NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM BỀN ĐỂ TỐI ƯU HÓA CẤU TRÚC LIÊN KẾT CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG THANH RĂNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN ỨNG DỤNG PHẦN MỀM ANSYS

RESEARCH ON STRENGTH CALCULATION AND VERIFICATION TO OPTIMIZE THE CONNECTION STRUCTURE OF THE RACK AND PINION GEAR TRANSMISSION USING THE FINITE ELEMENT METHOD WITH ANSYS SOFTWARE

Trần Văn Hoàng, Vũ Thị Phượng, Vũ Văn Quyết, Đoàn Hữu Hiếu, Nguyễn Tiến Đạt,

Lê Phú Trường Sơn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Đến Tòa soạn ngày 15/12/2024, chấp nhận đăng ngày 08/02/2025

Tóm tắt: Trong nghiên cứu này, bộ truyền đã được thiết kế lại với sự tối ưu hóa cấu trúc liên kết và phân tích độ mỏi đã được thực hiện. Với phương pháp dựa trên mật độ, khối lượng đã được giảm thiểu của bộ truyền bánh răng. Tất cả các quy trình đã được thực hiện với sự trợ giúp của phương pháp phần tử hữu hạn được triển khai trong phần mềm Ansys. Một mô hình bộ truyền tiêu chuẩn đã được sử dụng trong quá trình này. Sau khi tối ưu hóa, bộ truyền tiêu chuẩn đã được sửa lại bằng phần mềm Cad. Sau đó, mô hình mới được phân tích. Quá trình này đã được lặp lại cho ba mô hình khác nhau. Trên cơ sở các kết quả thu được, việc tối ưu hóa cấu trúc liên kết được thực hiện trong phạm vi nghiên cứu chứng tỏ rằng có thể thiết kế lại bộ truyền với trọng lượng giảm hơn, đồng thời đáp ứng các đặc tính độ bền cần thiết.

Từ khóa: Ansys, phương pháp phần tử hữu hạn (FEM), bánh răng - thanh răng, tối ưu hóa cấu trúc liên kết, phân tích độ mỏi.

Abstract: In this study, the transmission was redesigned with topology optimization and fatigue analysis was performed. With the density-based method, the mass of the gear train was minimized. All the processes have been performed with the help of the finite element method implemented in Ansys software. A standard transmitter model was used in this process. After optimization, the standard transmitter was revised using Cad software. Then the new model is analyzed. This process was repeated for three different models. On the basis of the results obtained, the topology optimization carried out within the scope of the study demonstrates that it is possible to redesign the transmission with reduced weight, while meeting the required durability characteristics.

Keywords: Ansys; Finite Element Method (FEM); Gear - rack; Topology optimization; Fatigue analysis

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Bộ truyền bánh răng thanh răng được sử dụng phổ biến tại các cụm chi tiết trong lĩnh vực cơ khí, máy móc, thiết bị. Với sự gia tăng khả năng chịu tải của bộ truyền bánh răng thanh răng, kích thước của nó trở nên lớn hơn và trọng lượng của nó cũng nặng hơn. Trọng lượng tăng lên sẽ tiêu tốn rất nhiều vật liệu và

