

XÂY DỰNG MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ HAI CẦU KHI KỂ ĐẾN TÍNH BẤT ĐỐI XỨNG DỌC

MODEL BUILDING INVESTIGATING LATERAL DYNAMICS OF FOUR-WHEEL-CAR WITH LONGITUDINAL ASYMMETRY TAKEN INTO ACCOUNT

KS. Đỗ Văn Tú

Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Khi ô tô bất đối xứng ảnh hưởng rất nhiều tới chất lượng động lực học của ô tô. Nó có thể gây ra tổn hao công suất động cơ, các bánh xe mòn không đều, thậm chí nó còn gây ra tai nạn giao thông... Trong bài báo này trình bày cơ sở lý thuyết, phương pháp xây dựng mô hình và khảo sát động lực học quay vòng của ô tô hai cầu khi kể đến tính bất đối xứng dọc. Qua đó, đánh giá ảnh hưởng của sự bất đối xứng dọc đến động lực học quay vòng của ô tô.

Từ khóa: Động lực học quay vòng ô tô; Độ cứng ngang; Tải trọng.

ABSTRACT

When the car is asymmetrical, it dramatically affects the dynamic quality of the vehicle. It can cause loss of engine power, uneven wheel wear, and even traffic accidents. In this article, the author presents the theoretical basis, the model building method and investigates lateral dynamics of four-wheel-car with longitudinal asymmetry. Thereby, the author evaluates the influence of the longitudinal asymmetry on the lateral dynamics of the automobile.

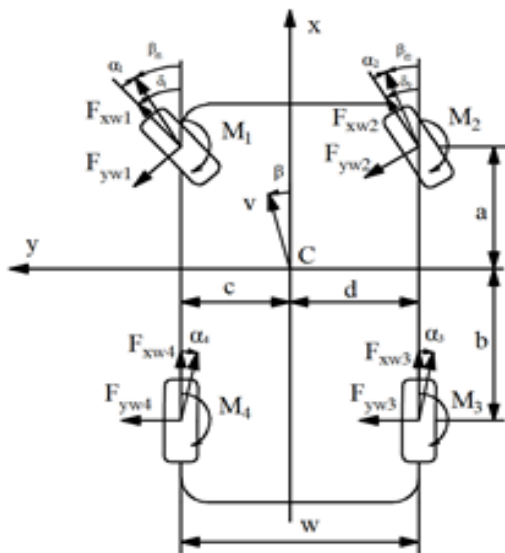
Keywords: Lateral dynamics of cars; Horizontal stiffness, load.

1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG Ô TÔ

Giả thiết xây dựng mô hình:

- Bỏ qua dao động theo phương thẳng đứng;
- Cầu trước là cầu chủ động dẫn hướng, cầu sau là cầu bị động không dẫn hướng;
- Ô tô quay vòng đều trên đường bằng phẳng nằm ngang;
- Mô hình được xây dựng trên cơ sở coi chuyển động của ô tô là chuyển động song phẳng;
- Không kể đến các chuyển động lắc của ô tô;

Khi đó, mô hình khảo sát động lực học quay vòng của ô tô hai cầu khi kể đến tính bất đối xứng dọc, như sau:



Hình 1. Mô hình khảo sát

Phương trình cân bằng lực theo phương Cx:

$$\begin{cases} F_{x1} = F_{xw1} \cdot \cos \delta_i - F_{yw1} \cdot \sin \delta_i \\ F_{x2} = F_{xw2} \cdot \cos \delta_0 - F_{yw2} \cdot \sin \delta_0 \\ F_{x3} = F_{xw3} \\ F_{x4} = F_{xw4} \end{cases} \quad (1.1)$$

- Phương trình cân bằng lực theo phương Cy:

$$\begin{cases} F_{y1} = F_{yw1} \cdot \cos \delta_i + F_{xw1} \cdot \sin \delta_i \\ F_{y2} = F_{yw2} \cdot \cos \delta_0 + F_{xw2} \cdot \sin \delta_0 \\ F_{y3} = F_{yw3} \\ F_{y4} = F_{yw4} \end{cases} \quad (1.2)$$

- Phương trình cân bằng mô men tại trọng tâm C:

$$M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) - c(F_{x1} + F_{x4}) + d(F_{x2} + F_{x3}) = 0 \quad (1.3)$$

