

Điều khiển bám thời gian xác định kết hợp ước lượng độ trượt đặt cho hệ thống chống bó cứng phanh trên xe điện

Phạm Xuân Đức¹, Nguyễn Thế Anh¹, Đàm Hữu Mạnh¹,
Nguyễn Xuân Nam¹, Nguyễn Tùng Lâm¹, Lê Đức Thịnh^{2*}

¹Trường Điện – Điện tử, Đại học Bách khoa Hà Nội, 1 Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam;

²Khoa Điện – Điện tử, Trường Đại học Thủy lợi, 175 Tây Sơn, Đống Đa, Hà Nội, Việt Nam.

*Tác giả liên hệ: thnhld@tlu.edu.vn

Nhận bài: 04/9/2024; Hoàn thiện: 05/11/2024; Chấp nhận đăng: 12/12/2024; Xuất bản: 25/12/2024.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.100.2024.22-30>

TÓM TẮT

Hệ thống chống bó cứng phanh (ABS) là một hệ thống an toàn giúp bánh xe không bị khoá cứng trong quá trình phanh khẩn cấp, đảm bảo người lái có thể kiểm soát được phương tiện và tối ưu quãng đường phanh. Vì vậy, nghiên cứu và thử nghiệm về một bộ điều khiển phi tuyến mạnh mẽ có thể áp dụng được cho hệ thống này là rất quan trọng và cần thiết. Nghiên cứu này sẽ đề xuất một chiến lược điều khiển thời gian xác định (FTC), đưa sai lệch độ trượt hội tụ trong một khoảng thời gian xác định được tính toán từ trước. Nghiên cứu cũng đề xuất một bộ ước lượng độ trượt đặt tối ưu kết hợp với bộ điều khiển để nâng cao sự bền vững của hệ thống khi xe đi trên các điều kiện đường khác nhau. Bộ điều khiển trượt toàn cục (GSMC) được đưa ra để so sánh với bộ điều khiển đề xuất. Kết quả mô phỏng trên phần mềm CarSim kết hợp MATLAB/Simulink đã chứng minh được tính khả thi của hệ thống.

Từ khóa: Hệ thống chống bó cứng phanh; Điều khiển thời gian xác định; Điều khiển trượt; Điều khiển trượt toàn cục; Ước lượng độ trượt đặt.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Hệ thống chống bó cứng phanh (ABS) là một hệ thống điều khiển điện tử được thiết kế để ngăn bánh xe không bị khoá cứng và đảm bảo người lái có thể làm chủ được phương tiện trong suốt quá trình phanh. ABS lần đầu tiên được giới thiệu cho việc hạ cánh máy bay vào năm 1952 và được phát triển bởi Bosch. Mercedes-Benz là hãng đầu tiên áp dụng hệ thống này vào ô tô. ABS là một thành phần quan trọng trong các phương tiện hiện đại, góp phần đáng kể vào việc tăng cường sự an toàn cho người lái và hành khách [1]. Hiệu quả của ABS đã được chứng minh bởi hàng chục triệu tài xế trên khắp thế giới, khiến nó trở thành một phần vô cùng quan trọng trong các phương tiện giao thông ngày nay. Do đó, việc sử dụng hệ thống này đã được đưa vào các quy định bắt buộc theo luật pháp của nhiều nước trên toàn thế giới [2].

ABS truyền thống thiết kế dựa trên độ trượt giữa bánh xe và mặt đường, khái niệm này được định nghĩa là sai lệch giữa tốc độ dài của xe và tốc độ của bánh xe [11]. Khi độ trượt quá lớn thì người lái sẽ mất khả năng kiểm soát phương tiện. Thông thường, hệ thống này sẽ điều khiển độ trượt của bánh xe để tối ưu hóa lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường dựa trên điều kiện đường hiện tại. Để đạt được điều này thì cần phải có những thông tin chính xác về hệ số ma sát giữa bánh xe và mặt đường (TFC) và tốc độ dài của phương tiện. Tốc độ dài được sử dụng để xác định độ trượt của bánh xe và đây là mục tiêu chính cho các hệ thống điều khiển ABS. TFC được sử dụng để thiết lập độ trượt mong muốn nhằm giúp xe đạt được mức giảm tốc tối đa. Các phương pháp điều khiển truyền thống dựa trên độ trượt của bánh xe được thiết kế với giả định rằng độ trượt là hằng số có thể đo được và giá trị đó là tối ưu khi thay đổi điều kiện đường [12]. Tuy nhiên, trong ứng dụng thực tế, việc đo tốc độ dài và TFC khi thực hiện điều khiển ABS dựa theo độ trượt là một thách thức lớn [11]. Một số bộ điều khiển đã được đề cập trong các nghiên cứu trước đây để áp dụng trong các chiến lược điều khiển dựa trên độ trượt của bánh xe. Bộ điều khiển trượt cuộn chiều (BSMC) đã được đề xuất để áp dụng cho mô hình ABS một phần tư xe [8]. Ngoài ra, một

