

NGHIÊN CỨU PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP GIẢM TỐC NHẪM ĐẢM BẢO TIẾT DIỆN NGANG CỦA HỘP LÀ NHỎ NHẤT

THE DISTRIBUTION OF GEAR RATIO OF GEAR-BOXES TO GUARANTEE THE MINIMAL CROSS SECTION OF THE BOX

Nguyễn Văn Hùng^{1,*}, Trần Mạnh Chiến¹, Nguyễn Văn Huy¹, Phạm Duy Nhất¹, Nguyễn Văn Hưởng¹, Đỗ Đức Trung²

TÓM TẮT

Bài báo trình bày việc phân phối tỷ số truyền cho hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp nhằm đảm bảo tiết diện ngang của thân hộp là nhỏ nhất. Dựa trên việc kế thừa các nghiên cứu trên thế giới, nhóm đã tiến hành thực hiện với ba mươi hai thí nghiệm để xây dựng công thức tính tỷ số truyền cấp nhanh (u_1) theo các thông số của hộp giảm tốc. Sáu thông số của hộp giảm tốc được đề cập đến trong mối quan hệ này gồm tỷ số truyền chung của hộp, hệ số chiều rộng bánh răng cấp 1, hệ số chiều rộng bánh răng cấp 2, ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo bánh răng cấp 1, ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo bánh răng cấp 2 và mô men xoắn đầu ra trên trục công tác. Sau khi xây dựng được công thức tính u_1 , việc thiết kế hộp giảm tốc theo hai phương án đã được thực hiện, trong đó một theo phương pháp phân phối tỷ số truyền truyền thống, và một theo phương pháp phân phối tỷ số truyền đã được đề xuất, kết quả cho thấy, hộp giảm tốc được thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền được đề xuất có tiết diện ngang giảm được 5,6% so với phương pháp thông thường.

Từ khóa: Hộp giảm tốc, tỷ số truyền, tiết diện ngang của hộp giảm tốc.

ABSTRACT

This paper presents the distribution of gear ratios for two-stage helical gear reducers to ensure the minimum cross-section of the box body. Based on the inheritance of researches in the world, the group conducted thirty-two experiments to build the formula for calculating the fast gear ratio (u_1) according to the parameters of the reducer. The six parameters of the reducer are mentioned in this relationship, including the overall gear ratio of the box, the 1st gear width factor, the 2nd gear width factor, the allowable stress of the processing material for the production of the first gear, the allowable stress of the material of the second gear, and the output torque on the impeller. After building the formula for calculating u_1 , the design of the reducer box according to two options was carried out, in which one was according to the traditional ratio distribution method, and the other according to the transmission ratio distribution method. The results show that the gear box designed according to the proposed transmission ratio distribution method has a cross-sectional area reduced by 5.6% compared to the conventional method.

Keywords: Gear-box, gear ratio, gearbox cross section.

¹Lớp Cơ khí 03 - K13, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: hungganhh19@gmail.com

1. GIỚI THIỆU

Hộp giảm tốc là một bộ phận quan trọng có mặt trong hầu hết các loại máy móc. Đúng như tên gọi của nó, hộp có tác dụng làm giảm tốc độ từ trục động cơ đến trục công tác thông qua các bộ truyền (bánh răng - bánh răng, trục vít - bánh vít,...). Ngoài ra, hộp giảm tốc còn có tác dụng làm tăng mô men xoắn đầu ra trên trục công tác để đảm nhiệm những vai trò nhất định [1]. Việc phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc có ảnh hưởng nhiều đến các thông số của hộp, như khối lượng của hộp, mức độ rung động trong quá trình làm việc, chi phí vật liệu chế tạo hộp, v.v. Việc nghiên cứu phân phối tỷ số truyền của hộp giảm tốc để đảm bảo một chỉ tiêu nào đó đã giành được sự quan tâm của các Nhà khoa học trên thế giới trong thời gian gần đây, như: để đảm bảo hộp giảm tốc có khối lượng nhỏ nhất [2], để đảm bảo chi phí vật liệu chế tạo hộp là ít nhất [3], để đảm bảo kết cấu vỏ hộp là hợp lý nhất [4], để đảm bảo điều kiện bôi trơn là tốt nhất [5-8],...

