

**PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC HAI CẤP  
TRỤC VÍT - BÁNH RĂNG**  
SPLITTING THE TOTAL TRANSMISSION RATIO OF TWO-STAGES  
WORM-HELICAL GEARBOXES

**ThS. CAO NGỌC VI**  
*Viện Khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH*

**Tóm tắt**

*Bài báo trình bày phương pháp phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp trục vít - bánh răng theo điều kiện mômen xoắn trên trục bánh vít không đổi. Kết quả của bài báo có thể dùng làm cơ sở khoa học cho việc tính toán phân phối tỷ số truyền của các loại hộp giảm khác.*

**Abstract**

*The article presents a method for splitting the total transmission ratio of two-stages worm-helical gearboxes, basing on the constant torque condition of the worm-wheel shaft. The achieved results may be used as scientific foundation for calculating and splitting the ratios of the other gearboxes.*

**1. Đặt vấn đề**

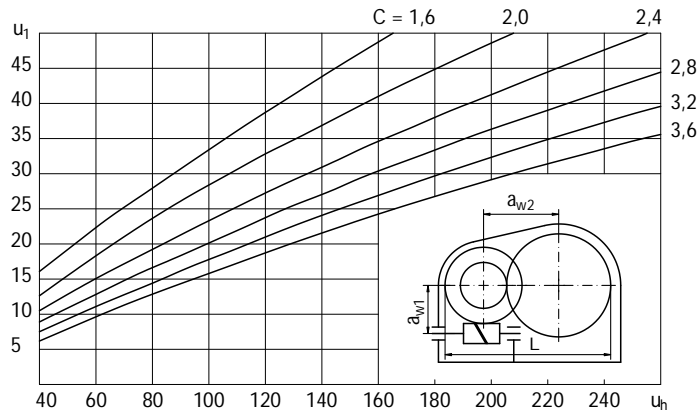
Việc phân phối tỷ số truyền (TST) trong hộp giảm tốc (HGT) 2 cấp trục vít – bánh răng có ý nghĩa quyết định đến kích thước khuôn khổ, khối lượng, độ bền cũng như giá thành của sản phẩm [3, 5..7].

Hiện nay, việc phân phối TST trong HGT 2 cấp trục vít - bánh răng được thực hiện dựa theo đồ thị, trình bày trên hình 1 [1, 3, 6, 7]. Dựa theo các thông số chọn trước và TST chung  $u_h$  của hộp, tra đồ thị trên để tìm TST  $u_1$  của cấp nhanh, từ đó tính TST  $u_2$  của bộ truyền cấp chậm (bộ truyền bánh răng trụ) theo công thức [1, 3, 6, 7]:

$$u_2 = \frac{u_h}{u_1}, \tag{1}$$

Phương pháp phân phối TST trên đây có nhược điểm là không chính xác do phải tra đồ thị, đồng thời rất khó khăn khi lập trình tính toán tự động.

Trong bài báo này, trình bày việc phân phối TST trong HGT 2 cấp trục vít - bánh răng dựa trên điều kiện không đổi của mômen xoắn trên trục bánh vít.



**Hình 1. Đồ thị xác định tỷ số truyền  $u_1$  của bộ truyền trục vít trong hộp giảm tốc 2 cấp trục vít - bánh răng.**

**2. Phương pháp phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc 2 cấp trục vít - bánh răng**

Từ điều kiện bền tiếp xúc của răng bánh vít, ta có [1..4, 7..8]:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2} \sqrt{\left(\frac{q + z_2}{a_{\omega}}\right)^3} \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{q} \leq [\sigma_H], \quad (2)$$

$q$  – hệ số đường kính trục vít;

$z_2$  – số răng bánh vít;

$a_{\omega 1}$  – khoảng cách trục của bộ truyền trục vít - bánh vít;

$T_2$  – mômen xoắn trên trục bánh vít;

$K_H$  – hệ số tải trọng khi tính sức bền tiếp xúc;

$[\sigma_H]$  – ứng suất tiếp xúc cho phép của vật liệu bánh vít.

