

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG THEO ỨNG SUẤT TIẾP XÚC VÀ TỐI ƯU THÂN BÁNH RĂNG

CONTACT STRESS DESIGN AND OPTIMIZATION OF SPUR GEAR

Nguyễn Hữu Lộc^{1*}, Lê Thúy Anh¹

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Tp Hồ Chí Minh

*Tác giả liên hệ: nhloc@hcmut.edu.vn

(Nhận bài: 19/10/2020; Chấp nhận đăng: 13/01/2021)

Tóm tắt - Bộ truyền bánh răng là một trong những thành phần quan trọng trong hệ thống truyền động cơ khí. Tróc rỗ bề mặt răng được coi là một trong những nguyên nhân chính gây ra hư hỏng bánh răng. Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế tối ưu cặp bánh răng trụ răng thẳng dựa trên độ bền tiếp xúc, mô hình bánh răng 3D thiết kế trong phần mềm CAD sẽ được đưa vào phần mềm CAE để tối ưu hóa kiểu dáng và hình dạng. Cụ thể hơn, có thể tiết kiệm được bao nhiêu vật liệu khỏi thân bánh răng mà không ảnh hưởng đến độ bền bánh răng. Do đó, mục đích của nghiên cứu này là giảm trọng lượng của bánh răng và chọn các thông số tối ưu của cặp bánh răng.

Từ khóa - Bánh răng trụ; Tối ưu hóa; Tối ưu hình dạng; Kiểu dáng; Ứng suất tiếp xúc; phần mềm CAD/CAE.

1. Giới thiệu

Thiết kế và phân tích kết cấu tối ưu ngày càng đóng vai trò quan trọng trong lĩnh vực cơ khí, với mục tiêu tiết kiệm chi phí, thời gian và nguồn lực mà vẫn đạt chỉ tiêu về chất lượng, giá thành... Sự phát triển của máy tính và các phần mềm CAD/CAE là một công cụ hỗ trợ to lớn và cấp thiết để giúp cho việc tính toán thiết kế tối ưu ngày càng hoàn thiện về lý thuyết và các ứng dụng.

Các bài toán tối ưu bộ truyền bánh răng bao gồm [3-8]: Tối ưu các thông số hình học răng theo độ bền; Tối ưu kiểu dáng, hình dạng và kích thước thân bánh răng; Tối ưu cụm bánh răng, như hộp giảm tốc, hộp tốc độ với mục tiêu: Tổng khoảng cách trục nhỏ nhất, khối lượng hộp nhỏ nhất, độ bền đều ứng suất tiếp xúc và uốn, hiệu suất lớn nhất, sai số góc nhỏ nhất... Tối ưu hình dạng và kiểu dáng thân hộp...

Bài báo này trình bày các nghiên cứu liên quan đến tối ưu kiểu dáng, hình dạng và kích thước thân bánh răng và tối ưu các thông số hình học răng theo độ bền tiếp xúc với các tiêu chuẩn khác nhau. Mô hình 3D của sản phẩm thiết kế được tạo theo công nghệ in 3D.

2. Giải quyết vấn đề

2.1. Thiết kế tối ưu sử dụng phần mềm CAD/CAE

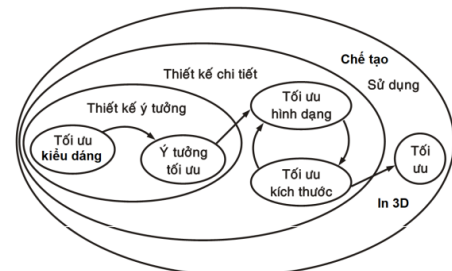
Quá trình thiết kế đã được cải tiến liên tục qua thời gian nhằm tạo ra sản phẩm thỏa mãn nhu cầu ngày càng cao của con người. Trước đây, qua quá trình sử dụng, sản phẩm sẽ xuất hiện các khuyết điểm và người sản xuất phải chỉnh sửa nó để đáp ứng nhu cầu người sử dụng. Những cải tiến này dần dần tạo ra sản phẩm tối ưu về kiểu dáng, hình dạng, chất lượng cũng như giá thành. Do đó, phải mất khoảng thời gian rất lâu, có thể vài năm hay thậm chí vài chục năm

Abstract - Gear drive is one of the most important components in mechanical power transmission systems. The pitting resistance of gear teeth is considered to be one of the main causes of gear failure. This article presents the results of optimization design of the spur-gear pairs by contact stress with the 3D gears model designed in CAD software, and then imported in CAE software for topology and shape optimization. To be more specific, the amount of material which can be removed from the gear body without compromising the gear meshing properties is considered and calculated. Consequently, the aim of this research is to reduce weight of the gears and choose the optimal parameters of gear pair.

