

XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG LÁI TÍCH CỰC TRÊN Ô TÔ

PGS.TS Đào Mạnh Hùng¹, Th.S. Nguyễn Anh Tuấn²,

¹ Trường Đại Học Giao Thông Vận Tải, ² Trường Cao Đẳng Kỹ Thuật Lý Tự Trọng TP.HCM

TÓM TẮT

Hệ thống lái tích cực trên ô tô là tổ hợp gồm cơ cấu Harmonic, mô tơ điều khiển và hệ thống lái bị động. Từ mô hình vật lý tác giả xây dựng mô hình động lực học để xác định các quan hệ giữa mô men, góc quay bánh dẫn hướng vào mô men, góc quay vành lái và mô tơ điều khiển, được mô phỏng bằng phần mềm Matlab simulink .

Từ Khóa: Hệ thống lái tích cực, Matlab simulink...

ABSTRACT

The active steering system on the car is composed of a Harmonic mechanism, a control motor and a passive steering system. From the physical model, the author builds a dynamical model to determine the relationship between torque, angle of wheels, angle of steering wheel, angle of motor simulated by Matlab Simulink software.

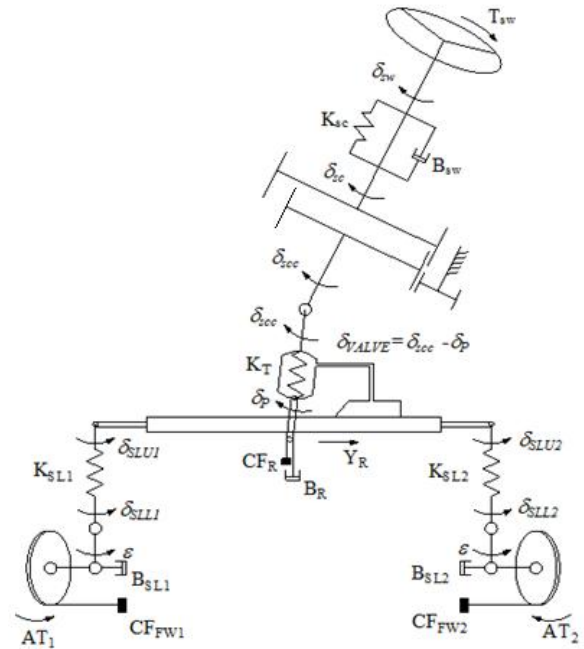
Key word: Active front steering, Matlab simulink...

1. Đặt vấn đề :

Khi chuyển động trên đường, do biến dạng bên của lốp, quỹ đạo chuyển động của ô tô không được như mong muốn, đặc biệt khi chạy ở tốc độ cao kết hợp với đánh lái trên đường vòng hay trên đường có các trạng thái khác nhau có thể dẫn đến mất ổn định hướng. Trong trường hợp này hệ thống lái tích cực sẽ mang lại hiệu quả tốt nhất đảm bảo cho xe chuyển động an toàn

2. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái tích cực trên ô tô

2.1. Mô hình vật lý



Hình 1. Mô hình vật lý hệ thống lái tích cực

Mô hình vật lý của hệ thống lái tích cực (hình1), trong đó:

δ_{Motor} là góc quay mô tơ

δ_{sw}, T_{sw} là góc quay, mô men vành lái;

$K_{sc}, B_{sw}, \delta_{sc}$ là độ cứng, hệ số cản xoắn, góc xoay trục lái;

δ_p là góc quay của trục bánh răng;

Y_R, CF_R, B_R là dịch chuyển, lực ma sát khô, hệ số cản dịch chuyển bánh răng và thanh răng;

$\delta_{SLU1}, \delta_{SLU2}, \delta_{SLL1}, \delta_{SLL2}$ là góc xoay phía trên và dưới, bên trái và phải của trụ đứng;

$K_{SL1}, K_{SL2}, B_{SL1}, B_{SL2}$ là độ cứng, hệ số cản giảm chấn của thanh liên kết bánh xe bên trái và bên phải;
 CF_{FW1}, CF_{FW2} lực ma sát khô giữa mặt đường và bánh xe bên trái, bên phải;
 AT_1, AT_2 là mô men từ mặt đường tác dụng lên bánh xe bên trái và bên phải;
 $\delta_{FW1}, \delta_{FW2}$ là góc quay của bánh xe bên trái và bên phải;
 η_F, η_B : Hiệu suất thuận, nghịch của cơ cấu lái;
 R_P : bán kính của bánh răng truyền lực;
 K_T : Độ cứng của lò xo xoắn van trợ lực thủy lực;
 M_R : khối lượng của thước lái;
 N_L : chiều dài của thanh liên kết từ thước lái đến bánh xe;
 δ_{sc} là góc quay của trục lái phía sau motor lái tích cực;
 τ_{sc} : Moment trục lái phía sau motor
 τ_{sc} : Moment trục lái phía trước motor
 τ_M : Moment của motor lái tích cực

