

## **Xây dựng mô hình thí nghiệm dao động hệ thống truyền lực ô tô tải nhẹ**

### **Build the experimental model vibration for powertrain of light truck**

Nguyễn Tiến Tấn, Nguyễn Thanh Quang \*

*Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*

*\*Email: nguyenthanhquang@hau.edu.vn*

*Mobile: 0903404601*

---

#### **Tóm tắt**

*Từ khóa:*

Ô tô tải nhẹ; Hệ thống truyền lực; Dao động; Thí nghiệm.

Hệ thống truyền lực (HTTL) ô tô tải nhẹ bao gồm động cơ, ly hợp, trục truyền động các đăng, truyền lực chính, vi sai, các bán trục nối ra các bánh xe chủ động và có sự hoạt động phức tạp. Các dao động xoắn trong HTTL xuất hiện trong phạm vi tần số từ vài Hz đến vài kHz do tải thay đổi từ tác động xoắn của động cơ, khe hở của ly hợp, bánh răng hộp số, khớp nối then hoặc ở vi sai cầu chủ động làm xuất hiện các kích thích trong hệ thống. Các dao động uốn ở tần số thấp xuất hiện do độ cứng vững của HTTL làm cho hệ thống có chuyển động lắc ngang và dịch chuyển dọc theo chiều chuyển động của xe. Các dao động này là nguyên nhân gây rung lắc xe. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết mô hình hóa để khảo sát các dao động HTTL là quá trình mang đặc tính gần đúng. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm sẽ chính xác hóa phương pháp nghiên cứu lý thuyết. Bài báo trình bày nội dung xây dựng mô hình thí nghiệm dao động HTTL ô tô tải nhẹ. Mô hình được xây dựng trên cơ sở sử dụng những thiết bị: Bộ thử HTTL kiểu dòng công suất kín, kiểu dòng công suất hở và trên xe thực. Các kết quả nghiên cứu sẽ giúp người sử dụng lựa chọn phương pháp thí nghiệm phù hợp.

---

#### **Abstract**

*Keywords:*

Light truck; Powertrain; Vibration; Experimental.

The powertrain of a typical light truck includes an engine, a clutch, a gearbox, a transmission shaft, a drive transmission, a differential, and two halfshafts connected to the two wheels, which altogether result in a complex operation. The twisting oscillations in the powertrain system occur in the frequency's range from a few Hz to a few kHz as the load varies due to engine torque, clutch clearance, gears, helical or hypoid gears. Furthermore, bending vibrations occur at low frequencies depend on the resistance to bending of the powertrain system, which causes the system to move both transversely and longitudinally along the direction of the vehicle's motion. These movements are the cause of vibration in the truck. This paper presents a method to build the Experimental Model Vibration for Powertrain of Light trucks. This work is built with the use of the following equipments: test bed of closed-loop power, open-loop power and real-time test on the light truck. The results of the study will help the users select the appropriate testing methods.

---

Ngày nhận bài: 02/7/2018

Ngày nhận bài sửa: 12/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

---

## 1. GIỚI THIỆU

Khi ô tô chuyển động, trong các cụm của hệ thống truyền lực (HTTL) bị tác động tải từ động cơ, từ độ mấp mô mặt đường, tải khắc phục trọng lượng của xe và hàng hóa khi khởi hành, sự tăng tốc và phanh ô tô. Một trong những nguyên nhân gây ra dao động động cơ là sự rung ở tần số thấp dẫn đến hỏng các chi tiết giảm chấn của giá treo máy. Các nguồn rung tần số thấp trong động cơ là sự không cân bằng lực quán tính của khối lượng cơ cấu trục khuỷu thanh truyền khi chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay [1]. Những rung động ở tần số cao của động cơ truyền ra vỏ động cơ đến các chi tiết của HTTL. Để khắc phục hiện tượng này người ta sử dụng các giá treo giảm rung tuy nhiên sẽ làm tăng độ ồn trong của ô tô.