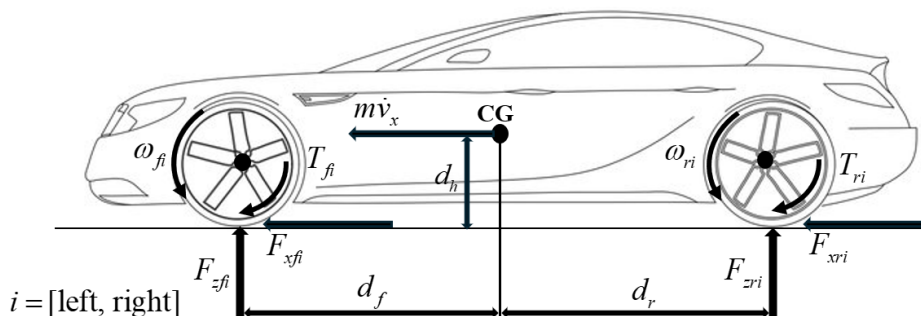
nghiên cứu khác cũng đã áp dụng chiến lược điều khiển trượt toàn cục (GSMC) cho hệ thống ABS trên xe điện và chứng minh những cải tiến đáng kể cũng như tính ứng dụng thực tiễn cao hơn so với mô hình một phần tư xe [8].

Nghiên cứu này đề xuất một chiến lược điều khiển bám với thời gian xác định kết hợp với bộ ước lượng độ trượt đặt tối ưu để đảm bảo sai lệch độ trượt bánh xe tiến về không trong khoảng thời gian xác định và chỉ sử dụng thông tin phản hồi về từ cảm biến đo tốc độ bánh xe cho hệ thống ABS. Chiến lược đề xuất bao gồm một bộ ước lượng độ trượt mong muốn tối ưu và một bộ điều khiển bám thời gian xác định. Bộ ước lượng độ trượt mong muốn tối ưu được thiết kế để hoạt động theo thời gian thực, dựa trên việc tính toán lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường. Nó tạo ra độ trượt mong muốn tối ưu để duy trì TFC đạt giá trị gần như tối đa. Bộ điều khiển bám thời gian xác định được thiết kế để đảm bảo rằng thời gian hội tụ là có thể xác định được và không phụ thuộc vào điều kiện đầu của độ trượt [13]. Hiệu quả của chiến lược đề xuất đã được xác thực thông qua các kết quả mô phỏng sử dụng CarSim và MATLAB/Simulink.

Các đóng góp chính của nghiên cứu này bao gồm: Chiến lược đề xuất chỉ yêu cầu cảm biến tốc độ bánh xe để triển khai và độ trượt bánh xe mong muốn được tạo ra dựa trên bộ ước lượng TFC và điều kiện mặt đường để tối đa hóa lực ma sát dọc. Ngoài ra, phương pháp này còn đảm bảo rằng giới hạn trên của thời gian hội tụ được xác định, không phụ thuộc vào điều kiện đầu của độ trượt và so sánh với chiến lược điều khiển có trong các nghiên cứu trước đây.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA XE

Mô hình động lực học của xe được phân tích như trong hình 1. Trong mô hình này, xe được xem như một là một khối đồng nhất [2]. Mô hình của bánh xe trước, sau, trái và phải được xem xét riêng lẻ. Tuy nhiên, các yếu tố như góc xoay quay quanh trục dọc, động lực học ngang, lực cản lăn và độ dốc đường không được xét đến trong nghiên cứu này.



Hình 1. Mô hình động lực học của xe.

