

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN THÔNG SỐ THAY ĐỔI TUYẾN TÍNH CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ TẢI

H_∞ /LPV CONTROL FOR AN ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM TO IMPROVE THE ROLL STABILITY OF HEAVY VEHICLES

Đào Huy Hải

Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: huyhai@gmail.com

TÓM TẮT

Hiện nay, hầu hết các xe tải nặng đều được trang bị thanh ổn định ngang bị động nhằm cải thiện độ ổn định. Tuy nhiên, trong quá trình vào cua, thanh ổn định ngang bị động truyền lực dọc từ một bên hệ thống treo sang bên kia, tạo ra mô-men chống lại lực bên, do đó không đảm bảo đủ độ ổn định trong các tình huống nguy cấp. Bài báo này tập trung nghiên cứu phương pháp điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV cho xe tải nặng. Phương pháp điều khiển thay đổi thông số tuyến tính (LPV) được đề xuất để điều chỉnh bộ điều khiển theo vận tốc của xe như một tham số thay đổi. Tiếp cận LPV dựa trên lưới được áp dụng để tổng hợp bộ điều khiển H_∞ /LPV thông qua LPVToolsTM. Kết quả mô phỏng cho thấy, hệ thống ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV có thể nâng cao độ ổn định ngang của ô tô trên 31% khi so với ô tô sử dụng hệ thống treo bị động.

Từ khóa: Động lực học ô tô; Xe tải nặng; Điều khiển thanh ổn định ngang chủ động; Điều khiển thay đổi thông số tuyến tính (LPV); Điều khiển H_∞ ; Ổn định chống lật.

ABSTRACT

Most modern heavy vehicles are equipped with passive anti-roll bars, in order to enhance the roll stability. However, during cornering maneuvers, the passive anti-roll bar transfers the vertical forces of one side of the suspension to the other one, creating therefore a moment against the lateral force, so there may not be sufficient stability to overcome critical situations. This paper focussed on the H_∞ /LPV active anti-roll bar control for single unit heavy vehicles. A Linear Parameter Varying (LPV) approach is proposed here to schedule the controller with the vehicle forward velocity as the varying parameter. The grid-based LPV approach is used to synthesize the H_∞ /LPV controller through LPVToolsTM. The simulation results in the time domain have shown that when compared with the passive anti-roll bars, the H_∞ /LPV active anti-roll bar can improve the roll stability of the vehicle by 31%.

Keywords: Vehicle dynamics; Heavy vehicle; Active anti-roll bar control; Linear Parameter Varying (LPV) control; H_∞ control; Roll stability. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vai trò của xe tải nặng trong phát triển kinh tế là vô cùng quan trọng. Tuy nhiên, do khối lượng lớn, các phương tiện này có thể gây ra hậu quả nghiêm trọng đối với những người tham gia giao thông khác khi xảy ra tai nạn. Tai nạn liên quan đến xe tải nặng không chỉ là vấn đề phức tạp ở các nước đang phát triển mà còn là thách thức đối với các quốc gia phát triển như Mỹ và châu Âu. Trong đó, hiện tượng lật xe được xem là loại tai nạn nguy hiểm nhất đối với xe tải nặng. Mặc dù lật xe không xảy ra thường xuyên, nhưng khi xảy ra, hậu quả có thể đặc biệt nghiêm trọng. Mất ổn định ngang là nguyên nhân chính dẫn đến các vụ tai nạn lật xe liên quan đến xe tải nặng. Theo Cục Quản lý An toàn Giao thông Đường cao tốc Quốc gia Hoa Kỳ (NHTSA), vào năm 2012, tại Hoa Kỳ đã có 333.000 xe tải nặng liên quan đến tai nạn giao thông. Trong số đó, 3.921 người đã thiệt mạng do tai nạn lật xe và 104.000 người bị thương (tăng 18% so với năm 2011). Tại Liên minh Châu Âu (EU) năm 2013, hơn 4.500 người đã thiệt mạng trong các vụ tai nạn giao thông liên quan đến xe tải nặng, chiếm khoảng 18% tổng số ca tử vong do tai nạn giao thông trong năm đó [4]. Mặc dù xe tải nặng chỉ chiếm một tỷ lệ nhỏ trong tổng số phương tiện hoặc tổng số km di chuyển trong EU, nhưng chúng lại liên quan đến các vụ tai nạn nghiêm trọng với tần suất cao hơn, làm nổi bật nhu cầu cần nghiên cứu kỹ hơn về đặc tính của nhóm phương tiện này.

