

So sánh chất lượng các bộ điều khiển SMC, Backstepping và PID sử dụng cho hệ thống treo nửa xe chủ động phi tuyến

Vũ Gia Hưng, Lê Văn Dương, Hoàng Ngọc Dũng, Ngô Ánh Dương,
Lê Đức Thịnh, Nguyễn Danh Huy, Nguyễn Tùng Lâm*

Trường Điện – Điện tử, Đại học Bách Khoa Hà Nội (Số 1 Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội);

*Email: lam.nguyentung@hust.edu.vn

Nhận bài: 30/8/2022; Hoàn thiện: 18/11/2022; Chấp nhận đăng: 28/11/2022; Xuất bản: 23/12/2022.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.FEE.2022.73-80>

TÓM TẮT

Bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển Sliding Mode được thiết kế để điều khiển cho hệ thống treo nửa xe chủ động, phi tuyến. Bằng cách so sánh hiệu suất giữa các bộ điều khiển Backstepping, Sliding Mode, PID và hệ thống treo thụ động (hệ thống treo không sử dụng bộ điều khiển) để tìm ra phương pháp điều khiển tốt nhất. Các hiệu suất được xem xét đến là: sự thoải mái khi đi xe, độ bám đường, không gian treo và sự bão hòa lực. Matlab Simulink được sử dụng để mô phỏng và cho ra kết quả dưới tác động đầu vào mặt đường cho trước. Kết quả cho thấy, bộ điều khiển Sliding Mode cho kết quả tốt nhất. Sau đó, là bộ điều khiển Backstepping và PID. Hệ thống treo sử dụng bộ điều khiển cho kết quả tốt hơn hẳn hệ thống treo thụ động.

Từ khoá: Hệ thống treo chủ động; Điều khiển cuộn chiếu; Điều khiển trượt; Mô hình nửa xe.

1. MỞ ĐẦU

Hệ thống treo là hệ thống liên kết giữa thân xe và cụm trục bánh xe, giúp đảm bảo sự thoải mái và an toàn cho người ngồi trong xe. Hệ thống treo có thể được chia làm ba loại: hệ thống treo thụ động, bán chủ động và chủ động. Hệ thống treo thụ động bao gồm lò xo và bộ giảm chấn được lắp giữa thân xe và cụm trục bánh xe. Nó có ưu điểm là cơ chế đơn giản, dễ thực hiện và độ tin cậy cao, nhưng không đủ trong việc cải thiện sự thoải mái khi đi xe hoặc bám đường vì lý do đặc tính của lò xo và giảm chấn bất biến không thể xử lý được những điều kiện mặt đường khác nhau. Hệ thống treo bán chủ động có bộ giảm chấn hoặc lò xo thay đổi, có nghĩa là hệ số giảm chấn hoặc độ cứng của lò xo có thể được điều chỉnh trong phạm vi nhất định. Do tiêu thụ năng lượng thấp và độ tin cậy cao, chúng có sẵn trong nhiều loại phương tiện sản xuất. Tuy nhiên, lực điều tiết của giảm chấn và lò xo rõ ràng bị hạn chế bởi các ràng buộc thụ động, tức là chúng chỉ có thể chống lại chuyển động tương đối và tiêu tán một cách thụ động. Điều này làm hạn chế sự cải thiện thoải mái khi đi xe mặc dù được cải thiện đáng kể so với hệ thống treo thụ động [1-4]. Do những cải tiến thích hợp của hệ thống treo chủ động có khả năng cải thiện sự thoải mái khi đi xe và khả năng bám đường, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn hấp dẫn trong nhiều năm [5-9]. Với hệ thống treo chủ động, bộ truyền động được đặt giữa thân xe và cụm trục bánh xe, song song với các bộ phận của hệ thống treo có thể bổ sung hoặc tiêu hao năng lượng từ hệ thống, cho phép hệ thống treo kiểm soát trạng thái của xe để tăng sự thoải mái và an toàn.