Trong bài báo này nhóm tác giả thực hiện nghiên cứu phân phối tỷ số truyền của hộp giảm tốc nhằm đảm bảo tiết diện ngang của hộp là nhỏ nhất. Các phần tiếp theo của bài báo gồm: xây dựng công thức phân phối tỷ số truyền nhằm đảm bảo tiết diện ngang của hộp là nhỏ nhất, thiết kế hộp giảm tốc theo hai phương án phân phối tỷ số truyền, đánh giá hiệu quả của việc phân phối tỷ số truyền trong nghiên cứu này, những kết luận được rút ra và định hướng cho các nghiên cứu tiếp theo.

2. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN NHẪM ĐẢM BẢO TIẾT DIỆN NGANG CỦA HỘP LÀ NHỎ NHẤT

2.1. Các mối quan hệ hình học

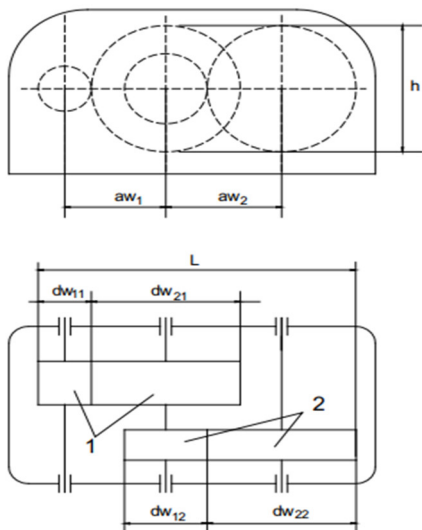
Trong hình 1 là sơ đồ tiết diện ngang của hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp.

Từ hình 1, diện tích mặt cắt ngang của hộp giảm tốc có thể được tính như sau:

$$A = L \cdot h \quad (1)$$

Với L là chiều dài lớn nhất:

$$L = d_{w11}/2 + a_{w1} + a_{w2} + d_{w22}/2 \quad (2)$$



Hình 1. Hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp

Và h là chiều cao lớn nhất:

$$h = \max(d_{w21}, d_{w22}) \tag{3}$$

Trong đó: d_{w11} , d_{w12} , d_{w22} tương ứng là đường kính của bánh răng chủ động, bánh bị động cấp nhanh, và bánh bị động cấp chậm.

$$d_{w11} = 2 \cdot a_{w1} / (u_1 + 1) \tag{4}$$

$$d_{w21} = 2 \cdot a_{w1} \cdot u_1 / (u_1 + 1) \tag{5}$$

$$d_{w22} = 2 \cdot a_{w2} \cdot u_2 / (u_2 + 1) \tag{6}$$

Trong đó:

u_1 , u_2 tương ứng là tỷ số truyền của các bộ truyền bánh răng cấp nhanh và cấp chậm.

Gọi u_g là tỷ số truyền của hộp giảm tốc, có:

$$u_2 = u_g / u_1 \tag{7}$$

Từ (2), (3), (4), (5) và (6) ta có:

$$L = f(a_{w1}, a_{w2}, u_1, u_2) \tag{8}$$

$$h = f(a_{w1}, a_{w2}, u_1, u_2) \tag{9}$$

Tiết diện ngang của hộp nhỏ nhất:

$$A_{\min} = L \cdot h \tag{10}$$

Tuy nhiên, tỷ số truyền hộp giảm tốc cũng bị ràng buộc theo điều kiện làm việc và kích thước:

$$5 \leq u_g \leq 30 \tag{11}$$

Từ (8), (9) và (10), rõ ràng là để giải được bài toán tối ưu, cần phải xác định khoảng cách trục của bậc thứ nhất a_{w1} , và bậc thứ hai a_{w2} .

*** Khoảng cách trục của cặp bánh răng cấp nhanh**

a_{w1} được xác định theo công thức:

$$a_{w1} = K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{11} \cdot k_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1 \cdot \varphi_{ba1}}} \tag{12}$$

Trong đó:

$K_{H\beta}$: hệ số tải trọng tiếp xúc. $K_{H\beta} = 1,02 \div 1,28$. Chọn $K_{H\beta} = 1,1$.

