

# NGHIÊN CỨU ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ KHÁCH 2 TẦNG

## RESEARCH ON CONTROLLING THE ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM OF DOUBLE DECKER BUSES

Vũ Văn Tấn

### TÓM TẮT

Ô tô khách hai tầng đang ngày càng chiếm vai trò quan trọng trong vận chuyển hành khách và du lịch trên toàn thế giới. Hiện nay hầu hết các ô tô khách hai tầng đều trang bị thanh ổn định ngang bị động, tuy nhiên do tải trọng lớn và chiều cao trọng tâm cao nên các tai nạn lật ngang của dạng ô tô này luôn gây ra hậu quả nghiêm trọng. Bài báo trình bày thiết kế một bộ điều khiển tối ưu toàn phương cho hệ thống ổn định ngang chủ động ở cả hai cầu nhằm mục đích nâng cao độ ổn định ngang của ô tô. Các tín hiệu được xem xét tối ưu bao gồm góc lắc ngang thân xe, gia tốc ngang và hệ số chuyển tải ở hai cầu. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số đã thể hiện rõ hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất với độ giảm của các chỉ tiêu đánh giá từ khoảng 45% so với ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động thông thường.

**Từ khóa:** Động lực học ô tô, hệ thống ổn định ngang chủ động, điều khiển tối ưu toàn phương LQR, Tai nạn lật ngang, ô tô khách 2 tầng.

### ABSTRACT

Double-decker buses are increasingly playing an important role in passenger and travel transportation worldwide. Currently, most of double-decker buses are equipped with the passive anti-roll bar system, but due to the high load and high center of gravity, the rollover accident of this type of vehicle always cause serious consequences. The paper presents the design of an optimal controller for the active anti-roll bar system on both axles in order to improve the vehicle's roll stability. Signals that are considered to be optimal include roll angle, lateral acceleration and normalized load transfer at the two axles. Simulation results on the time and frequency domain clearly show the effectiveness of the proposed controller with the reduction of evaluation signals about 45% compared to buses using the passive anti-roll bar system.

**Keywords:** Vehicle dynamics, Active anti-roll bar system, Optimal control LQR, Vehicle rollover, Double-decker bus.

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

Email: vvtan@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/3/2020

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 28/6/2020

Ngày chấp nhận đăng: 18/8/2020

### 1. GIỚI THIỆU

Những chiếc ô tô khách 2 tầng được coi là hình ảnh biểu tượng nhất của nước Anh và đây cũng là quốc gia sử dụng xe khách 2 tầng nhiều nhất thế giới, tiếp theo đó là Ireland, Đan Mạch, Đức, Nhật Bản..., chúng dần trở thành

phương tiện giao thông công cộng phổ biến và đạt hiệu quả vận tải cao ở những thành phố đông đúc. Ở Việt Nam, mức độ sử dụng xe khách 2 tầng dần phổ biến hơn nhưng khác với các nước phát triển thì xe khách 2 tầng ở Việt Nam chủ yếu dùng để vận chuyển trên các tuyến đường dài từ Bắc vào Nam, từ Hà Nội lên Lào Cai... Ô tô khách 2 tầng có đặc điểm là có tải trọng lớn, tọa độ trọng tâm cao trong khi đó bề rộng hai bên bánh xe bị giới hạn không vượt quá 2,5m, do đó khả năng chống lật của ô tô không được tốt. Điều này dẫn đến nhiều vụ tai nạn giao thông liên quan đến lật ngang của ô tô khách 2 tầng, ví dụ là vụ tai nạn giao thông ô tô khách 2 tầng ở Sapa - Lào Cai năm 2014 đã làm chết 12 người như ở hình 1.



