

LỰA CHỌN TỈ SỐ TRUYỀN TỐI ƯU CHO HỘP GIẢM TỐC HAI CẤP TRỤC VÍT BÁNH RĂNG TRỤ

OPTIMIZATION SELECTION OF THE TWO STAGE WORM - GEAR REDUCERS SPEED RATIO

Lê Thúy Anh, Nguyễn Hữu Lộc

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong nội dung bài báo này, trình bày các nghiên cứu về tối ưu hộp giảm tốc hai cấp trục vít – bánh răng trụ với trục vít nằm dưới theo phương pháp phân phối tỉ số truyền dựa theo điều kiện đảm bảo độ bền đều tiếp xúc của các bộ truyền, điều kiện bôi trơn và thể tích nhỏ nhất. Kết quả nghiên cứu biểu diễn dạng bảng, đồ thị, công thức hoặc phương trình hồi qui. Từ các kết quả này, có thể chọn tỉ số truyền hợp lý trong quá trình thiết kế đảm bảo khả năng làm việc cao nhất và ít tiêu hao vật liệu nhất.

Từ khóa: Hộp giảm tốc; Trục vít; Bánh răng; Tỉ số truyền; Hai cấp.

ABSTRACT

This paper discusses the optimization design in the two stage worm - gear reducer for the worm gear in the below position, with a focus on speed ratio, based on the conditions of equal contact stress, oil-immersed lubrication, and minimum volume. Tables, graphs, calculations and regresion equations are used to present research findings. Therefore, a reasonable speed ratio can be chosen throughout the design process to achieve the best operating capacity while consuming the minimum material mass.

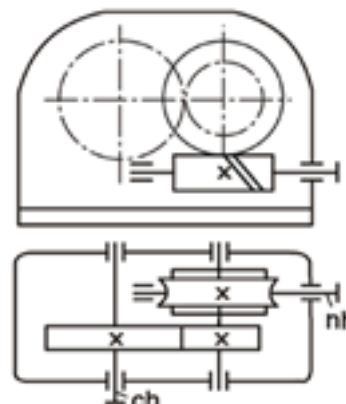
Keywords: Reducers; Worm Gear; Speed Ratio; Two Stage.



1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, đã có một số nghiên cứu trên thế giới về tối ưu trực vít. Nhu cầu về hộp giảm tốc (HGT) nhỏ gọn, hiệu quả và đáng tin cậy ngày càng tăng, buộc nhà thiết kế phải sử dụng phương pháp thiết kế tối ưu. Một số nghiên cứu đưa ra các kết quả về tối ưu các giá trị thông số hình học [1,2], tăng giá trị hiệu suất [3], giảm tổn thất công suất [4], giảm thể tích và giảm tiếng ồn [5], tuy nhiên sử dụng những công thức cũ và chưa đầy đủ. Việc tối ưu hóa thiết kế của bộ truyền trực vít rất phức tạp và tốn nhiều thời gian, vì bài toán đa dạng số mục tiêu, biến thiết kế, các ràng buộc, công thức thực nghiệm, các biểu đồ và bảng biểu khác nhau.

Phân bố tỉ số truyền và chọn kích thước trực vít, bánh vít để tính toán thiết kế với mục tiêu kết cấu hợp lý HGT trực vít - Bánh răng với trực vít năm dưới. Việc phân phối tỉ số truyền trong HGT hai cấp trực vít – bánh răng có ý nghĩa quyết định đến kích thước khuôn khổ, khối lượng, độ bền cũng như giá thành của sản phẩm. Hiện nay, việc phân phối tỉ số truyền trong HGT hai cấp trực vít - bánh răng chủ yếu được thực hiện theo đồ thị. Dựa theo các thông số chọn trước và tỉ số truyền chung u_h của hộp, tra đồ thị Hình 1 để tìm tỉ số truyền u_1 của cấp nhanh, từ đó tính tỉ số truyền u_{34} của bộ truyền bánh răng trụ cấp chậm theo công thức $u_h = u_{12} \cdot u_{34}$. Ngoài ra, trong tài liệu [6] HGT bánh răng - trực vít tỉ số truyền cấp bánh răng cấp nhanh nên chọn trong khoảng $u_{br} = u_{12} = 1,0 \div 3,15$. Trong HGT trực vít - bánh răng tỉ số truyền cấp bánh răng chọn tương tự, nhưng trong một số trường hợp có thể chọn $u_{br} = u_{34} = 3$. Có thể sử dụng công thức sau để chọn tỉ số truyền cấp bánh răng trụ $u_{br} = (0,03 \div 0,06) \cdot u$.



