

TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN MÔI TIẾP XÚC TRONG BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CON LĂN

Vũ Lê Huy

Viện Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 1 Đại Cồ Việt, Hà Nội

Email: huy.vule@hust.edu.vn

Đến Tòa soạn: 2/3/2014, Chấp nhận đăng: 22/11/2014

TÓM TẮT

Truyền động bánh răng con lăn là một loại bộ truyền mới, có rất nhiều triển vọng áp dụng nhưng lại chưa có tài liệu nào nghiên cứu sâu về loại bánh răng này, đặc biệt là thiết lập tính toán về độ bền của chúng. Cũng giống như các loại bộ truyền bánh răng khác, trong bộ truyền bánh răng con lăn thì các dạng hỏng bề mặt chủ yếu là do môi gây ra bởi ứng suất tiếp xúc thay đổi có chu kỳ. Dựa trên ý tưởng về phương pháp tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng với biên dạng thân khai theo độ bền tiếp xúc, bài báo này giới thiệu quá trình thiết lập phương pháp tính toán kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc cho bộ truyền bánh răng con lăn xuất phát từ công thức Héc. Từ đó, công thức kiểm nghiệm cũng như công thức thiết kế giúp xác định thông số, kích thước hình học chính của bộ truyền theo độ bền tiếp xúc đã được thiết lập. Các công thức đã được áp dụng tính toán thiết kế cho bộ truyền bánh răng con lăn trong các hộp giảm tốc của hãng Sumitomo. Kết quả tính toán đã cho kết quả kích thước các bộ truyền là tương tự, và do đó cho thấy tính đúng đắn và khả năng ứng dụng thiết kế của các công thức đã được thiết lập.

Từ khóa: truyền động bánh răng, bánh răng con lăn, cycloid, công thức Héc, ứng suất tiếp xúc.

1. GIỚI THIỆU

Bộ truyền bánh răng con lăn là một loại bộ truyền được phát triển dựa trên bộ truyền bánh răng chổi với bánh răng có biên dạng Cycloid (nên còn gọi là đĩa Cycloid) với việc thay thế ma sát trượt bởi ma sát lăn nhờ sử dụng các con lăn. Đây là loại bộ truyền có nhiều ưu điểm vượt trội so với các loại bộ truyền khác như cho tỉ số truyền lớn, khả năng tải lớn, hiệu suất cao, làm việc êm, kích thước nhỏ gọn [1, 2]. Tỉ số truyền của chúng có thể từ 8 cho đến 65. Phạm vi công suất làm việc có thể từ 0,5 kW đến 10 kW. Hiệu suất có thể đạt đến 0,95. Khảo sát của Viện nghiên cứu quốc gia Leningrad cho thấy kích thước bao của hộp giảm tốc với bộ truyền bánh răng có biên dạng Cycloid nhỏ hơn từ 1,5 đến 2 lần kích thước bao của hộp giảm tốc bánh răng trụ thân khai có cùng công suất và tỉ số truyền [1]. Với những ưu điểm đó, bộ truyền này có thể giúp giải các bài toán đặt ra cho các hệ dẫn động của các máy cần có kích thước nhỏ gọn. Các động cơ-hộp giảm tốc với loại bộ truyền này có thể được sử dụng trong nhiều ngành công nghiệp như hoá học, cao su và thực phẩm. Do đó loại truyền động này có nhiều triển vọng áp

dụng trong thực tế sản xuất công nghiệp.

Mặc dù loại bộ truyền này đã được chế tạo thử thành công tại Việt Nam [3], nhưng các bộ truyền đã chế tạo không dựa trên cơ sở tính toán về độ bền mà chỉ dựa trên thông số và kích thước của các bộ truyền có sẵn hoặc theo lý thuyết ăn khớp. Mặt khác, tài liệu nghiên cứu về loại bánh răng này không nhiều, đặc biệt là các tài liệu nghiên cứu về độ bền. Sự thiếu hụt về tài liệu và phương pháp tính thiết kế đã gây khó khăn khi muốn thiết kế những bộ truyền bánh răng con lăn mới theo yêu cầu sử dụng cụ thể. Tuy vậy, dựa theo lý thuyết và phương pháp thiết lập công thức tính toán độ bền đối với loại bánh răng trụ răng thẳng biên dạng thân khai để đi tính độ bền và thiết kế loại bánh răng mới này là hoàn toàn có thể. Điều đáng chú ý là giống như các loại bộ truyền bánh răng khác, thì các dạng hỏng bề mặt chủ yếu như tróc rỗ bề mặt, mòn và dính cũng xảy ra trong bộ truyền bánh răng con lăn do ứng suất tiếp xúc thay đổi có chu kỳ gây ra. Do vậy, việc tính răng về độ bền tiếp xúc là cần thiết do yêu cầu tránh tróc rỗ với các bộ truyền động che kín và bôi trơn đầy đủ, đồng thời cũng hạn chế mòn và dính răng. Bài báo này đi vào thiết lập công thức tính toán kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc cho loại bộ truyền này.

