

Phân tích động lực học chuyển động vào cua của đoàn xe siêu trường siêu trọng bằng mô hình động lực học phẳng với hai thông số góc đánh lái đầu vào

Trần Hữu Nhân^{1,*}, Nguyễn Văn Hoàng²



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

TÓM TẮT

Mô hình động lực học phẳng một dây với hai thông số góc đánh lái đầu vào được xây dựng bằng phương pháp Lagrange kết hợp với cơ sở các phương trình tính toán các thành phần lực tại lớp xe. Thông số động học và động lực học chuyển động của đoàn xe siêu trường, siêu trọng khi vào cua được xác định bằng mô hình động lực học phẳng, một dây với hai thông số góc đánh lái đầu vào. Tính toán được thực hiện với giá trị vận tốc được chọn, đảm bảo ổn định chuyển động theo điều kiện bám tại tất cả các cầu của đoàn xe. Hành lang quay vòng, giá trị lực ngang tại các cầu của đoàn xe được xác định và phân tích cho cả ba trường hợp khác nhau của các góc đánh lái, cụ thể lần lượt với các trường hợp bánh xe dẫn hướng của sơ-mi rờ-móc (SMRM) đánh lái cùng chiều, ngược chiều so với góc đánh lái của bánh xe dẫn hướng của xe đầu kéo, và với trường hợp bánh xe dẫn hướng của SMRM khóa cứng hay không đánh lái. Kết quả cho thấy, mô hình được xây dựng có khả năng thực hiện tính toán xác định các thông số động học và động lực học của đoàn xe trong mặt đường với cả hai thông số góc đánh lái đầu vào, làm cơ sở tính toán phân tích tính năng an toàn chuyển động của đoàn xe. Ngoài ra, mô hình xây dựng cũng có thể được sử dụng để có thể phát triển mô hình tính toán điều khiển quá trình chuyển động của đoàn xe trong mặt phẳng đường.

Từ khóa: động lực học đoàn xe, đoàn xe siêu trường siêu trọng, hai thông số góc đánh lái

GIỚI THIỆU

Với số lượng xe SMRM ngày càng tăng do nhu cầu vận tải hàng hóa đường bộ tăng cao ở Việt Nam, SMRM loại hai và ba trục đã và đang được sử dụng rộng rãi. Hầu hết các loại SMRM này có các bánh xe trên trục cố định, tức không có khả năng điều khiển dẫn hướng, vì về cơ bản chúng vẫn đáp ứng được hành lang quay vòng theo quy định và tiết kiệm chi phí đầu tư ban đầu.

Việc nghiên cứu về động lực học chuyển động của đoàn xe đã và đang được nhóm tác giả thực hiện. Mô hình động lực học phẳng của đoàn xe được sử dụng để phân tích ổn định chuyển động khi vào cua hay quay vòng của đoàn xe trong các trường hợp phân bố tải trọng khác nhau¹. Mô hình động lực học đoàn xe được nghiên cứu và phân tích một cách có hệ thống được sử dụng để phân tích chuyển động vào cua của đoàn xe^{2,3}. Phương án điều khiển chuyển động của đoàn xe khi vào cua được nghiên cứu dựa trên kết quả phân tích mô hình động lực học phẳng có 4 bậc tự do⁴. Mô hình động lực học tổng quát của đoàn xe, dạng kéo moóc, được sử dụng để phân tích các thông số động lực học trong mặt phẳng dọc và cả cho

mặt phẳng ngang⁵. Tuy nhiên, các kết quả nghiên cứu này¹⁻⁵, mô hình động lực học phẳng của đoàn xe dạng một dây có 4 bậc tự do được sử dụng không kể đến sự đánh lái của bánh xe SMRM, hay với trường hợp đoàn xe được thiết kế với các bánh xe của SMRM có khả năng dẫn hướng thì các mô hình tính toán này không sử dụng được.

Hơn nữa, đối với các SMRM nhiều trục (loại từ bốn trục trở lên) việc điều khiển dẫn hướng của các bánh xe trên trục của SMRM dường như là điều bắt buộc, do điều kiện giới hạn về hành lang chuyển động quay vòng.

Vì vậy, bài báo này đã xây dựng mô hình động lực học phẳng một dây của đoàn xe trong đó có kể đến hai tín hiệu điều khiển đầu vào là góc đánh lái của bánh xe dẫn hướng cho cả xe đầu kéo và SMRM dựa trên việc phát triển mô hình động lực học phẳng mô tả động lực học chuyển động của đoàn xe đã được nhóm tác giả thực hiện trong¹.

CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Mô hình động lực học phẳng dạng một dây với hai thông số góc đánh lái đầu vào mô tả chuyển động của đoàn xe, được thể hiện trên Hình 1. Trong đó, mô

¹Trường Đại học Bách Khoa–ĐHQG-HCM, Việt Nam

²Công ty Cổ phần Thương mại Cơ khí Tân Thành, Việt Nam

Liên hệ

Trần Hữu Nhân, Trường Đại học Bách Khoa–ĐHQG-HCM, Việt Nam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

Lịch sử

- Ngày nhận: 14-9-2020
- Ngày chấp nhận: 09-4-2021
- Ngày đăng: 09-5-2021

DOI: 10.32508/stdjet.v4i2.767

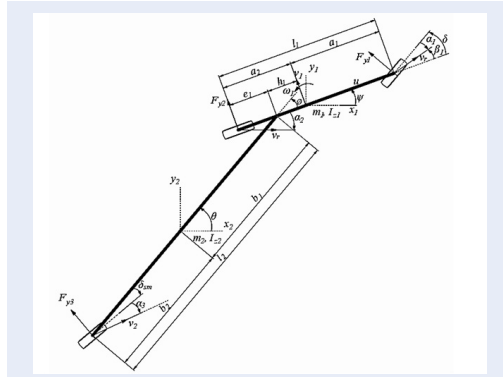


Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Trích dẫn bài báo này: Nhân T H, Hoàng N V. **Phân tích động lực học chuyển động vào cua của đoàn xe siêu trường siêu trọng bằng mô hình động lực học phẳng với hai thông số góc đánh lái đầu vào.** *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 4(2):932-939.



