

THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN BẰNG PHẦN MỀM INVENTOR

DESIGN AND SIMULATION OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM USING INVENTOR SOFTWARE

Lê Đức Hiếu^{1,*}, Phạm Minh Hiếu¹, Lê Huy²

¹Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Viện Nghiên cứu Cơ khí

TÓM TẮT

Trong lĩnh vực ngành công nghệ ô tô hiện nay đang phát triển rất mạnh mẽ đặc biệt là những phát minh nghiên cứu về các hệ thống trên xe ngày càng nhiều. Trong đó, hệ thống lái là một hệ thống điển hình, sự ra đời của hệ thống lái trợ lực điện (EPS) đang dần thay thế hệ thống lái thông thường trên các dòng ô tô hiện đại. Ưu điểm chính của hệ thống EPS giúp người lái điều khiển xe ngày một nhẹ nhàng và dễ dàng hơn, giảm thiểu nguy cơ mỏi tay trong điều kiện giao thông đông đúc. Hệ thống còn có thể tích hợp các tính năng an toàn như hỗ trợ giữ làn đường, hỗ trợ phanh khẩn cấp, giúp giảm nguy cơ tai nạn giao thông. Hiện nay, trên thế giới có rất nhiều bài báo, bài nghiên cứu liên quan đến hệ thống lái trợ lực điện nhằm cải tiến, nâng cao quá trình vận hành của các cụm chi tiết cơ khí trong hệ thống. Trong bài nghiên cứu này, chúng tôi đã phân tích cấu tạo và nguyên lý làm việc của hệ thống lái trợ lực điện, xây dựng các đường cong trợ lực, đường đặc tính và sử dụng phần mềm Inventor để kiểm nghiệm bền của một số chi tiết trong hệ thống lái. Từ kết quả mô phỏng đó, ta so sánh độ chính xác của các giá trị mô phỏng so với phương pháp tính toán truyền thống, qua đó chứng minh được tính khả thi của phương pháp sử dụng phần mềm Inventor để kiểm nghiệm một số chi tiết trong hệ thống lái. Phương pháp này giúp giảm thiểu thời gian thử nghiệm, sản xuất trong tương lai.

Từ khóa: Hệ thống lái trợ lực điện (EPS); Kiểm nghiệm bền; Mô phỏng; Inventor.

ABSTRACT

In the field of automotive technology, the industry is currently developing very strongly, especially as research inventions on vehicle systems are increasing. In which the steering system is a typical system, the introduction of electric power steering (EPS) is gradually replacing the conventional steering system on modern cars. The main advantage of the EPS system is that it helps the driver control the vehicle more smoothly and easily all day, minimizing the risk of hand fatigue in crowded traffic conditions. The system can also integrate safety features such as lane-keeping assist and emergency brake assist, helping to reduce the risk of traffic accidents. Currently in the world, there are many articles and research articles related to electric power steering systems to improve the operation of the mechanical assemblies in the system. In this study, we analyzed the structure and working principle of the electric power steering system, built power steering

curves and characteristic curves, and applied the method of using Inventor software to test the durability of some details in the system. From that result, we compare the accuracy of the values with the traditional calculation method, thereby proving the validity of the method of using Inventor software to test some details in the steering system to help reduce testing and production time in the future.

Keywords: *Electric power steering system (EPS); Durability testing; Simulate; Inventor.*

1. TỔNG QUAN

Hệ thống lái trợ lực điện (EPS) là một hệ thống rất quan trọng giúp cải thiện khả năng xử lý của người lái và độ ổn định của ô tô. Hệ thống EPS bao gồm hệ thống cơ khí và hệ thống điện tử và điều khiển, đồng thời nó phải hoạt động trong toàn bộ hệ thống cơ khí của xe. Một trong những phần quan trọng nhất của hệ thống EPS là hệ thống điều khiển điện, nó nhận tín hiệu được thu thập từ các cảm biến về tốc độ xe, góc lái, mô-men lái và điều khiển động cơ trợ lực để cung cấp một lượng mô-men xoắn cần thiết.

