

# SỬ DỤNG MÔ HÌNH ĐÀN HỒI ĐỂ MÔ HÌNH HOÁ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC TRÊN Ô TÔ

Nguyễn Văn Trà, Lã Quốc Tiếp<sup>1</sup>

**Tóm tắt:** Hệ thống truyền lực là hệ thống ảnh hưởng lớn đến tính chất động học và động lực học của ô tô và tùy thuộc vào mục đích nghiên cứu khác nhau có thể mô hình nó theo nhiều cách khác nhau. Bài báo sử dụng mô hình đàn hồi để mô hình toán học và mô hình mô phỏng hệ thống truyền lực nhằm đánh giá dao động trong hệ thống truyền lực khi tải thay đổi đột ngột.

**Từ khoá:** Hệ thống truyền lực, ô tô, ly hợp đàn hồi, trục đàn hồi, dao động.

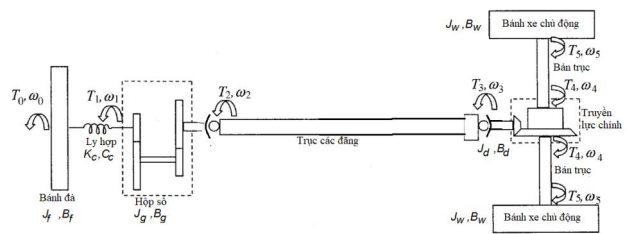
## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống truyền lực là một trong những hệ thống quan trọng ảnh hưởng lớn đến tính chất động học và động lực học của ô tô. Khi nghiên cứu về hệ thống truyền lực có nhiều mô hình nghiên cứu khác nhau như mô hình dòng lực cứng, mô hình ly hợp và bán trục đàn hồi... Khi nghiên cứu về tính chất chuyển động của ô tô thông thường chỉ cần sử dụng mô hình dòng lực cứng trong đó, các phần tử, các chi tiết trong hệ thống truyền lực được thay thế bằng các mô hình với các thông số đại diện là các mô men quán tính khối lượng quay và vận tốc. Tuy nhiên, để nghiên cứu sâu hơn về tính chất động lực học trong hệ thống như dao động, rung động thì mô hình trên không còn phù hợp do các chi tiết, phần tử trong hệ thống xét về bản chất là các chi tiết, phần tử đàn hồi. Chính vì vậy cần phải sử dụng mô hình đàn hồi mới đáp ứng được mục tiêu đó. Mô hình đàn hồi bao gồm ly hợp, trục các đăng và bán trục đàn hồi, các chi tiết còn lại có thể coi là không có sự đàn hồi bởi hệ thống truyền động là không tuyến tính và có dao động, do đó nó dễ dàng bị kích thích bởi động cơ và cản từ mặt đường đặc biệt trong các trường hợp sinh ra tải đột ngột như quá trình đóng nhanh ly hợp... Trong bài báo này, nhóm tác giả sẽ trình bày cơ sở lý thuyết mô hình đàn hồi, từ đó khảo sát đặc tính của hệ thống khi chịu tác dụng của tải đột ngột.

## 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Hệ thống truyền lực trên ô tô bao gồm nhiều cụm và chi tiết như ly hợp, hộp số, truyền động

các đăng, truyền lực chính và vi sai, bán trục... Khi xây dựng mô hình hệ thống truyền lực cần phải tiến hành phân tích các trạng thái và xây dựng các mô đun mô hình của từng phần tử để tạo dữ liệu. Mô hình hệ thống truyền lực cơ bản được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Mô hình hệ thống truyền lực cơ bản

Để xây dựng mô hình bài báo đưa ra một số giả thiết như sau:

- Ly hợp là đàn hồi được đặc trưng bởi độ cứng và hệ số giảm chấn;
- Bỏ qua nguyên nhân rung động của hộp số trong quá trình ăn khớp;
- Trong quá trình chuyển động quay, các chi tiết trong hệ thống truyền lực chịu ảnh hưởng của cản nhớt được đặc trưng bởi hệ số cản nhớt;
- Mô men quán tính khối lượng của động cơ và phần chủ động của ly hợp được quy về bánh đà, mômen quán tính khối lượng của phần bị động ly hợp được quy về trục chủ động của hộp số;

Trong quá trình phân tích các trạng thái của các cụm, nhóm tác giả sử dụng phép biến đổi Laplace để xây dựng các phương trình trạng thái của các cụm này. Trạng thái của hệ thống truyền lực là sự kết hợp

<sup>1</sup> Học viện Kỹ thuật Quân sự

trạng thái của tất cả các cụm trong hệ thống được thể hiện từ phương trình (1) đến (9) bằng việc sử dụng

phương trình Newton\_Euler và biến đổi Laplace.

- Phương trình mô tả trạng thái của bánh đà:

$$\begin{aligned} T_0 - T_1 &= J_f \dot{\omega}_0 - B_f \dot{\omega}_0 \\ T_0(s) &= (J_f s + B_f) \omega_0(s) + T_1(s) \end{aligned} \quad (1)$$

- Phương trình mô tả trạng thái ly hợp:

$$\begin{aligned} T_1 &= k_c (\alpha_0 - \alpha_1) + C_c (\omega_0 - \omega_1) \\ T_1(s) &= \frac{k_c}{s} [\omega_0(s) - \omega_1(s)] + C_c [\omega_0(s) - \omega_1(s)] = \left( \frac{k_c}{s} + C_c \right) [\omega_0(s) - \omega_1(s)] \end{aligned} \quad (2)$$

- Phương trình mô tả trạng thái của hộp số:

$$\begin{aligned} T_1 - T_2 / i_{hs} &= J_g \dot{\omega}_1 + B_f \cdot \omega_1; \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{hs} \\ T_1(s) &= (J_g s + B_g) \omega_1(s) + \frac{T_2(s)}{i_{hs}} \end{aligned} \quad (3)$$

- Phương trình mô tả trạng thái của trục các đăng, (2):

$$\begin{bmatrix} T_2(s) \\ T_3(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_1 E_1 & -\xi_1 \sqrt{E_1^2 - 1} \\ \xi_1 \sqrt{E_1^2 - 1} & -\xi_1 E_1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \omega_2(s) \\ \omega_3(s) \end{bmatrix} \quad (4)$$

- Phương trình mô tả trạng thái của bán trục:

$$\begin{bmatrix} T_4(s) \\ T_5(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_2 E_2 & -\xi_2 \sqrt{E_2^2 - 1} \\ \xi_2 \sqrt{E_2^2 - 1} & -\xi_2 E_2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \omega_4(s) \\ \omega_5(s) \end{bmatrix} \quad (5)$$

- Phương trình mô tả trạng thái của truyền lực chính

$$T_3 - T_4 / i_o = J_d \dot{\omega}_4 + B_d \cdot \omega_4; \omega_3 / \omega_4 = i_o \quad (6)$$

$$T_3(s) = (J_d s + B_d) \omega_4(s) + \frac{T_4(s)}{i_o} \quad (7)$$

- Phương trình mô tả trạng thái của bánh xe:

$$\begin{aligned} T_5 &= J_w \dot{\omega}_5 + B_w \cdot \omega_5 \\ T_5(s) &= (J_w s + B_w) \omega_5(s) \end{aligned} \quad (8)$$