Với điều kiện đó thì khi xe giảm tốc, mô hình động lực học của xe và của bánh xe [9] có thể được mô tả như sau:

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \frac{1}{m} \left(\sum_i F_{xi} - cv_x^2 \right) \\ \dot{\omega}_i = \frac{1}{J} (-R_{eff} F_{xi} - T_i) \end{cases} \quad (1)$$

trong đó, $i \in [fl, fr, rl, rr]$ là ký hiệu tương ứng với mỗi bánh xe, v_x là tốc độ dài tại trọng tâm của xe (CG), ω_i là vận tốc góc của mỗi bánh xe, T_i là mô-men phanh của mỗi bánh xe, “*fl, fr, rl, rr*” lần lượt là bánh trước bên trái, bánh trước bên phải, bánh sau bên trái và bánh sau bên phải, m là khối lượng của phương tiện, c là hệ số cản của không khí, J là mô-men quán tính của bánh xe và

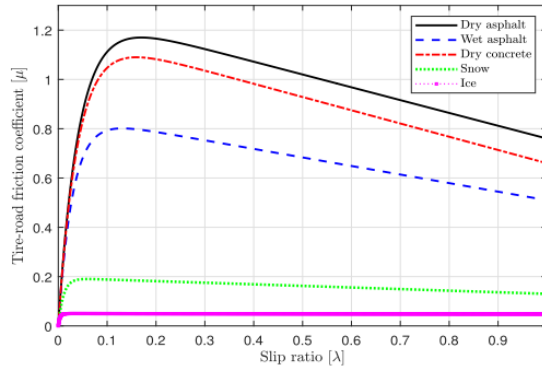
R_{eff} là bán kính bánh xe. Lực tiếp xúc dọc giữa bánh xe và mặt đường của từng bánh F_{xi} có thể được thiết kế như sau [6]:

$$F_{xi}(\lambda_i, F_{zi}) = \mu(\lambda_i) F_{zi} \quad (2)$$

trong đó, λ_i là độ trượt của mỗi bánh xe, F_{zi} là phản lực mà mặt đường tác động lên các bánh xe. F_{zi} có thể được định nghĩa:

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{d_r mg - d_h m \dot{v}_x}{2(d_f + d_r)} \\ F_{zrl} = \frac{d_f mg + d_h m \dot{v}_x}{2(d_f + d_r)} \end{cases} \quad (3)$$

trong đó, $j \in [l, r]$ là ký hiệu cho trục trái và trục phải của xe, g là gia tốc trọng trường, d_f là khoảng cách giữa trục nối hai bánh trước với CG, d_r là khoảng cách giữa trục nối hai bánh sau với CG và d_h là khoảng cách giữa mặt đường với CG. Một mối quan hệ phi tuyến giữa TFC và độ trượt được minh họa trong hình 2.



Hình 2. TFC và độ trượt [8].

TFC bị ảnh hưởng bởi cả điều kiện đường và các thông số kỹ thuật của bánh xe, từ đó khiến cho việc đo lường chính xác giá trị của lực ma sát dọc giữa lốp xe và mặt đường trở nên khó khăn vì mối quan hệ phi tuyến này. Do đó, lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường được xem là bất định và có thể định nghĩa là:

$$F_{xi} = \xi_i \quad (4)$$

Vì vậy, (1) được viết lại như sau:

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \frac{1}{m} \left(\sum_i \xi_i - cv_x^2 \right) \\ \dot{\omega}_i = \frac{1}{J} \left(-R_{eff} \xi_i - T_i \right) \end{cases} \quad (5)$$

3. CHIẾN LƯỢC TỐI ƯU ĐỘ TRƯỢT ĐẠT

Phần này trình bày một chiến lược để tạo ra bộ ước lượng độ trượt đạt tối ưu dựa trên lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường. Thực tế, vì các bánh trước và bánh sau thường di chuyển trên cùng một bề mặt đường trong hầu hết các tình huống lái xe, vì vậy nên TFC của bánh trước và bánh sau được xem là như nhau [8]. Do đó, TFC có thể được định nghĩa riêng biệt cho bên trái và

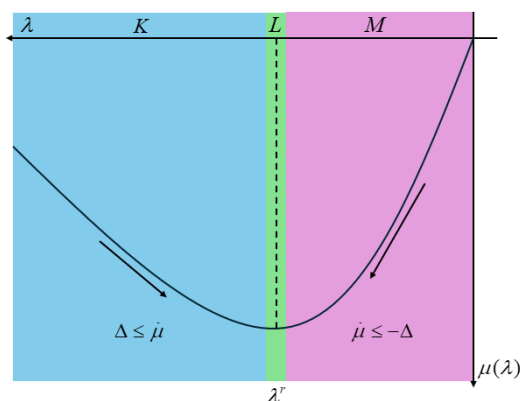
bên phải, sao cho $\mu(\lambda_{fl}) = \mu(\lambda_{rl}) = \mu(\lambda_l)$, $\mu(\lambda_{fr}) = \mu(\lambda_{rr}) = \mu(\lambda_r)$. Dựa trên (2), mối quan hệ TFC và lực tiếp xúc dọc giữa bánh xe và mặt đường có thể được thiết kế như sau:

$$\begin{cases} F_{xfl} + F_{xrl} = \mu(\lambda_l) \\ F_{xfr} + F_{xrr} = \mu(\lambda_r) \end{cases} \quad (6)$$