Có nhiều phương pháp điều khiển cho hệ thống này như: Sliding Mode [10, 11], Backstepping [12-14], PID, Fuzzy, ... Trong các nghiên cứu [10-14], các bộ điều khiển đều cho kết quả rất tốt, nhưng các yêu cầu về hiệu suất như bám đường và độ bão hòa bộ truyền động không được xem xét.

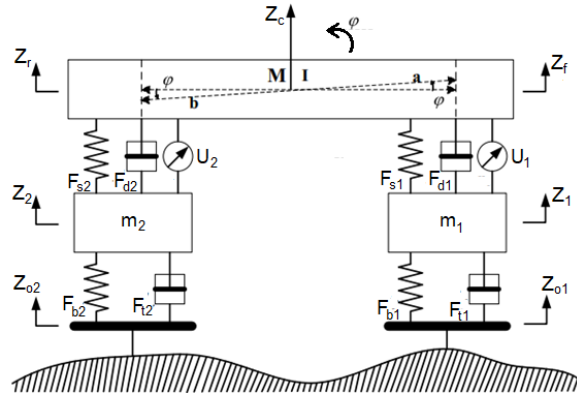
Trong bài báo này, nội dung cần giải quyết được trình bày ở mục 2. Mục 3 trình bày phần mô phỏng, tính toán và thảo luận. Mục 4 rút ra kết luận.

2. NỘI DUNG CẦN GIẢI QUYẾT

2.1. Xây dựng mô hình toán học cho hệ thống treo nửa xe

2.1.1. Giả thiết ban đầu

Nếu bên trái và bên phải của ô tô đối xứng, mô hình hệ thống có thể được mô phỏng như mô hình nửa xe như hình 1. M và I đại diện cho khối lượng và mô men quán tính theo trục ngang của thân xe. m_1, m_2 lần lượt là khối lượng không bung phía trước và phía sau. $F_{s1}, F_{d1}, F_{s2}, F_{d2}$ biểu diễn lực do lò xo và bộ giảm chấn tạo ra. $F_{t1}, F_{b1}, F_{t2}, F_{b2}$ biểu diễn lực đàn hồi và giảm chấn của lốp xe. Z_c là ly độ theo phương thẳng đứng của thân xe, φ là ly độ góc quay theo trục ngang của thân xe. Z_1, Z_2 là ly độ của khối lượng không bung. Z_{o1}, Z_{o2} là đầu vào của mặt đường vào bánh xe liên quan. a, b là khoảng cách từ đầu trước và đầu sau đến trọng tâm thân xe. U_1, U_2 là lực đầu vào điều khiển hệ thống treo.



Hình 1. Mô hình hệ thống treo nửa xe [15].

2.1.2. Xây dựng phương trình

Mô hình động lực học của hệ thống treo được biểu diễn như sau:

$$M\ddot{Z}_c = -F_z + U_z \tag{1}$$

$$I\ddot{\varphi} = -F_\varphi + U_\varphi \tag{2}$$

$$m_1\ddot{Z}_1 = F_1 - F_{o1} - U_1 \tag{3}$$

$$m_2\ddot{Z}_2 = F_2 - F_{o2} - U_2 \tag{4}$$

trong đó:

$$F_z = F_1 + F_2 \qquad F_1 = F_{s1} + F_{d1}$$

$$F_\varphi = -aF_1 + bF_2 \qquad F_2 = F_{s2} + F_{d2}$$

$$U_z = U_1 + U_2 \qquad F_{o1} = F_{t1} + F_{b1}$$

$$U_\varphi = -aU_1 + bU_2 \qquad F_{o2} = F_{t2} + F_{b2}$$

F_{si}, F_{ti} lần lượt là lực đàn hồi của lò xo và lốp xe. F_{di}, F_{bi} lần lượt là lực giảm chấn của giảm chấn và lốp xe ($i = 1, 2$), được tính theo công thức:

$$F_{s1} = k_{f1}(Z_f - Z_1) + k_{n1}(Z_f - Z_1)^3 \qquad F_{s2} = k_{f2}(Z_r - Z_2) + k_{n2}(Z_r - Z_2)^3 \tag{5}$$

