NGHIÊN CỨU ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ TẢI CHUYÊN DỤNG BA TRỤC

RESEARCH IN KINEMATICS AND DYNAMICS OF TURN FOR SPECIAL THREE AXLES TRUCKS

Nguyễn Trọng Hoan[1,*], Trần Phúc Hòa[2]

TÓM TẮT

Đối với ô tô tải ba trục, do các bánh xe của cụm cầu sau không được điều khiển khi quay vòng, nên chúng bị trượt ngang làm ảnh hưởng đáng kể đến quỹ đạo chuyển động và gia tăng tải trọng lên các kết cấu của hệ thống treo. Vấn đề này trở nên nghiêm trọng hơn đối với một số loại ô tô tải chuyên dùng hoạt động trong các sân bay, bến cảng, kho bãi,…. Do thường xuyên phải chuyển động quay vòng với bán kính tối thiểu, nên các bánh xe của cụm cầu sau chịu độ trượt ngang rất lớn làm gia tăng độ mòn lốp và gây hư hỏng cho các kết cấu của hệ thống treo. Bài báo trình bày một số kết quả nghiên cứu đánh giá độ trượt ngang các bánh xe cầu sau thông qua quỹ đạo chuyển động của trọng tâm ô tô, xác định bằng phương pháp tính toán mô phỏng.

Từ khóa: *Hiện tượng trượt ngang, lái,quỹ đạo, quay vòng, động học quay vòng ackermann, góc lăn lệch.*

ABSTRACT

For three axles trucks, because the wheels of the rear axles are not controlled during cornering, this truckswill be side slipped significantly affecting of the trajectory and increasing the load on the structure of the suspension system. This problem is becoming more serious for some specialized trucks operating in airports, ports, warehouses…. Due to frequent revolutions with a minimum radius, the wheels of the rear axles are subjected to very large lateral skidding which increases tire wear and damages the structure of the suspension. The paper presents some research results evaluating the lateral slip of the rear wheels through the trajectory of the center of gravity of vehicle, determined by the simulation method.

Keywords: *Side slip, steering, trajectory, turning, Ackermann steering geometry, slip angle.*

[1]Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

[2]Trung tâm Quản lý Ký túc xá, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

[*]Email: hoan.nguyentrong@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 01/12/2020

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 25/12/2020

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2021

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

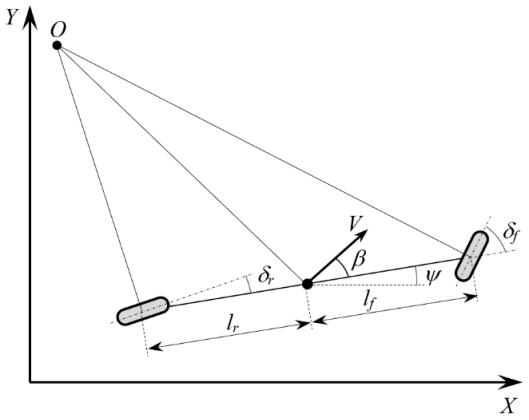
Trong một công trình đã công bố [1], các tác giả đã nêu vấn đề về hiện tượng trượt ngang các bánh xe cầu sau ô tô tải 3 cầu khi quay vòng và những hậu quả của nó. Trong đó, một số kết quả tính toán dựa trên lý thuyết quay vòng Ackermann đã được trình bày nhằm đánh giá độ trượt ngang của các bánh xe cụm cầu sau khi quay vòng trong điều kiện không gian chật hẹp. Tuy nhiên, các kết quả này thu được từ các tính toán hình học và lượng giác đơn giản chưa thể phản ảnh hết được bản chất của hiện tượng trượt ngang các bánh xe cầu sau cũng như hậu quả của nó.

Để nghiên cứu một cách đầy đủ hơn về hiện tượng trượt ngang các bánh xe cầu sau của ô tô tải 3 cầu, trong nghiên cứu này đã sử dụng phương pháp mô hình hóa và mô phỏng chuyển động của ô tô bằng các mô hình phù hợp.

