

ƯỚC LƯỢNG GIÁ TRỊ LỰC GIẢM CHẤN BÁN TÍCH CỰC BẰNG BỘ QUAN SÁT H_2

Vũ Văn Tấn¹

Tóm tắt: Trong bài báo này, tác giả đề cập đến cách ước lượng giá trị của lực giảm chấn bán tích cực ER được sử dụng cho hệ thống treo bán tích cực trên ô tô. Trước tiên một mô hình dao động $\frac{1}{4}$ của ô tô được kết hợp với mô hình động lực của giảm chấn điện hóa ER. Trong đó lực của giảm chấn ER là một biến của véc tơ trạng thái trong phương trình không gian trạng thái tổng quát. Sau đó bộ quan sát H_2 được thiết kế để ước lượng giá trị của lực giảm chấn bằng cách giảm thiểu tối đa tác động của biên dạng mặt đường và các nhiễu đo lường của cảm biến đến sự sai lệch của các biến trong véc tơ trạng thái (giữa tín hiệu thực và giá trị ước lượng). Kết quả mô phỏng trong miền tần số và miền thời gian bằng phần mềm Matlab/Simulink thông qua bốn dạng mặt đường khác nhau đã chứng minh mức độ hiệu quả của bộ quan sát thiết kế trong việc ước lượng giá trị của lực giảm chấn.

Từ khóa: Giảm chấn bán tích cực ER, Hệ thống treo bán tích cực, Bộ quan sát H_2 , Động lực học ô tô.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống treo bán tích cực đã và đang được sử dụng rộng rãi trên ô tô con nhờ vào những ưu điểm so với các hệ thống treo tích cực và bị động như kết cấu gọn nhẹ và tiết kiệm năng lượng (Do, et al 2010). Nhiều phương pháp điều khiển đã được áp dụng cho hệ thống treo bán tích cực như Skyhook, Groundhook, Hybrid, ADD, LQR, H_∞ /LPV đã được nghiên cứu trong tài liệu (Poussot, et al 2008), (Priyandoko, et al 2009), (Poussot, et al 2012). Một số nghiên cứu thiết kế điều khiển coi lực giảm chấn là đầu vào điều khiển của hệ thống treo (Do, et al 2010), (Nguyen, et al 2015). Các tác giả trong (Priyandoko, et al 2009) đã sử dụng sơ đồ điều khiển có bộ quan sát lực giảm chấn để đạt được các mục tiêu điều khiển gồm nâng cao độ an toàn và độ êm dịu chuyển động. Tín hiệu lực giảm chấn đóng vai trò rất quan trọng trong tổng hợp bộ điều khiển, vì vậy một số phương pháp ước lượng lực giảm chấn đã được nghiên cứu như (Estrada, et al 2018), (Reichhartinger, et al 2018), (Tudon, et al 2018), (Koch, et al 2010), (Rajamani, et al 1995).

Trong thực tế để đo chính xác lực giảm chấn

thì rất khó thực hiện và tốn kém. Trong tài liệu (Koch, et al 2010), bộ lọc Kalman đã được phát triển để ước lượng lực giảm chấn mà không xét đến trạng thái động lực học của giảm chấn bán tích cực. Các tác giả trong tài liệu (Estrada, et al 2018) đã trình bày về bộ quan sát lực giảm chấn H_∞ bằng cách sử dụng mô hình động lực học phi tuyến của giảm chấn bán tích cực ER.

Ngoài ra, trong tài liệu số (Tudon, et al 2018), các tác giả đã giới thiệu bộ quan sát H_∞ /LPV để ước lượng lực giảm chấn bằng cách sử dụng các tín hiệu sai lệch vận tốc của các biến trong véc tơ trạng thái. Bên cạnh đó một bộ quan sát cho toàn xe sử dụng mô hình tuyến tính của giảm chấn đã được nghiên cứu trong (Dugard, et al 2012) và cho kết quả khá tin cậy cả về mô phỏng và thí nghiệm. Mặc dù những kết quả trên là tích cực, tuy nhiên một bộ quan sát lực giảm chấn dựa trên mô hình động lực học phi tuyến của hệ thống treo bán tích cực sử dụng giảm chấn ER vẫn là một vấn đề mở.