Hình 1. HGT 2 cấp trực vít - bánh răng với trục vít nằm dưới

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN PHÂN BỐ TỈ SỐ TRUYỀN TỐI ƯU

2.1. Cơ sở lý thuyết

Đối với các bộ truyền trực vít, bánh răng được bôi trơn tốt thì tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc. Bài toán phân phối tỉ số truyền HGT trực vít bánh răng đảm bảo độ bền đều tiếp xúc và điều kiện bôi trơn được phát biểu như sau:

Tìm các tỉ số truyền các cấp:

$$X = \begin{Bmatrix} u_{12} \\ u_{34} \\ \dots \\ u_{n-1,n} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Với các ràng buộc:

- Điều kiện bôi trơn HGT.

- Các thông số theo giá trị tiêu chuẩn:
Tỉ số truyền, chiều rộng vành răng, hệ số chiều rộng vành răng, hệ số đường kính bánh răng...
- Ràng buộc thể tích, khối lượng nhỏ nhất.

Ngoài ra, tùy vào mục tiêu bài toán mà có thể có nhiều ràng buộc khác nhau.

2.2. Phương pháp phân phối tỉ số truyền

Đối với bộ truyền trục vít cấp nhanh: Theo [7], khoảng cách trục của bộ truyền trục:

$$a_w = \left(1 + \frac{q}{z_2}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{5400}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q/z_2)}} \quad (2)$$

Trong đó, q – Hệ số đường kính trục vít; z_2 – Số răng bánh vít; a_w – Khoảng cách trục của bộ truyền trục vít – bánh vít; T_2 – Mômen xoắn trên trục bánh vít (Nm); K_H – Hệ số tải trọng khi tính sức bền tiếp xúc; $[\sigma_H]$ – Ứng suất tiếp xúc cho phép bánh vít.

Từ (2) có thể xác định mômen xoắn:

$$[T_2] = \frac{1}{5400^2} \left(\frac{a_{12}}{1 + q/z_2}\right)^3 \cdot \frac{(q/z_2)[\sigma_{H2}]^2}{K_{H2}} \quad (3)$$

Thay $a_{12} = \frac{1}{2}d_{w2}(1 + q/z_2)$ vào (3), ta có:

$$[T_2] = \frac{d_2^3}{8 \cdot 5400^2 \cdot u_{12} \tan \gamma} \frac{[\sigma_{H2}]^2}{K_{H2}} \quad (4)$$

Với $d_2 = mz_2$ là đường kính vòng lăn trục vít và bánh vít; u_{12} là tỉ số truyền của bộ truyền trục vít – bánh vít và γ là góc nâng ren trục vít $\tan \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{z_2}{u_{12}q}$.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ cấp chậm, ứng suất tiếp xúc [7]:

$$\sigma_{H3} = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_3 \cdot 10^3 \cdot K_H (u_{34} \pm 1)}{ub_{\omega 34} d_3^2}} \leq [\sigma_{H3}] \quad (5)$$

Trong đó: Z_M – Hệ số cơ tính của vật liệu bánh răng; Z_H – Hệ số hình dạng bề mặt tiếp xúc; Z_ϵ – Hệ số xét đến sự trùng khớp của răng; T_3 – Mômen xoắn trên trục bánh dẫn; $b\omega_{34}$ – Chiều rộng vành răng bánh răng trụ; d_3 – Đường kính vòng lăn bánh dẫn và u_{34} là tỉ số truyền cặp bánh răng.

Từ (5), thay $d_4 = u_{34}d_3$ có thể xác định mômen xoắn cho phép:

$$[T_3] = \frac{\psi_{ba34} d_4^3 [\sigma_{H3}]^2}{2K_d^3 K_{H3} u_{34}^2} \quad (6)$$

Với $K_d = \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot (Z_M Z_H Z_\epsilon)^2}$ là hệ số đường kính bánh răng theo độ bền tiếp xúc, $K_d = 657$ răng thẳng và $K_d = 680$ răng nghiêng.

