

ĐIỀU KHIỂN TRƯỢT THEO MÔ HÌNH THAM CHIẾU CHO HỆ THỐNG GIẢM XÓC CHỦ ĐỘNG

NGUYỄN VIỄN QUỐC

*Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh
nguyenvienquoc@iuh.edu.vn*

Tóm tắt. Trong việc thiết kế hệ thống giảm xóc, ta biết rằng có sự dung hòa giữa chất lượng giảm xóc đối với ngõ vào dạng gờ giảm tốc (bump) và chất lượng cách ly dao động gây ra bởi mặt đường khi xe chạy ở tốc độ cao. Trong nghiên cứu này, điều khiển trượt theo mô hình tham chiếu (reference-model following sliding mode control, RMF-SMC) được đề xuất áp dụng cho hệ thống giảm xóc tích cực nhằm nâng cao chất lượng giảm xóc và cách ly dao động trong dải tần số ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe của con người. Trong giải thuật điều khiển được đề xuất, ta định nghĩa một mặt trượt dựa trên đặc tính động lực học của hệ skyhook để hệ thống có được đặc tính giảm xóc và cách ly dao động tốt khi hệ thống ở một trượt. Mô phỏng trên máy tính được thực hiện để đánh giá hiệu quả của giải thuật điều khiển.

Từ khóa. Skyhook, điều khiển trượt, điều khiển dao động, cách ly dao động, hệ thống giảm xóc chủ động

REFERENCE MODEL FOLLOWING SLIDING MODE CONTROL FOR ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS

Abstract. In the design passive suspension systems, there is a trade-off between the performance under bump input and that under high frequencies input due to high speed driving. In this work, a reference-model following sliding mode control (RMF-SMC) is proposed for active suspension systems in order to obtain high-performance suspension and vibration isolation in the frequency range that causes bad effects on human. In the proposed control algorithm, a sliding surface is defined based on the ideal skyhook dynamic such that the system exhibits its good suspension and vibration isolation characteristics once the system enters the sliding mode. Computer simulations are implemented to evaluate the effectiveness of the proposed control algorithm.

Keywords. Skyhook, sliding mode control, vibration control, vibration isolation, active suspension system.

1 GIỚI THIỆU TỔNG QUAN

Theo nghiên cứu của Von Gierke và Brammer [1], dao động từ 20-30 Hz là dải tần gây cộng hưởng cơ học phần đầu của con người, ảnh hưởng nhiều nhiều đến sức khỏe con người. Những dao động dưới 20 Hz gây cộng hưởng những cơ quan khác trong cơ thể con người. Ngoài ra, những dao động trên 30 Hz có thể được làm suy giảm bởi ghế ngồi trên xe. Vì vậy, để tăng độ dễ chịu khi lái xe, việc thiết kế hệ thống giảm xóc không chỉ nghiên cứu cải thiện đáp ứng đối với ngõ vào bump (dạng gờ giảm tốc), mà còn cần phải chú trọng làm suy giảm những dao động trong vùng tần số dưới 30 Hz.

Hiện nay, loại giảm xóc thụ động là loại được sử dụng trong phần lớn các loại xe ô tô. Hệ thống giảm xóc thụ động nếu được thiết kế với tính năng giảm xóc tốt thì đặc tính cách ly đối với những dao động truyền từ bánh xe lên thân xe khi xe chạy tốc độ cao lại kém, và ngược lại. khi thiết hệ thống giảm xóc đặc tính cách ly tốt đối với dao động tần số cao thì đặc tính giảm xóc lại kém. Đối với bài toán thiết kế hệ thống giảm xóc thụ động, cần phải có sự dung hòa giữa hai vấn đề không thể đạt được đồng thời; đó là giảm xóc và cách ly dao động. Hệ thống giảm xóc bán chủ động phần nào giải quyết vấn đề này nhờ vào

việc thay đổi hệ số giảm chấn (damping) cho phù hợp tác động ngõ vào. Tuy nhiên, hệ thống bán chủ động còn hạn chế phạm vi điều khiển, do bản chất hệ thống vẫn không phát sinh năng lượng làm suy giảm dao động không mong muốn một cách hiệu quả. Hệ thống giảm chấn tích cực cho phép tác động một cách tích cực vào hệ thống để triệt dao động hiệu quả bằng cách phát sinh lực cơ học theo một luật điều khiển nhất định nào đó, cho phép giải quyết bài toán giảm xóc và cách ly dao động một cách hiệu quả nhất.