2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Các thành phần chính cấu tạo nên bộ truyền bánh răng con lăn được mô tả như trên Hình 1(a), trong đó có thể gộp thành 4 cụm thành phần chính. Cụm thứ nhất gồm trục đầu vào cùng với bạc lệch tâm và ổ lăn tiếp nhận truyền động và tải trọng để truyền tới cụm thứ hai là các bánh răng Cycloid hay đĩa Cycloid (trong một bộ truyền có thể có 1, 2 hoặc 3 đĩa Cycloid). Cụm thứ ba là các con lăn răng chốt lắp trên vành răng chốt, trong đó vành răng chốt được giữ cố định. Cụm thứ tư là trục đầu ra được gắn với các chốt và con lăn đầu ra, nhận chuyển động quay từ chuyển động của đĩa Cycloid. Nhờ sử dụng các con lăn nên ma sát xuất hiện khi bộ truyền làm việc là ma sát lăn, do vậy bộ truyền bánh răng con lăn cho hiệu suất cao và làm việc êm. Một số thông số hình học cơ bản của bộ truyền bánh răng con lăn được giới thiệu trên Hình 1(b), trong đó

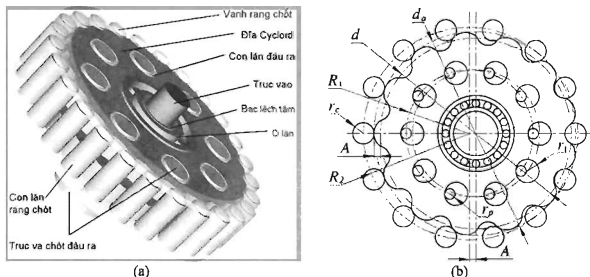
A	khoảng lệch tâm của đĩa Cycloid so với tâm trục vào
r_c	bán kính con lăn trên vành răng chốt
R_2	bán kính đường tròn qua tâm các con lăn răng chốt
r_p	bán kính con lăn đầu ra
r_1	bán kính các lỗ đầu ra trên đĩa Cycloid
R_1	bán kính đường tròn qua tâm các chốt đầu ra
d	đường kính vòng chia răng đĩa Cycloid
d_a	đường kính vòng đỉnh của đĩa Cycloid.

Ngoài ra, bề rộng và số răng đĩa Cycloid được kí hiệu lần lượt là b và z_1 .

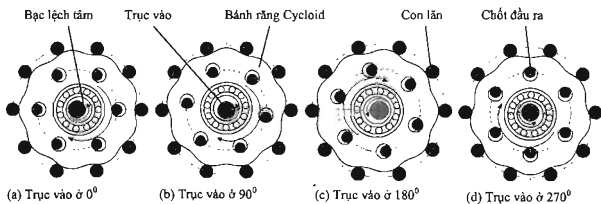
Hình 2 giới thiệu nguyên lý làm việc của bộ truyền này. Khi trục đầu vào quay làm bạc lệch tâm gắn trên nó quay theo. Bánh răng Cycloid do lắp trên bạc lệch tâm cũng có xu hướng quay theo, nhưng do bánh răng ăn khớp với các con lăn răng chốt trên vành răng chốt nên bánh răng chỉ lăn hành tinh bên trong vành răng chốt đồng thời nó cũng tự quay quanh tâm của nó với tốc độ chậm và theo chiều ngược lại. Vì số răng bánh răng Cycloid ít hơn số răng chốt một răng nên sau mỗi một vòng quay của trục vào thì bánh răng Cycloid mới quay quanh tâm của nó một bước răng. Vận tốc của bánh răng Cycloid được truyền ra trục ra thông qua các chốt đầu ra có mang con lăn. Cụ thể theo như ví dụ trên Hình 2, ban đầu đường thẳng nối tâm trục vào và tâm

của bạc lệch tâm tạo với phương ngang một góc là 0° (gọi tắt là trục vào ở 0° - Hình 2(a)) thì trục ra cũng ở góc 0° . Khi trục vào quay được một góc 90° theo ngược chiều kim đồng hồ (Hình 2(b)) thì bánh răng Cycloid quay được một góc $90^\circ/u$ theo chiều kim đồng hồ quanh tâm của nó, đồng thời kéo trục ra quay theo cũng được một góc $90^\circ/u$, với u là tỉ số truyền của bộ truyền. Tiếp tục, khi trục vào quay được một góc 180° (Hình 2(c)) thì trục ra quay được một góc $180^\circ/u$. Tương tự, khi trục vào quay được một góc 270° (Hình 2(d)) thì trục ra quay được một góc $270^\circ/u$. Như vậy, trong truyền động này, tỉ số truyền u chính bằng số răng đĩa Cycloid là z_1 .

$$F_t = \frac{T_1}{z \cdot A}, \quad (1)$$



Hình 1. Mô tả cấu tạo (a) và thông số hình học (b) của bộ truyền bánh răng con lăn.