Key words - Spur Gear; Topology; Shape Optimization; Contact stress; CAD/CAE Software.

để thu được kết quả tối ưu nhất cho sản phẩm. Toàn bộ thời gian phát triển thiết kế như trên có thể được giảm đáng kể khi sử dụng các công cụ CAD và CAE vào trong quá trình thiết kế.

Hiện nay, quá trình thiết kế sản phẩm là một chu trình sử dụng công cụ CAD và CAE (Hình 1): Từ mô hình hóa trên các phần mềm CAD, đến tối ưu kiểu dáng, hình dạng và kích thước trên CAE. Đầu vào của thiết kế là nhiệm vụ thiết kế, tải trọng, điều kiện biên, phương pháp chế tạo, chỉ tiêu chi phí, không gian thiết kế, kiểu dáng thiết kế, những thiết kế có cùng chức năng và nhiều thông tin khác. Ở giai đoạn đầu, một ý tưởng mới được đưa ra dựa trên kiến thức và kinh nghiệm của người thiết kế. Tiếp theo là phân tích toán thiết kế tối ưu (kiểu dáng, hình dạng và kích thước) chi tiết dựa trên tiêu chuẩn hay tính bằng giải tích. Thiết kế sau đó được mô hình hóa lại bằng phần mềm CAD và tính toán kiểm nghiệm lại bằng phần mềm CAE [11].



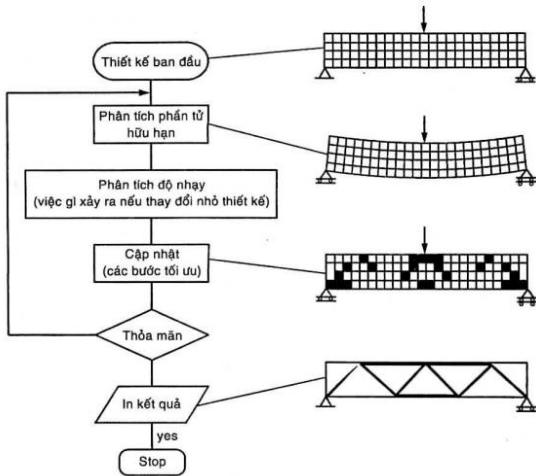
Hình 1. Trình tự thiết kế tối ưu kiểu dáng [11]

Hệ thống CAD xây dựng mô hình hình học dựa trên tham số, sau đó xuất qua phần mềm CAE. Trên phần mềm CAE sẽ chia lưới, đặt điều kiện biên, đặt tải trọng, thiết lập đặc tính vật liệu và những thông tin liên quan.

¹ University of Technology - Viet Nam National University HCMC (Nguyen Huu Loc, Le Thuy Anh)

Phương pháp tối ưu kiểu dáng kết cấu ngày càng đóng vai trò quan trọng trong việc hình thành và phát triển sản phẩm. Cơ sở của quá trình tối ưu hóa kiểu dáng là tìm sự phân bố vật liệu trong một vùng cho trước, được gọi là không gian thiết kế, sao cho kết cấu có thể đáp ứng được các điều kiện yêu cầu về tải trọng, tần số rung động, ... đồng thời thỏa mãn các ràng buộc về khối lượng, thể tích, khả năng chế tạo. Nhiều phương pháp tìm ra kết cấu tối ưu đã được phát triển như: Phương pháp đồng nhất, phương pháp mật độ, phương pháp tiến hóa...

Trong tối ưu kiểu dáng bao gồm: Tối ưu kiểu dáng cấu trúc liên tục và tối ưu kiểu dáng cấu trúc rời rạc. Tối ưu kiểu dáng cấu trúc liên tục là tối ưu những cấu trúc khối tạo bởi những phần tử liên tiếp nhau, có thể ở dạng đặc hoặc rỗng. Tối ưu kiểu dáng cấu trúc rời rạc là những bài toán tối ưu cho những cấu trúc do phần tử rời rạc tạo thành như khung, giàn,...