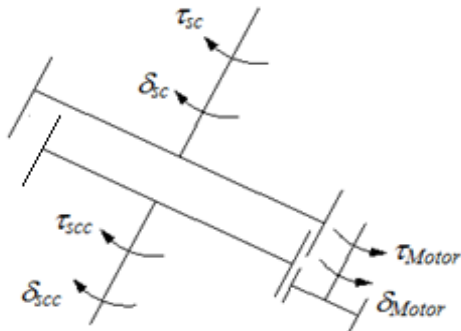
2.2. Mô hình động lực học

Hệ thống lái tích cực bao gồm cơ cấu Harmonic (hình 2), động cơ điều khiển và hệ thống lái bị động. Trong đó:

2.2.1. Cơ cấu Harmonic

Quan hệ giữa các góc quay của cơ cấu Harmonic có dạng:

$$\delta_{sc} = \frac{N+1}{N} \delta_{sc} - \frac{1}{N} \delta_{Motor} \quad (1)$$



Hình 2. Mô hình vật lý cơ cấu Harmonic

Trong đó N là tỷ số truyền.

Quan hệ giữa các mô men của cơ cấu Harmonic có dạng:

$$\tau_{sc} = \frac{N}{N+1} \tau_{sc} = -N \tau_M \quad (2)$$

2.2.2. Hệ thống lái bị động

Để thiết lập được các phương trình động lực học, ta xây dựng

Phương trình vi phân chuyển động của vành lái:

$$I_{sw} \ddot{\delta}_{sw} = T_{sw} - K_{sc} (\delta_{sw} - \delta_{sc}) - B_{sw} (\dot{\delta}_{sw} - \dot{\delta}_{sc}) \quad (3)$$

Phương trình vi phân chuyển động trụ đứng

$$I_{sc} \ddot{\delta}_{sc} = K_{sc} (\delta_{sw} - \delta_{sc}) + B_{sw} (\dot{\delta}_{sw} - \dot{\delta}_{sc}) - K_T (\delta_{sc} - \delta_P) \quad (4)$$

Phương trình quan hệ giữa δ_P và Y_R là:

$$\delta_P = \frac{Y_R}{R_P} \quad (5)$$

Phương trình vi phân chuyển động của thước lái:

$$M_R \ddot{Y}_R = \frac{\eta_F}{R_P} K_T (\delta_{sc} - \delta_P) - \frac{\eta_B}{N_L} K_{SL1} (\delta_{SLU1} - \delta_{SLL1}) - \frac{\eta_B}{N_L} K_{SL2} (\delta_{SLU2} - \delta_{SLL2}) - B_R \dot{Y}_R - CF_R \text{sgn}(\dot{Y}_R) - \eta_{PS} F_{PS} \quad (6)$$

Phương trình động lực học của hệ thống lái bị động viết dưới dạng ma trận ta được:

$$\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{C}_1 \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_1 \mathbf{x} + \mathbf{F}_1 + \mathbf{G}_1 \quad (7)$$

Trong đó:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \delta_{sc} \\ Y_R \\ \delta_{FW1} \\ \delta_{FW2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{B_{sw}}{I_{sc}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{B_R}{M_R} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{B_{SL1}}{I_{FW1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{B_{SL2}}{I_{FW2}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{\eta_B (K_{SL1} + K_{SL2})}{M_R N_L} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{FW1}} AT_1 + \frac{K_{SL1}}{I_{FW1}} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{FW2}} AT_2 + \frac{K_{SL2}}{I_{FW2}} \varepsilon \phi \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{(K_{sc} + K_T)}{I_{sc}} & \frac{K_T}{I_{sc} R_p} & 0 & 0 \\ \frac{\eta_F K_T}{R_p M_R} & -\frac{1}{M_R} \left[\frac{\eta_B}{N_L^2} (K_{SL1} + K_{SL2}) + \frac{\eta_F}{R_p^2} K_T \right] & \frac{\eta_B K_{SL1}}{N_L M_R} & \frac{\eta_B K_{SL2}}{N_L M_R} \\ 0 & \frac{K_{SL1}}{N_L I_{FW1}} & -\frac{K_{SL1}}{I_{FW1}} & 0 \\ 0 & \frac{K_{SL2}}{N_L I_{FW2}} & 0 & -\frac{K_{SL2}}{I_{FW2}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix} \frac{B_{sw}}{I_{sc}} \dot{\delta}_{sw} + \frac{K_{sc}}{I_{sc}} \delta_{sw} \\ -\frac{CF_R}{M_R} \text{sgn}(\dot{Y}_R) - \frac{\eta_{PS}}{M_R} F_{PS} \\ -\frac{CF_{FW}}{I_{FW1}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW1}) \\ -\frac{CF_{FW}}{I_{FW2}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW2}) \end{bmatrix},$$

Như vậy, khi biết góc quay vành lái, giải phương trình ma trận (7) ta sẽ tìm được dịch chuyển của các chi tiết trong hệ thống lái và góc quay của các bánh xe dẫn hướng.

2.2. Xác định góc quay bánh xe dẫn hướng theo góc quay vành lái (*Xét trường hợp mô tơ không hoạt động*)

Phương trình tổng hợp xác định góc quay bánh xe dẫn hướng theo góc quay vành lái dưới dạng ma trận:

$$\mathbf{M}_1 \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{C}_1 \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_1 \mathbf{x} + \mathbf{F}_1 + \mathbf{G}_1 \quad (8)$$

Trong đó:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \delta_{scc1} \\ Y_R \\ \delta_{FW1} \\ \delta_{FW2} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_1 = \begin{bmatrix} \left(\frac{N}{N+1} I_{sc} + \frac{N+1}{N} I_{sccc} \right) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{N}{N+1} B_{sw} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{B_R}{M_R} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{B_{SL1}}{I_{FW1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{B_{SL2}}{I_{FW2}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_1 = \begin{bmatrix} -\left(\frac{N}{N+1} K_{sc} + \frac{N+1}{N} K_T \right) & \frac{N+1}{N} \frac{K_T}{R_p} & 0 & 0 \\ \frac{\eta_F K_T}{R_p M_R} & -\frac{1}{M_R} \left[\frac{\eta_B}{N_L^2} (K_{SL1} + K_{SL2}) + \frac{\eta_F}{R_p^2} K_T \right] & \frac{\eta_B K_{SL1}}{N_L M_R} & \frac{\eta_B K_{SL2}}{N_L M_R} \\ 0 & \frac{K_{SL1}}{N_L I_{FW1}} & -\frac{K_{SL1}}{I_{FW1}} & 0 \\ 0 & \frac{K_{SL2}}{N_L I_{FW2}} & 0 & -\frac{K_{SL2}}{I_{FW2}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix} B_{sw} \dot{\delta}_{sw} + K_{sc} \delta_{sw} \\ -\frac{CF_R}{M_R} \text{sgn}(\dot{Y}_R) - \frac{\eta_{PS}}{M_R} F_{PS} \\ -\frac{CF_{FW}}{I_{FW1}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW1}) \\ -\frac{CF_{FW}}{I_{FW2}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{FW2}) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{\eta_B (K_{SL1} + K_{SL2})}{M_R N_L} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{FW1}} AT_1 + \frac{K_{SL1}}{I_{FW1}} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{FW2}} AT_2 + \frac{K_{SL2}}{I_{FW2}} \varepsilon \phi \end{bmatrix}$$

Như vậy, khi biết góc quay vành lái, giải phương trình ma trận (8) ta sẽ tìm được dịch chuyển của các chi tiết trong hệ thống lái và góc quay của các bánh xe dẫn hướng.

2.3. Xây dựng mô hình xác định góc quay và mô men của mô tơ điều khiển

Góc quay các bánh xe dẫn hướng là tổng hợp của góc quay do người lái và góc quay bánh xe do mô tơ điều khiển sinh ra.

$$T_{Motor} = -\frac{I_{scc} + N^2 I_M}{N} \ddot{\delta}_{scc2} + C_M \operatorname{sgn}(\dot{\delta}_{scc2}) - \frac{K_T}{N} \delta_{scc2} + \frac{K_T}{N R_p} Y_R \quad (9)$$