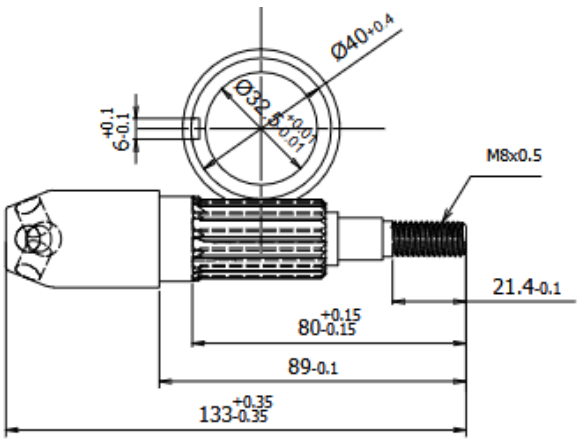
tiền bạc cho nhà sản xuất. Đó là lý do tại sao cần có những thiết kế thay thế. Việc sử dụng các phương pháp tối ưu hóa cấu trúc liên kết là một trong những công cụ giúp các kỹ sư đạt được một số mục tiêu kỹ thuật đối với các vấn đề cụ thể [3]. Một trong những vấn đề mà việc sửa đổi cấu trúc liên kết được sử dụng là giảm trọng lượng trong các thiết kế cơ khí. Có một số nghiên cứu quan trọng về bộ truyền bánh răng thanh răng như; phân tích dựa trên ứng suất của các cặp bánh răng có mặt cắt khác nhau đã được Bundela và Shrivistaya [4] thực hiện. Các tác giả [5] đã nghiên cứu hình học bánh răng của bề mặt tiếp xúc và đề xuất một giải pháp thiết kế mới dưới dạng xoắn đơn hoặc xoắn kép để tăng chiều dài tiếp xúc và do đó làm giảm mức độ ứng suất tiếp xúc. Cần lưu ý rằng sự tương tác tiếp xúc của bánh răng và kết cấu thành phần này cũng bị ảnh hưởng bởi thành phần công nghệ gắn liền với chất lượng của sự hình thành bề mặt phía sau của răng bánh răng. Khi xử lý mặt sau bề mặt của răng cứu trợ bằng cách mài, việc chọn cách cắt khá phức tạp cách thức. Về vấn đề này, các ý tưởng lựa chọn và tối ưu hóa quá trình nghiền trước gửi trong [6] được quan tâm. Các câu hỏi về hình học, động học và hiện tượng nhiệt của bánh răng giun có sâu trụ trong công trình [7]. Nghiên cứu đường tiếp xúc, độ cong làm việc bề mặt và việc xác định vị trí tiếp xúc trong công trình đã được xem xét [8].

Như [9, 10] đã nêu, một trong những mục tiêu nghiên cứu hàng đầu về truyền động cơ học là phát triển mô hình làm việc ba chiều để nghiên cứu hình học để đánh giá tỷ lệ của nhiều thông số hình học răng và nhận dạng trực quan. Một phương pháp để tạo một bánh răng bằng cách sử dụng thành phần của bộ công cụ của nhà thiết kế nên bao gồm và mô hình ba chiều truyền động trục vít trong CAD tích hợp tương ứng hệ thống [11]. Hiệu suất của bánh răng sâu cũng phụ thuộc vào khả năng tản nhiệt và loại bỏ các sản phẩm mài mòn khỏi khu vực làm việc bằng chất bôi trơn dạng lỏng. Trong này quan tâm, một cách tiếp cận thú vị được trình bày trong công việc [12].

Mục tiêu của nghiên cứu này là kiểm tra và so sánh các mô hình được tối ưu hóa khác nhau về tuổi thọ mỏi, độ bền cũng như trọng lượng của chúng. Với mục đích này, việc phân tích ứng suất của bộ truyền bánh răng thanh răng được thực hiện bằng phương pháp phần tử hữu hạn cho các hình dạng được tối ưu hóa khác nhau. Dựa trên các trạng thái ứng suất dự đoán, các phân tích tuổi thọ mỏi đã được thực hiện. Kết quả nghiên cứu này sẽ cung cấp cho người thiết kế một số hướng dẫn trong việc thiết kế cặp bộ truyền bánh răng thanh răng.

2. MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG

Mẫu được sử dụng trong nghiên cứu là cặp bánh răng thanh răng tiêu chuẩn. Các đặc tính và kích thước hình học – theo tiêu chuẩn TCVN 12132:2017 [1] – được thể hiện trong Hình 1, có khả năng chịu lực tối đa 200 N, mômen xoắn 4 Nm.



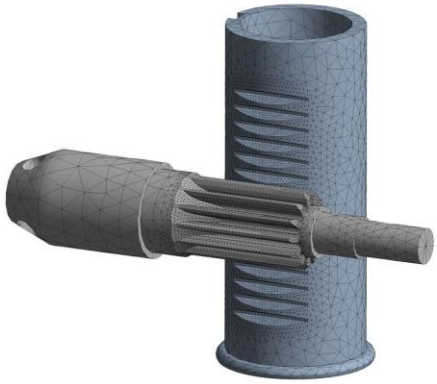
Hình 1. Thông số kỹ thuật bánh răng thanh răng

Kích thước cặp bánh răng thanh răng thể hiện trên hình vẽ.