Để cải thiện tính ổn định ngang của ô tô, hầu hết các xe tải nặng hiện đại đều được trang bị thanh ổn định ngang bị động nhằm giảm lật ngang. Ưu điểm của thanh ổn định ngang bị động là giúp giảm gia tốc lật thân xe và góc lật khi ô tô chạy trên đường mấp mô hoặc khi vào cua. Tuy nhiên, hệ thống này cũng tồn tại nhược điểm. Trong quá trình vào cua, thanh

ổn định ngang bị động truyền lực dọc từ một bên hệ thống treo sang bên kia, tạo ra một mô-men chống lại lực bên. Để khắc phục những hạn chế của hệ thống thanh ổn định ngang bị động, nhiều phương pháp can thiệp chủ động vào động lực học phương tiện đã được đề xuất. Một trong những phương pháp đó là sử dụng thanh ổn định ngang chủ động, bao gồm một cặp bộ chấp hành thủy lực có khả năng tạo ra mô-men ổn định nhằm cân bằng mô-men lật.

Mặt khác, các hệ thống điều khiển biến thiên thông số tuyến tính (LPV) cũng đóng vai trò quan trọng trong điều khiển hệ thống động lực học. Các hệ thống này có động lực học phụ thuộc tuyến tính vào trạng thái và đầu vào của hệ thống, nhưng có thể phụ thuộc phi tuyến vào các thông số điều chỉnh. Mô hình LPV giả định rằng không có thông tin tiên nghiệm về giá trị của các thông số điều chỉnh, nhưng chúng có thể được đo lường hoặc ước tính theo thời gian thực [7], [8]. Sự quan tâm đối với hệ thống LPV xuất phát từ khả năng áp dụng kỹ thuật điều khiển điều chỉnh lợi số (gain-scheduling), cũng như khả năng mô hình hóa các hệ thống phi tuyến bằng cách đưa các yếu tố phi tuyến vào các thông số điều chỉnh. Do đó, khung điều khiển LPV cho phép áp dụng các phương pháp điều khiển tuyến tính cho các hệ thống phi tuyến, đồng thời cung cấp những đảm bảo chắc chắn về tính ổn định và hiệu suất của hệ thống vòng kín.