Áp dụng phương trình Newton-Euler cho chuyển động song phẳng của ô tô trong hệ tọa độ gắn với thân xe. Ta có, phương trình vi phân mô tả chuyển động quay vòng của ô tô như sau:

$$\begin{cases} -mrv_y = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} \\ \dot{v}_y = \frac{F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}}{m} - rv_x \\ \omega_z = \frac{M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) - c(F_{x1} + F_{x4}) + d(F_{x2} + F_{x3})}{I_z} \end{cases} \quad (1.4)$$

Để giải được hệ phương trình (1.4), ta cần xác định giá trị góc lệch bên α_i phản lực pháp tuyến F_{zi} .

- Xác định góc lệch bên α_i :

Từ hình 3, ta xác định được mối quan hệ giữa các góc như sau:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_{yf1}}{v_{xf1}}\right) = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_y + a.r}{v_x - c.r}\right) \\ \alpha_2 = \delta_0 - \arctan\left(\frac{v_{yf2}}{v_{xf2}}\right) = \delta_0 - \arctan\left(\frac{v_y + a.r}{v_x + d.r}\right) \\ \alpha_3 = -\arctan\left(\frac{v_{yr3}}{v_{xr3}}\right) = -\arctan\left(\frac{v_y - b.r}{v_x + d.r}\right) \\ \alpha_4 = -\arctan\left(\frac{v_{yr4}}{v_{xr4}}\right) = -\arctan\left(\frac{v_y - b.r}{v_x - c.r}\right) \end{cases} \quad (1.5)$$

- Xác định phản lực pháp tuyến F_{zi} :

Sử dụng phương trình cân bằng lực theo phương Oz và phương trình cân bằng mô men trong mặt phẳng dọc và ngang ô tô, ta xác định được phản lực pháp tuyến tại các bánh xe được xác định theo công thức (1.6).

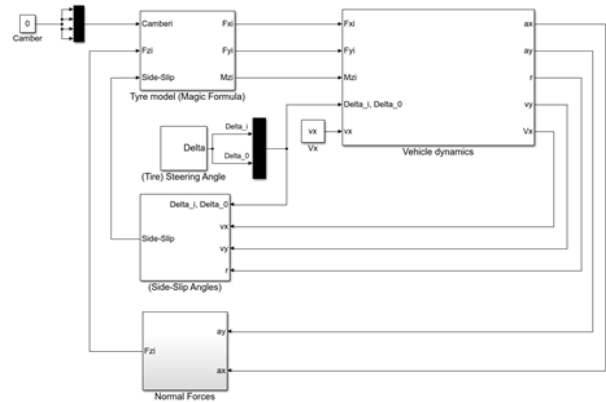
$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{b.d}{L.w}mg - \frac{h_g.d}{L.w}ma_x - \frac{b.h_g}{L.w}ma_y + \frac{h^2_g}{L.w}m\frac{a_x.a_y}{g} \\ F_{z2} = \frac{b.c}{L.w}mg - \frac{h_g.c}{L.w}ma_x + \frac{b.h_g}{L.w}ma_y - \frac{h^2_g}{L.w}m\frac{a_x.a_y}{g} \\ F_{z3} = \frac{a.c}{L.w}mg + \frac{h_g.c}{L.w}ma_x + \frac{a.h_g}{L.w}ma_y + \frac{h^2_g}{L.w}m\frac{a_x.a_y}{g} \\ F_{z4} = \frac{a.d}{L.w}mg + \frac{h_g.d}{L.w}ma_x - \frac{a.h_g}{L.w}ma_y - \frac{h^2_g}{L.w}m\frac{a_x.a_y}{g} \end{cases} \quad (1.6)$$

- Mô hình lốp:

Trong bài báo này, tác giả sử dụng công thức thực nghiệm Magic Formula [3] để mô phỏng các lực tương tác giữa bánh xe và đường.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

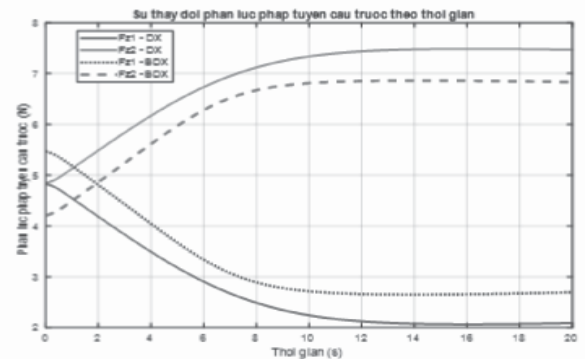
Bài báo sử dụng phần mềm Matlab Simulink để xây dựng chương trình mô phỏng động lực học quay vòng của ô tô hai cầu khi kể đến tính bất đối xứng dọc.