Trong bài báo này, bộ quan sát H_2 được thiết kế để ước lượng giá trị của lực giảm chấn ER mà không cần biết chính xác đầu vào là biên dạng mặt đường hay những nhiễu tín hiệu của cảm biến. Thiết kế của bộ quan sát này dựa trên mô hình hệ thống treo phi tuyến bao gồm mô hình một phần tư ô tô với mô hình động lực học phi tuyến bậc

¹ Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội, Việt Nam

nhất của giảm chấn ER. Những điểm mới của bài viết này bao gồm:

- Mô hình dao động $\frac{1}{4}$ của ô tô có kết hợp với mô hình của giảm chấn bán tích cực điện hóa ER.
- Thiết kế một bộ quan sát H_2 để ước lượng giá trị lực giảm chấn, trong đó cách tiếp cận chính là giảm thiểu ảnh hưởng của các nhiễu không xác định (mặt đường và nhiễu cảm biến) đến sai số ước lượng. Ma trận L của bộ quan sát được xác định bằng cách sử dụng phương pháp bất đẳng thức ma trận LMI.
- Kết quả mô phỏng trong miền tần số và miền thời gian với nhiều dạng mặt đường khác nhau để thể hiện rõ hiệu quả của thuật toán trong việc ước lượng lực của giảm chấn với độ chính xác trên 99%.

Cần lưu ý rằng, mô hình ô tô và mô hình giảm chấn bán tích cực ER sử dụng trong nghiên cứu này được dựa trên mô hình ô tô thực tế có tên gọi

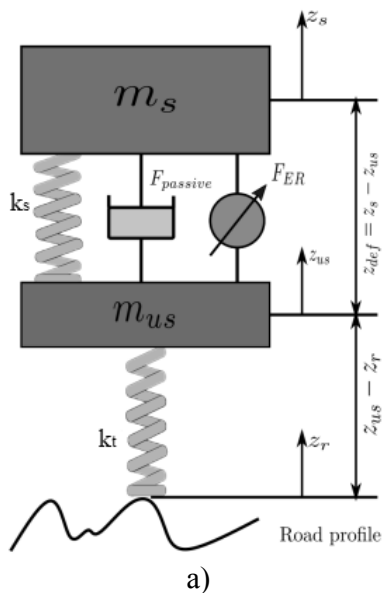
SobenCar tại phòng thí nghiệm Gipsa, Đại học Bách Khoa Grenoble, Cộng hòa Pháp.

2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG $\frac{1}{4}$ Ô TÔ

Trong phần này, tác giả giới thiệu mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô được trang bị hệ thống treo bán tích cực sử dụng giảm chấn ER như trong hình 1a. Trước tiên, một mô hình minh họa đặc tính động lực học và đặc điểm phi tuyến của giảm chấn bán tích cực ER như trong hình 1b. Dựa trên mô hình Guo, mô hình động lực học phi tuyến của giảm chấn ER đầy đủ được trình bày như sau (Nguyen, 2016):

$$\begin{cases} F_d = k_0 x_d + c_0 \dot{x}_d + F_{ER} \\ \tau \dot{F}_{ER} + F_{ER} = f_c \cdot u_{nl} \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó $u_{nl} = u \cdot \tanh(k_1 x_d + c_1 \dot{x}_d)$; u là chu trình làm việc của tín hiệu PWM (Pulse Width Modulation); $k_0, k_1, c_0, c_1, f_c, \tau$, là các tham số của mô hình (1) được giới thiệu trong Bảng 1.



Hình 1. Mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô với hệ thống treo bán tích cực ER.

Mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô bao gồm khối lượng treo (m_s), khối lượng không được treo (m_{us}), các thành phần của hệ thống treo nằm giữa m_s và m_{us} và bánh xe được mô phỏng như một lò xo có độ cứng (k_t). Ở mô hình này z_s và z_{us} là dịch chuyển của khối lượng được treo và không được treo, trong khi đó z_r là biên dạng mặt đường. Như mô tả trong hình 1a, bằng cách áp dụng định luật hai Newton cho chuyển động theo phương thẳng đứng, động lực

học của hệ thống xung quanh vị trí cân bằng được mô tả như sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -F_s - F_d \\ m_{us} \ddot{z}_{us} = F_s + F_d - F_t \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó $F_s = k_s(z_s - z_{us})$ là lực đàn hồi của lò xo, $F_t = k_t(z_{us} - z_r)$ là lực đàn hồi của bánh xe, và lực của giảm chấn F_d được đưa ra như trong (1) với $x_d = z_s - z_{us}$.