Lĩnh vực này đã thu hút rất nhiều nhóm tác giả nghiên cứu về những ưu nhược điểm của hệ thống EPS. Nổi bật trong các nghiên cứu có thể kể đến bài báo “Study on Electric Power Steering System Based on ADAMS” của nhóm tác giả Hao Chen và các cộng sự [1]. Nghiên cứu này đã phát triển đường cong trợ lực EPS (Electric Power Steering) được tích hợp vào đặc tính trợ lái, nhằm cải thiện khả năng điều khiển và độ ổn định của tay lái. Kết quả nghiên cứu đã cho thấy hệ thống EPS với đường cong trợ lực được thiết kế giúp giảm thời gian phản ứng và giá trị vượt mức, qua đó đảm bảo phản ứng động lực và độ ổn định của xe khi vận hành. Bên cạnh đó, bài nghiên cứu của nhóm tác giả Xiaodong Zheng và các cộng sự với đề tài [2] “Simulation analysis of electric power steering System (EPS) test platform” đã đề xuất và xây dựng một nền tảng mô phỏng

để hỗ trợ quá trình thiết kế và phát triển các hệ thống trợ lực lái điện (EPS) hiệu quả hơn. Bài báo đã sử dụng phần mềm Matlab/Simulink xây dựng mô hình mô phỏng hoạt động của EPS dưới các điều kiện hoạt động và điều kiện thử nghiệm khác nhau, qua đó xác định được dòng điện trợ lực và mô-men trợ lực cần thiết cho các tình huống cụ thể, cuối cùng những thông tin thu được từ quá trình mô phỏng sẽ được sử dụng để cải tiến việc thiết kế và phát triển các hệ thống lái trợ lực điện trong tương lai. Ngoài ra, nhóm tác giả N. Nazaruddin và các cộng sự [3] đã nghiên cứu với đề tài “Electric power steering: an overview of dynamics equation and how it's developed for large vehicle”. Bài nghiên cứu đó đã giới thiệu và giải thích các mô hình phương trình chuyển động đã có của hệ thống lái trợ lực điện (EPS), từ đó cung cấp các kiến thức chuyên sâu về các mô hình tính toán được sử dụng để thiết kế và tối ưu hóa hệ thống lái trợ lực điện.

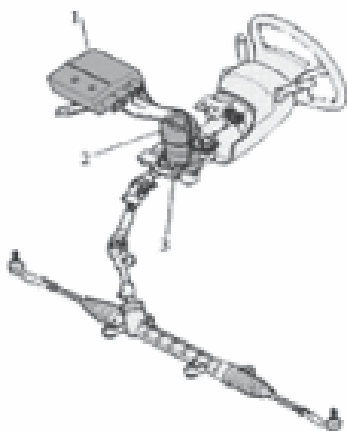
Trong quá trình phát triển hệ thống EPS, các hệ thống khác nhau phải được phát triển đồng thời để giảm thời gian và chi phí phát triển hệ thống. Sự hợp tác giữa các kỹ sư cùng với các bộ phận liên quan để phát triển các hệ thống khác nhau cũng cần thiết. Vì vậy, phát triển dựa trên mô hình là một hướng đi hợp lý cho sự phát triển và hợp tác song song này [4-6]. Hiện nay, việc sử dụng các phần mềm mô phỏng để kiểm bền các chi tiết cơ khí trên ô tô đang phát triển rất mạnh mẽ. Trong bài báo này, nhóm tác giả đã ứng dụng phần mềm mô phỏng

Inventor để kiểm nghiệm tính bền một số các chi tiết trong hệ thống lái trợ điện (EPS).

2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA HỆ THỐNG EPS

2.1. Cấu tạo của hệ thống lái trợ lực điện

Hệ thống lái trợ lực điện tạo mô-men trợ lực nhờ mô-tơ trợ lực vận hành lái và giảm lực đánh lái.

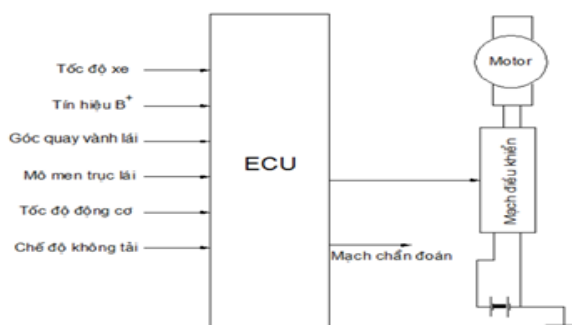


Hình 1. Sơ đồ hệ thống lái trợ lực điện bố trí trên trục lái

1) ECU điều khiển; 2) Mô-tơ trợ lực; 3) Cảm biến mô-men

ECU điều khiển tiếp nhận các thông số tín hiệu của cảm biến mô-men, cảm biến tốc độ động cơ, tín hiệu IG, tín hiệu tốc độ xe sau đó tính toán và điều khiển mô-tơ trợ lực. Mô-tơ trợ lực nối với trục lái bằng bộ giảm tốc trục vít – bánh vít và được điều khiển bằng ECU. Mô-tơ có thể đảo chiều và quay ở các tốc độ khác nhau tùy theo mức độ đánh lái của người lái và mô-men cản quay vòng. Cảm biến mô-men được gắn vào phía trong trục lái, dựa vào hiệu ứng Hall để cung cấp điện áp đầu ra tùy thuộc vào mô-men đánh lái và mô-men cản. Điện áp đầu ra của cảm biến sẽ được gửi vào ECU để điều khiển mô-tơ trợ lực [7].

