

XÂY DỰNG MÔ HÌNH XÁC ĐỊNH LỰC CẢN LĂN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ TRONG QUÁ TRÌNH VẬN HÀNH

DETERMINATION OF ROLL RESISTANCE ON VEHICLES DURING THEIR OPERATION

Nguyễn Văn Đông, Phan Minh Đức, Nguyễn Viết Thuận

Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng; nvdong@dut.udn.vn

Tóm tắt - Lực cản lăn là một trong những lực cản làm tăng đáng kể tiêu thụ năng lượng của ô tô, đặc biệt là ô tô tải. Cho đến nay, các phương pháp điển hình để đo lực cản lăn gồm có drum-test, trailer-test và coast-down. Tất cả các phương pháp này đều nhằm xác định hệ số cản lăn trên một loại mặt đường cụ thể hay với một loại lốp cụ thể. Bài báo này trình bày một phương pháp xác định lực cản lăn trong quá trình ô tô đang vận hành (online) sử dụng kỹ thuật quan sát trạng thái dựa vào các mô hình động lực học của ô tô. Quá trình xác định lực cản lăn được mô phỏng trên môi trường Matlab-Simulink. Kết quả mô phỏng cho thấy phương pháp này cho phép xác định lực cản lăn trong cả trường hợp ô tô đi thẳng cũng như trong trường hợp ô tô quay vòng.

Từ khóa - cản lăn; bộ quan sát; động lực học; ô tô; tiết kiệm nhiên liệu.

Abstract - Roll resistance is one that significantly increases the energy consumption of cars, especially trucks. Until now, the typical methods for measuring rolling resistance include drum-test, trailer-test and coast-down. All of these methods determine the coefficient of rolling resistance on a specific type of road surface or with a specific type of tire. This paper presents a method of determining the rolling resistance of the vehicle when it is running (online) using state observation techniques based on the models of vehicle dynamics. The process of determining rolling resistance is simulated on Matlab-Simulink environment. The simulation results show that this method allows determining rolling resistance in both cases when the car goes straight or turns around.

Key words - Roll resistance; the observer; dynamics; car; energy saving.

1. Đặt vấn đề

Bên cạnh lực cản không khí thì lực cản lăn cũng là một phần quan trọng trong tổng lượng tiêu thụ nhiên liệu của ô tô. Các ô tô con nói chung có khối lượng nhẹ, thường hoạt động ở tốc độ cao và do vậy, lực cản lăn thường chiếm khoảng 10% tổng lực cản tác dụng lên ô tô. Trong trường hợp của ô tô tải nặng, lực cản lăn có thể chiếm tới 40% tổng lực cản tác dụng lên ô tô [1]. Vì vậy, việc tìm kiếm một giải pháp để giảm loại lực cản này rất cần thiết, nhằm giảm lượng tiêu thụ nhiên liệu của ô tô.

Theo định nghĩa của tiêu chuẩn ISO 28580 [1], lực cản lăn là một lực ảo, thể hiện năng lượng tiêu tổn trên mỗi mét chuyển động của ô tô do hiện tượng trễ trong quá trình biến dạng (nén và giãn) của lốp ô tô. Nguyên nhân của hiện tượng này là tính nhớt – đàn hồi của vật liệu lốp. Năng lượng mất mát này được chuyển thành nhiệt năng, làm tăng nhiệt độ của lốp xe. Vì là một lực ảo, lực cản lăn không phải là một vector thực và không thể được đo trực tiếp bằng các loại cảm biến đo lực thông thường. Tuy nhiên, để cân bằng phương trình năng lượng trong chuyển động của ô tô, hầu hết các nghiên cứu đều mô hình hóa lực cản này như là một lực thực và lực này chỉ xuất hiện trong phương trình chuyển động dọc của ô tô. Lực cản lăn phụ thuộc và nhiều yếu tố như vật liệu lốp, nhiệt độ, áp suất, tiếp xúc mặt đường, tải trọng... [1], [2], [3], [4]. Các nghiên cứu thực nghiệm đã chỉ ra rằng lực cản lăn tỷ lệ với bình phương tốc độ của xe và với tải trọng đặt lên lốp xe [2], [5]. Nhiệt độ của lốp xe tỉ lệ nghịch với lực cản lăn do khi tăng nhiệt độ thì độ nhớt của vật liệu làm lốp giảm xuống dẫn đến giảm mất mát năng lượng [6].