Một trong những khó khăn lớn trong việc lựa chọn mô hình tính toán chính là xác định các thông số đầu vào. Do không có điều kiện thực nghiệm để xác định các thông số đầu vào và thiếu số liệu thực tế, tác giả đã lựa chọn mô hình tính toán đơn giản là mô hình một vết (bicycle model). Các số liệu tính toán được lấy theo một công trình đã công bố về động lực học phương ngang của ô tô tải [2].

2. MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

Như đã trình bày trên đây, mô hình tính toán được lựa chọn để nghiên cứu là mô hình một vết. Tuy nhiên, mô hình này có thể được thiết lập với nhiều biến thể khác nhau tùy theo mục đích và đối tượng nghiên cứu. Đối với các phương tiện có vận tốc chuyển động thấp (phù hợp với điều kiện vận hành của đối tượng nghiên cứu), người ta thường sử dụng mô hình tối giản là mô hình động học một vết (Kinematic Bicycle Model).



Hình 1. Mô hình động học một vết

Sơ đồ tính toán động học được mô tả như trên hình 1, trong đó vị trí trọng tâm được xác định theo hệ tọa độ cố định X - Y. Trên sơ đồ thể hiện tâm quay vòng tức thời là O,

khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu trước là l_f, khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu sau là l_r, góc quay của các bánh xe (góc lái) cầu trước và cầu sau là δ_f và δ_r. Véc tơ vận tốc của ô tô tại trọng tâm V tạo với trục dọc xe một góc β và với trục X một góc $\beta + \psi$.

Hệ phương trình mô tả chuyển động được viết như sau:

$$\dot{X} = V\cos(\psi + \beta) \quad (1)$$

$$\dot{Y} = V\sin(\psi + \beta) \quad (2)$$

$$\dot{\psi} = \frac{V\cos\beta}{l_f + l_r}(\tan\delta_f - \tan\delta_r) \quad (3)$$

Trong đó:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{l_f\tan\delta_r + l_r\tan\delta_f}{l_f + l_r}\right) \quad (4)$$

Đối với các ô tô chỉ có cầu trước dẫn hướng: $\delta_r = 0$.

Hệ phương trình trên cho phép xác định trạng thái chuyển động của trục dọc ô tô. Bài toán được giải với các số liệu đầu vào là vận tốc chuyển động V và góc quay của bánh xe dẫn hướng δ_f.

Mô hình động học một vết quay vòng ô tô khá đơn giản và phản ánh tương đối chính xác chuyển động quay vòng của ô tô khi vận tốc chuyển động là nhỏ.

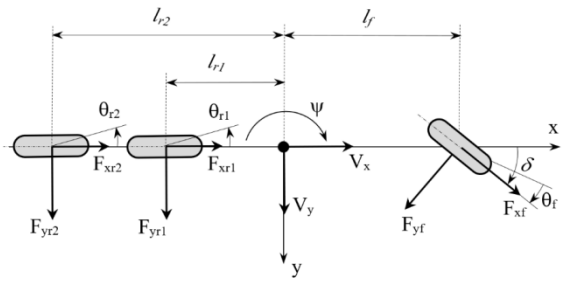
Mô hình động lực học 1 vết

Khi ô tô chuyển động quay vòng với vận tốc cao, các phản lực ngang tại các bánh xe tạo nên các góc lăn lệch đủ lớn, nên để mô tả chuyển động cần sử dụng mô hình động lực học. Trên hình 2 mô tả sơ đồ tính toán động lực học quay vòng ô tô tải với 2 cầu sau không dẫn hướng. Các bánh xe được đặt trên trục dọc của ô tô, nên δ được lấy bằng giá trị trung bình của các góc quay của các bánh xe cầu trước. Trạng thái của ô tô được xác định thông qua hệ tọa độ x - y gắn trên thân xe và góc quay thân xe ψ. Các thông số kết cấu được thể hiện như trên hình 2.

