

NGHIÊN CỨU CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN ĐỘ BỀN TIẾP XÚC BÁNH RĂNG NHỰA SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP TAGUCHI

RESEARCH ON THE FACTORS AFFECTING THE CONTACT STRENGTH OF PLASTIC GEARS USING THE TAGUCHI METHOD

Võ Thanh Hòa*, Nguyễn Phan Thanh Hào, Nguyễn Hữu Lộc

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

*Email: hoa.vo0502@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Bánh răng nhựa ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống truyền động nhờ ưu điểm nhẹ, ít ồn và chống ăn mòn. Tuy nhiên, độ bền tiếp xúc vẫn là thách thức lớn, nhất là trong điều kiện tải trọng cao hoặc tốc độ lớn. Nghiên cứu này sử dụng phương pháp Taguchi để xác định và đánh giá mức độ ảnh hưởng của các thông số hình học và vận hành đến độ bền tiếp xúc bánh răng nhựa. Các đại lượng khảo sát gồm mô-đun, số răng, chiều rộng mặt răng, tải trọng, tỉ số truyền, góc ăn khớp, ... Ma trận trực giao L27 được dùng để thiết lập các tổ hợp thí nghiệm, và độ bền tiếp xúc được xác định qua mô phỏng. Phân tích ANOM cho thấy mức độ ảnh hưởng từng nhân tố. Phân tích tỷ số tín hiệu trên nhiễu (S/N) giúp xác định tổ hợp tham số tối ưu nhằm nâng cao độ bền tiếp xúc. Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho thiết kế hiệu quả các hệ truyền động bánh răng nhựa chịu tải cao.

Từ khóa: *Bánh răng trụ; Vật liệu nhựa; Taguchi; Độ bền tiếp xúc; Tiêu chuẩn VDI.*

ABSTRACT

Plastic gears are increasingly used in power transmission systems due to their advantages of light weight, low noise, and corrosion resistance. However, contact strength remains a major challenge, especially under high-load or high-speed conditions. This study uses the Taguchi method to identify and evaluate the influence of geometric and operational parameters on the contact strength of plastic gears. The variables investigated include module, number of teeth, face width, transmission ratio, pressure angle, and so on. An L27 orthogonal array is employed to establish the experimental combinations, and contact strength is determined through simulation. Analysis of Means (ANOM) reveals the level of influence of each factor. Signal-to-noise (S/N) ratio analysis is then used to determine the optimal parameter set for enhancing contact strength. The results of this research provide a foundation for the efficient design of high-load plastic gear transmissions.

Keywords: *Plastic gears; Plastic material; Taguchi; Contact strength; VDI standard.*

1. GIỚI THIỆU

Bánh răng nhựa ngày càng đóng vai trò quan trọng trong các hệ thống truyền động hiện đại nhờ ưu điểm như trọng lượng nhẹ, độ đàn hồi cao, chịu va đập tốt và khả năng làm việc không cần bôi trơn [1, 2]. Nhờ tiến bộ trong công nghệ, bánh răng nhựa đã trở thành giải pháp thay thế hiệu quả cho bánh răng kim loại trong nhiều lĩnh vực như ô tô, tự động hóa và công nghiệp hóa chất. Dù vẫn còn hạn chế về độ bền cơ học và khả năng chịu tải, nhưng nhờ cải tiến về vật liệu, bánh răng nhựa ngày càng bền hơn, đáng tin cậy hơn, giúp giảm chi phí và nâng cao hiệu suất trong môi trường khắc nghiệt.

Độ bền tiếp xúc là một trong những cơ chế hư hỏng phổ biến trong các hệ thống truyền động bánh răng nhựa, với các dạng điển hình như tróc rỗ, bong tróc và gãy hoặc lõm mặt răng. Tróc rỗ là hiện tượng xuất hiện các vết rỗ nhỏ trên bề mặt tiếp xúc, trong khi bong tróc là sự bong tróc lớp vật liệu do ứng suất quá lớn. Gãy hoặc biến dạng răng xảy ra khi ứng suất vượt quá giới hạn chịu đựng của vật liệu [3]. Những hư hỏng này làm giảm hiệu suất, độ tin cậy và tuổi thọ của hệ thống. Nguyên nhân chủ yếu là do ứng suất tiếp xúc vượt mức cho phép, vì vậy việc tính toán và đánh giá độ bền tiếp xúc đóng vai trò quan trọng trong thiết kế bánh răng nhựa.

Để tối thiểu thí nghiệm và giảm thiểu ảnh hưởng bởi những nhân tố gây ra sự sai lệch từ đó nhanh chóng điều chỉnh các thông số tiến đến tối ưu nhanh nhất, phương pháp Taguchi được lựa chọn như một giải pháp hiệu quả, giúp xác định các giá trị tối ưu [4]. Phương pháp Taguchi có một phạm vi ứng dụng rộng rãi, từ vi sinh vật học đến nông nghiệp, từ dược phẩm đến kỹ thuật. Phương pháp Taguchi có phạm

vi ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực khác nhau, và gần đây được áp dụng trong lĩnh vực thiết kế cơ khí [5].

Mục tiêu của nghiên cứu này là tập trung phân tích yếu tố ảnh hưởng và tìm ra tổ hợp thông số tối ưu nhằm nâng cao độ bền tiếp xúc của bánh răng nhựa. Bằng cách sử dụng phương pháp Taguchi để đánh giá xác định mức độ ảnh hưởng của các thông số đến ứng suất tiếp xúc, xây dựng phương trình hồi quy để xác định tổ hợp thông số tối ưu.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Độ bền tiếp xúc của bánh răng nhựa

Theo tiêu chuẩn VDI-2736, ứng suất tiếp xúc lớn nhất bánh răng nhựa thân khai được tính toán theo công thức Hertz, với giả sử dạng tiếp xúc giữa hai bề mặt thân khai của răng là tiếp xúc của hai trụ tròn có đường kính là $d_1 = d_{b1} \sin \alpha_n$. Công thức tính như sau [6]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H \cdot (u + 1)}{b \cdot d_1 \cdot u}} \quad (1)$$

Với Z_M là hệ số xét đến cơ tính vật liệu; Z_H là hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc; Z_ε là hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc; Z_β là hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng răng ($Z_\beta = 1$ đối với bánh răng trụ răng thẳng); K_H là hệ số tải trọng tính, trong nghiên cứu này chọn $K_H = 1$ (Theo tính chất đàn hồi của nhựa nhiệt dẻo $K_H \approx K_A$ áp dụng như một cách đơn giản hóa cho tất cả các mô-đun khi $b/mn \leq 12$ và $K_A = 1$).

Tiêu chuẩn VDI-2736 chỉ đưa bảng tra của tiêu chuẩn DIN 3990 [6] về các hệ số Z_H và Z_ε theo góc áp lực $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$. Điều này sẽ gây ra trở ngại khi người kỹ sư muốn tính toán với

góc áp lực khác giá trị được tham khảo trong VDI.

Các hệ số Z_M , Z_H và Z_E theo tiêu chuẩn ISO 6336-2:2006 [7]:

Hệ số vật liệu Z_M phụ thuộc vào mô-đun đàn hồi E và hệ số Poisson ν :

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2)$$

Hệ số dạng bề mặt tiếp xúc Z_H phụ thuộc vào góc áp lực α :

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (3)$$

Hệ số tiếp xúc Z_E được tính toán theo công thức sau:

$$Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}; \varepsilon_\beta < 1 \quad (4)$$

Với hệ số trùng khớp dọc $\varepsilon_\beta = 0$, vì bánh răng được nghiên cứu là bánh răng trụ răng thẳng;

Hệ số trùng khớp ngang ε_α được xác định theo công thức [7]: $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(z_1 \cdot \left(\sqrt{\frac{m_n \cdot z_1 + 2m_n}{m_n \cdot z_1 \cdot \cos \alpha}} - 1 - \tan \alpha \right) + z_2 \cdot \left(\sqrt{\frac{m_n \cdot z_2 + 2m_n}{m_n \cdot z_2 \cdot \cos \alpha}} - 1 - \tan \alpha \right) \right) \quad (5)$$

Tuy nhiên, VDI-2736 chỉ xem xét đến các thông số hình học và vật liệu bánh răng mà bỏ qua sự ảnh hưởng của nhiệt độ T° khi tính toán thiết kế cho bánh răng nhựa, điều này có thể hiểu là do VDI và các tiêu chuẩn tính toán

bánh răng nhựa hiện tại được dựa trên các tiêu chuẩn đã được thực hiện trên bánh răng kim loại. Việc chuyển đổi từ kim loại sang vật liệu nhựa nhiệt dẻo cho các ứng dụng bánh răng không hề đơn giản. Nhiệt độ làm thay đổi đáng kể mô-đun đàn hồi, độ bền kéo, hoặc tỷ lệ hấp thụ nước. Việc một chi tiết polyme bị ướt, ẩm, hoặc khô cũng có ảnh hưởng đến mô-đun chảy dẻo và giới hạn chảy. Với những đặc tính mới này, không chỉ dừng lại ở việc nhựa có độ bền cơ học thấp hơn, người thiết kế bánh răng cần phải lưu ý đến các khía cạnh này. Theo nghiên cứu của S. Felder [8], mô-đun đàn hồi E của nhựa PA66 có quan hệ chặt chẽ với nhiệt làm việc T° của vật liệu nhựa.

Quan hệ giữa nhiệt độ làm việc T° tại bề mặt răng với các thông số hình học và điều kiện vận hành được xác định qua công thức [7]:

$$T^\circ = \theta_{Fl\alpha,2} = \theta_0 + P \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left(\frac{k_{\theta,Fl\alpha}}{b \cdot z_{1,2} \cdot (v_t \cdot m_n)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \quad (6)$$

Với: θ_0 là nhiệt độ môi trường xung quanh ($^\circ\text{C}$); P là công suất danh nghĩa (W); μ là hệ số ma sát; H_V là hệ số mất mát công suất trên răng; $k_{\theta,Fl\alpha}$ là hệ số truyền nhiệt của bánh răng nhựa để tính nhiệt độ thân răng ($\text{K} \cdot (\text{m/s})^{0,75} \cdot \text{mm}^{1,75}/\text{W}$); b là chiều rộng bánh răng (mm); z là số răng bánh răng; m_n là mô-đun pháp tuyến (mm); v_t là vận tốc tiếp tuyến (m/s); $R_{\lambda,G}$ là hệ số độ trở truyền nhiệt của vỏ hộp ($\text{K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$); A_G là diện tích bề mặt tỏa nhiệt của vỏ hộp (m^2) (không áp dụng cho trường hợp cơ cấu không có vỏ hộp); ED là thời gian ăn khớp (tiếp xúc) răng tương đối (phút).

Theo nghiên cứu của S. Felder [8], mô-đun đàn hồi E có quan hệ chặt chẽ với nhiệt làm việc T° của vật liệu nhựa PA66, được thể hiện bởi phương trình hàm mũ sau:

$$E = 3334 \exp(-0,0172T^\circ); 20^\circ\text{C} \leq T^\circ \leq 160^\circ\text{C} \quad (7)$$

Đối với vật liệu PA66, có tính chất đẳng hướng và đồng nhất thì ta có thể xấp xỉ giá trị hệ số Poisson theo mô-đun khối K và mô-đun đàn hồi E bởi phương trình sau [9]:

$$\nu = \frac{3K - E}{6K} \quad (8)$$

2.2. Phương pháp Taguchi

Thiết kế thực nghiệm Taguchi có thể giúp thiết kế một quá trình thực nghiệm mà ít chịu ảnh hưởng bởi những nhân tố gây ra sự sai lệch về chất lượng. Mục đích là điều chỉnh các thông số đến mức tối ưu để quá trình ổn định ở mức chất lượng tốt nhất. Phương pháp Taguchi sử dụng ma trận trực giao trong quy hoạch thực nghiệm. Do đó, phương pháp này cho phép sử dụng tối thiểu các thí nghiệm cần thiết để nghiên cứu ảnh hưởng của các yếu tố lên một đáp ứng được lựa chọn nào đó trong các bài toán kỹ thuật có nhiều yếu tố, từ đó nhanh chóng điều chỉnh các thông số tiến đến tối ưu nhanh nhất.

Trong nghiên cứu này, giá trị ứng suất tiếp xúc cần được càng nhỏ càng tốt để nâng cao độ bền tiếp xúc của bộ truyền. Do đó tỷ số tín hiệu/nhiều (Signal to Noise Ratio) S/N sẽ được sử dụng với tiêu chí “Nhỏ hơn thì tốt hơn – Lower is better” [4]:

$$\frac{S}{N} = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^N y_i^2 \right) \quad (9)$$

3. QUY HOẠCH THỰC NGHIỆM

3.1. Lựa chọn các nhân tố và mức giá trị

Phương pháp bề mặt đáp ứng được sử dụng khi cần mô tả chính xác mối quan hệ giữa hàm mục tiêu và các nhân tố thí nghiệm. Mục tiêu của phương pháp này là tăng số lượng điểm thí nghiệm để xây dựng một mô hình bậc hai mô tả hàm mục tiêu. Theo kinh nghiệm thực tiễn, mô hình hàm bậc hai thường đủ chính xác để mô tả đặc điểm của hàm mục tiêu trong các bài toán tối ưu có phạm vi giá trị các nhân tố nằm trong giới hạn đặt ra.

Tổng hợp các nhân tố ảnh hưởng đến độ bền tiếp xúc bao gồm: số răng z_1 , tỉ số truyền u , góc ăn khớp α , mô-đun răng m , chiều rộng vành răng b , mô-đun đàn hồi E , hệ số Poisson ν , nhiệt độ làm việc T° . Tuy nhiên, theo S. Felder [8] và Mael Péron [9] thì mô-đun đàn hồi E và hệ số Poisson ν của vật liệu nhựa (cụ thể là PA66) phụ thuộc vào nhiệt độ làm việc T° nên ta loại nhân tố mô-đun E và hệ số Poisson ν đồng thời giữ lại nhân tố nhiệt độ T° trong quy hoạch này. Các giá trị của các nhân tố nghiên cứu ảnh hưởng được xác định với ba mức (Bảng 1).

Bảng 1. Mã hóa và các mức giá trị nhân tố

STT	Nhân tố	Ký hiệu		Mức giá trị			Khoảng thay đổi
		Tự nhiên	Mã hóa	1	2	3	
1	Mô-đun răng, mm	m	x_1	2	5	8	3
2	Góc biên dạng, độ	α	x_2	20	25	30	5
3	Nhiệt độ, $^\circ\text{C}$	T°	x_3	30	40	50	10
4	Số răng	z_1	x_4	20	25	30	5
5	Tỉ số truyền	u	x_5	1	1,4	1,8	0,4
6	Chiều rộng vành răng, mm	b	x_6	20	30	40	10

Các nhân tố cố định bao gồm: $x = 0$, $T = 8 \text{ Nm}$.

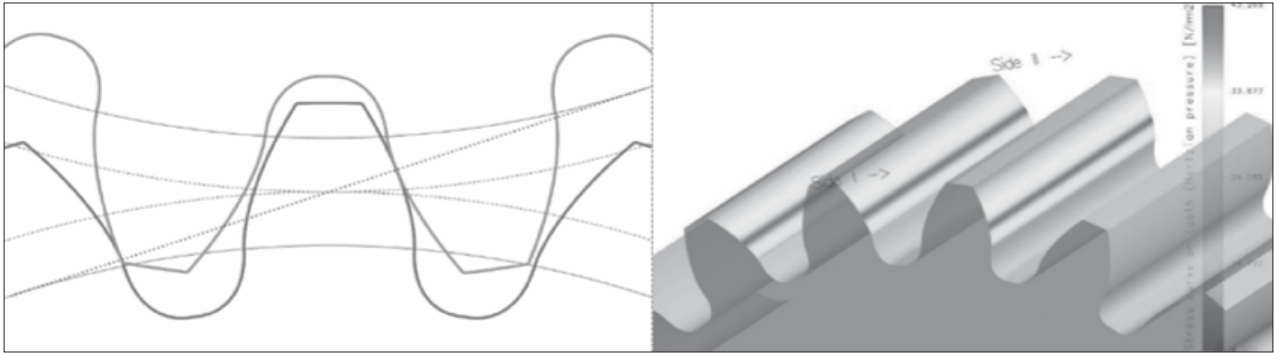


3.2. Ma trận quy hoạch Taguchi

Chọn dạng ma trận quy hoạch tương ứng với số nhân tố và số mức giá trị, ở đây ta sử dụng 6 nhân tố với 3 mức giá trị nên sử dụng ma trận tương ứng là L27, thể hiện ở Bảng 2. Các kết quả thu được từ phần mềm KissSoft 2024.

Bảng 2. Ma trận quy hoạch và kết quả

N	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	σ_H (MPa)
1	1	1	1	1	1	1	43,2694
2	1	1	1	1	2	2	33,3363
3	1	1	1	1	3	3	27,3448
4	1	2	2	2	1	1	30,6365
5	1	2	2	2	2	2	23,0500
6	1	2	2	2	3	3	18,9581
7	1	3	3	3	1	1	22,5564
8	1	3	3	3	2	2	17,0052
9	1	3	3	3	3	3	14,0055
10	2	1	2	3	1	2	8,7260
11	2	1	2	3	2	3	6,9444
12	2	1	2	3	3	1	9,3098
13	2	2	3	1	1	2	11,6220
14	2	2	3	1	2	3	9,2701
15	2	2	3	1	3	1	12,4461
16	2	3	1	2	1	2	10,4548
17	2	3	1	2	2	3	8,3573
18	2	3	1	2	3	1	11,2377
19	3	1	3	2	1	3	5,2758
20	3	1	3	2	2	1	6,8533
21	3	1	3	2	3	2	5,3023
22	3	2	1	3	1	3	4,8819
23	3	2	1	3	2	1	6,3643
24	3	2	1	3	3	2	4,9366
25	3	3	2	1	1	3	6,5349
26	3	3	2	1	2	1	8,5272
27	3	3	2	1	3	2	6,6181



Hình 1. a) Biểu diễn biên dạng răng và b) Kết quả phân tích tiếp xúc răng của bộ thông số thí nghiệm thứ nhất bằng phần mềm KissSoft

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Các nhân tố tác động đến kết quả theo hai hướng. Tác động làm kết quả tiến đến gần mục tiêu là tín hiệu có ích, gọi là “tín” (Signal). Tác động làm kết quả rời xa mục tiêu là “nhiều” (Noise). Tỷ số S/N đại diện cho chỉ tiêu hiệu quả, được dùng để đánh giá và lựa chọn các nhân tố ảnh hưởng. Bộ thông số tốt là khi cho tỷ số S/N lớn và bộ thông số tối ưu nhất là cho S/N lớn nhất. Kết quả tỷ số S/N của từng nhân tố với bài toán cực tiểu được thể hiện trong Bảng 3.

Bảng 3. Kết quả Signal to Noise Ratios “Lower is better”

Level	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
1	-27,67	-21,4	-21,72	-22,87	-21,62	-22,58
2	-19,71	-20,98	-20,99	-20,89	-20,93	-20,84
3	-15,63	-20,64	-20,31	-19,26	-20,48	-19,6
Delta	12,04	0,76	1,41	3,61	1,14	2,98
Rank	1	6	4	2	5	3

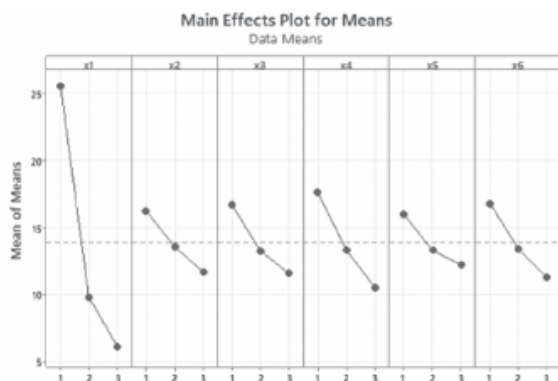
Để xác định mức ảnh hưởng của các nhân tố đến kết quả đầu ra là ứng suất tiếp xúc, ta cần phân tích các chỉ số của Analysis of Mean – ANOM như Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả phân tích Means

Level	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
1	25,574	16,262	16,687	17,663	15,995	16,8
2	9,819	13,574	13,256	13,347	13,301	13,45
3	6,144	11,7	11,593	10,526	12,24	11,286
Delta	19,43	4,563	5,094	7,138	3,755	5,514
%	42,72%	10,03%	11,19%	15,68%	8,26%	12,12%
Rank	1	5	4	2	6	3



Theo như kết quả phân tích thì ảnh hưởng của các thông số như sau: mô đun răng $m - x_1$ (42,72%), số răng $z_1 - x_4$ (15,68%), chiều rộng vành răng $b - x_6$ (12,12%) và nhiệt độ $T^\circ - x_3$ (11,19%) lần lượt là 4 nhân tố ảnh hưởng nhiều nhất đến ứng suất tiếp xúc của bánh răng. Các nhân tố đều có xu hướng làm giảm giá trị ứng suất tiếp xúc của bánh răng nhựa trong miền quan sát như Hình 2.



Hình 2. Biểu đồ thể hiện ảnh hưởng chính của từng nhân tố đến giá trị trung bình đầu ra trong thí nghiệm Taguchi

Từ việc phân tích Hình 2, ta rút ra được bộ thông số tối ưu cho giá trị trung bình – Means là thấp nhất là $(x_1; x_2; x_3; x_4; x_5; x_6) = (3; 3; 3; 3; 3; 3)$, tương ứng bộ thông số của giá trị tự nhiên là $(m; \alpha; T^\circ; z_1; u; b) = (8; 30; 5; 30; 1,8; 40)$ cho ứng suất tiếp xúc của bộ truyền nhỏ nhất với 2,8362 MPa. Ở đây ta nhận xét rằng nhiệt độ T° tăng thì ứng suất tiếp xúc giảm, tuy nhiên theo nhóm tác giả Zehua Lu [10] tuổi thọ tại bề mặt răng sẽ giảm theo nhiệt độ T° , điều này đặt ra phải nghiên cứu sâu hơn về đặc tính cơ-nhiệt của vật liệu nhựa trong bộ truyền bánh răng.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã tập trung vào việc xác định và tối ưu hóa các yếu tố hình học ảnh hưởng đến độ bền tiếp xúc của bánh răng nhựa, sử dụng phương pháp thiết kế thí nghiệm

Taguchi kết hợp với ma trận trực giao L27. Phân tích tỷ số tín hiệu trên nhiễu (S/N) và phân tích Means (ANOM) đã được áp dụng để đánh giá mức độ ảnh hưởng của từng yếu tố và xác định tổ hợp thông số tối ưu.

Kết quả nghiên cứu đã xác định được tổ hợp thông số tối ưu nhằm giảm thiểu ứng suất tiếp xúc, một chỉ tiêu quan trọng đánh giá độ bền, bao gồm: mô-đun răng (m) là 8 mm, góc ăn khớp (α) là 30° , nhiệt độ làm việc (T°) là 50°C , số răng (z_1) là 30, tỉ số truyền (u) là 1,8, và chiều rộng vành răng (b) là 40 mm. Với tổ hợp này, ứng suất tiếp xúc dự đoán đạt giá trị thấp nhất là 2,8362 MPa thấy sự cải thiện đáng kể về khả năng chịu tải của bánh răng.