Thay (1) vào (2), ta được:

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -(k_s + k_0)(z_s - z_{us}) - c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) - F_{ER} \\ m_{us} \ddot{z}_{us} = (k_s + k_0)(z_s - z_{us}) + c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + F_{ER} - k_t(z_{us} - z_r) \\ \dot{F}_{ER} = -\frac{1}{\tau} F_{ER} + \frac{f_c}{\tau} u_{nl} \end{cases} \quad (3)$$

Chọn véc tơ trạng thái là $x = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [z_s - z_{us}, \dot{z}_s, z_{us} - z_r, \dot{z}_{us}, F_{ER}]^T$ và các tín hiệu đầu ra được đo là $y = [\ddot{z}_s, \ddot{z}_{us}]^T$. Biểu diễn không gian trạng thái của phương trình động lực học (3) như sau:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu_{nl} + D_1 \omega \\ y = Cx + D_2 \omega \end{cases} \quad (4)$$

Trong đó các ma trận được xác định như sau: $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k_s+k_0}{m_s} & -\frac{c_0}{m_s} & 0 & \frac{c_0}{m_s} & -\frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_s+k_0}{m_{us}} & \frac{c_0}{m_{us}} & -\frac{k_t}{m_{us}} & -\frac{c_0}{m_{us}} & \frac{1}{m_{us}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau} \end{bmatrix}$,

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{f_c}{\tau} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} -\frac{k_s+k_0}{m_s} & -\frac{c_0}{m_s} & 0 & \frac{c_0}{m_s} & -\frac{1}{m_s} \\ -\frac{k_s+k_0}{m_{us}} & \frac{c_0}{m_{us}} & -\frac{k_t}{m_{us}} & -\frac{c_0}{m_{us}} & \frac{1}{m_{us}} \end{bmatrix}, D_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0.01 \\ 0 & 0.01 \end{bmatrix},$$

$$\omega = \begin{bmatrix} \dot{z}_r \\ n \end{bmatrix}, \text{ trong đó } \dot{z}_r \text{ là đạo hàm của biên dạng mặt đường và } n \text{ là nhiễu đo lường.}$$

Bảng 1. Thông số của mô hình 1/4 ô tô SobenCar và giảm chấn bán tích cực ER (Estrada, et al 2018)

Ký hiệu	Tên thông số	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	2.27	kg
m_{us}	Khối lượng không được treo	0.25	kg
k_s	Độ cứng của lò xo	1396	N/m
k_t	Độ cứng của lốp	12270	N/m
c_0	Hệ số cản giảm chấn	68.83	N.s/m
k_1	Hệ số trễ do dịch chuyển	218.16	N/m
c_1	Hệ số trễ do tốc độ	21	N.s/m
f_c	Lực động học của chất lỏng ER	28.07	N
τ	Thời gian cố định	43	ms

3. THIẾT KẾ BỘ QUAN SÁT H₂

Trong phần này, một bộ quan sát H₂ được thiết kế để ước lượng lực của giảm chấn ER. ω (bao gồm biên dạng mặt đường và các nhiễu đo của cảm biến) được xem chung là một nhiễu không xác định. Do đó, bộ quan sát H₂ dự kiến giảm thiểu tác động nhiễu không xác định lên sai số ước

lượng của các biến trong véc tơ trạng thái, tức là $x - \hat{x}$.

Bộ quan sát H₂ cho mô hình 1/4 ô tô (4) có dạng dưới đây:

$$\dot{\hat{x}} = Ax + L(y - C\hat{x}) + Bu_{nl} \quad (5)$$

Trong đó $\hat{x}$ là vector trạng thái được quan sát. Giá trị ma trận L được xác định ở các bước tiếp

theo bằng cách sử dụng phương pháp bất đẳng thức ma trận LMI.

