

3.1.1. Приклад 1. Розрахунок параметрів закритої косозубої передачі редуктора .

Початкові дані:

Схема редуктора – [1, рис. 4.2.2, г, схема 6].

$T_1 = 136,06 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_2 = 558,06 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_1 = 202,85 \text{ хв}^{-1}$; $u = 4,31$ [1, табл. 2.4.1]; $T_{\max} / T_{ном} = 1,8$ [1, п. 18.13]

Матеріал шестірні – 45Х (ГОСТ 4543-71),

$HB_1 = 270$; $\sigma_{b1} = 850 \text{ МПа}$; $\sigma_{т1} = 650 \text{ МПа}$;

Матеріал зубчастого колеса 50 (ГОСТ 1050-88),

$HB_2 = 250$; $\sigma_{b2} = 750 \text{ МПа}$; $\sigma_{т2} = 530 \text{ МПа}$.

Термообробка – «поліпшення» [1, п. 3.4].

$[\sigma]_H = 457 \text{ МПа}$ [1, п. 3.4, приклад 2];

$[\sigma]_{H \max 1} = 1820 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H \max 2} = 1484 \text{ МПа}$;

$\sigma_{F \max 1} = 729 \text{ МПа}$; $\sigma_{F \max 2} = 675 \text{ МПа}$.

Режим навантаження – легкий (Л) [1, п. 3.4] .

Передача нереверсивна. Виробництво – одиничне.

Розрахунок:

1. Визначити розрахунковий діаметр шестірні

$$d'_y = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} [\sigma']_H^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u^2} \cdot 10^3} =$$

$$= 67,5 \sqrt[3]{\frac{558,1 \cdot 1,05 \cdot 1,1}{0,9 \cdot 457^2} \cdot \frac{4,31 + 1}{4,31^2} \cdot 10^3} = 68,4 \text{ мм},$$

де $k_d = 67,5 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубих коліс;

$\psi_{bd} = 0,9$ – коефіцієнт ширини вінця щодо діаметра шестірні;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ залежить від твердості та розташування коліс щодо опор

[1табл. 4.2.8];

$k_{H\beta} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності, який залежить від твердості HB, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта $\psi_{bd} = 0,9$) [1 рис. 4.2.2, а];

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

(+) – зачеплення зовнішнє [1, рис. 3.1.1].

2. Визначити основні параметри передачі

2.1. Ширина вінця:

- колеса $b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d'_1 = 0,9 \cdot 68,4 = 61,6$ мм $b_2 = 61,6$ мм

- шестірні $b_1 = b_2 - 3 = 61 + 3 = 64$ мм

2.2. Розрахункова міжосьова відстань

$$a'_w = \frac{d'_1(u+1)}{2} = \frac{68,4(4,31+1)}{2} = 181,6 \text{ мм}$$

Прийняти $a_w = 180$ мм [1 табл. 4.2.2].

2.3. Прийняти попередньо кут нахилу зуба $\beta' = 12^\circ$:

- для коефіцієнта осьового перекриття $\varepsilon_\beta = 1,0$ визначити оптимальне значення модуля:

$$m_{\text{opt}} = b_2 \sin \frac{\beta'}{\pi} = 61 \sin \frac{12^\circ}{\pi} = 4,04 \text{ мм},$$

- для $z'_1 = 17$, визначити максимальне значення модуля зачеплення:

$$m_{\text{max}} = d'_1 \cos \frac{\beta'}{z'_1} = 68,4 \cos \frac{12^\circ}{17} = 3,72 \text{ мм}$$

Прийняти $m_m \approx 4,0$ мм [1 табл. 4.2.5].

2.4. Сумарне число зубів передачі

$$z'_\Sigma = 2a_{w1} \cos \frac{\beta'}{z'_1} = 2 \cdot 180 \cdot \cos \frac{12^\circ}{4,0} = 88.$$

Прийняти $z_\Sigma = 88$.

2.5. Кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} = \frac{88 \cdot 4,0}{2 \cdot 180} = 0,9778;$$

$$\beta = \arccos \beta = 12,01036^\circ = 12^\circ 06' 13''.$$

2.6. Число зубів шестірні

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{88}{4,31+1} = 16,6$$

Прийняти $z_1 = 17$.

Число зубів колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 88 - 17 = 71.$$

2.7. Дійсне передатне число передачі

$$u_D = \frac{z_2}{z_1} = \frac{71}{17} = 4,17$$

2.8. Діаметри початкових кіл коліс

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4,0 \cdot 17}{0,9778} = 69,55 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4,0 \cdot 71}{0,9778} = 290,45 \text{ мм}$$

3. Перевірити втомну контактну витривалість зубів

3.1. Колова сила в зачепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 136,0}{69,55} = 3913 \text{ Н}$$

3.2. Колова швидкість коліс

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 69,55 \cdot 202,85}{60 \cdot 10^3} = 0,74 \text{ м/с}$$

3.3. Ступінь точності зубів знаходять за коловою швидкістю та кутом нахилу зуба. Згідно [1 табл.4.2.12] прийняти ступінь 9.