Hình 1: Mô hình động lực học phẳng dạng một dây của đoàn xe với hai tín hiệu đầu vào.

hình các cầu của SMRM và xe đầu kéo được đơn giản bằng một cầu tương đương.

Các thông số được trình bày lần lượt là của xe đầu kéo và SMRM, cụ thể như sau:

- Ox_1y_1 và Ox_2y_2 : hệ trục tọa độ tại vị trí trọng tâm xe đầu kéo và SMRM.
- l_1, l_2 : chiều dài cơ sở, (m).
- $a_{1,2}$: khoảng cách từ tọa độ trọng tâm đến cầu trước và sau của đầu kéo (m).
- $b_{1,2}$: khoảng cách từ tọa độ trọng tâm đến vị trí tâm chốt kéo và cầu SMRM (m).
- e_1 : khoảng cách từ vị trí tâm chốt kéo đến cầu sau đầu kéo (m).
- h_1 : khoảng cách từ tọa độ trọng tâm đầu kéo đến vị trí tâm chốt kéo (m).
- α_i : góc trượt ngang lốp xe ($i = 1, 2, 3$) (rad).
- ψ : góc xoay quanh trục đứng Oz tại vị trí tọa độ trọng tâm của xe đầu kéo (rad).
- $\omega_1 = \dot{\psi}$: vận tốc góc xoay quanh trục đứng Oz tại vị trí tọa độ trọng tâm của xe đầu kéo (rad/s).
- δ : góc lái bánh xe dẫn hướng (rad).
- δ_{sm} : góc lái bánh xe SMRM (rad).
- ϕ : góc tạo bởi giữa trục dọc của xe đầu kéo và trục dọc của SMRM (rad).
- θ : góc xoay quay trục đứng Oz tại vị trí tọa độ trọng tâm của SMRM (rad).
- $\dot{\theta}$: vận tốc góc xoay quanh trục đứng Oz tại vị trí tọa độ trọng tâm của SMRM (rad/s).
- u, v_1 : vận tốc chuyển động xe tại trọng tâm đầu kéo lần lượt theo phương dọc trục và phương ngang.
- C_i : độ cứng trượt ngang bánh xe thứ i theo phương ngang ($i = 1, 2, 3$) (N/rad).
- F_{yi} : lực ngang lốp xe thứ i ($i = 1, 2, 3$) (N).

- I_{z1}, I_{z2} : mômen quán tính khối lượng theo trục Oz tại vị trí tọa độ trọng tâm (kg.m^2).
- m_1, m_2 : khối lượng (kg).

Sử dụng phương pháp Lagrange ta thiết lập được phương trình động lực học mô tả chuyển động của đoàn xe trong mặt phẳng với hai thông số góc đánh lái đầu vào, được viết dưới dạng ma trận tổng quát như sau:

$$[A] [\dot{X}] = [B] [X] + [C] [\delta] \quad (1)$$

Các ma trận hệ số $[A]$, $[B]$, $[C]$, véc-tơ thông số đầu vào $[\delta]$, và các véc-tơ biến trạng thái, được trình bày cụ thể ở phần phụ lục.

Véc-tơ biến trạng thái $[X]$ gồm có 4 thành phần đã được định nghĩa ở phần II, mô tả cơ hệ có 4 bậc tự do, cụ thể:

$$[X] = \begin{bmatrix} v_1 \\ \omega_1 \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad (2)$$

Các góc tạo bởi véc-tơ vận tốc tại bánh xe thứ 1, 2, 3 so với trục dọc của đầu kéo, và trục dọc bán moóc, với giá trị nhỏ, ta có:

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &\approx \beta_1 = \frac{v_f}{u_f} = \frac{v_1 + a_1 \omega_1}{u} \\ \tan \beta_2 &\approx \beta_2 = \frac{v_r}{u_r} = \frac{v_1 + a_2 \omega_1}{u} \\ \tan \beta_3 &\approx \beta_3 = \frac{v_2}{u_2} = \frac{v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 \dot{\theta}}{u} \end{aligned} \quad (3)$$

Mối quan hệ của các góc tạo bởi mặt phẳng bánh xe so với véc-tơ vận tốc tại lần lượt các bánh xe thứ 1, 2 và 3, theo Hình 1 và tài liệu tham khảo số⁶:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \beta_1 - \delta \\ \alpha_2 &= \beta_2 \\ \alpha_3 &= \beta_3 - \phi - \delta_{sm} \end{aligned} \quad (4)$$

Thay (3) vào (4), thành phần lực ngang lần lượt tại các bánh xe thứ 1, 2 và 3 trong mô hình được xác định⁶:

$$\begin{aligned} F_{y1} &= -C_1 \alpha_1 = -\frac{1}{u} C_1 (v_1 + \alpha_1 \omega_1) + C_1 \delta \\ F_{y2} &= -C_2 \alpha_2 = -\frac{1}{u} C_2 (v_1 - \alpha_2 \omega_1) \\ F_{y3} &= -C_3 \alpha_3 = -\frac{1}{u} C_3 (v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 \dot{\theta}) \\ &\quad + C_3 \phi + C_3 \delta_{sm} \end{aligned} \quad (5)$$