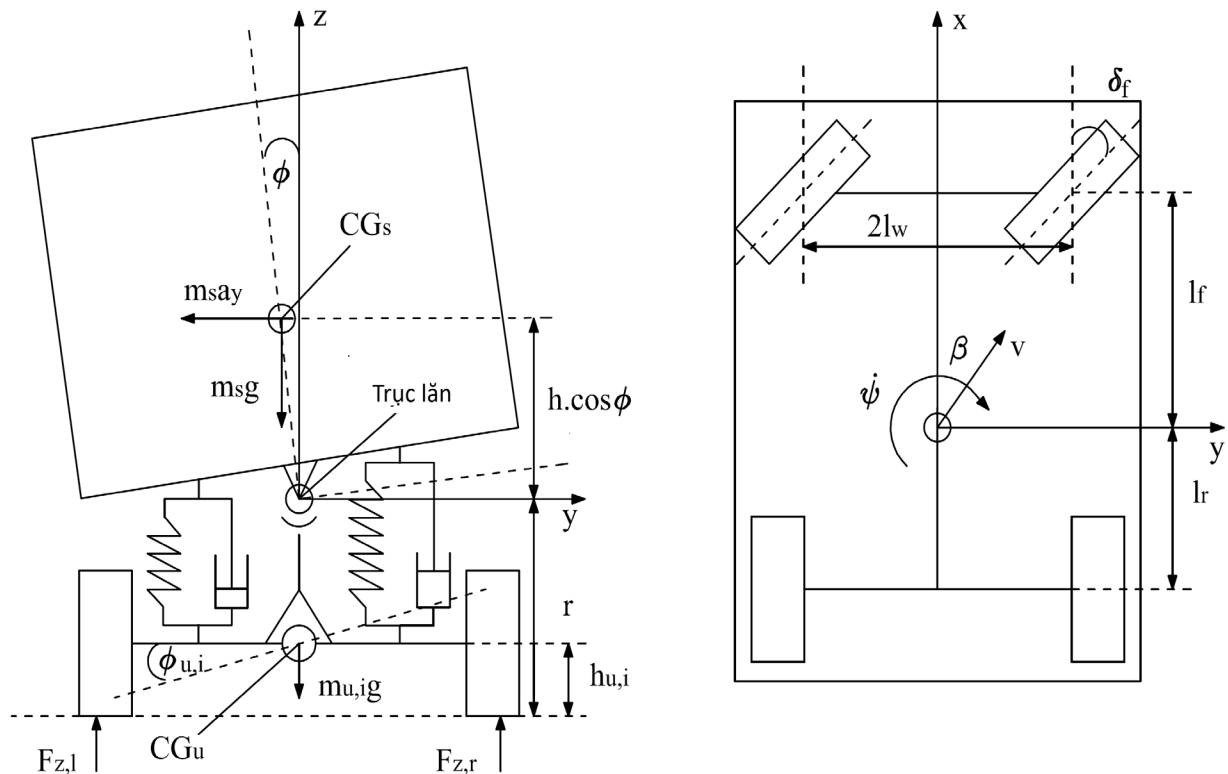
Trong các nghiên cứu [13] và [14], các tác giả đã sử dụng phương pháp điều khiển H_∞ để mô hình hóa chuyển động quay và lật của xe tải nặng loại đơn. Kết quả phân tích μ cho thấy điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ có độ bền vững cao đối với sự thay đổi vận tốc chuyển động của ô tô cũng như khối lượng của phần thân xe. Các kết quả mô phỏng trong miền tần số và miền thời gian đã chứng minh

ràng điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ giúp giảm đáng kể hệ số chuyển tải trọng chuẩn hóa so với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. Ngoài ra, nghiên cứu cũng khẳng định hiệu quả của thuật toán di truyền trong việc đơn giản hóa thiết kế bộ điều khiển nhằm đạt được các mục tiêu hiệu suất đề ra.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ VỚI THÔNG SỐ THAY ĐỔI TUYẾN TÍNH

Mô hình yaw-roll của xe tải nặng được thể hiện trong Hình 1, gồm ba phần: m_s là khối

lượng được treo, m_{ur} là khối lượng không được treo ở phía trước, bao gồm bánh trước và trục trước, và m_{ur} là khối lượng không được treo ở phía sau, bao gồm bánh sau và trục sau. Các ký hiệu trong mô hình được liệt kê trong Bảng 1, và các thông số được đề cập trong [11]. Các phương trình vi phân của mô hình yaw-roll bao gồm động lực học ngang, mô-men quay, mô-men lật của khối lượng được treo, mô-men lật của khối lượng không được treo ở phía trước và phía sau, được biểu diễn trong phương trình (1).



Hình 1. Mô hình yaw-roll của ô tô tải nặng [11].



Bảng 1. Các tham số của mô hình ô tô [11].

