6. Расчет открытой зубчатой передачи

В расчетах открытых зубчатых прямозубых передачах зуб рассматривают как балку, жестко закрепленную одним концом.

Примем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали с различной термообработкой (полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 120 мм) [1, гл.3, табл.3.3]: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB_3 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость – HB_4 200.

Допускаемые контактные напряжения [1, формула (3.9)]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По [1, гл.3, табл.3.2] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее $HB\,350$ и термической обработкой (улучшением)

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70;$$

K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают $K_{HL} = 1$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1{,}15$.

Допускаемое контактное напряжение для конической пары колес определяем по контактным напряжениям колеса, так как оно изготавливается из материала с меньшей твердостью:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H_4}] = \frac{(2HB_4 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1{,}0}{1{,}15} \approx 409 \text{ МПа}.$$

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба определяется по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{\vartheta_F \cdot b \cdot m} \le [\sigma_F].$$

Чтобы вывести формулу для проектировочного расчета на изгиб, введем коэффициент $\psi_{bm} = \frac{b}{m}$. На основании этого получаем формулу для определения модуля зацепления:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F}{[\sigma_F] \cdot \psi_{bm} \cdot z}}$$

В нашем случае крутящий момент $T_3 = T_2 = 74{,}14$ Н · м, так как шестерня открытой зубчатой передачи находится на одном валу с коническим колесом; $T_4 = 963{,}82$ Н · м.

Количеством зубьев z_3 задаемся самостоятельно и принимаем $z_3 = 20$, тогда при передаточном отношении $i_{\text{открытой}} = 13$, количество зубьев на зубчатом венце:

$$z_4 = z_3 \cdot i_{\text{открытой}} = 20 \cdot 13 = 260.$$

При условиях: $\psi_{ba} = \dfrac{b}{a_w}$, $a_w = \dfrac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2}$ и для прямозубых передач $\psi_{ba} \le 0{,}25$ получаем формулу для определения коэффициента ψ_{bm}:

$$\psi_{bm} = \frac{(z_3 + z_4)}{8} = \frac{20 + 260}{8} = 35.$$

Y_F – коэффициент формы зуба: $z_3 = 20$ – $Y_{F3} = 4{,}09$; $z_4 = 260$ – $Y_{F4} = 3{,}60$ [см. 1, стр.42].

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\upsilon}$.

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, принимаем $K_{F\beta} = 1{,}23$ (среднее значение коэффициента по табл. 3.7 [1] для несимметричного расположения колес и твердости $HB < 350$).

Коэффициент $K_{F\upsilon}$, учитывающий динамическое действие нагрузки, принимаем $K_{F\upsilon} = 1{,}45$ (значение для прямозубых передач по табл. 3.8. [1] при твердости $HB < 350$, скорости $V = 3 \div 8$ м/с и 8-й степени точности)

Итак, $K_F = 1{,}23 \cdot 1{,}45 = 1{,}7835$.

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба [1, стр.43, 3.24]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\lim b}}{[S_F]}.$$

По табл. 3.9 [1] для стали 45 улучшенной при твердости $HB < 350$ $\sigma^0_{F\lim b} = 1{,}8HB$.

Для шестерни $\sigma^0_{F\lim b3} = 1{,}8 \cdot 230 \approx 414$ МПа;

для колеса $\sigma^0_{F\lim b4} = 1{,}8 \cdot 200 = 360$ МПа.

Коэффициент запаса прочности $[S_F]$ определяется как произведение двух коэффициентов: $[S_F] = [S_F]'[S_F]''$.

Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес; его значения приведены в [1, табл.3.9] при вероятности неразрушения 99%. Принимаем $[S_F]' = 1{,}75$.

Второй множитель $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса [1, стр.44]. Принимаем $[S_F]'' = 1{,}0$ для поковок и штамповок.

Следовательно

$$[S_F] = 1{,}75 \cdot 1{,}0 = 1{,}75.$$

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость:

для шестерни: $[\sigma_{F3}] = \dfrac{\sigma^0_{F\lim b3}}{[S_F]} = \dfrac{414}{1{,}75} = 236$ МПа;

для колеса $[\sigma_{F4}] = \dfrac{\sigma^0_{F\lim b4}}{[S_F]} = \dfrac{360}{1{,}75} = 206$ МПа.

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

для шестерни $\frac{[\sigma_{F3}]}{Y_{F3}} = \frac{236}{4,09} = 57,7$ МПа;

для колеса $\frac{[\sigma_{F4}]}{Y_{F4}} = \frac{206}{3,60} = 57,22$ МПа.

Расчет ведем для зубьев колеса, для которого найдено меньшее отношение.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_4 \cdot K_F \cdot Y_F}{[\sigma_{F_4}] \cdot \psi_{bm} \cdot z_4}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 963,82 \cdot 10^3 \cdot 1,7835 \cdot 3,6}{206 \cdot 35 \cdot 260}} = 1,876$$

Для открытой зубчатой передачи модуль зацепления не должен быть меньше 1,876. Принимаем $m = 2$.