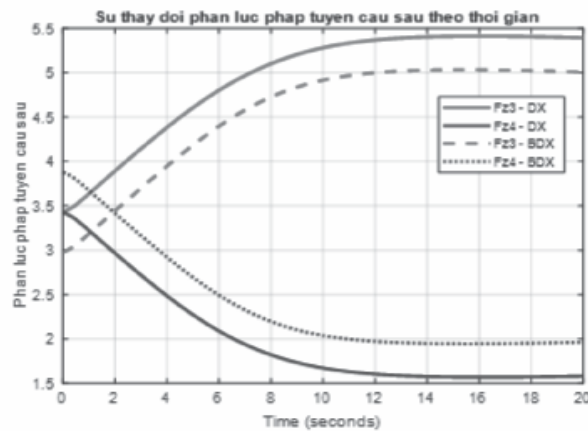
Hình 2. Mô hình mô phỏng

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

So sánh kết quả khảo sát ĐLH quay vòng khi ô tô đối xứng và bất đối xứng theo chiều dọc.



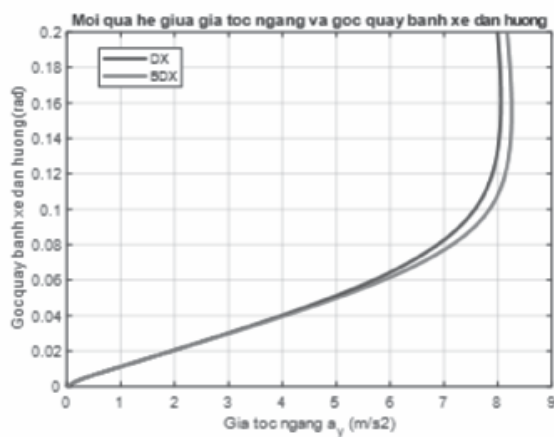
a) Cầu trước



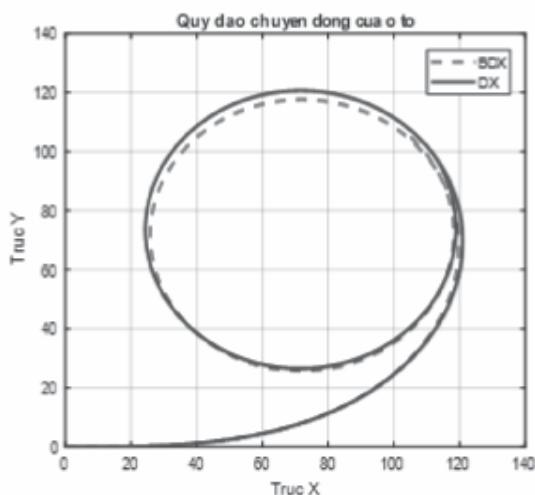
b) Cầu sau

Hình 3. Phản lực pháp tuyến tại các bánh xe

Từ hình 3, ta thấy: Phản lực pháp tuyến tác dụng lên các bánh xe phía trong và phía ngoài tâm quay vòng là khác nhau. Khi ô tô chưa quay vòng lực này không xuất phát từ một điểm như trường hợp xe đối xứng dọc, mà lệch nhau một giá trị phụ thuộc vào khoảng cách c và d . Đồng thời, khi ô tô quay vòng lực quán tính gây ra sự phân bố lại phản lực pháp tuyến từ đường tác dụng lên các bánh xe.