2.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống



Hình 2. Sơ đồ tín hiệu điều khiển hệ thống lái trợ lực điện

Nguyên lý làm việc của hệ thống dựa trên nguyên tắc ECU tiếp nhận các tín hiệu chính: tín hiệu đầu vào từ cảm biến mô-men của trục lái và tín hiệu của cảm biến tốc độ của xe, tín hiệu B+, chế độ không tải để tính toán điều khiển mô-tơ trợ lực phù hợp với điều kiện lái. Lực đánh lái càng lớn thì mô-tơ trợ lực càng nhiều, nhưng mô-men trợ lực sẽ giảm dần khi tốc độ xe tăng dần. Khi hoạt động ở trạng thái quay vòng, người điều khiển tác động quay vành lái, xuất hiện hiện tượng xoay tương đối giữa hai đầu thanh xoắn, cảm biến mô-men thay đổi điện áp tùy theo chiều quay và độ lệch tương đối giữa hai đầu thanh xoắn, sau đó truyền tín hiệu về ECU, kết hợp với tín hiệu tốc độ xe lấy từ cảm biến tốc độ, ECU tính toán ra dòng điện điều khiển và chiều quay của mô-tơ trợ lực cho phù hợp. Khi hoạt động ở trạng thái đi thẳng, trục lái không được tác động do đó không có hiện tượng xoay tương đối ở hai đầu thanh xoắn, cảm biến mô-men không thay đổi điện áp, vì thế ECU không điều khiển mô-tơ trợ lực và trạng thái đi thẳng được giữ nguyên [7].

3. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

3.1. Xây dựng đặc tính trợ lực

Đặc tính hỗ trợ của EPS được thể hiện

qua mối quan hệ giữa tín hiệu đầu vào (mô-men xoắn và tốc độ) và tín hiệu đầu ra (mô-men hỗ trợ hoặc dòng điện của động cơ). Trong quá trình lái xe, lực cản lái giảm khi tốc độ của ô tô tăng, do đó mô-men xoắn hỗ trợ của động cơ sẽ giảm khi tăng tốc độ và khi tốc độ vượt quá một giới hạn nhất định thì mô-tơ trợ lực sẽ không được cấp điện. Có ba kiểu đường cong đặc tính hỗ trợ phổ biến: tuyến tính, đường gấp khúc và đường cong. Đường cong đặc tính hỗ trợ tuyến tính rất đơn giản trong hình thức, dễ điều chỉnh và triển khai trong thực tế và được sử dụng rộng rãi nhất. Vì vậy, bài viết này sử dụng đường cong hỗ trợ tuyến tính đặc trưng làm đối tượng nghiên cứu. Đặc tính hỗ trợ tuyến tính có thể được biểu diễn dưới dạng hàm sau:

$$T_h = \begin{cases} 0, & 0 \leq T_d < T_{d0} \\ f(v) \cdot (T_d - T_{d0}), & T_{d0} \leq T_d < T_{dmax} \\ f(v) \cdot (T_{dmax} - T_{d0}), & T_d \geq T_{dmax} \end{cases}$$

Trong đó: T_h là mô-men cần thiết của động cơ điện; $f(v)$ là hệ số cảm ứng tốc độ; T_{hmax} là mô-men hỗ trợ cực đại của mô-tơ trợ lực lái; T_{d0} là mô-men đầu vào nhỏ nhất của bộ dẫn động lúc mô-tơ trợ lực lái bắt đầu hoạt động; T_{dmax} là mô-men đầu vào của bộ dẫn động khi mô-tơ trợ lực lái hoạt động với công suất cực đại.