Do lực ngang làm biến dạng các bánh xe đàn hồi và tạo nên các góc lăn lệch, nên phương của vận tốc tại các bánh xe được xác định bằng các góc θ_f và θ_{ri} (i = 1,2). Góc lăn lệch của bánh xe cầu trước được tính theo công thức:

$$\alpha_f = \delta - \theta_f \quad (5)$$

Nếu gọi các góc lăn lệch động học của các bánh xe cầu sau (do thiết kế không tuân thủ động học quay vòng Ackermann [1]) là α_{r1} (cầu giữa) và α_{r2} (cầu sau), góc lăn lệch tại các bánh xe cầu sau tương ứng là $\alpha_{r1} - \theta_{r1}$ và $\alpha_{r2} - \theta_{r2}$.



Hình 2. Mô hình động lực học một vết

Hệ phương trình mô tả chuyển động của ô tô được viết như sau:

$$\ddot{\psi} = \frac{2}{I_z}\left(l_f F_{yf}\cos\delta - l_f F_{xf}\sin\delta - l_{r1}F_{yr1} - l_{r2}F_{yr2}\right) \quad (6)$$

$$\ddot{y} = \frac{2}{m}\left(F_{yf}\cos\delta - F_{xf}\sin\delta + F_{yr1} + F_{yr2}\right) - V_x\dot{\psi} \quad (7)$$

$$\ddot{x} = \frac{2}{m}\left(-F_{yf}\sin\delta - F_{xf}\cos\delta + F_{xr1} + F_{xr2}\right) - V_y\dot{\psi} \quad (8)$$

Trong các công thức trên, m là khối lượng và I_z là mô men quán tính so với trục z của ô tô.

Với mục tiêu nghiên cứu chuyển động quay vòng ô tô tải ở vận tốc thấp trên đường bằng phẳng, nên lực cản không khí và cản do độ dốc được bỏ qua. Vì vậy, các lực dọc trong hệ phương trình trên chỉ bao gồm lực kéo P_k và cản lăn P_f:

$$F_{xf} = fG_1 \quad (9)$$

$$F_{xr} = F_{xr1} + F_{xr2} = P_k - fG_2 \quad (10)$$

Trong đó: f - hệ số cản lăn; G_1 - trọng lượng phân bố lên cầu trước; G_2 - trọng lượng phân bố lên cụm cầu sau.

Việc xác định các lực ngang trong hệ phương trình trên phức tạp hơn rất nhiều so với các lực dọc. Do vận tốc khảo sát thấp và lốp ô tô tải có độ cứng lớn, nên có thể coi biến dạng của lốp là nhỏ và chấp nhận giả thiết lực ngang tỷ lệ thuận với biến dạng của lốp:

$$F_{yf} = 2C_f(\delta_f - \theta_f) \quad (11)$$

$$F_{yr1} = 2C_{r1}(\alpha_{r1} - \theta_{r1}) \quad (12)$$

$$F_{yr2} = 2C_{r2}(\alpha_{r2} - \theta_{r2}) \quad (13)$$

Trong các công thức trên C_f và C_{ri} là độ cứng góc tương ứng của lốp trước và sau.

Các góc xác định phương của vận tốc tại các bánh xe được tính như sau:

$$\tan\theta_f = \frac{V_y + l_f\dot{\psi}}{V_x} \quad (14)$$

$$\tan\theta_{r1} = \frac{V_y - l_{r1}\dot{\psi}}{V_x} \quad (15)$$

$$\tan\theta_{r2} = \frac{V_y - l_{r2}\dot{\psi}}{V_x} \quad (16)$$

Để xác định quỹ đạo chuyển động của trọng tâm, ta sử dụng hệ tọa độ cố định X-Y:

$$\dot{X} = V_x\cos\psi - V_y\sin\psi \quad (17)$$

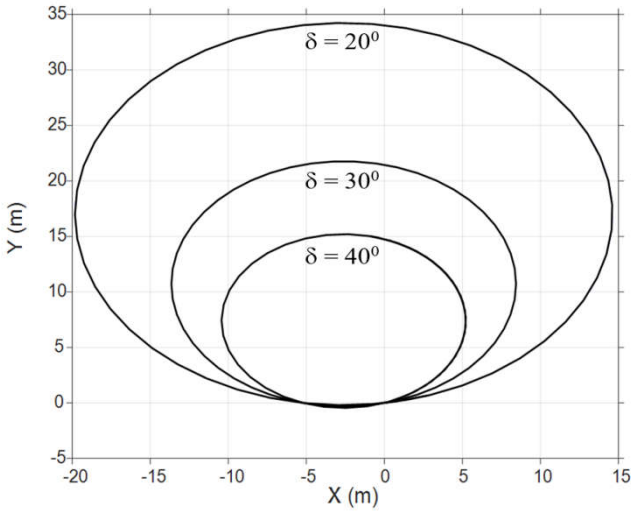
$$\dot{Y} = V_x\sin\psi + V_y\cos\psi \quad (18)$$

3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN KHẢO SÁT

Các tính toán được thực hiện cho một ô tô tải 3 cầu ở trạng thái đầy tải. Các số liệu tham khảo được từ [2] cụ thể như sau: m = 22400kg; l_f = 3,59m; l_{r1} = 1,95m; l_{r2} = 3,26m;

C_f = 292939N/rad; C_{r1} = 233257N/rad; C_{r2} = 233257N/rad. Trong các tính toán, hệ số cản lăn được chọn làf = 0,02, góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng δ = 40°.

Kết quả tính toán bằng mô hình động học với vận tốc V = 10km/h và các góc quay của bánh xe dẫn hướng lần lượt là 40, 30 và 20^0 được thể hiện trên hình 3.



Hình 3. Quỹ đạo trọng tâm ô tô tính theo mô hình động học, V = 10m/h

Với vận tốc và góc quay bánh xe dẫn hướng không đổi, quỹ đạo chuyển động của trọng tâm ô tô là các đường tròn với bán kính giảm dần theo góc lái.

Để tính toán theo mô hình động lực học, các số liệu về góc lăn lệch các bánh xe cầu sau được lấy từ [1] và thống kê trong bảng 1. Trong đó, góc lái δ được tính trung bình từ góc quay của các bánh trước, góc lăn lệch của các bánh xe cầu sau cùng $\alpha_{r2} = -\alpha_{r1}$.

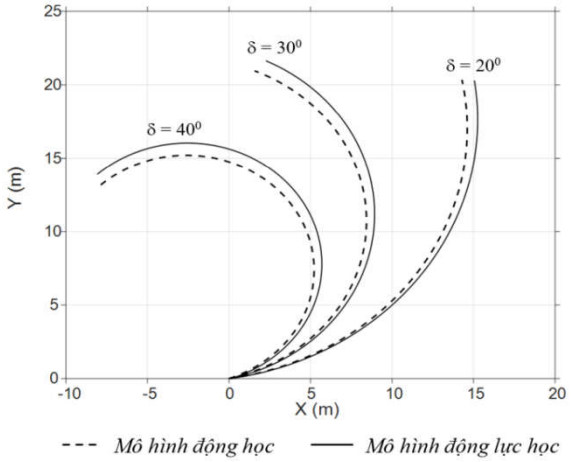
Bảng 1. Quan hệ góc lái và góc lăn lệch [1]

Góc lái δ (độ)	Góc lăn lệch α_{r1} (độ)
2	0,2
5,92	0,61
9,78	1,02
15,45	1,63
21	2,27
24,64	2,71
30,05	3,42
35,39	4,21
40,69	5,11

Kết quả tính toán theo các mô hình động học và động lực học được thể hiện trên đồ thị hình 4. Các kết quả này chưa tính đến góc lăn lệch do sai động học quay vòng ($\delta_{r2} = \delta_{r1} = 0$).