Ký hiệu	Mô tả	Ký hiệu	Mô tả
m_s	Khối lượng được treo	δ_f	Góc đánh lái
$m_{u,f}$	Khối lượng không được treo trên trục trước	C_f	Độ cứng bên của các bánh xe cầu trước
$m_{u,r}$	Khối lượng không được treo trên trục sau	C_r	Độ cứng bên của các bánh xe cầu sau
m	Tổng khối lượng của xe	k_f	Độ cứng của hệ thống treo cầu trước
v	Vận tốc chuyển động của ô tô	k_r	Độ cứng của hệ thống treo cầu sau
v_{wi}	Các thành phần của vận tốc	b_f	Hệ số giảm chấn của cầu trước
h	Chiều cao trọng tâm của phần được treo tính đến trục y	b_r	Hệ số giảm chấn của cầu sau
$h_{u,i}$	Chiều cao trọng tâm của phần không được treo tính đến mặt đất	k_{tf}	Độ cứng lật của lớp trên trục trước
r	Khoảng cách từ trục y đến mặt đất	k_{tr}	Độ cứng lật của lớp trên trục sau
a_y	Gia tốc ngang	I_{xx}	Mô men quán tính lật của khối lượng được treo
β	Góc lệch bên của ô tô	I_{xz}	Tích quán tính của phần khối lượng được treo
ψ	Góc quay thân xe	I_{zz}	Mô men quán tính quay quanh trục thẳng đứng của khối lượng được treo
$\dot{\psi}$	Vận tốc góc quay thân xe	l_f	Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến trục trước
α	Góc trượt bên	l_r	Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến trục sau
ϕ	Góc lật của khối lượng được treo	l_w	Một nửa chiều rộng của xe
$\phi_{u,i}$	Góc lật của khối lượng không được treo	μ	Hệ số bám của đường

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{v}(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h \ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} \\ -I_{xz} \ddot{\phi} + I_{zz} \ddot{\psi} = F_{yf} l_f - F_{yr} l_r \\ (I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} = m_s g h \phi + m_s v h (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - k_f (\phi - \phi_{uf}) - b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + T_f \\ \quad - k_r (\phi - \phi_{ur}) - b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + T_r \\ -r F_{yf} = m_{uf} v (r - h_{uf}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_{uf} g h_{uf} \phi_{uf} - k_{uf} \phi_{uf} + k_f (\phi - \phi_{uf}) + b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + T_f \\ -r F_{yr} = m_{ur} v (r - h_{ur}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_{ur} g h_{ur} \phi_{ur} - k_{ur} \phi_{ur} + k_r (\phi - \phi_{ur}) + b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + T_r \end{array} \right. \quad (1)$$

Trong đó, T_p , T_r là các mô men xoắn tại hai trục; M_{ARf} , M_{ARr} là các mô men của thanh ổn định ngang bị động, tác động lên khối lượng được treo và khối lượng không được treo tại các trục trước và sau [12]. Lực ngang của lớp $F_{yf,r}$ tác động theo hướng vận tốc tại các điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường.

Có thể thấy rằng mô hình yaw-roll phụ thuộc một cách phi tuyến vào vận tốc tiến v . Hơn nữa, khi xe đang di chuyển, vận tốc là một trong những thông số thay đổi liên tục, và nó phụ thuộc vào người lái cũng như điều kiện chuyển động của xe. Trong nghiên cứu này, vận tốc v được chọn làm thông số điều chỉnh. Ký hiệu $\rho = v$, mô hình xe có thể được biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\dot{x} = A(\rho)x + B_1(\rho)w + B_2(\rho)u \quad (2)$$

Trong đó, vector trạng thái: $x = [\beta \ \psi \ \phi \ \dot{\phi} \ \phi_{uf} \ \phi_{ur}]$; đầu vào nhiễu (góc đánh lái): $w = [\delta_f]$; đầu vào điều khiển: $u = [T_f \ T_r]$.