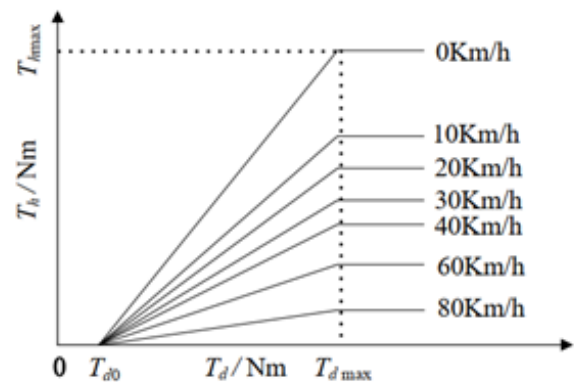
Các thông số đặc trưng của đường đặc tính được thiết lập như sau [8-10]:

$T_{d0} = 1\text{Nm}$, $T_{dmax} = 7,6\text{Nm}$, $T_{hmax} = 22\text{Nm}$. Hệ số cảm ứng tốc độ được xác định theo quy tắc nêu trong Bảng 1 (cần hiệu chỉnh khi kiểm tra thực tế). Mô-tơ trợ lực lái ngừng được cấp điện ở tốc độ trên 80 km/h.

Bảng 1. Bảng hệ số cảm ứng tốc độ

Vận tốc	0	10	20	30	40	60	80
Hệ số cảm ứng	3.16	2.15	1.85	1.5	1.3	1.05	0.72

Theo các thông số trên của bảng 1, mức hỗ trợ của đường cong trợ lực EPS có thể được thiết lập như trong Hình 3.



Hình 3. Đường cong trợ lực của EPS

3.2. Xây dựng đường đặc tính mô-tơ

Để mô-tơ trợ lực thay đổi theo tốc độ của ô tô thì ta thay đổi mô-men trợ lực bằng cách điều khiển dòng điện cấp cho mô-tơ theo tốc độ di chuyển của xe và theo mô-men tác động trên trục lái [11]. Với vận tốc xe nhỏ nhất $v_{min} = 0$ (km/h), thì dòng điện cực đại cấp cho mô-tơ là 60(A). Với vận tốc xe lớn nhất $v_{max} = 160$ (km/h), thì dòng điện cực đại cấp cho mô-tơ là 17(A).

Vì vậy, ta tính dòng điện cực đại cho mô-tơ ở các vận tốc khác nhau theo công thức sau:

$$I = 60 - \frac{(60 - 17)V}{160}$$



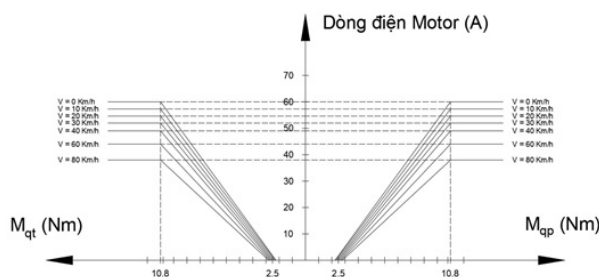
Bảng 2. Bảng giá trị dòng điện điều khiển theo vận tốc

Vận tốc xe	0	10	20	30	40	60	80
Dòng điện	60	57,3	54,6	52	49	44	38

Ta có lực tác dụng lên vành lái nhỏ nhất khi bắt đầu trợ lực là 20N, như vậy mô-men tác dụng trên trục lái là $= 20.0,25 = 5(\text{N.m})$ (bán kính vành lái $R_{vl} = 0,25\text{m}$).

Ta có lực tác dụng lên vành lái lớn nhất khi trợ lực hoạt động cực đại là 60N, như vậy mô-men tác dụng trên trục lái là $= 60.0,25 = 15(\text{Nm})$.

Ta có đồ thị sau:



Hình 4. Đặc tính điều khiển mô-tơ điện

Trên hình 4 ta thấy, khi vận tốc xe càng lớn thì độ dốc của đồ thị càng nhỏ, có nghĩa là dòng điện cấp cho mô-tơ càng nhỏ với cùng mô-men tác dụng trên trục lái, như vậy mô-men trợ lực của mô-tơ thay đổi theo tốc độ xe. Tốc độ xe càng lớn thì hệ thống lái cung cấp mô-men trợ lực có giá trị càng nhỏ.

4. KIỂM NGHIỆM HỆ THỐNG EPS

4.1. Kiểm bền các chi tiết bằng phương pháp truyền thống

4.1.1. Kiểm tra bền Rô-tuyn

Bảng 3. Thông số kích thước của Rô-tuyn

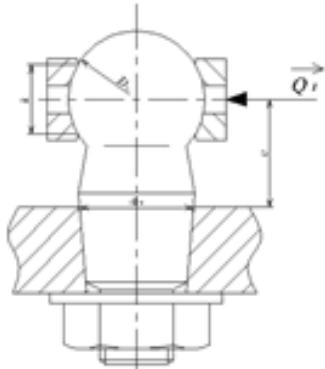
Thông số kích thước	Ký hiệu	Giá trị
Khoảng cách từ tâm cầu đến vị trí ngàm	e_N	23 (mm)
Đường kính tại vị trí ngàm tính toán	d_N	18 (mm)
Đường kính cầu Rô-tuyn	D_c	28 (mm)
Đường kính bề mặt tỷ với đệm Rô-tuyn	k	16 (mm)