THÔNG SỐ TÍNH TOÁN

Các thông số tính toán được xác định dựa trên các thông số về kích thước và khối lượng của đoàn xe. Trong đó, độ cứng trượt ngang tại các bánh xe được xác định theo mối quan hệ xấp xỉ bậc hai gần đúng giữa thông số thực nghiệm và tải trọng phân bố tại các bánh xe². Giá trị mô-men quán tính khối lượng quanh trục z được tính toán theo thông số khối lượng, kích thước và tọa độ của SMRM và xe đầu kéo⁷. Kết quả tổng hợp ở Bảng 1.

Bảng 1: Tổng hợp thông số tính toán

Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
m_1	kg	14080
l_1	mm	4050
m_2	kg	118000
l_2	mm	13685
F_{z1}	N	75645
F_{z2}	N	278300
F_{z3}	N	941760
I_{zz1}	kg.m ²	117148,4
I_{zz2}	kg.m ²	2992120
C_1	N/rad	260900
C_2	N/rad	1145000
C_3	N/rad	340530

Tính toán được thực hiện trong trường hợp góc đánh lái của bánh xe dẫn hướng của đầu kéo biến đổi theo thời gian dạng $\frac{1}{4}$ hàm sin từ 0 đến giá trị biên độ là hằng số $\delta_0=0,2(\text{rad})$ trong khoảng thời gian $t_{length}=L/u$ (gần 30(s)), tương ứng với khoảng thời gian xe vào của khi đang chuyển động với vận tốc $u=30(\text{km/h})$, quãng đường vào của là $L=200(\text{m})$. Hàm toán học biểu diễn góc lái $\delta(t)$,⁶:

$$\delta(t) = \begin{cases} \delta_0 \sin\left(\frac{\pi}{2t_{length}}t\right), & 0 \leq t \leq t_{length} \\ \delta_0, & t > t_{length} = \frac{L}{u} \end{cases} \quad (6)$$

Kết hợp với sự thay đổi góc đánh lái của bánh xe dẫn hướng của SMRM (δ_{sm}) trong ba trường hợp.

- Trường hợp 1: δ_{sm} không đổi.
- Trường hợp 2: δ_{sm} biến thiên giống như góc đánh lái bánh xe dẫn hướng của đầu kéo (δ).
- Trường hợp 3: δ_{sm} biến thiên giống như δ như trong trường hợp 2 nhưng ngược chiều.

KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Tính toán được thực hiện với các thông số đầu vào ở mục III, giả sử tại thời điểm ban đầu các biến đầu vào của véc-tơ [X] bằng 0, mô hình tính là hệ phương trình vi phân gồm 4 phương trình vi phân cấp 2, mô tả mô hình động lực học phẳng dạng 1 dãy của đoàn xe có 4 bậc tự do. Giải phương trình (1) ta xác định được biến trạng thái [X] theo phương trình (2), thay kết quả tính lần lượt vào các phương trình (3), (4) và (5), ta xác định được giá trị các thành phần lực ngang tại từng bánh xe tương ứng.

Biến thiên lực ngang

Các thành phần lực ngang biến thiên tăng dần theo thời gian và đạt giá trị tới hạn ổn định tương ứng so với sự biến thiên theo thời gian góc đánh lái.

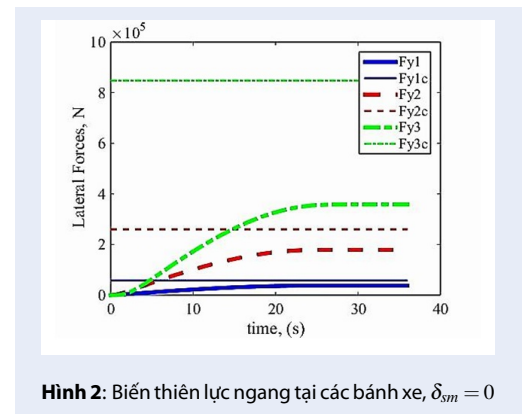
Trường hợp 1: $\delta_{sm} = 0$, là trường hợp góc đánh lái bánh xe dẫn hướng SMRM không đổi, Hình 2.

Trường hợp 2: $\delta_{sm} < 0$, là trường hợp góc đánh lái SMRM ngược chiều với góc đánh lái bánh xe dẫn hướng đầu kéo, Hình 3.

Trường hợp 3: $\delta_{sm} > 0$, là trường hợp góc đánh lái SMRM cùng chiều với góc đánh lái bánh xe dẫn hướng xe đầu kéo, Hình 4.

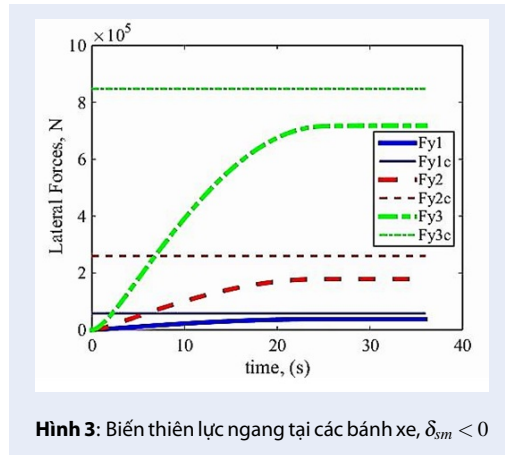
Biến thiên theo thời gian của từng thành phần lực ngang lần lượt tại vị trí các cầu của xe đầu kéo, F_{y1} và F_{y2} là như nhau trong cả ba trường hợp thực hiện tính toán.