Tính đến nay, đã có nhiều nghiên cứu đề xuất luật điều khiển cho hệ thống giảm xóc. Choi S.B và Han Y.M. [2] đề xuất áp dụng điều khiển trượt cho hệ thống giảm xóc bán chủ động sử dụng dung dịch điện biến (electrorheological fluid), trong đó cơ tính của dung dịch được điều khiển để làm thay đổi lực giảm chấn. Yahaya M.S. và cộng sự [3] đề xuất điều khiển trượt tích phân tỷ lệ cho hệ thống giảm xóc chủ động, trong đó mặt trượt được xác lập dựa trên điều khiển tích phân tỷ lệ để tăng bậc mặt trượt, nhằm triệt sai số xác lập và giải quyết được vấn đề tác động nhiễu không khớp (unmatched uncertainties) trong mô hình toán học. Ali J.K. và Keith J.B. [4] đề xuất điều khiển trượt cho hệ thống giảm xóc chủ động, trong đó mặt trượt được chọn là tổ hợp tuyến tính của các trạng thái hệ thống. Phu D.X. và cộng sự [5] đề xuất luật điều khiển trượt mờ thích nghi cho hệ thống giảm xóc tại ghế ngồi trên xe. Các luật điều khiển đề xuất trong các nghiên cứu trên đây đều tập trung giải quyết bài toán giảm xóc đối với ngõ vào bump, chưa quan tâm đến những dao động trong dải tần số ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe con người. Trong nghiên cứu [6], Katsuyama và Omae đã đề xuất phương pháp điều khiển giảm chấn skyhook âm để cải thiện chất lượng điều khiển trong vùng tần số giữa (từ 4-8Hz). Tuy nhiên, cách điều khiển này chỉ có hiệu quả tốt đối với những tác động gây dao động có dải tần số hẹp, bởi khi chất lượng điều khiển trong vùng tần số giữa được cải thiện thì chất lượng điều khiển trong vùng cộng hưởng lại kém hơn và ngược lại.

Bài báo này đề xuất giải thuật điều khiển trượt theo mô hình tham chiếu (RMF-SMC) cho hệ thống giảm xóc chủ động; trong đó, đặc tính tần số của hệ thống được chỉ định theo mô hình tham chiếu skyhook lý tưởng qua việc định nghĩa mặt trượt. Skyhook là ý tưởng điều khiển dao động đề xuất bởi Karnopp [7] dựa trên cấu hình hệ thống mà trong đó phần tử giảm chấn được nối một đầu vào hệ quy chiếu cố định, gọi là ‘sky’. Cấu hình hệ giảm chấn này cho phép đạt được chất lượng điều khiển tốt trong cả vùng cộng hưởng và vùng tần số cao. Tuy nhiên, việc thực hiện hệ thống giảm xóc theo cấu hình skyhook là không thể thực hiện được đối với những hệ thống di động như xe ô tô, do không có điểm cố định ‘sky’. Để có được đặc tính giảm xóc như hệ skyhook, luật điều khiển RMF-SMC được thiết lập trên cơ sở thỏa mãn điều kiện tiếp cận mặt trượt, bảo đảm hệ thống sẽ chuyển sang pha trượt trong thời gian hữu hạn. Khi ở pha trượt, đặc tính động lực học của hệ thống sẽ được duy trì như đặc tính của hệ skyhook. Việc thiết kế điều khiển được thực hiện trên miền tần số qua việc chỉ định đặc tính động lực học của mô hình tham chiếu. Mô phỏng trên máy tính được thực hiện để đánh giá tính hiệu quả của thuật toán điều khiển đối với đặc tính giảm xóc, cũng như đặc tính cách ly dao động ở vùng tần số 5 – 30 Hz. Đây là vùng tần số của những dao động gây ra bởi tương tác giữa bánh xe và mặt đường không bằng phẳng truyền lên thân xe khi xe chạy ở tốc độ cao.