$[\sigma_H]$: ứng suất tiếp xúc cho phép. $[\sigma_H] = 350 \div 410 \text{MPa}$.

k_a : hệ số vật liệu. Với vật liệu thép $k_a = 43$.

Ψ_{ba1} : hệ số bề rộng bánh răng. $\Psi_{ba1} = 0,3 \div 0,35$.

T_{11} : momen xoắn trên trục bánh răng chủ động cấp nhanh.

$$T_{\text{out}} = T_{11} \cdot \eta_{hg}^2 \cdot \eta_{be}^3 \cdot u_g \tag{13}$$

– η_{hg} : hiệu suất bộ truyền bánh răng ($\eta_{hg} = 0,96 \div 0,98$)

– η_{be} : hiệu suất 1 cặp ổ lăn ($\eta_{be} = 0,99 \div 0,995$)

Chọn $\eta_{hg} = 0,97$; $\eta_{be} = 0,992$

$$T_{11} = 1,0887 \cdot \frac{T_{\text{out}}}{u_g} \tag{14}$$

Thay các giá trị vào (12) ta xác định khoảng cách trục:

$$a_{w1} = 45,6634 \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{out}}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1 \cdot u_g \cdot \varphi_{ba1}}} \tag{15}$$

*** Khoảng cách trục của cặp bánh răng cấp chậm**

a_{w2} được xác định theo công thức:

$$a_{w2} = K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{12} \cdot k_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2 \cdot \varphi_{ba2}}} \tag{16}$$

Trong đó:

$$T_{\text{out}} = T_{12} \cdot \eta_{hg}^2 \cdot \eta_{be}^2 \cdot u_2 \tag{17}$$

Chọn $\eta_{hg} = 0,97$; $\eta_{be} = 0,992$

$$T_{12} = 1,0476 \cdot \frac{T_{\text{out}}}{u_2} \tag{18}$$

Chọn $K_{H\beta} = 1,1$; $K_a = 43$ thay vào (16):

$$a_{w2} = 35,7812 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{out}}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2^2 \cdot \varphi_{ba2}}} \tag{19}$$

Cuối cùng ta được:

$$L \cdot H = [a_{w1} / (u_1 + 1) + a_{w1} + a_{w2} + a_{w2} \cdot u_2 / (u_2 + 1)] \times 2 \cdot a_{w2} \cdot u_2 / (u_2 + 1) \tag{20}$$

Sử dụng những công thức trên để tính u theo các giá trị của u_g , φ_{ba1} , φ_{ba2} , $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$, và T_{out} .

2.2. Thục nghiệm xây dựng công thức phân phối tỷ số truyền

Trong bảng 1 trình bày giá trị của các thông số đầu vào cho quá trình thí nghiệm.

Bảng 1. Các thông số đầu vào

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Mức thấp	Mức cao
Tỷ số truyền chung của hộp	u_g	-	5	30
Hệ số chiều rộng bánh răng cấp 1	φ_{ba1}	-	0,3	0,35
Hệ số bánh rộng bánh răng cấp 2	φ_{ba2}	-	0,35	0,4
Ứng suất cho phép cấp nhanh	$[\sigma_{H1}]$	MPa	350	410
Ứng suất cho phép chậm	$[\sigma_{H2}]$	MPa	350	410
Mô men xoắn trục ra	T_{out}	Nmm	10^5	10^7

Ma trận thí nghiệm được xây dựng gồm 32 thí nghiệm như trong bảng 2. Sử dụng các công thức trong mục (2.1) để tính giá trị u_1 cho từng thí nghiệm, kết quả cũng đã được tổng hợp trong bảng 2.