TFC có thể được biểu diễn dựa trên các lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường như sau:

$$\begin{cases} \mu(\lambda_l) = \frac{2(\xi_{fl} + \xi_{rl})}{mg} \\ \mu(\lambda_r) = \frac{2(\xi_{fr} + \xi_{rr})}{mg} \end{cases} \quad (7)$$

Hình 3 minh họa chiến lược đề xuất để tạo ra độ trượt đặt mong muốn tối ưu.



Hình 3. Chiến lược tạo ra độ trượt đặt mong muốn tối ưu.

Độ trượt mong muốn được thiết kế để đảm bảo rằng đạo hàm của TFC là bằng không, tương ứng với điểm mà TFC đạt cực tiểu. Do đó, lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường được tối đa hóa. Chiến lược này có thể được biểu diễn như sau:

$$\begin{aligned} \lambda_i^r(t) &= \lambda_i^r(t-1) + \kappa \text{sat}(\dot{\mu}) \\ \text{sat}(\bullet) &= \begin{cases} 1, \bullet \geq \Delta \\ \bullet, -\Delta < \bullet < \Delta \\ -1, \bullet \leq -\Delta \end{cases} \end{aligned} \quad (8)$$

trong đó, λ_i^r là độ trượt đặt tối ưu tại mỗi bánh xe, κ là hằng số dương và Δ là giá trị dương. Hàm bão hòa (sat) là một hàm tương tự như hàm dấu sign, được sử dụng để giảm thiểu các dao động nhỏ. Khi độ trượt đặt mong muốn tối ưu nằm trong vùng M thì nó sẽ giảm do đạo hàm của TFC là âm. Ngược lại, khi độ trượt đặt mong muốn tối ưu nằm trong vùng K thì nó sẽ tăng lên vì đạo hàm của TFC là dương. Do đó, nếu bộ điều khiển bám độ trượt đặt mong muốn tối ưu thì TFC có thể được duy trì trong vùng L để tối đa hóa lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường.

4. THIẾT KẾ ĐIỀU KHIỂN BẮM THỜI GIAN XÁC ĐỊNH

4.1. Bổ đề

Hệ phi tuyến $\dot{x} = f(x(t)), x(0) = 0, f(0) = 0, x \in K_0 \subset \mathbb{R}^n$ với $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ và $f(\bullet)$ là một hàm phi tuyến liên tục trên K_0 , nếu tồn tại các hằng số $\gamma_1 > 0, \gamma_2 > 0, 0 < p < 1, q > 1$ sao cho [12]:

$$\dot{V}(x) \leq -\gamma_1 V^p(x) - \gamma_2 V^q(x) \quad (9)$$

Thì hệ phi tuyến sẽ ổn định theo thời gian cố định với thời gian xác lập:

$$T_c \leq T_{\max} = \frac{1}{\gamma_1 \phi(1-p)} + \frac{1}{\gamma_2 \phi(q-1)} \quad (10)$$

trong đó, $0 < \phi < 1$.

4.2. Thiết kế bộ điều khiển

Như đã đề cập ở phần trước, độ trượt đặt của bánh xe được tạo ra dựa trên TFC nhằm tối đa hóa lực tiếp xúc dọc giữa bánh xe và mặt đường. Khi phanh, độ trượt bánh xe λ_i được định nghĩa như sau:

$$\lambda_i = \frac{\omega_i R_{\text{eff}} - v_x}{v_x} \quad (11)$$

trong $\omega_i R_{\text{eff}} < v_x$ và $v_x \neq 0$ với $i \in [fl, fr, rl, rr]$. Theo [9], tốc độ bánh xe đặt có thể được biểu diễn bằng (8) với tốc độ dài của xe:

$$\omega_i^r = \frac{\lambda_j^r v_x + v_x}{R_{\text{eff}}} \quad (12)$$

trong đó, $j \in [left, right, left, right]$. Sai lệch tốc độ bánh xe được tính như sau:

$$e_i = \omega_i^r - \omega_i \quad (13)$$

Đạo hàm sai lệch tốc độ bánh xe:

$$\dot{e}_i = \dot{\omega}_i^r - \frac{1}{J}(R_{\text{eff}} F_{xi} - T_i) \quad (14)$$