$$F_{d1} = \begin{cases} b_{e1}(\dot{Z}_f - \dot{Z}_1), & \text{nếu } (\dot{Z}_f - \dot{Z}_1) \geq 0 \\ b_{c1}(\dot{Z}_f - \dot{Z}_1), & \text{nếu } (\dot{Z}_f - \dot{Z}_1) < 0 \end{cases} \qquad F_{d2} = \begin{cases} b_{e2}(\dot{Z}_r - \dot{Z}_2), & \text{nếu } (\dot{Z}_r - \dot{Z}_2) \geq 0 \\ b_{c2}(\dot{Z}_r - \dot{Z}_2), & \text{nếu } (\dot{Z}_r - \dot{Z}_2) < 0 \end{cases} \tag{6}$$

$$F_{t1} = k_{t1}(Z_1 - Z_{o1}) \qquad F_{t2} = k_{t2}(Z_2 - Z_{o2}) \tag{7}$$

$$F_{b1} = b_{b1}(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_{o1}) \qquad F_{b2} = b_{b2}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{o2}) \tag{8}$$

2.2. Thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống treo nửa xe

2.2.1. Những yêu cầu về hiệu suất của hệ thống treo

Để thiết kế bộ điều khiển, những yêu cầu về hiệu suất của hệ thống cần được quan tâm. Bốn yêu cầu chính về hiệu suất của hệ thống treo là: Sự thoải mái khi đi xe: nhiệm vụ chính của hệ thống treo là giúp ổn định chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay cũng như cô lập lực truyền cho người ngồi trên xe. Gia tốc là đại lượng đại diện cho sự thoải mái của người ngồi trên xe và cần kiểm soát nó trong giới hạn cho trước. Độ bám đường: tải động của lốp không được vượt quá tải tĩnh đối với cả bánh trước và bánh sau để đảm bảo sự bám đường của xe, được biểu diễn bởi phương trình sau:

$$|D_1| = |F_{t1} + F_{b1}| < F_f \quad |D_2| = |F_{t2} + F_{b2}| < F_r \quad (9)$$

trong đó:

$$F_f + F_r = g(M + m_1 + m_2) \quad F_f(a + b) = g(Mb + m_1(a + b)) \quad (10)$$

Không gian treo: do kết cấu cơ khí, không gian treo không được vượt quá giới hạn cho phép, có thể được mô tả như sau:

$$|Z_f - Z_1| \leq \Delta Z_1 \max \quad |Z_r - Z_2| \leq \Delta Z_2 \max \quad (11)$$

Bảo hòa bộ truyền động: Tất cả các bộ truyền động của thiết bị cơ khí đều phải bảo hòa biên độ, tức là, độ lớn lực sinh ra bởi bộ truyền động bị giới hạn.

$$|U_i(t)| \leq U_i \max, \quad (i = 1, 2) \quad (12)$$

2.2.2. Thiết kế bộ điều khiển Backstepping

Bộ điều khiển Backstepping được tạo ra với mục đích giữ cho sai lệch $e_1 = Z_c - Z_c^d, e_2 = \varphi - \varphi^d$ tiến về 0. Đặt các biến trạng thái: $x_1 = Z_c, x_2 = \dot{Z}_c, x_3 = \varphi, x_4 = \dot{\varphi}, x_5 = Z_1, x_6 = \dot{Z}_1, x_7 = Z_2, x_8 = \dot{Z}_2$. Thế các biến trạng thái vào phương trình (1)-(4), được phương trình trạng thái sau:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad \dot{x}_2 = \frac{1}{M}(-F_z + U_z) \quad (13)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad \dot{x}_4 = \frac{1}{I}(-F_\varphi + U_\varphi) \quad (14)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad \dot{x}_6 = \frac{1}{m_1}(F_1 - F_{o1} - U_1) \quad (15)$$

$$\dot{x}_7 = x_8 \quad \dot{x}_8 = \frac{1}{m_2}(F_2 - F_{o2} - U_2) \quad (16)$$