Trong đó, s – Biến Laplace;  $T_0, T_1, T_2, T_3, T_4, T_5$  – Mô men đặt vào bánh đà, phần bị động của ly hợp, trục ra của hộp số, trục chủ động của truyền lực chính và các bán trục, [Nm];  $J_f, J_g, J_d, J_w$  – Mô men quán tính khối lượng của bánh đà, mô men quán tính khối lượng quy dẫn về trục chủ động của hộp số, mô men quán tính khối lượng quy dẫn về trục chủ động của truyền lực chính, mô men quán tính khối lượng quy dẫn về bánh xe [kgm<sup>2</sup>];  $B_f, B_g, B_d, B_w$  – Hệ số cản nhớt của bánh đà, hộp số, truyền lực chính và bánh xe, [Nms/rad];  $\omega_0, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$  – Vận tốc góc của bánh đà, trục chủ động của hộp số, trục bị động của hộp số, trục chủ động của truyền lực chính, các bán trục và bánh xe [rad/s];  $k_c$  – Độ cứng xoắn

của ly hợp, [Nm/rad];  $C_c$  – Hệ số giảm chấn xoắn của ly hợp, [Nms/rad];  $i_{hs}$  – Tỷ số truyền của hộp số;

$E_i = \frac{e^{sT_{is}} + 1}{e^{sT_{is}} - 1}$  - Độ trễ của dòng lực trên trục các đăng và bán trục, Với

$T_{is} = 2l_i \sqrt{L_i C_i} = 2l_i \sqrt{\frac{\rho_i}{G_i}}$  - Thời gian trễ của dòng lực trên trục các đăng và bán trục, [s]

$\xi_i = \sqrt{\frac{L_i}{C_i}} = J_i \sqrt{\rho_i G_i}$  - Hệ số cản của trục các đăng

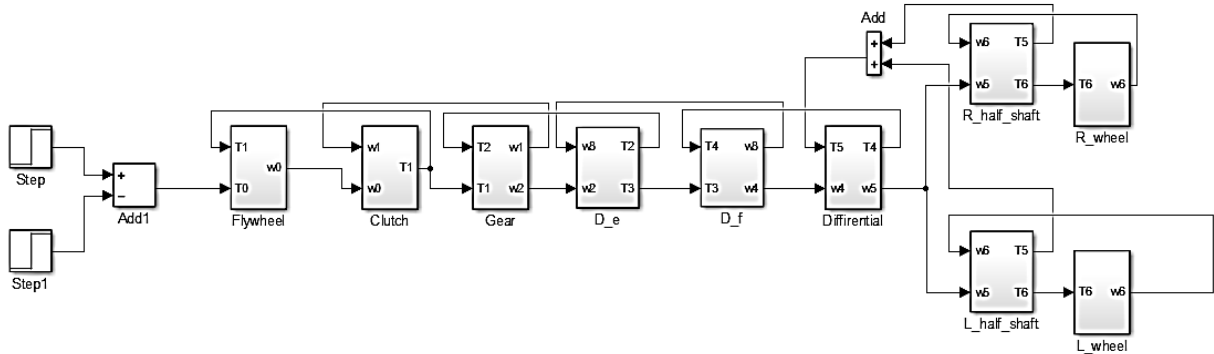
và bán trục;  $C_i$  – Độ cứng trên một đơn vị chiều dài,  $C_i = \frac{1}{G_i J_i}$  [1/Nm<sup>2</sup>];  $L_i$  – Mô men quán tính

đơn vị của trục, [kgm];  $G$  – Mô đun đàn hồi trượt, [N/m<sup>2</sup>];  $\rho$  – Khối lượng riêng của vật liệu, [kg/m<sup>3</sup>];  $l_i$  – Chiều dài của trục các đăng hoặc bán trục, [m],  $i=1$

với các đăng;  $i=2$  với với bán trục.

