

2.3 Расчет конической ступени редуктора

Ниже приводится алгоритм расчета прямозубых конических ступеней редуктора. Расчет конических передач с круговыми зубьями в целях простоты исключен из рассмотрения. Интересующиеся могут ознакомиться с ним в пособиях [1, 2, 9].

2.3.1 Исходные данные расчета:

n_1 – частота вращения конической шестерни, об/мин;

n_2 – частота вращения конического колеса, об/мин;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

u – передаточное число ступени.

На рис. 7 приведена схема сопряжения конической пары по делительным поверхностям шестерни и колеса, на которой указаны средняя точка зацепления M и внешняя точка зацепления E , также обозначены основные геометрические параметры.

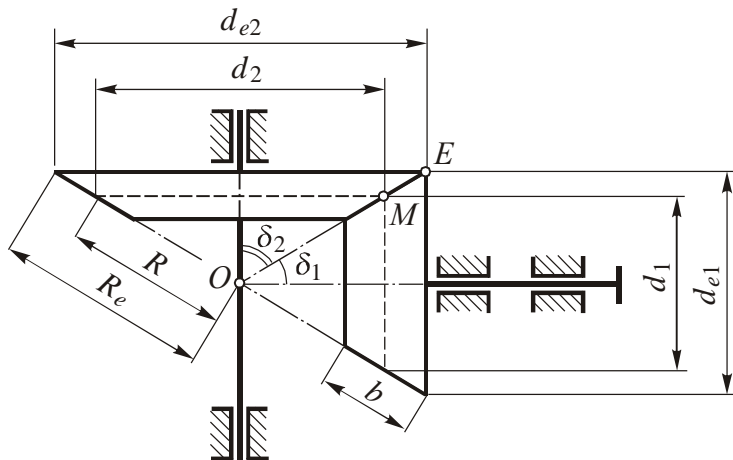


Рис. 7

(Не повторяя всю процедуру расчета для быстроходной цилиндрической ступени, приведем лишь особенность выбора исходных данных и конечные результаты)

2.2' Расчет быстроходной цилиндрической ступени

2.2'.1 Исходные данные расчета

| Вал | Колесо | n , об/мин | N , кВт | T , Н·м | | |
|-----|------------|--------------|-----------|-----------|----------------|----------------|
| 0 | – | 1445 | 4,821 | 31,88 | | |
| 1 | 1(ш) | 1445 | 4,725 | 31,24 | | |
| 2 | 2(к), 3(ш) | 280,2 | 4,631 | 157,9 | | |
| 3 | 4(к) | 60,21 | 4,538 | 720,1 | и _б | и _т |
| 4 | 5(ш) | 60,21 | 4,447 | 705,6 | | |
| 5 | 6(к) | 30,03 | 4,180 | 1330 | 5,157 | 4,65 |

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,24 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 157,9 \text{ Н·м};$$

$$u = 5,157.$$

Результаты расчетов быстроходной ступени

| Колесо | a_w , мм | m , мм | β , град | u | z | b , мм | d , мм | d_a , мм | d_f , мм | v , м/с |
|--------|------------|----------|----------------|-------|-----|----------|----------|------------|------------|-----------|
| 1 (ш) | 180 | 2,5 | 15,14 | 5,318 | 22 | 50 | 56,98 | 61,98 | 50,73 | 4,309 |
| 2 (к) | | | | | 117 | 45 | 303,0 | 308,0 | 296,8 | |

| Колесо | F_t , Н | F_r , Н | F_a , Н |
|--------|-----------|-----------|-----------|
| 1 (ш) | 1097 | 413,6 | 296,8 |
| 2 (к) | | | |

2.3.2 Проектировочный расчет имеет целью определение основного габаритного параметра передачи – внешнего делительного диаметра d_{e2} . Расчет ведут по условию контактной выносливости зубьев в следующей последовательности:

Вычисляют предварительное значение внешнего делительного диаметра d'_{e2} , мм:

$$d'_{e2} = K \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\vartheta_H}},$$

где коэффициент K принимают по табл. 12; опытный коэффициент $\vartheta_H = 0,85$ учитывает понижение контактной прочности конических передач по сравнению с цилиндрическими.