Cho đến nay, các phương pháp điển hình để đo lực cản lăn gồm có drum-test, trailer-test và coast-down [7]. Tất cả các phương pháp này đều nhằm xác định hệ số cản lăn trên một loại mặt đường cụ thể hay với một loại lốp cụ thể. Tất cả các phương pháp này đều xác định hệ số cản lăn bằng cách xử lý số liệu sau khi làm thí nghiệm và do vậy, không

thể sử dụng để xác định lực cản lăn trong khi ô tô đang chuyển động. Cách tiếp cận này là hợp lý đối với các nghiên cứu liên quan đến động lực học ô tô, nơi mà vấn đề tiêu thụ năng lượng không phải là mối quan tâm lớn. Tuy nhiên, để giảm tiêu thụ năng lượng thông qua giảm lực cản lăn thì cần thiết phải phát triển một phương pháp khác nhằm ước lượng lực cản lăn trong khi ô tô đang chuyển động.

Kỹ thuật bộ quan sát trạng thái được ứng dụng để quan sát lực cản lăn và phát hiện sự thay đổi của áp suất lốp [8]. Bộ quan sát hệ số lớn và quan sát trượt bậc hai được ứng dụng và so sánh kết quả với nhau. Kết quả cho thấy bộ quan sát trượt có độ chính xác cao hơn và bền vững hơn trong trường hợp có nhiễu và không chắc chắn của các thông số hệ thống.

Bộ quan sát trượt bậc hai sử dụng thuật toán “super-twisting” ứng dụng cho các hệ thống cơ khí tổng quát, có thể được sử dụng để quan sát trạng thái (state observer), nhận dạng tham số (parameter identification) hay xác định các đầu vào không chắc chắn (unknown input) của hệ thống [9], [10], [11]. Bộ quan sát này được ứng dụng để ước lượng (estimate) lực ngang tác dụng lên ô tô trong quá trình quay vòng sử dụng mô hình ô tô 2 bánh (bicycle model). Bộ lọc Kalman mở rộng cũng được ứng dụng rộng rãi để ước lượng trạng thái và thông số của ô tô [12]. Bộ lọc Kalman kết hợp với bộ quan sát trượt được ứng dụng để xác định góc trượt ngang của ô tô, lực kéo và độ cứng quay vòng của lốp xe [13], [14]. Trong [15], bộ quan sát phi tuyến được sử dụng để xác định lực dọc tác dụng lên bánh xe sử dụng phương pháp thí nghiệm drum-test.

Phần tiếp theo của bài báo này trình bày mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô và mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô. Đây là những mô hình động lực học đơn giản của ô tô và được sử dụng để xây dựng thuật toán xác định lực cản lăn. Phần III trình bày lý thuyết bộ quan sát phi tuyến dựa trên bộ quan sát trạng thái kinh điển Luenberger. Kết quả mô phỏng được trình bày ở phần cuối của bài báo cho phép đánh giá hiệu quả của bộ quan sát.

2. Mô hình động lực học ô tô

2.1. Mô hình ¼ ô tô

Mô hình ¼ ô tô gồm có 2 phần để mô tả chuyển động theo phương đứng và chuyển động dọc của ô tô. Chuyển động theo phương đứng được sử dụng để khảo sát hoạt động của hệ thống treo dưới ảnh hưởng của mặt đường và sẽ không được xem xét trong nghiên cứu này. Hình 1 mô tả các lực tác dụng lên ô tô trong chuyển động dọc. Các lực tác dụng lên ô tô gồm có lực kéo F_x , lực cản không khí F_d , mô men kéo từ động cơ truyền đến Γ và lực cản lăn F_{rr} . Các lực này được mô tả bởi các công thức sau:

Lực cản không khí F_d :

$$F_d = \frac{1}{2} \rho A_d C_d v^2 \quad (1)$$

Trong đó ρ là khối lượng riêng của không khí, A_d là tiết diện mặt trước của xe, C_d là hệ số cản của không khí và v là vận tốc của xe.

Lực kéo F_x :

$$F_x = \mu N \quad (2)$$

Với μ là hệ số bám của bánh xe và N là tải trọng của xe. Hệ số bám μ được xác định theo hệ số trượt λ .

$$\lambda = 1 - \frac{v}{R\omega} \quad (3)$$

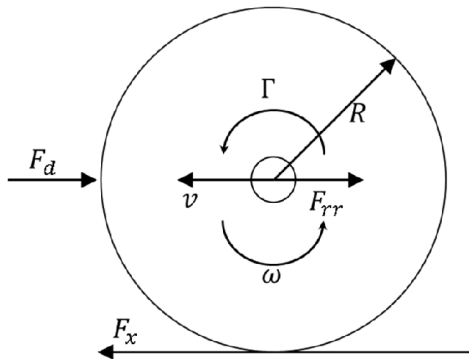
$$\mu = \frac{2\mu_0\lambda_0\lambda}{\lambda_0^2 + \lambda^2} \quad (4)$$

Trong đó R là bán kính bánh xe và ω là vận tốc góc của bánh xe, μ_0 và λ_0 lần lượt là hệ số bám cực đại của bánh xe và hệ số trượt tối ưu.