2. MÔ HÌNH HỆ THỐNG GIẢM XÓC CHỦ ĐỘNG

Xét mô hình đơn giản hóa hệ thống giảm xóc 1/4 xe ô tô như Hình 1. Trong hình này, m_s là khối lượng của 1/4 thân xe, m_u là khối lượng của bánh xe và trục bánh xe, y là chuyển vị của thân xe, z là chuyển vị của bánh xe, d là nhiễu dao động sinh ra cho sự gồ gề của mặt đường, k_t là độ cứng của lò xo mô hình hóa cho sự đàn hồi đàn hồi của lớp xe, k_s và c_s là độ cứng của lò xo và hệ số giảm chấn của bộ giảm xóc, u là lực điều khiển sinh ra từ cơ cấu chấp hành.

Theo định luật Newton thứ 2, phương trình vi phân mô tả chuyển động của hệ thống giảm xóc như sau:

$$m_u \ddot{z} + c_s(\dot{z} - \dot{y}) + k_s(z - y) + k_t(z - d) = -u \quad (1)$$

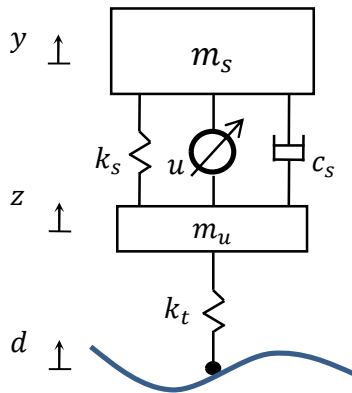
$$m_s \ddot{y} + c_s(\dot{y} - \dot{z}) + k_s(y - z) = u \quad (2)$$

Phương trình vi phân mô tả hệ thống skyhook (Hình 2) như sau:

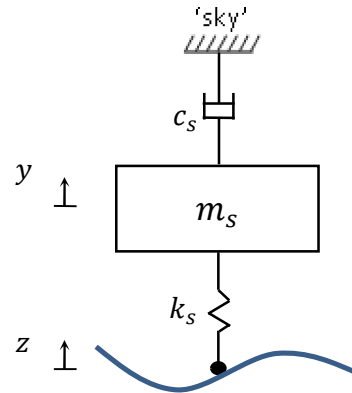
$$m_s \ddot{y} + c_s \dot{y} + k_s(y - z) = 0 \quad (3)$$

Chia hai vế cho m_s , đồng thời đặt $\bar{c}_s \triangleq c_s/m_s$ và $\bar{k}_s \triangleq k_s/m_s$, ta được:

$$\ddot{y} + \bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s(y - z) = 0 \quad (4)$$



Hình 1: Hệ giảm xóc chủ động



Hình 2: Hệ skyhook

3. THIẾT KẾ ĐIỀU KHIỂN

Như đã đề cập trên đây, luật điều khiển RMF-SMC đề xuất trong bài báo này có mặt trượt dựa trên đặc tính hệ skyhook. Ta định nghĩa mặt trượt như sau:

$$\sigma = \dot{y}(t) + \bar{c}_s y(t) + \bar{k}_s \int_0^t [y(\tau) - z(\tau)] d\tau \quad (5)$$

Khi hệ thống ở pha trượt, ta có $\sigma = 0$, hay:

$$\dot{y}(t) + \bar{c}_s y(t) + \bar{k}_s \int_0^t [y(\tau) - z(\tau)] d\tau = 0 \quad (6)$$

Lấy đạo hàm 2 vế theo t , phương trình (6) sẽ trở thành phương trình (4). Như vậy, khi ở pha trượt, đặc tính hệ thống sẽ được duy trì giống như đặc tính hệ skyhook. Ta biết rằng luật điều khiển cần phải bảo đảm thỏa mãn điều kiện tiếp cận, nghĩa là hệ thống điều khiển phải chuyển sang pha trượt trong thời gian hữu hạn. Luật điều khiển RMF-SMC có dạng:

$$u = k_s(y - z) + c_s(\dot{y} - \dot{z}) - m_s (\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s(y - z)) - \rho \operatorname{sgn}(\sigma) \quad (7)$$

trong đó ρ là một hệ số dương, cần được chọn sao cho điều kiện tiếp cận được thỏa.