Hình 2. Mô tả nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng con lăn.

3. LỰC TÁC DỤNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CON LĂN

Khi làm việc bộ truyền cần truyền chuyển động với một mô men xoắn từ trục vào là T_1 đến

trục ra là $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$, với η là hiệu suất của bộ truyền. Do đĩa Cycloid lắp lệch tâm so với tâm trục vào một lượng là A , nên trục vào sẽ tác động lên mỗi đĩa Cycloid một lực trong đó z là số đĩa Cycloid trong một bộ truyền. Lực F_1 đẩy đĩa Cycloid lăn trên vành răng chốt như minh họa trên Hình 3, trong đó chiều quay của trục vào với tốc độ n_1 và truyền mô men xoắn T_1 là ngược chiều kim đồng hồ, trong khi đó trục ra quay theo chiều kim đồng hồ. Lực F_1 có điểm đặt là tại tâm đĩa Cycloid và có chiều tạo ra mô men xoắn trên trục vào cùng chiều quay. Về mặt lý thuyết thì đĩa Cycloid tiếp xúc đồng thời với tất cả các con lăn răng chốt, nhưng thực tế tối đa chỉ một nửa số con lăn chịu lực tác dụng. Gọi Fr_k là phản lực từ con lăn thứ k trong n con lăn chịu lực tác dụng lên đĩa Cycloid được xác định theo công thức [4,5]

$$Fr_k = \frac{T_2 \sin \alpha_k}{z \cdot R_{tb} \sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i} \quad (2)$$

trong đó α là góc giữa phương của lực Fr_1 và đường nối từ tâm O đến điểm N, là điểm đặt của lực Fr_1 như mô tả trên Hình 4 với φ là góc của đường nối tâm đĩa Cycloid và tâm trục vào so với đường nằm ngang, R_{tb} là trung bình cộng của tất cả các khoảng cách từ tâm O đến các điểm N. Do các điểm đặt lực phân bố đều đặn từ chân đến đỉnh răng, nên R_{tb} được xác định theo công thức $R_{tb} = d/2$, với $d = 2 \cdot (R_2 - r_c)$ là đường kính vòng chia của đĩa Cycloid. Do vậy, phương trình (2) có thể được viết lại như sau

$$Fr_k = \frac{T_2 \sin \alpha_k}{z(R_2 - r_c) \sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i} \quad (3)$$

Mỗi lực Fr_k chính là tổng lực phân bố tác dụng trên chiều dài tiếp xúc giữa đĩa Cycloid và con lăn. Các lực này đều hướng vuông góc với biên dạng răng đĩa Cycloid tại vị trí tiếp xúc giữa đĩa Cycloid và con lăn, đồng thời đồng quy tại tâm tích và được tổng hợp thành các thành phần lực F_x và F_y như thể hiện trên Hình 3. Trong đó, thành phần F_x cân bằng với lực F_1 , còn thành phần F_y cân bằng với các lực tác dụng giữa đĩa Cycloid và các con lăn đầu ra F_p . Dưới tác dụng của các lực Fr_k này, tại vị trí tiếp xúc giữa đĩa Cycloid và con lăn sẽ xuất hiện ứng suất tiếp xúc được xác định ở phần tiếp theo. Giá trị của Fr_k đạt cực đại khi điểm tiếp xúc giữa con lăn và răng đĩa Cycloid nằm trên vòng chia của răng đĩa Cycloid, và do đó ứng suất tiếp xúc lớn nhất xuất hiện trên biên dạng đĩa Cycloid sẽ được xác định tại vị trí này.

Tương tự với các chốt đầu ra, tối đa chỉ một nửa số chốt chịu lực tác dụng từ đĩa Cycloid. Gọi Fp_k là phản lực từ chốt đầu ra thứ k trong m chốt đầu ra chịu lực tác dụng từ đĩa Cycloid. Giá trị của Fp_k được xác định theo công thức

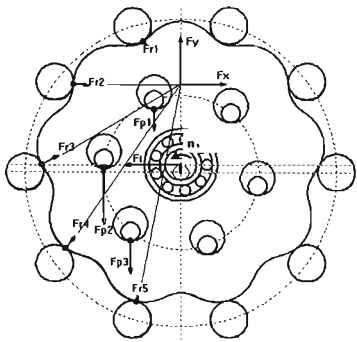
$$Fp_k = \frac{T_2 \sin \gamma_k}{z \cdot R_t \sum_{j=1}^m \sin^2 \gamma_j} \quad (4)$$

với R_t là bán kính vòng tròn qua tâm các chốt trên trục ra, γ là các góc giữa phương của lực Fp_j và đường nối từ tâm O đến điểm M, là điểm đặt của lực Fp_j như mô tả trên Hình 4.