Lực cản lăn tỉ lệ với tải trọng của ô tô:

$$F_{rr} = C_{rr} \cdot N \quad (5)$$

Với C_{rr} là hệ số cản lăn của bánh xe.



Hình 1. Mô hình ¼ ô tô

Các phương trình mô tả chuyển động của ô tô gồm có chuyển động quay của bánh xe và chuyển động tịnh tiến theo phương dọc.

$$\begin{cases} \dot{v} = \frac{1}{M}(F_x - F_d - F_{rr}) \\ \dot{\omega} = \frac{1}{J}(-F_x R - C_f \omega) + \frac{1}{J} \Gamma \end{cases} \quad (6)$$

Với Γ là mô men kéo tại bánh xe, C_f là hệ số cản nhớt tại trục bánh xe. M và J lần lượt là khối lượng của xe và mô men quán tính của bánh xe.

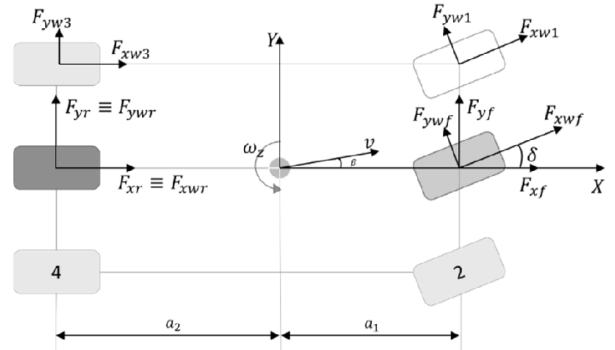
2.2. Mô hình hai bánh

Mô hình ¼ ô tô không thể mô tả chuyển động ngang của ô tô trong quá trình quay vòng. Để mô tả chuyển động của ô tô đầy đủ hơn, mô hình 2 bánh được sử dụng phổ biến trong nghiên cứu động lực học điều khiển ô tô.

Hình 2 trình bày các lực tác dụng lên các bánh xe và mô hình ½ ô tô. Trong mô hình này, các chuyển động dọc, ngang và quay vòng của ô tô sẽ được xem xét trong khi các chuyển động tịnh tiến theo phương thẳng đứng, chuyển động lắc ngang và lắc dọc được bỏ qua.

Phương trình chuyển động quay tại mỗi bánh xe:

$$J_{wi} \dot{\omega}_{wi} = \Gamma_i - F_{xwi} R_e - C_f \omega_{wi} ; i = 1, \dots, 4 \quad (7)$$



Hình 2. Mô hình ½ xe

Trong mô hình ½ xe, các lực tác dụng lên xe bao gồm lực dọc tại bánh xe F_{xwf}, F_{xwr} và lực ngang tại bánh xe F_{ywf}, F_{ywr} . Các lực này được chiếu lên hệ trục tọa độ gắn với thân xe với góc lái của bánh trước là δ .

$$\begin{cases} F_{xf} = F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta \\ F_{yf} = F_{xwf} \sin \delta + F_{ywf} \cos \delta \\ F_{xr} = F_{xwr} \\ F_{yr} = F_{ywr} \end{cases} \quad (8)$$

Với góc lái δ nhỏ, lực bánh xe trước và sau có thể được xấp xỉ như sau:

$$\begin{aligned} F_{xwf} &\approx F_{xw1} + F_{xw2} \\ F_{ywf} &\approx F_{yw1} + F_{yw2} \end{aligned} \quad (9)$$

Chuyển động dọc, ngang và quay vòng của xe được mô tả bằng hệ phương trình:

$$\begin{cases} m a_x = m(\dot{v}_x - \omega_z v_y) = (F_{xf} + F_{xr}) - F_{rr} - F_d \\ m a_y = m(\dot{v}_y + \omega_z v_x) = F_{yf} + F_{yr} \\ I_z \dot{\omega}_z = M_z = a_1 F_{yf} - a_2 F_{yr} \\ J_{wi} \dot{\omega}_{wi} = \Gamma_i - F_{xwi} R_e - C_f \omega_{wi} ; i = 1, \dots, 4 \end{cases} \quad (10)$$

a_x và a_y lần lượt là gia tốc chuyển động dọc và ngang của xe. m, J_{wi}, Γ_i và I_z lần lượt là khối lượng của xe, mô men quán tính, mô men kéo của bánh xe thứ i và mô men quán tính của xe quanh trục z , v_x và v_y lần lượt là vận tốc dọc và ngang của thân xe.