Xét hàm Lyapunov:

$$V = \frac{1}{2} m_s \sigma^2 \quad (8)$$

Tính đạo hàm của V :

$$\begin{aligned} \dot{V} &= m_s \sigma \dot{\sigma} \\ &= \sigma \left[m_s \dot{y} + m_s (\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s(y - z)) \right] \\ &= \sigma \left[u - c_s(\dot{y} - \dot{z}) - k_s(y - z) + m_s (\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s(y - z)) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

Thế (7) vào (9), ta có:

$$\dot{V} = -\rho|\sigma| \quad (10)$$

Như vậy, chỉ cần chọn $\rho > 0$, thì $\dot{V} < 0$ và \dot{V} chỉ bằng 0 khi $\sigma = 0$. Theo định lý Lyapunov, σ sẽ tiến về 0 trong thời gian hữu hạn.

Tuy nhiên, trong thực tế ta không thể có được thông số chính xác của hệ thống, mà chỉ biết trị số danh định của nó. Gọi k_{s0} , c_{s0} và m_{s0} lần lượt là các trị số danh định của k_s , c_s và m_s . Thông số hệ thống được biểu diễn như sau:

$$k_s = k_{s0} + \Delta k_s, \quad c_s = c_{s0} + \Delta c_s, \quad m_s = m_{s0} + \Delta m_s \quad (11)$$

trong đó, Δk_s , Δc_s và Δm_s là sai số mô hình. Những sai số này tuy không được biết chính xác, nhưng giả sử ta biết được độ lớn giới hạn của nó tương ứng là Δ_k , Δ_c và Δ_m ; nghĩa là:

$$|\Delta k_s| < \Delta_k, \quad |\Delta c_s| < \Delta_c, \quad |\Delta m_s| < \Delta_m \quad (12)$$

Luật điều khiển RMF-SMC được viết lại như sau:

$$u = k_{s0}(y - z) + c_{s0}(\dot{y} - \dot{z}) - m_{s0}(\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s(y - z)) - \rho \operatorname{sgn}(\sigma) \quad (13)$$

Với luật điều khiển (13), ta có:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma \left[\Delta k_s (y - z) + \Delta c_s (\dot{y} - \dot{z}) + \Delta m_s (\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s (y - z)) \right] - \rho \operatorname{sgn}(\sigma) \\ &= \sigma \left[\Delta k_s (y - z) + \Delta c_s (\dot{y} - \dot{z}) + \Delta m_s (\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s (y - z)) \right] - \rho |\sigma| \\ &< |\sigma| \left[\Delta_k \|y - z\| + \Delta_c \|\dot{y} - \dot{z}\| + \Delta_m \|\bar{c}_s \dot{y} + \bar{k}_s (y - z)\| \right] - \rho \\ &< |\sigma| \left[(\Delta_k + \bar{k}_s \Delta_m) \|y - z\| + \Delta_c \|\dot{y} - \dot{z}\| + \bar{c}_s \Delta_m \|\dot{y}\| \right] - \rho \end{aligned} \quad (14)$$

Nếu chọn ρ đủ lớn, cụ thể là

$$\rho > (\Delta_k + \bar{k}_s \Delta_m) \|y - z\| + \Delta_c \|\dot{y} - \dot{z}\| + \bar{c}_s \Delta_m \|\dot{y}\| + \eta \quad (15)$$

thì $\dot{V} < -\eta|\sigma|$, thỏa điều kiện tiếp cận mặt trượt. Một vấn đề mà khi thực hiện điều khiển trượt thường gặp phải đó chattering [8]. Để giảm ảnh hưởng không tốt của hiện tượng chattering lên cơ cấu chấp hành, ta có thể thay hàm $\operatorname{sgn}(\cdot)$ bằng hàm bão hòa (saturation):

$$\operatorname{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) = \begin{cases} -1 & \text{nếu } s < -\phi \\ \frac{s}{\phi} & \text{nếu } -\phi \leq s \leq \phi \\ +1 & \text{nếu } s > \phi \end{cases} \quad (16)$$

Trong phần mô phỏng dưới đây, ta dùng hàm $\operatorname{sat}(\cdot)$ thay cho hàm $\operatorname{sgn}(\sigma)$, trong đó chọn $\Phi = 0.1$.