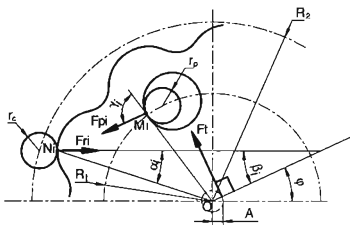
4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN TIẾP XÚC TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CON LĂN

Trong truyền động bánh răng con lăn, có sự tiếp xúc giữa các con lăn vành răng chốt với răng đĩa Cycloid và giữa các chốt đầu ra với các lỗ trên đĩa Cycloid như mô tả trên Hình 5. Tại các vị trí tiếp xúc này, dạng tiếp xúc là tiếp xúc đường với đường tiếp xúc chạy dọc theo bề rộng

đĩa Cycloid và song song với tâm đĩa. Do đó, ứng suất tiếp xúc lớn nhất xuất hiện trong các trường hợp này được xác định theo công thức Héc (Hertz) [6, 7].



Hình 3. Các lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng con lăn.



Hình 4. Quan hệ giữa các lực \$Fr\$ và \$Fp\$ với các góc xác định vị trí.

Đối với biên dạng thực của đĩa Cycloid thì các lực \$Fr\$ và \$Fp\$ tác dụng lên đĩa Cycloid sẽ lớn hơn do số con lăn thực tế chịu lực ít hơn. Theo kết quả trong [4] có tỉ lệ sai lệch của lực tác dụng giữa lý thuyết và thực tế là \$1,15 \div 1,25\$ và \$1,30 \div 1,40\$ tương ứng cho \$Fr\$ và \$Fp\$.

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}}, \quad (5)$$

với \$Z_M\$ là hằng số đàn hồi của vật liệu các vật thể tiếp xúc, được xác định

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}} \quad (6)$$

trong đó E_1, μ_1 và E_2, μ_2 là mô đun đàn hồi và hệ số Poatxông của cặp vật liệu làm các chi tiết tiếp xúc với nhau. Các kí hiệu q_H và ρ là tải trọng riêng tính toán về độ bền tiếp xúc và bán kính cong tương đương của hai bề mặt tiếp xúc.

4.1. Ứng suất tiếp xúc giữa các con lăn vành răng chốt với răng đĩa Cycloid

Do có sự phân bố tải trọng không đều trên chiều rộng vành răng và cho các răng nên theo [6] tải trọng riêng tính toán về độ bền tiếp xúc được xác định

$$q_H = q_n K_H, \tag{7}$$

với q_n là lực pháp tuyến phân bố dọc theo chiều dài tiếp xúc như mô tả trên Hình 5(a). Ứng với vị trí con lăn thứ k thì tổng lực phân bố q_n chính là lực Fr_k . Do đó, tại vị trí con lăn chịu lực Fr_k thì q_n được xác định bởi

$$q_n = \frac{Fr_k}{b} = \frac{T_2 k_\alpha}{z(R_2 - r_c)b}, \tag{8}$$

trong đó

$$k_\alpha = \frac{\sin \alpha_k}{\sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i} \tag{9}$$

Hệ số K_H là hệ số phân bố không đều tải trọng khi tính về độ bền tiếp xúc. Theo [6] có

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \tag{10}$$

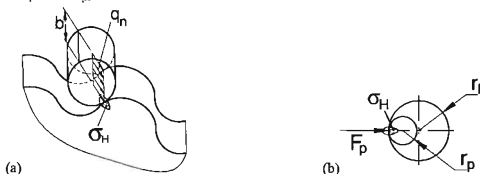
với: $K_{H\alpha}$ là hệ số phân bố không đều tải trọng lên các răng (hoặc các con lăn) có chịu lực tác dụng cũng chính là tỉ lệ sai lệch giữa lực tác dụng giữa lí thuyết và thực tế, do vậy có $K_{H\alpha} = 1,15 \div 1,25$ [4]. Số răng đĩa Cycloid càng ít thì giá trị của $K_{H\alpha}$ càng lớn.

$K_{H\beta}$ là hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Nguyên nhân của sự phân bố không đều tải trọng này là do biến dạng của trục, ổ, con lăn và bản thân các đĩa Cycloid cũng như do sai số không tránh khỏi khi chế tạo và lắp ghép bộ truyền. Từ bảng giá trị của $K_{H\beta}$ phụ thuộc vào hệ số chiều rộng vành răng của bộ truyền bánh răng thân khai được cho trong tài liệu [6] được biến đổi để áp dụng cho đĩa Cycloid, thu được giá trị $K_{H\beta}$ phụ thuộc vào số đĩa Cycloid và hệ số bề rộng đĩa Cycloid $\psi_{bd}^c = b/d$ như thông kê trong Bảng 1.

Bảng 1. Giá trị $K_{H\beta}$ phụ thuộc vào số đĩa Cycloid và hệ số ψ_{bd}^c .