Chọn mặt trượt $s_i = k_i e_i$, với k_i là các hằng số dương, kết hợp với (14):

$$\dot{s}_i = k_i \dot{e}_i = k_i \left(\dot{\omega}_i^r - \frac{1}{J}(R_{\text{eff}} F_{xi} - T_i) \right) \quad (15)$$

Để đảm bảo sự hội tụ theo thời gian xác định, nghiên cứu đề xuất tín hiệu mô-men phanh:

$$T_i = -R_{\text{eff}} F_{xi} - J \left(\dot{\omega}_i^r + \Gamma e_i^\alpha + \Lambda e_i^\beta \right) - \kappa_i \text{sgn}(s_i) \quad (16)$$

trong đó, Γ, Λ và κ_i là các thông số điều khiển dương, α và β là các hằng số thỏa mãn điều kiện $\alpha > 1$ và $0 < \beta < 1$.

Nhận xét 1: Khác với bộ điều khiển được xây dựng trong nghiên cứu [8] sẽ bị ảnh hưởng bởi tác động của các thành phần bất định, nghiên cứu này đề xuất bộ điều khiển có thêm hàm dấu sign, giúp hệ thống ổn định và bền vững với các thành phần bất định như nhiều mô hình tham số của xe, bất định từ hệ truyền động giữa động cơ và bánh xe và các thành phần nhiễu bên ngoài.

Nhận xét 2: Nếu bộ điều khiển đề xuất (16) được áp dụng cho (14) thì sai lệch sẽ hội tụ về không trong giới hạn trên của thời gian hội tụ T_c mà không phụ thuộc vào điều kiện ban đầu của độ trượt:

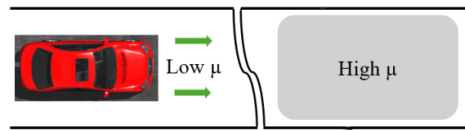
$$T_c \leq \frac{2^{\frac{1-\alpha}{2}}}{\Gamma(\alpha-1)} + \frac{2^{\frac{1-\beta}{2}}}{\Lambda(1-\beta)} \quad (17)$$

5. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

5.1. Kịch bản mô phỏng

Để xác thực hiệu quả của phương pháp được đề xuất, mô phỏng đã được thực hiện trên CarSim, một phần mềm chuyên dụng để mô phỏng động lực học cho xe điện, cùng với MATLAB/SIMULINK. Môi trường mô phỏng được thiết lập như sau: Mô hình xe áp dụng trong mô phỏng là xe Hatchback B-Class. Các thông số của xe được sử dụng trong các mô phỏng là: $m = 1110\text{kg}$, $J = 0.6\text{kgm}^2$, $R_{eff} = 0.298\text{m}$ và $c = 0.298\text{kg/m}$. Thông số điều khiển được tinh chỉnh là: $\Gamma = 1200$, $\Lambda = 10$, $k_i = 10$, $\kappa_i = 1000$, $\alpha = 1.5$ và $\beta = 0.2$. Các giá trị ban đầu được áp dụng trong mô phỏng như sau: $\omega_i(0) = 102\text{km/h}$ ($i \in \{fl, fr, rl, rr\}$) và $v_x(0) = 102\text{km/h}$. Dựa theo (17) và thông số điều khiển, giới hạn trên của thời gian hội tụ cho phương pháp đề xuất là $T_c = 0.166$ giây. Để đánh giá hiệu suất, GSMC đã được đưa ra để so sánh với phương pháp đề xuất.

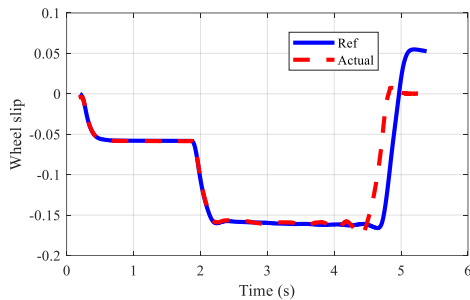
Kịch bản mô phỏng trong nghiên cứu này là khi xe bắt đầu phanh ở thời điểm 0,2 giây dưới điều kiện đường thay đổi. Trong quãng đường phanh 50 m đầu tiên, hệ số ma sát của mặt đường là $\mu_L = 0.2$, sau đó sẽ thay đổi thành $\mu_H = 0.85$ như trong hình 4. Để tránh độ trượt đạt giá trị vô cùng lớn khi tốc độ của xe tiến đến không thì mô phỏng sẽ dừng lại khi tốc độ của xe nhỏ hơn 1m/s.