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

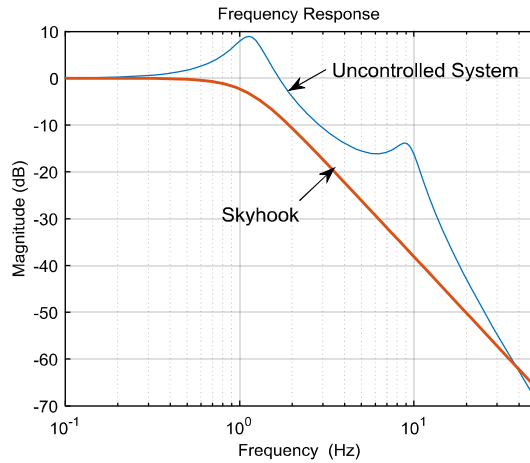
Để đánh giá hiệu quả của giải thuật điều khiển đề xuất, ta thực hiện mô phỏng hệ thống điều khiển dùng phần mềm Simulink/MATLAB. Các phân tử hệ thống dùng để mô phỏng có thông số như sau:

$$k_s = 16812 \text{ N/m}, \quad m_s = 290 \text{ kg}, \quad c_s = 100 \text{ Ns/m}, \quad k_t = 190000 \text{ N/m}, \quad m_u = 59 \text{ kg}$$

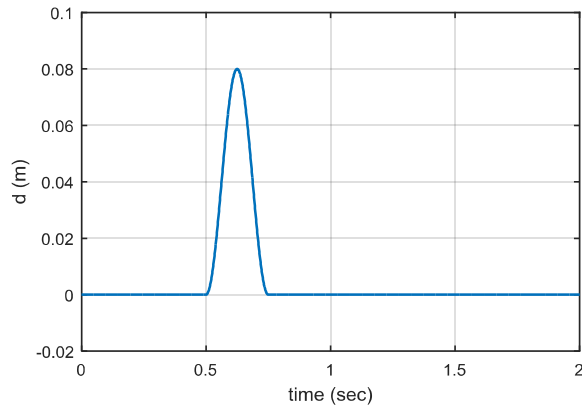
Để đánh giá tính bền vững của hệ thống điều khiển, ta giả sử tồn tại sai số mô hình trong các phân tử hệ thống k_s , c_s , m_s . Những sai số này không tuy không xác định, nhưng có giới hạn trên như sau:

$$\Delta_k = 1000 \text{ N/m}, \quad \Delta_c = 100 \text{ Ns/m}, \quad \Delta_m = 200 \text{ kg}$$

Ta chọn thông số của mô hình tham chiếu: $\bar{k}_s = 50 \text{ N/m/kg}$, $\bar{c}_s = 10 \text{ Ns/m/kg}$. Hình 3 là đặc tính tần số của hệ thống khi chưa điều khiển và mô hình tham chiếu. Từ hình, ta thấy đặc tính tần số mô hình tham chiếu được thiết kế nhằm làm suy giảm dao động trong dải tần số từ 5 Hz đến 30Hz; như đã đề cập ở trên, đây là dải tần số ảnh hưởng nhiều đến sức khỏe con người [1].