Liên hệ giữa Z_f, Z_r theo Z_c, φ được mô tả qua phương trình sau:

$$Z_f = Z_c + a \sin \varphi \quad Z_r = Z_c - b \sin \varphi \quad (17)$$

Thiết kế bộ điều khiển ảo x_2^d sao cho e_1 hội tụ về 0. Đặt sai lệch dao động thân xe theo phương thẳng đứng:

$$e_1 = x_1 - x_1^d \quad e_2 = x_2 - x_2^d \quad (18)$$

Chọn bộ điều khiển ảo x_2^d để e_1 hội tụ về 0:

$$x_2^d = \dot{x}_1^d - k_1 \tanh(e_1), \quad (k_1 > 0) \quad (19)$$

Xét hàm Lyapunov: $V_1 = \frac{1}{2} e_1^2$, đạo hàm hai vế hàm này, thu được:

$$\dot{V}_1 = e_1 e_2 - k_1 e_1 \tanh(e_1) \quad (20)$$

Nếu $e_2 = 0$, suy ra $\dot{V}_1 \leq 0$. e_1 sẽ đảm bảo hội tụ về 0. Tìm luật điều khiển U_z để sai lệch e_2 hội tụ về 0. Xét hàm Lyapunov:

$$V_2 = \frac{1}{2} e_2^2 + V_1 \quad (21)$$

Qua một vài bước biến đổi toán học đơn giản, rút ra biểu thức sau:

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1 \tanh(e_1) + e_2 \left(-\frac{1}{M} (-F_z + U_z) - \dot{x}_2^d + e_1 \right) \quad (22)$$

Chọn luật điều khiển U_z từ phương trình (22):

$$U_z = F_z + M(\dot{x}_1^d - k_1(1 - \tanh(e_1))^2 \dot{e}_1 - k_2 \tanh(e_2) - e_1) \quad (23)$$

Thế U_z từ phương trình (23) lại phương trình (22):

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1 \tanh(e_1) - k_2 e_2 \tanh(e_2) \leq 0 \quad (24)$$

Vậy luật điều khiển U_z thỏa mãn sai lệch e_1, e_2 hội tụ về 0. Tìm luật điều khiển U_φ tương tự như U_z :

$$U_\varphi = F_\varphi + I(\dot{x}_3^d - k_3(1 - \tanh(e_3))^2 \dot{e}_3 - k_4 \tanh(e_4) - e_3) \quad (25)$$

trong đó:

$$e_3 = x_3 - x_3^d \quad e_4 = x_4 - \dot{x}_3^d + k_3 \tanh(e_3)$$

U_1, U_2 được tính thông qua mối quan hệ với U_z, U_p được biểu diễn qua phương trình sau:

$$U_z = U_1 + U_2 \quad U_\varphi = -aU_1 + bU_2 \quad (26)$$

2.2.3. Thiết kế bộ điều khiển Sliding Mode

Để thiết kế bộ điều khiển Sliding Mode, phương trình trạng thái (13)-(16) vẫn được sử dụng cho mục này. Tìm luật điều khiển U_z , đặt sai lệch của thành phần dao động theo phương thẳng đứng:

$$e_1 = x_1 - x_1^d \quad (27)$$

Chọn mặt trượt:

$$s_1 = \dot{e}_1 + c_1 e_1 \quad (28)$$

Xét hàm Lyapunov: $V = \frac{1}{2} s_1^2$. Đạo hàm hai vế hàm Lyapunov, thu được:

$$\dot{V} = s_1 \dot{s}_1 = s_1 (\ddot{e}_1 + c_1 \dot{e}_1) \quad (29)$$

Sau một vài bước biến đổi toán học đơn giản, thu được:

$$\dot{V} = s_1 \left[\frac{1}{M} (-F_z + U_z) - \ddot{x}_1^d + c_1 \dot{e}_1 \right] \quad (30)$$