Mô hình (2) được gọi là mô hình Thông số biến thiên tuyến tính (LPV), trong đó các phần tử trong không gian trạng thái phụ thuộc liên tục vào một vector thông số biến thiên theo

thời gian ρ . Một đặc điểm của hệ thống LPV là nó phải tuyến tính đối với cặp vector trạng thái (x) và vector đầu vào điều khiển vector (u). Các ma trận $A(\rho)$, $B_1(\rho)$ và $B_2(\rho)$ trong mô hình này là các hàm phi tuyến của vector tham số điều chỉnh ρ .

3. XÂY DỰNG BỘ ĐIỀU KHIỂN H_∞ /LPV

3.1. Mục tiêu của bộ điều khiển

Mục tiêu của hệ thống điều khiển thanh ổn định ngang chủ động là tối đa hóa tính ổn định ngang của ô tô. Thông thường, nguy cơ lật xe được phát hiện khi giá trị tính toán của sự phân bố tải trọng chuẩn hóa (R_{fr}) đạt đến giới hạn ± 1 (4), [6].

$$R_f = \frac{\Delta F_{zf}}{F_{zaf}}, \quad R_r = \frac{\Delta F_{zr}}{F_{zar}} \quad (3)$$

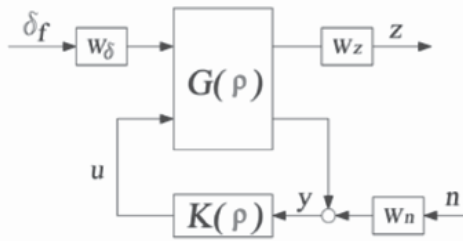
Trong đó, F_{zaf} là tổng tải trọng tác dụng lên trục trước và F_{zar} là tổng tải trọng tác dụng lên trục sau. ΔF_{zf} và ΔF_{zr} lần lượt là sự phân bố tải trọng lên trục trước và trục sau [11].

Sự phân bố tải trọng chuẩn hóa $R = \pm 1$ tương ứng với mức phân bố tải trọng lớn nhất có thể. Trong trường hợp đó, bánh xe phía trong của ô tô sẽ bị nhấc lên. Khi cố gắng giảm thiểu sự phân bố tải trọng, cũng cần giới hạn



góc lật giữa khối lượng được treo và khối lượng không được treo ($\varphi - \varphi_{u,r}$) để đảm bảo chúng nằm trong giới hạn hành trình của hệ thống treo (7-8 độ), [11].

3.2. Thiết kế bộ điều khiển H_∞ /LPV cho hệ thống ổn định ngang chủ động



Hình 2. Cấu trúc liên kết vòng kín của hệ thống điều khiển thanh ổn định ngang chủ động LPV

Sơ đồ điều khiển vòng kín được thể hiện trong Hình 2 được thiết kế hướng tới mục tiêu điều khiển. Nó bao gồm cấu trúc hồi tiếp của mô hình danh định $G(\rho)$, bộ điều khiển $K(\rho)$ và các hàm trọng số W_z, W_δ, W_n . Trong sơ đồ này: u là đầu vào điều khiển, y là đầu ra đo lường, z là đầu ra hiệu suất, n là nhiễu đo lường, δ_f là góc đánh lái, được coi là tín hiệu nhiễu và do người lái thiết lập.

Theo Hình 2, sự kết hợp của mô hình phi tuyến (3) với các hàm trọng số hiệu suất được biểu diễn dưới dạng phân vùng như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ z(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\rho) & B_1(\rho) & B_2(\rho) \\ C_1(\rho) & D_{11}(\rho) & D_{12}(\rho) \\ C_2(\rho) & D_{21}(\rho) & D_{22}(\rho) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ w(t) \\ u(t) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Với: Đầu vào nhiễu: $w(t) = [\delta_f \ n]^T$, Đầu vào điều khiển: $u(t) = [T_f \ T_r]^T$, Đầu ra hiệu suất: $z(t) = [T_p \ T_r \ R_p \ R_r \ a_y]^T$, Đầu ra đo lường:

$y(t) = [a_y \ \dot{\varphi}]^T$. Đáng chú ý rằng, trong mô hình LPV của hệ thống thanh ổn định ngang chủ

động (4), tham số biến thiên $\rho = v$ được xác định theo thời gian thực và có thể đo trực tiếp bằng cảm biến.