Vật liệu chế tạo trụ cầu sử dụng thép xê-măng-tít hoá 15HM, có nhiệt luyện bề mặt để tăng tính chống mòn, có các thông số như sau [11]:

Bảng 4. Bảng thông số vật liệu chế tạo trụ cầu

Thông số kích thước	Ký hiệu	Giá trị
Ứng suất chèn dập cho phép	$[\sigma_{cd}]$	35 (MPa)
Ứng suất uốn cho phép tại vị trí ngàm	$[\sigma_u]$	300 (MPa)
Ứng suất cắt cho phép tại vị trí ngàm	$[\tau]$	80 (Mpa)

Dựa vào tính chất và nguyên lý làm việc của trụ cầu, việc kiểm tra độ bền của trụ cầu sẽ tập trung chủ yếu vào việc phân tích và đánh giá ứng suất chèn dập tại vị trí làm việc và kiểm tra độ bền uốn và cắt tại vị trí ngàm. Giả thuyết rằng: Lực tác dụng lên khớp cầu lớn nhất chính là lực cực đại tác dụng lên đòn kéo ngang $N = 7994,47(\text{N})$. Sơ đồ lực tác dụng như trên Hình 5.



Hình 5. Sơ đồ lực

Việc kiểm tra độ bền của khớp cầu dựa trên ứng suất chèn dẹt tại bề mặt làm việc của khớp cầu có thể dựa vào công thức dưới đây [11]:

$$\sigma_{cd} = \frac{N}{F_c}$$

Trong đó: F_c – Diện tích tiếp xúc giữa mặt cầu và đệm rô-tuyn.

Trong thực tế làm việc, diện tích làm việc chiếm 2/3 bề mặt của khớp cầu, nên bề mặt chịu lực tiếp xúc chiếm $1/2 \cdot 2/3 = 1/3$ bề mặt khớp cầu.

Ta có:

$$\tau_c = \frac{N}{F_c} = \frac{6939,8}{3,14 \cdot 0,028 \cdot \frac{1}{4}} = 27,272 \quad F_c = \frac{1}{3} \pi D_c^2$$

D_c – Đường kính cầu rô-tuyn, $D_c = 28\text{mm}$.

$$\sigma_{cd} = \frac{7994,47}{\frac{1}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 31,42 \text{ (MPa)} < [\sigma_{cd}]$$

Vậy, chốt cầu thỏa mãn điều kiện chèn dẹt tại bề mặt làm việc.

Kiểm tra theo độ bền uốn [11]:

Việc kiểm tra độ bền uốn của chốt cầu tại vị trí ngàm có thể tính toán dựa theo công thức sau:

$$\sigma_{uc} = \frac{Ne_N}{W_u}$$

Trong đó:

W_u – Mô-men chống uốn của tiết diện tính toán, được tính dựa vào công thức sau:

$$W_u = 0,1d N^3$$

Thay số vào, ta có:

$$\sigma_{uc} = \frac{7994,47 \cdot 0,023}{0,1 \cdot 0,018^2} = 273,69 \text{ (MPa)}$$

$\sigma_{uc} < [\sigma_{uc}]$, như vậy có thể kết luận rằng chốt cầu đảm bảo độ bền uốn tại vị trí nguy hiểm nhất.

Việc kiểm tra độ bền cắt của rô-tuyn tại vị trí ngàm được thực hiện theo công thức sau:

$$\tau_c = \frac{N}{F_c}$$

Trong đó, F_c được tính toán dựa theo công thức:

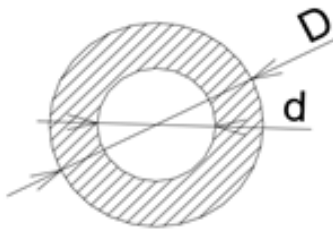
$$F_c = \frac{\pi D_c^2}{4}$$

$$\tau_c = \frac{N}{F_c} = \frac{6939,8}{3,14 \cdot 0,028 \cdot \frac{1}{4}} = 27,272 \text{ (MPa)}$$

Có thể thấy rằng: $\tau_c < \tau$, vậy nên có thể kết luận rằng khớp cầu thỏa mãn điều kiện cắt tại tiết diện nguy hiểm nhất.



4.1.2. Kiểm tra bền trục lái



Hình 6. Mặt cắt trục lái

Hình trên là hình vẽ mặt cắt của thanh trục lái với biên dạng là thanh có hai đường kính. Với những thông số được nhóm tác giả lựa chọn như sau:

- Đường kính ngoài: $D_{tl} = 25$ (mm);
- Đường kính trong: $d_{tl} = 17$ (mm).