Sai lệch của ước tính trạng thái được xác định là:

$$e(t) = x(t) - \hat{x}(t) \quad (6)$$

Đạo hàm sai lệch $e(t)$ trên miền thời gian đạt được (Reichhartinger, et al, 2018):

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} = (A - LC)e + (D_1 - LD_2)\omega \quad (7)$$

Đặt

$T_{e\omega}(s) = (sI - (A - LC))^{-1}(D_1 - LD_2)$ là hàm truyền giữa sai lệch ước tính trạng thái $e(t)$ và nhiễu không xác định ω . Bộ quan sát H_2 được thiết kế với mục tiêu thỏa mãn như sau:

- Hệ thống được xác định theo phương trình (7) là ổn định khi $\omega = 0$;

- Chuẩn bậc hai của hàm truyền sai lệch $\|T_{e\omega}(s)\|_2$ được tối thiểu hóa càng nhiều càng tốt khi $\omega \neq 0$.

Trong nghiên cứu này, tác giả dựa trên nền tảng của bất đẳng thức ma trận LMI (Linear Matrix Inequalities), do đó nguyên lý của bộ quan sát H_2 được thể hiện qua định lý sau (Pham, 2020): xét hệ có phương trình (7), cho đại lượng vô hướng γ_2 , nếu tồn tại ma trận xác định dương đối xứng P và ma trận Y thỏa mãn bất đẳng thức ma trận LMI:

$$\begin{pmatrix} PA + A^T P - YC - (YC)^T & PD_1 - YD_2 \\ D_1^T P - (YD_2)^T & -I \end{pmatrix} < 0$$

$$\begin{pmatrix} P & I \\ I & \gamma_2 I \end{pmatrix} > 0$$

thì bộ quan sát có giá trị ma trận L được xác định từ công thức $L = P^{-1}Y$ sẽ đảm bảo rằng hai mục tiêu được xác định ở trên sẽ đạt được.

Lưu ý: việc xác định giá trị ma trận L theo phương pháp bất đẳng thức ma trận như trên vẫn tuân theo nguyên tắc cơ bản của các phương pháp ước lượng truyền thống như Kalman-Bucy, P hay PI... Hiện nay nhiệm vụ này được thực hiện khá thuận lợi thông qua nguồn code mở của phần mềm Matlab.

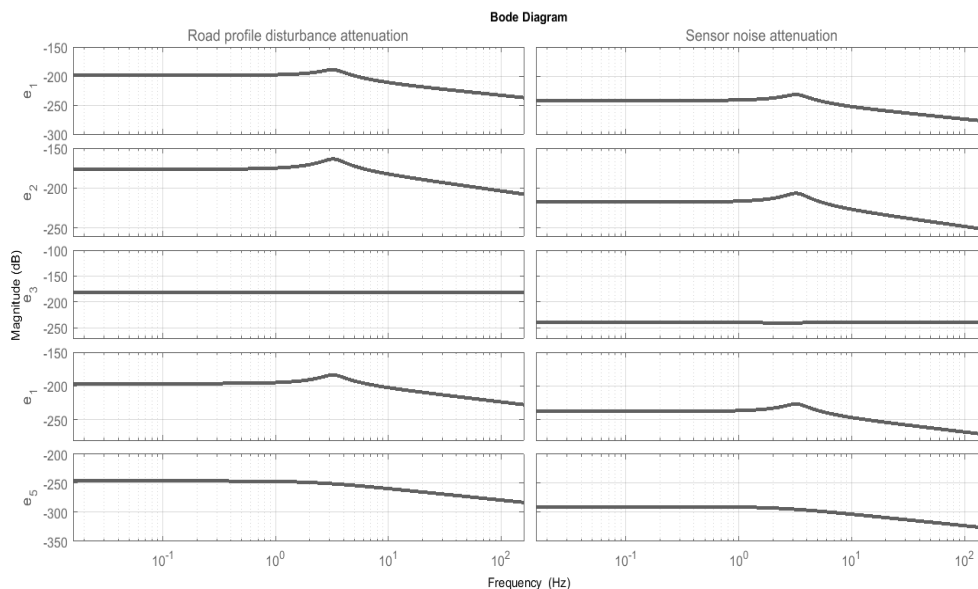
4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