Hình 3: Đáp ứng tần số của hệ giảm xóc chưa điều khiển và của hệ tham chiếu skyhook



Hình 4: Ngõ vào bump

Mô phỏng được thực hiện với 2 loại tác động nhiễu từ mặt đường: bump (Hình 4)

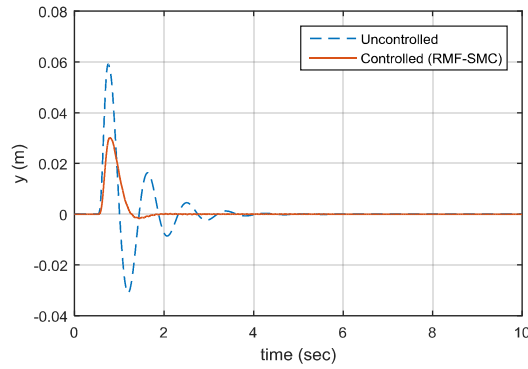
$$d_{bump}(t) = \begin{cases} 0.08(1 - \cos(8\pi t))/2 & \text{nếu } 0.5 \leq t \leq 0.75 \\ 0 & \text{các giá trị } t \text{ khác} \end{cases} \quad (17)$$

và dao động điều hòa trong dải tần số 5-30Hz.

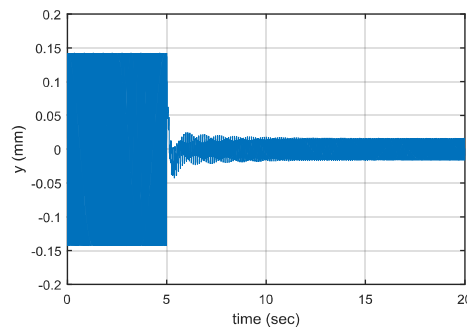
$$d_{sin}(t) = 0.02 \sin(2\pi f t) \quad \text{trong đó } 5 \leq f \leq 30 \text{ (Hz)} \quad (18)$$

Dựa trên những thông số mô phỏng trên, ta chọn $\rho = 2$ cho luật điều khiển RMF-SMC.

Hình 5 là kết quả mô phỏng đối với ngõ vào bump. So sánh kết quả trong 2 trường hợp không điều khiển (Uncontrolled) và được điều khiển bởi bộ điều khiển RMF-SMC (Controlled-RMF SMC), ta thấy trong trường hợp được điều khiển, đáp ứng có biên độ giảm gần một nửa và dao động nhanh chóng tắt dần trong khoảng thời gian 1 giây. Hình 6 là kết quả mô phỏng điều khiển với tác động ngõ vào là hàm sin tần số 20 Hz, biên độ 0.02 m. Trong 5 giây đầu, bộ điều khiển chưa kích hoạt; hệ thống giảm xóc hoạt động ở chế độ thụ động. Ta thấy dao động truyền lên thân xe suy giảm biên độ còn 0.14mm. Tại thời điểm giây thứ 5, bộ điều khiển được kích hoạt; ta thấy biên độ dao động suy giảm mạnh còn 0.016 mm.



Hình 5 Đáp ứng của hệ giảm xóc đối với ngõ vào d_{bump}



Hình 6 Đáp ứng hệ giảm xóc đối với ngõ vào $d_{sin}(t)$ với tần số 20 Hz

Để biểu diễn độ suy giảm dao động, ta sử dụng chỉ số độ truyền dao động chuyển vị (displacement transmissibility). Chỉ số này được định nghĩa như sau:

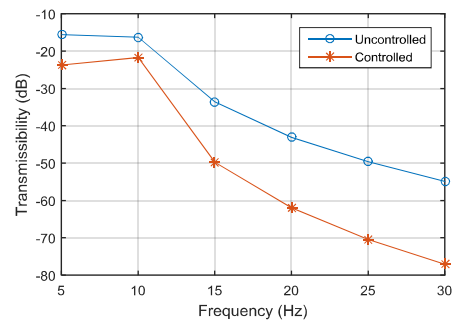
$$T_{disp} = 20 \log_{10} \frac{A_o}{A_i} \quad (\text{dB}) \quad (19)$$

trong đó A_o và A_i tương ứng là biên độ dao động ngõ ra và biên độ dao động ngõ vào.

