

Xây dựng mô hình động học trục các đăng trong hệ thống truyền lực xe ô tô tải nhẹ

Dynamics models of cardan shaft drivetrain on light trucks

TS Nguyễn Thanh Quang¹PGS.TS Đào Duy Trung²Ths Trần Hữu Danh³¹Khoa Cơ khí Động lực, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Hưng Yên, Khoái Châu, Hưng Yên.Email: quangamk@gmail.com²Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương, số 4 Phạm Văn Đồng, Hà Nội.Email: trungdd@narime.gov.vn³Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Vĩnh Long, 73, Nguyễn Huệ, Vĩnh Long.Email: danhth@vlute.edu.vn

Báo cáo tóm tắt: Trục các đăng trong hệ thống truyền lực trên xe ô tô tải nhẹ cho phép chuyển dịch góc tương đối giữa các trục, chuyển dịch theo chiều trục tại khớp then hoa ở thân cụm trục. Trục các đăng truyền mô men xoắn từ hộp số đến cầu chủ động làm cho xe chuyển động. Bài báo trình bày nội dung nghiên cứu ứng dụng lý thuyết động học hệ nhiều vật để xây dựng mô hình cơ học, mô hình toán học và các phương trình toán mô tả chuyển động của trục các đăng trên xe ô tô tải nhẹ

Từ khóa: Trục các đăng, khớp các đăng, động học

Abstract: Cardan shaft in the powertrain on light trucks allows shifting relative angles between the axes and in axial joints in the body spline shaft clusters. Cardan shaft torque transmission from the gearbox to the active rear axle is needed to make truck move. This paper applies multibody system kinematic theory to build mechanical models, mathematical models and equations describing the motion of the cardan shaft on light trucks.

Keywords: Cardan shaft, cardan joints, kinematic

1. Mở đầu

Truyền động các đăng trên ô tô dùng để truyền mô men xoắn giữa hộp số đến cầu sau chủ động. Các trục trên trục các đăng không nằm trên cùng một đường thẳng mà thường cắt nhau dưới một góc α_1, α_2 , trị số của α thay đổi trong quá trình xe chuyển động. Trục các đăng phải đảm bảo quay đều và không sinh tải trọng động trong hệ thống truyền lực và có hiệu suất truyền động cao.

Động học trục các đăng có loại đồng tốc và loại khác tốc. Loại các đăng đồng tốc là khi hai trục nối của nó luôn luôn đảm bảo có vận tốc góc bằng nhau dù với một độ dịch chuyển góc lớn hay nhỏ. Loại các đăng khác tốc vận tốc góc của trục bị động sẽ thay đổi theo chu kỳ mặc dù trục chủ động vẫn quay đều vì hai trục các đăng được bố trí dưới một góc α nào đó.

Nghiên cứu động học trục các đăng nhằm phân tích các thông số động học khi xe chuyển động trên những mặt đường nhấp nhô, từ đó xác định các thông số tải trọng tránh dao động cộng hưởng khi quay làm mất cân bằng hệ thống

truyền lực, tăng độ êm dịu chuyển động, tăng độ bền của trục các đăng.

2. Nội dung nghiên cứu

2.1 Mô hình cơ học trục các đăng trên ô tô

Mô hình động học trục các đăng trong hệ thống truyền lực (HTTL) của ô tô tải nhẹ được biểu diễn trên hình 1.1. Đây là khớp Các đăng kép nằm trong mặt phẳng thẳng đứng dọc của xe, có thể coi nó là một khớp cầu với 3 bậc tự do: $f = 3$

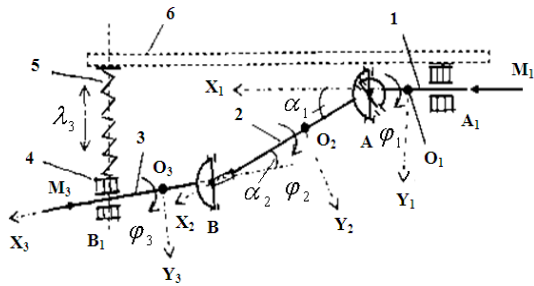
Chọn các tọa độ suy rộng đủ theo phương trình (1.1).

$$q = [\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3]^T \quad (1.1)$$

Trong đó: φ_1 - chuyển vị góc của trục chủ động 1

φ_2 - chuyển vị góc của trục các đăng 2

φ_3 - chuyển vị góc của trục bị động 3



Hình 1.1 Sơ đồ động học trục Các đẳng của ô tô tải nhẹ

A₁- khớp quay của trục chủ động 1 gắn với khung xe;

B₁- khớp quay của trục bị động 3 gắn với cầu sau, liên kết đàn hồi với khung xe;

M₁- mô men chủ động từ động cơ truyền đến qua hộp số;

M₂- mô men cản từ cầu sau truyền đến qua hệ vi sai.