Từ phương trình (30), chọn luật điều khiển U_z như sau:

$$U_z = F_z + M(\dot{x}_1^d - c_1 \dot{e}_1 - k_1 \tanh(s_1)) \quad (31)$$

Thế U_z từ phương trình (31) vào phương trình (30), ta được:

$$\dot{V} = -k_1 s_1 \tanh(s_1) < 0 \tag{32}$$

Vậy luật điều khiển U_z đảm bảo giá trị sai lệch e_1 tiến về 0. Tương tự, luật điều khiển U_φ :

$$U_\varphi = F_\varphi + I(\ddot{x}_3^d - c_3 \dot{e}_3 - k_3 \tanh(s_3)) \tag{33}$$

trong đó, sai lệch góc nghiêng thân xe theo phương ngang và mặt trượt s_3 được đặt như sau:

$$e_3 = x_3 - x_3^d \qquad s_3 = \dot{e}_3 + c_3 e_3$$

3. MÔ PHỎNG, TÍNH TOÁN, THẢO LUẬN

3.1. Số liệu đầu vào

Thông số mô hình hệ thống treo nửa xe được trình bày trong bảng 1, thông số của các bộ điều khiển được ghi ở bảng 2.

Bảng 1. Thông số mô hình hệ thống treo nửa xe.

Đại lượng	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng thân xe	M	1200	kg
Khối lượng không bung phía trước	m_1	100	kg
Khối lượng không bung phía sau	m_2	100	kg
Mô men quán tính thân xe	I	600	kgm^2
Độ cứng thành phần bậc 1 lò xo	k_{s1}	15	kN/m
Độ cứng thành phần bậc 3 lò xo	k_{n2}	1	kN/m^3
Hệ số giảm chấn của hệ thống treo	b_{e1}	1500	Ns/m
Hệ số giảm chấn của hệ thống treo	b_{c1}	1200	Ns/m
Độ cứng lốp xe trước	k_{t1}	200	kN/m
Độ cứng lốp xe sau	k_{t2}	150	kN/m
Hệ số giảm chấn lốp xe trước	b_{b1}	1500	Ns/m
Hệ số giảm chấn lốp xe sau	b_{b2}	2000	Ns/m
Khoảng cách đầu xe đến trọng tâm thân xe	a	1.2	m
Khoảng cách đuôi xe đến trọng tâm thân xe	b	1.5	m
Vận tốc xe	V	20	m/s

Phương trình mô tả mặt đường:

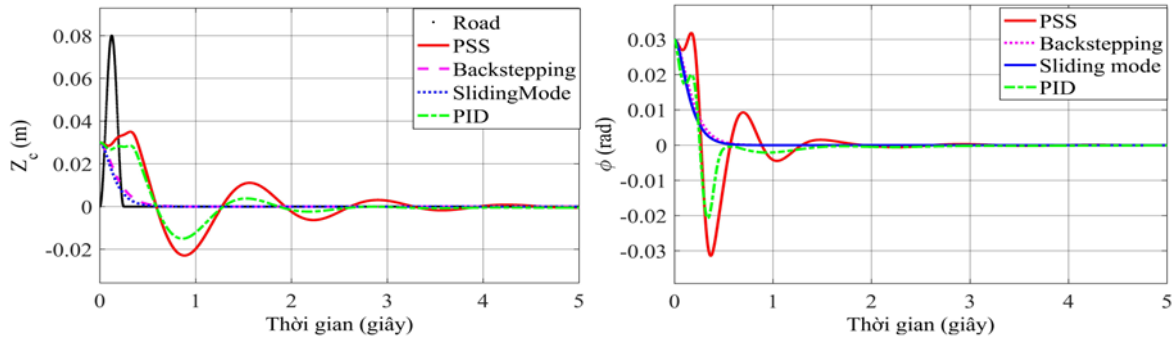
$$Z_r = \frac{A}{2} \left(1 - \cos\left(2\pi t \cdot \frac{v}{L} \right) \right) \tag{34}$$

với A là biên độ đoạn đường nhấp nhô, v là vận tốc xe, L chiều dài đoạn nhấp nhô. Thông số chúng như sau: $A = 0.08 m, L = 5 m, v = 20 m/s$.