Đánh giá kết quả mô phỏng trên đây dựa trên độ truyền dao động (19), ta thấy rằng dao động suy giảm -43.1 dB khi không điều khiển và suy giảm -61.9 dB khi có điều khiển. Thực hiện mô phỏng tương tự tại các tần số khác nhau trong phạm vi từ 5 Hz đến 30 Hz với cùng biên độ ngõ vào 0.02 m, kết quả tổng hợp được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1: Biên độ dao động thân xe trong trường hợp có điều khiển so với trường hợp không điều khiển.

f (Hz)	Biên độ dao động y (mm)	
	Không điều khiển	Có điều khiển
5	3.33	1.30
10	3.08	1.64
15	0.42	0.065
20	0.14	0.016
25	0.066	0.006
30	0.036	0.0028



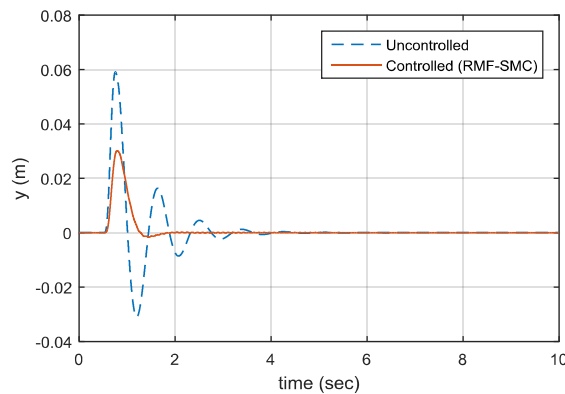
Hình 7: Độ truyền dao động trong trường hợp không điều khiển và trường hợp có điều khiển.

Hình 7 là đồ thị biểu diễn độ truyền dao động tại các tần số khác nhau khi hệ thống hoạt động không

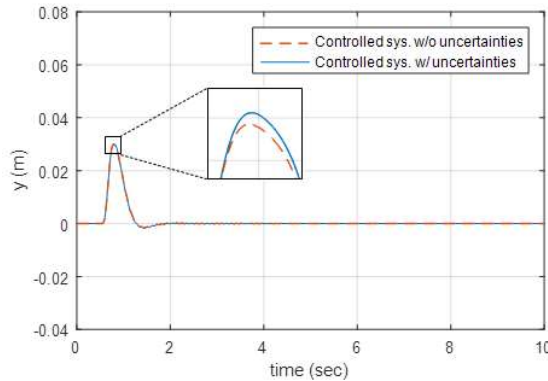
điều khiển và khi có điều khiển. Kết quả cho thấy, khi áp dụng bộ điều khiển đề xuất, dao động suy giảm rõ rệt. Để đánh giá tính bền vững của RMF-SMC, một số mô phỏng được thực hiện với sai số mô hình giả định như sau:

$$\Delta k_s = 1000 \text{ N/m}, \quad \Delta c_s = 80 \text{ Ns/m}, \quad \Delta m_s = 100 \text{ kg}$$

Sử dụng luật điều khiển (13) với các trị số danh định: $k_{s0} = 15812 \text{ N/m}$, $c_{s0} = 920 \text{ Ns/m}$, $m_{s0} = 190 \text{ kg}$. Kết quả mô phỏng hệ thống điều khiển có sai số mô hình đối với tác động ngõ vào bump (17) được biểu diễn ở Hình 18. Ta thấy trong trường hợp này, đáp ứng hệ thống có điều khiển có biên độ giảm gần một nửa so với trường hợp không có điều khiển; ngoài ra, dao động cũng nhanh chóng tắt dần trong khoảng thời gian 1 giây. Để so sánh, đáp ứng hệ thống điều khiển trong hai trường hợp, có sai số mô hình và không có sai số mô hình, được vẽ trên cùng một đồ thị Hình 9. Ta có thể thấy rằng hai đáp ứng không khác nhiều. Điều đó cho thấy điều khiển RMF-SMC thừa hưởng tính bền vững vốn có của điều khiển trượt kinh điển.