Hình 2. Tính toán tối ưu kiểu dáng kết cấu [11]

Quá trình tối ưu kiểu dáng theo những bước chính như Hình 2 [11]:

1. Tạo không gian hình dáng ban đầu cho chi tiết và thiết lập các thông số tải trọng điều kiện biên.
2. Định nghĩa hàm mục tiêu, hàm ràng buộc và các tham số điều khiển.
3. Tính toán dựa trên thuật toán để loại bỏ dần những vật liệu không cần thiết (theo chỉ tiêu loại bỏ của thuật toán).
4. Xác định xem kết cấu đã thỏa mãn điều kiện ràng buộc và yêu cầu kỹ thuật hay chưa.
5. Nếu chưa thì quay lại bước 3, còn thỏa mãn thì qua bước 6.
6. Xem kết quả.

Hiện nay, các phần mềm CAE thương mại như MSC Nastran, Ansys, Altair, Hyberworks [12] ... tính toán dựa trên phương pháp mật độ, sử dụng mô hình vật liệu đẳng hướng và chỉ sử dụng một biến thiết kế là mật độ của vật liệu. Cấu trúc được rời rạc hóa thành các phần tử bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Phương pháp mật độ tối ưu dựa trên tiêu chuẩn độ cứng kết cấu, theo đó độ cứng kết cấu tìm được sẽ đạt giá trị lớn nhất tương ứng với khối lượng vật liệu sử dụng. Và tối ưu kiểu dáng ứng dụng nhiều khi thiết kế sản phẩm trong công nghệ in 3D.

2.2. Thiết kế bộ truyền bánh răng theo ISO 6336, AGMA 9001

Hiện nay, trên thế giới có rất nhiều tiêu chuẩn tính toán thiết kế bánh răng như ISO 6336 (1996, 2006, 2019), AGMA 9001, Merrit, Legacy ANSI, Bach... Tuỳ vào mục đích sử dụng mà ta sẽ lựa chọn tiêu chuẩn phù hợp để thiết kế. Trong phạm vi bài báo này, ta sẽ chỉ nghiên cứu phương pháp thiết kế bánh răng dựa trên tiêu chuẩn ISO 6336 [1, 9, 10] và so sánh với AGMA 9001 [2]. Trong phần này nghiên cứu cơ sở tính toán theo 2 tiêu chuẩn chủ yếu và so sánh cho trường hợp cụ thể.

Theo ISO 6336 ứng suất tiếp xúc được tính trên công thức [1]:

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \tag{1}$$

Trong đó, $\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b u}}$

Ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép σ_{HP} xác định:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hlim}} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \tag{2}$$

Ứng suất uốn được tính trên công thức:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \tag{3}$$

Trong đó:

$$\sigma_{F0-C} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta$$

Ứng suất uốn cho phép σ_{FP} được xác định:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \tag{4}$$

3. Kết quả nghiên cứu và bình luận

3.1. Phân tích và thiết kế bộ truyền bánh răng trụ trên các phần mềm CAD

Bảng 1. So sánh kết quả tính toán bánh răng trụ thép 36Mn5 thường hóa

Tỷ số truyền	ISO					
	a	z1	SH	SF	d1	V
2	250	37	1,237	8,74	166,5	1741,84
2,5	280	35	1,228	8,205	157,5	1558,62
3,15	315	34	1,207	7,893	153	1470,83
4	400	35	1,283	8,12	157,5	1558,62
5	450	33	1,223	7,663	148,5	1385,58
6,3	560	34	1,268	7,766	153	1470,83
Tỷ số truyền	AGMA					
	a	z1	SH	SF	d1	V
2	200	30	1,273	7,872	135	1145,11
2,5	224	28	1,253	7,461	126	997,52
3,15	250	27	1,213	7,066	121,5	927,54
4	315	28	1,288	7,512	126	997,52
5	355	26	1,229	6,953	117	860,11
6,3	450	27	1,28	7,279	121,5	927,54

Để so sánh, ta tiến hành tính toán cho các giá trị cụ thể, tính toán với thông số đầu vào cho thiết bị máy nén