Bên cạnh thông số vật liệu cho việc tính toán là bộ thông số vật liệu của thép 35, không nhiệt luyện với thông số ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\tau_x] = 50 \div 80$ Mpa [11].

Dựa vào nguyên lý làm việc và đặc điểm làm việc của thanh lái có thể thấy thanh trục lái chủ yếu chịu ứng suất xoắn trong quá trình làm việc. Việc tính toán ứng suất xoắn cho trục lái được tính toán theo công thức sau:

$$\tau_x = \frac{2,64}{0,2 \frac{0,025^4 - 0,017^4}{0,025}}$$

Trong đó: W_x là mô-men chống xoắn của tiết diện tính toán, mô-men chống xoắn được tính toán theo công thức sau:

$$W_x = 0,2 \cdot \frac{D_{tl}^4 - d_{tl}^4}{D_{tl}}$$

Thay số vào công thức trên, ta có:

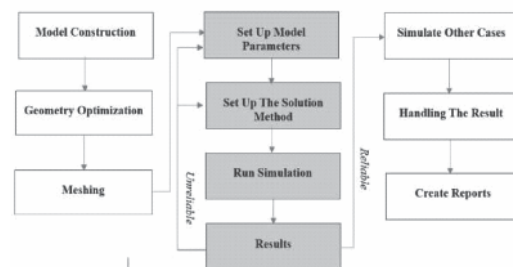
$$\tau_x = \frac{2,64}{0,2 \frac{0,025^4 - 0,017^4}{0,025}}$$

$$\tau_x = 49.51 \text{ (MPa)}$$

$\Rightarrow \tau_x < [\tau_x] \Rightarrow$ vậy trục lái đảm bảo độ bền.

5. KIỂM BỀN MỘT SỐ CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG EPS BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

5.1. Quy trình kiểm bền theo phương pháp phần tử hữu hạn



Hình 7. Sơ đồ khối quá trình thiết lập bài toán

Phương pháp phần tử hữu hạn là một phương pháp được sử dụng rộng rãi để giải quyết nhiều vấn đề khác nhau và nó bao gồm ba giai đoạn cơ bản: tiền xử lý, thực hiện vấn đề và đánh giá kết quả. Trong giai đoạn tiền xử lý, mô hình trải qua quá trình tối ưu hóa và rời rạc hóa trong miền tính toán bằng cách sử dụng phần mềm chuyên dụng. Đây là giai đoạn mà các tham số chính của vấn đề được thiết lập, cuối cùng ảnh hưởng đến kết quả. Ở giai đoạn tiếp theo, vấn đề được thực thi và kết quả được tạo ra. Cuối cùng, các kỹ sư giàu kinh nghiệm sẽ đánh giá độ tin cậy của kết quả phát hiện và đề xuất cải tiến nếu cần.

5.2. Mô hình vật liệu cho bài toán

Trong quá trình thiết kế và sản xuất,

điều quan trọng là phải biết các loại thép khác nhau được sử dụng. Ba loại phổ biến nhất là thép dẻo, thép cứng và thép siêu cứng. Vật liệu thép được sử dụng trong quá trình sản xuất các chi tiết của hệ thống EPS có dải cường độ từ 210MPa đến 550MPa. Vật liệu cần là từ dòng vật liệu Elasto-Plastic Johnson-Cook Law 2, có đặc tính đàn hồi tuyến tính và các thông số cụ thể. Các thông số vật liệu được trình bày dưới bảng sau:

Bảng 5. Thông số vật liệu

Thông số vật liệu	Giá trị
Khối lượng riêng	7,8E-09 Tấn/mm ³
Mô-đun đàn hồi	210000 MPa
Hệ số Poát-xông	0,3
Ứng suất dẻo	280 MPa

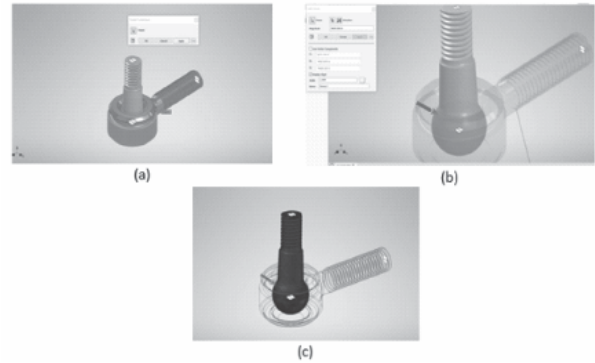
5.3. Xây dựng mô hình trong phần mềm Inventor

Nghiên cứu tập trung vào việc phân tích các đặc tính vận hành cụ thể của khớp bi trong hệ thống trợ lực lái điện (EPS). Mục đích là tạo ra một mô hình mô phỏng tái hiện một cách hiệu quả hoạt động thực tế của các bộ phận trong quá trình vận hành của hệ thống lái. Sau đây là hình minh họa mô hình rô-tuyn trong hệ thống EPS được phát triển tỉ mỉ bằng phần mềm chuyên dụng.