4.1. Kết quả tổng hợp trên miền tần số

Bằng cách giải theo nguyên lý được trình bày trong phần 3, ta có được giá trị $\gamma_2 = 2.9 \times 10^{-5}$ và ma trận L của bộ quan sát là:

$$L = \begin{bmatrix} 3.7 \times 10^{-6} & -3.7 \times 10^{-5} \\ 1.1 \times 10^{-4} & -0.0011 \\ 2.7 \times 10^3 & -2.7 \times 10^4 \\ -0.1 & 1 \\ 1.9 \times 10^{-8} & -1.9 \times 10^{-7} \end{bmatrix}$$

Hàm truyền biên độ từ nhiễu cảm biến và biên dạng mặt đường đối với sai lệch ước lượng tương ứng của các biến trong véc tơ trạng thái được thể hiện trong hình 2. Trong dải tần số khảo sát đến 20 Hz thì sai lệch giữa các biến trong véc tơ trạng thái của tín hiệu thực và tín hiệu ước lượng lớn nhất lần lượt là -176dB và -217dB. Điều này cho thấy mức độ chính xác giữa tín hiệu gốc và tín hiệu ước lượng đạt được là rất cao.



Hình 2. Sơ đồ Bode của sai lệch ước lượng trong phương trình (7).

4.2. Mô phỏng

Để chứng minh tính hiệu quả của bộ quan sát đã thiết kế, các mô phỏng được thực hiện với mô hình phi tuyến $\frac{1}{4}$ ô tô được trình bày trong phần 2 với các điều kiện ban đầu sau đây của phương pháp đề xuất được xem xét:

- Giá trị ban đầu của tín hiệu gốc:

$$\mathbf{x}_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

- Giá trị ban đầu của tín ước lượng:

$$\hat{\mathbf{x}}_0 = [0.01 \ 0.1 \ 0.001 \ 0.1 \ 1]^T$$

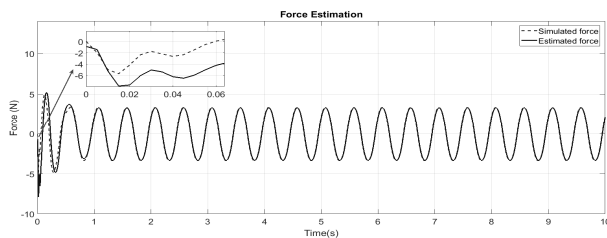
Bốn trường hợp mô phỏng được sử dụng để

a- Trường hợp 1:

Biên dạng mặt đường là dạng hình sin với

$$\mathbf{z}_r = 15 \sin(4\pi t) \text{ (mm)}$$

Chu trình làm việc của tín hiệu PWM là $u = 0.1$



Hình 3. Biên dạng mặt đường là dạng hình sin ở tần số 4π rad/s.

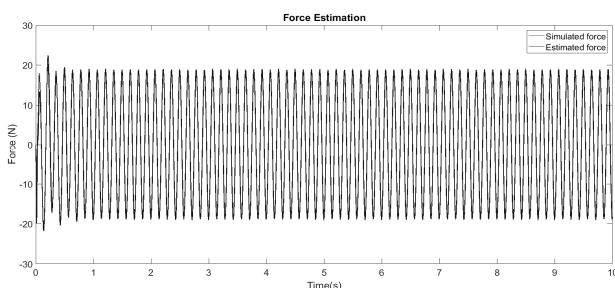
Kết quả mô phỏng trong hình 3 thể hiện rõ hiệu quả của giá trị lực giảm chấn bán tích cực ER ước lượng được bám rất sát so với tín hiệu thực.

Trường hợp 2:

Biên dạng mặt đường là

$$\mathbf{z}_r = 15 \sin(14\pi t) \text{ (mm)}$$

Chu trình làm việc của tín hiệu PWM là $u = 0.1$.



Hình 4. Biên dạng mặt đường là dạng hình sin ở tần số 14π rad/s.