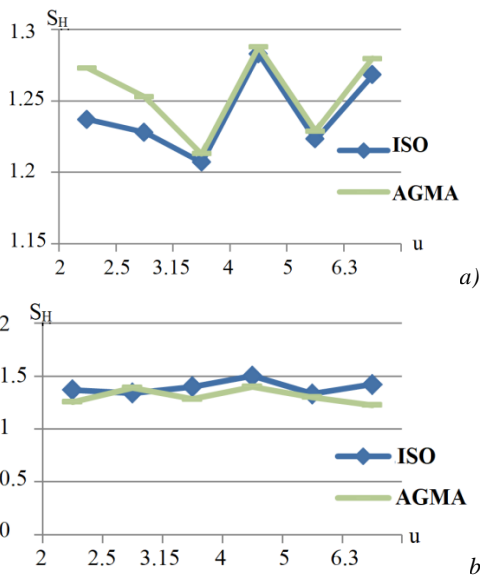
có các số liệu cụ thể sau: Công suất P (5,66kW), số vòng quay n (298 vg/ph), cấp chính xác 7, làm việc 8000giờ. Tính toán với dây tỷ số truyền tiêu chuẩn $u = 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3$. Sử dụng vật liệu có giới hạn môi tiếp xúc trung bình và cao: Thép 36Mn5 thường hóa (với $\sigma_{Hlim} = 520$ MPa, $\sigma_{Flim} = 372$ MPa) và thép 36Mn5 tôi bề mặt (với $\sigma_{Hlim} = 1140$ MPa, $\sigma_{Flim} = 352$ MPa).

Khi nhiệt luyện giới hạn môi tiếp xúc tăng lên đáng kể, nhưng giới hạn môi uốn giảm. Các thông số tính toán còn lại được chọn theo dây số theo tiêu chuẩn. Kết quả tính theo tiêu chuẩn ISO và AGMA trình bày trong bảng và các hình sau.

Bảng 2. So sánh kết quả tính toán bánh răng trụ thép 36Mn5 tôi bề mặt

Tỷ số truyền	ISO					
	a	z_1	S_H	S_F	d_1	V
2	125	18	1,369	4,117	81	412,24
2,5	140	18	1,339	3,877	81	412,24
3,15	180	19	1,398	3,829	85,5	459,32
4	224	20	1,501	3,781	90	508,94
5	250	18	1,332	3,382	81	412,24
6,3	315	19	1,422	3,446	85,5	459,32
Tỷ số truyền	AGMA					
	a	z_1	S_H	S_F	d_1	V
2	100	15	1,255	2,473	67,5	286,28
2,5	125	16	1,390	2,805	72	325,72
3,15	140	15	1,282	2,486	67,5	286,28
4	180	16	1,399	2,768	72	325,72
5	200	15	1,298	2,944	67,5	286,28
6,3	224	14	1,224	2,303	63	249,38

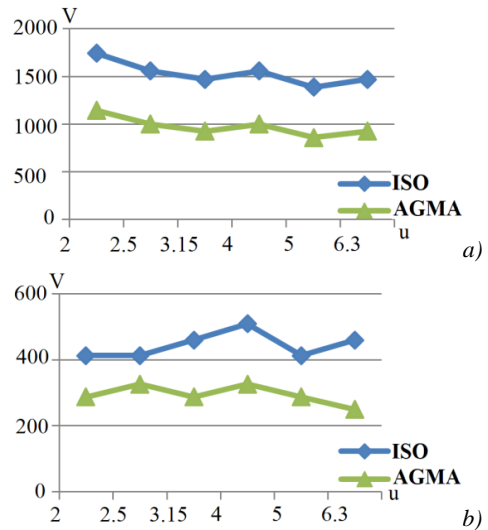
So sánh kết quả tính toán: Các Hình 3, 4 kết quả theo 2 tiêu chuẩn ISO 6336 và AGMA 2001, hình bên trên (a) sử dụng loại thép 36Mn5 thường hóa, còn hình bên dưới (b) sử dụng thép 36Mn5 tôi bề mặt.



Hình 3. So sánh hệ số an toàn S_H

Kích thước tính theo ISO 6336 (khi sử dụng cả hai loại thép) cao hơn kích thước tính theo AGMA 2001 - D04:2005 một bậc theo dây tiêu chuẩn. Tuy nhiên, trong trường hợp sử dụng thép 36Mn5 tôi bề mặt, hệ số an toàn

độ bền tiếp xúc khi tính theo ISO 6336 cao hơn khoảng 10% còn hệ số an toàn theo độ bền uốn khi tính theo ISO 6336 cao hơn lên đến khoảng 40%, do đó tương tự khi tính ứng suất, tính theo AGMA 2001 - D04:2005 sẽ cao hơn ISO 6336 với tỉ lệ tương ứng. Hệ số an toàn theo độ bền uốn giảm đáng kể gần đạt giá trị giới hạn nhỏ nhất khi sử dụng thép được tôi bề mặt.

