



## AN $H_\infty$ /LPV CONTROLLER SYNTHESIS FOR THE SEMI-ACTIVE SUSPENSION SYSTEM ON CARS

Vu Van Tan

University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

### ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 13/9/2020

Revised: 28/10/2020

Accepted: 2/11/2020

Published online: 28/12/2020

<https://doi.org/10.47869/tcsj.71.9.5>

\* *Corresponding author*

Email: vvtan@utc.edu.vn; Tel: 0947215885

**Abstract.** The semi-active suspension system has received a lot of attention lately due to its ability to improve the quality of car vibrations. This article introduces a novel controller for semi-active suspension system using the linear parameter varying model combined with the robust control method. Three main movements of the vertical dynamics of cars (vertical displacement, pitch angle and roll angle) are used to consider as the ride comfort criteria. This approach is used in order to design a controller of adjusting the damper forces at the four wheels to minimize the vibrations caused by the road surface and the lateral acceleration. The basic content of this approach is to use the above three varying parameters to synthesize the central controller for the suspension system. A full car model of 7 degrees of freedom is used to describe the vibration of the car (car body and tires) and to synthesize the  $H_\infty$ /LPV controller. The controller solution is developed in the linear parameter varying background and is based on the linear matrix inequality method with the polytopic approach. The simulation results in the time domain have demonstrated the effectiveness of this approach when the absolute and root mean square values of the three survey signals decrease by about 25% compared to the car using a passive suspension system.

**Keywords:** vehicle dynamics,  $H_\infty$ /LPV control, suspension system, semi-active suspension system, ride comfort.



## THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN $H_\infty$ /LPV CHO HỆ THỐNG TREO BÁN TÍCH CỰC TRÊN Ô TÔ

Vũ Văn Tấn

Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

### THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 13/9/2020

Ngày nhận bài sửa: 28/10/2020

Ngày chấp nhận đăng: 2/11/2020

Ngày xuất bản Online: 28/12/2020

<https://doi.org/10.47869/tcsj.71.9.5>

\* Tác giả liên hệ

Email: vvtan@utc.edu.vn; Tel: 0947215885

**Tóm tắt.** Hệ thống treo điều khiển bán tích cực đã nhận được nhiều sự quan tâm trong thời gian gần đây do có khả năng nâng cao chất lượng dao động của ô tô. Bài báo này trình bày một bộ điều khiển mới cho hệ thống treo bán tích cực sử dụng mô hình thông số thay đổi tuyến tính kết hợp với phương pháp điều khiển bền vững. Ba chuyển động chính của động lực học dao động thẳng đứng của ô tô (dịch chuyển thẳng đứng, góc lắc ngang và góc lắc dọc) được sử dụng để xem xét độ êm dịu chuyển động. Cách tiếp cận mới nhằm mục đích thiết kế bộ điều khiển có khả năng điều chỉnh lực của giảm chấn ở bốn bánh xe để giảm thiểu các dao động do mấp mô mặt đường và gia tốc ngang gây ra. Ý tưởng chính của phương án này là sử dụng ba thông số thay đổi kể trên để tổng hợp bộ điều khiển chung cho các cơ cấu chấp hành của hệ thống treo. Mô hình tổng quát của ô tô con với 7 bậc tự do được sử dụng để mô tả dao động của ô tô (thân và bánh xe) và để tổng hợp bộ điều khiển  $H_\infty$ /LPV (Linear Parameter Varying). Giải pháp xác định bộ điều khiển được phát triển trong nền tảng mô hình thông số thay đổi tuyến tính và dựa trên phương pháp bất đẳng thức ma trận LMI (Linear Matrix Inequality) với phương thức đa giác. Các kết quả mô phỏng trên miền thời gian đã chứng minh tính hiệu quả của cách tiếp cận này khi biên độ và giá trị sai lệch bình phương trung bình của ba tín hiệu khảo sát giảm khoảng 25% so với ô tô sử dụng hệ thống treo bị động.

**Từ khóa:** động lực học ô tô, điều khiển  $H_\infty$ /LPV, hệ thống treo, hệ thống treo bán tích cực, độ êm dịu chuyển động.

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ô tô được cấu tạo từ khoảng trên 50000 chi tiết và hợp thành nhiều hệ thống khác nhau để đảm bảo nâng cao độ êm dịu, ổn định và an toàn chuyển động cho người lái và hành khách. Các hệ thống an toàn bị động như dây đai hoặc các hệ thống an toàn chủ động sử dụng nhiều cơ cấu chấp hành khác nhau như ESC - kiểm soát ổn định điện tử, ABS - hệ thống chống bó cứng phanh, ASS - hệ thống treo có điều khiển. Cùng với nhiều đột phá gần đây trong ngành công nghiệp ô tô, nhiều nghiên cứu đã được thực hiện trên cả phương diện thiết kế điều khiển các hệ thống riêng rẽ như treo, phanh, lái, hoặc kết hợp chúng với nhau [1, 2].

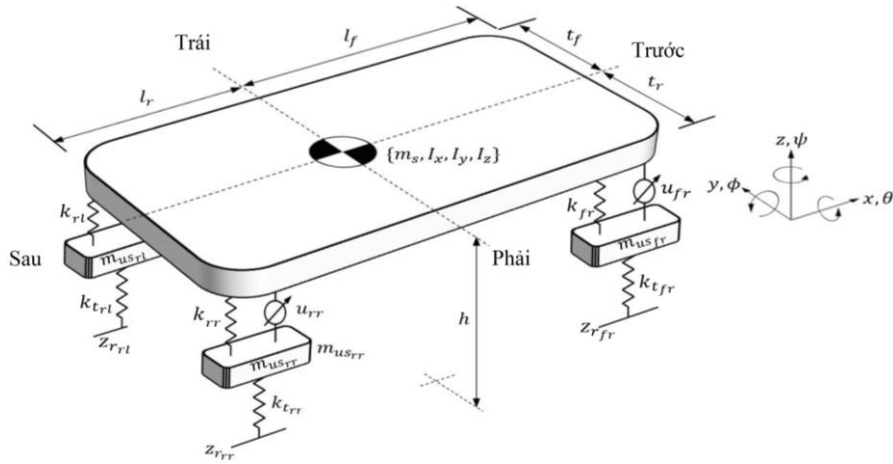
Hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong động lực học dao động của ô tô. Tuy nhiên một hệ thống treo bị động thông thường chỉ có khả năng nâng cao độ êm dịu hoặc độ an toàn chuyển động của ô tô. Thiết kế điều khiển cho các hệ thống treo đã được tập trung nghiên cứu trong hai thập kỷ qua với hai dạng chính là hệ thống treo tích cực và bán tích cực. Trong [3], các tác giả đã trình bày một số phương án điều khiển đối với các hệ thống treo bán tích cực thông qua các phương pháp Skyhook, Groundhook, ADD và LPV (Linear Parameter Varying). Một số nghiên cứu khác sử dụng mô hình 1/4 ô tô với phương pháp điều khiển tối ưu trong [4], điều khiển thích nghi trong [5] hoặc điều khiển bền vững tuyến tính trong [6]. Các nghiên cứu điều khiển hệ thống treo bán tích cực cũng đã được giải quyết bằng mô hình 1/2 ô tô như sử dụng điều khiển tối ưu trong [7], sử dụng điều khiển đa mục tiêu [8, 9]. Mô hình dao động tổng quát của cả ô tô con đã được xem xét để xử lý đồng thời các chuyển động thẳng đứng, lắc ngang và lắc dọc, bằng cách sử dụng kết hợp điều khiển đa mục tiêu  $H_2/H_\infty$  như trong [10], và phát triển hai bộ điều khiển  $H_\infty$  riêng rẽ cho hai mục tiêu gồm giảm lắc dọc và lắc ngang ô tô trong [11].

Dao động của ô tô phụ thuộc chủ yếu vào biên dạng mấp mô của mặt đường, kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng động lực học dao động ô tô (xét cả độ êm dịu và an toàn chuyển động) với hệ thống treo bán tích cực được nâng cao đáng kể do đặc tính của hệ thống treo được thay đổi tức thời. Một số nghiên cứu đã được phát triển để đáp ứng với đặc tính của các cơ cấu chấp hành theo biên dạng mặt đường khác nhau [12, 13]. Gần đây, một phương pháp năng lượng theo các chế độ chuyển động của ô tô được phát triển trong [14] và đề xuất điều khiển chuyển đổi để thay thế các ưu tiên chuyển động thẳng đứng, góc lắc ngang và lắc dọc trong [15, 16]. Phương án phát hiện chuyển động này được sử dụng kết hợp với điều khiển thông số thay đổi tuyến tính (LPV) để tránh những thay đổi đột ngột do sự chuyển đổi gây ra, để đảm bảo sự ổn định toàn bộ của hệ thống và để đơn giản hóa bước thực hiện điều khiển.

Đóng góp chính của bài báo này là đề xuất bộ điều khiển LPV nhiều đầu vào và nhiều đầu ra (MIMO) để nâng cao chất lượng dao động thẳng đứng của ô tô mà chỉ sử dụng cơ cấu chấp hành của hệ thống treo bán tích cực. Độ êm dịu được quan tâm chủ yếu trong nghiên cứu này thông qua các chuyển động thẳng đứng, góc lắc ngang và lắc dọc dưới tác động của các mấp mô mặt đường và gia tốc ngang. Phương án điều khiển hệ thống treo MIMO được thiết kế trong nền tảng LPV. Ngoài ra, bằng cách sử dụng phương án phù hợp với các tham số thay đổi, bộ điều khiển đảm bảo sự chuyển đổi nhịp nhàng từ chế độ chuyển động này sang các chế độ khác. Cuối cùng, tác giả nhấn mạnh những ưu điểm vượt trội của phương pháp đề xuất so với hệ thống treo bị động thông thường thông qua các kết quả mô phỏng trên miền thời gian.

Xuyên suốt bài báo này, các ký hiệu sau sẽ được sử dụng: các ký hiệu  $i = (f, r)$  và  $j = (l, r)$  được sử dụng để xác định vị trí phía trước, phía sau và bên trái, bên phải của ô tô. Các ký hiệu  $(s, t)$  tương ứng với hệ thống treo và lốp xe. Ký hiệu  $(x, y, z)$  biểu thị lực hoặc động lực học theo trục dọc, trục ngang và trục thẳng đứng tương ứng.  $z_{defij}$  ký hiệu cho độ dịch chuyển của hệ thống treo ở mỗi góc của ô tô.  $m = m_s + m_{usfl} + m_{usfr} + m_{usrl} + m_{usrr}$  là tổng khối lượng ô tô.

## 2. MÔ HÌNH Ô TÔ



Hình 1. Mô hình dao động tổng quát của ô tô [1].

Trong nghiên cứu này, một mô hình tổng quát của ô tô được sử dụng để phân tích và tổng hợp bộ điều khiển cho hệ thống treo bán tích cực. Mô hình này có 7 bậc tự do được thể hiện trong Hình 1. Nó bao gồm các dao động của thân xe (khối lượng được treo) theo phương thẳng đứng, góc lắc ngang và dọc, các dịch chuyển thẳng đứng của các bánh xe. Phương trình động lực học của ô tô được xác định như sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = -F_{sfl} - F_{sfr} - F_{srl} - F_{srr} \\ I_x \ddot{\theta} = (F_{srl} + F_{sfl})t_f - (F_{srr} + F_{sfr})t_r + mha_y \\ I_y \ddot{\phi} = -(F_{sfr} + F_{sfl})l_f + (F_{srr} + F_{srl})l_r \\ m_{us} \ddot{Z}_{usij} = -F_{sij} + F_{tzij} \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó  $I_x, I_y$  là mô men quán tính của khối lượng được treo xung quanh trục dọc và trục ngang,  $h$  là chiều cao trọng tâm (COG),  $z_s$  là dịch chuyển thẳng đứng của COG,  $\theta$  là góc lắc ngang khối lượng được treo,  $\phi$  là góc lắc dọc khối lượng được treo và  $z_{usij}$  là dịch chuyển thẳng đứng của các bánh xe.

$F_{tzij}$  là các lực của lốp xe được đưa ra như sau:

$$F_{tzij} = -k_{tij} (Z_{usij} - Z_{rij}) \quad (2)$$

Trong đó  $k_{tij}$  là độ cứng của các lốp xe.

Các lực của hệ thống treo theo phương thẳng đứng  $F_{sij}$  ở bốn góc được mô hình hóa bằng lò xo và giảm chấn bán tích cực. Phương trình (3) là mô hình hóa lực của hệ thống treo được sử dụng trong thiết kế điều khiển:

$$F_{sij} = k_{ij} (Z_{sij} - Z_{usij}) + c_{ij} (\dot{Z}_{sij} - \dot{Z}_{usij}) + u_{ij}^{H\infty} \quad (3)$$

Trong đó  $k_{ij}$  là độ cứng của lò xo,  $c_{ij}$  là hệ số cản của giảm chấn và  $u = u_{ij}^{H\infty}$  là lực của giảm chấn bán tích cực ( $u_{ij}^{H\infty} = 0$  trong trường hợp hệ thống treo bị động).  $z_{sij}$  là các dịch

chuyển thẳng đứng của điểm tiếp xúc giữa hệ thống treo và thân xe ở bốn góc được xác định như sau:

$$\begin{cases} Z_{sfl} = Z_s - l_f \sin \phi + t_f \sin \theta, \\ Z_{sfr} = Z_s - l_f \sin \phi - t_r \sin \theta, \\ Z_{srl} = Z_s + l_r \sin \phi + t_f \sin \theta, \\ Z_{srr} = Z_s + l_r \sin \phi - t_r \sin \theta, \end{cases} \quad (4)$$

Giả sử rằng góc lắc ngang và góc lắc dọc đủ nhỏ nên xấp xỉ tuyến tính của (4) được viết như sau:

$$\begin{cases} Z_{sfl} = Z_s - l_f \phi + t_f \theta, \\ Z_{sfr} = Z_s - l_f \phi - t_r \theta, \\ Z_{srl} = Z_s + l_r \phi + t_f \theta, \\ Z_{srr} = Z_s + l_r \phi - t_r \theta, \end{cases} \quad (5)$$

Phương trình (5) được viết dưới dạng ma trận:

$$\begin{bmatrix} Z_{sfl} \\ Z_{sfr} \\ Z_{srl} \\ Z_{srr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -l_f & t_f \\ 1 & -l_f & -t_r \\ 1 & l_r & t_f \\ 1 & l_r & -t_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_s \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} Z_s \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix}$$

Thay thế phương trình (2) và (3) vào phương trình động lực học ô tô (1) và giả sử rằng thân xe cứng tuyệt đối, các đặc tính của lò xo và giảm chấn là tuyến tính và dịch chuyển quanh điểm cân bằng. Chọn  $x_m = [z_s \ \theta \ \phi]^T$  và  $x_s = [z_{sfl} \ z_{sfr} \ z_{srl} \ z_{srr}]^T$ , mô hình tuyến tính được xác định như sau [3]:

$$\begin{cases} M_s \ddot{x}_m = TB_s (\ddot{x}_u - \ddot{x}_s) + TK_s (x_u - x_s) + Tu + Q_1 a_y \\ M_u \ddot{x}_u = B_s (\ddot{x}_s - \ddot{x}_u) + K_s (x_s - x_u) + K_t (z_r - x_u) - u \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó  $x_u = [z_{usfl} \ z_{usfr} \ z_{usrl} \ z_{usr}]^T$  là dịch chuyển thẳng đứng của mỗi bánh xe.

$$\begin{aligned} M_s &= \text{diag}[m_s, I_x, I_y]; \quad M_u = \text{diag}[m_{usfl}, m_{usfr}, m_{usrl}, m_{usr}]; \\ B_s &= \text{diag}[c_{fl}, c_{fr}, c_{rl}, c_{rr}]; \quad K_s = \text{diag}[k_{sfl}, k_{sfr}, k_{srl}, k_{srr}]; \quad Q_1 = [0, m_h, 0]^T; \\ K_t &= \text{diag}[k_{tfl}, k_{tfr}, k_{trl}, k_{trr}]; \quad u = [u_{fl}^{H_\infty}, u_{fr}^{H_\infty}, u_{rl}^{H_\infty}, u_{rr}^{H_\infty}] \end{aligned}$$

Đặt véc tơ tổng quát  $z = [x_m^T \ x_u^T]^T$  và thay thế phương trình (5) vào phương trình (6) ta có:

$$M_z \ddot{z} + B_z \dot{z} + K_z z = K_r Z_r + T_a u + Q_2 a_y \quad (7)$$

Trong đó các ma trận tương ứng được xác định như sau:

$$M_z = \begin{pmatrix} M_s & 0_{3 \times 4} \\ 0_{3 \times 4} & M_u \end{pmatrix}; B_z = \begin{pmatrix} TB_s T^T & -TB_s \\ -B_s T^T & B_s \end{pmatrix}; Q_2 = [0 \text{ } m h \text{ } 0 \text{ } 0 \text{ } 0 \text{ } 0 \text{ } 0]^T;$$

$$K_z = \begin{pmatrix} TK_s T^T & -TK_s \\ -K_s T^T & K_s + K_t \end{pmatrix}; K_r = \begin{pmatrix} 0_{3 \times 4} \\ K_t \end{pmatrix}; T_a = \begin{pmatrix} T \\ -I_{4 \times 4} \end{pmatrix}$$

Phương trình (7) được viết lại dưới dạng không gian trạng thái như sau:

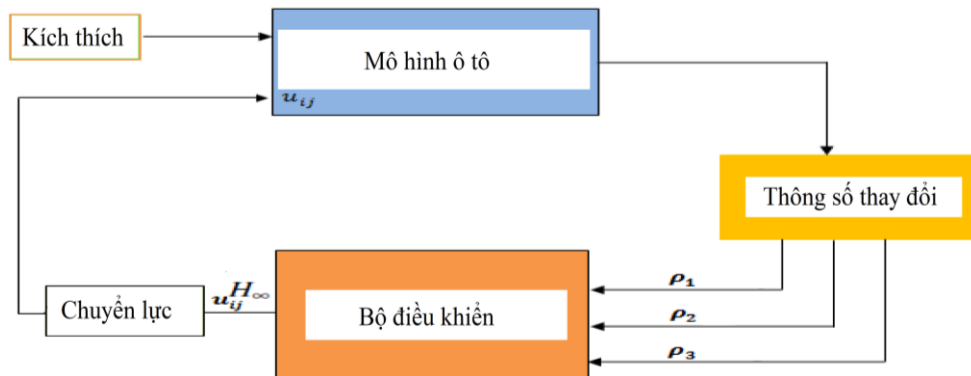
$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1 z_r(t) + B_2 u + Q a_y \tag{8}$$

Trong đó  $z_r = [z_{rfl} \ z_{rfr} \ z_{rrl} \ z_{rrr}]^T$  là biên dạng mặt đường ở mỗi bánh xe. Các ma trận trong phương trình (8) được xác định như sau:

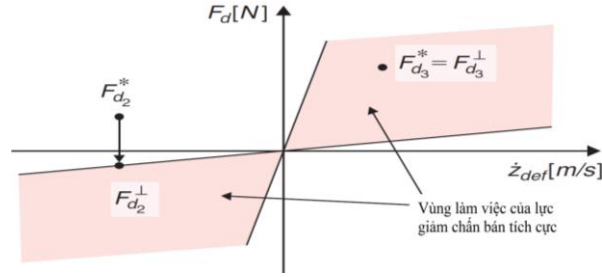
$$A = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 7} & I_{7 \times 7} \\ -M_z^{-1} K_z & -M_z^{-1} B_z \end{pmatrix}; B_1 = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 4} \\ M_z^{-1} T_a \end{pmatrix}; B_2 = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 4} \\ M_z^{-1} K_r \end{pmatrix}; Q = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 1} \\ M_z^{-1} Q_2 \end{pmatrix}$$

Trong các phần tiếp theo, mô hình tổng quát của ô tô với 7 bậc tự do được sử dụng để thiết kế bộ điều khiển LPV với sơ đồ cấu trúc hệ thống điều khiển như trong Hình 2. Bên cạnh đó phương án chuyển đổi giá trị của lực giảm chấn bán tích cực được thể hiện trong Hình 3. Mô hình ô tô nhận các kích thích từ mặt đường và gia tốc ngang, thông qua các cảm biến sẽ xác định được các thông số thay đổi  $\rho_i$ , bộ điều khiển LPV sẽ xác định được các lực điều khiển của cơ cấu chấp hành tích cực  $u = u_{ij}^{H\infty}$ , thông qua bộ phận chuyển lực để xác định các lực thực tế của giảm chấn bán tích cực và từ đó đưa vào mô hình ô tô để thực hiện các mục tiêu điều khiển.

Nguyên tắc cơ bản của bộ phận chuyển lực như sau: tương ứng với vận tốc độ dịch chuyển của hệ thống treo đã cho ( $\dot{z}_{def}$ ), nếu bộ điều khiển đưa một lực  $F^*$  ra khỏi vùng lực có thể xác định được của giảm chấn bán tích cực, thì lực đó được cung cấp cho hệ thống thực sẽ là hình chiếu  $F^\perp$  của  $F^*$ , đây chính là đặc tính của giảm chấn bán tích cực. Phương pháp này sẽ được tích hợp trong mô phỏng trên miền thời gian [3, 17].



Hình 2. Sơ đồ hệ thống điều khiển.



Hình 3. Phương án bộ phận chuyển lực của giảm chấn trong hệ thống treo bán tích cực.

### 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH CẤU TRÚC ĐIỀU KHIỂN $H_\infty$ /LPV

Bộ điều khiển  $H_\infty$ /LPV cho hệ thống treo bán tích cực với mô hình tổng quát của ô tô 7 bậc tự do có sơ đồ cấu trúc điều khiển như Hình 4. Mô hình này bao gồm mô hình ô tô, mô hình khối điều khiển và các hàm trọng số. Với mục tiêu điều khiển hệ thống treo tác động đến dao động thẳng đứng gồm dịch chuyển thẳng đứng, góc lắc dọc và góc lắc ngang nên các hàm trọng số được lựa chọn như sau:

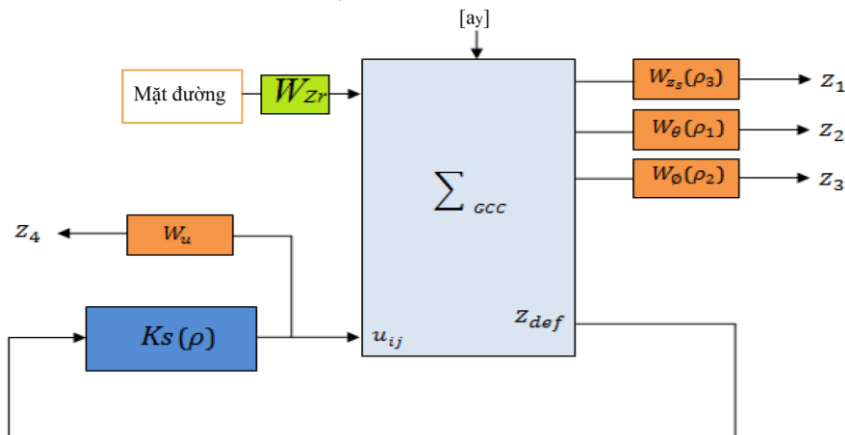
- $W_{zs}(\rho_1) = \rho_1 \frac{1}{s / (2\pi f_1) + 1}$  được thiết lập để giảm hàm truyền biên độ của khối lượng được treo trong khoảng tần số từ 0 đến 10 Hz.