Từ các mấp mô mặt đường tạo ra các kích động lên lớp và hệ thống treo của ô tô là cho xe bị dao động trong mặt phẳng thẳng đứng khi xe chuyển động. Đặc tính mặt đường là ngẫu nhiên và tuân theo quy luật phân bố chuẩn tạo ra giá trị lớn nhất của lực kích thích sẽ lớn gấp ba lần giá trị bình phương trung bình. Các tần số dao động riêng của khối lượng được treo của ô tô ở trong phạm vi 1 ~ 3Hz còn phần khối lượng không được treo dao động riêng ở phạm vi 5 ~ 20Hz. Phụ thuộc vào loại hệ thống treo của ô tô sẽ dẫn đến dao động ở tần số thấp của HTTL. Sự ảnh hưởng của các yếu tố bên ngoài đến dao động của các cụm trong HTTL. Khi ô tô khởi hành, tăng tốc và phanh đột ngột sẽ gây ra tải trọng động trong HTTL và gây ra hiện tượng quá tải các chi tiết [2].

Do khối lượng lệch tâm của bản thân các chi tiết quay trong HTTL tạo ra các mô men quán tính mất cân bằng làm cho HTTL bị dao động xoắn sẽ gây ồn và làm hỏng các chi tiết. Các dao động của hệ thống truyền lực truyền tới thân vỏ là ảnh hưởng tới độ êm dịu chuyển động của xe. Một trong những biện pháp giảm dao động của HTTL là thiết kế lắp đặt hợp lý các ụ tỳ có giảm chấn và độ cứng phù hợp nhằm giảm các xung lực ngẫu nhiên. Thông thường người ta thiết kế sao cho khi HTTL dao động ở tần số thấp dưới 20Hz và biên độ dao động từ 0,3 ~ 15mm thì yêu cầu của ụ tỳ cần có độ cứng lớn và biến dạng mạnh; khi HTTL dao động ở tần số cao trên 20Hz (20 ~ 200Hz), biên độ 0,05 ~ 0,15mm các ụ tỳ cần có độ cứng nhỏ (mềm hơn) và biến dạng ít. Dao động truyền từ HTTL đến thân vỏ xe phụ thuộc vào biên độ dao động của nó, vào độ cứng của các ụ tỳ, vào vị trí lắp đặt và độ bền cơ học của HTTL.

Đối với xe tải sử dụng trục các đăng nối giữa hộp số và cầu sau chủ động thì HTTL có các dao động: theo phương thẳng đứng, dịch chuyển dọc theo hướng chuyển động của xe và dao động quay quanh trục dọc của nó. Đối với xe con thì chỉ có dao động theo hướng thẳng đứng nên được nghiên cứu trên mô hình một bậc tự do. Cơ bản phương pháp xác định dao động của HTTL là xác định bằng tính toán mô phỏng những gia tốc quán tính để tìm ra mối quan hệ với tần số, và biên độ của dao động với các thông số đầu vào hai cách. Cách thứ nhất là sử dụng phần mềm CAD với mô hình 3-D của HTTL, tiện lợi và phù hợp với các trung tâm thiết kế. Cách thứ hai là sử dụng thực nghiệm phù hợp với những nơi không có điều kiện thiết kế và cho kết quả trực quan hơn, có thể sử dụng đối với nhiều loại HTTL của nhiều loại xe, thay đổi trực tiếp các điều kiện thí nghiệm để rút ra các kết luận trực tiếp đối với kết quả từ đó có những quyết định nhanh hơn về thiết kế [3].

## 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM DAO ĐỘNG HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

### 2.1. Mục đích thí nghiệm

Thí nghiệm HTTL nhằm đạt được những mục đích:

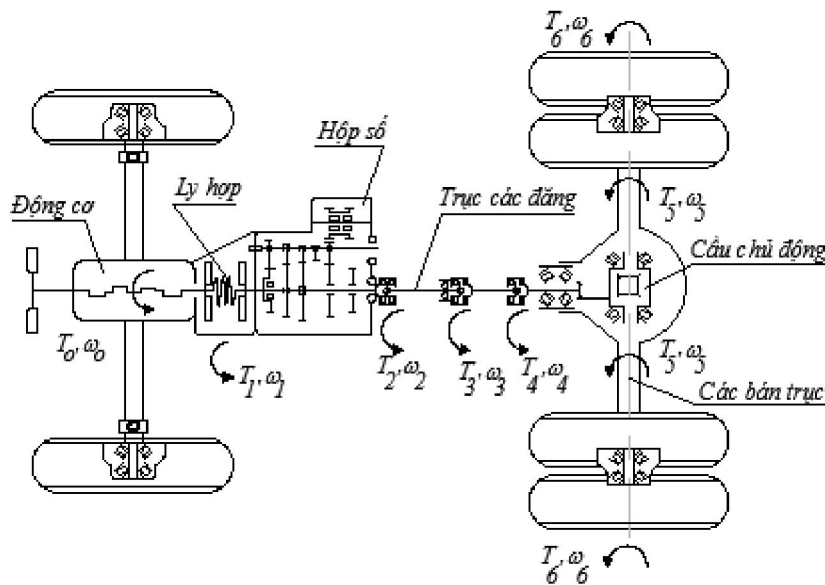
Xác định các dao động xoắn và dao động uốn trong HTTL ô tô tải nhẹ, các thông số dao động gồm có: tần số, biên độ nhằm xác định gia tốc quán tính của dao động.