Để đảm bảo độ bền đều $[T_2] = [T_3]$, nên từ (4) và (6), với $u_{12} = u_h/u_{34}$, u_h là tỉ số truyền chung của hộp, ta có:

$$u_{34}^3 = 4 \cdot 5400^2 \cdot \tan \gamma \frac{d_4^3}{d_2^3} \frac{\psi_{ba34} [\sigma_{H3}]^2}{K_d^3 [\sigma_{H2}]^2} \frac{K_{H2}}{K_{H3}} \cdot u \quad (7)$$

Công thức (6) phụ thuộc vào:

- Vật liệu $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{H3}]$.

- Hệ số chiều rộng vành răng cặp bánh răng ψ_{ba34} , hệ số K_d .

- Quan hệ d_2 và d_4 : $\frac{d_4}{2} \geq \frac{d_2}{2} + d_1$.

Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ngâm dầu và thể tích nhỏ nhất, ta được:

$$u_{34} \geq \frac{\sqrt[3]{4 \cdot 5400^2 \cdot \tan \gamma \frac{\psi_{ba34} [\sigma_{H3}]^2}{K_d^3 [\sigma_{H2}]^2} \frac{K_{H2}}{K_{H3}} \cdot u}}{1 - \frac{2 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot 5400^2 \cdot \tan \gamma \frac{\psi_{ba34} [\sigma_{H3}]^2}{K_d^3 [\sigma_{H2}]^2} \frac{K_{H2}}{K_{H3}} \cdot u}}{u \tan \gamma}} \quad (8)$$

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ ỨNG DỤNG

3.1. Kết quả nghiên cứu

Bộ truyền trục vít: Chọn góc nâng ren vít sơ bộ ($<30^\circ$) $\gamma = 10^\circ$ và 28° , vật liệu làm bánh vít nhóm 2, đồng thanh không thiếc và đồng thau, vận tốc trượt $<5\text{m/s}$, $[\sigma_{H2}] = (276 \div 300) - 25v_s \approx 200\text{MPa}$

Hệ số tải trọng tính $K_{H2} = K_v \cdot K_\beta = 1,1$ với hệ số tải trọng động $K_v = 1,1$ [7] (với cấp chính xác 7, vận tốc trượt v_s 3-7,5m/s) và hệ số tập trung tải trọng $K_\beta \approx 1$.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ: Chọn vật liệu thép C45, thường hóa hoặc tôi cải thiện $HB=300$, $\sigma_{0H\text{lim}} = 2HB + 70 = 670\text{MPa}$, chọn sơ bộ $[\sigma_{H3}] = 0,9 \cdot \sigma_{0H\text{lim}} = 603\text{MPa}$

Chọn $K_{H3} = K_{H\beta} = 1,01$ theo [7]. Chọn vị trí bánh răng nằm đối xứng các ổ trục nên, theo [7] chọn trong dãy tiêu chuẩn $\psi_{ba34} = 0,315$; $\psi_{ba34} = 0,4$; $\psi_{ba34} = 0,5$.

Kết quả tính toán trình bày như Bảng 1 và Bảng 2.

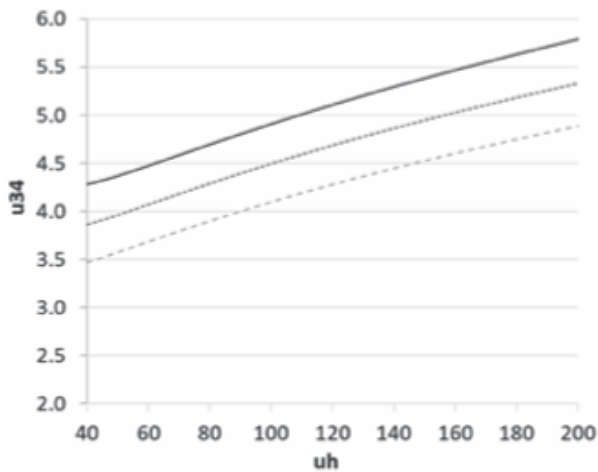
Bảng 1. Kết quả tỉ số truyền cặp bánh răng trụ khi $\gamma = 10^\circ$

