

# MỞ ĐẦU

## 1. Tính cấp thiết của Luận án

Ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đã chế tạo được số cụm chi tiết dạng tấm như ca bin, thùng xe, khung xe, lớp, vỏ, nhựa, cao su nhưng chưa có chế tạo các chi tiết trong hệ thống truyền lực như cụm hộp số, trục các đăng, cầu chủ động, các cụm này đều phải nhập khẩu 100% từ nước ngoài.

Việc nghiên cứu chuyên sâu có lý luận khoa học là việc làm cần thiết để chúng ta có thể từng bước phát triển ứng dụng vào thực tiễn sản xuất. Hiện trong nước chưa có công trình nghiên cứu ảnh hưởng thông số ĐLH trục các đăng đến độ bền.

## 2. Mục tiêu nghiên cứu

Xây dựng cơ sở phương pháp nghiên cứu động học, động lực học và độ bền trục các đăng với đối tượng và kết quả cụ thể có thể áp dụng trong nghiên cứu và trong thực tiễn sản xuất chế tạo cụm trục các đăng ô tô tải, trên cơ sở đó có thể mở rộng áp dụng cho các cụm chi tiết khác trên ô tô.

## 3. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của Luận án là chi tiết cụm trục các đăng nằm trong hệ thống truyền lực xe tải có tải trọng đến 3 tấn.

## 4. Giới hạn và phạm vi nghiên cứu

Cụm trục các đăng của xe tải nhẹ có tải trọng đến 3 tấn LF3070G1 lắp ráp tại Việt Nam;

Ảnh hưởng của một số thông số thiết kế và kết cấu thay đổi của trục các đăng như: chiều dài trục, chiều dày thân trục, góc nghiêng trục trong mặt phẳng dọc, ảnh hưởng của quán tính quay 2 đầu trục các đăng đến tính chất động lực học, đến ứng suất, biến dạng và độ bền của đối tượng nghiên cứu.

Bỏ qua ma sát quay ở 2 đầu ô trục chữ thập và ống then hoa trên thân trục các đăng.

## 5. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn

### 5.1 Ý nghĩa khoa học

Ý nghĩa khoa học của Luận án đã: Xây dựng được phương pháp luận nghiên cứu độ bền trục các đăng; Xây dựng được phương trình vi phân chuyển động của khớp các đăng và xây dựng phương trình chuyển động, động học cụm trục các đăng theo lý thuyết động lực học hệ nhiều vật làm cơ sở cho tính toán thiết kế chế tạo trục các đăng; Xây dựng mô hình phân tử hữu hạn khảo sát ảnh hưởng của các thông số động lực học đến độ bền trục các đăng; Cụ thể gồm:

- Thiết lập phương trình mô tả chuyển động của khớp các đăng và cụm trục các đăng. Giải phương trình vi phân chuyển động và mô phỏng khảo sát động học của các chi tiết bằng phần mềm Matlab Mupad và Simulink.
- Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn với phần mềm Ansys Workbench làm công cụ mô phỏng khảo sát bền cụm các đăng.
- Xây dựng phương pháp thực nghiệm xác định thông số động lực học; Thiết kế bộ thí nghiệm và thiết kế chế tạo bộ thu phát tín hiệu không dây sử dụng nguyên lý wilees để thu tín hiệu trên trục các đăng đang quay.

### 5.2 Ý nghĩa thực tiễn

Khảo sát động học động lực học và độ bền trục các đăng trên ô tô, ứng dụng cho thiết kế, chế tạo mới và trong khai thác sử dụng nâng cao độ bền, thay thế trục các đăng.

Thiết kế bộ thử cụm trục các đăng với bộ thu phát tín hiệu không dây được chế tạo để xác định ảnh hưởng của 3 thông số động lực học (mô men xoắn, ứng suất, số vòng quay) đến độ bền trục các đăng. Bộ thử có thể ứng dụng trong thực tiễn sản xuất và kiểm tra đánh giá chất lượng trục các đăng ô tô.

Kết quả nghiên cứu của Luận án có thể làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu chuyên sâu và mở rộng trong cơ sở đào tạo, nghiên cứu cũng như quá trình tính toán thiết kế chế tạo trục các đăng.

## **6. Phương pháp nghiên cứu**

### **6.1 Nghiên cứu lý thuyết**

Nghiên cứu cơ sở lý thuyết động học trục các đăng.

- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết ĐLH trục các đăng.
- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết độ bền trục các đăng.
- Phân tích chế độ làm việc của cụm trục các đăng trên xe ô tô tải có tải trọng đến 3 tấn được sản xuất lắp ráp trong nước.
- Mô phỏng số, khảo sát động học, ĐLH cụm trục các đăng.
- Mô phỏng số, khảo sát độ bền cụm trục các đăng.

### **6.2 Nghiên cứu thực nghiệm**

- Nghiên cứu thực nghiệm đánh giá chất lượng trục các đăng do Luận văn chế tạo bộ thử và bộ thu phát tín hiệu không dây để đo các thông số khi trục các đăng đang quay với các yếu tố động học, ĐLH và độ bền cụm trục các đăng trên xe ô tô tải nhẹ.
- Thí nghiệm trên bộ thử: Thu thập số liệu thông số động học, động lực học và độ bền.

## **7. Những đóng góp mới của Luận án**

- Đã xây dựng được mô hình không gian, thiết lập phương trình động lực học cụm trục các đăng trong hệ thống truyền lực ô tô có tải trọng đến 3 tấn bằng phương pháp động học, động lực học hệ nhiều vật;
- Sử dụng phần mềm Matlab Mupad và Simulink và Ansys Workbench là những phần mềm chuyên dụng mạnh để khảo sát một số thông số động lực học cụm trục các đăng, kết quả khảo sát là cơ sở khoa học cho việc tính toán bền cho trục các đăng;
- Đã xây dựng được phương pháp thí nghiệm xác định một số thông số động lực học và độ bền của cụm trục các đăng;
- Thiết kế và chế tạo được bộ thử nghiệm dòng công suất hỏ với các thiết bị hiện đại và chuẩn;
- Thiết kế chế tạo bộ thu phát tín hiệu không dây để lấy tín hiệu trên trục các đăng đang quay bằng phương pháp thu nhận tín hiệu không phá hủy;
- Đo được giá trị biến dạng từ việc chuyển từ tín hiệu không điện, qua tín hiệu có điện, tín hiệu số và xác định giá trị đo cụ thể qua việc calip trên máy thử kéo nén và bộ thu phát tín hiệu không dây.

## **8. Nội dung Luận án**

Mở đầu

Chương 1: Tổng quan về vấn đề nghiên cứu

Chương 2: Xác định các thông số động lực học và độ bền trục các đăng

Chương 3: Khảo sát ảnh hưởng của thông số động lực học tới độ bền trục các đăng ô tô

Chương 4: Nghiên cứu thực nghiệm

Kết luận và hướng nghiên cứu tiếp theo.

## **Chương 1**

### **TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU**

#### **1.1 Tổng quan ngành công nghiệp ô tô Việt Nam**

Trong ngành công nghiệp ô tô thị phần xe tải chiếm tỉ lệ lớn phục vụ nhu cầu vận chuyển hàng hóa và tham gia sản xuất phù hợp cho các vùng đô thị và nông thôn. Nhu cầu sử dụng ô tô tải ngày càng nhiều, việc sử dụng các chi tiết phụ trợ là rất cần thiết mà phần lớn nhập khẩu từ nước ngoài với chi phí cao, để có thể tiến tới tự sản xuất hoàn chỉnh các chi tiết phụ trợ ngành công nghệ chế tạo và lắp ráp ô tô trong nước cần phải nghiên cứu phát triển sản phẩm có chất lượng cao. Trong đó, ưu tiên hàng đầu nghiên cứu chuyên sâu phục vụ cho việc thiết kế chế tạo các cụm, các bộ phận của hệ thống truyền lực trong đó có cụm trục các đăng là một trong những nhiệm vụ cần thiết của ngành công nghiệp Việt Nam trong giai đoạn hiện nay.

## 1.2 Phân tích tổng quan về trục các đăng trên ô tô

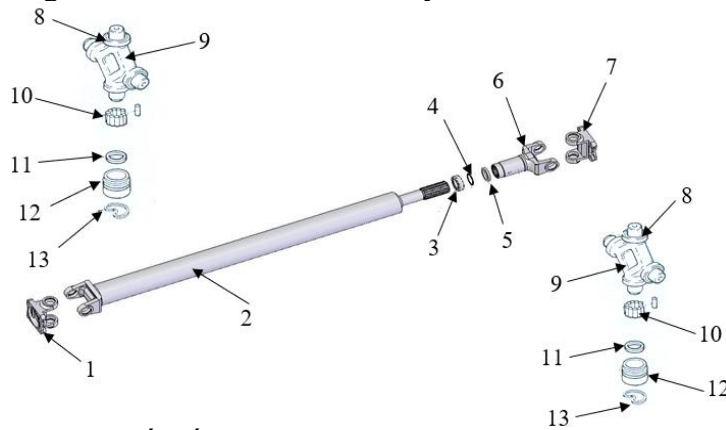
Trục các đăng trong hệ thống truyền lực ô tô có công dụng truyền công suất từ hộp số đến cầu chủ động phía sau của xe, ngoài nhiệm vụ truyền công suất còn phải đảm bảo truyền chuyển động quay giữa các trục không nằm thẳng góc với nhau và truyền mô men xoắn giữa các trục không nằm trên cùng một đường thẳng mà thường cắt nhau dưới một góc  $\alpha$  nào đó. Các khớp các đăng thường phải chịu lực va đập lớn, đồng thời trục các đăng còn bị xoắn hoặc uốn do va chạm, bề mặt then hoa trên trục các đăng cũng dễ bị mòn hoặc mẻ nên truyền động các đăng phải thỏa mãn các yêu cầu truyền động, thiết kế chế tạo, tháo lắp và sửa chữa.

## 1.3 Phân loại trục các đăng

Trục các đăng được phân loại theo: công dụng truyền động các đăng, các khớp các đăng, tính chất động học của các đăng và theo kết cấu các đăng.

## 1.4 Phân tích kết cấu của trục các đăng trên xe tải nhẹ

Kết cấu trục các đăng của xe tải nhẹ được trình bày trên hình 1.1



Hình 1.1 Kết cấu chính trục các đăng xe ô tô tải nhẹ

1. Nặng các đăng, 2. Thân dài, 3. Phốt dầu, 4. Vành hãm, 5. Đai ốc, 6. Thân ngắn, 7. Nặng các đăng, 8. Vòng đệm, 9. Khớp chữ thập, 10. Bi kim, 11. Phốt mỡ, 12. Cốc ổ bi kim, 13. Phanh hãm.

Trục các đăng cần được cân bằng động để giảm tối đa rung động khi nó làm việc. Nếu truyền động các đăng có 2 trục thì việc cân bằng động phải được thực hiện đồng thời cho cả 2 trục. Trong quá trình cân bằng động, để tạo đối trọng người ta thường phải hàn thêm vào các miếng bằng kim loại lên trên thân của trục các đăng ở vị trí mất cân bằng.

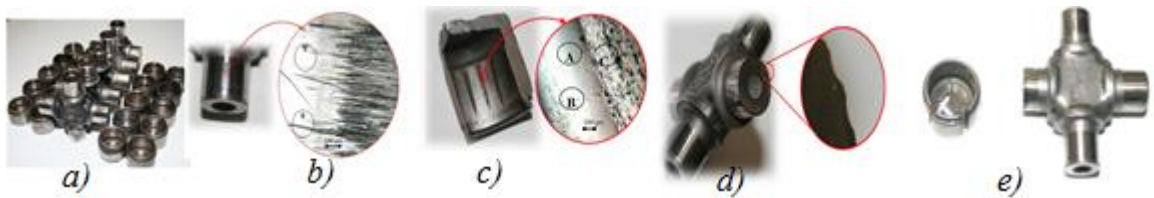
## 1.5 Một số vấn đề về công nghệ chế tạo trục các đăng ô tô

Phương pháp chế tạo: các nặng các đăng được đúc và gia công, mối ghép then hoa làm từ thép 45, thân trục các đăng làm từ thép ống, trục chữ thập làm từ thép hợp kim và rèn. Kiểm tra cân bằng dao động trục các đăng với các thiết bị chuyên dùng, ví dụ như máy kỹ thuật số của hãng HOMMELWERKE GMBH “Hommel Measuring Computer Family – MC20” với các thiết bị phân tích 3 chiều, phần mềm phân tích xử lý số liệu, máy phân tích vật liệu.

## 1.6 Một số dạng hư hỏng đặc trưng của các đăng ô tô

Trong quá trình làm việc, do có sự xuất hiện những ứng suất lớn nhất tại các điểm trên cụm trục các đăng gây ra các vết nứt micro và phát triển dần lên, cùng với các dao động của các lực tác động lên trục làm tăng các vết nứt. Sự xuất hiện của lực tác động tại các điều kiện như vậy gây ra những ứng suất lớn hơn ứng suất cho phép của vật liệu làm cho giới hạn bền vượt qua vùng biến dạng dẻo. Quá trình chịu tải diễn ra liên tục và lặp đi lặp lại nhiều lần dẫn đến hỏng hóc các chi tiết trục các đăng.

Một số dạng hư hỏng đặc trưng như: Quá trình mòn các cổ trục trên chốt chữ thập (a); Mòn trên ổ cốc bi (b); Mòn trên cổ chốt (c); Sự mòn trên cổ chốt chữ thập (d); gãy chốt chữ thập (e).



Hình 1.2: các dạng hư hỏng đặc trưng của các đăng

## 1.7 Tình hình nghiên cứu trực các đăng trên thế giới và trong nước

### 1.7.1 Tình hình nghiên cứu trên thế giới

Có một số công trình nghiên cứu tiêu biểu, các công trình này nghiên cứu này độc lập và là những nghiên cứu hàn lâm, không thấy có nghiên cứu ứng dụng vào trong thực tế sản xuất.