3.4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні $k_{Hv} = 1,02$, за даними швидкостями, ступеня точності та твердості зубів відповідно [1, табл. 4.2.10].

3.5. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно [1, табл. 4.2.11] знаходять за коловою швидкістю та ступенем точності $k_{Ha} = 1,13$.

3.6. Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує нерівномірність поділу навантаження по ширині вінця при втомній витривалості зубів. Залежить від твердості НВ зубів, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта ψ_{ba} ширини вінця щодо діаметра шестерні [1, рис 4.2.2, а, б].

3.7. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \frac{F_t k_{H\beta} k_{Hv} k_{Ha} k_A}{b_2} = \frac{3913 \cdot 1,05 \cdot 1,02 \cdot 1,13 \cdot 1,1}{61} = 85,4 \text{ Н/м}$$

3.8. Розрахункові допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку, МПа:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} z_{N1} z_R z_v z_x}{S_{H1}} = \frac{610 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,1} = 485 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} z_{N2} z_R z_v z_x}{S_{H2}} = \frac{570 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,2} = 482 \text{ МПа}$$

де $\sigma_{H \lim 1} = 610 \text{ МПа}$, $\sigma_{H \lim 2} = 570 \text{ МПа}$ – границя контактної витривалості, МПа [1, п. 3.2.3, приклад 2, підп. 2.4];

$Z_{N1} = 0,92$; $Z_{N2} = 0,98$ – коефіцієнти довговічності [1, п. 3.2.3, приклад 2, підп. 2.3];

Z_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхонь зубів [1, табл. 4.8.3].

Для 9-го ступеня точності зачеплення

$$R_a = 3,2 \dots 6,3; \quad Z_R = 0,95;$$

$Z_v = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує вплив коллової швидкості коліс (1, рис. 3.4.6);

$Z_x = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса (1, рис. 3.4.7), для $d_w < 700 \text{ мм}$ $Z_x = 1,0$;

$$S_H = 1,1 \text{ – коефіцієнт запасу міцності [1, п. 3.4. підп. 2.3].}$$

Допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(485 + 482) = 435 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H2 \min} = 1,25 \cdot 482 = 602 \text{ МПа}$$

3.9. Розрахункові контактні напруження та умова витривалості зубів:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u_d \pm 1}{u_d}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = 2,47 \cdot 190 \cdot 0,78 \sqrt{\frac{85,4}{69,55} \cdot \frac{4,17+1}{4,17}} = 452 \text{В МПа} > 435 \text{ МПа}$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів.

$$Z_H \approx 2,50 \sqrt{\cos \beta} \approx 2,5 \sqrt{0,978} = 2,47;$$

$Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,61}} = 0,78;$$

ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta = \\ &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{71} \right) \right) \cos 12,10^\circ = 1,61. \end{aligned}$$

Перевантаження передачі $(452 - 435)100/452 = 3,9 \% < 5 \%$, що допускається.

4. Перевірний розрахунок втомної витривалості зубів при згині

4.1. Коефіцієнт, $k_{Fv} = 1,04$ враховує динамічне навантаження в зачепленні [1, табл. 4.2.10] залежить від колової швидкості, ступеня точності, твердості зубів.

4.2. Коефіцієнт, $k_{F\beta} = 1,11$ враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубів на згин знаходять за твердістю НВ, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта щодо діаметра шестерні ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, в].

4.3. Коефіцієнт, $k_{Fa} = 1,35$ враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно [1, табл. 4.2.11] з урахуванням швидкості та ступені точності).

4.4. Питома розрахункова колова сила

$$W_{Ft} = \frac{F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{Fa} k_A}{b_2} = \frac{3913 \cdot 1,11 \cdot 1,04 \cdot 1,35 \cdot 1,1}{60} = 111,8 \text{ Н/мм} \cdot$$

4.5. Еквівалентне число зубів

$$z_{1E} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 12,104^\circ} = \frac{17}{0,9778^3} = 18,1;$$

$$z_{2E} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{z_2}{\cos^3 12,104^\circ} = \frac{71}{0,9778^3} = 76,0.$$

4.6. Коefіцієнт, що враховує форму зубів знаходять за еквівалентним числом зубів і коefіцієнтом зміщення [1, рис. 4.2.3]

$$Y_{FS1} = 4,08,$$

$$Y_{FS2} = 3,72.$$

4.7. Допустимі напруження при згині для перевірного розрахунку:

- базове число циклів напружень $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$;
- -еквівалентне число циклів навантаження:

$$N_{FE} = 60n_1L_h c K_{FE}$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 202,85 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0,656 = 104,5 \cdot 10^6$$

$$N_{FE1} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{104,5 \cdot 10^6}{4,33} = 24,1 \cdot 10^6.$$

де $L_h = 13140$ год. [1, п. 3.4] – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – число зачеплень зубів за один оберт колеса;