u_h	Răng thẳng			Răng nghiêng		
	$\psi_{ba34} = 0,315$	$\psi_{ba34} = 0,4$	$\psi_{ba34} = 0,5$	$\psi_{ba34} = 0,315$	$\psi_{ba34} = 0,4$	$\psi_{ba34} = 0,5$
50	3,50	4,06	4,70	4,27	5,03	5,94
56	3,44	3,95	4,53	4,14	4,82	5,61
63	3,39	3,87	4,41	4,05	4,67	5,38
71	3,37	3,83	4,32	3,99	4,56	5,21
80	3,37	3,80	4,27	3,96	4,50	5,10
90	3,39	3,80	4,25	3,95	4,46	5,03
100	3,41	3,81	4,25	3,96	4,45	4,99
110	3,44	3,83	4,26	3,98	4,46	4,98
125	3,48	3,87	4,29	4,02	4,48	4,99
140	3,54	3,92	4,33	4,06	4,52	5,01
160	3,61	3,99	4,40	4,13	4,59	5,07
180	3,68	4,07	4,47	4,20	4,65	5,13
200	3,76	4,14	4,54	4,28	4,73	5,20

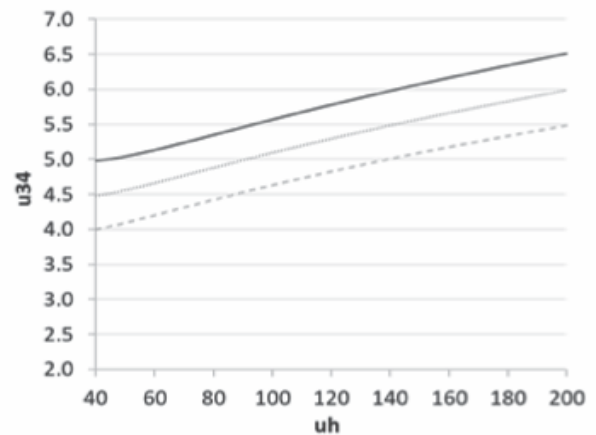
Bảng 2. Kết quả tỉ số truyền cặp bánh răng trụ khi $\gamma = 28^\circ$

u_h	Răng thẳng			Răng nghiêng		
	$\psi_{ba34}=0,315$	$\psi_{ba34}=0,4$	$\psi_{ba34}=0,5$	$\psi_{ba34}=0,315$	$\psi_{ba34}=0,4$	$\psi_{ba34}=0,5$
50	3,58	3,96	4,37	4,10	4,56	5,04
56	3,64	4,03	4,43	4,16	4,62	5,09
63	3,72	4,10	4,51	4,24	4,69	5,16
71	3,81	4,19	4,59	4,33	4,78	5,25
80	3,90	4,29	4,69	4,43	4,88	5,35
90	4,00	4,39	4,80	4,53	4,99	5,46
100	4,10	4,50	4,91	4,64	5,09	5,57
110	4,19	4,59	5,01	4,73	5,20	5,68
125	4,32	4,73	5,15	4,88	5,35	5,83
140	4,45	4,86	5,29	5,01	5,49	5,98
160	4,60	5,03	5,47	5,18	5,67	6,17
180	4,75	5,18	5,63	5,34	5,83	6,34
200	4,88	5,33	5,79	5,49	5,99	6,51

Xây dựng đồ thị như Hình 2, biểu hiện mối quan hệ giữa tỉ số truyền u_h và tỉ số truyền cặp bánh răng trụ cấp chậm u_{34} đảm bảo điều kiện độ bền đều và thể tích nhỏ nhất.



a) HG Trục vít - bánh răng trụ răng thẳng



b) HGT trục vít - bánh răng trụ răng nghiêng
Hình 2. Phân phối tỉ số truyền khi $\gamma = 28^\circ$

3.2. Phân tích kết quả bằng Minitab

Phân tích kết quả trên Minitab thu được sự phụ thuộc của tỉ số truyền nhỏ nhất của cặp 

bánh răng u_{34} và tỉ số truyền chung của HGT u_h dưới dạng phương trình hồi quy bậc hai với kiểm tra thiếu ăn khớp ta thu được như các Bảng 3 và Bảng 4.