### 1.7.2 Tình hình nghiên cứu trong nước

Những nghiên cứu về trực các đăng tập trung chủ yếu vào các vấn đề động học, động lực học và cân bằng trực các đăng dạng giáo trình giảng dạy trong các trường đại học, cao đẳng.

Trong nước, những nghiên cứu về trực các đăng trên ô tô chủ yếu ở mức độ nghiên cứu đào tạo, chưa có nghiên cứu chuyên sâu trong chế tạo sản xuất để ứng dụng vào thực tiễn thay thế nhập khẩu.

## KẾT LUẬN CHƯƠNG 1

Trình bày được những nghiên cứu tổng quan về thị trường sản xuất và lắp ráp ô tô trong nước cũng như nhu cầu và tình hình sản xuất nội địa hóa sản phẩm. Khái quát được tình hình phát triển của công nghiệp ô tô và nhu cầu thực tế trong nội địa hóa sản phẩm, linh kiện phụ tùng ô tô, cụ thể là chế tạo nội địa hóa các cụm các đăng từ thiết kế đến chế tạo sản xuất.

Từ nghiên cứu tổng quan, các công trình nghiên cứu ngoài nước và trong nước, tác giả luận án đã xác định được nhiệm vụ, mục đích, phương pháp và nội dung nghiên cứu nhằm đóng góp vào công cuộc nội địa hóa ngành công nghiệp ô tô trong nước, phục vụ công tác nghiên cứu khoa học và đào tạo.

Xây dựng cơ sở phương pháp nghiên cứu động học, động lực học và độ bền trực các đăng có thể áp dụng trong nghiên cứu và trong thực tiễn sản xuất.

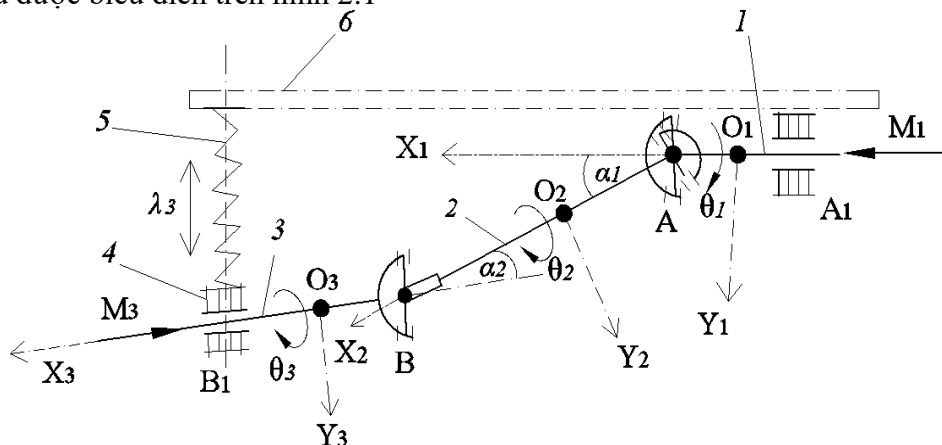
Đề ra mục tiêu của luận án nghiên cứu mở rộng và chuyên sâu trực tiếp cụm trực các đăng ô tô tải trên cơ sở đó có thể mở rộng áp dụng cho các đối tượng khác trong chế tạo các chi tiết trên ô tô.

## Chương 2

### XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐỘ BỀN TRỰC CÁC ĐĂNG

#### 2.1 Xây dựng mô hình động lực học hệ nhiều vật cụm trực các đăng trong hệ thống truyền lực ô tô

Mô hình trực các đăng trong HTTL trên xe ô tô tải nhẹ là một hệ cơ học gồm năm vật rắn liên kết với nhau được biểu diễn trên hình 2.1



Hình 2.1 Sơ đồ cơ học cụm trực các đăng trên ô tô tải nhẹ

Khi góc các góc lệch trục 1 và trục 3 không đổi trong quá trình chuyển động ( $\alpha_1, \alpha_1 = \text{const}$ ) thì các trục 1, 2 và 3 chỉ quay quanh các trục của chúng.

Các vật được định nghĩa như sau:

Vật 1 (Trục chủ động (nặng các đấng trước)) có khối lượng tập trung tại trọng tâm  $O_1$  có hệ tọa độ vật  $O_1X_1Y_1$ , có tọa độ suy rộng  $\theta_1$  và Mô men lực  $M_1$

Vật 2 (Trục chữ thập trước) có khối lượng tập trung tại trọng tâm A có hệ tọa độ vật  $AX_AY_A$ , có tọa độ suy rộng  $\psi_1$  và Mô men lực  $\tau_1$

Vật 3 (Thân trục) có khối lượng tập trung tại trọng tâm  $O_2$  có hệ tọa độ vật  $O_2X_2Y_2$ , có tọa độ suy rộng  $\theta_2$  và Mô men lực  $M_2$

Vật 4 (Trục chữ thập sau) có khối lượng tập trung tại trọng tâm B có hệ tọa độ vật  $BX_BY_B$ , có tọa độ suy rộng  $\psi_2$  và Mô men lực  $\tau_2$

Vật 5 (Trục bị động (nặng các đấng sau)) có khối lượng tập trung tại trọng tâm  $O_3$  có hệ tọa độ vật  $O_3X_3Y_3$ , có tọa độ suy rộng  $\theta_3$  và Mô men lực  $M_3$

Ta đặt các kích thước:  $AO_1=a_1, AO_2=a_2, BO_3=a_3, AB=L$  (L là chiều dài trục các đấng. Luận văn khảo sát 3 trường hợp:  $L_1 = 1450\text{mm}, L_2 = 1300\text{mm}, L_3 = 1150\text{mm}$ )

## 2.2 Xây dựng phương trình động lực học hệ nhiều vật cụm trục các đấng

### Các tọa độ suy rộng đủ của hệ

Áp dụng phương trình Lagrange loại 2 ta có:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j \quad (2.1)$$

Trong đó: L là hàm Lagrange được xác định bằng  $L = T - V$  (trong trường hợp không có thay đổi thế năng thì  $L = T$ ); T là động năng của hệ;  $q_j$  là tọa độ suy rộng của hệ (trong trường hợp này  $q_j = \psi_i$ );  $Q_j$  là lực suy rộng của hệ (trong trường hợp này  $Q_j = \tau_i$ ).

Các tọa độ suy rộng đủ của hệ là:

$$q = [\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \psi_1, \psi_2]^T \quad (2.2)$$

Trong đó:  $\theta_1$  - chuyển vị góc của trục chủ động 1;  $\theta_2$  - chuyển vị góc của trục các đấng 2;  $\theta_3$  - chuyển vị góc của trục bị động 3;  $\psi_1$  - chuyển vị góc của trục chữ thập trước;  $\psi_2$  - chuyển vị góc của trục chữ thập sau

### Trường hợp 1: Không xét đến khối lượng quán tính của trục chữ thập

Tọa độ suy rộng đủ của hệ trong trường hợp này sẽ là:

$$q = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T \quad (2.3)$$

Trên cơ sở tính toán mô men quán tính khối lượng, ma trận cô sin chỉ hướng, tọa độ trọng tâm và định mức Jacobi tịnh tiến của các vật, vận tốc góc và định thức Jacobi quay của các vật, ma trận khối lượng, động năng của hệ, thế năng của hệ, hàm hao tán của hệ, lực suy rộng có thể đã xây dựng được phương trình vi phân chuyển động của HTTL như sau:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + c_x (\theta_1 - \theta_{31}) + k_x (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{31}) = M_1 \quad (2.4)$$

$$I_2 (2\cos^2 \alpha_1 - 1) \ddot{\theta}_2 = 0 \quad (2.5)$$

$$I_3 (2\cos^2 \alpha_{31} - 1) \ddot{\theta}_3 - c_x (\theta_1 - \theta_{31}) - k_x (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{31}) = -M_3 \quad (2.6)$$

Như vậy:

+ Nếu  $\alpha_{31} = 0$ , hay  $\alpha_1 = -\alpha_2$  (hai trục 1 và 3 song song nhau), thì hệ PTVP (2.4, 2.5, 2.6) có dạng:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + c_x (\theta_1 - \theta_3) + k_x (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3) = M_1 \quad (2.7)$$

$$I_2 (2\cos^2 \alpha_1 - 1) \ddot{\theta}_2 = 0 \quad (2.8)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_3 + c_x (\theta_1 - \theta_{31}) + k_x (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{31}) = -M_3 \quad (2.9)$$

+ Các PTVP trên được lập với giả thiết  $\alpha_1, \alpha_2$  và  $\alpha_{31}$  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 ( $\lambda$ ). Nghĩa là khi giải hệ PTVP (2.7, 2.8, 2.9) ta phải coi:

$$\alpha_i = \alpha_i(\lambda) \text{ với } \lambda = \lambda(h_b, t)$$

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

+ Sau khi khảo sát hệ PTVP (2.7, 2.8, 2.9) ta tìm được góc xoắn của trục 2 theo công thức (2.10).

$$\theta_2 = \theta_{31} - \theta_1 \quad (2.10)$$

## Trường hợp 2: Có xét đến khối lượng quán tính của trục chữ thập

Khảo sát động học, động lực học cụm trục các đặng trong trường hợp có ảnh hưởng của các trục chữ thập. Các thông số  $\dot{\theta}_2, \dot{\psi}_3$  được tính theo  $\theta_1, \dot{\theta}_1$  và  $\theta_4, \psi_5, \dot{\theta}_4, \dot{\psi}_5$  theo  $\theta_1, \dot{\theta}_1$ . Hàm động năng theo hai biến  $\theta_1$  và  $\dot{\theta}_1$  có dạng  $T(\theta_1, \dot{\theta}_1)$ .

Sử dụng các công thức tích tích vô hướng và tích có hướng véc tơ và các công thức tính toán, ta thiết lập được phương trình:

$$\sin \psi_3 = \frac{1}{\sqrt{1 + \cot^2 \psi_3}} \text{ và } \cot \psi_3 = -tg \psi_1 \cos \alpha \quad (2.11)$$

$$\cos \theta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha \cdot tg^2 \psi_1}} (\sin \alpha \cos \psi_1 + \cos \alpha \sin \psi_1 tg \psi_1) \quad (2.12)$$

Các phương trình (2.11, 2.12) miêu tả các thông số động lực học và chuyển vị góc trục các đặng ( $\psi_3$ ), khớp các đặng ( $\theta_2$ ) quan hệ với chuyển vị góc của trục chủ động ( $\psi_1$ )

### 2.3. Mô men động lượng của các chi tiết trong cụm trục các đặng:

Xác định mô men động lượng góc của trục chủ động, mô men động lượng góc của khớp các đặng, mô men động lượng góc của khớp các đặng, mô men động lượng góc của trục bị động nhằm xác định được động năng của mỗi chi tiết trong hệ tọa độ cố định  $O_0x_0y_0z_0$ , qua đó xác định được tổng động năng của cụm trục các đặng theo phương trình (2.13).

$$T = \frac{1}{2} (I_1^{zz} + s^2(\theta_2) I_2^{xx} + c^2(\theta_2) I_2^{yy}) \dot{\psi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2^{zz} \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} (I_3^{yy} + s^2(\theta_4) I_4^{xx} + c^2(\theta_4) I_4^{yy}) \dot{\psi}_3^2 + \frac{1}{2} I_4^{zz} \dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2} I_5^{yy} \dot{\psi}_5^2 \quad (2.13)$$

## 2.4 Phân tích các thông số động lực học trục các đặng trong chương trình Matlab Mupad

### 2.4.1 Tính động năng của hệ

Chạy chương trình Mupad trong Matlab ta nhận được kết quả động năng trên các trục.

### 2.4.2 Tính chuyển vị góc và vận tốc góc trên các vật

Đặt:  $\alpha = a$ ;  $\beta = b$ ;  $\omega_l = \theta_l$ , trong đó  $\omega_l$  là vận tốc góc trên trục 1, ta nhận được kết quả chuyển vị góc trên các trục.

$$\theta_2 = \arccos \left( \frac{\sin(a) \sin(t_1) + \frac{\cos(a) \cos(t_1)}{\tan(t)}}{\sqrt{\frac{\cos(a)^2}{\tan(t)} + 1}} \right) \quad (2.14)$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{\omega_1 \left( \frac{\cos(\alpha) \sin(\theta_1)}{\tan(\theta_1)} - \cos(\theta_1) \sin(\alpha) + \frac{\cos(\alpha) \cos(\theta_1) \sigma_3}{\tan(\theta_1)^2} - \frac{\cos(\alpha)^2 \sigma_3 \sigma_2}{\tan(\theta_1)^3 \sigma_1^{3/2}} \right)}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_2^2}{\sigma_1}}} \quad (2.15)$$

$$\theta_3 = -\arctan\left(\frac{\tan(\theta_1)}{\cos(\alpha)}\right) \quad (2.16)$$

$$\dot{\theta}_3 = -\frac{\omega_1(\tan(\theta_1)^2 + 1)}{\cos(\alpha)\left(\frac{\tan(\theta_1)^2}{\cos(\alpha)^2} + 1\right)} \quad (2.17)$$

$$\theta_3 = \arccos\left(\frac{\sin(\alpha)\sin(\theta_3) + \frac{\cos(\alpha)\cos(\theta_3)}{\tan(\theta_3)}}{\sqrt{\frac{\cos(\alpha)^2}{\tan(\theta_3)^2} + 1}}\right) \quad (2.18)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{\omega_1\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_5^{3/2}} - \frac{\sin(\alpha)\sigma_2}{\sigma_4} + \frac{\cos(\alpha)^2\sigma_2}{\tan(\theta_1)^2\sqrt{\sigma_5}}\right) + \frac{\sin(\alpha)\tan(\theta_1)^2\sigma_2}{\cos(\alpha)^3\sigma_5^{3/2}} - \frac{\cos(\alpha)^4\sigma_3\sigma_2}{\tan(\theta_1)^3\sigma_1^{3/2}}}{\sqrt{\sigma_1}\sqrt{1 - \frac{\sigma_3^2}{\sigma_1}}} \quad (2.19)$$

$$\theta_5 = -\arctan\left(\frac{\tan(\theta_3)}{\cos(\beta)}\right) \quad (2.20)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{\omega_1(\tan(\theta_1)^2 + 1)}{\cos(\alpha)\cos(\beta)\left(\frac{\tan(\theta_1)^2}{\cos(\alpha)^2\cos(\beta)^2} + 1\right)} \quad (2.21)$$