Trong mô phỏng vật liệu "Kết cấu thép" có sẵn trong cơ sở dữ liệu vật liệu phần mềm ANSYS [2] đã được sử dụng. Trong mô hình FE, phần tử rắn tứ diện 10 nút 3D, SOLID92, đã được sử dụng. Bộ truyền bánh răng thanh răng đã được mô hình hóa bằng cách sử dụng các đặc tính vật liệu của 2,05E5 MPa và 0,30 tương ứng cho mô đun và tỷ lệ Poisson.

Phân tích tĩnh đã được thực hiện với 5 N, tải trọng và phân tích độ mỏi của mô hình cặp bánh răng thanh răng tiêu chuẩn đã đạt được thông qua ANSYS 2017 R2 [2].

Hình 2 cho thấy cả mô hình bánh răng thanh răng tiêu chuẩn được xem xét và các mô hình được tối ưu hóa.



Hình 2. Mô hình cặp bánh răng thanh tiêu chuẩn

Bảng 1 chứa các giá trị thu được sau bước tải đầu tiên lấy giá trị làm phân tích tĩnh. Hình 3 cho thấy kết quả tối ưu hóa cấu trúc liên kết của cặp bánh răng được xét đến.

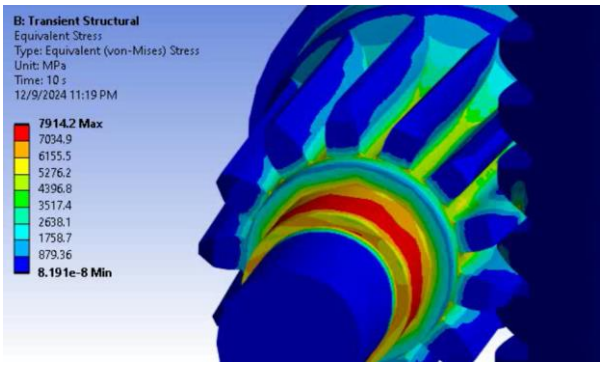
Bảng 1. Kết quả phân tích tĩnh

Mẫu thử	Trọng lượng (kg)	Ứng suất tương đương [MPa]	Ứng suất chính tối đa [MPa]	Biến dạng tổng [mm]
Tiêu chuẩn	2.761	124,84	123,77	0,37744
Thứ nhất	2.194	200	210,11	0,42650
Thứ hai	1.932	200,97	206,55	0,44703
Thứ ba	2.476	124,68	123,51	0,37804

3. KẾT QUẢ

Trong phân tích độ mỏi, các hệ số tuổi thọ, hư hỏng và an toàn cũng được thu thập cho cả mô hình tiêu chuẩn và mô hình tối ưu hóa.

Trong phân tích tuổi thọ mỏi, cách tiếp cận dựa trên ứng suất được sử dụng cho mọi trường hợp. Bởi vì tuổi thọ mỏi tối thiểu của mô hình tiêu chuẩn đã được tìm thấy là 17162 chu kỳ (như trong hình 3) nên giá trị tuổi thọ được chọn làm tiêu chí thiết kế cho các mô hình khác.



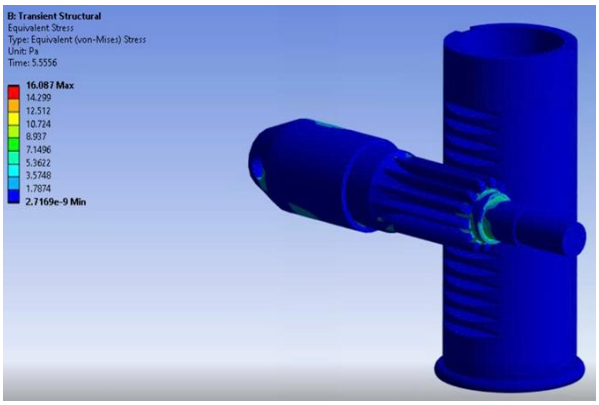
Hình 3. Tối ưu hóa cấu trúc liên kết của bộ truyền bánh răng thanh răng

Trong phân tích hư hỏng, định nghĩa hư hỏng được sử dụng trực tiếp. Do đó, các đường viền hư hỏng (thể hiện trong hình 5, 8, 11 và 14) có được bằng cách tính đến tuổi thọ thiết kế đã chọn trước đó là 17162 chu kỳ. Trong những hình này, các giá trị lớn hơn một cho biết sẽ xảy ra hư hỏng, nếu không thì kết cấu sẽ an toàn.