3. Kỹ thuật quan sát trạng thái phi tuyến

Cho một hệ affin có dạng:

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + g(x)u \\ y = h(x) \end{cases} \quad (11)$$

Với $f(x)$, $g(x)$ và $h(x)$ là các hàm trơn trong miền xác định D : $f: D \rightarrow \mathbb{R}^n$ và $g: D \rightarrow \mathbb{R}^n$. Hệ thống này có bậc tương đối r , $1 \leq r \leq n$ in $D_0 \subset D$, $\forall x \in D_0$ nếu:

$$\begin{cases} L_g L_f^{i-1} h(x) = 0, & i = 1, 2, \dots, r-1; \\ L_g L_f^{r-1} h(x) \neq 0 \end{cases} \quad (12)$$

Với $L_g f(x) = \frac{\partial f}{\partial x} g(x)$; $L_g^k f(x) = \frac{\partial L_g^{k-1} f(x)}{\partial x} g(x)$; $L_g^0 f(x) = f(x)$

3.1. Tính quan sát được của hệ phi tuyến

Cho một hệ thống phi tuyến có dạng tổng quát sau:

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) & x \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}^m \\ y = h(x) & y \in \mathbb{R}^p \end{cases} \quad (13)$$

Tính quan sát được của hệ thống phi tuyến có thể được kiểm tra dựa vào kiểm tra hạng của ma trận quan sát cục bộ $Q(x_0, u^*)$.

$$Q(x_0, u^*) := \begin{pmatrix} h(x) \\ L_f h(x) \\ L_f^2 h(x) \\ \vdots \\ L_f^{n-1} h(x) \end{pmatrix} \quad (14)$$

Hệ thống (13) thỏa mãn điều kiện quan sát được cục bộ tại x_0 nếu:

$$\text{Rank} \left[\frac{\partial Q(x_0, u^*)}{\partial x} \right]_{x=x_0} = n \quad (15)$$

3.2. Bộ quan sát phi tuyến

Cho hệ thống phi tuyến:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Nf(x(t), t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (16)$$

Với x , u và y lần lượt là vector trạng thái, vector điều khiển và vector đầu ra của hệ thống. Các ma trận A , B , C và N lần lượt là ma trận hệ thống, ma trận điều khiển, ma trận đầu ra và ma trận phi tuyến. $f(t)$ là một hàm đầu vào chưa biết trước và cần phải được xác định bằng cách sử dụng bộ quan sát.

Để thiết kế bộ quan sát cho hệ thống phi tuyến này, trước hết cần xấp xỉ $f(t)$ bằng một hệ thống giả định.

$$\begin{cases} f(x(t), t) = Hv(t) \\ \dot{v}(t) = Vv(t) \end{cases} \quad (17)$$

Thay (17) vào (16), bộ quan sát trạng thái được thiết kế như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{v}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & NH \\ 0 & V \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{v} \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} u \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_x \\ L_v \end{bmatrix} (y - C\hat{x}) \quad (18)$$

Với L_x , L_v lần lượt là các hệ số khuếch đại được chọn sao cho đảm bảo sự hội tụ ổn định của bộ quan sát. Trong nghiên cứu này, phương pháp gán cực được sử dụng để chọn các hệ số này. Với $H = I$ và $V = 0$, bộ quan sát trở về dạng bộ quan sát tỉ lệ - tích phân. Khi đó hàm đầu vào vào không biết trước được xác định như sau: $f(\cdot) = v(t)$.

4. Thiết kế bộ quan sát xác định lực cản lăn tác dụng lên ô tô

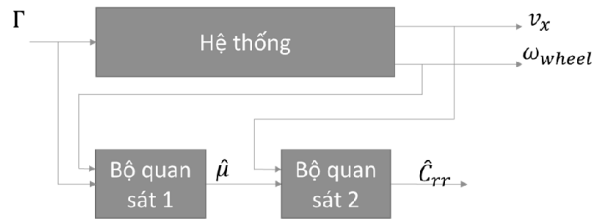
4.1. Bộ quan sát sử dụng mô hình 1/4 ô tô

Chuyển động của ô tô được mô tả như (6), trong đó

v , ω , Γ , F_d , M , J , R là các thông số của ô tô và các đại lượng có thể đo được bằng cảm biến. Bộ quan sát được thiết kế để xác định hệ số bám μ và hệ số cản lăn C_{rr} . Cấu trúc của bộ quan sát được trình bày ở Hình 3, với bộ quan sát 1 dùng để xác định hệ số bám μ dựa vào phương trình chuyển động quay và bộ quan sát 2 dùng để xác định lực cản lăn dựa vào phương trình chuyển động dọc của ô tô.