Hình 1. Tai nạn giao thông của ô tô khách 2 tầng tuyến Lào Cai - Sapa năm 2014

Tai nạn giao thông liên quan đến lật ngang của ô tô có thể chia thành bốn nhóm như sau [1, 2]:

+ Phòng ngừa được: người điều khiển ô tô có thể phòng ngừa tai nạn bằng sự hỗ trợ của các thiết bị lắp đặt trên xe, bằng cách cảnh báo nguy hiểm có thể xảy ra. Với nhóm này, đã giảm được một số vụ tai nạn liên quan đến hiện tượng lật, khoảng 3,3%.

+ Có khả năng phòng ngừa: tai nạn là điều khó có thể tránh được. Tuy nhiên trong nhiều trường hợp người điều khiển phương tiện vẫn có thể tránh được nó, phụ thuộc vào kỹ năng điều khiển và độ tin cậy của phương tiện hoặc khả năng làm việc của thiết bị cảnh báo. Với nhóm này, đã giảm được rất nhiều tai nạn, khoảng 38,4%.

+ Không thể phòng ngừa: bất kể kỹ năng lái xe hay khả năng làm việc của thiết bị cảnh báo, hiện tượng lật sẽ luôn

luôn xảy ra. Nhóm này chiếm lớn nhất trong tổng số tai nạn lật ngang ô tô, chiếm khoảng 49,7%.

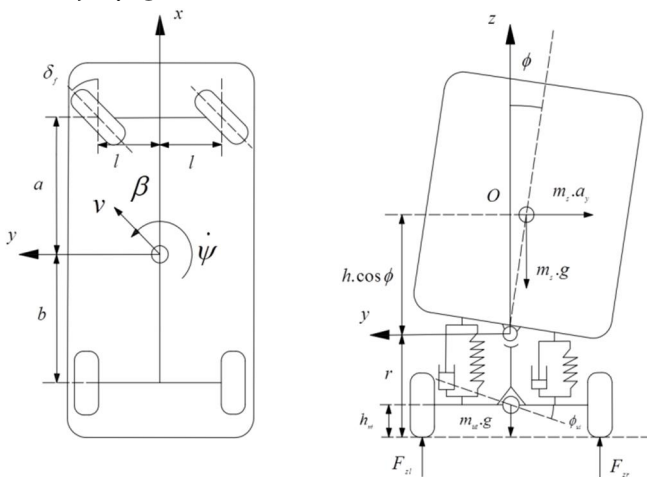
+ Khả năng lật không thể xác định: nhóm này chiếm khoảng 8,6% tổng số vụ tai nạn lật ngang ô tô.

Việc lái xe cảm nhận được các dấu hiệu của hiện tượng lật là một nhiệm vụ khó khăn bởi nó thường diễn ra trong các tình huống khẩn cấp và rất nhanh. Các cuộc điều tra đã cho thấy rằng chỉ có một số ít các vụ tai nạn lật ngang ô tô có thể tránh được với một thiết bị cảnh báo, điều đó càng chiếm tỉ lệ cao hơn với những người thợ lái xe lành nghề, nhưng hơn một nửa số tai nạn lật ngang đã không thể ngăn chặn được chỉ bằng các thao tác của người lái xe. Nguyên nhân chính của tai nạn lật ngang là mất ổn định xe khi lực tiếp xúc giữa lốp với đường ở một bên bánh xe bằng không, tức là bánh xe bị nhấc lên khỏi mặt đường do ảnh hưởng quả lực quán tính ngang [3, 4]. Hầu hết ô tô thường trang bị các thanh ổn định ngang bị động, nhưng hệ thống này đã được chứng minh không cung cấp đủ mô men chống lật trong các trường hợp khẩn cấp như ví dụ ở hình 1. Việc nghiên cứu lý thuyết về hệ thống ổn định ngang chủ động đã được nghiên cứu từ những năm 1998-2010 ở trường Đại học Cambrige - Vương Quốc Anh, sau đó được các nhà nghiên cứu ở Đại học bách khoa Budapest - Hungary phát triển ở cấp độ cao hơn.