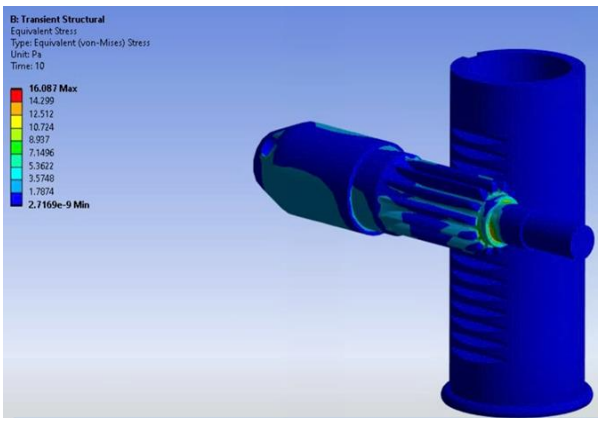
Do vật liệu được đề cập là thép kết cấu đẳng hướng nên trong tính toán an toàn, các giá trị ứng suất tương đương Von-mise được tính toán và tỷ lệ giới hạn chảy trên ứng suất tương đương được lấy làm hệ số an toàn. Giá trị của hệ số an toàn nhỏ hơn một có nghĩa là hư hỏng sẽ xảy ra trước khi đạt đến tuổi thọ thiết kế xác định. Nếu không, cấu trúc sẽ được an toàn. Khi hệ số an toàn tăng lên thì độ tin cậy của kết cấu sẽ tăng lên.

3.1. Phân tích mỏi của mô hình chuẩn

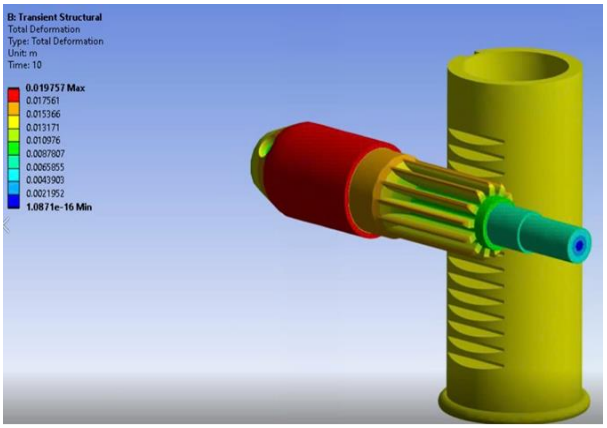
Hình 4, 5 và 6 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình chuẩn. Ứng suất cao phát triển ở các vùng trên bề mặt phần đầu răng, do sự tập trung ứng suất lớn tại đây. Ứng suất tối đa phát triển gần bề mặt bên trong của bánh răng thanh răng. Vị trí này cũng phù hợp với vị trí bắt đầu vết nứt mỏi.