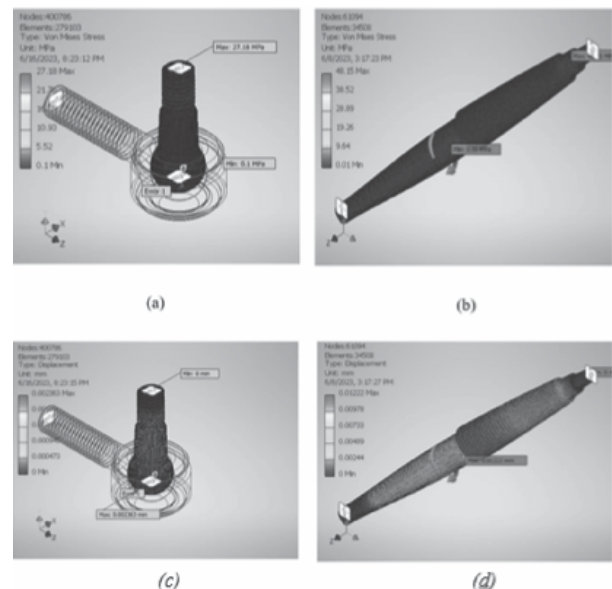
Hình 8. Mô hình Rô-tuyn

Khi đã tạo mô hình xong, ta tiến hành chọn vật liệu cho mô hình với thông số như bảng 4.1, sau đó ta tạo ràng buộc, đặt lực và chia lưới cho mô hình như hình vẽ:



Hình 9. (a) Tạo ràng buộc, (b) Đặt lực tác dụng lên Rô-tuyn, (c) Mô hình mô phỏng sau khi đã chia lưới

6. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG



Hình 10. (a), (b): Ứng suất của rô-tuyn và trục lái; (c), (d): Chuyển vị của rô-tuyn và trục lái

Hình 10a là hình thể hiện kết quả ứng suất chèn dập tại bề mặt làm việc của khớp cầu, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất tập trung chủ yếu tại ren ốc điều chỉnh lái với giá trị là 27,18 

MPa và ứng suất nhỏ nhất tập trung chủ yếu ở khớp cầu với trị số là 0,1 MPa. Do đó, ta có thể thấy ứng suất chèn dấp lớn nhất khi sử dụng bài toán mô phỏng nhỏ hơn ứng suất chèn dấp cho phép.

$$\sigma_{cd} = 27,18 \text{ (MPa)} < [\sigma_{cd}] = 35 \text{ (MPa)}$$

Hình 10b là hình thể hiện kết quả ứng suất xoắn của trục lái, theo hình 5.1b ta thấy ứng suất xoắn lớn nhất tập trung lên vành lái với trị số 48,15 (MN/m²) và nhỏ dần ra giữa trục lái. Ứng suất xoắn lớn nhất của trục lái khi sử dụng phần mềm mô phỏng nhỏ nằm trong ứng suất xoắn cho phép của trục lái.

$$\tau_x = 48,15 \text{ (MN/m}^2\text{)} < [\tau_x] = 50 \div 80 \text{ Mpa}$$

Vậy, kết quả ứng suất chèn dấp của rô-tuyn và ứng suất xoắn của trục lái khi sử dụng

phần mềm mô phỏng đều nhỏ hơn ứng suất chèn dấp của rô-tuyn và ứng suất xoắn của trục lái cho phép, từ đó ta có thể kết luận trục lái và rô-tuyn đảm bảo độ bền trong quá trình làm việc.

Hình 10c là hình thể hiện chuyển vị (biến dạng) của rô-tuyn khi tác dụng lực. Biến dạng lớn nhất của rô-tuyn tập trung tại khớp cầu với trị số là 0,002363 mm và nhỏ dần ở vị trí ren ốc điều chỉnh lái. Đối với chuyển vị (biến dạng) của trục lái, nhìn vào hình 10d, ta có thể thấy biến dạng lớn nhất tại vị trí giữa trục lái với trị số 0,01222 mm và nhỏ dần ra hai bên đầu trục tương ứng với màu xanh dương được thể hiện trên hình.