Phân tích Means (ANOM) đã làm nổi bật các yếu tố có ảnh hưởng chủ đạo: mô-đun răng (m) đóng góp 42,72% vào sự thay đổi của ứng suất tiếp xúc, tiếp theo là số răng (z_1) với 15,68%, chiều rộng vành răng (b) với 12,12%, và nhiệt độ (T°) với 11,19%. Các yếu tố còn lại như góc ăn khớp, tỉ số truyền cho thấy ảnh hưởng ít hơn trong phạm vi các mức giá trị được khảo sát. Việc lựa chọn tổ hợp thông số tối ưu này không chỉ giúp giảm thiểu ứng suất cục bộ, một trong những nguyên nhân chính gây ra các dạng hư hỏng bề mặt như tróc rỗ và bong tróc, mà còn hứa hẹn kéo dài tuổi thọ và nâng cao độ tin cậy của hệ thống truyền động bánh răng nhựa, đặc biệt trong các ứng dụng đòi hỏi độ bền cao.

Để phát triển sâu hơn và toàn diện hơn, các nghiên cứu trong tương lai nên tập trung vào việc đánh giá đồng thời nhiều chỉ tiêu như độ bền uốn, độ bền tiếp xúc, độ cứng, độ bền mòn, nhiệt độ... tích hợp phương pháp này với các công cụ khác như Grey Taguchi, sử dụng mô phỏng với Mạng nơ-ron nhân tạo (ANN) để xây dựng mô hình tối ưu đa mục tiêu. Kết

hợp mô phỏng bằng phân tích phần tử hữu hạn (FEM) để đi sâu vào phân tích ứng suất biến dạng chi tiết. Bên cạnh đó, việc tiến hành các thí nghiệm độ bền, độ cứng, độ bền mòn,... là vô cùng cần thiết để kiểm chứng kết quả lý thuyết và mô phỏng, đồng thời đánh giá tuổi thọ thực của bánh răng dưới các điều kiện vận hành cụ thể, từ đó đưa ra những giải pháp thiết kế và lựa chọn vật liệu tối ưu hơn.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ đề tài mã số SVKSTN-2024-CK-32. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 02/6/2025

Ngày phản biện: 16/6/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Davis, J.R. (2005), “*Gear Materials, Properties, and Manufacture*”. ASM International, 2005.
- [2]. Tạ Trí Thông, Nguyễn Hữu Lộc (2023), “*Nghiên cứu tính toán thiết kế bánh răng bằng vật liệu nhựa*”. Tuyển tập công trình Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ XI, 2023, Hà Nội (Việt Nam).
- [3]. VDI 2736-Part 1 (2016), “*Thermoplastic Gear Wheels - Materials, Material Selection, Production Methods, Production Tolerances, form Design*”.
- [4]. Nguyễn Hữu Lộc (2021), “*Giáo trình Quy hoạch và phân tích thực nghiệm*”. NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
- [5]. Nguyễn Hữu Lộc, Lê Thanh Duy (2021), “*Nghiên cứu ảnh hưởng các thông số đến hiệu suất bộ truyền bánh răng sử dụng phương pháp Taguchi*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Số đặc biệt, tháng 11, 10, 2021.
- [6]. VDI 2736-Part 2 (2014), “*Thermoplastic Gear Wheels - Cylindrical Gears - Calculation of the Load-Carrying Capacity*”.
- [7]. ISO (2006), “*ISO 6336-2, Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*”.
- [8]. S. Felder, N.A. Vu, S. Reese, J.-W. Simon (2020), “*Modeling the effect of temperature and degree of crystallinity on the mechanical response of Polyamide 6*”. Mechanics of Materials, Volume 148, September 2020.
- [9]. Péron, Mael & Jacquemin, Frédéric & CASARI, Pascal & Orange, Gilles & Jean-Luc, Bailleul & Boyard, Nicolas (2019), “*Thermomechanical characterization of a low viscosity PA66 thermoplastic matrix and associated continuous glass fibre composite under processing conditions*”. Journal of Composite Materials, 53. 3169-3186, 10.1177/0021998319862344.
- [10]. Lu, Zehua & Liu, Huaiju & Zhang, Renhua & Caichao, Zhu & Shen, Yaqiang & Dong, Xin. (2021), “*The simulation and experiment research on contact fatigue performance of acetal gears*”. Mechanics of Materials, 154. 103719, 10.1016/j.mechmat.2020.103719.