Находят приблизительное значение окружной скорости v'_m , м/с, на среднем делительном диаметре:

$$v' = \frac{\pi d'_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 K_{be}),$$

где коэффициент ширины зубчатого венца $0,25 \leq K_{be} \leq 0,3$. Обычно принимают $K_{be} = 0,285$.

Таблица 12

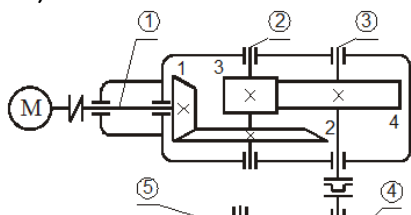
| | | | |
|------------------------------------|--|--|--|
| Твердость поверхности зубьев колес | $H_1 \leq 350 \text{ HB}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ | $H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ | $H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$ |
| Коэффициент K | 30 | 25 | 22 |

По табл. 7 назначают степень точности $n_{\text{ст}}$ передачи.

Уточняют значение внешнего делительного диаметра по формуле

2.3 Расчет конической ступени редуктора

(Предположим, что в рассмотренном выше задании вместо соосного редуктора был бы предложен редуктор коническо-цилиндрического типа:



Рассчитаем коническую прямозубую быстроходную ступень редуктора при следующих данных, полученных в результате кинематического расчета привода:

| Вал | Колесо | n , об/мин | N , кВт | T , Н·м | | |
|-----|------------|--------------|-----------|-----------|----------------|----------------|
| 0 | – | 1445 | 4,871 | 32,21 | | |
| 1 | 1(ш) | 1445 | 4,74 | 31,56 | | |
| 2 | 2(к), 3(ш) | 374,6 | 4,620 | 118,1 | | |
| 3 | 4(к) | 80,27 | 4,538 | 540,1 | и _Б | и _Т |
| 4 | 5(ш) | 80,27 | 4,447 | 529,3 | | |
| 5 | 6(к) | 30,03 | 4,180 | 1330 | | |
| | | | | | 3,857 | 4,667 |

Допускаемые напряжения (раздел 2.1) по сравнению с уже рассмотренным примером, хотя слегка и изменятся, но для понимания сути вопроса это не имеет существенного значения и мы позволим себе их не корректировать)

2.3.1 Исходные данные

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 374,6 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,56 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 118,1 \text{ Н·м};$$

$$u = 3,857.$$

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_2 u}{9_H [\sigma_H]^2}}, \quad (17)$$

где

размерный множитель $K_d = 1650 \text{ МПа}^{1/3}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, выбирают по графикам на рис. 9 в зависимости от значения вспомогательного параметра $\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}$. Ветвь графика

выбирают в соответствии с рис. 8. Индекс a у номера ветви соответствует опорам на шарикоподшипниках, а индекс b – опорам на роликоподшипниках;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамику работы передачи, выбирают по табл. 9.

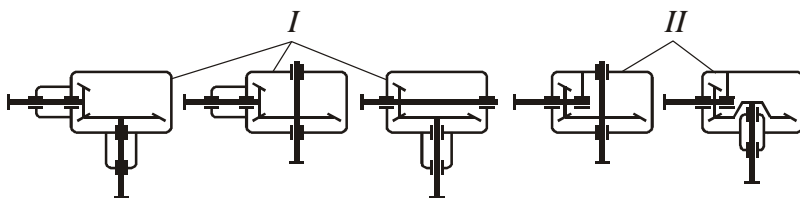


Рис. 8

2.3.3 Основные геометрические параметры конической пары определяют в следующей последовательности:

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}.$$

2.3.2 Проектировочный расчет

Предварительное значение внешнего делительного диаметра

$$d'_{e2} = K \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{9_H}},$$

где $K = 30$ (табл. 12); $9_H = 0,85$.

$$d'_{e2} = 30 \sqrt[3]{\frac{118,1 \cdot 3,857}{0,85}} = 243,7 \text{ мм.}$$

Предварительное значение окружной скорости на среднем делительном диаметре

$$v' = \frac{\pi d'_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 K_{be}),$$

где коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = 0,285$.

$$v' = \frac{3,14 \cdot 243,7 \cdot 374,6}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 4,097 \text{ м/с.}$$

По табл. 7 назначаем передаче 7-ю степень точности, так как передача коническая прямозубая и окружная скорость больше 4 м/с. Таким образом, $n_{ст} = 7$.