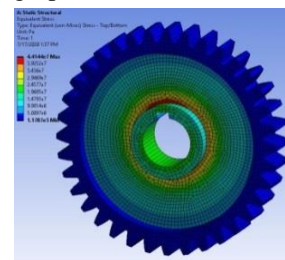


Hình 4. So sánh thể tích V

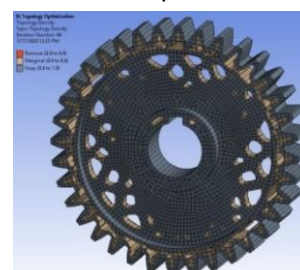
Hình dạng lắp ráp này có thể được chuyển hoặc chỉnh sửa qua lại trong bất kỳ phần mềm CAD/CAE như: CATIA, Inventor, Solidworks, ... với kích thước tương tự. Việc tối ưu kiểu dáng của bánh răng được thực hiện với phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm ANSYS.

3.2. Phân tích và tối ưu kiểu dáng bánh răng trên phần mềm Ansys Workbench

Bánh răng bị dẫn sau khi được thiết kế trong phần mềm CAD, ta sẽ import vào phần mềm ANSYS để phân tích và tối ưu hóa kiểu dáng. Ta sẽ tiến hành cắt lỗ then và tạo đĩa trong môi trường SpaceClaim.



Hình 5. Phân bố ứng suất sau khi gán tải trọng và điều kiện biên



Hình 6. Loại bỏ 50% vật liệu với các phương pháp tải trọng khác nhau

Dựa vào kết quả phân bố mật độ vật liệu tiêu chuẩn ở

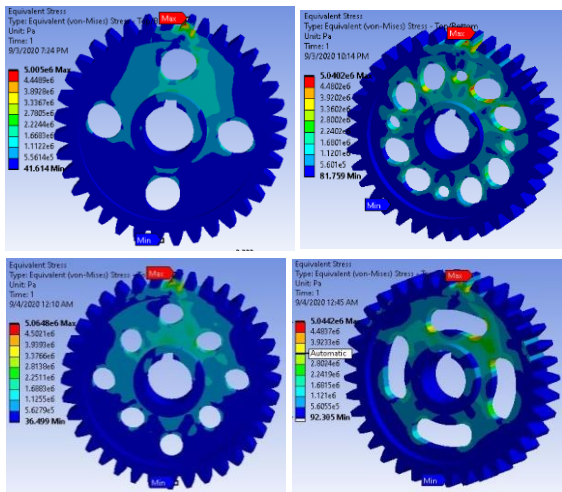
mô hình bánh răng trên, ta sẽ đưa ra phương án mô hình bánh răng thích hợp gần giống với kết quả tối ưu hình dạng. Tuy nhiên, các bánh răng có hình dạng được đưa ra chỉ đảm bảo vấn đề tối ưu hình học, và có thể có những hình dạng không có tính công nghệ mặc dù thỏa mãn tối ưu hình học. Vì vậy, trong các hình dạng đưa ra thì dạng nào có thể gia công chế tạo được thì ta sẽ chọn để sử dụng.

Kiểm tra bền: Ứng suất tiếp xúc cho phép σ_{HP} tính toán theo (2) thu được giá trị 391,3 MPa. Để đảm bảo điều kiện bền ta đặt lực tại nơi nguy hiểm nhất trên răng (ngay tại đỉnh răng) nếu thỏa bền thì lực tại các vị trí còn lại đều thỏa bền. Khi bánh răng làm việc thì mỗi lần ăn khớp chỉ có 1 răng chịu lực. Lực tác động lên răng có giá trị bằng với giá trị lực trong lúc tối ưu.

3.3. Tối ưu hình dạng bánh răng

Trên thực tế, đối với các loại bánh răng có kích thước lớn (đường kính >400mm), người ta thường khoét 4-6 lỗ tròn. Bên cạnh đó, ngoài biên dạng lỗ tròn thông dụng, người ta còn cắt các dạng biên dạng khác như vành khăn, lỗ tròn lớn và nhỏ xen kẽ... Tuy nhiên, số lỗ khoét phải là số chẵn để tránh sự lệch tâm khi bánh răng làm việc.