Tuy nhiên, giá trị lực ngang tại vị trí cầu SMRM, F_{y3} thu được là hoàn toàn khác nhau, Hình 5. Cụ thể, F_{y3} có giá trị lớn nhất trong trường hợp $\delta_{sm} < 0$ và nhỏ nhất trong trường hợp $\delta_{sm} > 0$. Do vậy, có thể thấy rằng giá trị F_{y3} phụ thuộc rất lớn vào góc đánh lái bánh xe dẫn hướng của SMRM.

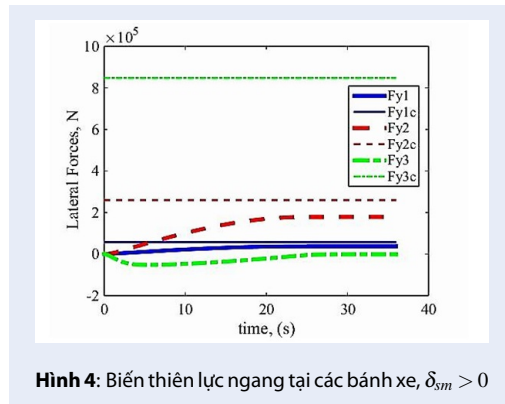


Hình 2: Biến thiên lực ngang tại các bánh xe, $\delta_{sm} = 0$

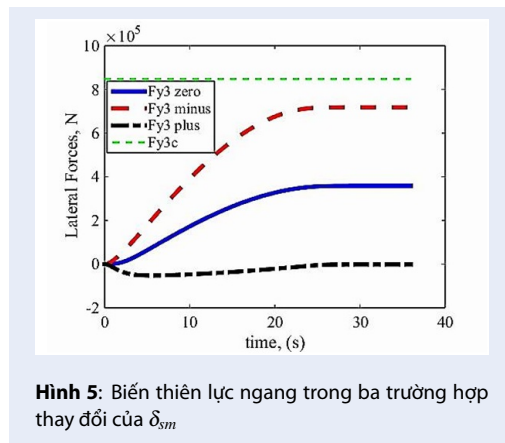
Giá trị lực bám ngang khi ổn định cho thấy trong điều kiện chuyển động như trên thì điều kiện bám đường của tất cả các bánh xe vẫn được đảm bảo, hay giá trị



Hình 3: Biến thiên lực ngang tại các bánh xe, $\delta_{sm} < 0$



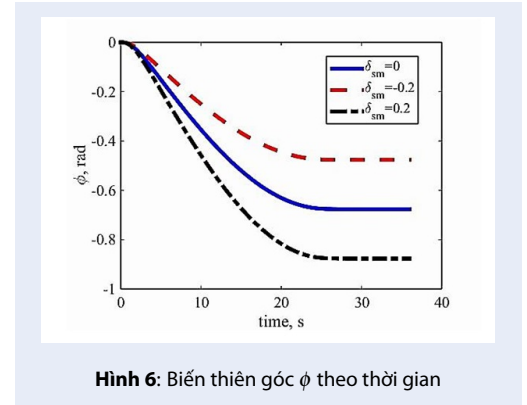
Hình 4: Biến thiên lực ngang tại các bánh xe, $\delta_{sm} > 0$



Hình 5: Biến thiên lực ngang trong ba trường hợp thay đổi của δ_{sm}

các thành phần lực ngang thấp hơn giá trị lực bám tương ứng tại các bánh xe trong cả ba trường hợp góc lái của SMRM.

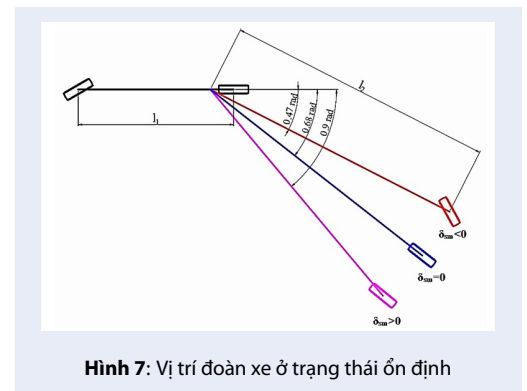
Biến thiên của góc ϕ theo thời gian



Hình 6: Biến thiên góc ϕ theo thời gian

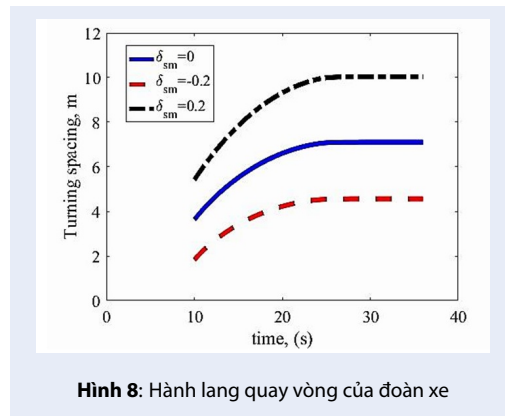
Biến thiên theo thời gian của góc lệch giữa trục dọc xe đầu kéo và SMRM (ϕ) được thể hiện ở Hình 6. Giá trị góc ϕ thu được khi ổn định trong trường hợp $\delta_{sm} < 0$ và $\delta_{sm} > 0$ tương ứng bằng giá trị góc ϕ tính được trong trường hợp $\delta_{sm} = 0$ trừ đi giá trị góc δ_{sm} . Cụ thể, với trường hợp $\delta_{sm} < 0$, ta thu được giá trị nhỏ nhất của góc ϕ , chú ý rằng trong trường hợp này giá trị lực ngang tại bánh xe SMRM, F_{y3} thu được là lớn nhất, cụ thể tăng gần 100% so với khi $\delta_{sm} = 0$, nhưng vẫn đảm bảo điều kiện bám, như ở Hình 5. Giá trị góc ϕ là lớn nhất với trường hợp $\delta_{sm} > 0$ và tương ứng giá trị nhỏ nhất của F_{y3} , cụ thể giảm gần 100% so với khi $\delta_{sm} = 0$.