Mục tiêu điều khiển là tìm một bộ điều khiển LPV $K(\rho)$ được định nghĩa như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_k(t) \\ u(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_k(\rho) & B_k(\rho) \\ C_k(\rho) & D_k(\rho) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

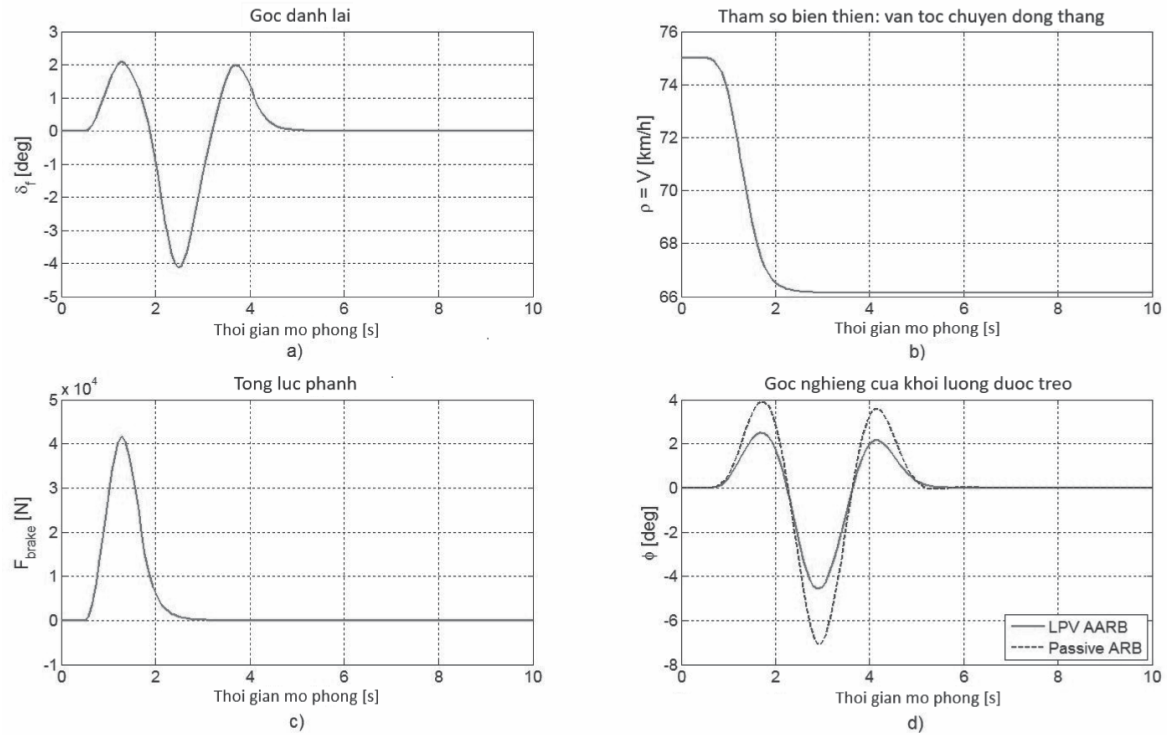
4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Trong phần này, bài toán đổi làn kép được sử dụng làm bài kiểm tra khả năng điều khiển của xe, đây là một tình huống điển hình để đánh giá khả năng tránh chướng ngại vật trong trường hợp khẩn cấp. Quỹ đạo của xe có độ lệch 2.5m trên quãng đường 100m. Góc đánh lái được biểu diễn trong Hình 3a.