Xuất phát từ (6), để thiết kế bộ quan sát 1, các biến trạng thái và biến điều khiển được chọn $x_1 = \omega$; $x_2 = \mu$; $u = \Gamma$. Hệ phương trình vi phân được viết lại như sau:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -\frac{C_f}{J} x_1 - \frac{R \cdot N_{static}}{J} x_2 + \frac{1}{J} u \\ \dot{x}_2 = \eta_1 \\ y = x_1 \end{cases} \quad (19)$$



Hình 3. Hệ thống bộ quan sát xác định lực cản lăn sử dụng mô hình 1/4 ô tô

Sử dụng kỹ thuật quan sát phi tuyến ở phần 3.2, bộ quan sát được thiết kế như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}}_1 \\ \dot{\hat{x}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_f}{J} & -\frac{RN}{J} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \end{bmatrix} + \frac{1}{J} \begin{bmatrix} u \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_\omega \\ L_\mu \end{bmatrix} (x_1 - \hat{x}_1) \quad (20)$$

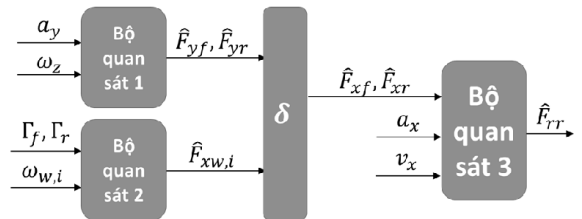
Bộ quan sát 2 được thiết kế tương tự như trên với các biến trạng thái và điều khiển được chọn như sau:

$$x_3 = v; x_4 = C_{rr}; u = \hat{\mu}$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_3 = \frac{1}{M} (-F_d - N \cdot \hat{x}_4) + g \cdot u + L_v (x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_4 = L_{rr} (x_1 - \hat{x}_1) \end{cases} \quad (21)$$

4.2. Bộ quan sát sử dụng mô hình 1/2 ô tô

Hình 4 trình bày cấu trúc hệ thống các bộ quan sát xác định lực cản lăn sử dụng mô hình 2 bánh. Theo mô hình này, bộ quan sát thứ nhất sẽ xác định lực ngang tác dụng lên ô tô trong khi bộ quan sát thứ 2 xác định các lực dọc tại các bánh xe. Từ kết quả này, bộ quan sát 3 sẽ xác định lực cản lăn dựa vào phương trình chuyển động dọc của ô tô.



Hình 4. Hệ thống bộ quan sát xác định lực cản lăn sử dụng mô hình 1/2 ô tô

4.2.1. Bộ quan sát xác định lực ngang (F_{yf} , F_{yr})

Từ các phương trình sau đây mô tả chuyển động ngang và chuyển động quay vòng của ô tô trong (10), sử dụng phương pháp thể đơn giản sẽ thu được:

$$\dot{\omega}_z = -\frac{l}{I_z} F_{yr} + \frac{a_1 m}{I_z} a_y \quad (22)$$

Trong phương trình này, tốc độ quay vòng của ô tô ω_z và gia tốc chuyển động ngang a_y có thể đo được từ các cảm biến trên ô tô. Đặt $x_1 = \omega_z, x_2 = F_{yr}, u = a_y$. Các thông số kích thước, khối lượng mà mô men quán tính của ô tô xem như đã biết. Bộ quan sát xác định lực ngang tác dụng lên bánh sau được thiết kế theo phương pháp ở phần 3.2.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = -\frac{l}{I_z} \hat{x}_2 + \frac{a_1 m}{I_z} \cdot u + L_{\omega_z}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 = L_{F_{yr}}(x_1 - \hat{x}_1) \end{cases} \quad (23)$$

Tương tự như trên, bộ quan sát xác định lực ngang tác dụng lên bánh trước được thiết kế với:

$$x_1 = \omega_z, x_2 = F_{yf}, u = a_y$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \frac{l}{I_z} \hat{x}_2 - \frac{a_1 m}{I_z} \cdot u + L_{\omega_z}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 = L_{F_{yf}}(x_1 - \hat{x}_1) \end{cases} \quad (24)$$

4.2.2. Bộ quan sát xác định lực dọc tại bánh xe và lực cản lăn

Đối với lực dọc tại bánh xe và lực cản lăn tác dụng lên ô tô, các bộ quan sát tương ứng tương tự như đối với trường hợp sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô.

5. Kết quả mô phỏng

Các mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô, $\frac{1}{4}$ ô tô và các bộ quan sát được mô phỏng trên phần mềm Matlab/Simulink. Bước thời gian mô phỏng được chọn là 0.5ms.