- $W_\theta(\rho_2) = \rho_2 \frac{1}{s / (2\pi f_2) + 1}$  nhằm mục đích làm giảm hàm truyền biên độ của góc lắc ngang ở tần số thấp.

- $W_\phi(\rho_3) = \rho_3 \frac{1}{s / (2\pi f_3) + 1}$  giảm hàm truyền biên độ của góc lắc dọc ở tần số thấp.

- $W_u = 10^{-2}$  đặc trưng cho giới hạn vật lý của cơ cấu chấp hành để tránh hiện tượng bão hòa.

Ở đây tác giả muốn nhấn mạnh sự khác biệt của nghiên cứu này với các nghiên cứu trước đây là hàm trọng số có thể thay đổi theo độ lớn của các thông số  $\rho_i$ . Thật vậy, các cơ cấu chấp hành của hệ thống treo sẽ được điều chỉnh theo các tham số  $\rho_i$  để đáp ứng tức thời các đặc tính mong muốn. Ví dụ, liên quan đến chuyển động thẳng đứng, khi thông số thay đổi  $\rho_1 \rightarrow 1$ , hàm trọng số  $W_{zs}(\rho_1)$  tăng lên và do đó dịch chuyển thẳng đứng sẽ được ưu tiên giảm xuống. Theo cách tương tự, khi  $\rho_{2,3}$  lớn, các góc lắc ngang và góc lắc dọc sẽ giảm.



Hình 4. Sơ đồ tổng quát cấu trúc điều khiển hệ thống treo  $H_\infty$ /LPV.

Điều đáng chú ý ở đây là trong khi sơ đồ mô hình ô tô là hệ thống không thay đổi theo thời gian LTI nhưng sơ đồ tổng quát trong Hình 4 (bao gồm mô hình ô tô và các hàm trọng số) là hệ thống LPV nhờ các hàm trọng số phụ thuộc vào thông số thay đổi. Do đó, bộ điều khiển hệ thống treo bán tích cực phải được thiết kế bằng phương án LPV. Thật vậy, theo mối liên kết giữa mô hình ô tô 7 bậc tự do và các hàm trọng số được xác định ở trên, chúng ta có được phương trình động lực học tổng quát của hệ thống LPV như sau:

$$\begin{cases} \dot{\xi} = A(\rho)\xi + B_1(\rho)\tilde{w} + B_2u \\ \tilde{z} = C_1(\rho)\xi + D_{11}(\rho)\tilde{w} + D_{12}u \\ y = C_2\xi + D_{21}\tilde{w} \end{cases} \quad (15)$$

Trong đó  $\xi$  là véc tơ trạng thái của hệ thống,  $\tilde{z}$  là các thông số đầu ra cần được điều khiển,  $\tilde{w}$  là các tín hiệu kích thích gồm mấp mô mặt đường và gia tốc ngang,  $y$  là các tín hiệu cảm biến và  $u = u_{ij}^{H_\infty}$  là các tín hiệu điều khiển hệ thống treo,  $\rho = [\rho_1, \rho_2, \rho_3] \in [0 \ 1]$  là các thông số thay đổi.

#### 4. PHƯƠNG PHÁP ĐA GIÁC ĐỂ GIẢI BÀI TOÁN ĐIỀU KHIỂN $H_\infty$ /LPV

Vấn đề  $H_\infty$ /LPV bao gồm việc tìm kiếm một bộ điều khiển ổn định với các thông số thay đổi  $\rho$  có dạng tổng quát như sau [18]:

$$K_c(\rho): \begin{cases} \dot{x}_c = A_c(\rho)x_c + B_c(\rho)y \\ u_{ij}^{H_\infty} = C_c(\rho)x_c \end{cases} \quad (16)$$

Bộ điều khiển này làm giảm thiểu chuẩn bậc  $H_\infty$  của hàm truyền biên độ từ các kích thích đầu vào đến các tín hiệu đầu ra được điều khiển. Việc tổng hợp bộ điều khiển như trên được phát triển từ việc sử dụng nền tảng  $H_\infty$ /LPV dựa trên giải pháp bất đẳng thức ma trận LMI [18] với phương pháp đa giác (ở đây tác giả sử dụng trong nền tảng ổn định bậc hai).

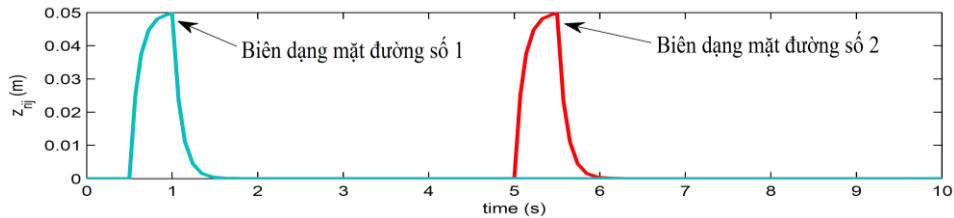
Đầu tiên, để cho phép áp dụng phương pháp đa giác, sơ đồ tổng quát (15) không có sự truyền trực tiếp giữa đầu vào và đầu ra (tức là  $D_{22} = 0$ ) [19]. Ngoài ra, các ma trận đầu vào, đầu ra là các thông số độc lập, tức là  $[B_2; D_{12}]$ ,  $[C_2; D_{21}]$  là độc lập với  $\rho = [\rho_1, \rho_2, \rho_3]$ . Sau đó, phương pháp đa giác là tổ hợp lồi của các hệ thống được xác định tại mỗi đỉnh của một đa giác được xác định bởi giới hạn của các thông số thay đổi. Trong trường hợp này, ba tham số thay đổi ( $\rho_1, \rho_2, \rho_3$ ) đã được xác định theo phương pháp đa giác. Bộ điều khiển mong muốn cũng là tổ hợp lồi của ba bộ điều khiển được tổng hợp tại ba đỉnh của tam giác. Nhờ phương pháp đa giác, bộ điều khiển hệ thống treo có thể đảm bảo sự ổn định toàn bộ vì mỗi bộ điều khiển ở một đỉnh đều là ổn định bậc hai.

#### 5. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

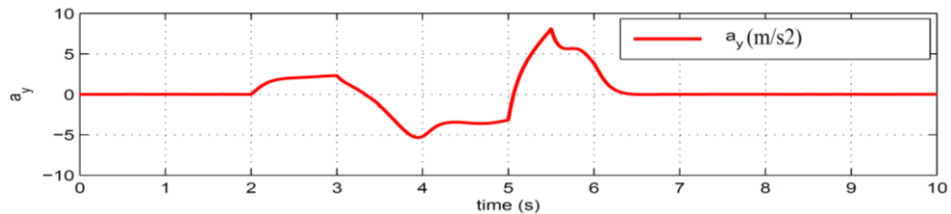
Để kiểm nghiệm bộ điều khiển đã được đề xuất  $H_\infty$ /LPV, các mô phỏng được thực hiện trên mô hình tổng quát của ô tô dựa trên thông số của mẫu xe Renault Megane Coupe [1,3]. Chế độ chuyển động được sử dụng để kiểm nghiệm được thể hiện trong hình 5 và 6, cụ thể như sau:



- Ô tô chuyển động thẳng ở 50 km/h với mặt đường khô, tức hệ số bám của mặt đường là  $\mu=1$ .
- Biên dạng đường số 1 có biên độ 5 cm ở đồng thời ở các bánh xe trái và phải từ  $t = 0.5s$  đến  $t = 1s$  để đánh giá dao động thẳng đứng và góc lắc dọc của thân xe. Biên dạng đường số 2 có biên độ 5 cm ở các bánh xe bên trái từ  $t = 5s$  đến  $t = 5.5s$  để đánh giá dao động lắc ngang của thân xe. Hai dạng biên dạng mặt đường thể hiện trong Hình 5.
- Ô tô thực hiện chuyển làn để tránh chướng ngại vật ở thời gian từ  $t = 2s$  đến  $t = 6s$  được đặc trưng bởi gia tốc ngang  $a_y$  như Hình 6.

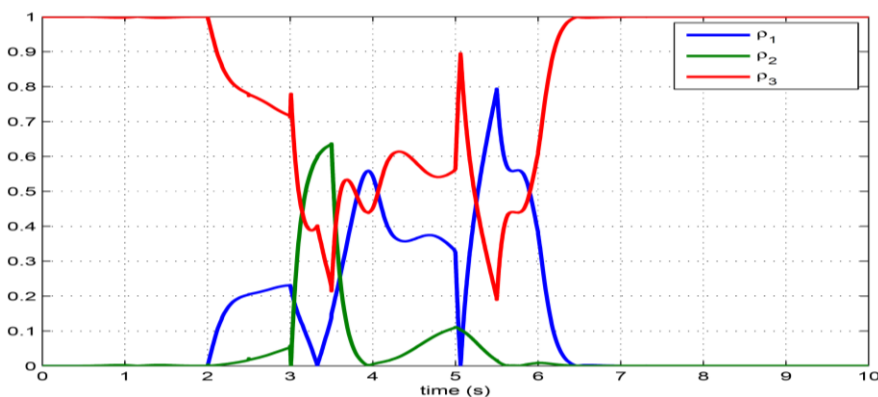


Hình 5. Biên dạng mặt đường tại bốn bánh xe.



Hình 6. Gia tốc ngang tác động lên thân xe.

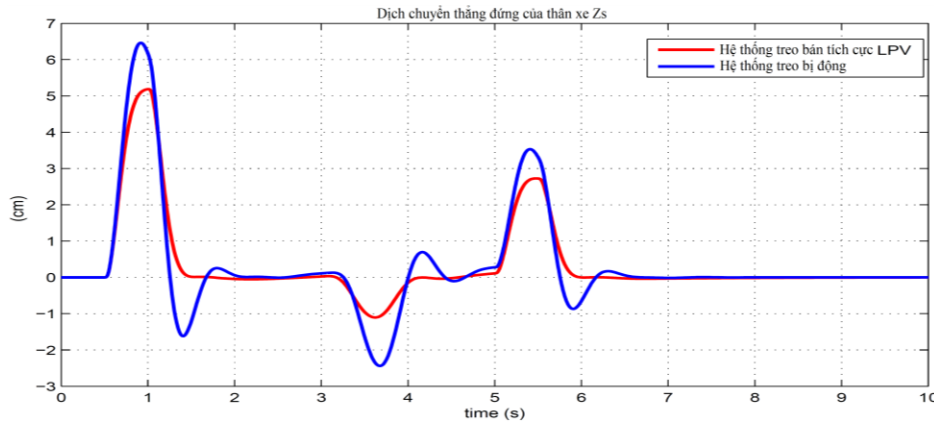
Với chế độ chuyển động như trên, các thông số thay đổi có đáp ứng theo thời gian như Hình 7. Đúng như mục tiêu thiết kế điều khiển, cả ba thông số này đều nhận giá trị tuyệt đối từ 0 đến 1 trong khoảng thời gian khảo sát. Điều này đảm bảo rằng bộ điều khiển đáp ứng với mục tiêu nâng cao độ êm dịu chuyển động thông qua ba dao động chính gồm dịch chuyển theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc, góc lắc ngang.



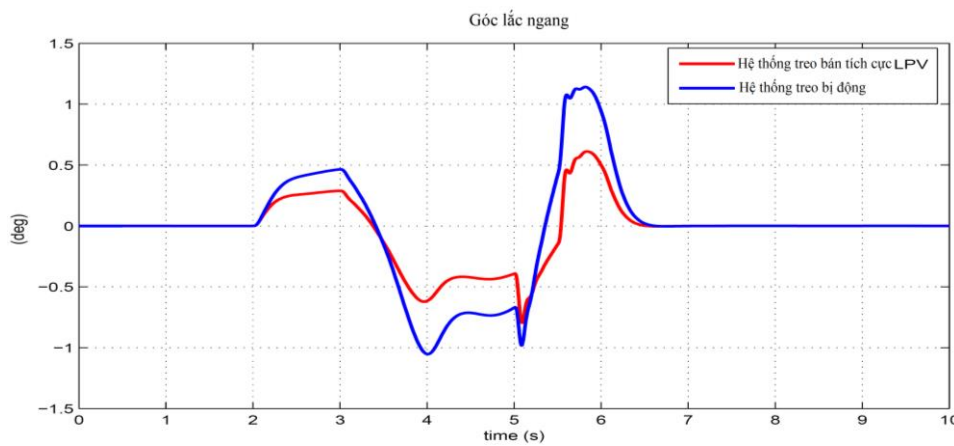
Hình 7. Đáp ứng theo thời gian của các thông số thay đổi.

Hình 8, 9, 10 thể hiện đáp ứng theo thời gian của ba chuyển động chính gồm dao động thẳng đứng, góc lắc ngang và góc lắc dọc tương ứng của ô tô khi so sánh giữa ô tô sử dụng hệ thống treo bán tích cực được điều khiển  $H_\infty$ /LPV với trường hợp ô tô sử dụng hệ thống treo bị

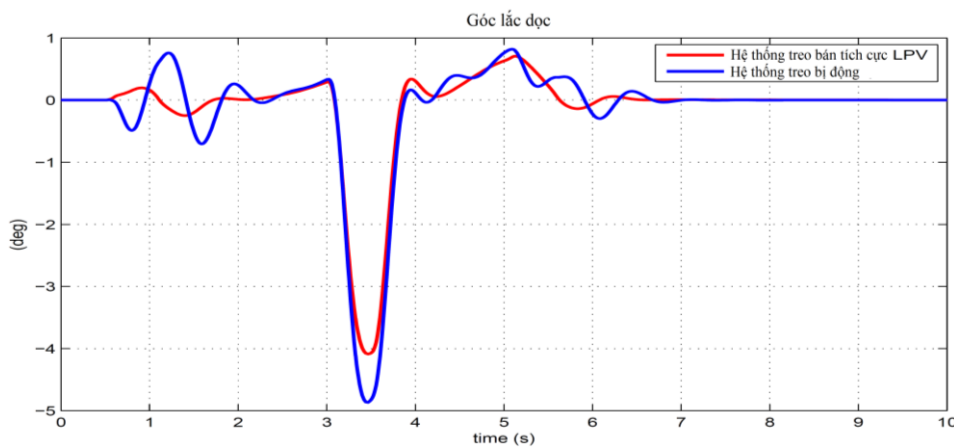
động. Kết quả mô phỏng cho thấy giá trị lớn nhất của các tín hiệu và giá trị sai lệch bình phương trung bình khi ô tô sử dụng bộ điều khiển treo đề xuất đã giảm khoảng 25% so với hệ thống treo bị động thông thường. Ngoài ra phương pháp điều khiển  $H_{\infty}$ /LPV cũng đảm bảo dao động của ô tô đáp ứng tốt với kích thích từ mấp mô mặt đường và gia tốc ngang.



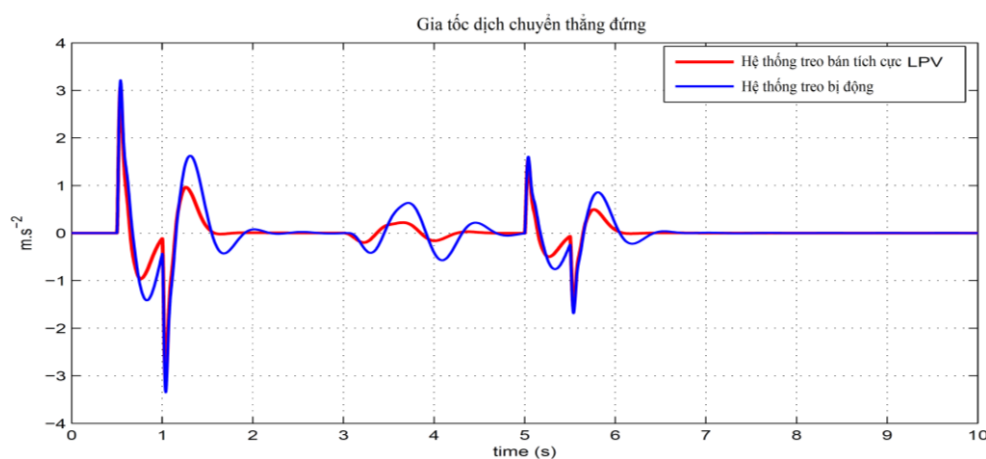
Hình 8. Dịch chuyển thẳng đứng của thân xe.



Hình 9. Góc lắc ngang của thân xe.



Hình 10. Góc lắc dọc của thân xe



Hình 11. Gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của thân xe.

Hình 11 thể hiện đáp ứng theo thời gian của gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của thân xe. Giá trị độ lớn và sai lệch bình phương trung bình của gia tốc này đều giảm khi sử dụng hệ thống treo bán tích cực điều khiển  $H_{\infty}$ /LPV. Tuy nhiên ở các đỉnh của đồ thị thì sự giảm còn ít, điều này được giải thích là do bộ điều khiển chưa sử dụng tín hiệu gia tốc dịch chuyển như là thông số thay đổi đầu vào cần được điều chỉnh trực tiếp. Như vậy, kết quả mô phỏng với mô hình dao động tổng quát của ô tô với bốn kích từ mặt đường và gia tốc ngang đã thể hiện rõ hiệu quả của phương pháp điều khiển  $H_{\infty}$ /LPV cho hệ thống treo bán tích cực nhằm nâng cao chất lượng dao động của ô tô.