Bảng 2. Ma trận thí nghiệm và kết quả

TT	u_g	φ_{ba1}	φ_{ba2}	σ_{H1} (MPa)	σ_{H2} (MPa)	T_{out} (Nm)	u_1
1	17,5	0,3	0,4	380	350	5050000	5,45
2	17,5	0,325	0,375	380	380	5050000	5,42
3	17,5	0,325	0,35	410	380	10000000	5,6
4	5	0,325	0,35	380	380	100000	2,45
5	5	0,3	0,375	350	380	5050000	2,4
6	17,5	0,35	0,375	380	410	100000	5,4
7	30	0,35	0,375	410	380	5050000	8,34
8	17,5	0,35	0,375	380	350	10000000	5,74
9	17,5	0,35	0,375	380	410	10000000	5,4
10	17,5	0,325	0,4	410	380	10000000	5,57
11	5	0,325	0,35	380	380	10000000	2,45
12	5	0,325	0,375	410	410	5050000	2,45
13	30	0,325	0,375	350	350	5050000	7,85
14	17,5	0,3	0,375	380	350	10000000	5,6
15	17,5	0,325	0,4	410	380	100000	5,54
16	30	0,325	0,375	410	350	5050000	8,4
17	30	0,325	0,4	380	380	10000000	9,4
18	17,5	0,325	0,35	350	380	10000000	5,37
19	30	0,35	0,375	350	380	5050000	7,6
20	17,5	0,35	0,4	380	410	5050000	5,25
21	17,5	0,325	0,4	350	380	10000000	5,25
22	17,5	0,3	0,35	380	350	5050000	5,65
23	5	0,325	0,375	410	350	5050000	2,6
24	17,5	0,325	0,4	350	380	100000	5,22
25	17,5	0,325	0,35	410	380	100000	5,71
26	5	0,325	0,4	380	380	100000	2,4
27	30	0,3	0,375	410	380	5050000	7,8
28	30	0,3	0,375	350	380	5050000	7,4
29	30	0,325	0,375	350	410	5050000	7,2
30	17,5	0,35	0,375	380	350	100000	5,74
31	17,5	0,325	0,375	380	380	5050000	5,45
32	5	0,3	0,375	410	380	5050000	2,48

Phần mềm Minitab 16 đã được sử dụng để phân tích số liệu trong bảng 2, ta nhận được phương trình biểu diễn mối quan hệ giữa u_1 với các thông số đầu vào như trong (21). Phương trình này có độ chính xác 97,17%.

$$u_1 = -1,60220 + 0,219252.u_g + 6,20918.\varphi_{ba1} + 3,23575.\varphi_{ba2} + 0,00695.\sigma_{H1} - 0,00767.\sigma_{H2} + 2,54.10^{-8}.T \quad (21)$$

Công thức (21) chính là công thức để phân phối tỷ số truyền nhằm đảm bảo tiết diện ngang của hộp là nhỏ nhất.

3. THIẾT KẾ HỘP GIẢM TỐC THEO HAI PHƯƠNG PHÁP PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

3.1. Thông số đầu vào của quá trình thiết kế

Thông số đầu vào của quá trình thiết kế hộp giảm tốc được tham khảo ở phiếu giao đề tài thiết kế đồ án chi tiết máy như sau: $u_g = 10,23$; $\varphi_{ba1} = 0,3$; $\varphi_{ba2} = 0,35$; $\sigma_{H1} = 410$; $\sigma_{H2} = 410$; $T_{out} = 1108804\text{Nmm}$.

3.2. Thiết kế hộp giảm tốc

Trình tự thiết kế hộp giảm tốc đã được trình bày chi tiết trong [6].

Sự khác biệt của hai hộp tốc độ được thiết kế chỉ khác nhau ở việc phân phối tỷ số truyền. Với $u_g = 10,23$, việc phân phối tỷ số truyền theo hai phương pháp cho kết quả như trong bảng 3.

Bảng 3. Phân phối tỷ số truyền theo hai phương pháp

Phương pháp phân phối tỷ số truyền	u_1	u_2	u_g
Phương pháp truyền thống	3,89	3,37	10,23
Phương pháp được đề xuất trong nghiên cứu này	2,63	3,03	

Sau khi thiết kế hộp giảm tốc theo hai phương pháp phân phối tỷ số truyền với đầy đủ các phép kiểm nghiệm về độ bền tiếp xúc, độ bền uốn, tính chọn ổ bi, v.v., đã xác định được một số thông số cơ bản của hộp giảm tốc như trong bảng 4.