#### 2.4.3 Xây dựng phương trình động lực học cho toàn hệ

Ta xây dựng phương trình chuyển động của cả hệ cụm trục các đẳng có dạng:

$$\begin{aligned} & \gamma_1 \left( 1.0I_2^{xx}\sigma_8 - 1.0I_1^{zz} + \frac{1.0I_4^{zz}\sigma_3^2}{\sigma_{15}} - \frac{1.0I_2^{yy}(\sigma_{25} + \sigma_{23})^2}{\sigma_{31}} + \frac{1.0I_2^{zz}\sigma_7^2}{\sigma_8} - \frac{1.0I_3^{yy}\sigma_{30}^2}{\sigma_9} \right. \\ & \left. + \frac{1.0\sigma_4\sigma_{30}^2}{\sigma_9} - \frac{1.0I_5^{yy}\sigma_{30}^2}{\sigma_{10}} \right) - \omega_1 \left( 1.0\omega_1\sigma_6 + \frac{1.0\omega_1\sigma_{30}^2\sigma_2}{\sigma_9} - \frac{1.0\omega_1I_2^{zz}\sigma_{16}\sigma_7^2}{\sigma_8^2} + \right. \\ & \left. + \frac{2.0\omega_1I_4^{zz}\sigma_3\sigma_1}{\sigma_{15}} - \frac{1.0\omega_1I_4^{zz}\sigma_{13}\sigma_3^2}{\sigma_{15}^2} - \frac{2.0\omega_1I_2^{zz}\sigma_7\sigma_5}{\sigma_8} + \frac{4.0\omega_1I_3^{yy}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^2}{\sigma_9} \right. \\ & \left. - \frac{4.0\omega_1I_3^{yy}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^3}{\sigma_{11}} + \frac{4.0\omega_1\tan(\theta_1)\sigma_4\sigma_{30}^2}{\sigma_9} + \frac{4.0\omega_1\tan(\theta_1)\sigma_4\sigma_{30}^3}{\sigma_{11}} \right. \\ & \left. - \frac{0.5\omega_1^2I_2^{zz}\sigma_{16}\sigma_7^2}{\sigma_8^2} + \frac{1.0\omega_1^2I_4^{zz}\sigma_3\sigma_1}{\sigma_{15}} - \frac{0.5\omega_1^2I_4^{zz}\sigma_{13}\sigma_3^2}{\sigma_{15}^2} + \right. \\ & \left. + \frac{2.0\omega_1^2I_3^{xx}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^2}{\sigma_9} - \frac{2.0\omega_1^2I_3^{xx}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^3}{\sigma_{11}} \right. \\ & \left. - \frac{2.0\omega_1^2\tan(\theta_1)\sigma_4\sigma_{30}^2}{\sigma_9} + \frac{2.0\omega_1^2\tan(\theta_1)\sigma_4\sigma_{30}^3}{\sigma_{11}} + \right. \\ & \left. + \frac{2.0\omega_1^2I_5^{yy}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^2}{\sigma_{10}} - \frac{2.0\omega_1^2I_5^{yy}\tan(\theta_1)\sigma_{30}^3}{\sigma_{12}} \right) = \tau_0 \quad (2.22) \end{aligned}$$

Các hệ số của phương trình được xác định phụ thuộc vào thông số động học trục các đẳng nêu trong phụ lục của luận án.

## 2.5 Các thông số tính toán độ bền trục các đặng

### 2.5.1 Độ bền của thân trục các đặng

Kích thước trục các đặng xác định theo số vòng quay  $n_t$  của các đặng. Khi tính cần kiểm tra độ bền các đặng theo xoắn, kéo, nén và uốn (khi trục chịu dao động ngang). Kích thước tính toán thân trục nêu trên hình 2.8, trên đó có nạng các đặng trước 1, nạng các đặng sau 3, thân trục 2 hàn với trục then tại vị trí mỗi hàn số 4. Các kích thước tính toán cho những trường hợp gồm:

Trường hợp 1: Chiều dài  $L_1 = 1450\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_1 = 6\text{ mm}$

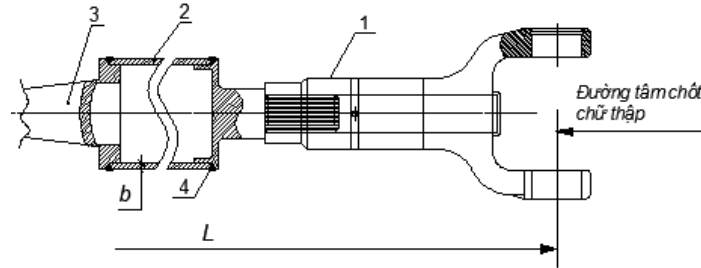
Trường hợp 2: Chiều dài  $L_1 = 1450\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_2 = 4\text{ mm}$

Trường hợp 3: Chiều dài  $L_2 = 1300\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_1 = 6\text{ mm}$

Trường hợp 4: Chiều dài  $L_2 = 1300\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_2 = 4\text{ mm}$

Trường hợp 5: Chiều dài  $L_3 = 1150\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_1 = 6\text{ mm}$

Trường hợp 6: Chiều dài  $L_3 = 1150\text{mm}$ , chiều dày thân trục  $b_2 = 4\text{ mm}$



Hình 2.8 Kích thước tính toán thân trục

Thân trục các đặng được tính theo ứng suất xoắn:

$$\tau' = \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)DG}{2L} \quad (\text{MN/m}^2)$$

Và góc xoắn trục các đặng  $\theta$ :

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{e\max} i_{h1} i_{p1} l}{GJ_x} K_d \quad (2.23)$$

$J_x$  – mômen quán tính của tiết diện khi xoắn

$D$  – đường kính ngoài của trục các đặng (m)

$L$  – Chiều dài tính toán của trục (m)

$G$  – mô đun đàn hồi khi dịch chuyển ( $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{MN/m}^2$ ).

### 2.5.2 Độ bền chốt chữ thập

Chốt chữ thập được tính theo uốn, cắt chèn dập với tải trọng  $P$

$$P = \frac{M_{e\max} i_{h1} i_{p1}}{2rc \cos \alpha}$$

Chốt chữ thập của khớp các đặng được tính theo chèn dập theo công thức (2.24).

$$\sigma_{cd} = \frac{\sqrt{2}P}{F} \text{MN/m}^2 \quad (2.24)$$

### 2.5.3 Độ bền nạng các đặng

Trên sơ đồ nạng các đặng, lực  $P$  đặt vào nạng ở đường tâm lỗ chốt chữ thập các đặng với khoảng cách  $R$ .

$$\text{Ứng suất xoắn } \tau = \frac{M_x}{W_x}$$

Mô men chống xoắn của tiết diện enlip được xác định theo

$$W_x \approx \frac{\pi hb^2}{16}$$

### 2.5.4 Hiệu suất truyền lực của trục các đặng

Tại các bề mặt ma sát của chốt chữ thập sẽ bị mài mòn ở vị trí lắp ổ bi kim và cũng sẽ sinh ra nhiệt độ lớn khi bôi trơn không đảm bảo. Nguyên nhân sinh nhiệt là do công ma sát tăng.



$$\eta = 1 - \frac{\mu d_1}{\pi r} \left[ \ln \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) + \operatorname{tg} \alpha \right] \quad (2.25)$$

Ta thấy hiệu suất của khớp các đăng  $\eta$  phụ thuộc ở hệ số ma sát  $\mu$  và góc nghiêng  $\alpha$  giữa các trục các đăng. Khi  $\alpha$  tăng hiệu suất các đăng  $\eta$  giảm. Khi giảm  $\delta$  hiệu suất  $\eta$  tăng.

### 2.5.5 Nhiệt ở khớp các đăng

Do công ma sát trên cổ chốt chữ thập sinh nhiệt và nung nóng khớp các đăng. Giải phương trình cuối và giả thiết ban đầu không có sự chênh lệch nhiệt độ  $T_1 - T_2 = 0$  ta sẽ có độ tăng nhiệt độ cổ chốt:

$$\tau = \frac{Q}{F''K} (1 - e^{-\frac{l}{A_1}}) \quad (2.26)$$

Với  $A_1 = \frac{mc}{F''K}$ ;  $\alpha = 4^\circ C (277^\circ K)$   $M_0 = 0,8 M_{\max}$ ;  $\mu = 0,03$

### 2.6 Xây dựng phương trình phần tử hữu hạn cụm trục các đăng

Để phân tích ảnh hưởng của các thông số động lực học đến độ bền trục các đăng ta sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH). Biến dạng và ứng suất bên trong phần tử được biểu diễn theo chuyển vị nút. Các đặc trưng cơ bản của mỗi phần tử gồm:

Ma trận độ cứng của các phần tử được ghép thành một ma trận độ cứng của cả kết cấu.

Các ngoại lực tác động gây ra nội lực và chuyển vị của kết cấu được qui đổi về các dạng lực tại nút và được mô tả trong ma trận tải trọng nút tương đương. Các ẩn số cần tìm là các chuyển vị nút (hoặc nội lực tại các nút) được xác định trong ma trận chuyển vị nút hoặc ma trận nội lực nút.

Các ma trận độ cứng, ma trận chuyển vị nút, ma trận tải trọng quan hệ với nhau trong phương trình cân bằng theo quy luật tuyến tính.

Đối với trường hợp tĩnh, phương trình PTHH của hệ có dạng:

$$[K]\vec{u} = \vec{R} \quad (2.27)$$

Trong đó :

$[K]$  - Ma trận độ cứng

$\vec{u}$  - Véc tơ các kết quả chuyển vị

$\vec{R}$  - Véc tơ các lực

Khi xe hoạt động xuất hiện tải trọng động trong cơ cấu, phương trình PTHH có dạng:

$$[K][u] = [M][\phi][\Omega^2]$$

(2.28)

Trong đó :

$[K]$ : Ma trận độ cứng

$[M]$ : Ma trận chéo khối lượng

$[\Omega^2]$ : Ma trận chéo của các trị riêng

$[\phi]$ : Ma trận của các véc tơ riêng tương ứng

Lập trình trong phần mềm Ansys Workbench ta nhận được giá trị các thông số ma trận độ cứng  $K$ , ma trận chéo khối lượng  $M$ , ma trận chéo của các giá trị riêng  $\Omega^2$ , ma trận các véc tơ riêng  $\phi$ . Ma trận chuyển vị  $u$  là ẩn số cần tìm.

## KẾT LUẬN CHƯƠNG 2

Từ kết cấu và nguyên lý hoạt động của trục các đăng xe ô tô tải nhẹ thực tế, đã xây dựng được mô hình động học, động lực học khớp các đăng và cụm trục các đăng trong hệ thống truyền lực của xe đúng thực tế.

Ứng dụng phần mềm Matlab Mupad và Simulink đã xây dựng mô hình toán với hệ các phương trình đầy đủ xác định các quan hệ động học và các thông số động lực học của hệ.

Xác định được các thông số ảnh hưởng đến độ bền trục các đăng để lựa chọn khảo sát 6 trường hợp trục các đăng có chiều dài 1450mm, 1300mm, 1150mm và hai kích thước chiều dày thân trục 6mm và 4mm.

Xây dựng phương trình phần tử hữu hạn làm cơ sở khảo sát độ bền trục các đăng theo các thông số động học, động lực học làm cơ sở ứng dụng phần mềm PTHH để mô phỏng khảo sát.

### Chương 3

## KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC TỚI ĐỘ BỀN TRỤC CÁC ĐĂNG Ô TÔ

### 3.1 Các giả thiết

- Cụm trục các đăng nằm trong mặt phẳng thẳng đứng dọc (đi qua trọng tâm) và là mặt phẳng đối xứng dọc của xe. Đường tâm của trục các đăng trùng với đường tâm của hệ thống truyền lực (HTTL).

- Đường tâm của trục chủ động và của trục bị động sẽ giao với đường tâm của thân trục tại tâm đối xứng của các khớp chữ thập các đăng.

- Bỏ qua các biến dạng của mỗi cụm trên xe gồm biến dạng của các chi tiết và mối liên kết trong đó có HTTL và khung xe có độ cứng tuyệt đối.

- Trong quá trình khảo sát, bỏ qua sự ảnh hưởng lẫn nhau của các dao động giữa các cụm trong HTTL và bỏ qua sự ảnh hưởng của các dao động hệ thống treo ô tô đến dao động trục các đăng.

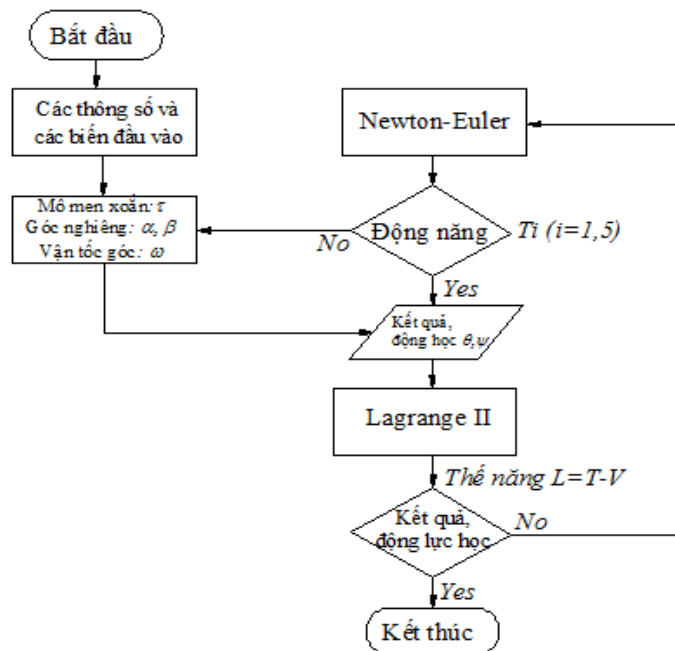
- Không xét tới ảnh hưởng của ma sát ở các ổ bi kim tại khớp quay trục chữ thập và ống then trên thân trục.