AO₁ = a₁, AO₂ = a₂, BO₃ = a₃, AB = L₂

2.2 Mô hình toán học trục các đẳng trên ô tô

Trên hình 1.1, ta xét chuyển động tương đối của hệ trục Các đẳng kép đối với khung xe, lập các trục tọa độ trong mặt phẳng của hệ như sau:

O₁X₁Y₁ có O₁ – trọng tâm của trục chủ động 1, O₁X₁ – hướng theo A₁A

O₂X₂Y₂ có O₂ – trọng tâm của trục các đẳng 2, O₂X₂ – hướng theo AB.

O₃X₃Y₃ có O₃ – trọng tâm của trục bị động 3, O₃X₃ – hướng theo BB₁

Khi xét chuyển động tương đối của khung xe ta cho các góc α₁, α₂ = const. nên các trục 1,2 và 3 chỉ quay quanh các trục của chúng ω_i = φ̇_i. (i = 1,2,3).

Chọn hệ O₁X₁Y₁ cố định, ta có:

+ Tọa độ trọng tâm và định thức Jacobi tịnh tiến của các vật được xác định bởi các ma trận (1.2) và (1.3)

$$r_1 = \begin{pmatrix} x_1 \\ y_2 \\ z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, J_{T_1} = \frac{dr_1}{dq} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; r_1 = \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_1 + a_2 \cos \alpha_1 \\ a_2 \sin \alpha_2 \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$J_{T_2} = \frac{dr_2}{dq} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \tag{1.2}$$

$$r_3 = \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_1 + l_2 \cos \alpha_1 + a_3 \cos \alpha_2 \\ l_2 \sin \alpha_1 + a_3 \sin \alpha_2 \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$J_{T_3} = \frac{dr_3}{dq} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \tag{1.3}$$

Giả thiết rằng các trọng tâm không dịch chuyển trong hệ động gắn với thân xe.

+ Vận tốc góc và định thức Jacobi quay của các vật được xác định bởi các công thức (1.4) và (1.5).

$$w_1 = \begin{pmatrix} w_{1X} \\ w_{1Y} \\ w_{1Z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, J_{R1} = \frac{dw_1}{d\dot{q}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$I_1 = \begin{pmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \tag{1.4}$$

$$w_2 = \begin{pmatrix} w_{2X} \\ w_{2Y} \\ w_{2Z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_2 \cos \alpha_1 \\ \dot{\varphi}_2 \sin \alpha_1 \\ 0 \end{pmatrix}, J_{R2} = \frac{dw_2}{d\dot{q}} = \begin{pmatrix} 0 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$I_2 = \begin{pmatrix} I_2 \cos^2 \alpha_1 & -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & 0 \\ -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & I_2 \sin^2 \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \tag{1.5}$$

Trong đó mô men quán tính khối lượng I₂ và I₃ ứng với chuyển động quay quanh các trục khác nhau nên phải biến đổi chúng về trục chủ động O₁X₁.

Theo công thức chuyển trục của mô men quán tính thì theo (1.6).

$$I_2^{(1)} = A_2^T I_2^{(2)} A_2 \tag{1.6}$$

Trong đó A₂ – ma trận cô sin chỉ hướng của trục 2 so với trục 1, ta có (1.7).

$$A_2 = \begin{vmatrix} \cos \alpha_1 & -\sin \alpha_1 & 0 \\ \sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix}; I_2^{(2)} = \begin{vmatrix} I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\Rightarrow I_2^{(1)} = \begin{vmatrix} I_2 \cos^2 \alpha_1 & -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & 0 \\ -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & -I_2 \sin^2 \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

(1.7)

Tương tự với $I_3^{(1)}$ ta có công thức (1.8).

$$w_3 = \begin{vmatrix} w_{3X} \\ w_{3Y} \\ w_{3Z} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \dot{\varphi}_3 \cos \alpha_{31} \\ \dot{\varphi}_3 \sin \alpha_{31} \\ 0 \end{vmatrix}, J_{R3} = \frac{dw_3}{d\dot{q}} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & \cos \alpha_{31} \\ 0 & 0 & \sin \alpha_{31} \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix};$$

$$I_3 = \begin{vmatrix} I_3 \cos^2 \alpha_{31} & -I_3 \cos \alpha_{31} \sin \alpha_{31} & 0 \\ -I_3 \cos \alpha_{31} \sin \alpha_{31} & I_3 \sin^2 \alpha_{31} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (1.9)$$

Trong đó $\alpha_{31} = \alpha_1 + \alpha_2$ - góc hợp giữa O_1X_1 và O_3X_3 .