Các phương pháp điều khiển cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô có thể kể đến: PID, mờ (Fuzzy),  $H_\infty$ , LPV,... [2, 3, 5]. Trong nghiên cứu này tác giả đề xuất mô hình ô tô khách 2 tầng sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu toàn phương LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động, với mục tiêu tối ưu là gia tốc ngang, góc lắc ngang thân xe và hệ số chuyển tải ở từng cầu. Do vậy bài báo có kết cấu như sau: Phần 2 giới thiệu về mô hình ô tô khách 2 tầng sử dụng để nghiên cứu. Bộ điều khiển tối ưu toàn phương LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động được trình bày trong phần 3. Phần 4 là kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số. Kết quả và hướng nghiên cứu tiếp theo được trình bày trong phần 5.

**2. MÔ HÌNH Ô TÔ KHÁCH 2 TẦNG**

**2.1. Xây dựng mô hình ô tô**



Hình 2. Mô hình ô tô khách 2 tầng

Mô hình ô tô khách 2 tầng được thể hiện như hình 2, với ô tô ở chế độ đầy tải có tọa độ trọng tâm tại điểm O. Các thông số của mô hình ô tô được trình bày trong [4]. Phương trình động lực học bao gồm:

Phương trình cân bằng mô men tại tọa độ trọng tâm của khối lượng được treo:

$$\begin{aligned} (I_{zz} + m_s \cdot h^2) \cdot \ddot{\psi} - I_{xz} \cdot \ddot{\psi} = m_s \cdot g \cdot h \cdot f + v \cdot h \cdot (\beta + \dot{\psi}) \\ - k_f \cdot (f - f_{tr}) - b_f \cdot (\dot{f} - \dot{f}_{tr}) \\ + u_f - k_r \cdot (f - f_{tr}) - b_r \cdot (\dot{f} - \dot{f}_{tr}) \\ + u_r + M_{ARf} + T_f + M_{ARr} + T_r \end{aligned} \tag{1}$$

Phương trình cân bằng moment tại tọa độ trọng tâm theo trục Oz:

$$-I_{xz} \cdot \ddot{\phi} + I_{zz} \cdot \ddot{\psi} = F_{yf} \cdot a - F_{yr} \cdot b \tag{2}$$

Phương trình cân bằng lực bên theo phương Oy:

$$m \cdot v \cdot (\beta + \dot{\psi}) - m_s \cdot h \cdot \ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} \tag{3}$$

Phương trình cân bằng mô men của khối lượng không được treo cầu sau:

$$\begin{aligned} -r F_{yr} = m_{ur} \cdot v \cdot (r - h_{ur}) \cdot (\beta - \dot{\psi}) + m_{ur} \cdot g \cdot h_{ur} \cdot \phi_{tr} - k_{tr} \cdot \phi_{tr} \\ + k_r \cdot (\phi - \phi_{tr}) + b_r \cdot (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{tr}) + u_r + M_{ARr} + T_r \end{aligned} \tag{4}$$

Phương trình cân bằng mô men của khối lượng không được treo cầu trước:

$$\begin{aligned} -r F_{yf} = m_{ur} \cdot v \cdot (r - h_{ur}) \cdot (\beta - \dot{\psi}) + m_{ur} \cdot g \cdot h_{ur} \cdot \phi_{tr} - k_{tr} \cdot \phi_{tr} \\ + k_f \cdot (\phi - \phi_{tr}) + b_f \cdot (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{tr}) + u_f + M_{ARf} + T_f \end{aligned} \tag{5}$$

Trong đó, lực bên của lốp ở hai cầu trước được xác định như sau:

$$\begin{cases} F_{yf} = \mu \cdot C_f \cdot (-\beta + \delta_f - \frac{a \cdot \dot{\psi}}{v}) \\ F_{yr} = \mu \cdot C_r \cdot (-\beta + \frac{b \cdot \dot{\psi}}{v}) \end{cases}$$

