* IFAC Proceedings Volumes, vol. 47, no. 3, pp. 11225-11230, 2014.

R. Bai and D. Guo, *"Sliding-Mode control of the active suspension system with the dynamics of a hydraulic actuator"* Complexity, 2018

S. J. Lee, *"Development and analysis of an air spring model",* International Journal of Automotive Technology, vol. 11, pp. 471-479, 2010.

T. Yuvapriya, P. Lakshmi, and V. K. Elumalai, *"Experimental Validation of LQR Weight Optimization Using Bat Algorithm Applied to Vibration Control of Vehicle Suspension System",* IETE Journal of Research, 2022.

Y. Huang, et al., *"Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions With Hydraulic Actuator",* IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 65, no. 9, pp. 7258-7267, 2018.

Abstract:

RESEARCH ON THE SLIDING MODE CONTROL ALGORITHM FOR AN AUTOMOTIVE ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

The suspension system is used to control the vibrations of the vehicle while traveling on the road. In this paper, the sliding mode control (SMC) algorithm is designed to control the active suspension (active suspension). This is a complex algorithm, and it is suitable for nonlinear oscillation systems with the input excitation being of predetermined form, such as automobile suspension systems. The simulation process is done by MATLAB-Simulink software with two specific cases. According to the calculation results, the displacement and acceleration of the vehicle body are reduced sharply when using the sliding control algorithm for the suspension system. In addition, the car's stability is also better guaranteed when equipped with an active suspension system (as evidenced by the change in wheel dynamics load). The chattering phenomenon still occurs when the oscillation changes phase; this is the nature of the sliding mode control algorithm. However, its influence is not great. In the following studies, the sliding mode control algorithm can be combined with other intelligent algorithms to solve this problem.

Keywords: Automotive suspension system, sliding mode control, oscillation, simulation.

Ngày nhận bài: 22/02/2023

Ngày chấp nhận đăng: 23/3/2023