Xác định ảnh hưởng của những thông số đầu vào gồm có chế độ làm việc của động cơ; thông số động học (góc nghiêng trục các đăng, chiều dài trục và chiều dày trục) ảnh hưởng đến mô men quán tính khối lượng các chi tiết quay trong HTTL.

## 2.2. Xây dựng mô hình thí nghiệm dao động xoắn hệ thống truyền lực

### 2.2.1. Sơ đồ thí nghiệm và các thông số dao động xoắn trong hệ thống truyền lực

Dao động xoắn HTTL được xây dựng theo sơ đồ hình 1. Mô men xoắn và vận tốc góc trục khuỷu  $T_0, \omega_0$ . Mô men ly hợp đặt trên trục sơ cấp hộp số có giá trị  $T_1, \omega_1$ . Lần lượt trên trục ra hộp số, trục các đăng truyền lực chính, các bán trục và bánh xe chủ động có giá trị mô men xoắn và vận tốc góc tương ứng là  $T_2, \omega_2; T_3, \omega_3; T_4, \omega_4; T_5, \omega_5; T_6, \omega_6$ , hình 1.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống truyền lực xe tải nhẹ

Các giá trị tải tác dụng lên HTTL được xác định bởi những phương trình (1), (2), (3), (4).

$$T_0(i\omega) - T_1(i\omega) = \omega_0(i\omega)(ij_f\omega + B_f) \quad (1)$$

$$T_1(i\omega) - \frac{T_2(i\omega)}{n_g} = \omega_1(i\omega)(ij_g\omega + B_g) \quad (2)$$

$$T_4(i\omega) - \frac{T_5(i\omega)}{n_d} = \omega_4(i\omega)(ij_d + B_d) \quad (3)$$

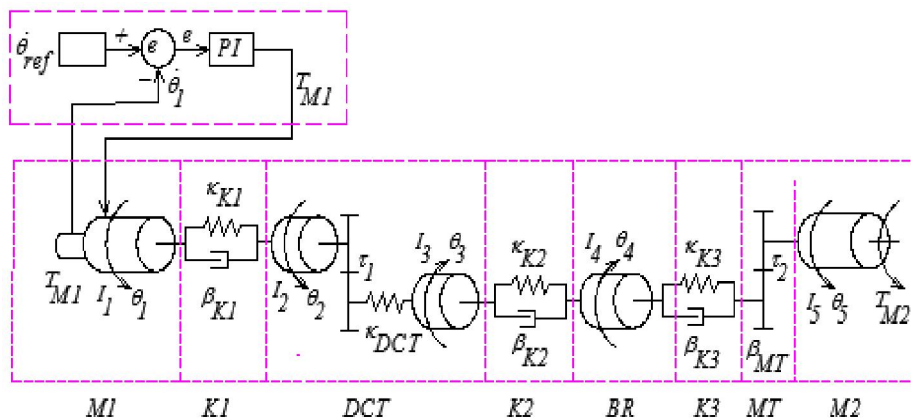
$$T_6(i\omega) = \omega_6(i\omega)(ij_w\omega + B_w) \quad (4)$$

Trong mô phỏng có thể sử dụng phần mềm MATLAB SIMULINK để giải tìm đáp ứng tần số và trong miền thời gian [4].