ψ_{bd}^c	$K_{H\beta}$ ứng với số đĩa Cycloid		
	1	2	3
Khi HB ≤ 350			
0,050	1	1,02	1,02
0,075	1,01	1,04	1,03
0,100	1,02	1,06	1,04
Khi HB > 350			
0,050	1,01	1,03	1,02
0,075	1,02	1,08	1,06
0,100	1,04	1,14	1,11

Thay phương trình (8) vào (5), ứng suất tiếp xúc giữa các con lăn vành răng chốt với răng đĩa Cycloid được xác định



Hình 5 Mô tả ứng suất tiếp xúc xuất hiện (a) giữa con lăn và răng đĩa Cycloid, và (b) giữa chốt đầu ra và lỗ trên đĩa Cycloid.

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{K_H \cdot k_\alpha \cdot T_2}{z \cdot b \cdot (R_2 - r_c)} \cdot \frac{1}{2\rho}} \quad (11)$$

Trong đó, bán kính cong tương đương được xác định

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (12)$$

với $\rho_1 = r_c$ là bán kính con lăn trên vành răng chốt và ρ_2 là bán kính cong tức thời tại điểm ăn khớp trên biên dạng đĩa Cycloid. Bán kính ρ_2 có thể được xác định theo công thức

$$\rho_2 = \frac{[R_2^2 + A^2(1 + z_1)^2 - 2R_2 A(1 + z_1) \cos z_1 \varphi]^{3/2}}{R_2^2 + A^2(1 + z_1)^3 - R_2 A(1 + z_1)(2 + z_1) \cos z_1 \varphi} + r_c. \quad (13)$$

Xét trên đường kính vòng chia của đĩa Cycloid thì $\rho_2 = \infty$, và do đó $\rho = \rho_1 = r_c$. Tuy nhiên theo [3] có quan hệ

$$\rho = r_c = \frac{R_2}{1,5} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{1 + z_1} \right) = \frac{R_2}{k_z}, \quad (14)$$

với

$$k_z = \frac{1,5}{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{1 + z_1} \right)} \quad (15)$$

Thay (14) và $b = 2(R_2 - r_c) \psi_{bd}^c$ vào (11), thu được công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của răng đĩa Cycloid như sau

$$\sigma_H = \frac{Z_M}{2(k_z - 1)} \sqrt{\frac{K_H \cdot k_\alpha \cdot k_z^3 \cdot T_2}{z \cdot \psi_{bd}^c \cdot R_2^3}} \leq [\sigma_H] \quad (16)$$

Trong đó $[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép đối với răng đĩa Cycloid. Dựa vào công thức này có thể xác định được bán kính của vành răng chốt R_2 của bộ truyền theo công thức sau

$$R_2 \geq \sqrt[3]{\frac{Z_M^2 K_H \cdot k_\alpha \cdot k_z^3 \cdot T_2}{4 \cdot z \cdot \psi_{bd}^c \cdot (k_z - 1)^2 [\sigma_H]^2}} \quad (17)$$

Từ R_2 được xác định theo (17) và số răng đĩa Cycloid $z_1 = u$, thì bán kính con lăn của vành răng chốt sẽ thu được nhờ quan hệ ở công thức (14).

4.2. Ứng suất tiếp xúc giữa các con lăn đầu ra với các lỗ trên đĩa Cycloid

Dưới tác dụng của lực Fp , tải trọng riêng tính toán về độ bền tiếp xúc trong trường hợp này là

$$q_H = q_n \cdot K_H = \frac{Fp}{b} \cdot K_H \quad (18)$$

trong đó q_n là tải trọng riêng ngoài phân bố trên chiều dài tiếp xúc và hệ số tải trọng $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$, với

$K_{H\alpha}$ là hệ số phân bố không đều tải trọng khi tiếp xúc giữa các con lăn đầu ra và đĩa Cycloid, có $K_{H\alpha} = 1,3 + 1,4$, lấy giá trị lớn khi số chốt đầu ra z_3 nhỏ (z_3 được chọn phải là bội số của số đĩa Cycloid z).

$K_{H\beta}$ là hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, giá trị được tra ở Bảng 1 phụ thuộc ψ_{bd}^c và độ rắn bề mặt răng.

Thay Fp từ công thức (4) vào (18), có

$$q_H = \frac{k_y \cdot T_2}{z \cdot b \cdot R_f} K_H, \quad (19)$$

với

$$k_y = \frac{\sin \gamma_k}{\sum_{i=1}^m \sin^2 \gamma_i}. \quad (20)$$

Bảng 2 cho giá trị lớn nhất của k_y theo số chốt đầu ra z_3 nhằm thu được ứng suất tiếp xúc lớn nhất xuất hiện giữa các con lăn đầu ra và các lỗ trên đĩa Cycloid.