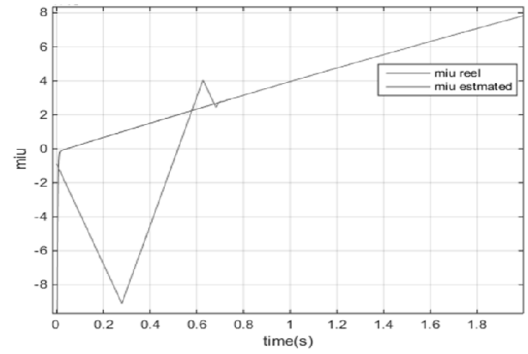
5.1. Xác định lực cản lăn trong với mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô

Bảng 1 trình bày các thông số của ô tô được sử dụng trong mô phỏng xác định lực cản lăn sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô. Các thông số được chọn theo mô hình của ô tô bán tải, loại ô tô nằm ở phân khúc giữa ô tô du lịch và ô tô tải.

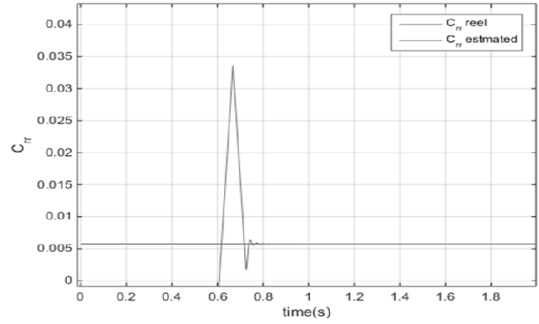
Bảng 1. Các thông số được sử dụng mô phỏng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Mô men quán tính bánh xe	J_w	1.7	$kg.m^2$
Bán kính bánh xe	R	0.5	m
Diện tích mặt trước	A_d	0.425	m^2
Khối lượng riêng không khí	ρ	1.205	$kg.m^{-3}$
Hệ số trượt tối ưu	λ_0	0.25	
Gia tốc trọng trường	g	9.807	$m.s^{-2}$
Hệ số cản nhớt	C_f	0.08	$kg.m^2.s^{-1}$
Hệ số cản khí động	C_d	0.25	
Hệ số bám cực đại	μ_0	0.9	
Khối lượng của ô tô	M	5000	kg

Hình 5 trình bày kết quả xác định hệ số bám μ và Hình 6 trình bày kết quả xác định hệ số cản lăn C_{rr} với các hệ số $L_\omega = L_v = L_\mu = L_{C_{rr}} = 5$. Kết quả cho thấy cả hai hệ số này đều được xác định chính xác với giá trị thực sau thời gian hội tụ khoảng 0.6s. Có thể thấy rằng hệ số bám hội tụ trước hệ số cản lăn vì giá trị của hệ số bám là đầu vào của bộ quan sát xác định hệ số cản lăn.



Hình 5. Kết quả xác định hệ số bám sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô



Hình 6. Kết quả xác định hệ số cản lăn sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô

5.2. Xác định lực cản lăn trong với mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô

Bảng 2 trình bày các thông số của ô tô được sử dụng trong mô phỏng xác định lực cản lăn sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô. Các thông số được chọn theo mô hình của ô tô tải. Mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô sẽ được sử dụng để xác định lực cản lăn trong trường hợp ô tô chuyển động thẳng và quay vòng.

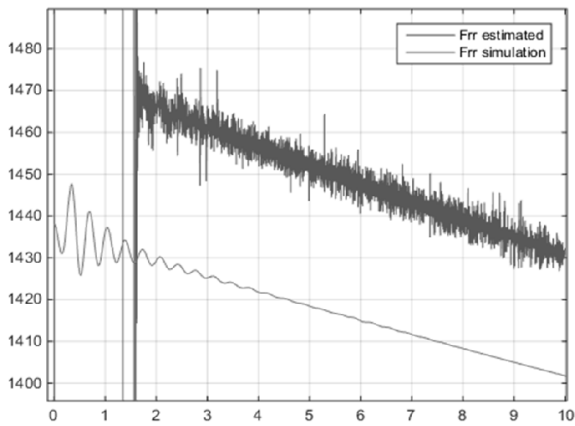
Bảng 2. Các thông số được sử dụng mô phỏng mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Mô men quán tính	I_z	3015	$kg.m^2$
Bán kính bánh xe	R	0.46	m
Diện tích cản trước	A_d	2	m^2
Khoảng cách trục trước tới COG	a_1	1.23	m
Khoảng cách trục sau tới COG	a_2	1.47	m
Mô men quán tính bánh xe	J_w	0.7	$kg.m^2$
Hệ số cản nhớt	C_f	0.08	$kg.m^2.s^{-1}$
Hệ số cản không khí	C_d	0.32	
Khối lượng ô tô	M	10019	kg

5.2.1. Trường hợp ô tô chuyển động thẳng

Hình 7 trình bày kết quả mô phỏng xác định lực cản lăn trong trường hợp đi thẳng, sử dụng mô hình $\frac{1}{2}$ khi ô tô chạy với vận tốc không đổi 70km/h. Trong trường hợp này, lực ngang tác dụng lên ô tô rất nhỏ và có thể bỏ qua. Kết quả cho thấy lực cản lăn được xác định có giá trị vào khoảng 1470N, sai số khoảng 2% so với giá trị thật.