- Các trọng tâm của mỗi chi tiết trong cụm trục các đăng không dịch chuyển tương đối trong quá trình hệ chuyển động.

### 3.2 Khảo sát động lực học cụm trục các đăng

#### 3.2.1 Xây dựng sơ đồ thuật toán khảo sát động lực học cụm trục các đăng

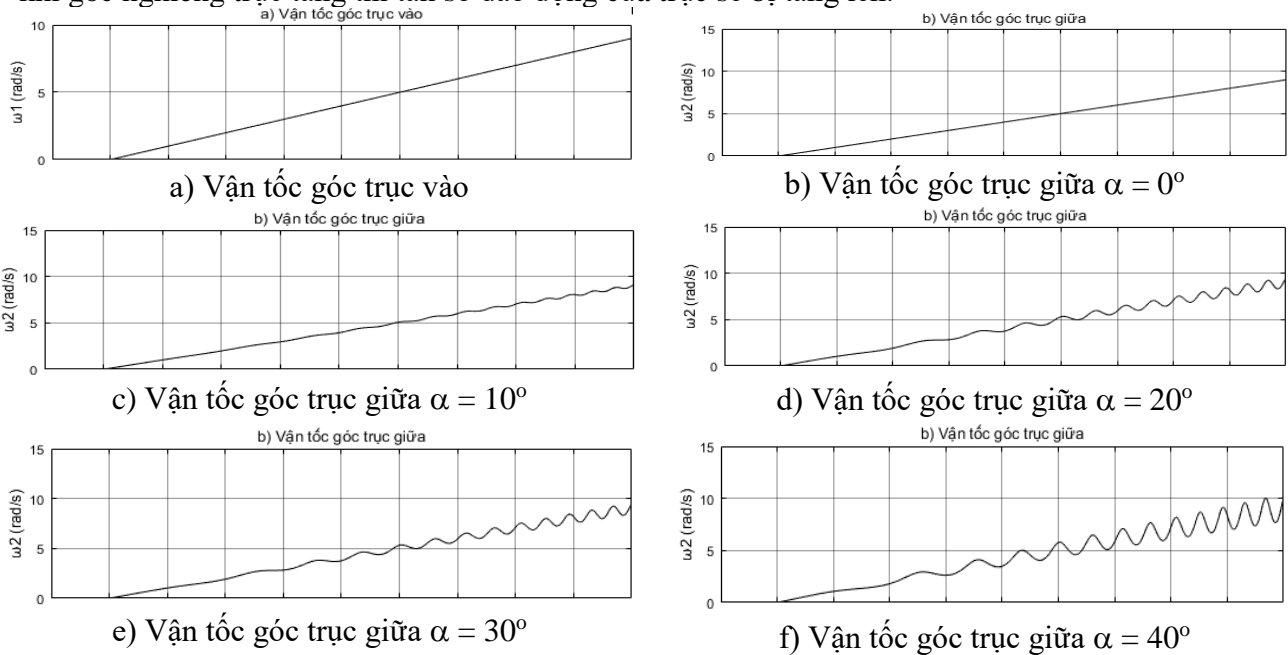
Xây dựng sơ đồ thuật toán khảo sát động học, động lực học cụm trục các đăng theo phương pháp số, hình 3.1. Sau khi cập nhật các thông số và định nghĩa các biến đầu vào gồm: Mô men xoắn  $\tau$ , Góc nghiêng trục trong mặt phẳng dọc  $\alpha, \beta$ , vận tốc góc  $\omega$ , chương trình tính được bắt đầu.



Hình 3.1 Sơ đồ thuật toán khảo sát động học động lực học trục các đăng

### 3.2.2 Xây dựng sơ đồ Matlab Simulink khảo sát các thông số động lực học trục các đặng

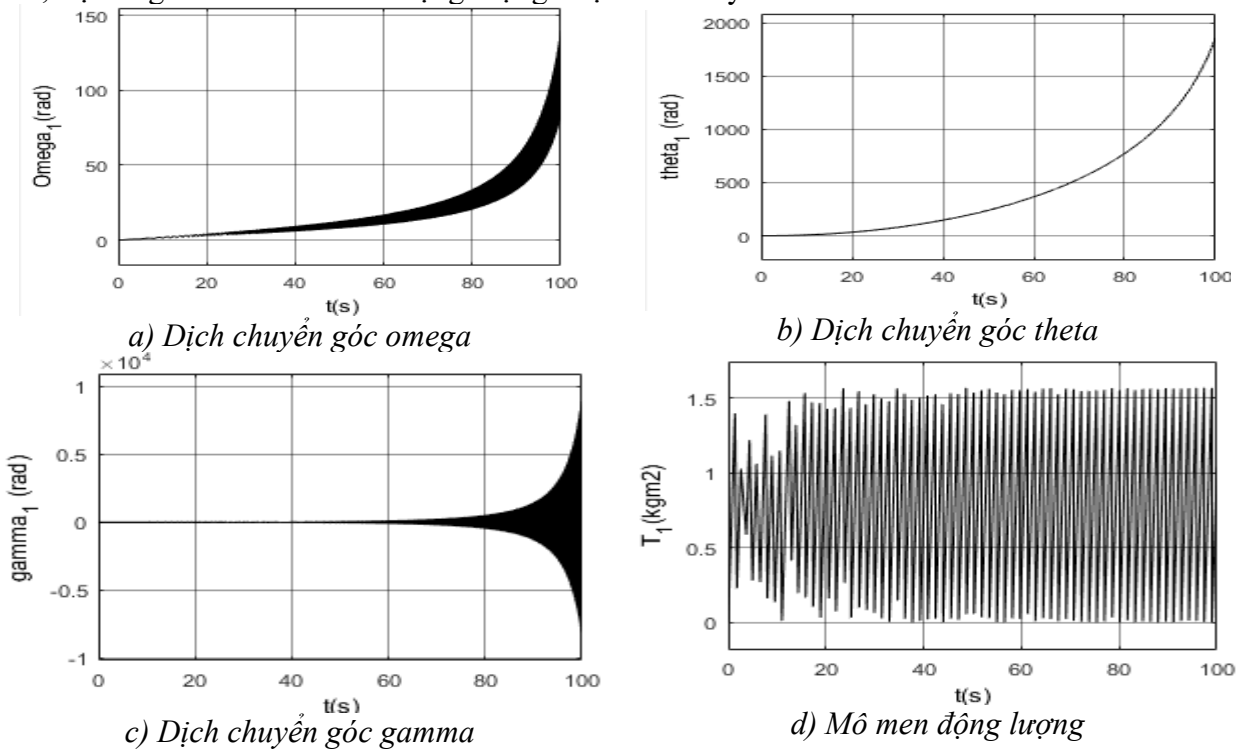
Sử dụng chương trình Matlab Simulink ta lập được sơ đồ khảo sát động học trục các đặng. Kết quả thu được ảnh hưởng của góc nghiêng trục các trường hợp  $\alpha=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$  và ta thấy khi góc nghiêng trục tăng thì tần số dao động của trục sẽ bị tăng lên.



Hình 3.2 Kết quả khảo sát ảnh hưởng của góc nghiêng đến vận tốc độ góc trục

### 3.2.3 Độ dịch chuyển góc của chốt chữ thập, trục vào, trục ra và mô men động lượng

Các kết quả khảo sát thu được về độ dịch chuyển góc của chốt chữ thập omega, trục vào theta, trục ra gamma và mô men động lượng được trình bày trên các hình 3.3.

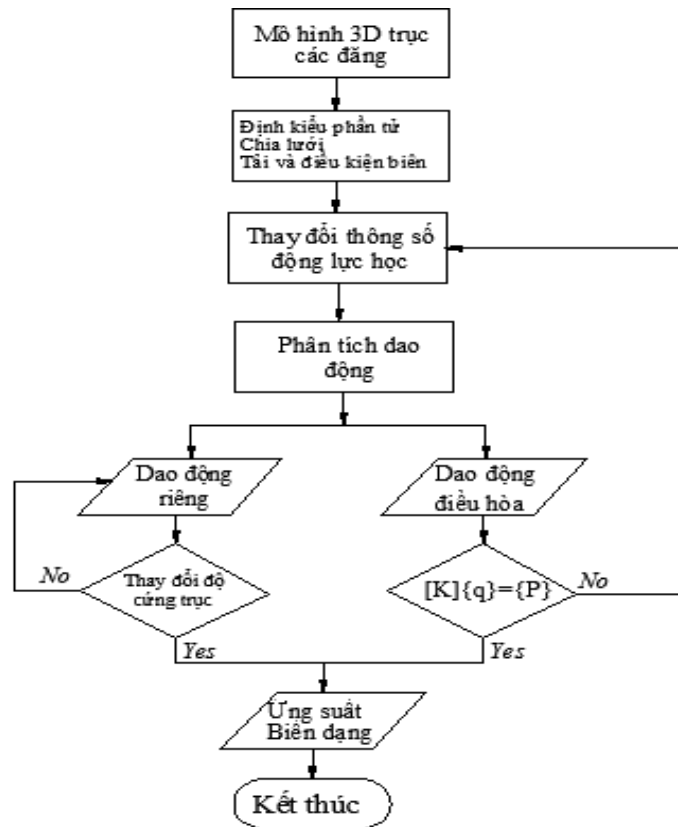


Hình 3.3 Độ dịch chuyển góc và mô men động lượng của trục các đặng

## 3.3 Khảo sát độ bền trục các đặng

### 3.3.1 Xây dựng sơ đồ thuật toán khảo sát độ bền trục các đặng

Thuật toán sử dụng trong tính bền trục các đặng theo phương pháp PTHH xây dựng theo sơ đồ hình 3.4.



Hình 3.4 Sơ đồ thuật toán tính toán độ bền trục các đặng

### 3.3.2 Xây dựng đặc tính vật liệu và kết cấu phần tử

Từ phân tích kết cấu trục, vật liệu chế tạo và công nghệ chế tạo, trên cơ sở mô hình PTHH, ta xác định đặc tính vật liệu trục các đặng với các thông số cụ thể.

### 3.3.3 Phân tích xác định kiểu phần tử

#### 3.3.3.1 Số các phần tử

Lập bảng phân tích các phần tử trong kết cấu ta nhận được số phần tử, kiểu phần tử và thời gian phân tích các phần tử. Có ba loại phần tử 3D được sử dụng trong bài toán là SOLID187 (Quadratic Tetrahedral), CONTA174 (Contact) và TARGE170 (Contact).

#### 3.3.3.2 Cấu trúc phần tử

Các phần tử sử dụng trong bảng có cấu trúc được giới thiệu gồm:

- a) Phần tử SOLID187; b) Phần tử CONTA173; c) Phần tử TARGE170

### 3.3.4 Phân tích dao động riêng cụm trục các đặng

#### 3.3.4.1 Dãy tần số dao động riêng của trục các đặng

Trong phương trình PTHH (2.55), (2.56) ta xét khi véc tơ lực  $R = 0$  để phân tích các dao động riêng của trục, khi đó ta có phương trình (3.1).

$$[M][\phi][\Omega^2] = 0 \quad (3.1)$$

Với ma trận khối lượng  $[M]$  được xác định bởi phương trình (2.58), ma trận của các giá trị riêng  $[\Omega^2]$  xác định bởi phương trình (2.59), ma trận của các véc tơ riêng  $[\phi]$  xác định bởi phương trình (2.60).

Ứng dụng phần mềm Ansys Workbench lập trình phân tích dao động riêng của trục, tại 20 dạng dao động tương ứng với dãy tần số riêng.

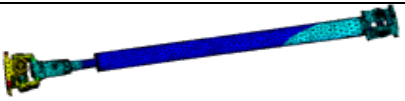
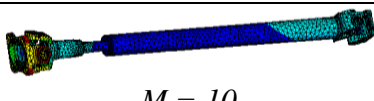
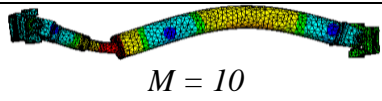
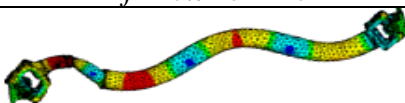
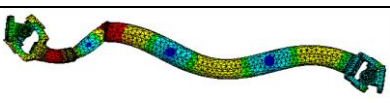
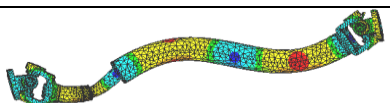
#### 3.3.4.2 Dao động uốn trục

Sử dụng các ký hiệu:  $L$  là chiều dài trục;  $M$  là số dạng riêng;  $f$  là tần số dao động;  $D_f$  là chuyển vị tổng lớn nhất.

##### a) Ảnh hưởng của chiều dài trục đến dao động uốn trục

Chiều dài thân trục không ảnh hưởng nhiều đến dao động uốn trục, nguyên nhân được giải thích do độ cứng vững của cả cụm trục các đặng nằm trong giới hạn cho phép của kết cấu. các kết quả khảo sát nêu trên bảng 3.1.