### 2.2.2. Lựa chọn thiết bị thí nghiệm dao động xoắn trong hệ thống truyền lực

Những thiết bị phổ biến sử dụng thí nghiệm dao động xoắn HTTL được sử dụng trong phòng thí nghiệm gồm có bộ thử kiểu dòng công suất kín và kiểu dòng công suất hở. Loại bộ thử kiểu dòng công suất kín có ưu điểm về việc sử dụng động cơ dẫn động chỉ cần công suất nhỏ vừa đủ khắc phục mô men ma sát trong của thiết bị nên loại này thường sử dụng động cơ điện để dẫn động. Loại bộ thử kiểu dòng công suất hở có ưu điểm là dòng công suất được truyền động đúng trạng thái làm việc của HTTL, do các lực cản ở hai bán trục lớn nên cần sử dụng động cơ có công suất tương đương động cơ trên xe thực làm động cơ dẫn động trên bộ thử [5].

Trên cơ sở ưu điểm của bộ thử kiểu dòng công suất hở để xây dựng mô hình thí nghiệm dao động xoắn hệ thống truyền lực xe tải nhẹ, hình 2. Các thiết bị trên mô hình là tiêu chuẩn với những thông số cụ thể. Dao động xoắn của HTTL được mô tả trên mô hình bộ thử dòng công suất hở 5 bậc tự do. Nguyên lý hoạt động của bộ thử là sự kiểm soát mô men xoắn và tốc độ góc của cả hai động cơ dẫn động  $M1$  và động cơ điện gây tải  $M2$  cho phép phân tích các thông số dao động xoắn (tần số dao động, gia tốc và cả dạng dao động) tùy theo những kích thích của tải trọng. Sử dụng các cảm biến tốc độ tại các vị trí trên đường truyền lực cho phép theo dõi phản ứng của hệ thống động. Ngoài ra cũng có thể khảo sát được độ ồn của HTTL trên bộ thử này [6].



Hình 2. Sơ đồ bộ thử dao động xoắn dòng công suất hở

$M1$  là động cơ dẫn động bộ thử có công suất  $T_{M1}$  tương đương công suất của động cơ 4102QBZ (81kW tại số vòng quay 3000 v/ph).

$DCT$  là hộp số trung gian có các thông số mô men quán tính khối lượng quay của trục vào, trục ra là  $I_2, I_3$ ; các dịch chuyển góc  $\theta_2, \theta_3$ ;  $k_{DCT}$  là hệ số độ cứng xoắn của hộp số được xác định bởi độ lệch góc giữa trục vào và trục ra dưới chế độ tải xác định;  $\tau_1$  là hệ số ma sát tại bề mặt ăn khớp của bánh răng hộp số.

$BR$  là bộ phanh tạo lực cản trong của hệ thống có các thông số mô men quán tính khối lượng quay của bộ phanh  $I_4$ ; dịch chuyển góc  $\theta_4$ .

$MT$  là hộp số cơ khí với các tay số tương đương hộp số trên xe thực, thông số dịch chuyển góc  $\beta_{MT}$  và hệ số ma sát  $\tau_2$ .

$M2$  là cơ cấu phanh tạo tải của hệ thống  $T_{M2}$ , được sử dụng một mô tơ điện 3 pha gây ra các tải tương đương với tải trên xe gồm lực cản khí động học, lực cản lăn, lực cản bám và các lực cản lên dốc, cản khối lượng quán tính. Các thông số của cơ cấu phanh gồm mô men quán tính khối lượng quay  $I_5$ ; dịch chuyển góc  $\theta_5$ .

$K1, K2, K3$  là các khớp nối đàn hồi với các thông số hệ số độ cứng  $\beta_K$  và  $k_K$  với những chỉ số tương ứng trên sơ đồ.

Bộ điều khiển động cơ được sử dụng kiểu PI. Dao động của mô men xoắn động cơ dẫn động được mô tả trong phương trình (5).

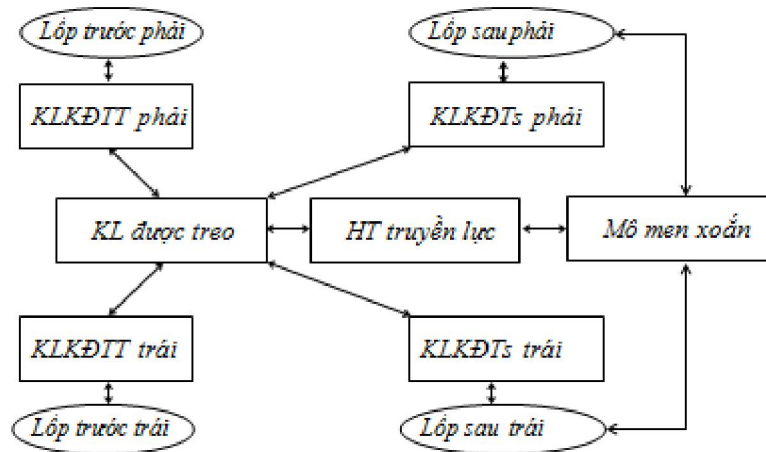
$$T_{M1} = k_p (\dot{\theta}_{ref} - \dot{\theta}_1) + k_I \int (\dot{\theta}_{ref} - \dot{\theta}_1) dt \quad (5)$$