### 3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

#### 3.1. Mô hình mô phỏng



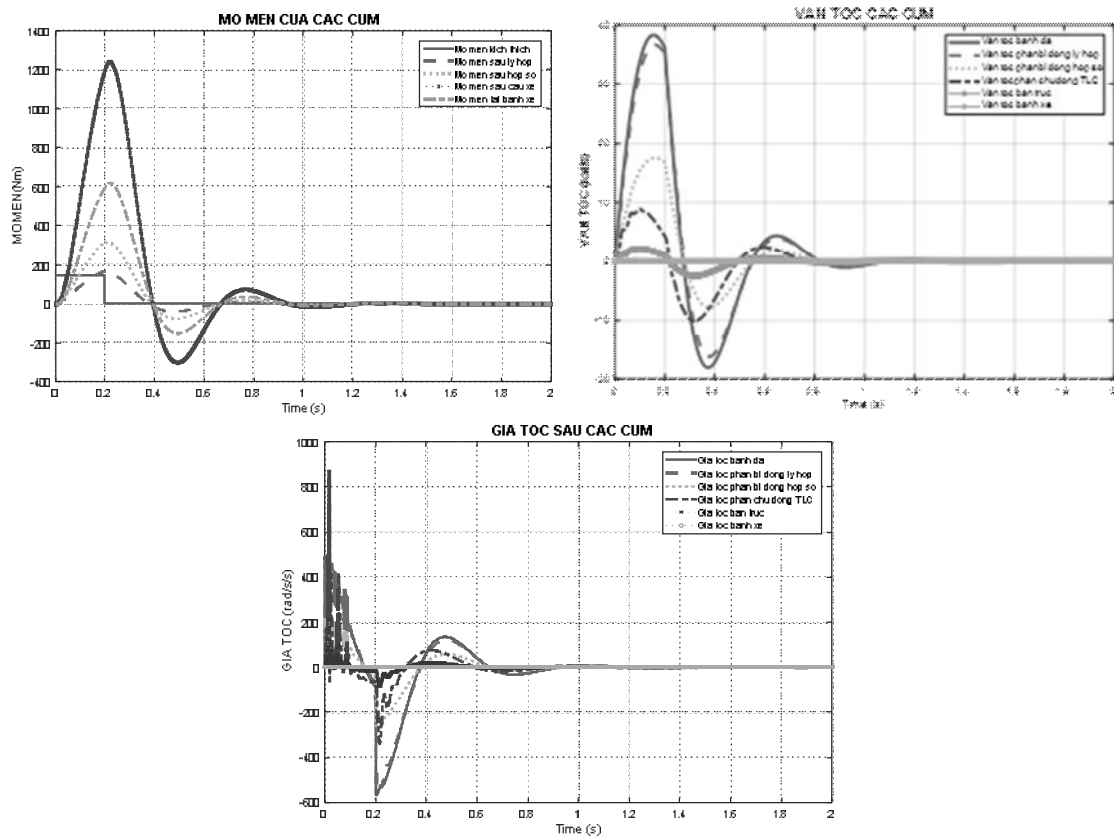
Hình 2. Mô hình hệ thống truyền lực sử dụng mô hình đàn hồi trong Simulink.