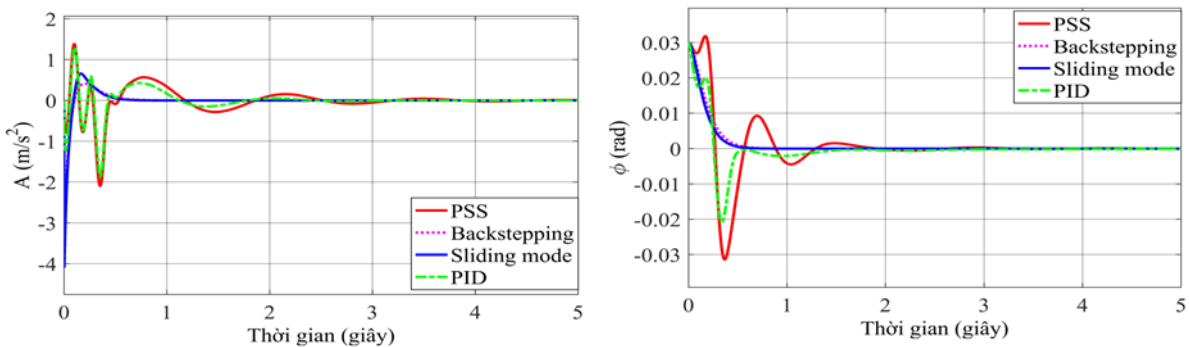
3.2. Kết quả mô phỏng và bình luận

Quan sát hình 2, thời gian hội tụ về 0 của dao động theo phương thẳng đứng và dao động góc theo phương ngang sử dụng bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển Sliding Mode tương đương nhau. Bộ điều khiển PID cho đáp ứng về 0 chậm hơn hai bộ điều khiển Backstepping và Sliding Mode. Về dạng quỹ đạo của đáp ứng đầu ra, hai bộ điều khiển Backstepping và Sliding Mode không bị dao động. Trong khi đó, bộ PID và hệ thống treo thụ động cho đáp ứng dao động

trước khi hội tụ về 0. Hình 3 thể hiện đáp ứng về gia tốc của thân xe khi đi qua mặt đường nhấp nhô. Gia tốc của thân xe khi sử dụng bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển trượt cho kết quả tương đương nhau và nhỏ hơn đáng kể (khoảng 1/3 lần) so với khi sử dụng bộ PID và không sử dụng bộ điều khiển. Qua đó thấy được hiệu quả của các bộ điều khiển về phương diện cải thiện sự thoải mái cho người lái.

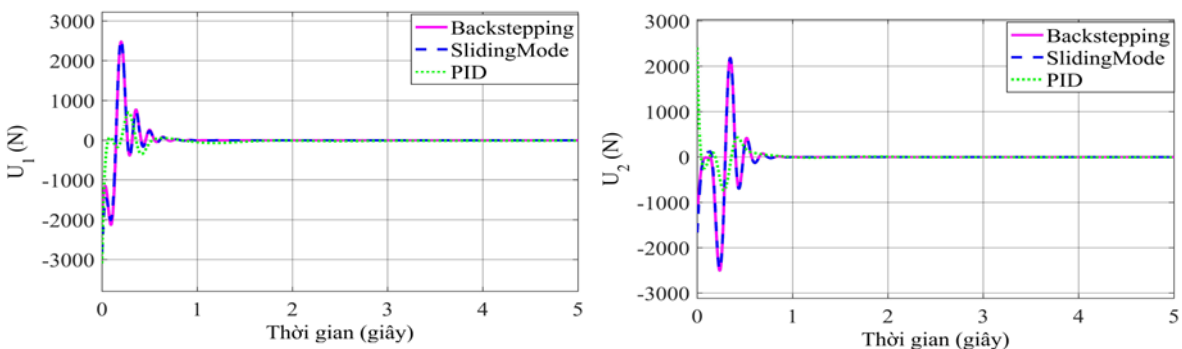


Hình 2. Dao động của thân xe.