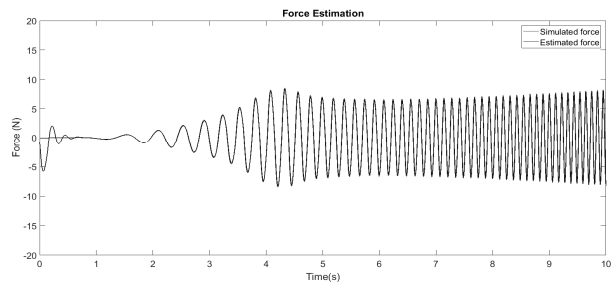
Khi tần số kích thích của mặt đường được nâng

cao ở 14π rad/s thì chu kỳ của lực giảm chấn được ước lượng phản ứng rất nhanh để theo giá trị gốc cả về biên độ và tần số.

Trường hợp 3:

Biên dạng mặt đường là tín hiệu chirp

Chu trình làm việc của tín hiệu PWM là $u = 0.1$.



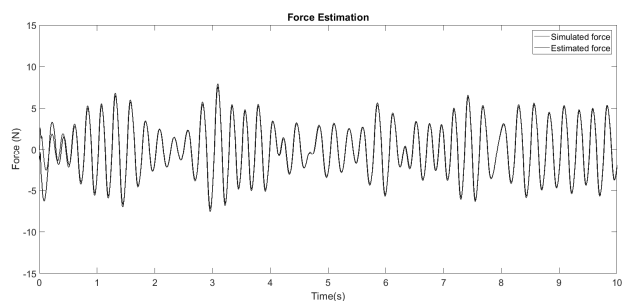
Hình 5. Biên dạng mặt đường là tín hiệu chirp.

Dạng mặt đường chirp là một dạng tín hiệu kích thích tần số cao của mặt đường và được sử dụng nhiều trong đánh giá dao động ô tô. Kết quả mô phỏng trong hình 5 thể hiện rõ mức độ đáp ứng với tín hiệu gốc của bộ quan sát H_2 thiết kế đạt trên 99%.

Trường hợp 4:

Biên dạng mặt đường là một tín hiệu chuẩn ISO 8608 (đường ngẫu nhiên loại C)

Chu trình làm việc của tín hiệu PWM là $u = 0.1$.



Hình 6. Biên dạng mặt đường là một tín hiệu chuẩn ISO 8608.

Mặt đường ngẫu nhiên là dạng mặt đường tổng quát nhất sử dụng để đánh giá dao động ô tô. Với mặt đường dạng C thì tín hiệu ước lượng được bám rất sát so với tín hiệu gốc.

Từ kết quả mô phỏng trong các hình từ 3 đến 6 thì hiệu quả của bộ quan sát lực giảm chấn bán

tích cực được thể hiện một cách rõ ràng. Sau một khoảng thời gian ngắn là 1 giây các tín hiệu ước lượng được đều bám sát với tín hiệu gốc và đạt độ chính xác trên 99%. Tức là thời gian để bộ quan sát hội tụ ở trạng thái làm việc ổn định là 1 giây.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đề cập đến thiết kế một bộ quan sát H_2 để ước tính lực giảm chấn bán tích cực có sử dụng mô hình động lực học phi tuyến của giảm chấn ER. Trước tiên, mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô được kết hợp với một mô hình của giảm chấn. Sau đó, bộ quan sát H_2 đã được thiết kế với mục tiêu có một kết quả ước lượng chính xác giá trị của lực giảm chấn. Ở đây sai lệch ước lượng đã được giảm thiểu ảnh hưởng của các yếu tố đầu vào không xác định

(biên dạng mặt đường và nhiễu đo lường) bằng cách sử dụng thuật toán H_2 . Kết quả mô phỏng cho thấy khả năng và độ chính xác của mô hình đề xuất để ước lượng lực của giảm chấn bán tích cực ER đạt trên 99% với các loại đường khảo sát.