Bán kính cong tương đương của hai bề mặt tiếp xúc ρ trong trường hợp này là tiếp xúc trong nên được xác định

Bảng 2. Giá trị lớn nhất của hệ số k_y .

z_3	k_y	z_3	k_y	z_3	k_y	z_3	k_y
4	1,000	9	0,448	14	0,286	19	0,210
5	0,840	10	0,400	15	0,266	20	0,200
6	0,667	11	0,362	16	0,250	21	0,191
7	0,563	12	0,333	17	0,236	22	0,182
8	0,500	13	0,308	18	0,222	23	0,174

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 - \rho_2} \quad (21)$$

với $\rho_1 = r_1$ là bán kính lỗ đầu ra trên đĩa Cycloid và $\rho_2 = r_p$ là bán kính con lăn trên chốt đầu ra. Giữa r_1 và r_p có quan hệ :

$$r_1 = r_p + A \quad (22)$$

Như vậy bán kính cong tương đương của hai bề mặt tiếp xúc ρ được tính theo công thức

$$\rho = \frac{r_p(r_p + A)}{A} \quad (23)$$

Thay (19) và (23) vào (5) có công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc giữa các con lăn đầu ra với các lỗ trên đĩa Cycloid như sau

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{k_f K_H T_2}{z b R_t} \cdot \frac{A}{r_p(r_p + A)}} \leq [\sigma_H] \quad (24)$$

Công thức này còn có thể được dùng để xác định bán kính chốt đầu ra, tuy nhiên đối với chốt đầu ra thì độ bền uốn nguy hiểm hơn do lắp công xôn, nên bán kính của nó sẽ được xác định từ điều kiện bền uốn.

5. VÍ DỤ ÁP DỤNG

Dựa vào công thức tính thiết kế (17), một số tính toán áp dụng đã được tiến hành đối với các mẫu hộp giảm tốc bánh răng con lăn một cấp của hãng Sumitomo Cyclo Europe [8], cụ thể là các hộp giảm tốc có kí hiệu F1C-A25-29, FC-A65G-59 và F2C-T555-81. Các thông số như công suất tối đa trên trục chủ động P_1 , tốc độ quay tối đa trục chủ động n_1 , tỉ số truyền u được lấy theo sản phẩm đã có của hãng này như thống kê trong Bảng 3 được sử dụng làm thông số đầu vào cho việc tính toán thiết kế các bộ truyền này dựa trên các công thức đã thu được ở trên. Thông số hình học cơ bản của bộ truyền này như số đĩa Cycloid z , bề rộng đĩa Cycloid b và bán kính vòng tròn qua tâm các con lăn trên vành răng chốt R_2 của những bộ truyền dùng trong các hộp giảm tốc đó cũng được thể hiện trong Bảng 3 là cơ sở để so sánh kiểm tra khả năng ứng dụng của các công thức đã được thiết lập ở trên.

Bảng 4 trình bày các kết quả tính toán thiết kế cho ba hộp giảm tốc được liệt kê trong Bảng 3 nhờ sử dụng công thức tính thiết kế theo độ bền tiếp xúc đã được thiết lập. Số đĩa Cycloid trong tính toán này vẫn được lấy theo mẫu hộp giảm tốc đã có. Số răng đĩa Cycloid được xác định từ tỉ số truyền yêu cầu của bộ truyền, có $z_1 = u$. Tuy nhiên điều đáng tiếc là thông tin về vật liệu và cơ tính của bộ truyền bánh răng con lăn cũng như một số thông số hình học khác của bộ truyền chẳng hạn như khoảng lệch tâm A , bán kính con lăn r_c , ... trong các hộp giảm tốc của hãng Sumitomo không được cung cấp. Để có kết quả so sánh chính xác thì cần xác định được đầy đủ cơ tính vật liệu cũng như các thông số hình học của các bộ truyền được lấy để so sánh. Các yếu tố này có thể được xác định qua các phép đo thực nghiệm, nhưng đòi hỏi kinh phí lớn và thời gian thí nghiệm, do đặc. Do đó, ở phạm vi của nghiên cứu này, vật liệu làm các bộ truyền được chọn là vật liệu khá thông dụng trong chế tạo bánh răng và lĩnh vực cơ khí. Vật liệu sử dụng làm các đĩa Cycloid và các con lăn trong bộ truyền được chọn là thép 40CrNi. Khi vật liệu đã được chọn thì các thông số hình học khác của bộ truyền (chẳng hạn như các thông số b , R_2 , A , r_c) được tính toán và lựa chọn để đảm bảo điều kiện về độ bền tiếp xúc như đã nêu ở trên, tức là thoả mãn các công thức (16) và (24). Mặt khác các thông số hình học này cũng phải đảm bảo các điều kiện tạo hình của biên dạng đĩa Cycloid [2], chẳng hạn như để đảm bảo điều kiện tránh cắt lẹm chân răng thì tỉ số $R_2/(A(1+z_1))$ phải nằm trong khoảng từ 1,5 đến 2, và các quan hệ hình học đã đề cập trong quá trình thiết lập ở trên. Do đó những thông số hình học chưa biết có thể được

không chế trong một phạm vi nhất định và ít ảnh hưởng đến kết quả tính toán. Trong các thông số trên thì bán kính vòng tròn qua tâm các con lăn trên vành răng chốt R_2 là thông số chính, xác định độ lớn kích thước của bộ truyền bánh răng con lăn, do đó ở đây tập trung đi vào so sánh kết quả tính toán thiết kế bộ truyền dựa trên giá trị của R_2 .