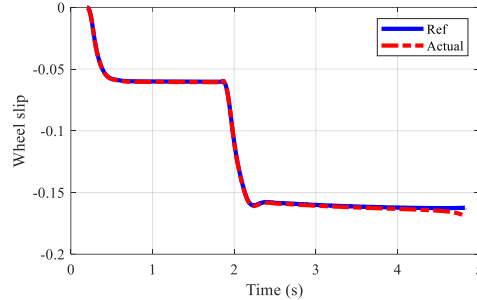
Hình 4. Kịch bản mô phỏng.

5.2. Kết quả mô phỏng

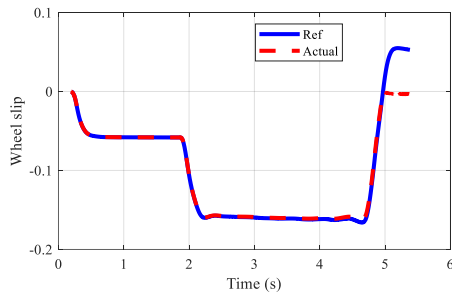
Hình 5 thể hiện sự so sánh về hiệu quả tối ưu độ trượt bánh giữa bánh trước bên trái và bánh sau bên trái.



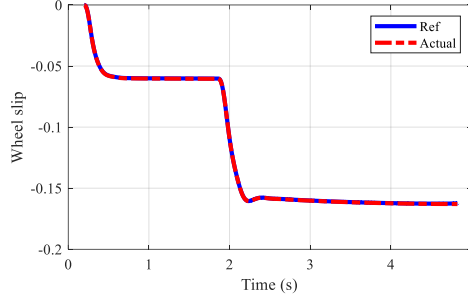
(a). Bánh trái trước của GSMC.



(b). Bánh trái trước của FTC.

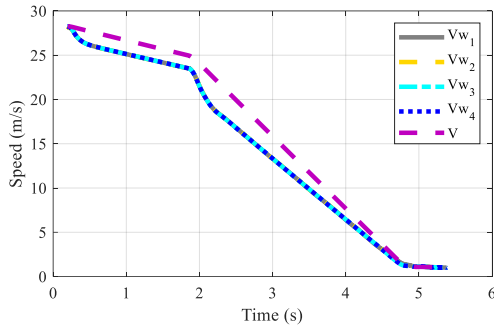


(c). Bánh trái sau của GSMC.

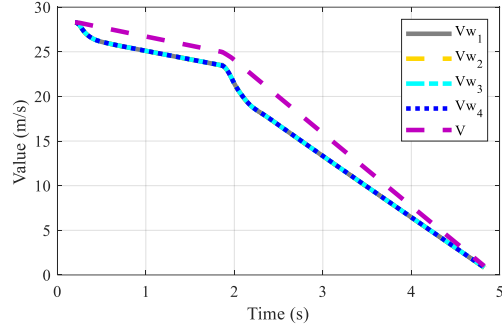


(d). Bánh trái sau của FTC.

Hình 5. Độ trượt đặt ước lượng và độ trượt thực.

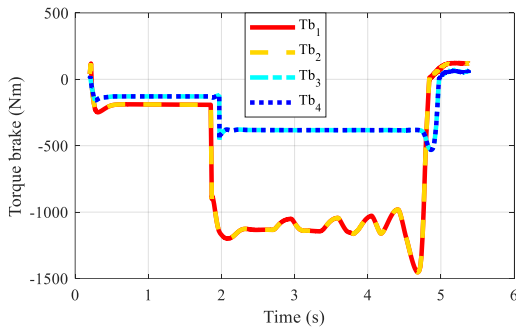


(a). GSMC.

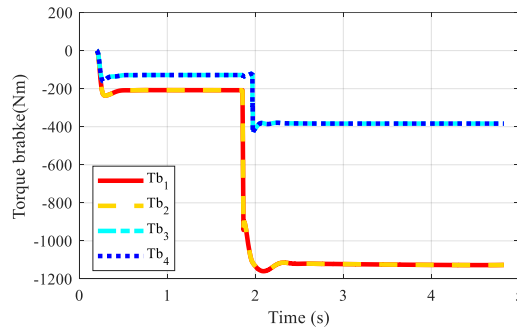


(b). FTC.

Hình 6. Tốc độ dài và tốc độ quay của bánh xe.



(a). GSMC.



(b). FTC.

Hình 7. Mô-men phanh tác động lên bốn bánh xe.

Sự khác biệt về độ trượt bánh giữa hai hệ thống hội tụ về không với thời gian hội tụ ngắn, nhưng bộ điều khiển đề xuất cho thấy sự ổn định hơn trong suốt quá trình phanh so với GSMC. Hình 6 cho thấy tốc độ dài và tốc độ quay của bốn bánh. Có thể thấy rằng, phương pháp đề xuất có thời gian phanh ngắn hơn là 4,883 giây so với 5,343 giây của GSMC. Hình 7 cho thấy mô-men phanh tác động lên mỗi bánh xe. Có thể thấy rõ ràng rằng mô-men phanh của phương pháp đề xuất ổn định hơn so với GSMC. Khi phanh, khối lượng của xe sẽ dồn về phía trước, làm thành phần bất định tác động lên hai bánh trước của xe tăng lên, điều này khiến mô-men phanh không ổn định. Tuy nhiên, phương pháp đề xuất cho thấy mô-men phanh tương đối ổn định trong giai đoạn này. Bảng 1 đưa ra một số thông số để đánh giá chất lượng của hệ thống ABS áp dụng hai chiến lược điều khiển FTC và GSMC. Giảm tốc trung bình (Mean Fully Developed Deceleration - MFDD) là chỉ số thể hiện độ lớn của gia tốc dọc trung bình \bar{a}_x , tính trong khoảng thời gian từ 90% đến 5% của vận tốc ban đầu (tức là thời điểm bắt đầu phanh). MFDD dùng để đánh giá hiệu suất giảm tốc của xe trong thời gian ABS hoạt động. Tiếp đến là hiệu suất ABS (η_{ABS}) là tỉ lệ của \bar{a}_x với giá trị lý thuyết lớn nhất của nó. \bar{a}_x được tính từ khi vận tốc của xe đạt 80% đến 5% vận tốc ban đầu. Chỉ số này được thiết kế đặc biệt để đánh giá hiệu suất giảm tốc của hệ thống ABS ở trạng thái ổn định. Độ giật dọc (Integral Time-weighted Average of the longitudinal jerk - ITAEJ_x) là một chỉ số nhằm mô tả sự thoải mái khi lái xe. Ảnh hưởng tiêu cực đến người lái xe trong quá trình phanh ABS xảy ra do sự dao động của lực phanh thực tế, tạo ra việc xóc, giật trong quá trình giảm tốc của xe [14]. Ở đây, độ giật của xe càng thấp thì các đặc tính thoải mái do ABS mang lại càng tốt và mô-men phanh được thể hiện trên hình 7 cũng cho thấy rõ sự ổn định này, nhất là trong giai đoạn vận tốc của xe chuẩn bị về không. Qua bảng 1 có thể thấy rằng, chiến lược điều khiển FTC có sự hiệu quả hơn dựa trên cả ba chỉ số so với GSMC, qua đó thể hiện được chất lượng của chiến lược điều khiển đề xuất trên kết quả mô phỏng trên phần mềm CarSim và các chỉ số đánh giá chất lượng ABS.

Bảng 1. Bảng chỉ số đánh giá chất lượng hệ thống ABS.

KPI	GSMC	FTC
MFFD	-0.5366	-0.6016
η_{ABS}	0.1033	0.1174
ITAEJ _x	1.6988	0.8717

6. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đề xuất một chiến lược điều khiển bám trong thời gian xác định kết hợp với bộ ước lượng độ trượt đặt tối ưu cho hệ thống ABS và chỉ sử dụng tín hiệu phản hồi tốc độ bánh xe từ cảm biến. Độ trượt đặt mong muốn tối ưu được tạo ra theo thời gian thực dựa trên điều kiện mặt đường để tối đa lực ma sát dọc giữa bánh xe và mặt đường. Bộ điều khiển thời gian cố định được thiết kế để đảm bảo giới hạn trên của thời gian hội tụ. Để chứng minh hiệu quả của phương pháp đề xuất, nghiên cứu đã trình bày một kịch bản mô phỏng phanh dưới điều kiện đường thay đổi, sử dụng phần mềm MATLAB/Simulink và CarSim để xác minh tính khả thi khi áp dụng vào thực tiễn của bộ điều khiển đề xuất so với mô phỏng toán học đơn thuần [8]. Hơn nữa, các mô phỏng đảm bảo rằng thời gian hội tụ của sai lệch tốc độ của các bánh xe vẫn nằm trong giới hạn trên đã được đảm bảo. Do đó, phương pháp đề xuất đã mang lại hiệu suất phanh ABS vượt trội so với hệ thống ABS GSMC [7]. Thêm vào đó, thời gian và khoảng cách phanh đạt được với phương pháp đề xuất ngắn hơn đáng kể so với phương pháp ABS GSMC. Hiện tại nghiên cứu mới chỉ áp dụng phương pháp đề xuất lên xe con (dạng xe ô tô không quá 9 chỗ ngồi) và đã chứng minh được sự hiệu quả hơn so với các phương pháp trong các nghiên cứu trước đây. Trong tương lai, nhóm tác giả sẽ phát triển thêm các thuật toán để áp dụng phương pháp này lên các đối tượng xe khác nhau.