Dựa vào kết quả loại bỏ phần tử ở Mục 2.1 và kinh nghiệm trong thực tế, ta cắt mô hình tại phân đĩa với các biên dạng khác nhau và kiểm tra lại ứng suất lớn nhất.



Hình 7. Kết quả ứng suất lớn nhất với các hình dạng khác nhau

Để kiểm nghiệm lại độ bền răng, ta sử dụng tiêu chuẩn ISO 6336 [2]. Ứng suất tiếp xúc cho phép σ_{HP} được xác định theo công thức (2) thu được giá trị 608,8 N/mm² (MPa). Phần trăm thể tích được giảm so với mô hình ban đầu theo các hình dạng khác nhau trình bày trong Bảng 3.

Bảng 3. Hình dạng các lỗ và tỉ lệ phần trăm giảm vật liệu

Hình dạng	Các lỗ	Phần trăm thể tích được giảm so với mô hình ban đầu
1	4 lỗ Ø70mm	$\%V_{decrease} = \frac{V_0 - V_1}{V_0} = \frac{4839427}{11097613} = 43,6\%$
2	8 lỗ Ø60mm 4 lỗ Ø30mm	46,1%
3	8 lỗ Ø50mm	43,7%
4	4 rãnh	43,8%

Trên đây đã đưa ra 4 kiểu hình dạng lỗ và các rãnh được

tối ưu và kiểm tra lại theo độ bền tiếp xúc. Thể tích của bánh răng được giảm đáng kể tùy theo từng hình dạng. Đối với các bánh răng với kích thước cực lớn hoặc cực nhỏ (sử dụng trong đồng hồ) thì việc cắt giảm vật liệu là vô cùng cần thiết. Các biên dạng lỗ và các rãnh ngày càng đa dạng và được sử dụng phổ biến tùy thuộc vào phương pháp gia công. Phương pháp gia công ngày càng hiện đại cũng góp phần giúp việc tối ưu được thuận lợi và hiệu quả hơn.

3.4. Nghiên cứu ảnh hưởng các nhân tố đến độ bền tiếp xúc

Khả năng làm việc răng được xác định theo ứng suất tiếp xúc, do đó nghiên cứu các thông số ảnh hưởng độ bền tiếp xúc để chọn miền giá trị hợp lý có ý nghĩa cực kỳ quan trọng. Với bộ truyền bánh răng có nhiều nghiên cứu ảnh hưởng các thông số hình học đến độ bền tiếp xúc [4, 6, 13, 14]. Hiện nay, với các công cụ hiện đại là các phần mềm CAD/CAE có các mô đun tính toán chi tiết máy giúp ta nhanh chóng tìm ra các sự ảnh hưởng này. Trong phần này sẽ trình bày nghiên cứu ảnh hưởng 2 thông số độ bền tiếp xúc: Mô đun răng m và góc áp lực α .

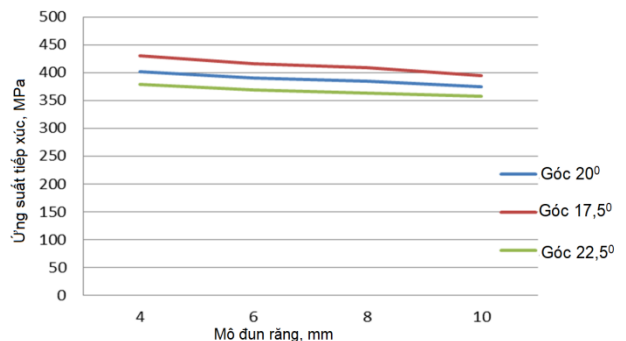
Đầu tiên ta so sánh tính toán theo công thức giải tích theo ISO và tính theo FEA (phần mềm ANSYS). Khi mô phỏng trên ANSYS giá trị ứng suất tiếp xúc lớn nhất có giá trị bằng 371,84 MPa. Sau đó, tính theo công thức giải tích theo tiêu chuẩn ISO 6336 theo công thức (1). Kết quả so sánh trình bày dưới đây:

Bảng 4. So sánh hai phương pháp tính ứng suất tiếp xúc

Phương pháp tính	Ứng suất tiếp xúc	So sánh % khác nhau
Giải tích theo công thức 1	381,142 MPa	$\% \text{ ERROR} = \frac{383,142 - 371,84}{383,142} \approx 2,9\%$
FEA trên ANSYS	371,84 MPa	

Giá trị thu được khi tính bằng theo tiêu chuẩn ISO 6336 và tính bằng FEA trên phần mềm ANSYS có sự chênh lệch không đáng kể. Ứng suất khi tính theo tiêu chuẩn ISO 6363:1996 có giá trị lớn hơn đôi chút. Tuy nhiên, theo [14], sai số dưới 4% là có thể chấp nhận được, điều này cho thấy việc mô phỏng thực hiện trong ANSYS là tương thích với tiêu chuẩn ISO 6336.

Ảnh hưởng của mô đun răng đến độ bền tiếp xúc: Để nghiên cứu ảnh hưởng của mô đun răng và góc áp lực đến ứng suất tiếp xúc của bánh răng, bộ truyền bánh răng sử dụng lại thông số ở bộ truyền bánh răng ở mục 2, với góc áp lực 17,5°; 20°; 22,5° và mô đun lần lượt được thay đổi là 4, 6, 8, 10. Kết quả trình bày Hình 8.



Hình 8. Đồ thị giữa ứng suất tiếp xúc và mô đun với các góc áp lực khác nhau

Nhận xét: Khi tăng mô đun, số răng giảm tương ứng, ứng suất tiếp xúc tính toán giảm. Khi đó lượng thể tích phần cắt gọt của răng sẽ tăng lên. Khi tăng góc áp lực, ứng suất tiếp xúc cũng giảm theo. Khi góc áp lực lớn khắc phục hiện tượng cắt chân răng khi số răng nhỏ, tuy nhiên dễ xảy ra hiện tượng nhọn đầu răng. Khi góc áp lực nhỏ dễ xảy ra hiện tượng cắt chân răng.

Nếu có thêm thời gian, có thể tìm hiểu thêm về các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền tiếp xúc và độ bền uốn như: Góc nghiêng răng, số răng, bề rộng vành răng, đường kính vòng chia, ... để tạo cơ sở cho việc nghiên cứu thiết kế bánh răng. Mở rộng thêm nhiều hình dáng khác nhau của biên dạng phần đĩa. Bên cạnh đó, có thể tìm hiểu tối ưu ở vùng vành răng. Ngoài biên dạng thân khai, ta có thể nghiên cứu thêm các biên dạng khác.

3.5. Tạo mẫu bằng công nghệ in 3D FDM

Các mô hình sau khi đã thiết kế sẽ được in 3D trên máy in để kiểm tra (Hình 9), khi đó phần mềm sẽ nhận dữ liệu đầu vào dưới dạng file *.stl được xuất ra từ phần mềm Autodesk Inventor Professional. Dùng các phần mềm như Cura, Slic3r... để cài đặt các thông số của file 3D *.stl cho máy in 3D. Các phần mềm này sẽ cho phép xuất file *.stl ra file GCODE.



Hình 9. Các sản phẩm sau khi được in 3D

4. Kết luận

Bài báo đã nghiên cứu về tính toán thiết kế và tối ưu bánh răng, với một số kết luận và hướng phát triển như sau:

- Nghiên cứu các tiêu chuẩn trên thế giới về tính toán bánh răng, đặc biệt tính toán theo độ bền tiếp xúc, khi ứng dụng phần mềm Autodesk Inventor Professional 2019 để tính toán số liệu và so sánh kết quả tính toán. Khi tính theo ISO thì kích thước lớn hơn AGMA khoảng 20-30%, sự khác biệt này do các hệ số tính toán khác nhau giữa 2 tiêu chuẩn. Ngoài ra, có thể nghiên cứu thêm các bộ tiêu chuẩn khác và trong thực tế các bộ tiêu chuẩn này đều thiết kế bánh răng dựa trên độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

- Ứng dụng ANSYS để thiết kế tối ưu kiểu dáng thân bánh răng. Sau khi tối ưu lại hình dạng, thân bánh răng tiết kiệm được khoảng 43,6-46,1% vật liệu.

- Các bánh răng được tối ưu hóa hình dạng bằng cách cắt lỗ trên đĩa thông thường có đường kính lớn. Khi đường kính lớn (thường lớn hơn 500mm) có thể tạo rãnh hoặc lỗ như bằng phương pháp dập, sau đó gia công cắt gọt thêm các bề mặt làm việc và răng được gia công bằng các phương pháp bao hình hoặc chép hình. Một số trường hợp ta có thể sử dụng phôi đúc.