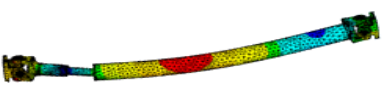
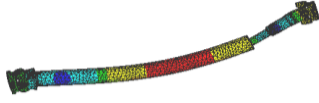
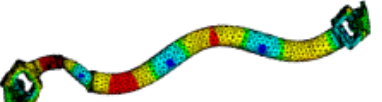
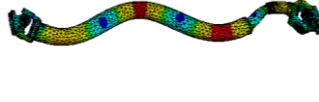
Bảng 3.1 Ảnh hưởng của chiều dài trục đến dao động uốn trục các đẳng

L 1450x6 mm	L 1300x6 mm	L 1150x6 mm
 <p><math>M = 10</math> <math>f = 654.69 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.71621 \text{ m}</math></p>	 <p><math>M = 10</math> <math>f = 667.68 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.72923 \text{ m}</math></p>	 <p><math>M = 10</math> <math>f = 543.93 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.38202 \text{ m}</math></p>
 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1295.9 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.29754 \text{ m}</math></p>	 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1451.6 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.33596 \text{ m}</math></p>	 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1157.9 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.3481 \text{ m}</math></p>

**b) Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động uốn trục**

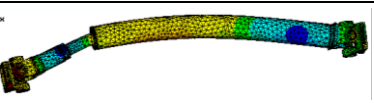
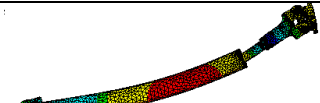
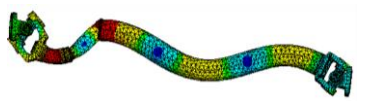
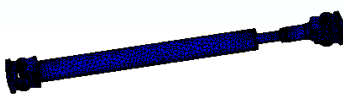
Ở vùng tần số thấp dưới 600 Hz, trục bị uốn; vùng tần số trung bình trên 600 Hz đến dưới 1000 Hz, trục bị xoắn nhiều hơn và tại vùng tần số cao trên 1000 Hz, trục bị xoắn và uốn, trong đó chuyển vị xoắn có biên độ rất lớn.

Bảng 3.2 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động uốn trường hợp L1450mm

L 1450x6 mm		L 1450x4 mm	
 <p><math>M = 6</math> <math>f = 185.0 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.29532 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 6</math> <math>f = 186.43 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.34239 \text{ m}</math></p>	
 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1295.9 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.29754 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1312.9 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.35496 \text{ m}</math></p>	

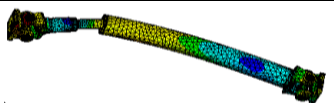
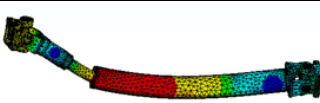
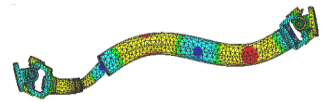
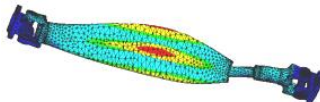
Trên trục chiều dài L1300 mm, kết quả khảo sát cho thấy tương tự trục L1450 mm, ở vùng tần số thấp dưới 600 Hz, trục bị uốn nhiều hơn và ở kích thước này thì các chi tiết nhỏ trên hai đầu trục như vòng chặn cóc bị chũm, các đệm lót sẽ bị ảnh hưởng nhiều hơn.

Bảng 3.3 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động uốn trường hợp L1300mm

L 1300x6mm		L 1300x4mm	
 <p><math>M = 6</math> <math>f = 204.42 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.31992 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 6</math> <math>f = 209.54 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.35938 \text{ m}</math></p>	
 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1451.6 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.33596 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1081 \text{ Hz}</math> <math>Df = 71.347 \text{ m}</math> (Vòng chặn bị)</p>	

Trên trục chiều dài ngắn hơn, L1150 mm, kết quả khảo sát cho thấy ở vùng tần số thấp dưới 600 Hz, trục hầu như bị uốn; vùng tần số trung bình trên 600 Hz đến dưới 1000 Hz, trục bị uốn và xoắn và tại vùng tần số cao trên 1000 Hz, trục bị xoắn nhiều nhất, trong đó chuyển vị xoắn có biên độ rất lớn và dạng dao động cũng đa dạng hơn.

Bảng 3.4 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động uốn trường hợp L 1150mm

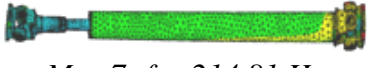



L 1150x6mm		L 1150x4mm	
 <p><math>M = 6</math> <math>f = 230.16 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.35885 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 6</math> <math>f = 233.89 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.37169 \text{ m}</math></p>	
 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1157.9 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.3481 \text{ m}</math></p>		 <p><math>M = 15</math> <math>f = 1617 \text{ Hz}</math> <math>Df = 0.73519 \text{ m}</math></p>	

### 3.3.4.3 Dao động xoắn trục

#### a) Ảnh hưởng của chiều dài trục đến dao động xoắn trục

Qua khảo sát cho thấy chiều dài thân trục có ảnh hưởng nhiều đến dao động xoắn trục, nguyên nhân là do ảnh hưởng của độ cứng cụm trục. Các kết quả khảo sát nêu trên bảng 3.5.

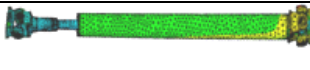
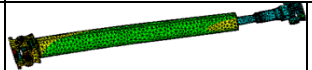

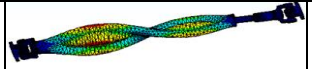
Bảng 3.5 Ảnh hưởng của chiều dài trục đến dao động xoắn trục các đẳng

L 1450x6mm	L 1300x6mm	L 1150x6mm
 $M = 7; f = 214.81 \text{ Hz}$ $Df = 0.42168 \text{ m}$	 $M = 7; f = 226.12 \text{ Hz}$ $Df = 0.44134 \text{ m}$	 $M = 7; f = 238.46 \text{ Hz}$ $Df = 0.46369 \text{ m}$
 $M = 20; f = 1081.9 \text{ Hz}$ $Df = 0.63633 \text{ m}$	Không có dao động xoắn	Không có dao động xoắn

#### b) Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động xoắn trục

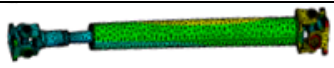
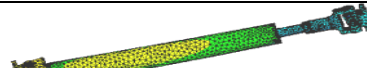
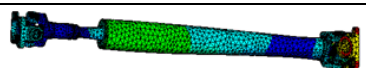
Chiều dày thân trục có ảnh hưởng rất lớn đến dao động xoắn trục, kết quả khảo sát nêu trên bảng các bảng 3.6, 3.7 và 3.8. Khi cùng một chiều dài nhưng thân trục có chiều dày khác nhau thì dao động của trục cũng khác nhau. Trục có chiều dày thân trục nhỏ 4 mm sẽ có chuyển vị xoắn lớn hơn trên trục có chiều dày 6 mm.

Bảng 3.6 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động xoắn trường hợp L1450mm

L 1450x6mm	L 1450x4mm
 $M = 7$ $f = 214.81 \text{ Hz}$ $Df = 0.42168 \text{ m}$	 $M = 7; f = 255.76 \text{ Hz}$ $Df = 0.43999 \text{ m}$
 $M = 20; f = 1081.9 \text{ Hz}$ $Df = 0.63633 \text{ m}$	 $M = 19; f = 1669.4 \text{ Hz}$ $Df = 0.65885 \text{ m}$


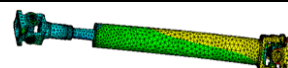
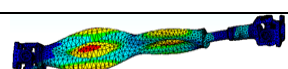
Trên trục chiều dài L1300 mm, kết quả khảo sát cho thấy ở vùng tần số thấp dưới 600 Hz, trục hầu như bị xoắn nhiều hơn các vùng tần số trung bình và tần số cao. Các kết quả khảo sát trên trục L1300 mm nêu trên bảng 3.7 Các dao động xoắn xảy ra ở cả ba vùng tần số thấp, tần số trung bình và tần số cao đối với trục có chiều dày 6 mm. Đối với trục có chiều dày 4 mm thì dao động xoắn xảy ra ở vùng tần số thấp và vùng tần số cao.

Bảng 3.7 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động xoắn trường hợp L1300mm

L 1300x6 mm	L 1300x4 mm
 $M = 7$ $f = 226.12 \text{ Hz}$ $Df = 0.44134 \text{ m}$	 $M = 7$ $f = 226.12 \text{ Hz}$ $Df = 0.44134 \text{ m}$
 $M = 14$ $f = 1175.4 \text{ Hz}$ $Df = 0.61395 \text{ m}$	Không có dao động xoắn

Đối với trục có chiều dài L1150 mm, kết quả khảo sát cho thấy dao động xoắn xảy ra ở trục có chiều dày thân trục nhỏ hơn và dao động xảy ra ở tất cả các vùng tần số thấp, trung bình và tần số cao. Các kết quả khảo sát trên trục L1150 mm nêu trên bảng 3.8.

Bảng 3.8 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến dao động xoắn trường hợp L 1150mm

L 1150x6mm	L 1150x4mm
 $M = 7; f = 238.46 \text{ Hz}$ $Df = 0.46369 \text{ m}$	 $M = 7; f = 260.59 \text{ Hz}$ $Df = 0.48496 \text{ m}$
Không có dao động xoắn	 $M = 20; f = 1731.2 \text{ Hz}$ $Df = 0.74466 \text{ m}$

### 3.3.5 Phân tích dao động điều hòa tải trọng phân bố trên trục các đăng

Khi có lực kích thích  $R$  tác dụng, trục bị dao động xoắn trong quá trình làm việc.

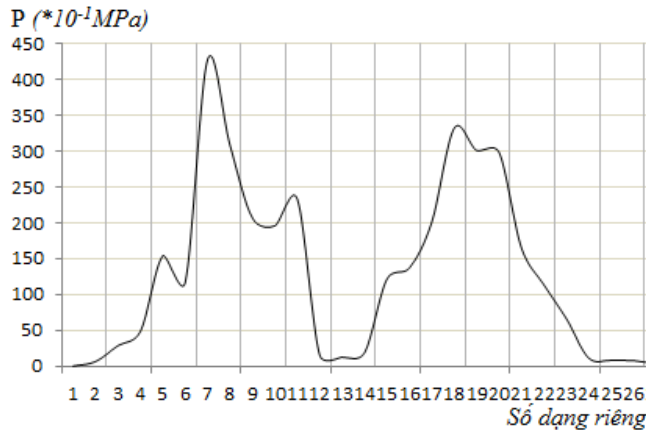
#### 3.3.5.1 Các thông số đầu vào

Lực kích thích là các mô men xoắn trên trục vào được truyền từ động cơ qua ly hợp, hộp số. Giá trị mô men xoắn cực đại của động cơ được xác định theo giá trị danh nghĩa  $M_{e_{max}} = 320\text{Nm}$  tại 2200 vòng/phút. Mô men cản từ bánh xe chủ động:  $M_k = 225\text{Nm}$ .

#### 3.3.5.2 Các thông số điều kiện biên

Ta chọn các ràng buộc trong kết cấu PTHH thỏa mãn điều kiện biên trong mô hình mô phỏng là hai vị trí  $A_1$  và  $B_1$  trên hai đầu trục đặt trên vật 5.

Các thông số điều kiện biên được xác định đảm bảo cho cả cụm trục đủ độ cứng vững về kết cấu và ổn định trong quá trình làm việc về mặt cơ học và thỏa mãn các giả thiết đã đưa ra trong mục 3.1.



Hình 3.5 Đồ thị phân bố tải trọng theo tần số  $L 1450 \times 6 \text{ mm}$

Dạng riêng thứ 7,  $f = 508.22\text{Hz}$ ,  $P = 42.8116 \text{ Mpa}$

Dạng riêng thứ 18,  $f = 2122.975\text{Hz}$ ,  $P = 33.2166 \text{ MPa}$

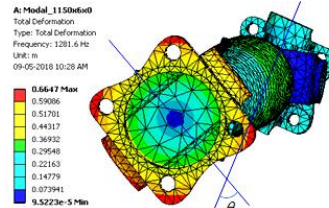
### 3.3.6 Phân bố ứng suất, biến dạng trên trục các đăng

#### 3.3.6.1 Trên cụm trục các đăng

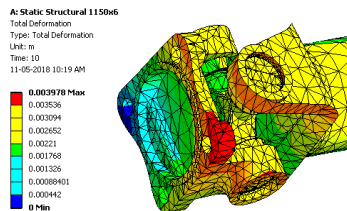
Sử dụng phần mềm PTHH Ansys Workbench ta khảo sát được các giá trị ứng suất và biến dạng trên cụm trục các đăng. Ưu điểm của việc sử dụng phần mềm là có thể đưa đầy đủ các điều kiện biên vào vài toán. Kết quả được phản ánh trực tiếp đồ thị 3D trên chi tiết, nhìn phổ màu và những giá trị hiển thị, ta đọc kết quả nhanh chóng, hình 3.6.



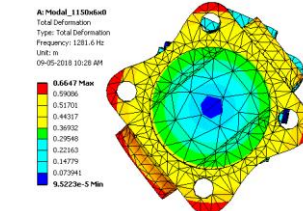
a) Phân bố ứng suất uốn



b) Phân bố ứng suất xoắn



c) Phân bố biến dạng trên nạng



d) Phân bố biến dạng trên mặt bích

Hình 3.6 Sự phân bố ứng suất, biến dạng trên trục các đăng

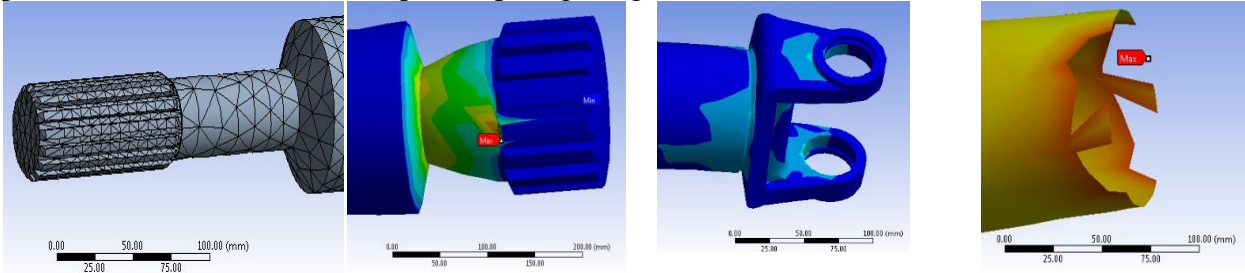
#### 3.3.6.2 Trên các vị trí thân trục

Trên các vị trí thân trục có một đầu gắn chặt với nạng, đầu còn lại là trục then hoa, giữa có ống tròn rỗng hàn chặt hai đầu với nhau thành một khối cứng. Đặc tính hình học của khối cứng thân trục gồm:



Thể tích: 517.83mm<sup>3</sup>; Khối lượng: 4.065 kg; Tọa độ trọng tâm: x, y, z = -158.71, -129.03, 275.64 mm ; Số nút: 7384 nút; Số phần tử: 4034 phần tử.