Phương trình (9) dùng để xác định mô men của mô tơ khi biết góc quay của trục lái phía dưới và dịch chuyển của thanh răng. Dịch chuyển góc này sẽ sinh ra góc quay của trục bánh răng, dịch chuyển tịnh tiến của thanh răng, góc xoay ngang phía trên của đòn bên, góc quay ngang phía dưới của đòn bên và góc quay của bánh xe dẫn hướng.

$$\delta_{scc2} = \frac{R_p M_R}{\eta_F K_T} \left\{ M_R \ddot{Y}_R + \frac{B_R}{M_R} \dot{Y}_R + \frac{1}{M_R} \left(\frac{\eta_B}{N_L^2} (K_{SL1} + K_{SL2}) + \frac{\eta_F}{R_p^2} K_T \right) Y_R - \frac{\eta_B K_{SL1}}{N_L M_R} \delta_{FW1} - \frac{\eta_B K_{SL2}}{N_L M_R} \delta_{FW2} + \frac{C F_R}{M_R} \operatorname{sgn}(\dot{Y}_R) + \frac{\eta_{PS}}{M_R} F_{PS} + \frac{\eta_B (K_{SL1} + K_{SL2})}{N_L M_R} \varepsilon \phi \right\} \quad (10)$$

Phương trình (10) được sử dụng để tính góc quay trục lái phía dưới khi biết dịch chuyển của thanh răng và góc quay của bánh xe dẫn hướng.

Mối quan hệ giữa moment của motor và góc quay motor Harmonic được xác định theo biểu thức (11)

$$T_M(t) = N \lambda_m \left[i_a(t) \cos \left(n N \delta_{sup}(t) \right) + i_b(t) \cos \left(n N \delta_{sup}(t) - \frac{2\pi}{3} \right) + i_c(t) \cos \left(n N \delta_{sup}(t) + \frac{2\pi}{3} \right) \right] \quad (11)$$

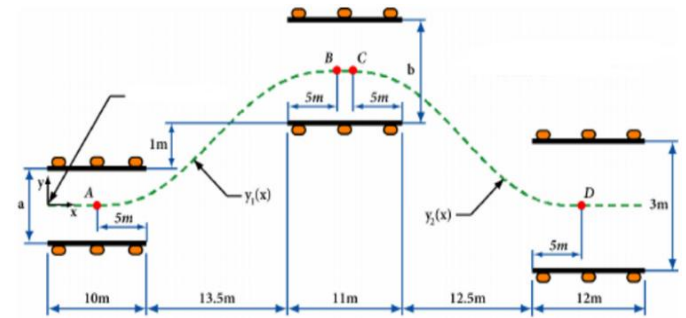
Với $\delta_{sup} = \delta_{scc} - \delta_{sc}$.

$$\frac{d\delta_{Motor}}{dt} = N \frac{d\delta_{sup}}{dt}$$

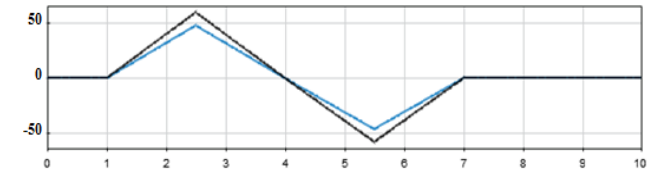
Từ đó có thể xác định được góc quay cần thiết do mô tơ sinh ra

3. Khảo sát chuyển động của ô tô khi chuyển làn

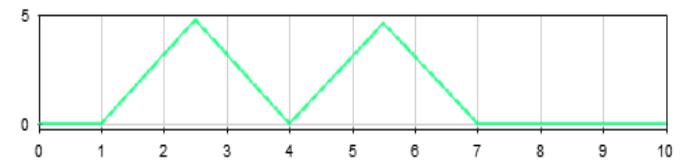
Tiến hành mô phỏng khảo sát chuyển động của ô tô khi chuyển làn với điều kiện đầu vào là góc quay vành lái góc quay vành lái dao động từ 50 độ đến -50 độ (hình 3.33), tốc độ $V=80$ km/h, các kích thước của sa hình được mô phỏng theo tiêu chuẩn quốc tế (ISO 3888) với cung đường tiêu chuẩn có chiều dài là 60 m bao gồm 2 làn đường, các giá trị $a = 3.135$ m và $b = 3.850$ m. Trên đoạn đường thí nghiệm có bố trí cọc mốc di động và kẻ vạch. Các kết quả mô phỏng được thể hiện trên các hình 3 đến hình 8.