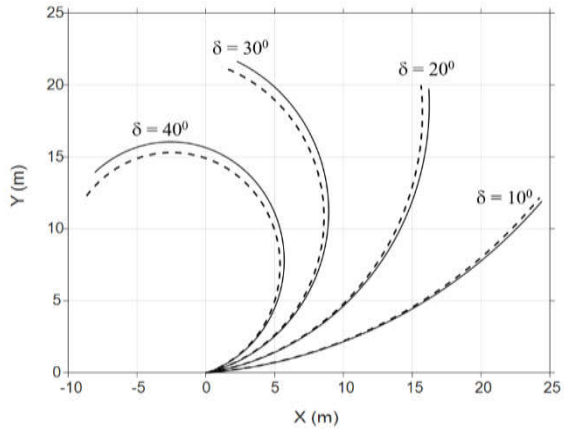
Có thể thấy rằng, việc tính toán theo mô hình động học cho quỹ đạo chuyển động với bán kính quay vòng nhỏ hơn so với mô hình động lực học.

Cụ thể, ở góc lái 40^0 sai lệch bán kính quay vòng tính theo hai phương pháp trên là 0,414m (khoảng 2,6%). Các kết quả nghiên cứu đã công bố [5] cũng đã cho thấy kết luận tương tự. Do mô hình động lực học có kể đến biến dạng đàn hồi của các bánh xe dưới tác dụng của lực ngang, nên các kết quả tính toán cho quỹ đạo chuyển động với bán kính lớn hơn.



Hình 4. So sánh quỹ đạo trọng tâm ô tô tính theo mô hình động học (nét đứt) và động lực học (nét liền), V = 10km/h, $\delta_{r1} = \delta_{r2} = 0$

Các kết quả tính toán cho hai trường hợp: bỏ qua các góc lăn lệch động học các bánh xe cụm cầu sau ($\alpha_{r1} = \alpha_{r2} = 0$) và có kể đến các góc này (bảng 1) được thể hiện trên đồ thị hình 5.



Hình 5. So sánh quỹ đạo trọng tâm ô tô tính theo mô hình động lực học không kể đến góc lăn lệch (nét liền) và không kể đến góc lăn lệch (nét đứt)

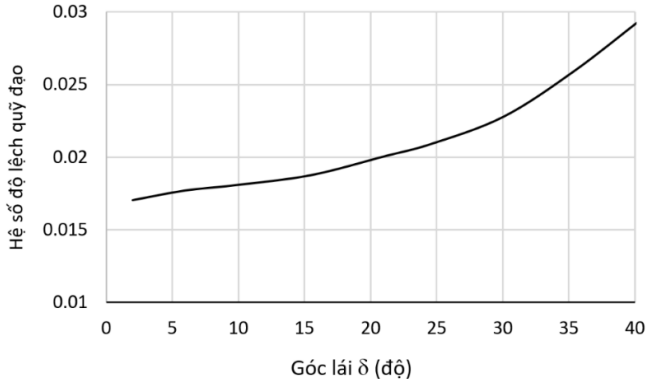
Để đánh giá độ lệch quỹ đạo, trong nghiên cứu này sử dụng hệ số λ, được định nghĩa như sau:

$$\lambda = \frac{Y_{max} - Y'_{max}}{S} \quad (19)$$

Trong công thức trên, Y_{max}, là giá trị cực đại đạt được khi không tính đến góc lăn lệch động họcα$_{r2}$ = α$_{r1}$ = 0, Y'_{max} là giá trị cực đại đạt được khiα$_{r2}$, α$_{r1}$lấy theo bảng 1, S là quãng đường đi được tương ứng.