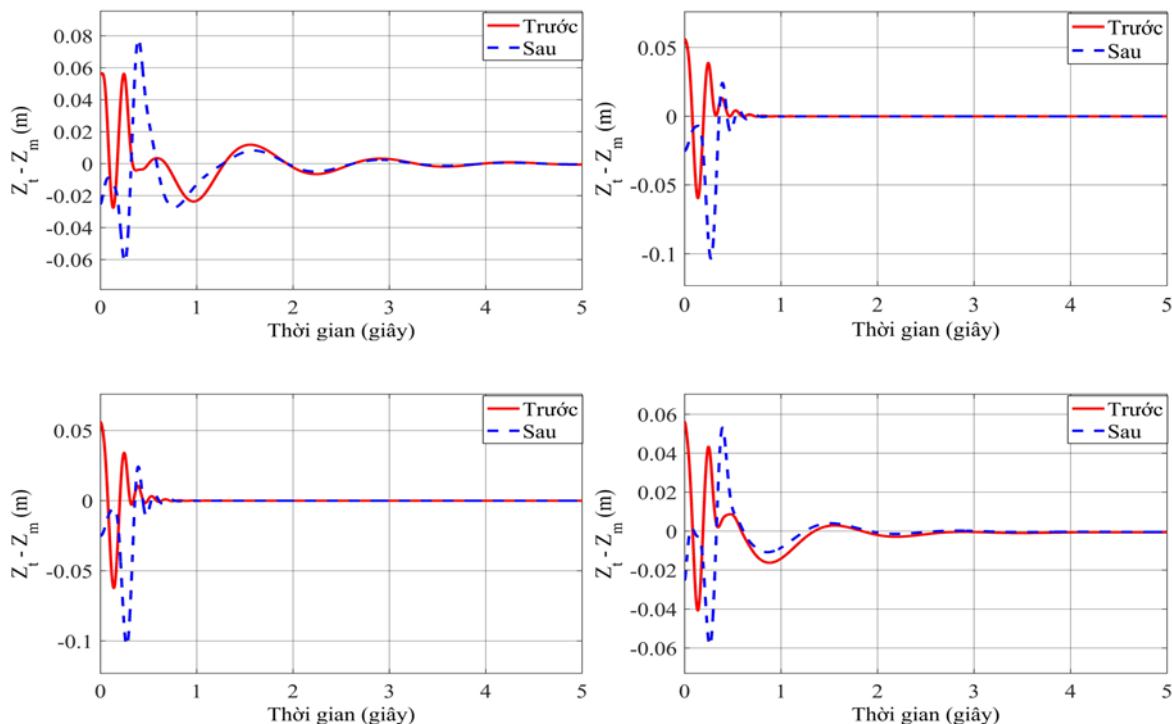


Hình 3. Gia tốc của thân xe.

Trong bài mô phỏng này, giá trị lớn nhất mà cơ cấu chấp hành có thể tạo ra là 5000N. Từ hình 4, các bộ điều khiển đều đưa ra tín hiệu lực U trong khoảng cho phép. Hình 5 là các đồ thị thể hiện không gian hoạt động của hệ thống treo. Theo thứ tự từ trên xuống dưới và từ trái sang phải lần lượt tương ứng với hệ thống treo thụ động, sử dụng bộ điều khiển Backstepping, Sliding Mode và PID. Có thể thấy rằng, không gian hoạt động của hệ thống treo khi sử dụng các bộ điều khiển và không sử dụng bộ điều khiển không có sự khác biệt rõ ràng. Trong điều kiện mặt đường này, không gian tối thiểu cần có của hệ thống treo là 15 cm. Cơ cấu chấp hành luôn tạo ra lực trong một giá trị giới hạn cho trước. Vì vậy, khi thiết kế bộ điều khiển cần chú trọng đến điều này để chọn thông số của bộ điều khiển.



Hình 4. Lực của cơ cấu chấp hành.



Hình 5. Không gian hoạt động của hệ thống treo.