Ở đó  $k_p$  và  $k_I$  là các hệ số đạo hàm và tích phân. Khi đặt chế độ thí nghiệm với tốc độ đầu vào của động cơ không đổi ( $\dot{\theta}_{ref} = Const$ ) phương trình (5) có chuyển thành (6) với  $k_I \theta_1, k_p \dot{\theta}_1$  là các thành phần độ cứng và cản giảm chấn.

$$T_{M1} = \dot{\theta}_{ref} (k_p + k_I \cdot t) - k_I \theta_1 - k_p \dot{\theta}_1 \quad (6)$$

### 2.3. Mô hình thí nghiệm dao động uốn của hệ thống truyền lực

Dao động uốn của HTTL gây ra theo hướng thẳng đứng khi xe chuyển động trên đường do các lực kích thích từ mặt đường và ảnh hưởng của các chế độ điều khiển của người lái. Hiện tượng rung sẽ xảy ra khi có sự phối hợp không nhịp nhàng giữa chân ga, chân phanh và mặt đường cũng như ảnh hưởng của vật cản đột ngột xuất hiện. Các rung động này làm cho mô men xoắn biến thiên về tần số và tạo ra các lực quán tính làm rung lắc thân xe. Tương tác giữa hệ thống truyền lực và xe sẽ ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động. Mô hình mô phỏng rung động thân xe được xây dựng bao gồm cả hai loại tương tác, một là tương tác từ mặt đường, hai là tương tác từ hệ thống truyền lực. Sử dụng phương pháp phân tích tham số tập hợp giữa hai kích thích tái tạo mô men xoắn do hệ thống truyền lực tạo ra cho phù hợp, hình 3 [7].



Hình 3. Sơ đồ nghiên cứu dao động uốn hệ thống truyền lực

Các thông số dao động uốn trong hệ thống truyền lực được xác định giữa sự liên quan của chuyển vị tại các ụ đỡ treo với sự dịch chuyển của trọng tâm khối lượng những cụm cấu thành hệ thống và được xác định bởi hệ phương trình (7) trong không gian.

$$\begin{aligned} \Delta X_i &= \Delta_x + \varphi_y l_{z_i} - \varphi_z l_{y_i} \\ \Delta Y_i &= \Delta_y + \varphi_z l_{x_i} - \varphi_x l_{z_i} \\ \Delta Z_i &= \Delta_z + \varphi_x l_{y_i} - \varphi_y l_{x_i} \end{aligned} \quad (7)$$

Trong đó  $\Delta X_i, \Delta Y_i, \Delta Z_i$  và  $\Delta \varphi_x, \Delta \varphi_y, \Delta \varphi_z$  là các dịch chuyển của ụ đỡ treo thứ  $i$  và trọng tâm khối lượng theo hướng  $x, y, z$ ;  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$  là các góc quay của HTTL quanh các trục  $X, Y, Z$ ;  $l_x, l_y, l_z$  là khoảng cách từ trọng tâm khối lượng HTTL đến ụ đỡ treo thứ  $i$  theo phương các trục  $X, Y, Z$ . Bằng cách đạo hàm các dịch chuyển, vận tốc dịch chuyển ta nhận được các vận tốc và gia tốc dịch chuyển.

Những thông số và vị trí đo trong thí nghiệm gồm:

- Dao động theo phương thẳng đứng, phương dọc và phương ngang tại các ụ đỡ treo HTTL;
- Dao động theo phương thẳng đứng, phương dọc và phương ngang tại cần chuyển số;
- Dao động theo phương thẳng đứng của vành tay lái;
- Dao động theo phương thẳng đứng của tấm sàn dưới chân người lái;
- Đặc tính biên độ và tần số rung của động cơ;
- Tốc độ chuyển động tịnh tiến của ô tô;
- Dao động góc của HTTL trong mặt phẳng ngang;
- Dao động góc của HTTL trong mặt phẳng thẳng đứng.