Góc ϕ là thông số rất quan trọng cho biết vị trí tương quan giữa xe đầu kéo và SMRM, Hình 7 thể hiện vị trí của đoàn xe khi ở trạng thái ổn định trong cả ba trường hợp tính toán tương ứng với giá trị tới hạn ổn định đạt được sau khoảng thời gian 30(s) của góc ϕ như ở Hình 6.



Hình 7: Vị trí đoàn xe ở trạng thái ổn định

Hành lang quay vòng của đoàn xe được xác định từ thông số kích thước và thông số góc ϕ thu được tương ứng cho cả ba trường hợp, Hình 8.



Hình 8: Hành lang quay vòng của đoàn xe

Hành lang quay vòng là thông số quan trọng giúp đánh giá khoảng không cần thiết đảm bảo động học quay vòng của đoàn xe. Giá trị hành lang quay vòng nhỏ nhất ở trạng thái ổn định thu được với trường hợp $\delta_{sm} < 0$, tương ứng với trường hợp có giá trị góc ϕ nhỏ nhất và giá trị lực ngang F_{y3} lớn nhất. Cụ thể, hành lang quay vòng giảm 36% khi $\delta_{sm} < 0$ và tăng 40% khi $\delta_{sm} > 0$ so với khi $\delta_{sm} = 0$.

Dễ thấy rằng, trường hợp hành lang quay vòng nhỏ nhất là có lợi nhất về động học quay vòng. Tuy nhiên, tương ứng với giá trị lực ngang tại các bánh xe dẫn hướng SMRM, F_{y3} lớn nhất tăng gần 100% so với khi $\delta_{sm} = 0$, điều này tương ứng giá trị vận tốc tối hạn đảm bảo ổn định chuyển động của đoàn xe khi vào cua hay quay vòng sẽ nhỏ nhất.

KẾT LUẬN

Mô hình động lực học phẳng một dây, 4 bậc tự do với hai thông số góc đánh lái đầu vào của SMRM và xe đầu kéo được xây dựng để tính toán xác định các thông số động học và động lực học của đoàn xe siêu trường, siêu trọng. Tính toán được thực hiện cho ba trường hợp khác nhau của góc đánh lái các bánh xe dẫn hướng SMRM, kết quả cho thấy:

- Điều kiện ổn định được đảm bảo cho cả ba trường hợp tính toán, giá trị các thành phần lực ngang F_{yi} tại các cầu nhỏ hơn giá trị lực bám tương ứng.
- Trường hợp $\delta_{sm} < 0$, cho giá trị hành lang quay vòng giảm 36% so với khi $\delta_{sm} = 0$, tương ứng giá trị góc ϕ nhỏ nhất, giá trị lực ngang F_{y3} lớn nhất và tăng gần 100% so với khi $\delta_{sm} = 0$.

Mô hình động lực học mô tả chuyển động của đoàn xe với cả hai thông số góc đánh lái đầu vào được xây dựng có thể sử dụng để tính toán và phân tích tất cả các thông số động học và động lực học chuyển động của đoàn xe trong quá trình chuyển động vào cua hay quay vòng. Đặc biệt, với mô hình toán được xây dựng có 2 thông số góc đánh lái đầu vào, cụ thể là kể đến góc đánh lái bánh xe dẫn hướng của SMRM có thể được phát triển ứng dụng cho bài toán điều khiển tối ưu các thông số động học và động lực học của đoàn xe. Tuy nhiên, để có thể đánh giá tốt hơn tính năng động lực học của đoàn xe phương pháp thực nghiệm cần kết hợp thực hiện.

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Bài báo này là sản phẩm chung của nhóm tác giả, các giải thích, kết quả thu được, và kết luận trong bài báo thể hiện quan điểm chung của nhóm tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu.

ĐÓNG GÓP CỦA CÁC TÁC GIẢ

Các công việc cụ thể của từng tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu:

Trần Hữu Nhân: thực hiện xây dựng các mô hình và tính toán mô phỏng, phân tích kết quả tính toán mô phỏng, hiệu chỉnh nội dung và hoàn thiện bài báo.

Nguyễn Văn Hoàng: xác định các thông số cần thiết trong quá trình tính toán từ mô hình thực tế của xe thiết kế.

ĐÓNG GÓP CỦA BÀI BÁO

Xây dựng mô hình tính toán mô phỏng trên cơ sở lý thuyết về động lực học chuyển động trong mặt phẳng đường của đoàn xe với hai thông số góc đánh lái đầu. Tất cả các thông số cần thiết để đánh giá tính năng quay vòng của đoàn xe với hai thông số góc đánh lái được xác định làm cơ sở phân tích các thông số động học và động lực học chuyển động của đoàn xe khi đánh lái (chuyển động vào cua, quay vòng, chuyển làn). Kết quả thu được có thể được sử dụng để cải tiến thiết kế giúp cao tính năng ổn định chuyển động trong mặt phẳng đường của đoàn xe.