LỜI CẢM ƠN

Tác giả xin gửi lời cảm ơn chân thành nhất đến Giáo sư Olivier Sename và Giáo sư Luc Dugard cũng như Tiến sĩ Phạm Thanh Phong tại phòng thí nghiệm Gipsa, Đại học Bách Khoa Grenoble, Pháp đã giúp đỡ và phối hợp cùng tác giả thực hiện nghiên cứu này. Ngoài ra tác giả xin cảm ơn Đại sứ quán Pháp tại Việt Nam đã cấp tài chính cho dự án năm 2018 để tác giả có cơ hội tiếp cận nhóm nghiên cứu và hình thành ý tưởng cho bài báo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Do, A.L., Sename, O., and Dugard, L., (2010), *An lpv control approach for semi-active suspension control with actuator constraints*, American Control Conference (ACC), p.4653-4658.
- Dugard, L., Sename, O., Aubouet, S., and Talon, B., (2012), *Full vertical car observer design methodology for suspension control applications*, Control Engineering Practice, Vol 20(9), p.832-845.
- Estrada-Vela, A., Alcantara, D.H., Menendez, R.M., Sename, O., and Dugard, L., (2018), *H_∞ observer for damper force in a semi-active suspension*, IFAC-PapersOnLine, p.764-769.
- Koch, G., Kloiber, T., and Lohmann, B., (2010), *Nonlinear and filter based estimation for vehicle suspension control*, 49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), p.5592-5597.
- Nguyen, M.Q., da Silva, J.G., Sename, O., and Dugard, L., (2015), *Semi-active suspension control problem: Some new results using an LPV/ H_∞ state feedback input constrained control*, IEEE 54th Annual Conference on Decision and Control (CDC), p.863-868.
- Nguyen Manh Quan, (2016), *LPV approaches for modelling and control of vehicle dynamics: application to a small car pilot plant with ER dampers*, PhD thesis, Université Grenoble Alpes, France.
- Rajamani, R. and Hedrick, J.K., (1995), *Adaptive observers for active automotive suspensions: theory and experiment*, IEEE Transactions on control systems technology, p.86-93.
- Reichhartinger, M., Falkensteiner, R., and Horn, M., (2018), *Robust estimation of forces for suspension system control*, 9th IFAC Symposium on Robust Control Design and 2nd IFAC Workshop on Linear Parameter Varying Systems.
- Pham Thanh Phong, (2020), *Approche LPV pour observateur et commande robuste et tolérante aux fautes: application aux systèmes de suspension automobile semi-active*, PhD thesis, Université Grenoble Alpes, France.
- Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Gaspar, P., Szabo, Z., and Bokor, J., (2008), *A new semi-active suspension control strategy through lpv technique*, Control Engineering Practice, Vol 16(12), p.1519-1534.
- Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., Savaresi, S.M., and Dugard, L., (2012), *Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model*, Annual Reviews in Control, Vol 36(1), p.148-160.

- Priyandoko, G., Mailah, M., and Jamaluddin, H., (2009), *Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control*, Mechanical systems and signal processing, Vol 23(3), p.855-868.
- Savaresi-S.M., Poussot-Vassal.C., Spelta.C., Sename. O.,and Dugard.L., (2010), *Semi-active suspension control design for vehicles*, Elsevier book.
- Tudon-Martinez, J.C., Hernandez-Alcantara, D., Sename, O., Morales-Menendez, R., and de J. Lozoya-Santos, J., (2018), *Parameter-dependent H_∞ filter for lpv semi-active suspension systems*, 9th IFAC Symposium on Robust Control Design and 2nd IFAC Workshop on Linear Parameter Varying Systems.

Abstract:

**ESTIMATION OF THE SEMI-ACTIVE DAMPING
FORCE BY USING AN H_2 OBSERVER**

In this article, the author presents the way to estimate the value of the semi-active electro-rheological (ER) damping force used for semi-active suspension system on cars. First, a quarter car model is combined with the dynamical model of the ER damper. In which the damping force of the ER damper is a variable of the state vector in the general state-space representation. An H_2 observer is then designed to estimate the damping force value by minimizing the impact of the road profile and sensor measurement noises on the error of the variables in the state vector (between the actual signal and the estimated value). Simulation results in both frequency and time domains by Matlab/Simulink software through four different types of road profile have demonstrated the effectiveness of the design observer in estimating the value of the damping force.

Keywords: ER damper, Semi-active suspension, H_2 observer, Vehicle dynamics.

Ngày nhận bài: 07/9/2020

Ngày chấp nhận đăng: 30/9/2020