Hình 4. Góc quay của bánh xe dẫn hướng và gia tốc quay vòng

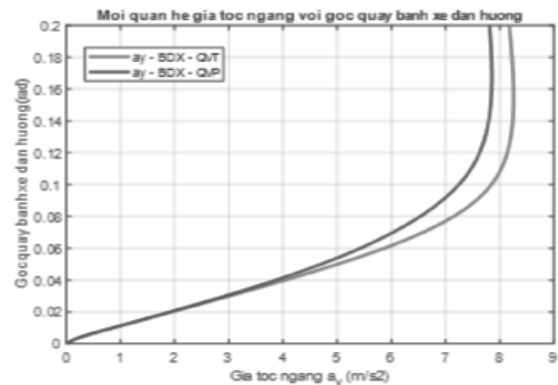


Hình 5. Quỹ đạo chuyển động của ô tô

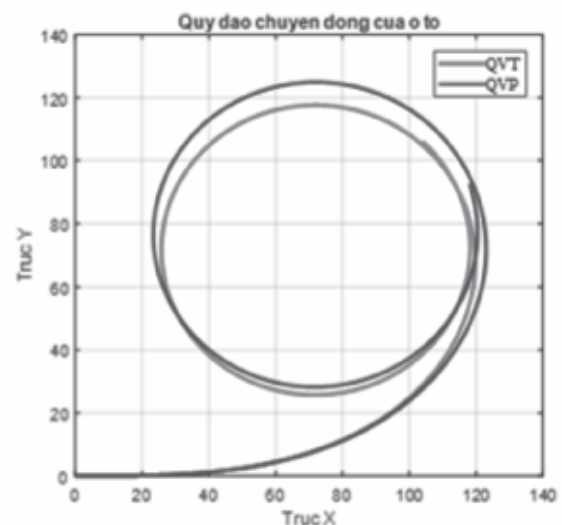
Từ hình 4, ta thấy: Ở giai đoạn đầu, gia tốc ngang tăng tỉ lệ với góc quay của bánh xe

dẫn hướng, gia tốc ngang lớn nhất khi ô tô đối xứng dọc là $a_{\max} = 8,05 \text{ m/s}^2$, gia tốc ngang lớn nhất khi ô tô bất đối xứng dọc là $a_{\max} = 8,3 \text{ m/s}^2$. Tuy nhiên, tại vùng giới hạn của gia tốc, dù tăng góc quay của bánh xe dẫn hướng, gia tốc cũng sẽ đến một giá trị bão hòa. Khi đó, ô tô sẽ quay vòng với bán kính không đổi, được mô tả trên hình 5.

- Xét mối quan hệ của gia tốc ngang với góc quay của bánh xe dẫn hướng khi ô tô quay vòng bên phải và quay vòng bên trái.



Hình 6. Góc quay của bánh xe dẫn hướng và gia tốc quay vòng



Hình 7. Quỹ đạo chuyển động của ô tô khi QVT và QVP

Từ hình 6, ta thấy, khi ô tô bất đối xứng dọc thực hiện QVT, QVP ở cùng tốc độ quay vòng và cùng góc quay của bánh xe dẫn hướng thì gia tốc quay vòng có giá trị khác nhau. Gia tốc ngang lớn nhất khi QVP là $a_{\max} = 7,8 \text{ m/s}^2$, gia tốc ngang lớn nhất khi QVT là $a_{\max} = 8,3 \text{ m/s}^2$. Điều đó cho thấy, bán kính quay vòng cũng khác nhau. Sự chênh lệch bán kính quay vòng được thể hiện trên hình 7. Nếu ở vận tốc quay vòng lớn, người lái sẽ cảm nhận được sự khác nhau về giá trị của gia tốc ngang.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày cơ sở lý thuyết, phương pháp xây dựng mô hình và khảo sát sự ảnh hưởng của tính bất đối xứng dọc tới động lực học quay vòng của ô tô hai cầu. Đồng thời đã chỉ ra được khi ô tô bất đối xứng dọc sẽ ảnh

hưởng trực tiếp tới gia tốc ngang của ô tô. Khi quay vòng ở tốc độ cao thì sự chênh lệch sẽ càng lớn, điều này ảnh hưởng rất lớn đến động lực học quay vòng của ô tô. ♦

Ngày nhận bài: 05/4/2022

Ngày phản biện: 16/4/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Khắc Trai (1997); *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*, NXB. Giao thông Vận tải.
- [2]. Nguyễn Phúc Hiểu, Vũ Đức Lập (2002); *Lý thuyết ô tô quân sự*, NXB. Quân đội Nhân dân.
- [3]. Hans B. Pacejka (2002); *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann Ltd – Oxford, United Kingdom.
- [4]. Reza N. Jazar, *Vehicle Dynamics - Theory and Application*. Springer Nature, 2017.