Bảng 3. Phương trình hồi quy $\gamma = 10^\circ$

HGT	ψ_{ba}	Phương trình hồi quy
Trục vít – bánh răng trụ răng thẳng	0,315	$4,066 - 0,01888u + 0,000158u^2 - 0,000000u^3$
	0,4	$5,040 - 0,03103u + 0,000239u^2 - 0,000001u^3$
	0,5	$6,206 - 0,04662u + 0,000345u^2 - 0,000001u^3$
Trục vít – bánh răng trụ răng nghiêng	0,315	$5,392 - 0,03529u + 0,000268u^2 - 0,000001u^3$
	0,4	$6,850 - 0,05594u + 0,000408u^2 - 0,000001u^3$
	0,5	$8,685 - 0,08349u + 0,000594u^2 - 0,000001u^3$

Bảng 4: Phương trình hồi quy $\gamma = 28^\circ$

HGT	ψ_{ba}	Phương trình hồi quy
Trục vít – bánh răng trụ răng thẳng	0,315	$2,980 + 0,01283 u - 0,000017u^2$
	0,4	$3,366 + 0,01271 u - 0,000014 u^2$
	0,5	$3,786 + 0,01230 u - 0,000011 u^2$
Trục vít – bánh răng trụ răng nghiêng	0,315	$3,504 + 0,01265 u - 0,000014 u^2$
	0,4	$3,974 + 0,01229 u - 0,000011 u^2$
	0,5	$4,492 + 0,01138 u - 0,000006 u^2$

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã thiết lập được công thức giải tích để phân phối tỉ số truyền trong HGT hai cấp trục vít - bánh răng cho trường hợp trục vít nằm dưới - bánh răng trụ răng thẳng và nghiêng kết hợp ba mục tiêu: Đảm bảo độ bền đều, bôi trơn ngâm dầu cho bộ truyền và thể tích nhỏ nhất. Công thức (8) không những cho phép xác định nhanh chóng và chính xác tỉ số truyền của các cấp u_{12} , u_{34} theo tỉ số truyền chung u_h , mà còn tạo điều kiện thuận lợi để lập trình tự động tính toán thiết kế. Bài báo đã xây dựng dãy tỉ số truyền tối thiểu của HGT trục vít - bánh răng và đồ thị để tra tỉ số truyền ứng với mỗi hệ số chiều rộng vành răng. Sử dụng phần mềm Minitab để thu được phương trình hồi quy ứng với mỗi hệ số chiều rộng vành răng tương ứng. Kết quả của bài báo có thể dùng để làm cơ sở khoa học trong việc phân phối tỉ số truyền cho các loại hộp giảm tốc khác và dùng làm tài liệu tham khảo khi nghiên cứu, cũng như giảng dạy và học tập, phục vụ cho sản xuất và đào tạo. Trong tương lai có thể kết hợp thêm các tiêu chí liên quan đến hiệu suất để mở rộng bài toán tối ưu. Ngoài ra, ta còn có thể mở rộng phương pháp tính này để áp dụng cho các HGT khác nhau.

Lời cảm ơn:

Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh đã hỗ trợ thời gian và phương tiện vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 23/7/2022

Ngày phản biện: 30/7/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Antal Tiberiu Alexandru: *Worm gears with optimized main geometrical parameters and their efficiency*, Mechanika, Nr.1.81, (2010).
- [2]. Illes Dudas: *The Theory and Practice of Worm Gear Drives*, British Library Cataloguing in Publication Data.
- [3]. Oleg Krol, Volodymyr Sokolov: *Selection of Worm Gearing Optimal Structure for Machine Rotary Table*, Diagnostyka, vol. 22, no. 1 (2021).
- [4]. Paridhi Rai, Asim Gopal Barman: *Design optimization of worm gear drive with reduced power loss*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 635 (2019).
- [5]. S. Chul Kim, S. Gon Moon, J. Hyeon Sohn, Y. Jun Park, C. ho Choi, G. ho Lee: *Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass efficiency and transmission error*, Mechanism and Machine Theory, 144 (2020).
- [6]. Nguyễn Hữu Lộc; *Thiết kế máy và chi tiết máy*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh (2020).
- [7]. Nguyễn Hữu Lộc; *Giáo trình Cơ sở thiết kế máy*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh (2018).