K_{FE} – коefіцієнт інтенсивності навантаження

$$K_{FE} = \sum \left(\left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{q_F} \cdot \left(\frac{t_i}{L_h} \right) \right) =$$

$$= \sum (1^6 \cdot 0,6 + 0,8^6 \cdot 0,2 + 0,5^6 \cdot 0,2) = 0,656$$

q_F – показник степеня кривої втоми: $q_F = 6$ – для $HВ < 350$;

- коefіцієнт довговічності роботи передачі

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE1}}} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{104,5 \cdot 10^6}} = 0,58;$$

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE2}}} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{24,1 \cdot 10^6}} = 0,74.$$

Для $N_{F\lim} \leq N_{FE1}$; $Y_{N1} = 1$; $N_{F\lim} < N_{FE2}$; $Y_{N2} = 1$

• границя витривалості зубів при згині знаходять за даними [1, табл. 3.4.1]:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 HB_1 = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 HB_2 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа}$$

• допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X}{S_F} = \frac{750,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,04}{1,8} = 433 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X}{S_F} = \frac{750,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,03}{1,8} = 429 \text{ МПа}$$

де Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба:

$$Y_A = 1,0 \text{ – за відсутності реверса;}$$

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зуба,

$$Y_R = 1,0 \text{ – для нешліфованої поверхні;}$$

Y_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса:

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 d_{w1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 69 = 1,04$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 d_{w2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 290 = 1,03$$

$S_F = 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності

4.8. Розрахунок виконуємо для елемента пари "шестірня - колесо", який має менше значення відношення $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}}$ або $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}}$

$$\frac{[\sigma]_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{433}{4,20} = 1,03 \quad \frac{[\sigma]_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{426}{3,72} = 1,15$$

Подальший розрахунок виконуємо для шестірні.

4.9. Розрахувати напруження при згині зуба та умови витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F1},$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{4,20 \cdot 0,89 \cdot 0,63 \cdot 111,8}{4,0} = 65,8 \text{ МПа} \leq 433 \text{ МПа},$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба:

$$Y_\beta = 1 - \beta^0 / 120^0 = 1 - 128 / 120 = 0,89$$

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a} = \frac{1}{1,6} = 0,625$$

5. Перевірити міцність зубів при перевантаженнях

5.1 Умова міцності зубів за максимальними контактними напруженнями:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 452 \sqrt{1,8} = 590 \leq [\sigma]_{H \max 2} = 1484 \text{ МПа}$$

5.2. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 65,8 \cdot 1,8 = 118 \leq [\sigma]_{F \max 2} = 675 \text{ МПа}$$

6. Сили в зачепленні зубчастих коліс

6.1. Уточнений крутний момент на шестірні

$$T_{1y} = \frac{T_1 \cdot u}{u_d} = \frac{136,1 \cdot 4,31}{4,17} = 140,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

6.2. Колові сили

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1y}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 140,1}{69,55} = 4028 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 558,1}{290,45} = 3843 \text{ Н}$$

6.3. Радіальні сили

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{4028 \cdot \text{tg} 20^0}{\cos 12,103^0} = 1499 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3843 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,103^\circ} = 1430 \text{ Н}$$

6.4. Осьові сили

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 4028 \operatorname{tg} 12,103^\circ = 864 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 3843 \operatorname{tg} 12,103^\circ = 824 \text{ Н}$$

Розраховані параметри й розміри коліс закритої косозубої циліндричної передачі (рис. 3.1):

$$a_w = 180 \text{ мм}; m_n = 4,0 \text{ мм}; \beta = 12,103^\circ = 12^\circ 06' 13'';$$

$$z_1 = 17; d_{w1} = 69,55 \text{ мм}; b_1 = 59 \text{ мм}; u_d = 4,31;$$

$$z_2 = 71; d_{w1} = 290,45 \text{ мм}; b_2 = 62 \text{ мм};$$

3.2. Розрахунок закритих передач (відносно a_w)

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Рекомендується така послідовність розрахунку передачі:

1. Визначити передаточне число.

2. Знайти обертальний момент на валі колеса T_2 , Н·м

3. Вибрати матеріали коліс і визначити термічну обробку [22, с. 175], [15], яка поділяє матеріали на дві групи залежно від величини твердості:

- *перша група* – з твердістю ≤ 350 НВ (нормалізація, загартування, поліпшення);

- *друга група* – з твердістю > 350 НВ (об'ємне загартування, цементация, азотування).

4. За даними графіка [22, рис. 12.21] для шестірні і колеса базу випробувань N_{H_0} беруть залежно від твердості НВ робочих поверхонь зубів; при розрахунку на згин зубів базу випробувань беруть $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$.

Для режиму *постійного навантаження* еквівалентне число циклів N_{HE} [22, формула (12.58)] і N_{FE} [22, формула (12.75)]. При *ступінчастому навантаженні* [22, рис. 12.22] еквівалентне число циклів визначити за *циклограмою навантажень* N_{HE} [22, формула (12.59)] і [22, формула (12.76)]. Визначити коефіцієнт довговічності N_{FE} , K_{HL} [22, рис. 12.20] і K_{FL} [22, формула (12.74)].