Mômen xoắn cho phép trên trục bánh vít

$$[T_{12}] = \frac{z_2^2}{170^2} \left(\frac{a_{\omega 1}}{q + z_2}\right)^3 \cdot \frac{q \cdot [\sigma_{H1}]^2}{K_{H1}}, \quad (3)$$

Với  $a_{\omega} = \frac{1}{2}m(q + z_2)$  [1..4, 7..8], phương trình (3), trở thành:

$$[T_{12}] = \frac{d_{\omega 11} d_{\omega 21}^2}{8 \cdot 170^2} \cdot \frac{[\sigma_{H1}]^2}{K_{H1}}, \quad (4)$$

$d_{\omega 11}, d_{\omega 21}$  – đường kính vòng lăn trục vít, bánh vít

$$d_{\omega 21} = d_{\omega 11} \cdot u_1 \cdot \text{tg} \gamma. \quad (5)$$

$u_1$  – tỷ số truyền của bộ truyền trục vít – bánh vít;

$\gamma$  – góc nâng ren trục vít.

Kết hợp (4) và (5), ta có:

$$[T_{12}] = \frac{d_{\omega 21}^3 \cdot [\sigma_{H1}]^2}{8 \cdot 170^2 \cdot K_{H1} \cdot u_1 \cdot \text{tg} \gamma}, \quad (6)$$

Từ điều kiện bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng trụ [1..4, 7..8]:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{u \cdot b_{\omega} \cdot d_{\omega 1}^2}} \leq [\sigma_H], \quad (7)$$

$z_M$  – hệ số cơ tính của vật liệu bánh răng;

$z_H$  – hệ số hình dạng bề mặt tiếp xúc;

$z_{\varepsilon}$  – hệ số xét đến sự trùng khớp của răng;

$T_1$  – mômen xoắn trên trục bánh dẫn;

$b_{\omega}$  – chiều rộng vành răng bánh răng trụ;

$d_{\omega 1}$  – đường kính vòng lăn bánh dẫn.

Mômen xoắn cho phép trên trục bánh dẫn

$$[T_{21}] = \frac{u_2 \cdot b_{\omega} \cdot d_{\omega 12}^2 \cdot [\sigma_{H2}]}{2(z_M \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon})^2 \cdot K_{H2} \cdot (u_2 \pm 1)}, \quad (8)$$

$$b_{\omega} = \psi_{bd2} \cdot d_{\omega 12} = \frac{1}{2} \psi_{ba2} \cdot (u_2 \pm 1) \cdot d_{\omega 12}, \quad (9)$$

$u_2$  – tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ;

$\psi_{bd2}, \psi_{ba2}$  – hệ số chiều rộng vành răng bánh răng trụ [1..4, 7, 8]

$$\psi_{bd2} = \frac{1}{2} \psi_{ba2} \cdot (u_2 \pm 1), \quad (10)$$

Thay (9) vào (8) và để ý rằng  $d_{\omega 22} = u_2 \cdot d_{\omega 12}$  [1..4, 8], ta có:

$$[T_{21}] = \frac{\Psi_{ba2} \cdot d_{\omega 22}^3 \cdot [\sigma_{H2}]^2}{2K_d^3 \cdot K_{H2} \cdot u_2^2}, \quad (11)$$

$K_d$  – hệ số đường kính bánh răng trụ khi tính theo sức bền tiếp xúc [4, 8]

$$K_d = \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2},$$

Do  $[T_{12}] = [T_{21}]$ , từ các phương trình (6), (11), ta có:

$$\frac{d_{\omega 21}^3 \cdot [\sigma_{H1}]^2}{8 \cdot 170^2 \cdot K_{H1} \cdot u_1 \cdot \text{tgy}} = \frac{\Psi_{ba2} \cdot d_{\omega 22}^3 \cdot [\sigma_{H2}]^2}{2K_d^3 \cdot K_{H2} \cdot u_2^2} \quad (12)$$

Hay

$$\frac{d_{\omega 21}^3}{d_{\omega 22}^3} \cdot \frac{K_{H2} \cdot [\sigma_{H1}]^2}{\Psi_{ba2} \cdot K_{H1} \cdot [\sigma_{H2}]^2} \cdot K_d^3 \cdot \frac{2}{8 \cdot 170^2 \cdot \text{tgy}} = \frac{u_1}{u_2^2}, \quad (13)$$

Vì  $u_2 = u_f/u_1$  nên phương trình (13) có thể viết dạng:

$$\frac{d_{\omega 21}^3}{d_{\omega 22}^3} \cdot \frac{K_{H2} \cdot [\sigma_{H1}]^2}{\Psi_{ba2} \cdot K_{H1} \cdot [\sigma_{H2}]^2} \cdot K_d^3 \cdot \frac{2}{8 \cdot 170^2 \cdot \text{tgy}} u_h^2 = u_1^3, \quad (14)$$

Hay

$$u_1 \approx 0,035 \cdot K_d \cdot C_d \cdot C_K \cdot \sqrt[3]{u_h^2} \quad (15)$$

$$C_d = \frac{d_{\omega 21}}{d_{\omega 22}}; C_K = \sqrt[3]{\frac{K_{H2} \cdot [\sigma_{H1}]^2}{K_{H1} \cdot [\sigma_{H2}]^2} \cdot \frac{1}{\Psi_{ba2}}}; \text{tgy} \approx 0,2 [3].$$

Các hệ số  $C_d$ ,  $C_K$  lần lượt phản ánh tương quan về kích thước và độ bền giữa các bộ truyền trong HGT. Giá trị của  $C_d$  và  $C_K$  có ảnh hưởng trực tiếp đến kích thước, khối lượng, độ bền cũng như khả năng bôi trơn của hộp. Để thuận tiện cho việc bôi trơn các bộ truyền trong hộp, đồng thời không làm tăng kích thước HGT, nên chọn  $C_d = 1,44 \div 1,95$  [3, 7];  $C_K \approx 0,68$  [5] và  $K_d = 77 \text{ Mpa}^{1/3}$  [1..5, 8]. Khi đó, ta có:

$$u_1 \approx (2,64 \div 3,57) \cdot \sqrt[3]{u_h^2} \quad (16)$$

Phương trình (16) cho phép xác định một cách nhanh chóng và chính xác trị số  $u_1$  của bộ truyền trục vít – bánh vít (bộ truyền cấp nhanh). Giá trị tính được của  $u_1$  cần làm tròn thành số nguyên, đồng thời  $u_1$  phải thỏa mãn điều kiện  $u_1 \geq 8$ . Nếu tính được  $u_1 < 8$ , ta chọn  $u_1 = 8$  rồi tính  $u_2$  theo công thức [1, 5, 6]:

$$u_2 = \frac{u_h}{8}. \quad (17)$$

### 3. Kết luận và kiến nghị

- Bài báo đã chỉ ra những hạn chế của phương pháp phân phối TST trong HGT 2 cấp trục vít – bánh răng đang sử dụng phổ biến hiện nay;

- Thiết lập được công thức cho phép phân phối TST trong HGT 2 cấp trục vít – bánh răng. Công thức này không những cho phép phân phối TST một cách chính xác, nhanh chóng mà còn tạo điều kiện thuận lợi để lập trình tự động tính toán thiết kế;

- Kết quả của bài báo có thể dùng làm cơ sở khoa học trong việc phân phối TST cho các loại HGT và làm tài liệu tham khảo phục vụ cho công tác giảng dạy, học tập cũng như nghiên cứu.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] TS. Đào Ngọc Biên. *Thiết kế môn học Chi tiết máy*. Nxb Hải Phòng. 2008.

[2] Trịnh Chất. *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*. Nxb Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội, 2007.

- [3] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển. *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1 và tập 2*. NXb Giáo dục. Hà Nội, 1998.
- [4] Nguyễn Trọng Hiệp. *Chi tiết máy tập 1 và 2*. Nxb Giáo dục. Hà Nội, 2001.
- [5] Vũ Ngọc Pi, Vũ Quý Đạc. *Tính toán tối ưu tỷ số truyền hộp giảm tốc trục vít – bánh răng nhằm đạt chỉ tiêu chiều dài của hộp giảm tốc là nhỏ nhất*. Tạp chí Khoa học và Công nghệ các Trường Đại học Kỹ thuật, số 61/2007, Tr. 73-77.
- [6] Cao Ngọc Vi. *Nghiên cứu xây dựng chương trình tự động tính toán động học và động lực học hệ dẫn động cơ khí*. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Hàng hải. Hải Phòng, 2009.
- [7] Кудрявцев В.Н, и др. *Конструкции и расчет зубчатых редукторов*. Машиностроение. Ленинград, 1971.
- [8] М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. *Детали Машин*. Высшая школа. Москва, 2008.

**Người phản biện: TS. Đào Ngọc Biên**

---