Các kết quả tính toán cho các giá trị δ và α_{ri} được thể hiện trên đồ thị hình 6. Có thể thấy rằng độ lệch quỹ đạo tăng mạnh theo góc quay của bánh xe dẫn hướng. Cụ thể, nếu δ = 2° thì λ ≈ 0,017, nhưng khi góc lái đạt giá trị tối đa δ = 40,69° thì λ ≈ 0,03.

Trong điều kiện xe thường xuyên vận hành với góc quay lớn thì điều này sẽ gia tăng các góc lăn lệch động học các bánh xe cụm cầu sau (hình 6), gây nên hậu quả trực tiếp là các lốp sau và các kết cấu của hệ thống treo sau rất nhanh mòn.



Hình 6. Độ lệch quỹ đạo trọng tâm ô tô góc lăn lệch động học các bánh sau

4. KẾT LUẬN

Các kết quả trên đây đưa ra cơ sở khoa học giải thích hiện tượng mòn lốp bất thường ở một số loại xe chuyên dụng do điều kiện sử dụng đặc thù. Mặc dù mô hình nghiên cứu còn đơn giản, chưa kể đến ảnh hưởng của độ trượt đến các lực tương tác tại các bánh xe, nhưng với vận tốc khảo sát không lớn (phù hợp với điều kiện hoạt động của xe chuyên dụng), các kết quả tính toán khảo sát có thể coi là đáng tin cậy.

Các kết quả nghiên cứu cho thấy, nếu một ô tô tải được thiết kế chế tạo từ xe cơ sở có 3 cầu (6 x 4), hoạt động chủ yếu trên đường quốc lộ và cao tốc, thì góc lái thường rất nhỏ, nên ảnh hưởng của các góc lăn lệch động học các bánh sau gần như không lộ rõ. Nhưng nếu ô tô chuyên dụng được thiết kế trên cùng một xe cơ sở như trên, hoạt động trong sân bay, kho bãi, bến cảng,… có cung đường ngắn, thì góc lái cực đại thường xuyên được sử dụng để vào cua ngặt và quay đầu. Hệ quả sẽ nghiêm trọng hơn, nếu tải trọng phân bố nhiều lên các cầu sau do đặc thù của xe chuyên dụng.

Những kết luận trên đây có thể là tài liệu tham khảo bổ ích cho các nhà thiết kế và sản xuất ô tô tải chuyên dụng trên các sát xi xe tải 3 cầu (hoặc nhiều hơn).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Trọng Hoan, Lê Anh Tuấn, 2019. *Nghiên cứu hiện tượng trượt ngang các bánh xe của cụm cầu sau ô tô chuyên dùng khi quay vòng*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 12, trang 58-63.

[2]. Seungyong Lee, Kimihiko Nakano, Masanori Ohori, 2013. *Identification of Yaw Moment of Inertia of a Truck during Travelling.* 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control The International Federation of Automatic Control September 4-7, Tokyo, Japan.

[3]. M.M. Topaç, A. Kaplan, B. Kuleli, U. Deryal, 2017. *Design of a multi-axle steering mechanism for a special purpose vehicle: kinematic design and optimization*. Conference Paper, October 2017.

[4]. Dainis Berjoza, 2008. *Research in kinematics of turn for vehicles and semitrailers*. Engineering for Rural Devlopment. Jelgava.

[5]. Jason Kong, Mark Pfeiffer, Georg Schildbach, Francesco Borrelli, 2015. *Kinematic and Dynamic Vehicle Models for Autonomous Driving Control Design.* 2015 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)

[6]. Martin Mondek, Martin Hromcık, 2017. *Linear analysis of lateral vehicle dynamics*. 21st International Conference on Process Control (PC)June 6–9, Štrbské Pleso, Slovakia.

AUTHORS INFORMATION

Nguyen Trong Hoan[1], Tran Phuc Hoa[2]

[1]School of Transportation Engineering, Hanoi University of Science and Technology

[2]Center for Dormitory Management, Hanoi University of Industry