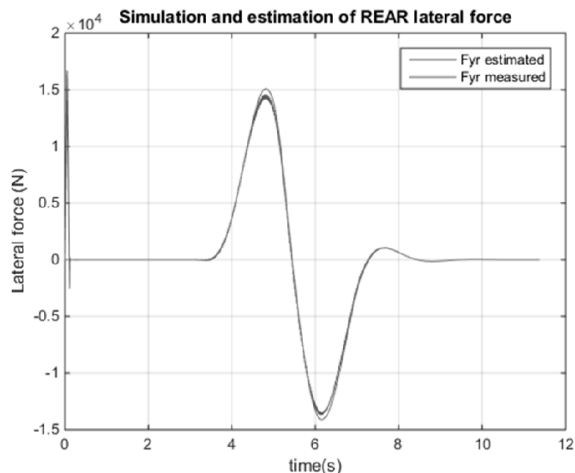
Cần lưu ý rằng, giá trị được xác định của lực cản lăn cũng có dạng tương tự với giá trị thật. Khi ô tô chạy tốc độ không đổi thì nhiệt độ của lốp sẽ tăng, làm cho lực cản lăn giảm xuống. Hình 7 cho thấy bộ quan sát đã xác định đúng hiện tượng này, khi giá trị của lực cản lăn được xác định giảm dần theo thời gian từ 1470N tại thời điểm 1.5s đến 1430N tại thời điểm 10s.



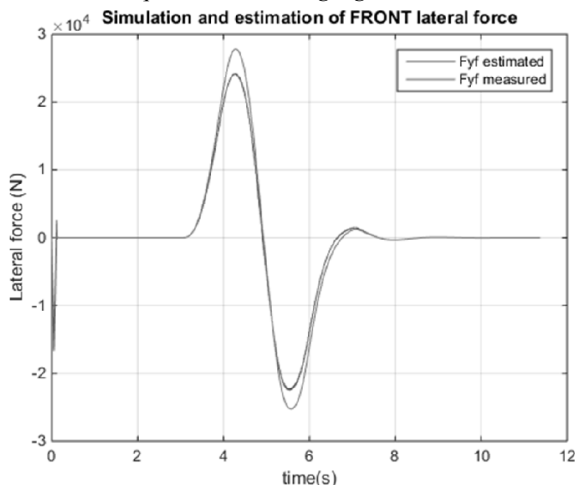
Hình 7. Kết quả xác định hệ số cản lăn sử dụng mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô chuyển động thẳng

5.2.2. Trường hợp ô tô chuyển làn (lane change test)

Quy đạo chuyển động của ô tô chuyển làn được thực hiện theo tiêu chuẩn ISO 17387:2008. Tốc độ của ô tô được giữ không đổi 50 km/h. Trong trường hợp này, lực ngang tác dụng lên ô tô cần phải được xem xét đến. Hình 8 và Hình 9 trình bày kết quả xác định lực ngang tác dụng lên ô tô tại trục trước và trục sau. Kết quả cho thấy bộ quan sát xác định lực ngang hoạt động khá tốt khi xác định chính xác lực ngang tại trục sau và trục trước với sai số lần lượt vào khoảng 10% và 20%.

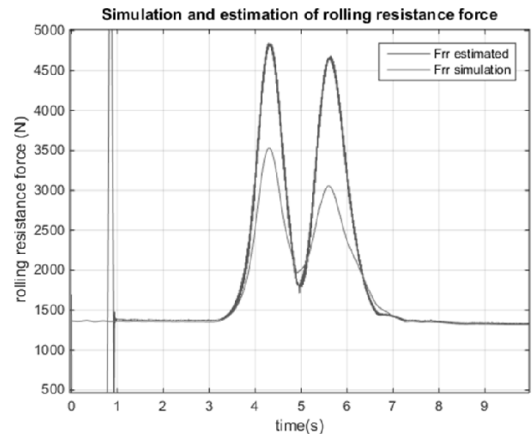


Hình 8. Kết quả xác định lực ngang tại trục sau của ô tô



Hình 9. Kết quả xác định lực ngang tại trục trước của ô tô

Hình 10 trình bày kết quả xác định lực cản lăn trong quá trình chuyển làn. Kết quả cho thấy bộ quan sát đã phản ánh đúng xu hướng của lực cản lăn trong quá trình chuyển làn. Tuy nhiên, giá trị xác định được lớn hơn giá trị thực của lực cản lăn. Điều này có thể được giải thích bởi sự phụ thuộc của giá trị xác định lực cản lăn vào các đại lượng đầu vào như lực ngang và lực dọc tại bánh xe. Các sai số từ lực ngang gây ra ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của lực cản lăn.