Уточненное значение внешнего делительного диаметра

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2 u}{9_H [\sigma_H]^2}}.$$

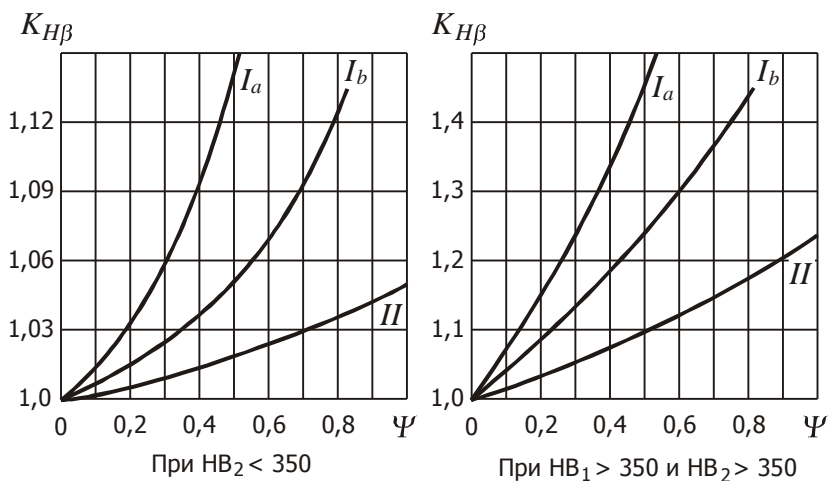


Рис. 9

По найденному значению d_{e1} с помощью графиков на рис. 10 назначают число зубьев шестерни z'_1 , которое затем уточняют в зависимости от поверхностной твердости колес и округляют:

$$z_1 = 1,6z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$z_1 = 1,3z'_1 \quad \text{при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$z_1 = z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

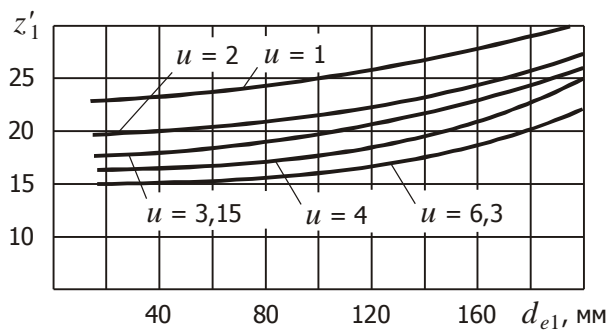


Рис. 10

Определяем параметры, входящие в эту формулу.

Множитель $K_d = 1650$.

Вспомогательный параметр ψ , необходимый для назначения коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$:

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} ; \quad \psi = \frac{0,285 \cdot 3,857}{2 - 0,285} = 0,6410.$$

По рис. 8, ориентируясь на расположение опор относительно колес конической пары, выбираем вторую схему слева и соответствующий ей I номер ветви.

Примем роликовый конический тип подшипников для входного вала, что позволяет конкретизировать ветвь в левой части рис. 9 – I_б. По соответствующему графику выбираем коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} \approx 1,08$.

Коэффициент динамической нагрузки (по табл. 9)
 $K_{Hv} \approx 1,20$.

Внешний делительный диаметр

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,20 \cdot 118,1 \cdot 3,857}{0,85 \cdot (485)^2}} = 236,7 \text{ мм.}$$

2.3.3 Основные геометрические параметры конической пары

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} ; \quad d_{e1} = \frac{236,7}{3,857} = 61,37 \text{ мм.}$$

Находят число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = u z_1$$

и также округляют до целого числа.

Определяют внешний модуль передачи:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

Полученное значение округляют до большего стандартного значения в соответствии с табл. 10.

Далее находят фактические (окончательные) параметры конической передачи:

- передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Значение u не должно отличаться от ранее найденного более чем на 4%;

- углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

- внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2};$$

- расчетная ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} R_e.$$

По графику ($u = 4$) на рис. 10 выбираем число зубьев шестерни: $z'_1 = 17$;

$$z_1 = 1,6 z'_1; \quad z_1 = 1,6 \cdot 17 = 27,2 \approx 27.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1; \quad z_2 = 3,857 \cdot 27 = 104,1 \approx 104.$$

Определяем внешний модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}; \quad m_e = \frac{236,7}{104} = 2,276 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного из табл. 10: $m_e = 2,5$ мм.