- Sử dụng phần mềm thiết kế để đưa ra mô hình thiết kế sau khi tối ưu hình dáng. Kiểm tra bên lại bằng ANSYS. Thực hiện bản vẽ chi tiết để gia công. In mẫu 3D để quan sát. Ngoài ra, cần tiến hành nghiên cứu thực nghiệm để kiểm chứng kết quả lý thuyết và mô phỏng.

- Nghiên cứu tính toán và mô phỏng ảnh hưởng các thông số hình học đến độ bền tiếp xúc bánh răng, khi tăng góc ăn khớp thì ứng suất tiếp xúc giảm. Khi tính theo tiêu chuẩn ISO và so sánh kết quả với phần mềm mô phỏng PTHH thì lệch nhau khoảng 2,9%.

- Sử dụng tối ưu kiểu dáng kết cấu thiết kế các mô hình 3D phức tạp dùng trong công nghệ in 3D.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] ISO 6336-2-2019 Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting).
- [2] AGMA 2001-D04:2005 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.
- [3] S Panda, BB Biswal, SD Jena, D Mishra, An approach to weight optimization of a spur gear, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, <https://doi.org/10.1177/1350650116650343>.
- [4] D. S. Balaji, S. Prabhakaran and J. Harish Kumar, Analysis of surface contact stress for a spur gear of material steel 15N12CR1MO28, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 12, No. 22, November 2017.
- [5] Zhen Qin, Yu-Ting Wu & Sung-Ki Lyu, A Review of Recent Advances in Design Optimization of Gearbox, *International Journal of Precision Engineering and manufacturing*, Volume 19, pp 1753–1762 (2018).
- [6] M. V. Murali and S. L. Ajit Prasad, Influence of Module and Pressure Angle on Contact Stresses in Spur Gears, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research* Vol. 5, No. 3, July 2016.
- [7] Sarfraz Ali N. Quadri, Dhanajay R. Dolas, Mass Reduction of Involute Spur Gear under Static Loading, *American Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 2015, <https://doi.org/10.1177/1350650116650343>.
- [8] Paridhi Rai, Aman Agrawal Mohan et al, Volume optimization of helical gear with profile shift using real coded genetic algorithm, *Procedia Computer Science*, Volume 133, 2018, Pages 718-724.
- [9] Nguyễn Hữu Lộc, *Giáo trình cơ sở thiết kế máy*, NXB Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2018.
- [10] Nguyễn Hữu Lộc, Tính toán thiết kế bánh răng theo tiêu chuẩn và ứng dụng. *Hội nghị khoa học và công nghệ Toàn quốc về Cơ khí lần thứ V - VCME2018*, Hà Nội.
- [11] Nguyễn Hữu Lộc, Nguyễn Như Ý, *Thiết kế tối ưu kết cấu*, Nhà xuất bản ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Minh. 2018.
- [12] B. P. Wang, C. M. Lu, R. J. Yang, Topology Optimization using MSC/Nastran, University of Texas.
- [13] K. Saitou, K. Izui, S. Nishiwaki, P. Papalambros. A survey of structural optimization in mechanical product development. *Journal of Computing and information science in engineering*. Vol. 5, 2005.
- [14] Marco Antonio Muraro, Fábio Koda, Urbano Reisdorfer Jr, Carlos Silva, The Influence of Contact Stress Distribution and Specific Film Thickness on the Wear of Spur Gears During Pitting Tests, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 34(2):135-144. 2012.
- [15] Adis J. Muminovic, Adil Muminovic, Elmedin Mesic, Isad Saric, Nedim Pervan, Spur Gear Tooth Topology Optimization: Finding Optimal Shell Thickness for Spur Gear Tooth produced using Additive Manufacturing. *TEM Journal*. Volume 8, Issue 3, Pages 788-794, ISSN 2217-8309, DOI: 10.18421/TEM83-13, August 2019.
- [16] Nguyễn Hữu Lộc, Trần Văn Thùy, Thiết kế tối ưu thân máy CNC gia công gỗ. *Hội nghị toàn quốc về Kỹ thuật Cơ khí và Chế tạo năm 2019*, TP Hồ Chí Minh 2019.