PHỤ LỤC

Hệ phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của đoàn xe, với góc lái các bánh xe dẫn hướng của đầu kéo và SMRM biến thiên theo thời gian ($\delta(t)$ và $\delta_{sm}(t)$) là hai thông số đầu vào, được xây dựng như sau:

Sử dụng phương trình Lagrange, được viết dưới dạng tổng quát như sau:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i; \quad i = 1; \dots; n \quad (PL.1)$$

Trong đó:

- K : động năng của cơ hệ
- U : thế năng của cơ hệ
- Q_i : lực suy rộng
- i : số lượng bậc tự do
- q_i : hệ tọa độ suy rộng

Giả sử giá trị thời điểm ban đầu góc giữa đầu kéo và bán moóc, các góc lệch ngang lớp xe là nhỏ. Ta có:

$$\begin{aligned} x &= x_1 = x_2 \\ y_2 &= y_1 - h_1 \sin \psi - b_1 \sin \theta \\ &= y_1 - h_1 \psi - b_1 \theta \end{aligned} \quad (PL.2)$$

Hệ tọa độ suy rộng $q = [x, y_1, \psi, \theta]^T$

Thế năng U của cơ hệ bằng không, do đoàn xe được qui về trục Ox , trong mặt phẳng nên thế năng bằng không.

Động năng K cơ hệ (PL3):

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2}m_1(\dot{x}^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2}m_2(\dot{x}^2 + \dot{y}_2^2) \\ &\quad + \frac{1}{2}I_{z1}\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}I_{z2}\dot{\theta}^2 \\ &= \frac{1}{2}m_1(\dot{x}^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2}m_2\left[\dot{x}^2 + \left(\dot{y}_1 - h_1\dot{\psi} - b_1\dot{\theta}\right)^2\right] \\ &\quad + \frac{1}{2}I_{z1}\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}I_{z2}\dot{\theta}^2 \\ &= \frac{1}{2}m_1(\dot{x}^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2}m_2(\dot{x}^2 + \dot{y}_1^2 - 2h_1\dot{y}_1\dot{\psi} - 2b_1\dot{y}_1\dot{\theta} \\ &\quad + 2h_1b_1\dot{\psi}\dot{\theta} + h_1^2\dot{\psi}^2 + b_1^2\dot{\theta}^2) + \frac{1}{2}I_{z1}\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}I_{z2}\dot{\theta}^2 \end{aligned}$$

Đạo hàm các thành phần ta có PL.4:

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial \dot{x}} &= (m_1 + m_2)\dot{x} \rightarrow \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}}\right) = (m_1 + m_2)\ddot{x} \\ \frac{\partial K}{\partial \dot{y}_1} &= m_1\dot{y}_1 + m_2\dot{y}_1 - m_2h_1\dot{\psi} - m_2b_1\dot{\theta} \\ &= (m_1 + m_2)\dot{y}_1 - m_2(h_1\dot{\psi} + b_1\dot{\theta}) \\ \rightarrow \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{y}_1}\right) &= (m_1 + m_2)\ddot{y}_1 - m_2(h_1\ddot{\psi} + b_1\ddot{\theta}) \\ &= (m_1 + m_2)\ddot{y}_1 - m_2h_1\ddot{\psi} - m_2b_1\ddot{\theta} \\ \rightarrow \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\psi}}\right) &= \\ &\quad -m_2h_1\ddot{y}_1 + (m_2h_1^2 + I_{z1})\ddot{\psi} + m_2h_1b_1\ddot{\theta} \\ \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} &= -m_2h_1\dot{y}_1 + m_2h_1b_1\dot{\psi} + m_2b_1\dot{\theta} + I_{z2}\dot{\theta} \\ \rightarrow \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}}\right) &= \\ &\quad -m_2h_1\ddot{y}_1 + m_2h_1b_1\ddot{\psi} + (m_2b_1^2 + I_{z2})\ddot{\theta} \\ \frac{\partial K}{\partial q_1} &= 0, (i = 1 \div n) \\ \frac{\partial U}{\partial q_i} &= 0, (i = 1 \div n) \end{aligned}$$

Hệ lực suy rộng được biểu diễn dưới dạng công ảo như PL.5:

$$\begin{aligned} \Delta W &= \Sigma F_x + \Sigma F_y \Delta y \\ &= \left(-F_{y1} \sin \delta - F_{y2} \cos \left(\frac{\pi}{2}\right) - F_{y3} \sin \phi\right) \Delta x \\ &\quad + F_{y1} \Delta (y_1 + a_1 \sin \psi) + F_{y2} \Delta (y_1 + a_2 \sin \psi) \\ &\quad + F_{y3} \Delta (y_1 - h_1 \sin \psi - l_2 \sin \theta) \\ &\approx (-F_{y1} \delta - F_{y3} \phi) \Delta x + F_{y1} \Delta (y_1 + a_1 \psi) \\ &\quad + F_{y2} \Delta (y_1 - a_2 \psi) + F_{y3} \Delta (y_1 - h_1 \psi - l_2 \theta) \end{aligned} \quad (PL.5)$$