Hình 4. Tuổi thọ mỏi của mô hình chuẩn



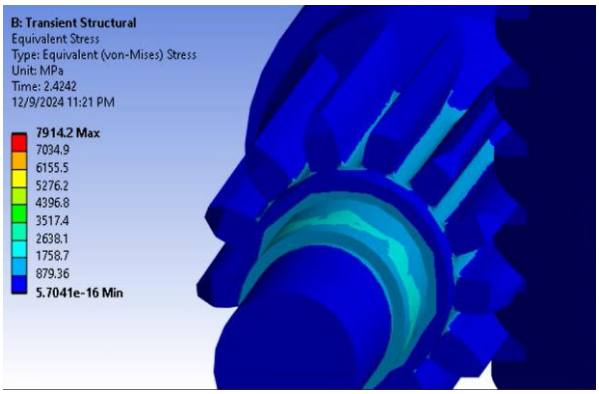
Hình 5. Hư hỏng của mẫu tiêu chuẩn



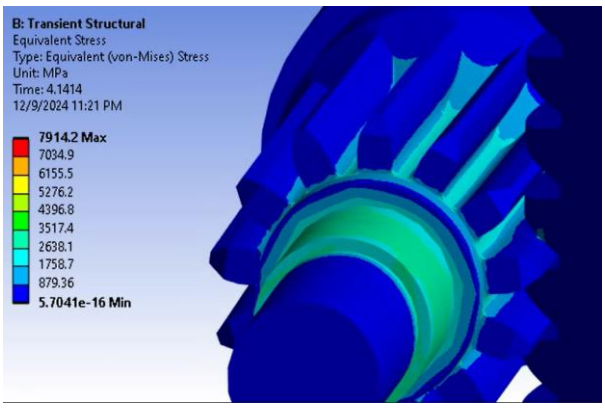
Hình 6. Hệ số an toàn của mô hình chuẩn

3.2. Phân tích độ mỏi của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên

Mô hình tối ưu hóa đầu tiên đã cập nhật thông số kết cấu và kích thước từ mô hình chuẩn, để phân tích tiếp độ mỏi của bộ truyền.



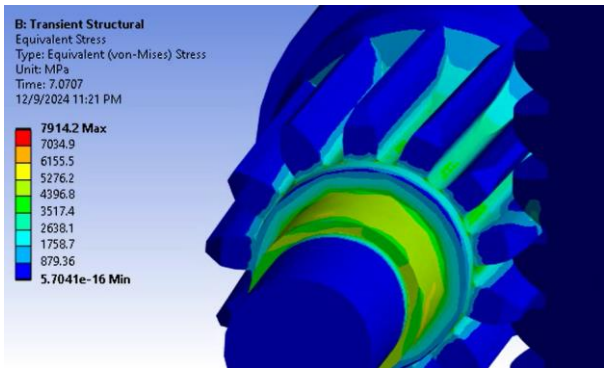
Hình 7. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa đầu tiên



Hình 8. Hư hỏng của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên

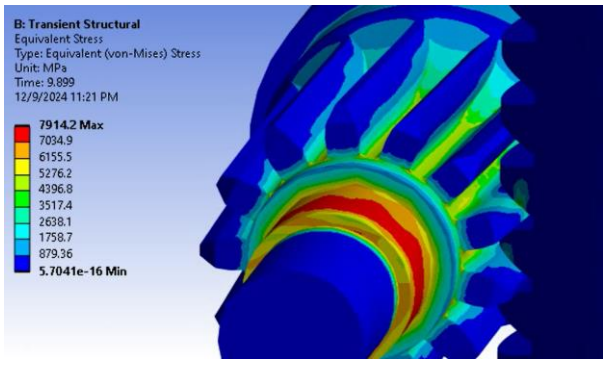
Hình 7, 8 và 9 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa đầu tiên. Ứng suất cao lại phát triển

ở các vùng trên bề mặt bên trong của bánh răng thanh răng gần với đường chân răng do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển khu vực chân răng của bánh răng thanh răng.