4. KẾT LUẬN

Bộ điều khiển Backstepping và Sliding Mode đã được thiết kế để tăng hiệu suất của hệ thống treo trên cả bốn phương diện: sự thoải mái khi đi xe, độ bám đường, hành trình treo và sự bão hòa lực của cơ cấu chấp hành. Kết quả mô phỏng trên Matlab Simulink cho thấy, hệ thống treo sử dụng bộ điều khiển Sliding Mode và Backstepping cho kết quả tương đối giống nhau và tốt hơn hẳn so với bộ điều khiển PID về phương diện ổn định dao động và tăng sự thoải mái cho người ngồi trên xe. Với điều kiện mặt đường trong mô phỏng, các hiệu suất về độ bám đường, hành trình treo hay sự bão hòa của cơ cấu chấp hành chưa tỏ ra được sự khác nhau giữa các bộ điều khiển nhưng chúng đều được đảm bảo trong giới hạn cho phép.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. M. Fallah, R. Bhat, and W. Xie, "Optimized control of semiactive suspension systems using H_∞ robust control theory and current signal estimation," IEEE Trans. Mechatronics, vol. 17, no.4, pp.767–778, (2012).
- [2]. V. Sankaranarayanan, M. Emekli, B. A. Gilvenc, L. Guvenc, E. S. Ozturk, E. S. Ersolmaz, I. E. Eyol, and M. Sinal, "Semiactive suspension control of a light commercial vehicle," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 13, no. 5, pp. 598–604, (2008).
- [3]. M. Zapateiro, F. Pozo, H. Karimi, and N. Luo, "Semiactive control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 17, no. 2, pp. 370–380, (2012).
- [4]. D. Cao, X. Song, and M. Ahmadian, "Editors' perspectives: Road vehicle suspension design, dynamics, and control," Veh. Syst. Dyn., vol. 49, no. 1/2, pp. 3–28, (2011).
- [5]. R. Amirifar and N. Sadati, "Low-order H_∞ controller design for an active suspension system via LMIs," IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 53, no. 2, pp. 554–560, (2006).
- [6]. M. Hoque, M. Takasaki, Y. Ishino, and T. Mizuno, "Development of a three-axis active vibration isolator using zero-power control," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 11, no. 4, pp. 462–470, (2006).

-
- [7]. K. Waldron and M. Abdallah, "An optimal traction control scheme for offroad operation of robotic vehicles," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 12, no. 2, pp. 126–133, (2007).
- [8]. B. Allotta, L. Pugi, and F. Bartolini, "Design and experimental results of an active suspension system for a high-speed pantograph," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 13, no. 5, pp. 548–557, (2008).
- [9]. H. Karimi, "Optimal vibration control of vehicle engine-body system using haar functions," Int. J. Control, Autom., Syst., vol. 4, no. 6, pp. 714–724, (2006).
- [10]. S. Huang and H. Chen, "Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control," Mechatronics, vol. 16, pp. 607–622, (2006).
- [11]. E. Kayacan, Y. Oniz, and O. Kaynak, "A grey system modeling approach for sliding-mode control of antilock braking system," IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 56, no. 8, pp. 3244–3252, Aug. (2009).
- [12]. N. Yagiz and Y. Hacioglu, "Backstepping control of a vehicle with active suspensions," Control Eng. Practice, vol. 16, pp. 1457–1467, (2008).
- [13]. J. Lin and C. Huang, "Nonlinear backstepping active suspension design applied to a half-car model," Veh. Syst. Dyn., vol. 42, no. 6, pp. 473–493, (2004).
- [14]. M. Zapateiro, N. Luo, H. Karimi, and J. Vehi, "Vibration control of a class of semiactive suspension system using neural network and backstepping techniques," Mech. Syst. Signal Process.-Special Issue Inverse Problems, vol. 23, no. 6, pp. 1946–1953, (2009).
- [15]. Weichao Sun, Huijun Gao, and Okyay Kaynak, "Adaptive Backstepping Control for Active Suspension Systems With Hard Constraints," vol. 18, no. 3, pp. 1072–1079, (2013).

ABSTRACT

Comparison of controllers for nonlinear active half-car suspension

Backstepping controller and Sliding Mode controller are designed to control the active, nonlinear half-car suspension. By comparing the performance between Backstepping, Sliding Mode, PID and passive suspension (non-controller suspension) to find the best control method. Performance considerations are: ride comfort, grip, suspension space and force saturation. Matlab Simulink is used to simulate and produce results under a given pavement input. The results show that the Sliding Mode controller gives the best results. Then there are Backstepping and PID controllers. The suspension using the controller gives better results than the passive suspension.

Keywords: Active suspension; Backstepping; Sliding mode; Half vehicle model.