### 3. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM

Các điều kiện (chế độ) thí nghiệm:

- Xe đứng yên, nổ máy tại chỗ ở chế độ không tải;
- Xe chuyển động trên đường thí nghiệm ở hai chế độ: Chế độ thứ nhất cho tăng tốc nhanh tại tay số 3 và 4 với số vòng quay động cơ tương ứng ở công suất cực đại là từ 0,45 Nne đến 0,9 Nne (v/ph). Khi tốc độ xe ổn định sẽ tiến hành đo ở chế độ thứ hai với tốc độ xe trong khoảng 40 km/h đến 60 km/h ở tay số 4 và số 5.

Kết quả thí nghiệm dao động xoắn HTTL được thử nghiệm trên bộ thử trong phòng thí nghiệm kết hợp với phân tích phần tử hữu hạn (FEA). Bộ thử kiểu dòng công suất hồ và cầu chủ động được tại trường Đại học Công nghiệp Hà Nội do hãng Dyna Pro Dynamometers Ltd United Kingdom chế tạo [9], hình 4.a, kết quả đo trình bày trên hình 4.c. Sử dụng cảm biến gia tốc 3 chiều VM-6380 Digital 3-Axis Vibration Meter Piezoelectric Sensor Displacement Velocity Acceleration [10] để đo dao động uốn tại vị trí ụ đỡ treo hộp số theo ba phương  $x, y, z$ , hình 4.b và kết quả trên hình 4.d.

Cũng có thể đánh giá dao động riêng biệt trên mỗi cụm của HTTL. Hộp số sử dụng tiêu chuẩn ISO 8579-2-1993 đo và phân tích kết quả thí nghiệm các thông số dao động của hộp số [11]. Đối với trục các đăng được xác định lượng mất cân bằng động, sử dụng phương pháp đo và phân tích kết quả theo tiêu chuẩn ISO 1940/1 [12].

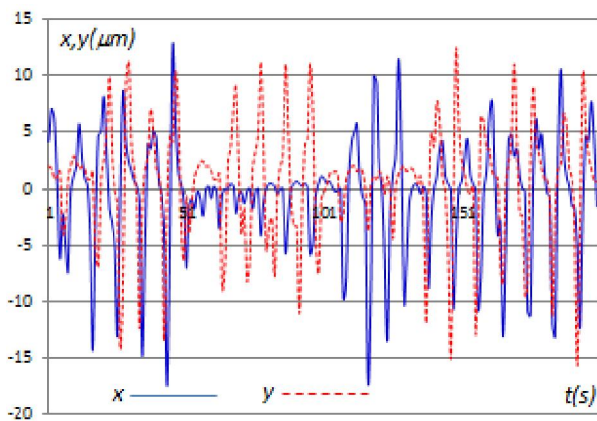


a) Bộ thử HTTL dòng công suất hồ

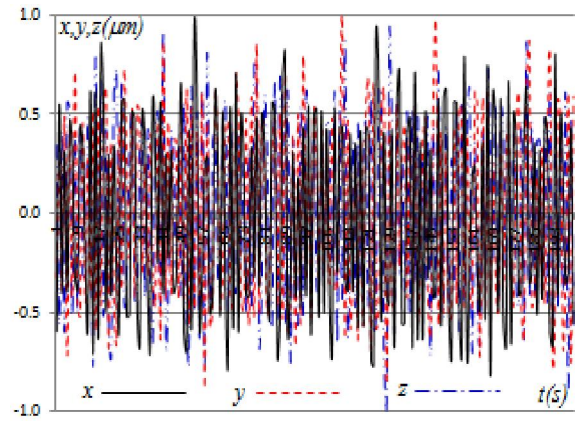


b) Lắp cảm biến đo dao động ụ đỡ treo hộp số





c) Kết quả đo dao động xoắn theo phương  $z$  và  $y$  HTTL



d) Kết quả đo dao động theo  $x, y, z$  tại vị trí treo hộp số

**Hình 4.** Bộ thử hệ thống truyền lực và các kết quả thí nghiệm

#### 4. KẾT LUẬN

Mô hình thí nghiệm đo dao động xoắn HTTL trên bộ thử kiểu dòng công suất hở với các chế độ tải được thực hiện trên bộ thử có cơ cấu phanh điện từ có thể điều khiển được các chế độ tải theo tính toán.