Bảng 3. Thông số cơ bản của ba hộp giảm tốc bánh răng con lăn của hãng Sumitomo.

Kí hiệu hộp giảm tốc	F1C-A25-29	FC-A65G-59	F2C-T555-81
Công suất cho phép trên trục vào, P_1 (kW)	1,18	6,43	5,87
Tốc độ quay trên trục vào, n_1 (vòng/phút)	750	1000	2960
Tốc độ quay trên trục ra, n_2 (vòng/phút)	25,9	16,9	25
Tỉ số truyền, u	29	59	119
Số đĩa Cycloid, z	3	3	2
Bề rộng đĩa Cycloid, b (mm)	8	14	20
Bán kính vòng tròn qua tâm các con lăn trên vành răng chốt, R_2 (mm)	55	110	125

Bảng 4. Kết quả tính thiết kế bộ truyền bánh răng con lăn trong các hộp giảm tốc của hãng Sumitomo theo các công thức về độ bền tiếp xúc trong nghiên cứu này.

Kí hiệu hộp giảm tốc	F1C-A25-29		FC-A65G-59		F2C-T555-81	
Vật liệu làm đĩa Cycloid	40CrNi	40CrNi	40CrNi	40CrNi	40CrNi	40CrNi
Độ rắn mặt răng (HB)	250	350	250	350	250	350
Ứng suất tiếp xúc cho phép, $[\sigma_H]$ (MPa)	518,18	700.00	518,18	700.00	518,18	700.00
Số đĩa Cycloid, z	3	3	3	3	2	2
Số răng đĩa Cycloid, z_1	29	29	59	59	119	119
Bề rộng đĩa Cycloid, b (mm)	10	9	15	15	21	20
Bán kính vòng tròn qua tâm các con lăn trên vành răng chốt, R_2 (mm)	75	55	130	110	145	125
Khoảng lệch tâm, A (mm)	1,7	1,2	1,5	1,2	0,75	0,65
Bán kính con lăn trên vành răng chốt, r_c (mm)	5,5	4,5	5,5	4,5	3,0	2,5
Ứng suất tiếp lớn nhất xuất hiện trên bề mặt răng đĩa Cycloid, σ_H (MPa)	505,57	697,59	516,92	691,13	515,35	682.97

Đầu tiên, việc tính toán thiết kế được thực hiện với độ rắn mặt răng đĩa Cycloid được chọn là 250 HB. Độ rắn mặt răng trong trường hợp này là tương tự như với các bộ truyền bánh răng thân khai làm việc với tải trọng và vận tốc thấp hoặc trung bình. Với độ rắn mặt răng trong

trường hợp này là khá thấp, nhưng kết quả tính thiết kế với ba bộ truyền trong hộp giảm tốc F1C-A25-29, FC-A65G-59 và F2C-T555-81 cho thấy kích thước R_2 được tính thiết kế chỉ lớn hơn so với nguyên bản của hãng Sumitomo đều là 20 mm. Trong các tính toán này, bề rộng đĩa Cycloid chỉ lớn hơn so với nguyên bản từ 1 mm đến 2 mm.

Tuy nhiên, như đã đề cập ở phần giới thiệu, bộ truyền bánh răng con lăn thường được dùng làm việc với trường hợp tải trọng và vận tốc khá cao nên khi đó vật liệu làm bánh răng thường được chọn với độ rắn lớn hơn hoặc bằng 350 HB. Do đó, độ rắn mặt răng đĩa Cycloid trong bộ truyền bánh răng con lăn của các hộp giảm tốc nói trên được chọn lại là 350 HB. Kết quả tính toán thể hiện trong Bảng 4 với trường hợp này cho thấy kích thước R_2 được tính thiết kế bằng với nguyên bản của hãng Sumitomo. Trong khi đó bề rộng đĩa Cycloid cũng bằng với nguyên bản, trừ trường hợp của bộ truyền trong hộp giảm tốc FC-A65G-59 có bề rộng đĩa Cycloid b lớn hơn so với nguyên bản chỉ là 1 mm. Trong trường hợp này có thể kết luận bộ truyền được tính thiết kế theo các công thức về độ bền tiếp xúc trong nghiên cứu này có kích thước tương tự với các bộ truyền đã được thiết kế và chế tạo bởi hãng Sumitomo của Nhật Bản. Qua kết quả này cũng có thể thấy rằng khi độ rắn mặt răng của đĩa Cycloid và con lăn tăng lên thì kích thước của bộ truyền giảm. Như vậy, mặc dù chưa biết cơ tính vật liệu của các bộ truyền được lấy để so sánh, nhưng với vật liệu đã chọn và độ rắn mặt răng trong các ví dụ được lấy trong khoảng giá trị thường gặp đối với các bộ truyền bánh răng và đã đạt được kết quả khá sát với bộ truyền thực. Điều này thể hiện khả năng ứng dụng thực tế của các công thức tính toán về độ bền tiếp xúc cũng như công thức tính thiết kế đã được thiết lập ở trên.