Bài báo này đã được báo cáo tại Hội thảo khoa học Quốc gia “Ứng dụng Công nghệ cao vào thực tiễn” năm 2024.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. He, Lin, et al. “A combining sliding mode control approach for electric motor anti-lock braking system of battery electric vehicle.” *Control Engineering Practice* 102, p 104520, (2020).
- [2]. Ha, Jinwoo, et al. “Extremum Seeking-based Braking Friction Force Maximization Algorithm using Fuzzy logic without Slip Ratio for ABSs,” *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, (2024).
- [3]. Hartikainen, L., Frank, P., and Westermann, S. “Longitudinal wheel slip during ABS braking,” *Vehicle System Dynamics* 53.2, pp 237-255, (2015).
- [4]. Basrah, M. Sofian, et al. “Wheel slip control with torque blending using linear and nonlinear model predictive control,” *Vehicle System Dynamics* 55.11, pp 1665-1685, (2017).
- [5]. Peng, Y., Jian, C., and Yan M. “Observer-based estimation of velocity and tire-road friction coefficient for vehicle control systems” *Nonlinear Dynamics* 96, pp 363-387, (2019).
- [6]. Le, D., et al. “Extended State Observer-Based Backstepping Sliding Mode Control for Wheel Slip Tracking,” *The International Conference on Intelligent Systems & Networks*. Singapore: Springer Nature Singapore, (2023).
- [7]. Wang, H., Shaowen W., and Qianyu W. “Global sliding mode control for nonlinear vehicle antilock braking system.” *IEEE Access* 9, pp 40349-40359, (2021).
- [8]. You, S., Jeonghwan G., and Wonhee, K. “Fixed-time slip control with extended-state observer using only wheel speed for anti-lock braking systems of electric vehicles.” *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 23.7, pp 6368-6378, (2021).
- [9]. Qiu, Yanan, and Zhiyong Dai. “Adaptive constrained antilock braking control under unknown time-varying slip-friction characteristics.” *Nonlinear Dynamics* 108.4, pp 3467-3484, (2022).
- [10]. Fan, Yunsheng, et al. “Global fixed-time trajectory tracking control of underactuated USV based on fixed-time extended state observer.” *ISA transactions* 132, pp 267-277, (2023).

- [11]. Yin, Dejun, et al. "A multiple data fusion approach to wheel slip control for decentralized electric vehicles." *Energies* 10.4: 461, (2017).
- [12]. Basrah, M. Sofian, et al. "Wheel slip control with torque blending using linear and nonlinear model predictive control." *Vehicle System Dynamics* 55.11: 1665-1685, (2017).
- [13]. Liu, Yang, et al. "An overview of finite/fixed-time control and its application in engineering systems." *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica* 9.12: 2106-2120, (2022).
- [14]. Pretagostini, Francesco, et al. "Survey on wheel slip control design strategies, evaluation and application to antilock braking systems." *Ieee Access* 8: 10951-10970, (2020).

ABSTRACT

Optimal slip estimator-based fixed-time control for anti-lock braking system in electric vehicles

The Anti-lock Braking System (ABS) is a safety system that prevents the wheels from locking during emergency braking, ensuring the driver can maintain control of the vehicle and optimize braking distance. Therefore, research and experimentation on a robust nonlinear controller applicable to this system are highly important and necessary. This study proposes a Fixed-Time Control (FTC) strategy, aiming to converge the slip deviation within a predetermined time interval calculated in advance. The research also suggests an optimal slip estimator combined with the controller to enhance system robustness when the vehicle operates under different road conditions. Global Sliding Mode Control (GSMC) is introduced for comparison with the proposed controller. Simulation results using CarSim software combined with MATLAB/ Simulink have demonstrated the feasibility of the system.

Keywords: Anti-lock braking system; Fixed-time control; Global Sliding Mode Control; Optimal slip estimator.