Sử dụng cảm biến gia tốc ba chiều VM-6380 Digital 3-Axis Vibration Meter Piezoelectric Sensor Displacement Velocity Acceleration đặt tại các vị trí gối thân trục truyền động, lấy kết quả dao động xoắn theo hai chiều  $x, y$  (chiều  $z$  dọc theo thân trục) hình 4.c. và tại vị trí vị trí treo hộp số, lấy kết quả dao động uốn theo ba chiều  $x, y, z$  hình 4.d. Sau khi xử lý kết quả đo, phân tích tần số dao động của tín hiệu biến dạng ta xác định được tần số dao động uốn và dao động xoắn của hệ thống truyền lực.

Trên đồ thị hình 4.c, dao động xoắn theo phương  $x, y$  ta nhận được ở khoảng thời gian đầu và cuối của chu kỳ dao động có tần số và biên độ gần trùng nhau; ở khoảng giữa dao động theo phương  $y$  có biên độ lớn hơn dao động theo phương  $x$ , đây là vùng gây rung động HTTL ảnh hưởng đến độ êm dịu của xe ô tô. Ta cần có biện pháp thiết kế tránh vùng này.

Trên đồ thị hình 4.d, dao động uốn theo phương  $x, y, z$  có tần số và biên độ đều nhau trong cả chu kỳ dao động. Đây là nguyên nhân gây mỏi các chi tiết trong HTTL. Trong lắp đặt cần có biện pháp giảm các dao động uốn bằng các gối tựa mềm giảm dao động xoắn.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Phạm Minh Tuấn, 2013. *Lý thuyết động cơ đốt trong*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội.
- [2]. Gang shen (Gang Shen Chen), (2012), *Vehicle Noise, Vibration, and Sound Quality*. SAE Internation Warrendale, Pennsylvania, USA. SAE Order No. RF-400.
- [3]. Pavel Brabec, (2017). *Methodology for the Experimental Determination of the Powertrain's Inertia Ellipsoid and its Verification*. MATEC Web of Conferences 89, 01005.
- [4]. A Farshidianfar, M Ebrahimi, H Rahnejat, M T Menday and M Moavenian, (2002). *Optimization of the high-frequency torsional vibration of vehicle driveline systems using genetic algorithms*. Loughborough University Institutional Repository.

- [5]. Đỗ Giao Tiên, Nguyễn Hữu Sim, Lê Hồng Kỳ, Dương Ngọc Khánh, Nguyễn Mạnh Trường, Nguyễn Thanh Quang, (6/2012). *Ứng dụng lý thuyết dòng công suất kín thiết kế, chế tạo bộ thử hiệu suất cụm cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số tháng 6/2012.
- [6]. Enrico Galvagno, Mauro Velardocchia, and Alessandro Vigliani, (2016). *Torsional Oscillations in Automotive Transmissions: Experimental Analysis and Modelling*. Hindawi Publishing Corporation; Shock and Vibration; Volume 2016, Article ID 5721960, 14 pages; <http://dx.doi.org/10.1155/2016/5721960>
- [7]. Zhenhui Yao, Ric Mousseau, Ben G. Kao, (2003). *A Powertrain Model for Real-Time Vehicle Simulation*. DSC North America 2003 Proceedings, Dearborn, Michigan, October 8-10, 2003 (ISSN 1546-5071).
- [8]. WenKu Shi, NianCheng Guo, WenJun Liu, GuangMing Wu, GuoLin Wang and Fei Zhang. (2012). *Investigation of Vibration for Vehicle Rear Axle Based on Modal Analysis*. Advanced Materials Research Online:2012-01-03 ISSN: 1662-8985, Vols. 424-425, pp 646-649 doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.424-425.646.
- [9]. *Dyno Pro 2100S PC Manual de Referencia*. AW Dynamometer, Inc. 1001 W. North St., Pontiac. IL 61764. [www.awdynamometer.com](http://www.awdynamometer.com)
- [10]. *Manual Vibration meter PCE-VM 3D*. [www.pce-instruments.com](http://www.pce-instruments.com)
- [11]. ISO 8579-2-1993(E). International Standard. Acceptance code for gears - Part 2: *Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing*.
- [12]. The Practical Application of ISO 1940/1. *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors*.