Kết quả mô phỏng cho thấy: Biến dạng lớn nhất là 2.453 mm/mm ;Ứng suất lớn nhất: 262 Mpa. Một số hình ảnh mô tả kết quả mô phỏng bằng hình ảnh, hình 3.7.

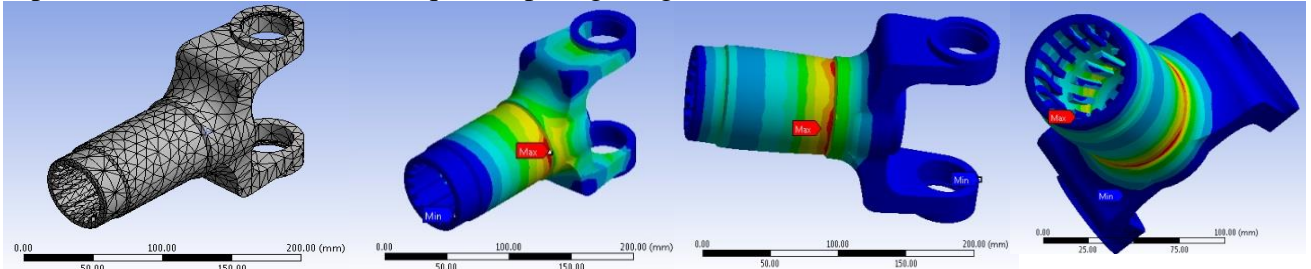


Hình 3.7 Kết quả mô phỏng độ bền thân trục các đăng

### 3.3.6.3 Trên nạng trực

Mô phỏng tương tự thân trục, ta thực hiện đối với nạng các đăng và nhận được các kết quả: Thể tích: 398.7mm<sup>3</sup>; Khối lượng: 3.13 kg; Tọa độ trọng tâm: x, y, z = 4.278, 11.65, 19.318 mm; Số nút: 13794 nút; Số phần tử: 7172 phần tử

Kết quả mô phỏng cho thấy: Biến dạng lớn nhất là 3.788 mm/mm; Ứng suất lớn nhất: 399 Mpa. Một số hình ảnh mô tả kết quả mô phỏng bằng hình ảnh, hình 3.8.



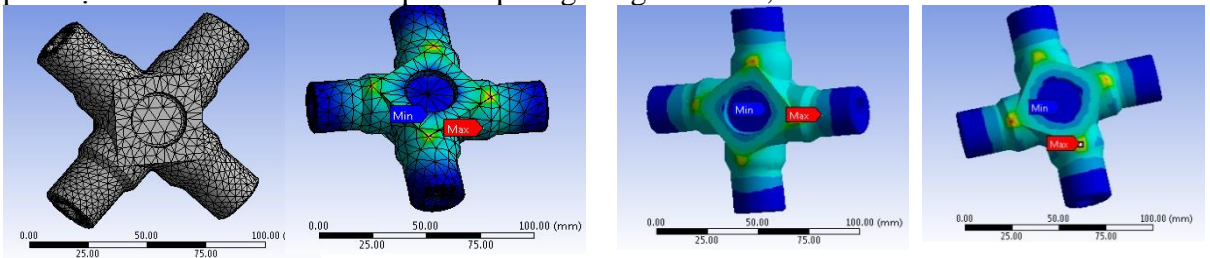
Hình 3.8 Kết quả mô phỏng độ bền nạng các đăng

### 3.3.6.4 Trên chốt chữ thập các đăng

Cũng thực hiện như thân trục và nạng các đăng, ta nhận được kết quả khi mô phỏng chốt chữ thập.

Thể tích: 104.6mm<sup>3</sup>; Khối lượng: 0.821 kg; Tọa độ trọng tâm: x, y, z = 1.136, 3.215, 0.877 mm; Số nút: 33583 nút; Số phần tử: 19753 phần tử.

Kết quả mô phỏng cho thấy: Biến dạng lớn nhất là 0.476 mm/mm; Ứng suất lớn nhất: 265.3 Mpa. Một số hình ảnh mô tả kết quả mô phỏng bằng hình ảnh, hình 3.9.



Hình 3.9 Kết quả mô phỏng độ bền chốt chữ thập các đăng

## 3.3.7 Ảnh hưởng của các thông số hình học đến ứng suất, biến dạng

### 3.3.7.1 Ảnh hưởng của chiều dài đến ứng suất, biến dạng trên trục

So sánh kết quả theo chiều dài cho thấy trên trục 1 có L1450x6mm sẽ có tổng chuyển vị, biến dạng tương đương và ứng suất tương đương lớn hơn hai trục 2 và trục 3 có chiều dài ngắn hơn.

Trên trục chiều dài lớn L1450x6mm biến dạng tương đương là 3.8589e-002 m/m và ứng suất tương đương là 7.7178e+009 Pa lớn nhất so với hai trục ngắn hơn.

Trục kích thước trung bình L1300x6mm có tổng chuyển vị lớn nhất. Như vậy trục 1 sẽ có độ bền thấp hơn hai trục 2 và trục 3.

Kết quả khảo sát trình bày trên bảng 3.14.



Bảng 3.14 Ảnh hưởng của chiều dài trục đến ứng suất, biến dạng trên trục

	L1450x6mm	L1300x6mm	L1150x6mm
Tổng chuyển vị (m)	5.4589e-003	<b>5.6786e-003</b>	3.978e-003
Biến dạng tương đương (m/m)	<b>3.8589e-002</b>	3.2706e-002	3.7625e-002
Ứng suất tương đương (von-Mises) (Pa)	<b>7.7178e+009</b>	6.2989e+009	7.5251e+009

### 3.3.7.2 Ảnh hưởng của chiều dày thân trục đến ứng suất, biến dạng

Chiều dày thân trục có ảnh hưởng lớn nhất đến ứng suất, biến dạng trục các đặng trong quá trình làm việc. Từ kết quả khảo sát này ta xác định được số nút, số phần tử của mỗi loại trục. Với chiều dày khác nhau thì số nút và số phần tử trên mỗi trục cũng khác nhau.

So sánh kết quả theo chiều dày thân trục rõ ràng ta thấy trục mỏng 4 mm sẽ có các thông số biến dạng tương đương và ứng suất tương đương lớn trục dày 6 mm. Trường hợp này cho kết quả trục mỏng 4 mm có độ bền thấp hơn trục dày 6 mm.

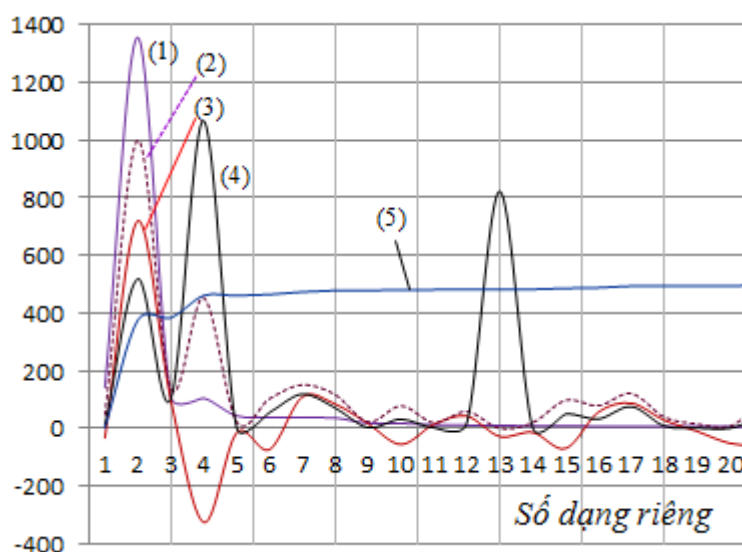
Các kết quả khảo sát ảnh hưởng của độ dày thân trục đến ứng suất biến dạng nêu trong bảng 3.15.

Bảng 3.15 Ảnh hưởng của chiều dày trục đến ứng suất, biến dạng trên trục

	Trục 1		Trục 2		Trục 3	
	1450 x 6	1450 x 4	1300 x 6	1300 x 4	1150 x 6	1150 x 4
Số nút	428680	427772	424571	424429	420636	420176
Số phần tử	243230	242214	241281	240611	239245	238549
Tổng chuyển vị (m)	5.4589e-003	<b>6.6223e-003</b>	<b>5.6786e-003</b>	3.5592e-003	3.978e-003	<b>5.2456e-003</b>
Biến dạng tương đương (m/m)	3.8589e-002	<b>4.7135e-002</b>	3.2706e-002	<b>3.5592e-003</b>	3.7625e-002	<b>5.6015e-002</b>
Ứng suất tương đương (von-Mises) (Pa)	7.7178e+009	<b>8.8614e+009</b>	6.2989e+009	<b>8.1948e+009</b>	7.5251e+009	<b>1.1152e+010</b>

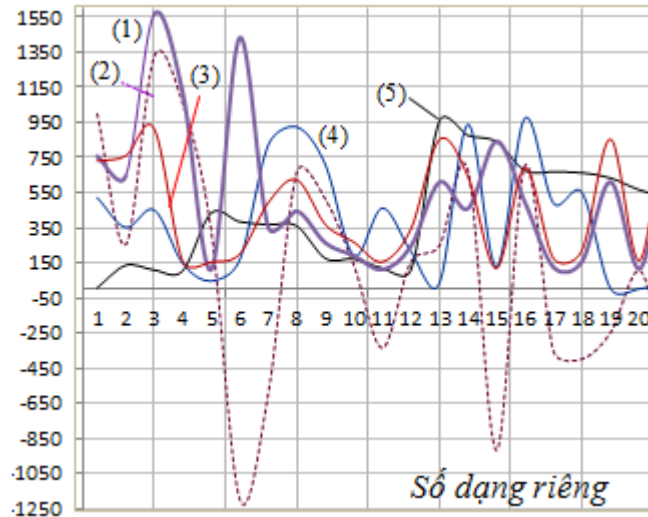
### 3.3.7 Phân tích ảnh hưởng của thông số động lực học đến độ bền trục các đặng

Khảo sát ảnh hưởng của các thông số động lực học trục các đặng gồm độ cứng trục phụ thuộc vào kích thước chiều dài, chiều dày trục và tần số dao động, dạng dao động riêng của trục các đặng ảnh hưởng đến độ bền của cụm trục các đặng. Ứng dụng phần mềm ANSYS Workbench cho các kết quả phân tích trên hình 3.10 đối với trục có chiều dài  $L = 1450 \times 6 \text{mm}$  và hình 3.11 đối với trục có chiều dài  $L = 1300 \times 6 \text{mm}$ . Việc khảo sát hai loại trục này nhằm lấy kết quả so sánh với hai trục cùng loại được sử dụng trong thí nghiệm.



- 1) Biến dạng theo phương X ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_x= 1357.1$  tại 374.73Hz
- - - 2) Biến dạng theo phương Y ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_y= 453.794$  tại 374.73Hz
- 3) Biến dạng theo phương Z ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_z= 719.96$  tại 374.73Hz
- 4) Chuyển vị tổng (mm/m)  $Df = 518.435$  tại 1295.9Hz
- 5) Góc xoắn tổng (rad)  $\theta = 500$  tại 1801.9Hz

Hình 3.10 Đồ thị biến dạng, chuyển vị, góc xoắn tổng trên trục  $L=1450 \times 6mm$



- 1) Biến dạng theo phương X ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_x= 1566.75$  tại 441.6 Hz
- - - 2) Biến dạng theo phương Y ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_y = 1326.61$  tại 441.6Hz
- 3) Biến dạng theo phương Z ( $*10^{-3}mm$ ),  $\varepsilon_z= 914.153$  tại 441.6Hz
- 4) Chuyển vị tổng (mm/m)  $Df = 875.35$  tại 1451.6 Hz
- 5) Góc xoắn tổng (rad)  $\theta = 973.6$  tại 2007.8 Hz

Hình 3.11 Đồ thị biến dạng, chuyển vị, góc xoắn tổng trên trục  $L=1300 \times 6mm$

Ở đồ thị trên ta có thể lập bảng phân tích kết quả như trong bảng 3.16. Ta thấy rõ trên trục dài  $L = 1450mm$  biến dạng theo các phương, tổng chuyển vị và góc xoắn lớn hơn trên trục có chiều dài  $L = 1300mm$ . Kết quả này sẽ được kiểm chứng trong thí nghiệm.

Bảng 3.16 Kết quả khảo sát biến dạng, chuyển vị, góc xoắn tổng trên trục

Chiều dài trục x 6mm	Dạng riêng	Tần số (Hz)	Biến dạng theo phương x ( $*10^{-3}mm$ )	Biến dạng theo phương y ( $*10^{-3}mm$ )	Biến dạng theo phương z ( $*10^{-3}mm$ )	Chuyển vị tổng (mm/m)	Góc xoắn tổng của trục (rad)
L = 1450	9	374.73	1566.75	1326.61	914.153	-	-
L = 1450	15	1295.9	-	-	-	875.35	-
L = 1450	20	1801.9	-	-	-	-	973.6
L = 1300	9	441.6	1357.1	-	719.96	518.435	-
L = 1300	15	1451.6	-	453.794	-	-	-
L = 1300	20	2007.8	-	-	-	-	500

### KẾT LUẬN CHƯƠNG 3

Xây dựng thuật toán khảo sát động học, động lực học trục các đặng cho thấy ảnh hưởng của các thông số hình học cụm trục như góc nghiêng trục, độ dài trục và độ cứng chống xoắn (liên quan đến chiều dày thân trục) đã ảnh hưởng tới động học, động lực học trục các đặng. Ứng dụng phần mềm Matlab Mupad và Simulink mô phỏng khảo sát động học của các chi tiết, xác định mối quan hệ giữa tốc độ trục vào, trục ra, trục giữa và ảnh hưởng bởi góc nghiêng của trục trong những trường hợp  $\alpha$  là  $0^0$ ,  $10^0$ ,  $20^0$ ,  $30^0$ ,  $40^0$  để thấy tần số dao động của trục lớn khi số vòng quay tăng.