Phương trình (1) đến phương trình (5) là hệ phương trình động lực học của ô tô, được viết thành dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{x} = A \cdot x + B_1 \cdot w + B_2 \cdot u \\ y = C \cdot x + D_1 \cdot w + D_2 \cdot u \end{cases}$$

Trong đó véc tơ trạng thái được lựa chọn:  $x = [\beta \ \dot{\psi} \ \phi \ \dot{\phi} \ \phi_{tr} \ \dot{\phi}_{tr}]^T$ ; kích thích bên ngoài là góc đánh lái:  $w = \delta_f$ ; véc tơ điều khiển:  $u = [T_f \ T_r]^T$ . Do các thông số cần quan tâm là góc lắc ngang thân xe, gia tốc ngang, hệ

số chuyển tải ở hai cầu nên véc tơ thông số đầu ra được lựa chọn:  $y = [x \ a_y \ R_f \ R_r]^T$ . A, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, C, D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub> là các ma trận của hệ thống.

**2.2. Các chỉ tiêu đánh giá**

Để đánh giá ổn định ngang của ô tô, ba chỉ tiêu sau thường được sử dụng [5, 6, 7]:

- Góc nghiêng ngang của thân xe:  $|\phi| \leq 6^\circ \div 8^\circ$
- Gia tốc ngang của thân xe  $a_y \ a_z \leq 0,5g$  (g là gia tốc trọng trường).
- Hệ số chuyển tải ở hai cầu  $R_f, R_r$ :

$$R_f = \frac{k_{tr} \cdot \phi_{tr}}{F_{zf} \cdot l}; \quad R_r = \frac{k_{tr} \cdot \phi_{tr}}{F_{zr} \cdot l};$$

Trong đó: F<sub>zf</sub> và F<sub>zr</sub> lần lượt là tải trọng tĩnh ở cầu trước và cầu sau; k<sub>tr</sub>, k<sub>tr</sub> lần lượt là độ cứng góc của lốp trước và sau; φ<sub>tr</sub>, φ<sub>tr</sub> là góc lắc ngang cầu trước và cầu sau; l là 1/2 chiều rộng vết bánh xe. Khi |R<sub>f,r</sub>| < 1 thì khi đó ô tô chuyển động ổn định, trong khi đó khi |R<sub>f,r</sub>| ≥ 1 thì khi đó ô tô có hiện tượng nhấc một bánh lên khỏi mặt đường, điều đó có nghĩa là khi ấy ô tô sẽ bị mất ổn định ngang.

**3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU TOÀN PHƯƠNG LQR**

**3.1. Cơ sở lý thuyết**

Bài toán điều khiển tối ưu tuyến tính bậc hai LQ có hàm mục tiêu tổng quát:

$$J = \frac{1}{2} \cdot x^T(t_f) \cdot S_f \cdot x(t_f) + \frac{1}{2} \cdot \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) \cdot Q(t) \cdot x(t) + u^T(t) \cdot R(t) \cdot u(t)] \cdot dt \tag{6}$$

Chịu sự ràng buộc động tuyến tính bậc nhất:

$$\dot{x}(t) = A(t) \cdot x(t) + B(t) \cdot u(t)$$

Và điều kiện ban đầu:  $x(t_0) = x_0$

Một hình thức đặc biệt của bài toán tối ưu bậc 2 tuyến tính LQ là điều khiển toàn phương LQR. Khi đó tất cả các ma trận (A, B, ..., Q và R) là không đổi, thời gian ban đầu được đặt ở không. Hàm mục tiêu của bài toán LQR được biểu diễn như sau:

$$J = \frac{1}{2} \cdot \int_0^\infty [x^T(t) \cdot Q \cdot x(t) + u^T(t) \cdot R \cdot u(t)] \cdot dt \tag{7}$$