Từ đó, ta xác định được các thành phần lực suy rộng theo biến trạng thái như sau:

$$\begin{aligned} Q_x &= -F_{y1} \delta - F_{y3} \phi \\ Q_{y1} &= F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} \\ Q_\psi &= a_1 F_{y1} - a_2 F_{y2} - h_1 F_{y3} \\ Q_\theta &= -l_2 F_{y3} \end{aligned} \quad (PL.6)$$

Ta có mối quan hệ giữa vận tốc xe đầu kéo trong hệ tọa độ tổng thể so với hệ tọa độ địa phương như sau:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= u \cos \psi - v_1 \sin \psi \\ \dot{y} &= v_1 \cos \psi + u \sin \psi \\ \dot{\psi} &= \omega_1 \\ \theta &= \psi + \phi \end{aligned} \quad (PL.7)$$

Xét với giá trị các góc nhỏ, ta có:

$$\begin{aligned} \cos \psi &\approx 1 \\ \sin \psi &\approx \psi \end{aligned} \quad (PL.8)$$

Thay (PL. 7) vào (PL. 8), ta được:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= u - v_1 \psi \\ \dot{y} &= v_1 + u \psi \\ \dot{\psi} &= \omega_1 \\ \theta &= \psi + \phi \end{aligned} \quad (PL.9)$$

Đặt β_i với $i = 1, 2, 3$ lần lượt là góc tạo bởi véc-tơ vận tốc tại bánh xe thứ 1, 2, 3 so với trục dọc của đầu kéo, và trục dọc bán moóc, với giá trị nhỏ ta có:

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &\approx \beta_1 = \frac{v_f}{u_f} = \frac{v_1 + a_1 \omega_1}{u} \\ \tan \beta_2 &\approx \beta_2 = \frac{v_r}{u_r} = \frac{v_1 - a_2 \omega_1}{u} \\ \tan \beta_3 &\approx \beta_3 = \frac{v_2}{u_2} = \frac{v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 \dot{\theta}}{u} \end{aligned} \quad (PL.10)$$

α_i với $i=1, 2, 3$ lần lượt là góc tạo bởi mặt phẳng bánh xe so với véc-tơ vận tốc tại bánh xe thứ i .

Ta có mối quan hệ các góc⁶:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \beta_1 - \delta \\ \alpha_2 &= \beta_2 \\ \alpha_3 &= \beta_3 - \phi - \delta_{sm} \end{aligned} \quad (PL.11)$$

Thay (PL. 10) vào (PL. 11), ta được:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \beta_1 - \delta = \frac{v_1 + a_1 \omega_1}{u} - \delta \\ \alpha_2 &= \beta_2 = \frac{v_1 - a_2 \omega_1}{u} \end{aligned} \quad (PL.12)$$

$$\alpha_3 = \beta_3 - \phi - \delta_{sm} = \frac{v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 \dot{\theta}}{u} - \phi - \delta_{sm}$$

Do vậy, các thành phần lực ngang tại các bánh xe⁶:

$$\begin{aligned} F_{y1} &= -C_1 \alpha_1 = -\frac{1}{u} C_1 (v_1 + a_1 \omega_1) + C_1 \delta \\ F_{y2} &= -C_2 \alpha_2 = -\frac{1}{u} C_2 (v_1 - a_2 \omega_1) \\ F_{y3} &= -C_3 \alpha_3 = -\frac{1}{u} C_3 (v_1 + h_1 \omega_1 - l_2 \dot{\theta}) \\ &\quad + C_3 \phi + C_3 \delta_{sm} \end{aligned} \quad (PL.13)$$

Phương trình thứ 1 trong hệ mô tả động lực học theo phương dọc trục, ta xét vận tốc u chuyển động tới của đầu kéo là hằng số, như vậy phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (PL. 6) sẽ được đơn giản, không xét đến. Thay (PL. 13) vào (PL. 6), cho ta tương ứng về phải phương trình Lagrange:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{y}_1} \right) &= Q_{y1} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\psi}} \right) &= Q_{\psi} = a_1 F_{y1} - a_2 F_{y2} - h_1 F_{y3} \quad (\text{PL.14}) \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) &= Q_{\theta} = -l_2 F_{y3} \end{aligned}$$

Thay (PL. 9) vào (PL. 4), ta được về trái tương ứng của phương trình Lagrange với hệ tọa độ suy rộng $X = [v_1, \omega_1, \phi, \theta]^T$, cụ thể như PL.15 dưới:

$$\begin{aligned} &(m_1 + m_2) (\dot{v}_1 + u\omega_1) - m_2 h_1 \dot{\omega}_1 - m_2 b_1 (\dot{\omega}_1 + \ddot{\theta}) \\ &= -\frac{1}{u} C_1 (v_1 + a_1 \omega_1) + C_1 \delta - \frac{1}{u} C_2 (v_1 - a_2 \omega_1) \quad (\text{PL.15}) \\ &- \frac{1}{u} C_3 [V_1 - H_1 \omega_1 - l_2 (\omega_1 + \dot{\theta})] + C_3 \phi + C_3 \delta_{sm} \\ &- m_2 h_1 (\dot{v}_1 + u\omega_1) + (m_2 h_1^2 + I_{z1}) \dot{\omega}_1 + m_2 h_1 b_1 (\dot{\omega}_1 + \ddot{\theta}) \\ &= -\frac{1}{u} a_1 C_1 (v_1 + a_1 \omega_1) + a_1 C_1 \delta + \frac{1}{u} a_2 C_2 (v_1 - a_2 \omega_1) \\ &+ \frac{1}{u} h_1 C_3 [v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 (\omega_1 + \dot{\theta})] - h_1 C_3 \phi - h_1 C_3 \delta_{sm} \\ &- m_2 b_1 (\dot{v}_1 + u\omega_1) + m_2 h_1 b_1 \dot{\omega}_1 + (m_2 b_1^2) I_{z2} (\dot{\omega}_1 + \ddot{\theta}) \\ &= \frac{1}{u} l_2 C_3 [v_1 - h_1 \omega_1 - l_2 (\omega_1 + \dot{\theta})] - l_2 C_3 \phi - h_1 C_3 \delta_{sm} \end{aligned}$$