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{104}{27} = 3,852 \text{ мм.}$$

Расхождение с ранее принятым значением

$$\delta = \frac{|3,857 - 3,852|}{3,852} \times 100 = 0,1298\% < 4\%.$$

Расхождение в норме.

Углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_2 = \arctg 3,852 = 75,45^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad \delta_1 = 90^\circ - 75,45^\circ = 14,55^\circ.$$

Внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

$$d_{e1} = 2,5 \cdot 27 = 67,5 \text{ мм.}$$

$$d_{e2} = 2,5 \cdot 104 = 260 \text{ мм.}$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}; \quad R_e = \frac{260}{2 \sin 75,45^\circ} = 134,3 \text{ мм.}$$

Значение b округляют до ближайшего из ряда Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ);

- средний модуль зацепления

$$m = m_e (1 - 0,5b / R_e).$$

Значение среднего модуля не стандартизовано и не подлежит округлению;

- средние делительные диаметры

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

- внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e;$$

- внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2m_e;$$

- внешние (габаритные) диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2;$$

- окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5b / R_e).$$

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

| Колесо | m_e , мм | m , мм | b , мм | u | z | δ , град | d_e , мм | d , мм | h_{ae} , мм | h_{fe} , мм | d_{ae} , мм | v , м/с |
|--------|---------------|-------------|-------------|-----|-----|--------------------|---------------|-------------|------------------|------------------|------------------|--------------|
| 1 (ш) | | | | | | | | | | | | |
| 2 (к) | | | | | | | | | | | | |

Ширина зубчатого венца

$$b = K_{be} R_e; \quad b = 0,285 \cdot 134,3 = 38,28 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего по ряду Ra40: $b = 38 \text{ мм.}$

Средний модуль зацепления

$$m = m_e \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right); \quad m = 2,5 \left(1 - \frac{38}{2 \cdot 134,3}\right) = 2,146 \text{ мм.}$$

Средние делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

$$d_1 = 2,146 \cdot 27 = 57,94 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 2,146 \cdot 104 = 223,2 \text{ мм.}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{ae} = 2,5 \text{ мм.}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2 m_e; \quad h_{fe} = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры окружностей вершин

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2.$$

$$d_{ae1} = 67,5 + 2 \cdot 2,5 \cos 14,55^\circ = 72,34 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = 260 + 2 \cdot 2,5 \cos 75,45^\circ = 261,3 \text{ мм.}$$

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right);$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 260 \cdot 374,6}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{38}{2 \cdot 134,3}\right) = 4,376 \text{ м/с.}$$

2.3.4 Силы в зацеплении зубчатой пары находят по формулам:

- окружная сила (на среднем диаметре колес)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила на шестерне

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

- осевая сила на шестерне

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

- радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1};$$

- осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

| Колесо | F_t , Н | F_r , Н | F_a , Н |
|--------|-----------|-----------|-----------|
| 1 (ш) | | | |
| 2 (к) | | | |

2.3.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям ведут по условию

$$\sigma_H = Z_\sigma \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_1}{u \vartheta_H d_{e1}^3}} \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

Таблица результатов

| Колесо | m_e мм | m мм | b мм | u | z | δ град | d_e мм | d мм | h_{ae} мм | h_{fe} мм | d_{ae} мм | v м/с |
|--------|-------------|-----------|-----------|-------|-----|------------------|-------------|-----------|----------------|----------------|----------------|------------|
| 1 (ш) | 2,5 | 2,146 | 38 | 3,852 | 27 | 14,55 | 67,5 | 57,94 | 2,5 | 3 | 72,34 | 4,376 |
| 2 (к) | | | | | 104 | 75,45 | 260 | 223,2 | | | 261,3 | |

2.3.4 Силы в зацеплении конической пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,56}{57,94} 10^3 = 1089 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{r1} = 1089 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos 14,55^\circ = 383,7 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad F_{a1} = 1089 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin 14,55^\circ = 99,58 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{r2} = 99,58 \text{ Н.}$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = 383,7 \text{ Н.}$$

Заносим найденные значения сил в таблицу:

| Колесо | F_t , Н | F_r , Н | F_a , Н |
|--------|-----------|-----------|-----------|
| 1 (ш) | 1089 | 383,7 | 99,58 |
| 2 (к) | | 99,58 | 383,7 |

где размерный множитель $Z_{\sigma} = 67000 \text{ МПа}^{1/2}$. Допускается перегруз в пределах 5%.