Tín hiệu điều khiển phản hồi âm của bài toán tối ưu toàn phương LQR có dạng:

$$U(t) = -K(t) \cdot x(t)$$

Trong đó, K(t) là ma trận có chiều hợp lý, cho bởi:  $K(t) = R^{-1} \cdot B^T \cdot S(t)$

Và S(t) được xác định thông qua phương trình vi phân Riccati tổng quát có dạng:

$$\dot{S}(t) = -S(t) \cdot A - A^T \cdot S(t) + S(t) \cdot B \cdot R^{-1} \cdot B^T \cdot S(t) - Q$$

Đối với bài toán LQR, phương trình vi phân Riccati được thay thế bằng phương trình đại số Riccati như sau:

$$-S \cdot A - A^T \cdot S + S \cdot B \cdot R^{-1} \cdot B^T \cdot S - Q = 0$$

Hiểu rằng phương trình đại số Riccati có các ma trận A, B, Q và R tất cả đều không đổi. Nói chung có nhiều cách giải phương trình đại số Riccati như xác định dương hoặc xác định bán dương [5, 8].

**3.2. Thiết kế bộ điều khiển LQR**

Hàm mục tiêu điều khiển tối ưu LQR có dạng:

$$J = \int_0^\infty [x^T \cdot Q \cdot x + u^T \cdot R \cdot u + 2 \cdot x^T \cdot N \cdot u] \cdot dt \tag{8}$$

Mục đích của hệ thống điều khiển ở đây là nâng cao độ ổn định ngang của ô tô. Trong đó góc lắc ngang thân xe và hệ số chuyển tải ở hai cầu là các thông số cần được xem xét. Ngoài ra mô men điều khiển sinh ra từ các cơ cấu chấp hành cũng cần được cân nhắc để tránh hiện tượng bão hòa của chúng. Do đó, ta lựa chọn hàm mục tiêu như sau:

$$J = \int_0^\infty (\rho_1 \cdot \phi^2 + \rho_2 \cdot R_f^2 + \rho_3 \cdot R_r^2 + \rho_4 \cdot T_f^2 + \rho_5 \cdot T_r^2) \cdot dt$$

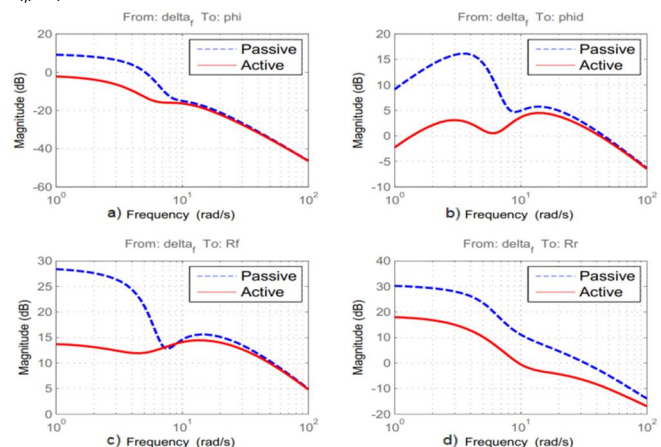
Trong đó, ρ<sub>1</sub>, ρ<sub>2</sub>, ρ<sub>3</sub>, ρ<sub>4</sub>, ρ<sub>5</sub> là các trọng số và ρ<sub>1</sub>, ρ<sub>2</sub>, ρ<sub>3</sub>, ρ<sub>4</sub>, ρ<sub>5</sub> ≥ 0. Giá trị trọng số thể hiện mức độ ưu tiên khác nhau cho các chỉ tiêu ở trên.

**4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ**

Ở đây tác giả đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển ổn định ngang toàn phương LQR với tốc độ ô tô khảo sát ở 100km/h trên cả miền tần số và miền thời gian. Với đường nét đứt cho hệ thống ổn định ngang bị động và nét liền cho hệ thống ổn định ngang chủ động.