Xây dựng thuật toán tính toán độ bền trục các đặng và xác định phương pháp PTHH để mô phỏng. Sử dụng phần mềm chuyên dụng Ansys Workbench để giải. Kết quả mô phỏng chính xác do đã xác định kiểu phần tử phù hợp.

Xác định các dạng dao động riêng của cụm trục các đặng trong 6 trường hợp: (1) L1450 x 6mm, (2) L1450 x 4mm, (3) L1300 x 6mm, (4) L1300 x 4mm, (5) L1150 x 6mm, (6) L1150 x 4mm. Kết quả thấy được các dao động uốn và xoắn trục các đặng trong mỗi trường hợp cụ thể làm cơ sở số liệu thiết kế trục.

Xác định được các tần số của dao động điều hòa của lực tác dụng làm cơ sở khảo sát bền cụm trục và các chi tiết trên trục phụ thuộc vào các thông số động học, động lực học độ bền trục các đặng. Các kết quả nhận được dạng bảng số, dạng đồ thị 2D và mô hình 3D đáng tin cậy.

## Chương 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

### 4.1 Mục đích thí nghiệm

Thí nghiệm nhằm mục đích xác định mối quan hệ giữa các thông số động lực học tới độ bền trục các đặng thông qua các kết quả đo được gồm: Giá trị mô men xoắn và biến dạng trên trục khi trục đang quay ở những chế độ tải tương ứng với chế độ làm việc của xe thực.

### 4.2 Đối tượng thí nghiệm

Đối tượng thí nghiệm là cụm trục các đặng trong hệ thống truyền lực ô tô tải có tải trọng đến 3 tấn LF 3070G1 được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam.

### 4.3 Các thông số trong thí nghiệm

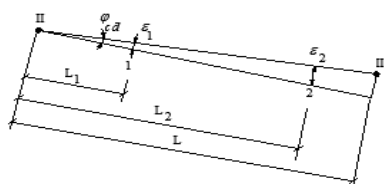
Các thông số trong thí nghiệm được mô tả trên hình 4.1 gồm:

Thông số đã xác định trước gồm: Số vòng quay của trục  $n$  (v/ph); Chiều dài trục  $L_{cd}$  (mm); Góc nghiêng trục  $\alpha$  (độ).

Thông số cần đo trong thí nghiệm gồm: Mô men xoắn trên trục các đặng  $M_{cd}$  (Nm); Ứng suất theo phương X tại vị trí đo  $\sigma_x$  ( $N/m^2$ ); Biến dạng theo phương X trên bề mặt trục tại vị trí đo  $\epsilon_x$  (mm).



a) Vị trí hai điểm đo 1 và 2



b) Hình học hai điểm đo

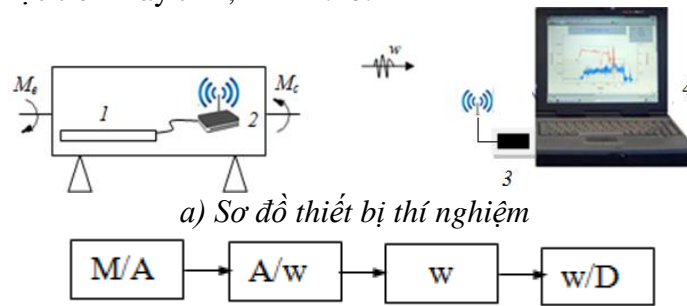
Hình 4.1 Mô hình mô tả các thông số thí nghiệm trên trục các đặng

### 4.4 Xây dựng sơ đồ thí nghiệm

Trên hình 4.2 trình bày sơ đồ thí nghiệm đo các thông số khi trục các đặng số 1 đang quay nhờ mô men dẫn động  $M_e$ , mô men tải  $M_c$  tương đương với trạng thái làm việc của xe thực.

Tín hiệu thu được là đại lượng cơ học mô men, biến dạng, số vòng quay (đại lượng không điện) chuyển đổi thành điện áp  $\Delta_e$  nhờ cảm biến tenzo dán trên trục các đặng số 1 tại hai vị trí cần đo. Sử dụng mạch chuyển đổi điện áp  $\Delta_e$  thành sóng điện từ  $w$  truyền vào trong không gian. Cũng sử dụng mạch chuyển đổi sóng điện từ thành điện áp để thu lại đưa vào mạch tiếp theo là tín hiệu số đưa vào máy tính có phần mềm xử lý lấy ra kết quả ban đầu là mô men, biến dạng, số vòng quay trên trục. Thiết bị có các mạch chuyển đổi này gọi là bộ thu phát không dây số 2 và số 3, hình 4.2a.

Bộ thu tín hiệu không dây số 3 được lắp vào máy tính số 4 qua cổng COM. Tín hiệu điện áp  $\Delta e$  nhận từ tenzo có điện áp thấp  $<10\text{mV}$  truyền tới máy tính, sau khi khuếch đại được chuyển đổi A/D (Analog/Digital) để bộ vi điều khiển thực hiện các xử lý, hiển thị quá trình đo và ghi kết quả đo thành file lưu trữ được trên máy tính, hình 4.2b.

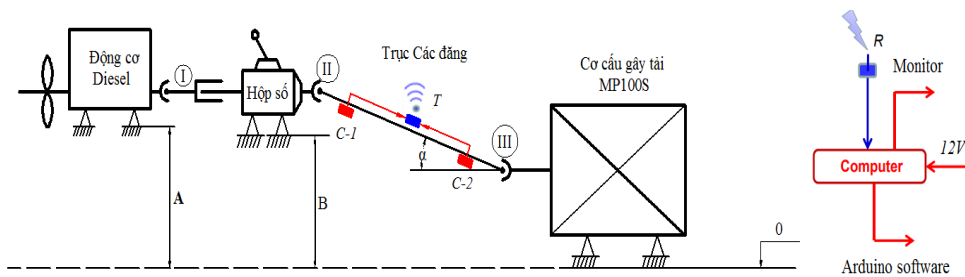


a) Sơ đồ thiết bị thí nghiệm  
b) Sơ đồ truyền dẫn tín hiệu  
Hình 4.2 Sơ đồ thí nghiệm

1. Trục các đặng, 2. Bộ phát tín hiệu, 3. Bộ thu tín hiệu, 4. Máy tính, w. Sóng tín hiệu truyền dẫn

#### 4.5 Thiết kế bộ thử trục các đặng

Thí nghiệm đã thiết kế bộ thử trục các đặng theo nguyên lý dòng công suất hở theo sơ đồ hình 4.3. Trong đó có động cơ dẫn động loại diesel IVECO 81kW, hộp số cơ khí 5 tay số và trục các đặng lắp nghiêng trong mặt phẳng dọc có thể thay đổi góc với các giá trị  $\alpha$  tương đương với các cụm lắp trên xe thực, cơ cấu gây tải MP100S, bộ phát tín hiệu không dây gắn trên trục các đặng.



Hình 4.3 Sơ đồ bộ thử trục các đặng thí nghiệm

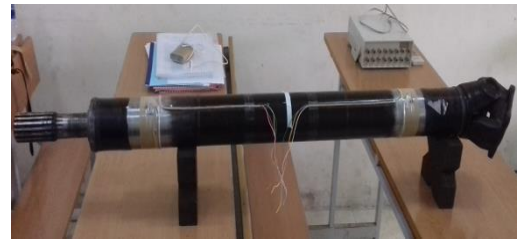
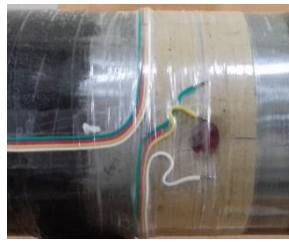
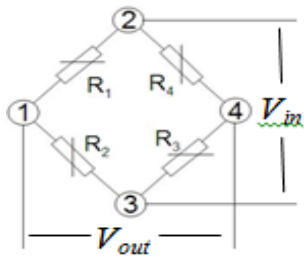
Các trường hợp thí nghiệm gồm thay đổi các thông số góc nghiêng trục, chiều dài trục và số vòng quay trục tại các chế độ tải tương ứng với chế độ tải khi xe hoạt động thực tế trên đường. Những vị trí C-1, C-2 được dán tenzo theo cầu đo Wheastone để lấy tín hiệu đưa ra bộ thu phát và bộ thu tín hiệu không dây T và R và chuyển đổi sang tín hiệu mô men và biến dạng nhờ phép chuẩn calip đo trên máy chuyên dùng.

Sử dụng Tenzo biến dạng loại FCA-3-11 (hình 4.4) do công ty Tokyo Sokki Kenkyjo của Nhật Bản sản xuất có các thông số cơ bản: chiều dài 3 mm, điện trở:  $120 \pm 0.5 \Omega$ .



Hình 4.4 Tenzo biến dạng sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm

Trên trục cần đo mô men xoắn, dán trực tiếp các tenzo lên bề mặt được làm sạch và đánh bóng bằng keo dán chuyên dụng, nối dây các cảm biến thành cầu đo rồi đưa dây ra ngoài. Tiến hành dán tenzo lên trục các đặng tại vị trí 2 đầu trục. Cầu Wheatstone (bao gồm 4 điện trở: R1, R2, R3 và R4) sử dụng làm mạch đo cho điện trở tenzo. Hai đầu của cầu được nối với nguồn điện nuôi, hai đầu còn lại được nối với thiết bị đo, hình 4.5.



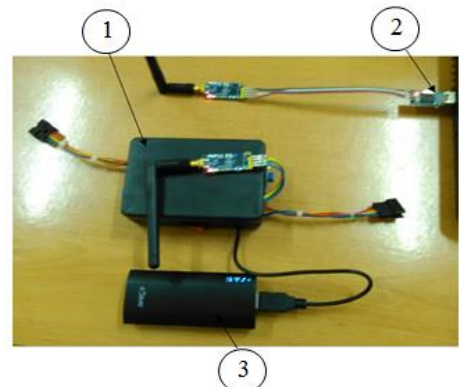
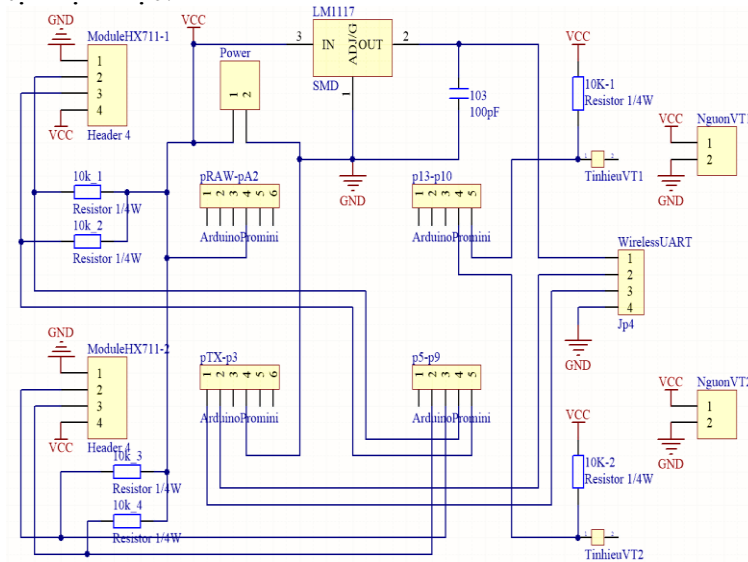
Hình 4.5 Mạch cầu Wheatstone và dán tenzo lên trục

Với các tenzo làm từ vật liệu kim loại, điện áp đo  $V_{out}$  gần như tỷ lệ thuận với biến dạng của trục, biến dạng này lại tỷ lệ thuận với mô men xoắn trên trục  $M_t$ , nên thiết bị đo có thể coi là tuyến tính

$$V_{out} \approx k.M_t \tag{4.1}$$

Trong đó k là hệ số tỷ lệ,  $M_t$  là mô men xoắn trên trục. Máy tính và lập trình phần mềm: Máy tính có thể sử dụng loại để bàn hoặc loại notebook được cài đặt phần mềm lập trình C# và thiết kế giao diện hiển thị trong Visual Studio. Các tín hiệu đo được ghi kết quả, hiển thị trên màn hình và lưu thành file trên máy tính.

Thiết kế và chế tạo bộ thu phát tín hiệu không dây với sơ đồ tổng thể thiết kế và kết quả chế tạo đạt được:

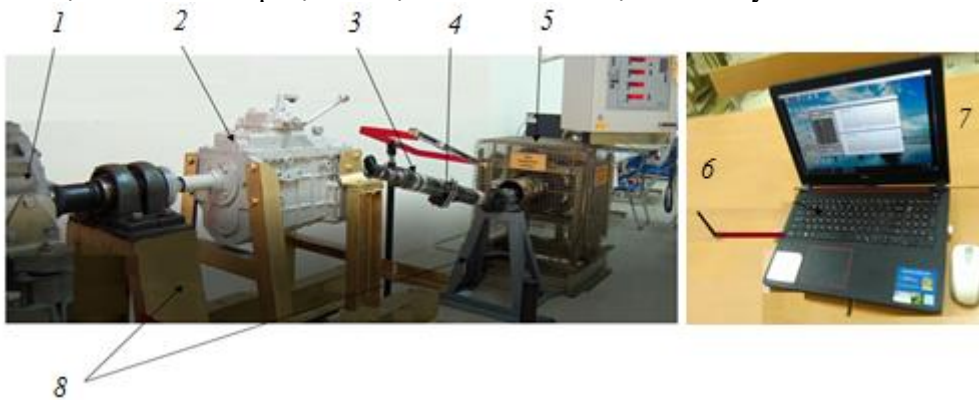


1. Mạch phát; 2. Mạch thu; 3. Ắc quy (pin 3,3V)

Hình 4.7. Ảnh bộ thu phát không dây được thiết kế và chế tạo.