## 6. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày phương pháp điều khiển mới  $H_{\infty}$ /LPV cho hệ thống treo bán tích cực để nâng cao chất lượng dao động của ô tô. Bằng cách sử dụng ba thông số thay đổi đặc trưng cho dịch chuyển thẳng đứng, góc lắc dọc và góc lắc ngang của thân xe, bộ điều khiển đã có sự thích ứng nhịp nhàng khi ô tô chịu các tác động khác nhau từ sự thay đổi biên dạng mặt đường và gia tốc ngang. Điều này cho phép không cần chuyển đổi giữa các bộ điều khiển riêng rẽ dành cho một mục tiêu cụ thể khi muốn giảm biên độ của một trong ba phương dao động của thân xe. Ở đây cần nhấn mạnh rằng việc sử dụng nền tảng hệ thống tuyến tính thông số thay đổi LPV đã cho phép đơn giản hóa quy trình tổng hợp bộ điều khiển đa mục tiêu. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian đã thể hiện rõ hiệu quả của phương pháp đề xuất khi đã giảm được giá trị độ lớn và sai lệch bình phương trung bình của ba phương dao động của thân xe khoảng 25% so với ô tô sử dụng hệ thống treo truyền thống.

## LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường đại học Giao thông vận tải trong đề tài cấp trường trọng điểm mã số T2019-CK-012TD. Tác giả xin chân thành cảm ơn Giáo sư Olivier Sename, Tiến sĩ Nguyễn Mạnh Quân từ trường Đại học Bách Khoa Grenoble - Cộng hòa Pháp đã có nhiều góp ý quan trọng trong quá trình thực hiện nghiên cứu này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. C. Poussot-Vassal et al., Attitude and handling improvements through gain scheduled suspensions and brakes control, Control Engineering Practice, 19 (2011) 252-263.

<https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2010.05.016>

- [2]. P. Gaspar et al., Toward global chassis control by integrating the brake and suspension systems, IFAC proceedings volumes, 40 (2007) 563-570. <https://doi.org/10.3182/20070820-3-US-2918.00076>
- [3]. S. M. Savaresi et al., Semi-active suspension control design for vehicles, Book - Elsevier Publishing, 2011.
- [4]. M. Jamil et al., Optimal Control based Intelligent Controller for Active Suspension System, Life Science Journal, 10 (2013) 653-659. [https://www.researchgate.net/publication/264676712\\_Optimal\\_Control\\_based\\_Intelligent\\_Controller\\_for\\_Active\\_Suspension\\_System](https://www.researchgate.net/publication/264676712_Optimal_Control_based_Intelligent_Controller_for_Active_Suspension_System)
- [5]. G. Koch, T. Kloiber, Driving state adaptive control of an active vehicle suspension system, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 22 (2014) 44-57. <https://doi.org/10.1109/TCST.2013.2240455>
- [6]. C. Lauwerys, J. Swevers, P. Sas, Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig, Control Engineering Practice, 13 (2005) 577-586. <https://doi.org/10.1016/J.CONENGPRAC.2004.04.018>
- [7]. H. Pang et al., Design of LQG Controller for Active Suspension without Considering Road Input Signals, Shock and Vibration, 2017 (2017) 1-14. <https://doi.org/10.1155/2017/6573567>
- [8]. P. Sun, H. Chen, Multiobjective output-feedback suspension control on a half-car model, Proceedings of 2003 IEEE Conference on Control Applications, 1 (2003) 290-295. <https://doi.org/10.1109/CCA.2003.1223330>
- [9]. T. H. Nguyen et al., Using the LQR control method on the active suspension system of automobiles, 10th National Conference on Mechanics and the 8th National Congress of the Vietnam Association for Mechanics At: Ha Noi, Viet Nam, 2017. [https://www.researchgate.net/publication/322077203\\_Using\\_the\\_LQR\\_control\\_method\\_on\\_the\\_active\\_suspension\\_system\\_of\\_automobiles](https://www.researchgate.net/publication/322077203_Using_the_LQR_control_method_on_the_active_suspension_system_of_automobiles)
- [10]. Y. Zhang, A. G. Alleyne, A new approach to half-car active suspension control, Proceedings of the 2003 American Control Conference, (2003), pp. 3762-3767. <https://doi.org/10.1109/ACC.2003.1240420>
- [11]. J. Lu, M. De Poyster, Multiobjective optimal suspension control to achieve integrated ride and handling performance, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 10 (2002) 807-821. <https://doi.org/10.1109/TCST.2002.804121>
- [12]. K. Hayakawa et al., Robust  $H_\infty$ -output feedback control of decoupled automobile active suspension systems, IEEE Transactions on Automatic Control, 44 (1999) 392-396. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.09.685>
- [13]. I. Fialho, G. J. Balas, Road adaptive active suspension design using linear parameter varying gain scheduling, IEEE Transactions on Automatic Control, 10 (2002) 43-54. <https://doi.org/10.1109/87.974337>
- [14]. J. C. Tudon-Martinez et al., Road adaptive semi-active suspension in a pick-up truck using an lpv controller, The 7th IFAC international symposium on Advances in Automotive Control, 2013.
- [15]. N. Zhang, L. Wang, H. Du, Motion mode energy method for vehicle dynamics analysis and control, Vehicle System Dynamics, 52 (2014) 1-25. <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.847468>
- [16]. H. Du, N. Zhang, L. Wang, Switched control of vehicle suspension based on motion mode detection, Vehicle System Dynamics, 52 (2014) 142-165. <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.866258>
- [17]. A. Zin et al., Robust lpv/  $H_\infty$  control for active suspensions with performance adaptation in view of global chassis control, Vehicle System Dynamics, 46 (2008) 889-912. <https://doi.org/10.1080/00423110701684587>
- [18]. P. Apkarian, P. Gahinet, A convex characterization of gain scheduled  $H_\infty$  controllers, IEEE Transactions on Automatic Control, 40 (1995) 853-864. <https://doi.org/10.1109/9.384219>
- [19]. J. C. Tudon-Martinez et al., Online road profile estimation in automotive vehicles, European Control Conference, 2014. <https://doi.org/10.1109/ECC.2014.6862539>