**4.1. Mô phỏng trên miền tần số**

Tác giả sử dụng hàm truyền biên độ từ góc đánh lái đến các chỉ tiêu nghiên cứu. Hình 3 thể hiện hàm truyền biên độ của góc lắc ngang thân xe φ / δ<sub>f</sub> (a), vận tốc góc lắc ngang thân xe φ̇ / δ<sub>f</sub> (b) và hệ số chuyển tải ở hai cầu R<sub>f,r</sub> / δ<sub>f</sub>(c,d).

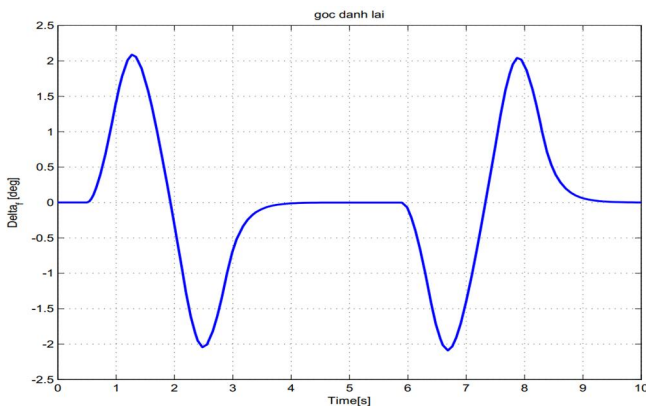


Hình 3. Hàm truyền biên độ từ tín hiệu kích thích δ<sub>f</sub> đến φ, φ̇, R<sub>f</sub>, R<sub>r</sub>.

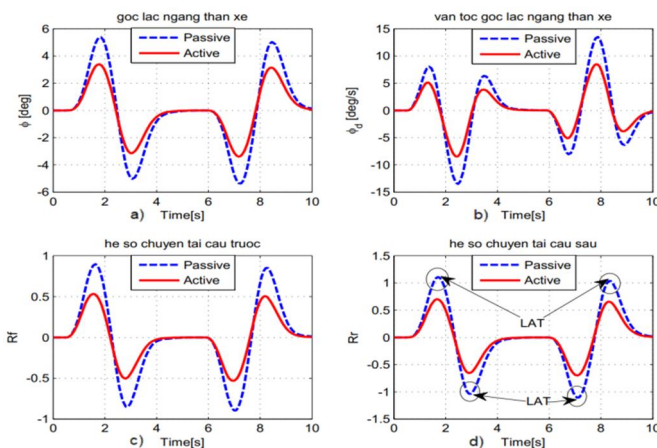
Đối với khảo sát ổn định ngang của ô tô khách hai tầng thì miền tần số kích thích được khảo sát không lớn hơn 4rad/s [8]. Từ đồ thị hình 3 ta thấy rằng với góc lắc ngang thân xe biên độ đã giảm 10 ÷ 12dB, vận tốc góc lắc ngang thân xe đã giảm 12dB, trong khi đó hệ số chuyển tải ở cầu trước đã giảm 15dB, hệ số chuyển tải cầu sau giảm 12dB khi so sánh giữa hệ thống ổn định ngang chủ động và bị động. Như vậy với hệ thống ổn định ngang chủ động với phương pháp điều khiển toàn phương LQR đã nâng cao được độ ổn định ngang của ô tô khách 2 tầng trên miền tần số.