Từ các biểu thức trên sẽ tìm được:

$$J_{R1}^T I_1 J_{R1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$= \begin{vmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}; \quad (1.9)$$

$$J_{R2}^T I_2 J_{R2} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \times$$

$$\begin{vmatrix} I_2 \cos^2 \alpha_1 & -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & 0 \\ -I_2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 & I_2 \sin^2 \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$= \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 \cdot 2(\cos^2 \alpha_1 - 1) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (1.10)$$

$$J_{R3}^T I_3 J_{R3} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \cos \alpha_{31} & \sin \alpha_{31} & 0 \end{vmatrix} \times$$

$$\begin{vmatrix} I_3 \cos^2 \alpha_{31} & -I_3 \cos \alpha_{31} \sin \alpha_{31} & 0 \\ -I_3 \cos \alpha_{31} \sin \alpha_{31} & I_3 \sin^2 \alpha_{31} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 & 0 & \cos \alpha_{31} \\ 0 & 0 & \sin \alpha_{31} \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$= \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_3(2\cos^2 \alpha_{31} - 1) \end{vmatrix}; \quad (1.11)$$

$$\Rightarrow \sum_{i=1}^p J_{Ti}^T m_i J_{Ti} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad (1.12)$$

$$\sum_{i=1}^p J_{Ri}^T I_i J_{Ri} = \begin{vmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I_2(2\cos^2 \alpha_1 - 1) & 0 \\ 0 & 0 & I_3(2\cos^2 \alpha_{31} - 1) \end{vmatrix}$$

a/ Xây dựng ma trận khối lượng

Ma trận khối lượng của hệ được xây dựng bởi phương trình (1.13).

$$M = \sum_{i=1}^p (J_{Ti}^T m_i J_{Ti} + J_{Ri}^T I_i J_{Ri})$$

$$= \begin{vmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2(2\cos^2 \alpha_1 - 1) & 0 \\ 0 & 0 & I_3(2\cos^2 \alpha_{31} - 1) \end{vmatrix} \quad (1.13)$$

b/ Động năng của hệ

Động năng của hệ được xây dựng bởi phương trình (1.14).

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^T |M| \dot{q}$$

$$= \frac{1}{2} [I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + [I_2(2\cos^2 \alpha_1 - 1)] \dot{\varphi}_2^2 + [I_3(2\cos^2 \alpha_{31} - 1)] \dot{\varphi}_3^2] \quad (1.14)$$

c/ Thế năng của hệ

Giải thiết khi xét chuyển động tương đối với thân xe và trong hệ có liên kết đàn hồi tại B1 mà $\lambda = const.$ và trục 2 biến dạng xoắn có độ cứng chống xoắn c_x và hệ số giám chấn khi xoắn là k_x ta có thế năng của hệ được xác định bởi phương trình (1.15).

$$\Pi = \frac{1}{2} c_x (\varphi_1 - \varphi_{31}). \quad (1.15)$$

d/ Hàm hao tán của hệ

Nếu bỏ qua sức cản ma sát và không khí ta có hàm hao tán của hệ (1.16)

$$\Phi = \frac{1}{2} k_x (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{31}). \quad (1.16)$$

e/ Lực suy rộng không có thế

Trên hệ trục Các đặng có các ngoại lực tác dụng là các mô men M1 và M3. Từ biểu thức công nguyên tố của các ngoại lực ta có lực suy rộng không có thế (1.17).

$$\begin{aligned} \delta A &= M_1 \delta \varphi_1 + (M_1 - M_3) \delta \varphi_2 + M_3 \delta \varphi_3 \\ \rightarrow Q_1^* &= M_1; Q_2^* = M_1 - M_3; Q_3^* = M_3 \end{aligned} \quad (1.17)$$

3. Xây dựng phương trình vi phân chuyển động của hệ trục các đặng xe ô tô tải nhẹ

Đưa các biểu thức ở mục 2.2, ứng dụng phương trình Lagranger loại 2 ta nhận được hệ phương trình vi phân chuyển động của hệ (1.18).