Do vậy, hệ phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của đoàn xe đầu kéo - SMRM, với góc lái các bánh xe dẫn hướng của đầu kéo và SMRM biến thiên theo thời gian ($\delta(t)$ và $\delta_{sm}(t)$) là hai thông số đầu vào, được viết dưới dạng tổng quát như sau:

$$[A] \dot{X} = [B] X + [C] [\delta] \quad (\text{PL.16})$$

Trong đó, các ma trận cụ thể như:

$$[A] = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2(h_1 + b_1) & -m_2 b_1 & 0 \\ -m_2 h_1 & I_{z1} + m_2 h_1(h_1 + b_1) & m_2 h_1 b_1 & 0 \\ -m_2 b_1 & I_{z2} + m_2 b_1(h_1 + b_1) & I_{z2} + m_2 b_1^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{PL.17})$$

$$[B] = \begin{bmatrix} C_1 + C_2 + C_3 & a_1 C_1 - a_2 C_1 - C_3(c_1 + l_2) + (m_1 + m_2)u^2 & -l_2 C_3 & -C_3 u \\ -\frac{1}{u} [a_1 C_1 - a_2 C_1 - h_1 C_3 & a_1^2 C_1 - a_2^2 C_1 + h_1 C_3(h_1 + l_2) - m_2 h_1 u^2 & h_1 l_2 C_3 & h_1 C_3 u \\ -l_2 C_3 & I_{z2} C_3 (h_1 + l_2) - m_2 b_1 u^2 & l_2^2 C_3 & l_2 C_3 u \\ 0 & 0 & -u & 0 \end{bmatrix}$$

PL.18

$$[C] = \begin{bmatrix} C_1 & C_3 & 0 & 0 \\ a_1 C_1 & -h_1 C_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 C_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; [\delta] = \begin{bmatrix} \delta \\ \delta_{sm} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{PL.19})$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{v}_1 \\ \dot{\omega}_1 \\ \dot{\theta} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}; X = \begin{bmatrix} v_1 \\ \omega_1 \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix} \quad (\text{PL.20})$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Nhân TH. Phân tích ổn định chuyển động vào cua của xe đầu kéo - bán móc bằng mô hình động lực học phẳng. Hội nghị KH & CN toàn quốc về cơ khí - động lực 2017.

Sampson DJM. Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles, Doctor's thesis Cambridge University Engineering Department. 2000.

Chen, et al. Dynamic Modeling Of Tractor-semitrailer Vehicles In Automated Highway Systems, California Partners for Advanced Transportation Technology UC Berkeley. 1995;

4. Xiu-jian Y, Nan K, Xi-tao L. Tractor-Semitrailer Vehicle Stability Control Based on TruckSim-Simulink Co-Simulation. Journal of Highway and Transportation Research and Development. 2013;7(4):103-110. Available from: <https://doi.org/10.1061/JHTRCQ.0000354>.

5. Zhang Y, Khajepour A, Huang Y. Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: a reconfigurable approach. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2018;56(9):1315-1343. Available from: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1420205>.

6. Jazar RN. Vehicle Dynamics Theory and Application. Springer. 2008;p. 583-659. Available from: https://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1_10.

7. Allen RW, Klyde DH, Rosenthal TJ, Smith DM. Estimation of Passenger Vehicle Inertial Properties and Their Effect on Stability and Handling. Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems. 2003;112:4-8. Available from: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0966>.

Turning dynamics analysis of a heavy articulated vehicle by the vehicle planar dynamic model with two steering input signals

Tran Huu Nhan^{1,*}, Nguyen Van Hoang²



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

ABSTRACT

The vehicle planar single track dynamic model with two input steering angle parameters is derived by using Lagrange's method with the basis of equations for calculating the tire's force components. Dynamic analysis of a heavy articulated vehicle in case of turning is carried out by the vehicle planar dynamic model, in which two input steering angles are taken into account. Simulation with the selected velocity value to make sure that the stability according to the friction conditions at all axles of the vehicle is satisfied. Turning spacing, lateral forces at each axle of the vehicle are determined and analyzed for all three different cases of steering angles, respectively with steering angle of the semi-trailer is in the same direction, in the opposite direction and is locked or not steered in comparison with the steering angle of the tractor. The obtained results show that the derived model could employ to determine the planar kinematic and dynamic parameters, and analyze the dynamic safety features of an articulated vehicle, too. In addition, the derived mathematical model could also employ to develop a computational model that controls the planar articulated vehicle dynamics.

Key words: vehicle planar dynamics, heavy articulated vehicles, two steering input signals

¹Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam

²Tan Thanh Trading Mechanic Company, Vietnam

Correspondence

Tran Huu Nhan, Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

History

- Received: 14-9-2020
- Accepted: 09-4-2021
- Published: 09-5-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i2.767



Copyright

© VNU-HCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Cite this article : Nhan T H, Hoang N V. Turning dynamics analysis of a heavy articulated vehicle by the vehicle planar dynamic model with two steering input signals. *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology*; 4(2):932-939.