**4.2. Mô phỏng trên miền thời gian**

Tác giả khảo sát khi ô tô chuyển làn để vượt qua một trường ngại vật trên đường cao tốc ở 100km/h, chướng ngại vật này có thể là một ô tô khác đang chuyển động ở tốc độ khoảng 80 ÷ 90km/h. Góc đánh lái được thể hiện trong hình 4 [9, 10]. Đáp ứng theo thời gian của các tín hiệu được thể hiện trên hình 5. Ta thấy rằng góc lắc ngang và vận tốc góc lắc ngang giảm khoảng 35% nhưng hệ số chuyển tải ở hai cầu giảm khoảng 45%. Trong đó đặc biệt chú ý đến đáp ứng theo thời gian của hệ số chuyển tải cầu sau (hình 5d), tại thời điểm 1,8s, 3s, 7s và 8,2s đã xuất hiện lật ngang của ô tô sử dụng hệ thống ổn định ngang bị động, nhưng chưa xảy ra với hệ thống ổn định ngang chủ động. Điều này đã thể hiện rõ hiệu quả trong việc nâng cao ổn định ngang của ô tô với bộ điều khiển đề xuất.



Hình 4. Tín hiệu kích thích từ góc đánh lái  $\delta_r$



Hình 5. Đáp ứng thời gian của  $\phi$ ,  $\dot{\phi}$ ,  $R_f$ ,  $R_r$

**5. KẾT LUẬN**

Nghiên cứu này đã thành công trong việc xây dựng mô hình ô tô khách 2 tầng nhằm khảo sát ổn định ngang. Bộ điều khiển tối ưu toàn phương LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động được xây dựng với bốn thông số cơ bản được xem xét là góc lắc ngang, gia tốc ngang, hệ số chuyển tải hai cầu. Kết quả mô phỏng trên miền tần số và miền thời gian đã thể hiện rõ hiệu quả của phương pháp đề xuất với độ giảm hệ số chuyển tải khoảng 45% so với ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động thông thường. Kết quả mô phỏng trên miền tần số với giá trị đánh giá là hàm truyền biên độ của các tín hiệu khảo sát, điều này cho phép phân tích đặc tính ổn định ngang của ô tô một cách tổng quát.

Hướng nghiên cứu tiếp theo của bài báo có thể là xem xét ảnh hưởng của phân bố tải trọng của ô tô khách 2 tầng và xây dựng bộ quan sát để ước lượng các dấu hiệu đầu vào của bộ điều khiển.

**LỜI CẢM ƠN**

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường trọng điểm của Đại học Giao thông Vận tải, MS: T2019-CK-012TĐ.

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1]. P.Gaspar, I.Szaszi, J.Bokor, 2005. *Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*. Control Engineering Practice, pp.699-711.
- [2]. Peper Gaspar, Istvan and Jozsef Bokor, 2004. *The Design of a Combined Control Structure to Prevent the Rollover of Heavy Vehicles*. European Journal of Control, pp.148-162.
- [3]. Vu VT, Sename O, Dugard L, et al, 2016. *H<sub>∞</sub> active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*. Istanbul, Turkey: IFAC Symposium on System Structure and Control - 6th SSSC.
- [4]. Sampson DJM, Cebon D, 2003. *Achievable roll stability of heavy road vehicles*. United Kingdom: Journal of Automobile Engineering.
- [5]. Van Tan Vu, 2017. *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD thesis, University Grenoble Alpes - France.
- [6]. Peter Gaspar, Zoltan Szabo and Jozsef Bokor, 2005. *The Design of an Integrated Control System in Heavy Vehicles Based on an LPV Method*. Proceedings of the 44<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference.
- [7]. Gaspar P, Szaszi I, Bokor J, 2004. *The design of a combined control structure to prevent the rollover*. Euro Journal of Control.
- [8]. Van Tan Vu, Olivier Sename, Luc Dugard, Peter Gaspar, 2016. *Enhancing roll stability of heavy vehicle by LQR active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic actuators*. Vehicle System Dynamics.
- [9]. Sampson DJM, 2000. *Active roll control of articulated heavy vehicles*. University of Cambridge, UK.
- [10]. Miega AJP, Cebon D, 2002. *Design and implementation of an active roll control system for heavy*. Hiroshima, Japan: 6<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC.

**AUTHOR INFORMATION**

**Van Tan Vu**

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications