

TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ (THẰNG, NGHIÊNG)

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW (hoặc mômen xoắn T_1 , Nmm; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u).

1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính vật liệu như: giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn vật liệu (suy ra giới hạn mỏi).

2. Số chu kỳ làm việc cơ sở.

$$N_{HO} = 30HB^{2.4}, \quad \text{chu kỳ.}$$

Và: $N_{FO1} = N_{FO2} = 5.10^6$ chu kỳ

3. Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép:

Số chu kỳ làm việc tương đương:

- Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N_{HE} = 60cnL_h$$

- Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi nhiều bậc:

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i$$

- Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$$

trong đó $N_{\Sigma} = 60cnL_h$ với L_h - thời gian làm việc tính bằng giờ, có thể được xác định theo công thức:

$$L_h = L_a 365 K_{nam} 24 K_n$$

với: L_a - tuổi thọ tính theo năm

K_{nam} - hệ số làm việc trong năm

K_n - hệ số làm việc trong ngày

K_{HE} - hệ số chế độ tải trọng cho trong bảng 6.14 [1].

Sau đó tính:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

Nếu $N_{HE} > N_{HO}$ thì lấy $N_{HE} = N_{HO}$ để tính toán. Giá trị K_{HL} không được lớn hơn 2,4 để đảm bảo điều kiện không có biến dạng dẻo bề mặt răng khi làm việc.

Theo bảng 6.13 [1], ta chọn giới hạn mỏi tiếp xúc σ_{OHlim}

Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ có thể được xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OHlim}^{0,9}}{s_H} K_{HL} \quad \text{với } s_H \text{ tra bảng 6.13 [1]}$$

Với bánh răng trụ răng thẳng ta chọn:

$$[\sigma_H] = \text{Min}\{[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]\}$$

Với bánh răng trụ răng nghiêng ta chọn:

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_{H1}^2] + [\sigma_{H2}^2])}$$

hoặc có thể lấy gần đúng $[\sigma_H] \approx 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$

Tuy nhiên, giá trị $[\sigma_H]$ phải thỏa điều kiện:

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}$$

trong đó $[\sigma_H]_{\min}$ là giá trị nhỏ nhất trong hai giá trị $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$.

Nếu điều kiện trên không thỏa thì ta lấy theo cận trên hoặc cận dưới.

4. Xác định ứng suất uốn cho phép:

Số chu kỳ làm việc tương đương:

- Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N_{FE} = 60cnL_h$$

- Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo bậc:

$$N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 n_i t_i, \quad \text{khi } m_F = 6$$

(Khi độ rắn của răng $H \leq 350HB$ và đối với bánh răng được mài mặt lượn chân răng thì $m_F = 6$, khi đó $2 \geq K_{FL} \geq 1$)

$$N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 n_i t_i, \quad \text{khi } m_F = 9$$

(Khi độ rắn của răng $H > 350HB$ và đối với bánh răng không được mài mặt lượn chân răng thì $m_F = 9$, khi đó $1,6 \geq K_{FL} \geq 1$)

- Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$$

trong đó $N_{\Sigma} = 60cnL_h$ với L_h - thời gian làm việc tính bằng giờ, được xác định theo công thức:

$$L_h = L_a 365 K_{nam} 24 K_n$$

với: L_a - tuổi thọ tính theo năm

K_{nam} - hệ số làm việc trong năm

K_n - hệ số làm việc trong ngày

K_{FE} - hệ số chế độ tải trọng cho trong bảng 6.14 [1].

Sau đó tính:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

Nếu $N_{FE} > N_{FO}$ thì lấy $N_{FE} = N_{FO}$ để tính toán.

Theo bảng 6.13 [1], ta chọn giới hạn mỏi uốn $\sigma_{OF\lim}$

Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OF\lim}}{s_F} K_{FL} \text{ với } s_F \text{ tra bảng 6.13 [1]}$$

Nếu bộ truyền được bôi trơn tốt (hộp giảm tốc kín), ta tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

Nếu bộ truyền hở và bôi trơn không tốt, để tránh hiện tượng gãy răng, ta tính toán theo độ bền uốn.

Nếu tính toán thiết kế theo **độ bền tiếp xúc** ta tính theo trình tự:

5. Chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn, là bánh răng có độ bền thấp hơn.

6. Theo bảng 6.15 [1] tùy thuộc vào vị trí bánh răng và độ rắn bề mặt ta chọn ψ_{ba} .

Sau đó tính $\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2}$ và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$ theo bảng 6.4 [1].

7. Tính toán khoảng cách trục a_w của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng (mm):

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng thì (mm):

$$a_w = 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Đối với hộp giảm tốc tiêu chuẩn ta chọn khoảng cách trục theo dãy tiêu chuẩn sau:

Dãy 1	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	...
Dãy 2	140	180	225	280	355	450	...					

8. Tùy thuộc vào độ rắn bề mặt ta chọn môđun m (đối với bánh răng nghiêng là m_n) theo khoảng cách trục a_w :

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w \text{ (Ứng với } H_1, H_2 \leq 350HB \text{)}$$

$$m = (0,0125 \div 0,025)a_w \text{ (Ứng với } H_1 > 45HRC; H_2 \leq 350HB \text{)}$$

$$m = (0,016 \div 0,0315)a_w \text{ (Ứng với } H_1, H_2 > 45HRC \text{)}$$

Sau đó chọn theo dãy tiêu chuẩn (dãy 1 là dãy ưu tiên):

Dãy 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
Dãy 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	

Môđun càng nhỏ thì số răng càng lớn, khi đó tăng khả năng chống dính, tăng hệ số trùng khớp ngang, giảm tiếng ồn và khối lượng lao động cắt răng, giảm hao phí vật liệu (giảm đường kính đỉnh), tuy nhiên độ bền uốn giảm xuống.

9. Xác định tổng số răng theo công thức:

$$z_1 + z_2 = z_1(1+u) = \frac{2a_w}{m} \text{ sau đó xác định số răng } z_1 \text{ và } z_2.$$

Đối với bánh răng nghiêng ta còn phải chọn góc nghiêng răng β theo điều kiện: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n z_1 (u+1)}{2a_w} \geq \cos 20^\circ$$

Suy ra:
$$\frac{2a_w \cos 8^\circ}{m_n (u+1)} \geq z_1 \geq \frac{2a_w \cos 20^\circ}{m_n (u+1)}$$

Đối với bánh răng chữ V thì $40^\circ \geq \beta \geq 30^\circ$

$$\frac{2a_w \cos 30^\circ}{m_n (u+1)} \geq z_1 \geq \frac{2a_w \cos 40^\circ}{m_n (u+1)}$$

Sau đó tính toán số răng z_2 .

10. Tính toán lại tỉ số truyền u . Khi cần thiết phải kiểm tra sai số $\Delta u \leq 2 \div 3\%$.

11. Xác định các thông số hình học của bộ truyền. Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm.

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = d_1 + 2m$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = d_2 + 2m$
Đường kính vòng đáy	Bánh dẫn	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$
	Bánh bị dẫn	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
Chiều rộng vành răng	Bánh dẫn	$b_1 = b_2 + 6$
	Bánh bị dẫn	$b_2 = \psi_{ba} a$

(Đối với bánh răng thẳng thì góc nghiêng răng $\beta = 0$)

12. Tính vận tốc vòng bánh răng (m/s): $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ và chọn cấp chính xác bộ truyền theo bảng 6.3 [1].

13. Xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền (N):

- Lực vòng : $F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$
- Lực hướng tâm: $F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{nw}$

Đối với bộ truyền bánh răng nghiêng ta tính theo các công thức sau:

- Lực vòng : $F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_1 \cos \beta}{m_n z_1} = \frac{2T_2 \cos \beta}{m_n z_2}$
- Lực hướng tâm: $F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta}$
- Lực dọc trục: $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = F_{a2}$

14. Theo bảng 6.5 [1] ta chọn hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} (đối với bánh răng nghiêng thì tra bảng 6.6 [1]).

Theo bảng 6.11 [1] ta chọn hệ số phân bố tải trọng không đều giữa các răng $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$ tính theo công thức:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cx} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}$$

trong đó: n_{cx} - cấp chính xác bộ truyền.

Khi $n_{cx} \leq 5$, ta có $K_{F\alpha} = 1/\varepsilon_\alpha$; khi $n_{cx} \geq 9$ thì $K_{F\alpha} = 1$.

Suy ra: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}$

Ta có: $Z_M = 275MPa^{1/2}$ do vật liệu là thép

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$$

Đối với bánh răng nghiêng thì:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_{tw}}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

15. Xác định ứng suất tính toán σ_H trên vùng ăn khớp theo công thức:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u+1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

với $[\sigma_H]$ xác định theo công thức đầy đủ như sau:

$$[\sigma_H] = \sigma_{OH \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_I K_{xH}}{S_H}$$

trong đó: Z_R - hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt: Khi $R_a = 1,25 \div 0,63 \mu m$ thì $Z_R = 1$; khi $R_a = 2,5 \div 1,25 \mu m$ thì $Z_R = 0,95$; khi $R_a = 10 \div 2,5 \mu m$ thì $Z_R = 0,9$.

Z_V - hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng: Khi $HB \leq 350$ thì $Z_V = 0,85v^{0,1}$; khi $HB \geq 350$ thì $Z_V = 0,925v^{0,05}$.