Диаметры делительные

$$d_3 = z_3 \cdot m = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм};$$

$$d_4 = z_4 \cdot m = 260 \cdot 2 = 520 \text{ мм}.$$

В этом случае межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{520 + 40}{2} = 280 \text{ мм}.$$

Ширина колеса $b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 280 = 70$ мм; ширина шестерни $b_3 = b_4 + 5 = 75$ мм.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_3}{d_3} = \frac{75}{40} = 1,875.$$

Окружная скорость колеса:

$$V = \frac{\omega_3 d_3}{2} = \frac{76,1835 \cdot 40}{2 \cdot 10^3} = 1,524 \text{ м/с},$$

где $\omega_3 = \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{\text{редуктора}}} = \frac{152,367}{2} = 76,1835$ м/с – угловая скорость ведомого вала.

Для открытой зубчатой передачи назначаем 8-ю степень точности.

Для проверки контактных напряжений определяем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\upsilon}.$$

По табл. 3.5 [1] при $\psi_{bd} = 1,875$, передачи с несимметричным расположением колес по отношению к опорам и твердости $HB < 350$ коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба $K_{H\beta} = 1,27$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями $K_{H\alpha} = 1,09$ [см. 1, табл. 3.4].

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяется по табл. 3.6 [1]. Для прямозубых колес при $V > 5$ м/с принимаем $K_{H\upsilon} = 1{,}05$.

Таким образом:

$$K_H = 1{,}27 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}05 = 1{,}453515.$$

Проверяем контактное напряжение по формуле:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w}\sqrt{\frac{T_{\text{зубчатом венце}} \cdot K_H \cdot \left(i_{\text{открытой}} + 1\right)^3}{b_4 \cdot i^2_{\text{открытой}}}};$$

$$\sigma_H = \frac{310}{280}\sqrt{\frac{963{,}82 \cdot 10^3 \cdot 1{,}453515 \cdot (13+1)^3}{70 \cdot 13^2}} = 631{,}12 \text{ МПа}.$$

$\sigma_H > \left[\sigma_{H_2}\right]$. Требуемое условие не выполнено. Принимаем для открытой зубчатой передачи $m = 4$ и делаем расчет на проверку контактной прочности еще раз.

Диаметры делительные

$$d_3 = z_3 \cdot m = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм};$$

$$d_4 = z_4 \cdot m = 260 \cdot 4 = 1040 \text{ мм}.$$

В этом случае межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{80 + 1040}{2} = 560 \text{мм}.$$

Ширина колеса $b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0{,}25 \cdot 560 = 140$ мм; ширина шестерни $b_3 = b_4 + 5 = 140 + 5 = 145$ мм.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_3}{d_3} = \frac{145}{80} = 1{,}8125.$$

Окружная скорость колеса:

$$V = \frac{\omega_3 d_3}{2} = \frac{76{,}1835 \cdot 80}{2 \cdot 10^3} = 3{,}05 \text{ м/с},$$

где $\omega_3 = \omega_2 = \dfrac{\omega_1}{i_{\text{редуктора}}} = \dfrac{152{,}367}{2} = 76{,}1835$ м/с – угловая скорость ведомого вала.

Для открытой зубчатой передачи назначаем 8-ю степень точности.

Для проверки контактных напряжений определяем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\upsilon}.$$

По табл. 3.5 [1] при $\psi_{bd} = 1{,}8125$, передачи с несимметричным расположением колес по отношению к опорам и твердости $HB < 350$ коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба $K_{H\beta} = 1{,}25$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями $K_{H\alpha} = 1{,}09$ [см. 1, табл. 3.4].

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяется по табл. 3.6 [1]. Для прямозубых колес при $V > 5$ м/с принимаем $K_{H\upsilon} = 1{,}05$.

Таким образом:

$$K_H = 1{,}25 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}05 = 1{,}430625.$$

Проверяем контактное напряжение по формуле:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w}\sqrt{\frac{T_{\text{зубчатом венце}} \cdot K_H \cdot \left(i_{\text{открытой}} + 1\right)^3}{b_4 \cdot i^2_{\text{открытой}}}};$$

$$\sigma_H = \frac{310}{560}\sqrt{\frac{963{,}82 \cdot 10^3 \cdot 1{,}430625 \cdot (13+1)^3}{140 \cdot 13^2}} = 221{,}37 \text{ МПа}.$$

$\sigma_H < \left[\sigma_{H_2}\right]$. Требуемое условие выполнено.

Силы, действующие в зацеплении:

окружная

$$F_{t3} = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 74.14 \cdot 10^3}{80} = 1853{,}5 \text{ Н};$$

радиальная

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot tg20^\circ = 1853{,}5 \cdot 0{,}364 = 674{,}674 \text{ Н}.$$