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_x (\varphi_1 - \varphi_{31}) + k_x (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{31}) &= M_1; \\ I_2 (2 \cos^2 \alpha_1 - 1) \cdot \ddot{\varphi}_2 &= 0; \\ I_3 (2 \cos^2 \alpha_{31} - 1) \cdot \ddot{\varphi}_3 - c_x (\varphi_1 - \varphi_{31}) - & \\ -k_x (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{31}) &= -M_3; \end{aligned} \quad (1.18)$$

Nhận xét

+ Nếu $\alpha_{31} = 0$, hay $\alpha_1 = -\alpha_2$. (hai trục 1 và 3 song song nhau), thì hệ PTVP (1.18) có dạng (1.19).

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_x (\varphi_1 - \varphi_3) + k_x (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) = M_1; \\ I_2 (2 \cos^2 \alpha_1 - 1) \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + c_x (\varphi_1 - \varphi_3) + k_x (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) = -M_3; \end{cases} \quad (1.19)$$

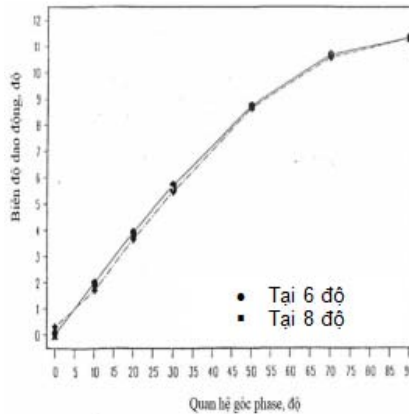
Các PTVP trên được lập với giả thiết α_1, α_2 . và α_{31} . là những hằng số. Nhưng khi ô tô di chuyển các góc này biến đổi theo thời gian, phụ thuộc vào biến dạng của nhíp cầu sau (λ). Nghĩa là khi giải hệ PTVP (1.19) ta phải coi $\alpha_i = \alpha_i(\lambda)$. với $\lambda = \lambda(h_b, t)$.

Để xác định $\lambda(h_b, t)$. phải giải bài toán dao động của cầu sau khi ô tô chuyển động trên đường có kể độ mấp mô mặt đất.

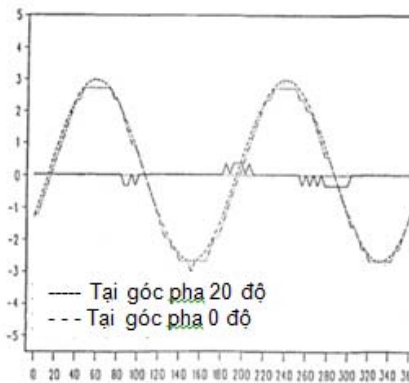
+ Sau khi khảo sát hệ PTVP (1.19) có thể tìm được góc xoắn của trục 2:

$$\theta = \varphi_{31} - \varphi_1 \quad (1.20)$$

Giải hệ phương trình vi phân ta xác định được các thông số động học trục các đặng ô tô. Một trong những thông số quan trọng là quan hệ của biên độ dao động xoắn với góc pha của dao động, hình 1.2a và sự biến thiên của các góc pha trong quá trình trục quay khi xe chuyển động, hình 1.2b.



a) Mối quan hệ giữa biên độ dao động và góc pha của trục các đặng quay



b) Giá trị góc pha thay đổi trong quá trình trục quay

4. Kết luận

Sử dụng phương pháp động học đã xây dựng được mô hình động học trục các đăng hệ thống truyền lực xe tải nhẹ. Trên mô hình cơ học đã mô tả đầy đủ các thông số của hệ thống, từ đó xây dựng mô hình toán và các phương trình vi phân mô tả động học của hệ thống.

Sử dụng công cụ Matlab Simulink ta có thể giải giúp xác định các thông số động học nhằm giúp cho công việc thiết kế trục các đăng được hoàn thiện.

5. Tài liệu tham khảo

- [1] GS. TSKH Nguyễn Hữu Cần và tập thể tác giả, Lý thuyết ô tô máy kéo, Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, 1996.
- [2] Nguyễn Phùng Quang, Matlab và Simulink, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2004.
- [3] Wasim Younis, AutoDesk Inventor Simulation 2011, BH Producer, 2011.
- [4] David H. Myzaska, "Machines and Mechanisms", Fouth Edition, 2010.