Hình 4.6. Sơ đồ thiết kế tổng thể của mạch thu phát không dây đo vận tốc, biến dạng

Sơ đồ tổng thể bộ thử sau khi lắp đặt và hiệu chỉnh hoàn thiện trình bày trên hình 4.8



1. Động cơ dẫn động; 2. Hộp số; 3. Trục các đăng; 4. Bộ phát; 5. Cơ cấu gậy tải MP100S; 6. Bộ thu; 7. Máy tính; 8. Giá đỡ

Hình 4.8 Bộ thử thử nghiệm trục các đăng



#### 4.6 Hiệu chuẩn tín hiệu đo

- Hiệu chuẩn biên dạng đo: được thực hiện trên máy chuyên dụng với bộ thu phát không dây để phát và nhận tín hiệu.

Hiệu chuẩn mô men xoắn trên trục các đặng theo công thức (4.2).

$$M_{xcl} = P_t \cdot l_{cl} \quad (4.2)$$

Điện áp đo  $\Delta e$  (mV) và mô men xoắn trên trục  $M_{xcl}$  (Nm) là tuyến tính, gần đúng theo (4.3).

$$\Delta e \approx k_M \cdot M_{xcl} \quad (4.3)$$

Trong đó:  $k_M$  là hệ số tỷ lệ,  $M_{xcl}$  là mô men xoắn calip trên trục.

Kết quả đã xác định được giá trị calip mô men xoắn là 25kgm/10mV

Hiệu chuẩn mô men xoắn trên cơ cấu gây tải MP100S: Khối lượng calip chuẩn 25kg, chiều dài cánh tay đòn 1000mm, mô men xoắn 250 N.m và hiệu chuẩn bộ thu phát không dây chế tạo.

So sánh kết quả đạt được thấy rằng sai lệch giữa 2 bộ thu phát là 0,3% nên bộ thu phát không dây chế tạo là tin cậy.

#### 4.7 Chế độ thí nghiệm

Các chế độ thí nghiệm được thí nghiệm nêu trong bảng 4.1 với hai trục có chiều dài khác nhau  $L_1=1300\text{mm}$  và  $L_2 = 1450\text{mm}$ ; Hai góc nghiêng trục:  $\alpha = 10^\circ$  và  $\alpha = 15^\circ$ ; Hai chế độ tải trọng: trên thiết bị gây tải MP100S gồm tải 1 = 100N.m và tải 2 = 200N.m (tương ứng 50% tải và 100% tải của xe).

Kết quả hiệu chuẩn đã xác định được giá trị calip biên dạng của điện trở:  $\varepsilon$  ( $\mu\text{m}$ ) 0.1550mm/10mV.

Bảng 4.1 Bảng các chế độ thí nghiệm

4 thông số đầu vào	1. Chế độ tải (N.m)	100	200
	2. Số vòng quay trục $n_t$ (v/ph)	1000	2000
	3. Chiều dài trục $L_t$ (mm): 1300/1450		
	4. Góc nghiêng trục các đặng: $\alpha_1=0^\circ$ , $\alpha_2=15^\circ$		
	Vị trí đo biến dạng 1/2	Ký hiệu file kết quả đo tại vị trí 1, đầu I	Ký hiệu file kết quả đo tại vị trí 2, đầu II
2 thông số đầu ra đo đồng thời	(I) $\varepsilon_{11}$ , $\varepsilon_{21}$ ( $\mu_m$ )	BD -11.01	BD -21.02
	(I) $\varepsilon_{12}$ , $\varepsilon_{22}$ ( $\mu_m$ )	BD -12.01	BD -22.02
	(I) $\varepsilon_{13}$ , $\varepsilon_{23}$ ( $\mu_m$ )	BD -13.01	BD -23.02
	(II) $n_{11}$ , $n_{21}$ (v/ph)	n11.01	n21.02
	(II) $n_{12}$ , $n_{22}$ (v/ph)	n12.01	n22.02
	(II) $n_{13}$ , $n_{23}$ (v/ph)	n13.01	n23.02

Sử dụng các ký hiệu đối với file lưu kết quả: Chữ “BD” tương ứng với biên dạng; Chữ “n” tương ứng với vận tốc góc; Số thứ nhất “1,2” là vị trí đo 1, 2 hoặc I, II; Số thứ hai “1, 2, 3” thể hiện lượt đo; Chỉ số “0” – góc nghiêng trục các đặng; Chỉ số “1” tiếp theo là chế độ tải.

#### 4.8 Các bước tiến hành thí nghiệm trên bộ thử

Các bước tiến hành thí nghiệm được thực hiện theo trình tự sau: lắp trục các đặng đã dán tenzo, lắp bộ thu không dây vào máy tính, calip mô men cơ cấu gây tải, tiến hành thí nghiệm trên bộ thử. Kết quả thí nghiệm được hiển thị qua giao diện như hình

Với mỗi lượt đo thực hiện 3 lần lấy giá trị trung bình. Như vậy ta có được số lượt thí nghiệm là cho mỗi trục là: 2 chế độ tải (100N.m và 200N.m) x 2 chế độ số vòng quay (1000 v/ph và 2000 v/ph) x 2 chế độ góc nghiêng trục ( $0^\circ$  và  $15^\circ$ ) x 3 lượt đo = 24 thí nghiệm tương ứng với 24 file kết quả dữ liệu được lưu. Thí nghiệm trên hai trục L1350mm và L1400mm có 48 file kết quả dữ liệu được lưu trong máy tính.

#### 4.9 Một số kết quả thu được trong thí nghiệm

Kết quả trên hình 4.9 cho thấy ảnh hưởng của chiều dài trục tới biến dạng trên trục. Khi quay cùng số vòng quay và cùng chế độ tải, biến dạng tại vị trí 2 trên trục dài 1450 mm nhiều hơn biến dạng trên trục ngắn 1300 mm. Tại đây ta tính được góc xoắn:

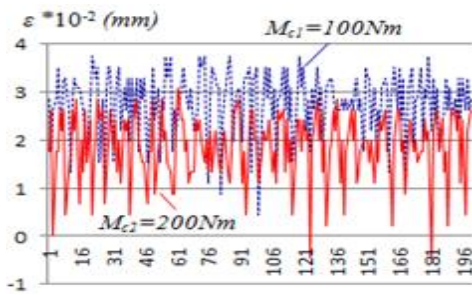
$$\text{Trên trục ngắn } L = 1300\text{mm:} \quad tg\varphi_{cd} \approx \varphi_{cd} = \frac{1.8}{900} = 0.002 \quad (\text{rad})$$

$$\text{Trên trục dài } L = 1450\text{mm:} \quad tg\varphi_{cd} \approx \varphi_{cd} = \frac{2.15}{900} = 0.0024 \quad (\text{rad})$$

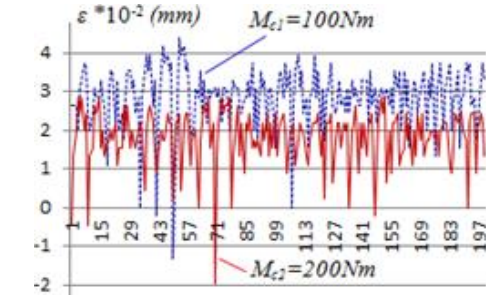
Góc nghiêng trục và chiều dài trục đều có ảnh hưởng lớn biến dạng trên hai đầu trục. Kết quả đo hai giá trị biến dạng ở hai đầu trục ta thấy rõ nét hơn trên đồ thị hình 4.10. Từ kết quả đo ta tính được biến dạng trên trục ngắn và trục dài:

$$\text{Trên trục ngắn } L = 1300\text{mm:} \quad tg\varphi_{cd} \approx \varphi_{cd} = \frac{1.593}{900} = 0.00177 \quad (\text{rad})$$

$$\text{Trên trục dài } L = 1450\text{mm:} \quad tg\varphi_{cd} \approx \varphi_{cd} = \frac{3.522}{900} = 0.0039 \quad (\text{rad})$$

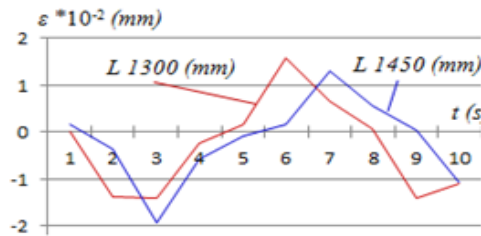


a) Trên trục chiều dài L = 1300mm

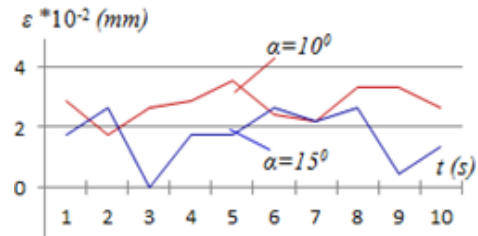


b) Trên trục chiều dài L = 1450mm

Hình 4.9 Đồ thị ảnh hưởng của chế độ tải đến biến dạng trên trục các đăng



a) Trên trục chiều dài L = 1300mm



b) Trên trục chiều dài L = 1450mm

Hình 4.10 Đồ thị ảnh hưởng của chiều dài và góc nghiêng trục đến biến dạng trục các đăng

Tại khoảng cách đo như nhau  $L_2 = 900\text{mm}$ , do chiều dài đặt mô men tải ở hai trục khác nhau nên biến dạng của hai trục khác nhau dẫn đến góc xoắn tương đối trên hai trục cũng khác nhau. Điều này phù hợp với lý thuyết xoắn trên trục ở trạng thái tĩnh.

### KẾT LUẬN CHƯƠNG 4

Sử dụng cảm biến tenzo theo nguyên lý cầu đo Wheatstone trên 2 đầu trục các đăng của hệ thống truyền lực ô tô tải có tải trọng đến 3 tấn. Thiết kế và chế tạo bộ thử nghiệm dòng công suất hờ đáp ứng được yêu cầu thí nghiệm của luận án.

Thiết kế, chế tạo được bộ thu phát không dây đảm bảo được yêu cầu thí nghiệm với tính kinh tế và hiệu quả và có độ tin cậy.

Thí nghiệm đo đồng thời các thông số mô men xoắn, ứng suất, số vòng quay trên trục các đăng đang quay với các chế độ tải khác nhau theo nguyên lý mạch cầu wheatston, các tín hiệu lấy ra sử dụng nguyên lý thu phát sóng điện từ không dây truyền đến bộ khuếch đại xử lý cho phép giữ nguyên trạng thái thực của chi tiết và các chế độ tải tạo ra phù hợp với chế độ tải khi xe hoạt động thực tế trên đường nên kết quả đáng tin cậy.

Kết quả thí nghiệm cho thấy trục có chiều dài 1450 mm có biến dạng lớn hơn trục chiều dài 1300 mm và từ đó xác định được điều kiện cứng của trục ngắn thỏa mãn hơn trục dài. Điều này phù hợp với thực tế nếu khoảng cách quá lớn ta cần sử dụng trục các đăng kép để truyền lực trong hệ thống truyền lực của ô tô.

Kết quả đo phong phú và đáng tin cậy. Trên cơ sở này có thể đo mô men xoắn đồng thời trên ba trục của các cụm cơ khí khác và đánh giá chất lượng cầu nhằm ứng dụng phát triển nội địa hóa ô tô trong thực tiễn.

## KẾT LUẬN CỦA LUẬN ÁN VÀ HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP THEO

### Kết luận

1. Xây dựng được mô hình không gian cụm trục các đăng trong hệ thống truyền lực ô tô có tải trọng đến 3 tấn bằng phương pháp động học, động lực học hệ nhiều vật phản ánh thực tế trạng thái làm việc của trục các đăng trên ô tô;
2. Xác định phương pháp Lagrange - D'Alembert để viết phương trình mô tả chuyển động của cụm trục các đăng; Giải PTVP chuyển động và mô phỏng khảo sát động học của các chi tiết bằng Matlab Mupad và Simulink;
3. Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn với phần mềm Ansys Workbench là công cụ mới khoa học để mô phỏng khảo sát bền cụm trục các đăng;
4. Thiết kế và chế tạo được bộ thử nghiệm đồng công suất hở với các thiết bị hiện đại và kết quả phong phú, tin cậy;
5. Thiết kế và chế tạo bộ thu phát tín hiệu không dây sử dụng nguyên lý phát sóng wireless để thu được tín hiệu trên trục các đăng đang quay; Giá trị biến dạng từ việc chuyển từ tín hiệu không điện, qua tín hiệu có điện, tín hiệu số trong thí nghiệm và calip chuẩn số liệu đo cùng trên bộ thu phát không dây.
6. So sánh kết quả tính toán mô phỏng và kết quả thí nghiệm:

Chiều dài trục (mm)	Biến dạng ( $\cdot 10^{-3}$ mm)			Góc xoắn tổng của trục (rad)		
	Tính toán	Thí nghiệm	Sai khác nhau (%)	Tính toán	Thí nghiệm	Sai khác nhau (%)
L = 1300	1357.1	1800	13	0.0015	0.0017	12
L = 1450	1566.75	2150	17	0.0031	0.0039	21

Trong bảng so sánh kết quả tính toán và thực nghiệm khảo sát biến dạng, chuyển vị, góc xoắn tổng trên trục thấy tỷ lệ sai khác nhau giữa kết quả thí nghiệm và tính toán từ 12 đến 21%. Do sự phức tạp trong mô phỏng, tính toán của cụm trục các đăng nên với sai số trên ta chấp nhận được.

### Hướng nghiên cứu tiếp theo

Nghiên cứu sinh đề ra hướng nghiên cứu mở rộng các giả thiết đối với trục các đăng để xét các ảnh hưởng đó đến độ bền cụm trục các đăng như: độ cứng chống xoắn thay đổi trên suốt chiều dài trục các đăng, góc nghiêng trục các đăng trong mặt phẳng ngang, có ảnh hưởng của ma sát ở 2 gối đỡ 2 đầu trục các đăng hay mô men uốn ngang trục các đăng.

Tiếp tục có những thí nghiệm vận tốc và biến dạng của cụm trục các đăng nhằm bổ sung và hoàn thiện những nghiên cứu lý thuyết.