Ta lập bảng so sánh ứng suất của hai phương pháp kiểm nghiệm bên:

Bảng 6. Bảng so sánh ứng suất của hai phương pháp

Chi tiết kiểm nghiệm	Phương pháp sử dụng phần mềm	Phương pháp công thức truyền thống
Rô-tuyn	- Ứng suất chèn dấp tại bề mặt làm việc của khớp cầu: $\sigma_{cd} = 27,16 \text{ (Mpa)}$	- Ứng suất chèn dấp tại bề mặt làm việc của khớp cầu: $\sigma_{cd} = \frac{N}{F_c} = 31,42 \text{ (MPa)}$
Trục lái	- Ứng suất xoắn do lực trên vành lái sinh ra [5]: $\tau_x = 48,15 \text{ (MN/m}^2\text{)}$	- Ứng suất xoắn do lực trên vành lái sinh ra: $\tau_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{P_{\max} \cdot R_v}{W_x} = 49,51 \text{ (MPa)}$

Từ bảng trên, ta có thể thấy với việc đưa phương pháp sử dụng phần mềm mô phỏng và thiết lập điều kiện biên chính xác thì sẽ cho ra kết quả sai lệch không đáng kể so với phương pháp tính toán truyền thống. Sự sai lệch giữa phương pháp sử dụng phần mềm và phương pháp tính toán truyền thống đối với rô-tuyn khoảng 10% và sự sai lệch này có thể khắc phục bằng cách là thay đổi hệ số an toàn. Đối với trục lái, sự sai lệch giữa hai phương pháp là 0,2%. Qua đó, ta có thể kết luận việc đưa các phần mềm mô phỏng vào để kiểm nghiệm các chi tiết cơ khí sẽ cho ra kết quả tương đối chính xác.

7. KẾT LUẬN

Hệ thống lái trợ lực điện là một hệ thống đóng vai trò rất quan trọng trong việc vận hành xe ô tô hiện đại, mang đến nhiều lợi ích cho cả người lái và nhà sản xuất xe. Bài báo đã đánh giá các phương pháp kiểm nghiệm khác nhau giữa phương pháp tính toán truyền thống và phương pháp phần tử hữu hạn bằng việc áp dụng phần mềm mô phỏng. Kết quả cho thấy sự sai lệch của hai phương pháp này chỉ là 0,2%. Vì vậy, việc áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn trong việc tính toán kiểm nghiệm các chi tiết trên ô tô là tin cậy, phục vụ cho việc thiết kế, kiểm nghiệm và sản xuất trong thực tế. ❖

Ngày nhận bài: 15/5/2024

Ngày phản biện: 07/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hao Chena, YaliYanga, Ruoping Zhang, "Study on Electric Power Steering System Based on ADAMS", 2011.
- [2]. Xiaodong Zheng, Liucun Zhu, Junqi Luo, Cheng Liu and Xinyu Ji, "Simulation analysis of electric power steering System (EPS) test platform", 2021.
- [3]. N Nazaruddin, F Zainuri, Rolan Siregar, G Heryana, M Adhitya and DA Sumarsono, "Electric power steering: an overview of dynamics equation and how it's developed for large vehicle", 2019.
- [4]. E. J. Haug, "Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems". In Basic methods, vol. I (1989), (Allyn and Bacon, Boston).
- [5]. M. Kristine, H.Tanaka, and N. Inoue, SAE (2002).
- [6]. W. Ren, H. Chen, and J. Song, in: Proceeding of IMechE 2008 Vol. 222(2008), 1265-1269.
- [7]. Nguyễn Trọng Hoan; "Thiết kế tính toán ô tô", NXB. Giáo dục, 2019.
- [8]. Toshihide Satake, Masahiko Kurishige, Noriyuki Inoue, Katsuya Ikemoto, Takayuki Kifuku and Kazumichi Tsutsumi, "Evaluation of EPS control strategy using driving simulator for EPS", SAE Technical paper. doi:10.4271/2003-01-0582, March 2003.
- [9]. Masahiko Kurishige, Shunichi Wada, Takayuki Kifuku, Noriyuki Inoue, Ryoji Nishiyama and Shigeki Otagaki, "A new EPS control strategy to improve steering wheel returnability". SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2000-01-0815, March, 2000.
- [10]. Yang Shu-song, "Study on Control of Electric power steering system". Luoyang, University of Science and Technology. Luoyang Henan, pp. 22-25, 2011.
- [11]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên; "Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo", tập 1, 2, 3. NXB. Giáo dục.