Hình 8: Đáp ứng với ngõ vào ‘bump’ trong trường hợp có sai số mô hình

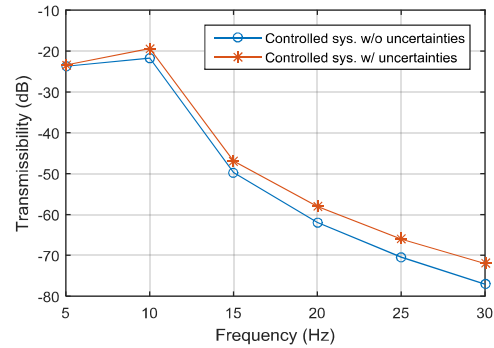


Hình 9: Đáp ứng với ngõ vào ‘bump’ trong trường hợp có sai số mô hình so với trường hợp không có sai số mô hình

Kết quả mô phỏng với tác động ngõ hàm sin (18) trong trường hợp có sai số mô hình được tổng hợp trong Bảng 2. Hình 10 so sánh độ truyền dao động trong trường hợp có sai số mô hình và trường hợp không có sai số mô hình. Ta thấy rằng khi có sai số mô hình, chất lượng điều khiển bị suy giảm; tuy nhiên, lượng suy giảm này không nhiều; hệ thống vẫn duy trì đặc tính cách ly dao động tốt tại vùng tần số này.

Bảng 2: Biên độ dao động thân xe trong trường hợp của hệ thống điều khiển có sai số mô hình so với trường hợp không có sai số mô hình.

f (Hz)	Biên độ dao động y (mm)	
	Không sai số mô hình	Có sai số mô hình
5	1.30	1.35
10	1.64	2.15
15	0.065	0.09
20	0.016	0.025
25	0.006	0.01
30	0.0028	0.005



Hình 10: Độ truyền dao động của hệ thống điều khiển trong trường hợp không có sai số mô hình so với trường hợp có sai số mô hình.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này đã đề xuất áp dụng giải thuật điều khiển RMF-SMC cho hệ thống giảm xóc tích cực nhằm làm tăng độ dễ chịu, thoải mái của hành khách ngồi trên xe. Việc thiết kế điều khiển được thực hiện trên miền tần số qua việc chỉ định đặc tính tần số của mô hình tham chiều skyhook. Các kết quả mô phỏng cho thấy, việc áp dụng bộ điều khiển RMF-SMC cho phép làm suy giảm đáng kể dao động thân xe đối với ngõ vào bump cũng như ngõ vào dao động trong dải tần số ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe của con người. Hơn nữa, các kết quả mô phỏng trong trường hợp có sai số mô hình cho thấy tính bền vững của hệ thống điều khiển. Điều này rất có ý nghĩa trong việc ứng dụng bộ điều khiển RMF-SMC vào hệ thống giảm xóc trên xe ô-tô thực tế.

REFERENCES

- [1] Henning E. von Gierke, Anthony J. Brammer, Effects of shock and vibration on humans, Harris' Shock and Vibration Handbook (5th Edition), pp 42.1 - 42.62, 2002.
- [2] Choi, S-B, Han, Y-M, Vibration control of electrorheological seat suspension with human-body model using sliding mode control. Journal of Sound and Vibration 303, pp. 391–404, 2007.
- [3] Yahaya Md. Sam, Johari H.S. Osman, M. Ruddin A. Ghani, A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system, Systems & Control (51), 217-223, 2004.
- [4] Ali J. Koshkouei, Keith J. Burnham, Sliding mode controllers for active suspensions, Proceedings of the 17th World Congress – The IFAC, 2008.
- [5] Do Xuan Phu, Seung-Bok Choi, Yang-Sub Lee and Moon-Sihk Han, Vibration control of a vehicle's seat suspension featuring a magnetorheological damper based on a new adaptive fuzzy sliding-mode controller, Proc IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering, 230 (4), pp. 437-458, 2015.
- [6] Katsuyama, E. and Omae, A., Improvement of Ride Comfort by Unsprung Negative Skyhook Damper Control Using In-Wheel Motors, SAE Int. J. Alt. Power. 5(1):214-221, 2016
- [7] Karnopp, D. C., Crosby, M. J., and Harwood, R. A., Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, ASME J. Eng. Ind., 96, No. 2, pp.619–626. 1974.
- [8] Christopher Edwards, Sarah K. Spurgeon, Sliding mode control – Theory and applications, Taylor & Francis, 1998.

Ngày nhận bài: 09/12/2019

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2020