Bảng 1. Thông số mô phỏng

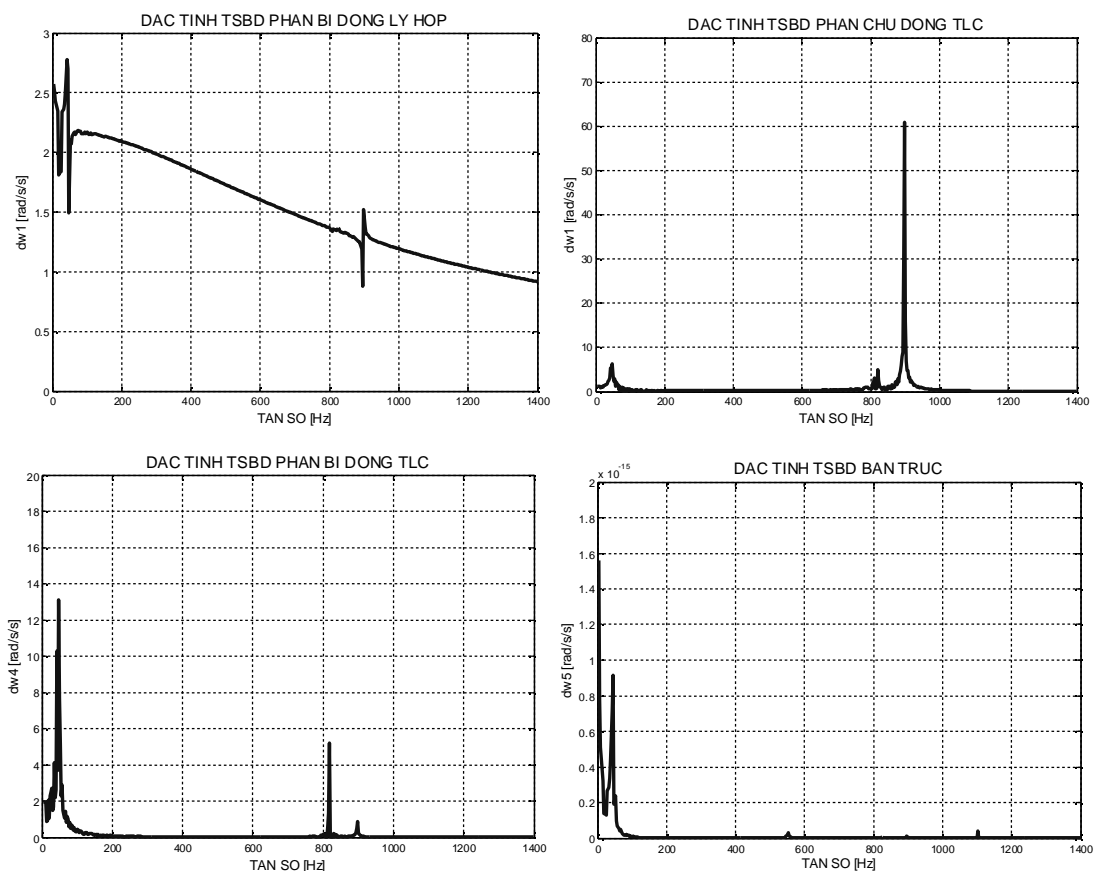
STT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị
1	Mô men quán tính khối lượng bánh đà	$J_f$	0,3076 kg.m <sup>2</sup>
2	Hệ số cản nhớt của bánh đà	$B_f$	0,2 Nms/rad
3	Độ cứng xoắn của ly hợp	$k_c$	527,12 Nm/rad
4	Hệ số giảm chấn xoắn của ly hợp	$C_c$	10 Nms/rad
5	Mô men quán tính khối lượng bánh răng hộp số	$J_g$	0,003 kg.m <sup>2</sup>
6	Hệ số cản nhớt của hộp số	$B_g$	2,0 Nms/rad
7	Tỷ số truyền của hộp số	$i_{hs}$	2,08
8	Mô men quán tính khối lượng bánh răng truyền lực chính và vi sai	$J_d$	0,435 kg.m <sup>2</sup>
9	Hệ số cản nhớt của truyền lực chính và vi sai	$B_d$	1,0 Nms/rad
10	Tỷ số truyền của truyền lực chính	$i_d$	4,11
11	Chiều dài trục các đăng	$l_1$	0,435 m
12	Mô men quán tính khối lượng trục các đăng	$J_1$	1,531.10 <sup>-7</sup> kg.m <sup>2</sup>
13	Modul đàn hồi trượt của trục các đăng	$G_1$	80,8.10 <sup>9</sup> N/m <sup>2</sup>
14	Chiều dài bán trục	$l_2$	0,877 m
15	Mô men quán tính khối lượng bán trục	$J_2$	7,952.10 <sup>-8</sup> kgm <sup>2</sup>
16	Modul đàn hồi trượt của bán trục	$G_2$	7,3.10 <sup>9</sup> N/m <sup>2</sup>
17	Mô men quán tính khối lượng bánh xe	$J_w$	2,0 kg.m <sup>2</sup>
18	Hệ số cản của bánh xe với đường	$B_w$	1015

#### 3.2. Kết quả

Bài báo khảo sát trong trường hợp mô men tác dụng lên bánh đà dưới dạng xung như hình 3 ( $T_f$ ).