Hình 10. Kết quả xác định lực cản lăn tác dụng lên ô tô trong quá trình chuyển làn

6. Kết luận

Bài báo đã trình bày một phương pháp xác định lực cản lăn tác dụng lên ô tô trong quá trình vận hành sử dụng kỹ thuật quan sát trạng thái phi tuyến. Các bộ quan sát trạng thái phi tuyến được thiết kế dựa vào mô hình động lực học $\frac{1}{4}$ ô tô và $\frac{1}{2}$ ô tô. Mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô cho phép xác định lực cản lăn trong quá trình chuyển động thẳng, trong khi mô hình $\frac{1}{2}$ ô tô cho phép xác định lực cản lăn trong quá trình quay vòng. Kết quả mô phỏng cho thấy, giá trị lực cản lăn được xác định trong trường hợp ô tô đi thẳng có độ chính xác cao, nhỏ hơn 5%. Tuy nhiên, trong trường hợp quay vòng thì giá trị lực cản lăn được xác định có sai lệch khá lớn (lên đến 20%) so với giá trị thực. Để giảm sai số này thì cần thiết phải xác định chính xác các lực tác dụng lên ô tô tại bánh xe trước khi xác định lực cản lăn. Kết quả mô phỏng cũng cho thấy lực cản lăn tăng khi ô tô quay vòng. Việc xác định lực cản lăn theo thời gian thực hiện vẫn là một vấn đề mở và là hướng tiến hành thêm các thí nghiệm liên quan đến xác định thông số trạng thái của ô tô trước khi xác định lực cản lăn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] U. Sandberg, "Rolling Resistance – Basic Information and State-of-the-Art on Measurement methods", Swedish National Road and Transport Research Institute, 2011.
- [2] R. N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Application, Melbourne: Springer, 2009.
- [3] UIF Sandberg and al., "Road surface influence on tyre/road rolling resistance", MIRIAM, 2011.
- [4] H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics, ELSEVIER, 2006.
- [5] J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicle, John Wiley & Son, 2001.
- [6] The Tyre Rolling resistance and fuel savings, Société de Technologie Michelin, 2003.
- [7] U. Hammarström, J. Eriksson, R. Karlsson and M. R. Yahya, "Rolling resistance model, fuel consumption model and the traffic energy saving potential from changed road surface conditions", VTI

- rapport 748A, 100 pages, 2012.
- [8] Charbel El Tannoury and al., "Synthesis and Application of Nonlinear Observers for the Estimation of Tire Effective Radius and Rolling Resistance of an Automotive Vehicle", *IEEE transactions on control systems technology*, 2013.
 - [9] J. Davila, L. Fridman and A. Poznyak, "Observation and Identification of Mechanical Systems via Second Order Sliding Modes", *International Workshop on Variable Structure Systems*, Alghero, Italy, 2006.
 - [10] J. Davila, L. Fridman and A. Levant, "Second-Order Sliding-Mode Observer for Mechanical Systems", *IEEE transactions on automatic control*, vol 50, pp. 1785-1789, 2005.
 - [11] R. Tafner, M. Reichhartinger and M. Horn, "Estimation of Tire Parameters via Second-Order Sliding Mode Observers with Unknown Inputs", *13th IEEE Workshop on Variable Structure Systems*, Nantes, France., 2014.
 - [12] A. Albinsson, F. Bruzelius, M. Jonasson and B. Jacobson, "Tire Force Estimation Utilizing Wheel Torque Measurements and Validation in Simulations and Experiments", *12th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Tokyo, 2014.
 - [13] B. Wang, "State observer for diagnosis of dynamic behavior of vehicle in its environment", *Universite de Technologie de Compiègne*, Compiègne, 2013.
 - [14] G. Baffet, A. Charara và D. Lechner, "Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness", *Control Engineering Practice*, vol 17, số 11, pp. 1255-1264, 2009.
 - [15] S. Kuntanapreeda, "Estimation of Longitudinal Tire Force Using Nonlinearity Observer", *Journal of Applied Sciences*, vol 3, pp. 41-46, 2013.

(BBT nhận bài: 04/05/2016, phân biện xong: 19/05/2016)