

3.3.1. Приклад 3. Розрахунок параметрів відкритої циліндричної зубчастої передачі приводу

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати відкриту циліндричну прямозубу передачу при $P_1 = 10$ кВт, частоті обертання $n_1 = 750$ хв⁻¹, $n_2 = 375$ хв⁻¹. Навантаження передачі – середнє нормальне (СН), коефіцієнт перевантаження $K_n = 1,8$, термін служби $L = 22\ 000$ год. Режим роботи реверсивний. Матеріали для обох зубчастих коліс – сталь 40Х з об'ємним загартуванням і відпусканням до твердості HRC 48.

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2 = 750/375 = 2.$$

3. Знайти обертальний момент на валі колеса:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{9,8}{375} = 249,6, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $P_2 = P_1 \cdot \eta = 10 \cdot 0,98 = 9,8$ кВт.

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів.

Для зубів шестірні і колеса границі витривалості зубів [25, п. 22.11], МПа:

- базове число циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

- еквівалентна кількість циклів навантаження:

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 750 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 39,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 375 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 19,8 \cdot 10^6$$

де $L_h = 22\ 000$ год. – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – число зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі);

$K_{FE} = 0,04$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження, який визначають відповідно до циклограми [25, рис. 2.2, а] або типових режимів навантаження деталей машин [25, рис. 2.3], наведений в [25, табл. 4.1].

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

Якщо $N_{Fo} < N_{FE1}$ і $N_{Fo} < N_{FE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубів шестірні і колеса $K_{FL} = 1$.

- границя витривалості зубів при згині:

$\sigma_{Fo1} = 600$ МПа і $\sigma_{Fo2} = 600$ МПа – вибирають з [25, табл. 22.6] за величиною твердості зубів;

- допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1/1,8 = 233, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1/1,8 = 233, \text{ МПа};$$

де $K_{FC} = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

$K_{FR} = 1,0$ – для не шліфованої поверхні;

$S_F = (1,7 \dots 2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розраховуємо модуль m' в зачепленні:

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A Y_F \cdot 10^3}{z_3^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u}} =$$

$$1,4 \sqrt[3]{\frac{249,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 3,75 \cdot 10^3}{18^2 \cdot 0,6 \cdot 233 \cdot 2}} = 3,2, \text{ мм}$$

де $K_m = 1,4$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

$\psi_{bd} = 0,6$ – коефіцієнт ширини вінця відносно діаметра колеса, який залежить від твердості і розташування коліс відносно опор; [1, табл. 4.2.8];

$K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за міцності на згин [1, рис. 4.2.2, г].

$K_d = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 18$ – число зубів шестірни;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 2 = 36$.

$Y_F = 3,75$ – коефіцієнт, що враховує форму зубів, приймають за графіком [22, рис. 12.23] відповідно до коефіцієнта зміщення x і числа зубів z прямозубого колеса.

Значення модуля округляють до найближчого значення $m_n \approx 3,5$ мм відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 262].

5. Визначити основні параметри передачі:

5.1. Дійсне передаточне число передачі:

$$u_d = z_2 / z_1 = 36 / 18 = 2.$$

5.2. Діаметри зубчастих коліс:

• початкові:

$$d_{w1} = m_n \cdot z_1 = 3,5 \cdot 18 = 63, \text{ мм};$$

$$d_{w2} = m_n \cdot z_2 = 3,5 \cdot 36 = 126, \text{ мм};$$

• вершин зубів:

$$d_{a1} = m_n \cdot (z_1 + 2) = 3,5 \cdot (18 + 2) = 70, \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m_n \cdot (z_2 + 2) = 3,5 \cdot (36 + 2) = 133, \text{ мм};$$

• ніжок зубів:

$$d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5) = 3,5 \cdot (18 - 2,5) = 54,25, \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5) = 3,5 \cdot (36 - 2,5) = 117,25, \text{ мм}.$$

5.3. Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (18 + 36) = 94,5, \text{ мм}.$$

5.4. Ширина вінця зубчастого колеса:

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,6 \cdot 63 = 37,8, \text{ мм}.$$

Обчислене числове значення ширини вінця b_2 округлити до цілого числа $b_2 = 38$ мм.

5.5. Ширина вінця шестірни:

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 38 + 5 = 43, \text{ мм}.$$

6. Перевірка втомної витривалості зубів при згині:

6.1. Колова сила в зачепленні:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3 \text{ Н}.$$

де

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P}{n_1} = 9550 \cdot \frac{10}{750} = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

6.2. Колова швидкість коліс:

$$v = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 63 \cdot 750 / (60 \cdot 10^3) = 2,47, \text{ м/с}.$$

6.3. Ступінь точності зубів зубчастої передачі – 8, залежно від колової швидкості для силових передач за [25, табл. 22.2].

6.4. $K_{Fv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4].

6.5. $K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за витривалості зубців при згині [1, рис. 4.2.2, г].

6.6. $K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4].

6.7. Визначають питому розрахункову колову силу:

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 139, \text{ Н/мм.}$$

6.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F2}.$$

7. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

7.1. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині [25, формула (23.31):

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax2}.$$

де $[\sigma]_{Fmax1} = [\sigma]_{Fmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 980 = 588, \text{ МПа.}$

Розрахунок максимального напруження на згин за максимальних перевантаженнях проводять для менш міцного колеса передачі за допустимих граничних напруженнях згину $[\sigma]_{Fmax}$, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196].

8. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі, для чого визначити розрахункові напруження σ_H .

• питома розрахункова колова сила:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 133, \text{ Н/мм,}$$

де $K_{Hv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4];

$K_{H\beta} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 23.8];

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять за [1, табл. 4.2.4];

$b_2 = 38 \text{ мм}$ – ширина вінця колеса.

• розрахункові контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot u \pm 1}{d_{w1} \cdot u}} =$$

$$= 1,77 \cdot 275 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{133 \cdot (2+1)}{63 \cdot 2}} = 771, \text{ МПа},$$

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3];

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3];

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta = 1,77 \cdot \cos 0^\circ = 1,77;$$

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3];

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,61)}{3}} = 0,89$$

де $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2) = [1,88 - 3,2 \cdot (1/18 + 1/36)] = 1,61$.

- умова міцності за максимальних контактних напружень:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_H} = 771 \cdot \sqrt{1,8} = 1034 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max}.$$

де $[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження; залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 287];

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 786 = 2201, \text{ МПа}.$$

9. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

9.1. Уточнений крутний момент на шестірні і зубчастому колесі:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_D = 127,3 \cdot 2 / 2 = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot u / u_D = 249,6 \cdot 2 / 2 = 249,6, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.2. Колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 249,6 / 126 = 3961,9, \text{ Н}.$$

9.3. Радіальні сили:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4041,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1471, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3961,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1442, \text{ Н},$$

де $\alpha = 20^\circ$.