K_I - hệ số xét đến ảnh hưởng điều kiện bôi trơn, thông thường chọn $K_I = 1$.

K_{xH} - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng: $K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}}$

Cho phép quá tải đến 5%. Nếu điều kiện bền tiếp xúc không thỏa thì ta tăng chiều rộng vành răng b_2 . Nếu điều này không thỏa ta thay đổi khoảng cách trục a_w hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

16. Tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} theo công thức $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$ và xác định đặc tính so sánh độ bền uốn theo tỷ số $[\sigma_F]/Y_F$. Tính toán tiến hành theo răng có độ bền thấp hơn (trong đó đối với bánh răng nghiêng thì số răng tương đương z_v tính theo công thức $z_v = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta}$).

17. Tính toán giá trị ứng suất uốn tại chân răng theo công thức:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]$$

Đối với bánh răng nghiêng thì kiểm nghiệm theo công thức sau:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w m_n} \leq [\sigma_F]$$

trong đó: $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ - hệ số tải trọng tính; m_m - môđun chia trung bình.

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ - hệ số xét đến ảnh hưởng của trùng khớp ngang

$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \beta / 120$ - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng răng đến độ bền uốn.

Nếu giá trị tính toán nhỏ hơn nhiều so với $[\sigma_F]$ thì bình thường, vì khi thiết kế theo độ bền tiếp xúc thì theo độ bền uốn dư bền rất nhiều. Nếu điều kiện bền uốn không thỏa thì ta tăng môđun m và tương ứng giảm số răng z_1, z_2 (không đổi khoảng cách trục a_w) và tiến hành tính toán kiểm nghiệm lại. Nếu khoảng cách trục a_w không thay đổi thì không ảnh hưởng đến độ bền tiếp xúc.

Nếu tính toán thiết kế theo **độ bền uốn** ta tính theo trình tự:

5. Chọn số răng bánh dẫn $z_1 \geq 17$ và xác định số răng z_2 .

6. Xác định lại chính xác tỷ số truyền u . Khi cần thiết phải kiểm tra sai số $\Delta u \leq 2 \div 3\%$.

7. Tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} theo công thức $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$ và xác định đặc tính so sánh độ bền uốn theo tỷ số $[\sigma_F]/Y_F$. Tính toán tiến hành theo răng có độ bền thấp hơn (trong đó đối với bánh răng nghiêng thì số răng tương đương z_v tính theo công thức $z_v = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta}$).

8. Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{bd} theo bảng 6.16 [1] và hệ số xét đến ảnh hưởng sự phân bố tải trọng không đều theo chiều rộng vành răng $K_{F\beta}$ theo bảng 6.4 [1].

9. Xác định môđun theo độ bền uốn bằng công thức:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{z_1 \psi_{bm} [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$$

trong đó: $\psi_{bm} = b/m = z_1 \psi_{bd}$ được gọi là hệ số chiều rộng vành răng.. Chọn m theo tiêu chuẩn.

10. Xác định các thông số hình học của bộ truyền. Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm.

11. Tính vận tốc vòng bánh răng (m/s): $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ và chọn cấp chính xác bộ truyền theo bảng 6.3 [1].

12. Xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền (N).

13. Theo bảng 6.5 [1] ta chọn hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} (đối với bánh răng nghiêng thì tra bảng 6.6 [1]).

14. Tính toán giá trị ứng suất uốn tại chân răng theo công thức

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]$$

Đối với bánh răng nghiêng thì kiểm nghiệm theo công thức sau:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F Y_\epsilon Y_\beta}{b_w m_n} \leq [\sigma_F]$$

với $[\sigma_F]$ xác định theo công thức đầy đủ như sau:

$$[\sigma_F] = \sigma_{OF\lim} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F}$$

trong đó: K_{FC} - hệ số xét đến ảnh hưởng khi quay hai chiều đến độ bền mỏi; $K_{FC} = 1$ khi quay một chiều, $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$ khi quay hai chiều.

Y_R - hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám: $Y_R = 1$ khi phay và mài răng; $Y_R = 1,05 \div 1,2$ khi đánh bóng.

Y_x - hệ số kích thước: khi tôi bề mặt và thấm nitơ thì $Y_x = 1,05 \div 0,005 m$; đối với gang xám thì $Y_x = 1,075 \div 0,01 m$.

Y_s - hệ số độ nhạy vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng:
 $Y_s = 1,082 \div 0,172 \lg m$.

Cho phép quá tải đến 5%. Không cần kiểm nghiệm theo độ bền tiếp xúc.

Nếu điều kiện bền uốn không thỏa thì ta tăng môđun răng m , hoặc thay đổi vật liệu hoặc phương pháp nhiệt luyện và tính toán lại.

<http://thietkemay.com>