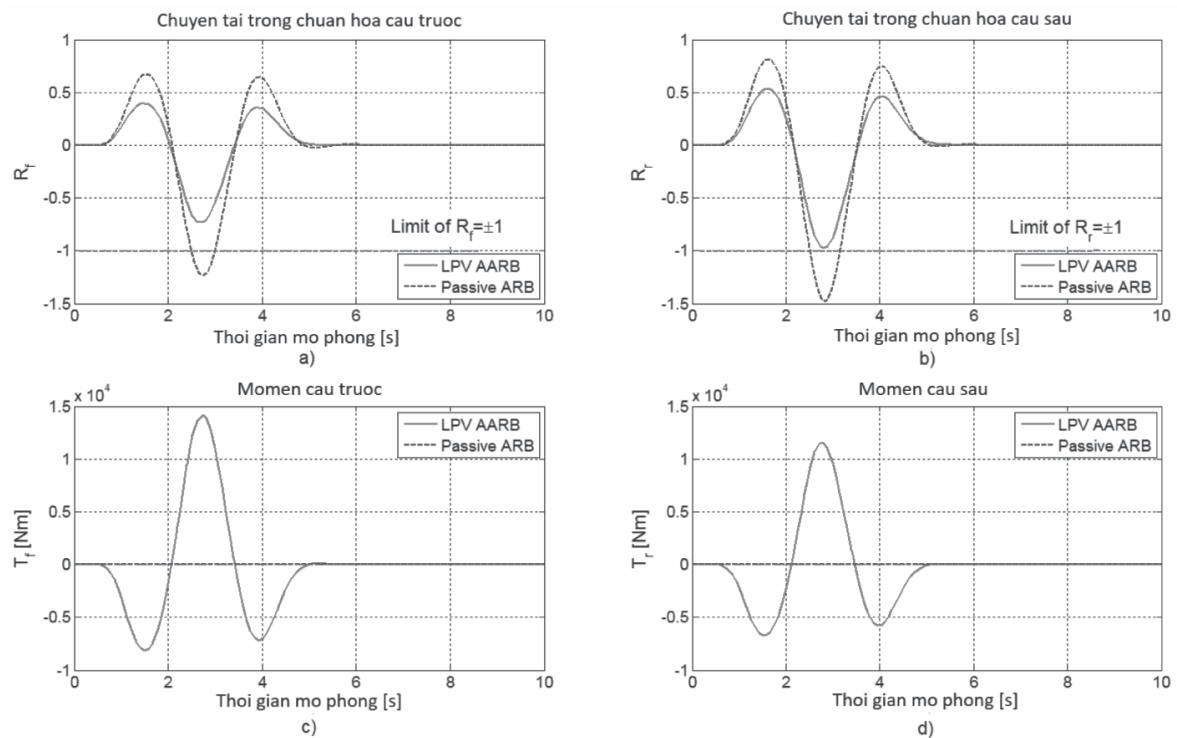
Hình 3d và Hình 4a,b thể hiện góc nghiêng của khối lượng được treo và độ chuyển tải trọng chuẩn hóa tại cả hai trục. Có thể thấy rằng, trong trường hợp sử dụng thanh ổn định ngang bị động, xe tải nặng thực sự bị lật đồng thời ở cả hai trục. Tuy nhiên, khi áp dụng hệ thống điều khiển H_∞ /LPV với thanh ổn định ngang chủ động, độ chuyển tải trọng chuẩn hóa ở cả hai trục đều nhỏ hơn giới hạn ± 1 .

Việc sử dụng H_∞ /LPV điều khiển thanh ổn định ngang chủ động giúp giảm độ chuyển tải trọng chuẩn hóa khoảng 31%, so với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. Điều này cho thấy hệ thống điều khiển H_∞ /LPV active anti-roll bar cải thiện đáng kể tính ổn định ngang của ô tô so với thanh ổn định ngang bị động.