Bảng 4. Một số thông số cơ bản của hộp giảm tốc

TT	Thông số	Ký hiệu	Theo phương pháp truyền thống	Theo phương pháp được đề xuất
1	Đường kính bánh chủ động (mm)	d_{w11}	79,92	80,45
2	Đường kính bánh bị động cấp chậm (mm)	d_{w22}	348,47	345,55
3	Khoảng cách trục của bánh răng cấp thứ nhất (mm)	a_{w11}	195	175
4	Khoảng cách trục của bánh răng cấp thứ hai (mm)	a_{w22}	240	130
5	Chiều dài lớn nhất (mm)	$L = \frac{d_{w11}}{2} + a_{w1} + a_{w2} + \frac{d_{w22}}{2}$		
6	Chiều cao lớn nhất (mm)	$h = \max(d_{w21}, d_{w22})$		
7	Tiết diện ngang (mm^2)	$A = L.h$		

Theo số liệu trong bảng 4, tiết diện ngang (A) của hộp giảm tốc được thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền thông thường (phương pháp truyền thống) và theo phương pháp phân phối tỷ số truyền được đề xuất trong nghiên cứu này có giá trị tương ứng là 226225 (mm^2) và 213550 (mm^2). Như vậy tiết diện A của hộp giảm tốc khi thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền được đề xuất giảm được 5.6% so với khi thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền thông thường.

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở kế thừa những nghiên cứu được công bố bởi các nhà khoa học trên thế giới trong những năm gần đây, nghiên cứu này đã xây dựng được công thức phân phối tỷ số truyền cho hộp giảm tốc bánh răng hai cấp nhằm đảm bảo tiết diện ngang của hộp là nhỏ nhất. Kết quả đã được chứng minh rằng hộp giảm tốc được thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền được đề xuất trong nghiên cứu này có tiết diện ngang giảm được 5,6% so với hộp giảm tốc được thiết kế theo phương pháp phân phối tỷ số truyền thông thường.

Việc nghiên cứu phân phối tỷ số truyền để đảm bảo đồng thời nhiều chỉ tiêu như tiết diện ngang nhỏ nhất, khối lượng nhẹ nhất, chi phí vật liệu chế tạo ít nhất,... là định hướng cho các nghiên cứu trong tương lai.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. <https://minhmotor.com/hop-giam-toc-banh-rang-tru.html> (ngày 12/5/2022).
- [2]. Nguyễn Thị Hồng Cẩm, 2019. *Tính toán tỉ số truyền thành phần tối ưu cho hệ dẫn động cơ khí gồm hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp phân đôi cấp chậm và bộ truyền ngoài*. Đại học Thái Nguyên.
- [3]. Vu Ngoc Pi, Nguyen Dinh Ngoc, Tran Thi Hong, Nguyen HongLinh, 2020. *Cost Optimization of two-step helical gearboxes with first stage double gear sets*. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, Vol. 10, No. 4, pp. 83-92.
- [4]. Luu Anh Tung, Tran Thi Hong, Nguyen Van Cuong, Le Hong Ky, Nguyen Thanh Tu, Le Xuan Hung, Vu Ngoc Pi, 2019. *A study on Determination of Optimum Gear Ratios of a Two-Stage Worm Gearbox*, Advances in Engineering Research and Application, Vol. 604, pp. 76-84.
- [5]. Vu Ngoc Kudreavtev, I. A. Gierzaves, E.G. Glukharev, 1971. *Design and calculus of gearboxes* (in Russian). Mashinostroenie Publishing, Sankt Petersburg.
- [6]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, 1998. *Thiết kế hệ dẫn động cơ khí*. NXB Giáo dục.
- [7]. Vu Ngoc Pi, 2008. *A new study on optimal calculation of partial transmission ratios of helical gearboxes with first step double gear sets*. Proceedings of the International Multiconference of Engineers and computer Scientists (IMECS 2008), HongKong, Vol. II, pp. 19-21.
- [8]. Tran Thi Hong Hong, Vu Trung Tuyen, Bui Thanh Danh, Tran Thi Phuong Thao, Nguyen Thi Thanh Nga, Tran Ngoc Giang, Nguyen Thanh Tu, Vu Ngoc Pi, 2020. *Optimization of transmission ratios for twostage bevel helical gearboxes based on mass function*. International Journal of Engineering Research and Technology, Vol.13, No. 7, pp.1692–1699.
- [9]. Vu Ngoc Pi, Nguyen Khac Tuan, Le Xuan Hung, Luu Anh Tung, 2020. *A New Study on Determination of Optimum Gear Ratios of Two-stage Helical Gearbox*. Advances in Material Sciences and Engineering, Vol. 786, pp.107-115.