6. KẾT LUẬN

Dựa theo phương pháp tính toán bánh răng trụ thân khai theo độ bền tiếp xúc, bài báo này đã đi vào nghiên cứu, thiết lập phương pháp tính toán kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc cho bộ truyền bánh răng con lăn. Công thức tính ứng suất tiếp xúc xuất hiện giữa răng đĩa Cycloid và các con lăn trên vành răng chốt cũng như giữa các lỗ đầu ra trên đĩa Cycloid và các con lăn đầu ra đã được thiết lập xuất phát từ công thức Héc. Từ đó đã rút ra được các công thức tính thiết kế bộ truyền bánh răng con lăn theo độ bền tiếp xúc, trong đó công thức xác định bán kính của vành răng chốt là quan trọng nhất. Kết quả tính toán thiết kế áp dụng đã cho thấy khả năng ứng dụng thực tế của các công thức tính toán về độ bền tiếp xúc cũng như công thức tính thiết kế đã được xây dựng trong bài báo này. Tuy nhiên, trong các công thức đã thiết lập cho bộ truyền này, một số hệ số được suy ra trực tiếp từ bộ truyền bánh răng trụ thân khai răng thẳng, do đó cần có các nghiên cứu bổ sung để củng cố các hệ số này. Mặt khác cũng cần có thêm các tính toán khảo sát ảnh hưởng của các tham số cũng như cơ tính vật liệu đến kết quả tính toán kiểm nghiệm và thiết kế. Dầu vậy, đây là bước đầu quan trọng làm cơ sở cho việc xây dựng một phương pháp tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng con lăn cũng như các hộp giảm tốc bánh răng con lăn, từ đó có thể tiến tới chế tạo các bộ truyền cụ thể và tiến hành thí nghiệm để có giá trị của các hệ số chính xác và hoàn chỉnh phương pháp tính toán này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Andozhskii V. D., Belyanin A. I., Weitz V. L., Ginzburg E. G., Ephimovich A. I., Krivenko I. S., Shannikov V. M., I. Frenkel I. N. - Bộ truyền bánh răng và trục vít bánh vít, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật chế tạo máy, Matxcova, Leningrad, 1959 (tiếng Nga)
2. Nguyễn Thiện Phúc, Tạ Khánh Lâm, Phạm Hồng Phúc, Nguyễn Anh Tuấn - Xây dựng và mô phỏng biên dạng bánh răng Cycloid trong bộ truyền kiểu hành tinh-con lăn, Tuyển tập

các công trình Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ VII, 2002, tr. 17-21.

3. Nguyen Thien Phuc - Planetary Cycloid roller gear reducer, Viet Nam Journal of Mechanics **24** (2001) 147-154.
4. Blagojević M., Nikolić V. - Analysis of Forces which acting on Cycloidal Gear with Real Profile, 8th International Conference on Flexible Technologies, 2003, pp.10-20.
5. Fedosovskii M. E., Aleksanin S. A., Nikolaev V. V., Yegorov I. M., Dunaev V. I., Puctozero R. V. - The Effect of a Cycloid Reducer Geometry on its Loading Capacity, World Applied Sciences Journal **24** (2013) 895-899.
6. Trịnh Chất - Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2001.
7. Nguyễn Trọng Hiệp - Chi tiết máy, Tập 1, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội, 2002.
8. Sumitomo Cyclo Europe, Precision series - Fine cyclo 003 complete catalog, 2002.

ABSTRACT

CALCULATION FOR CONTACT FATIGUE STRENGTH OF ROLLER GEAR TRANSMISSION

Vu Le Huy

Email: huy.vule@hust.edu.vn

School of Mechanical Engineering, HUST, 1 Dai Co Viet, Hanoi

Roller gear transmission is a new transmission type, which has much applicability but rarely literatures researching deeply this transmission, especially about its strength. As many other toothed gear transmissions, the essential surface failures in roller gear transmission has cause from surface stress produced by the repeated application of load. Based on the design method of spur gear in contact fatigue strength, this paper introduces the establishment of a calculation method to exam the surface fatigue strength of roller gear transmission based on Hertzial formula. Then, the established examination formula as well as the design formula helps to evaluate the main parameters and dimensions of roller gear transmission in contact fatigue strength. The formulae were applied to calculate and design the roller gear transmissions in the reducers of Sumitomo manufacturer. The calculation results showed that the main dimensions of the newly designed transmissions and Sumitomo's transmissions are equivalent, and therefore they show the correctness and applicability of the established formulae to design new roller gear transmissions.

Keywords: gear transmission, roller gear, cycloid, Hertzial formula, contact stress.