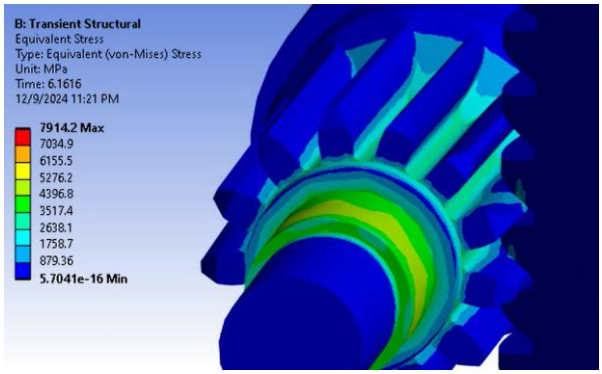


Hình 9. Hệ số an toàn của mô hình tối ưu hóa đầu tiên

3.3. Phân tích độ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ hai

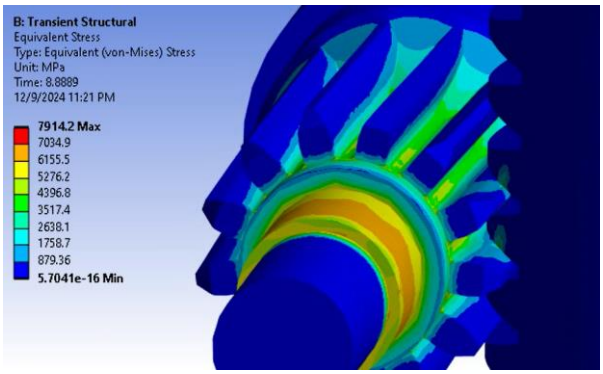


Hình 10. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ hai



Hình 11. Hư hỏng của mô hình tối ưu hóa thứ hai

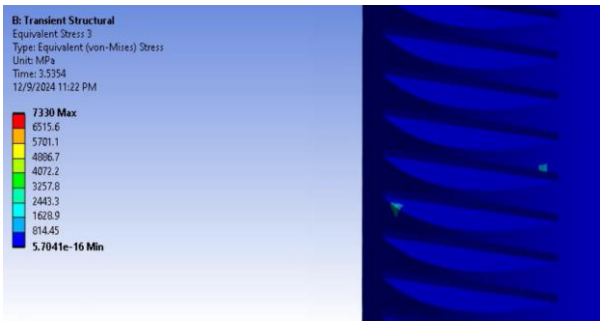
Hình 10, 11 và 12 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa thứ hai. Ứng suất cao lại phát triển ở các vùng chân răng và cổ trục của bánh răng thanh răng gần với bậc trục do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển gần sát với bậc trục của bánh răng.



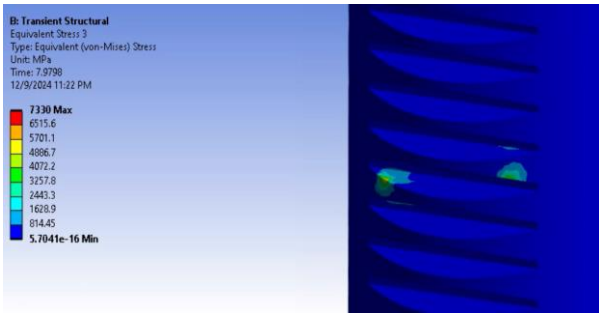
Hình 12. Hệ số an toàn của mô hìn h tối ưu thứ hai

3.4. Phân tích độ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ ba

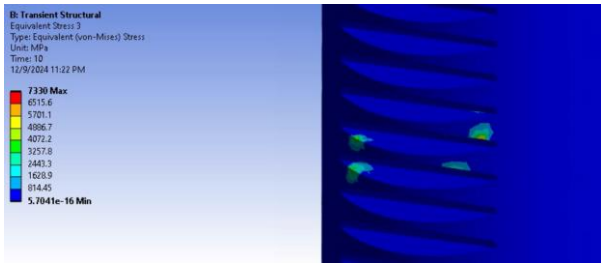
Hình 13, 14 và 15 lần lượt thể hiện tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn của mô hình được tối ưu hóa thứ ba. Ứng suất cao lại phát triển ở các vùng trên bề mặt bên ngoài của thanh răng gần với phần đỉnh răng do sự tập trung ứng suất. Ứng suất tối đa phát triển ở 2 phía ngoài phần đỉnh của thanh răng.



Hình 13. Tuổi thọ mỏi của mô hình tối ưu hóa thứ ba



Hình 14. Hư hỏng của mô hình tối ưu hóa thứ ba



Hình 15. Hệ số an toàn của mô hình tối ưu hóa thứ ba

Việc so sánh giữa các mô hình về tuổi thọ mỏi, hệ số an toàn và hư hỏng được tóm tắt trong bảng 2.

Bảng 2. So sánh các thiết kế thay thế

Tên mẫu	Trọng lượng (kg)	Tuổi thọ tối thiểu [Cycle]	Hệ số an toàn tối thiểu	Hư hỏng
Tiêu chuẩn	2,761	8.161	1,000	1,000
Thứ nhất	2,194	2.052	0,684	3.395
Thứ hai	1,932	2.058	0.684	3,391
Thứ ba	2,476	8.229	1,000	0,995

4. KẾT LUẬN

Tuổi thọ mỏi, hư hỏng, hệ số an toàn, ứng suất tối đa, biến dạng và trọng lượng của mô hình cặp bánh răng thanh răng tiêu chuẩn đã được nghiên cứu cho tất cả các mô hình thay thế được thiết kế và có kết luận như sau:

- Phân tích số học cho thấy số chu kỳ dẫn đến hỏng hóc thay đổi tùy thuộc vào hình dạng của răng.
- Mô hình thứ ba phù hợp nhất: Tuổi thọ mỏi, hư hỏng và hệ số an toàn; ứng suất tương đương và biến dạng tổng gần như nhau đối với mô hình tiêu chuẩn.
- Khi sử dụng mô hình tối ưu hóa thứ nhất và thứ hai, giá trị ứng suất của mô hình tăng khoảng 30%. Sự khác biệt có thể là do sự tập trung ứng suất phát sinh từ biên dạng răng. Nhưng khi sử dụng mô hình tối ưu thứ ba, người ta thấy giá trị ứng suất bằng với giá trị tiêu chuẩn.
- Thay đổi thiết kế phần đỉnh răng và chân răng tiêu chuẩn, đặc biệt là ở phần đỉnh răng của vùng ứng suất tối đa sẽ làm giảm tuổi thọ mỏi của căng bánh răng thanh răng khoảng 70%.
- Mô hình tối ưu hóa thứ ba có tuổi thọ mỏi tương tự với mô hình thực tế. Tuy nhiên, trọng lượng của nó nhẹ hơn 294 gram so với mẫu tiêu chuẩn, đây là một lợi thế lớn về mặt kinh tế.
- Để loại bỏ sự tập trung ứng suất và cũng tăng tuổi thọ mỏi của căng bánh răng thanh răng, nên sử dụng hình học tối ưu. Mô hình tối ưu hóa thứ ba đạt giá trị cao nhất.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] TCVN 12132:2017 (ISO 9085:2002), Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng – Ứng dụng cho các bánh răng dùng trong công nghiệp, (2017).

[2] ANSYS user's manual, version 2017r2.

[3] Arora, J. S, Introduction to Optimum Design: Introduction to Design Optimization. Elsevier Press, New York, (2017).

[4] Bundela, S., Shrivastava, A. K, Design and Static Stress Analysis of Various Cross Section of Hook. International Journal of Recent Technology Science and Management 2(12), 52-59, (2017).

[5] Malashchenko, V, Strilets, O, Strilets, V, Kłysz, S: Investigation of the energy effectiveness of multistage differential gears when the speed is changed by the carrier. Diagnostyka 20(4), 57–64 (2019). https://doi.org/10.29354/diag/112397.

[6] Syzyi, Y, Ushakov, O, Slipchenko, S, Basova, Y, Ivanova, M: Simulation of the contact temperature in the cylindrical plunge grinding process. Diagnostyka 21(2), 77–86 (2020).

[7] Błażej, R, Sawicki, M, Konieczna, M, Kozłowski, T, Kirjanów, A: Automatic analysis of thermograms as a means for estimating technical of a gear system. Diagnostyka 17(2), 43–48 (2016).

[8] Marshek, K.M: Design of Machine and structural parts. Amazon Publishing, Seatle (1987).

[9] Bjionowski, B: A practical approach for modelling a bevel gear. Geartechnology March/April, 68–75 (2015).

[10] Pavlenko, I, Neamtu, C, Verbovyi, A, Pitel, J, Ivanov, V, Pop, G: Using computer modeling and artificial neural networks for ensuring the vibration reliability of rotors. CEUR Workshop Proc. 2353, 702–716 (2019).

[11] Ivanov, V, Dehtiarov, I, Pavlenko, I, Liaposhchenko, O, Zaloga, V: Parametric optimization of fixtures for multiaxis machining of parts. In: Hamrol, A, Kujawińska, A, Barraza, M.F.S. (eds.) MANUFACTURING 2019. LNME, pp. 335–347. Springer, Cham (2019). https://doi.org/10.1007/978-3-030-18789-7_28.

[12] Rogovyi, A, Khovanskyi, S, Hrechka, I, Gaydamaka, A: Studies of the swirling submerged flow through a confuser. In: Ivanov, V, Pavlenko, I, Liaposhchenko, O, Machado, J, Edl, M. (eds.) DSMIE 2020. LNME, pp. 85–94. Springer, Cham (2020). https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_9.

Thông tin liên hệ: **Trần Văn Hoàng**

Điện thoại: 0919068913 - Email: tvhoang@uneti.edu.vn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp.