

## TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

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  $u$ .

Các bước từ 1 đến 4 tương tự như tính toán bánh răng trụ.

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 đối với bộ truyền bánh răng côn theo giá trị nhỏ nhất cặp bánh răng. Tuy nhiên khi độ rắn một bánh răng lớn hơn 350HB và khi  $HB_1 - HB_2 \geq 100$  và vận tốc vòng  $v \leq 20 m/s$  thì ứng suất cho phép tính theo công thức

$$[\sigma_H] \approx 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,15[\sigma_{H2}]$$

trong đó:  $[\sigma_{H1}] \leq [\sigma_{H2}]$ .

6. Chọn hệ số chiều rộng vành răng  $\psi_{be} = 0,285$ . Chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính  $K_H = K_{H\beta}$  theo bảng 6.18 [1].

7. Tính toán đường kính  $d_{e1}$  theo công thức:

$$d_{e1} = 95,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{0,85(1 - 0,5\psi_{be})^2 \psi_{be} u [\sigma_H]^2}}$$

8. Chọn số răng  $z_{1p}$  theo bảng sau:

$d_{e1}$	u = 1	u = 2	u = 3,15	u = 4	u = 6
40	24	20	18	16	15
60	24	20	18	16	15
80	25	21	19	17	16
100	25	21	19	17	16
125	26	22	20	18	17
160	27	24	22	21	18
200	30	28	27	29	22

Tùy thuộc vào độ rắn bề mặt ta chọn  $z_1$  theo công thức:

$$\begin{cases} H_1, H_2 \leq 350HB: & z_1 = 1,6z_{1p} \\ H_1 > 350HB; H_2 \leq 350HB: & z_1 = 1,3z_{1p} \\ H_1, H_2 > 350HB: & z_1 = z_{1p} \end{cases}$$

Sau khi chọn  $z_1, z_2$  ta tìm được giá trị  $m_e$  từ công thức:  $d_{e1} = m_e z_1$ ;  $d_{e2} = m_e z_2$  và chọn  $m_e$  theo giá trị tiêu chuẩn.

9. Tính toán lại tỷ số truyền  $u$  kiểm tra sai số tỷ số truyền  $\Delta u \leq 2 \div 3\%$ . Xác định các góc mặt côn chia  $\delta_1$  và  $\delta_2$  theo công thức:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right), \text{ hoặc } u = \frac{1}{\operatorname{tg}\delta_1} = \operatorname{cotg}\delta_1$$

10. Tính các kích thước chủ yếu khác của bộ truyền bánh răng côn. Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm.

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia ngoài	Bánh dẫn	$d_{e1} = m_e z_1$
	Bánh bị dẫn	$d_{e2} = m_e z_2$
Đường kính vòng chia trung bình	Bánh dẫn	$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5\psi_{be})$
	Bánh bị dẫn	$d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5\psi_{be})$
Chiều dài côn ngoài $R_e$		$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Chiều dài côn trung bình $R_m$		$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = 0,5m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

11. Xác định môđun vòng trung bình  $m_m$  theo công thức:  $d_{m1} = m_m z_1$ ;  $d_{m2} = m_m z_2$

Tính vận tốc vòng  $v$  theo đường kính vòng chia trung bình và chọn cấp chính xác bộ truyền theo bảng 6.3 [1].

12. Xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền theo các công thức:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

Với bánh bị dẫn, lực tác dụng có hướng ngược lại, do đó:

$$F_{a2} = F_{r1}; F_{r2} = F_{a1}; F_{t1} = F_{t2}$$

13. Chọn hệ số tải trọng động  $K_{HV}$  và  $K_{FV}$  theo bảng 6.17 [1].

14. Xác định ứng suất tính toán  $\sigma_H$  trên vùng ăn khớp theo công thức bên dưới và so sánh với giá trị cho phép.

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b d_{m1}^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

với  $[\sigma_H]$  xác định theo công thức đầy đủ tương tự như tính toán bánh răng trụ.

Cho phép quá tải đến 5%. Nếu điều kiện bền tiếp xúc không thỏa thì ta tăng chiều rộng vành răng b. Nếu tiếp tục không thỏa ta chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại

15. Xác định số răng  $z_{v1}$  và  $z_{v2}$  tương đương theo công thức:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Sau đó sử dụng công thức  $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$  tính các hệ số  $Y_{F1}$  và  $Y_{F2}$

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.

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

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{0,85 b_w m_m} \leq [\sigma_F]$$

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

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  $m_e$  và tương ứng giảm số răng  $z_1, z_2$  và tiến hành tính toán kiểm nghiệm lại.

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 và xác định các góc mặt côn chia  $\delta_1$  và  $\delta_2$  theo công thức:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right), \text{ hoặc } u = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{cotg} \delta_1$$

7. Xác định số răng tương đương  $z_{v1}$  và  $z_{v2}$  theo công thức:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Sau đó sử dụng công thức  $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$  tính các hệ số  $Y_{F1}$  và  $Y_{F2}$

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.

8. Chọn hệ số chiều rộng vành răng  $\psi_{bd}$  theo bảng 6.16 hoặc hệ số  $\psi_{be} = 0,285$ . Tính hệ số xét đến ảnh hưởng sự phân bố tải trọng không đều theo chiều rộng vành răng  $K_{F\beta}$  theo công thức:  $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5$

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

$$m_e = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_{F1}}{0,85 \psi_{bd} z_1 [\sigma_F] (1 - 0,5 \psi_{be})^2}}$$

10. Xác định các kích thước bộ truyền bánh răng. Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm.

11. Tính vận tốc vòng trung bình  $v$  theo đường kính vòng chia trung bình  $d_m$  và chọn cấp chính xác bộ truyền theo bảng 6.3 [1].

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

13. Chọn hệ số tải trọng động  $K_{Fv}$  theo bảng 6.17 [1].

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

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{0,85 b_w m_m} \leq [\sigma_F]$$

với  $[\sigma_F]$  xác định theo công thức đầy đủ tương tự như tính toán bánh răng trụ.

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>