2.3.6 Проверочный расчет на контактную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок ведут по условию

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (19)$$

где входящие параметры описаны в п. 2.2.6.

2.3.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба выполняют в последовательности:

Вычисляют коэффициент расчетной нагрузки K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Множитель $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес.

Множитель $K_{F\beta}$, находят по формуле

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1),$$

где коэффициент $K_{H\beta}$ определен выше (см. п. 2.4.2).

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения, принимают в зависимости от параметра K_{Hv} (п. 2.4.2):

$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1)$ при твердости поверхности зубьев колеса (2) менее 350НВ;

$K_{Fv} = K_{Hv}$ при более высокой твердости.

Вычисляют эквивалентные числа зубьев конической пары:

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

*2.3.5 Проверочный расчет на выносливость
по контактным напряжениям*

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{H\nu} T_1}{u \vartheta_H a_{e1}^3}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,20 \cdot 31,56}{3,852 \cdot 0,85 \cdot (67,5)^3}} = 427,0 \text{ МПа} < 485 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

*2.3.6 Проверочный расчет на контактную
прочность при пиковых нагрузках*

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}],$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$;

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа (см. п. 2.2.6).}$$

$$\sigma_{H \max} = 427,0 \sqrt{1,5} = 553,0 \text{ МПа} < 1512 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

*2.3.7 Проверочный расчет на выносливость
по напряжениям изгиба*

Определяем коэффициент расчетной нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu},$$

где

$$K_{F\alpha} = 1, \text{ так как колеса прямоугольные;}$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1); \quad K_{F\beta} = 1 + 1,5 (1,08 - 1) = 1,12;$$

$$K_{F\nu} = 1 + 2(K_{H\nu} - 1); \quad K_{F\nu} = 1 + 2(1,20 - 1) = 1,40.$$

$$K_F = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,40 = 1,568.$$

С помощью табл. 11 определяют коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} .

Определяют напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса, выполняя проверку по условиям изгибной прочности:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$
(20)

где коэффициент понижения изгибной прочности конических передач $\vartheta_F = 0,85$.

2.3.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок ведут по условию

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}].$$
(21)

Расчет ведут отдельно для зубьев шестерни и колеса. Напряжения σ_{F1} и σ_{F2} берут из формул (20). Выбор допускаемого напряжения $[\sigma_{F \max}]$ подробно рассмотрен в п. 2.2.8.

В случае невыполнения условий (20) или (21) можно рекомендовать уменьшить в допустимых пределах число зубьев шестерни z_1 , увеличив тем самым модуль зацепления, и пересмотреть последующий расчет.

Эквивалентные числа зубьев

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

$$z_{v1} = \frac{27}{\cos 14,55^\circ} = 27,89; \quad z_{v2} = \frac{104}{\cos 75,45^\circ} = 414,0.$$

Коэффициенты формы зуба (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,85; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Условия изгибной прочности зубьев:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

где коэффициент понижения изгибной прочности $\vartheta_F = 0,85$.

$$\sigma_{F1} = \frac{3,85 \cdot 1089 \cdot 1,568}{0,85 \cdot 38 \cdot 2,146} = 94,84 \text{ МПа} < 298 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 94,84 \frac{3,59}{3,85} = 88,44 \text{ МПа} < 255 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

2.3.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}],$$

где допускаемые напряжения в зубьях колес (см. п. 2.2.8):

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 H\text{В}_1}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 289}{1,7} = 816,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 H\text{В}_2}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 248}{1,7} = 700,2 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max 1} = 94,84 \cdot 1,5 = 142,3 \text{ МПа} < 816,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 88,44 \cdot 1,5 = 132,7 \text{ МПа} < 700,2 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.