Mô-men tại hai trục được biểu diễn trong Hình 4c,d. Có thể thấy rằng giá trị mô-men lớn nhất tại cả hai trục đều nhỏ hơn giới hạn 12.104 Nm [12].



Hình 3. Phản hồi theo thời gian của góc đánh lái, tham số thay đổi, tổng lực phanh, góc nghiêng của khối lượng được treo



Hình 4. Phản hồi theo thời gian của độ chuyển tải trọng chuẩn hóa và mô-men tại hai trục.

5. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, mô hình xe tải nặng bao gồm hệ thống thanh ổn định ngang chủ động tại cả hai trục. Một sơ đồ điều khiển H_∞ /LPV với vận tốc được xem là thông số thay đổi đã được phát triển nhằm tối đa hóa tính ổn định ngang, giúp ngăn chặn tình trạng lật xe. Các yếu tố như độ chuyển tải trọng chuẩn hóa, gia tốc ngang và giới hạn mô-men xoắn do các bộ chấp hành tạo ra đều được xem xét. Kết quả mô phỏng trong cả miền tần số và thời gian đã chứng minh tính hiệu quả của bộ điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV khi so sánh với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. ❖

Ngày nhận bài: 26/3/2025

Ngày phản biện: 16/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. A. Hjartarson, P. Seiler, A. Packard, “*LPVtools: A toolbox for modeling, analysis, and synthesis of parameter varying control systems*”. First IFAC Workshop on Linear Parameter Varying Systems, France (2015).
- [2]. A. Packard, “*Gain scheduling via linear fractional transformations*”. Systems and Control Letters, 22(2), pp. 79-92 (1994).
- [3]. C. Scherer, P. Gahinet, M. Chilali, “*Multiobjective output feedback control via LMI optimization*”. IEEE Transactions on Automatic Control, 42(7), pp. 896-911 (1997).
- [4]. Evgenikos, Petros et al., “*Characteristics and Causes of Heavy Goods Vehicles and Buses Accidents in Europe*”. Transportation Research Procedia, pp. 2158-2167 (2016).
- [5]. F. Wu, “*Control of linear parameter varying systems*”. Ph.D. thesis, University of California at Berkeley, USA (1995).
- [6]. Hsun-Hsuan, Huang, K.Yedavalli Rama, and A. Guenther Dennis, “*Active roll control for rollover prevention of heavy articulated vehicles with multiple-rollover-index minimisation*”. Vehicle System Dynamics; 50(3), pp. 471-493 (2012).
- [7]. J. Mohammadpour, C. Scherer, “*Control of Linear Parameter Varying Systems with Applications*”. Springer (2012).
- [8]. O. Sename, P. Gaspar, J. Bokor, “*Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches: Application to Vehicle Dynamics*”. Springer (2013).
- [9]. Sampson David and David Cebon, “*Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles*”. Vehicle System Dynamics, 40(4), pp. 229-270 (2003).
- [10]. P. Gaspar, J. Bokor, I. Szaszi, “*Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*”. Control Engineering Practice, 13 (6), pp. 699-711 (2005).
- [11]. P. Gaspar, J. Bokor, I. Szaszi, “*The design of a combined control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*”. European Journal of Control, 10(2), pp. 148-162 (2004).
- [12]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “*Enhancing roll stability of heavy vehicle by LQR active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic actuators*”. Vehicle System Dynamics, 55(9), pp. 1405-1429 (2017).
- [13]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “ *H_∞ active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*”. IFAC Symposium on System Structure and Control - 6th SSSC, Istanbul, Turkey (2016).
- [14]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “*Optimal selection of weighting functions by genetic algorithms to design H_∞ anti-roll bar controllers for heavy vehicles*”. Conference on Vehicle system dynamics, Identification and Anomalies - 15th VSDIA, Budapest, Hungary (2016).