Hình 3. Đặc tính động lực học của các phần tử



Hình 4. Đặc tính tần số biên độ của gia tốc các cụm, chi tiết

### 3.3. Nhận xét

Qua kết quả mô phỏng có thể nhận xét rằng:

- Khi xuất hiện tải trọng tác dụng lên bánh đà (do sự thay đổi mô men của động cơ), trong hệ thống truyền lực xuất hiện dao động do trong hệ thống có các phần tử đàn hồi, đồng thời do có cản lên quá trình dao động sẽ tắt dần. Điều này hoàn toàn phù hợp với hoạt động thực tế của hệ thống truyền lực;

- Trên đồ thị đặc tính tần số - biên độ nhận thấy trong hệ thống sẽ xuất hiện nhiều điểm cộng hưởng do có nhiều phần tử đàn hồi khác nhau. Việc nghiên cứu sẽ tìm ra được vùng tần số cộng hưởng ở các phần tử của hệ thống truyền lực có ý nghĩa trong

việc tính toán thiết kế phần tử trong hệ thống truyền lực, đặc biệt lựa chọn độ cứng của giảm chấn trong ly hợp, để tránh hiện tượng cộng hưởng ở vùng khai thác của ô tô.

### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã sử dụng mô hình đàn hồi để mô hình hoá và mô phỏng hệ thống truyền lực trên ô tô. Bài báo đã mô phỏng được đặc tính của hệ thống truyền lực của ô tô khi kích thích là tải trọng dạng xung tác dụng vào bánh đà. Bài báo là cơ sở để xây dựng các mô hình nghiên cứu về dao động, rung động trong hệ thống truyền lực của ô tô để từ đó, nghiên cứu đánh giá về dao động trong hệ thống trong quá trình vận hành.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Biermann, J. W. and Hagerodt, B. *Investigation of clonk phenomenon in vehicle transmissions—measurement, modelling, and simulation*. Proc. Instn Mech. Engrs, Part K, J. Multi-body Dynamics, 1999, 213(J1), pp. 53–60.
- Farshidianfar, A., Ebrahimi, M. and Barlett, H. *Hybrid modelling and simulation of the torsional vibration of vehicle driveline systems*. Proc. Instn Mech. Engrs, Part D, J. Automobile Engineering, 2001, 215, 217–229.
- Krenz, R. *Vehicle response to throttle tip-in/ tip-out*. In Proceedings of Surface Vehicle Noise and Vibration Conference, Michigan, 15–17 May 1985, SAE, Paper 850967, pp. 45–51.
- Menday, M. T., Rahnejat, H. and Ebrahimi, M. *Clonk: an onomatopoeic response in torsional impact of automotive drivelines*. Proc. Instn Mech. Engrs, Part D, J. Automobile Engineering, 1999, 213 (D4), 349–357.
- Rahnejat, H. *Multi-body Dynamics Vehicle, Machines and Mechanisms*, 1998 (Professional Engineering Publishing, London; Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania).

#### Abstract:

#### USING FLEXIBLE MODEL TO MODELING THE TRANSMISSION SYSTEM OF AUTOMOBILE

*Drivetrain is a system which has great influence on kinetic and dynamics characteristic of vehicle and it is modeled in many different ways depend the purpose of different research. This paper presents the mathematical and simulation model of the transmission system using flexible model to evaluate oscillation in it when the load changes abruptly.*

**Keywords:** transmission system, vehicle, flexible clutch, flexible shaft, oscillation

---

Ngày nhận bài: 19/8/2019

Ngày chấp nhận đăng: 12/9/2019