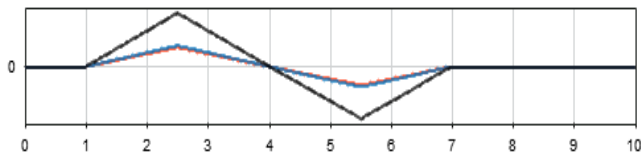
Hình 3. Thí nghiệm chuyển làn theo tiêu chuẩn ISO 3888 [5]



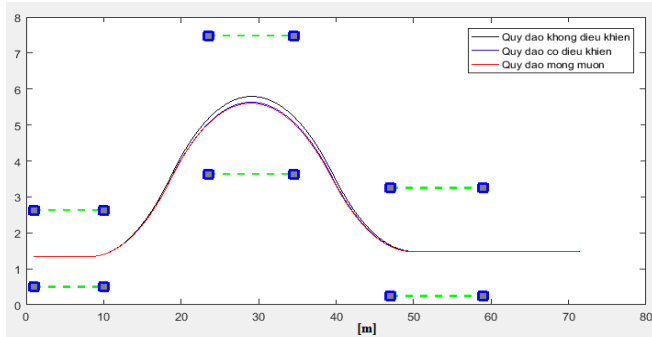
Hình 4. Đồ thị góc quay vành lái khi chuyển làn $V=80$ km/h



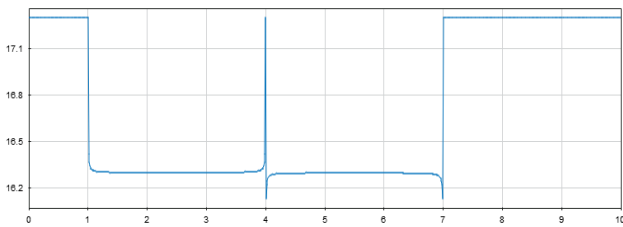
Hình 5. Đồ thị góc quay hiệu chỉnh của motor khi chuyển làn $V=80$ km/h



**Hình 6. Đồ thị góc quay bánh xe dẫn hướng
khi chuyển làn $V=80$ km/h**



**Hình 7. Đồ thị quỹ đạo chuyển động của ô tô
khi chuyển làn với $V=80$ km/h**



**Hình 8. Đồ thị tỷ số truyền khi chuyển làn với
 $V=80$ km/h**

Nhận xét:

- Đồ thị hình 7 cho thấy quỹ đạo chuyển động của xe khi có sự can thiệp của hệ thống lái tích cực sẽ tiệm cận với quỹ đạo mong muốn.
- Khi không có sự can thiệp của motor hệ thống lái tích cực thì độ lệch lớn nhất của quỹ đạo thực tế và mong muốn theo thí nghiệm trên là 0,2 [m]. Khi có sự can thiệp của motor thì độ lệch lớn nhất của quỹ đạo thực tế và mong muốn khi thí nghiệm chuyển làn là 0,05 [m].

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu về động lực học của hệ thống lái là một trong những yêu cầu cấp thiết của các hãng ô tô trên thế giới. Trong bài báo này tác giả đã đi sâu vào xây dựng mô hình hệ thống lái tích cực, khảo sát chuyển động của ô tô bằng phần mềm

Matlab simulink và đã chứng minh được vai trò của hệ thống lái tích cực đối với quá trình ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. **Đào Mạnh Hùng, Nguyễn Thành Công, Nguyễn Anh Tuấn**, “Ảnh hưởng của độ cứng bên của lớp và gió ngang đến ổn định chuyển động của ô tô”, Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, ISSN 1859 – 2724, số đặc biệt – Tháng 11 Năm 2015.
- [2]. **N. Mehrabi, N. L. Azad, and J. McPhee**, “Optimal Disturbance Rejection Control Design for Electric Power Steering Systems”, IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC) Orlando, FL, USA, December 12-15, 2011.
- [3]. **Mehrabi, N. L. Azad, and J. McPhee**, “Optimal Disturbance Rejection Control Design for Electric Power Steering Systems”, IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC) Orlando, FL, USA, December 12-15, 2011.
- [4]. **Wolfgang Reinelt, Willy Klier, Gerd Reimann, Wolfgang Schuster, Reinhard Großheim**, “Active Front Steering: Safety and Functionality” Published in SAE World Congress 2004. Detroit, MI, USA. SAE technical paper number 2004-01-1101.
- [5]. **ISO Double Lane Change Test**, Application Note AN6013 – Optimising the path for the ISO lane-change test (ISO 3888), Bradford on Avon Wilts BA15 1AJ UK
- [6]. **Toyota service training** – 2002