

## Указания к выполнению контрольной работы № 4

### Пример решения задачи № 11

I. Выполнить кинематический расчет привода, состоящего из двигателя, ременной передачи 1, цилиндрического редуктора 2, цепной передачи 3 (рис. 4.16).

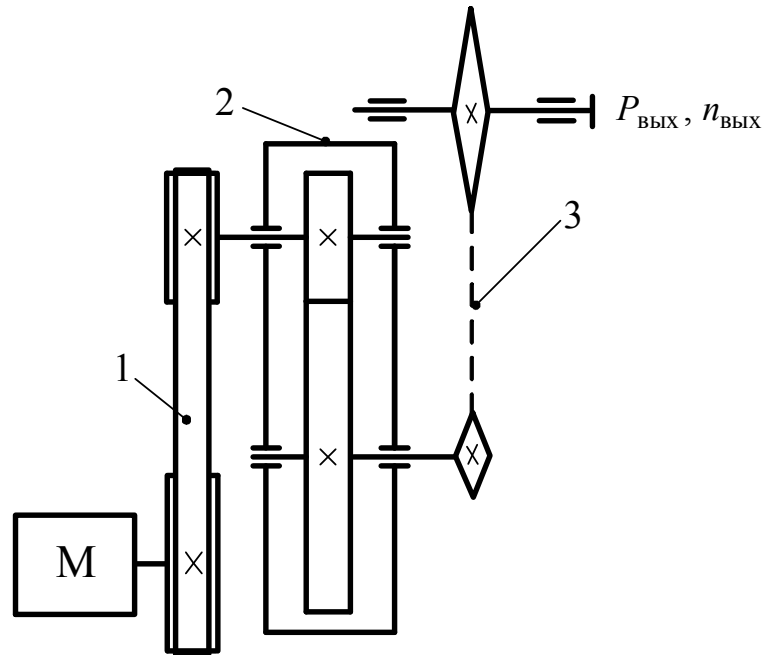


Рис. 4.16

На рисунке: 1 – ременная передача; 2 – цилиндрический редуктор; 3 – цепная передача.

**Дано:**  $P_{\text{ВЫХ}} = 5$  кВт;  $n_{\text{ВЫХ}} = 30$  об/мин.

**Решение.** 1. Определяем расчетную мощность двигателя:

$$P_{\text{расч}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}}; \quad \eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{под}}^3,$$

$$\eta_{\text{общ}} = 0,94 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^3 = 0,83,$$

$$P_{\text{расч}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{5}{0,83} = 6,024 \text{ кВт} \approx 6 \text{ кВт}.$$

Значения КПД принимаем из табл. 4.3.

2. Выбираем электродвигатель. Прежде чем выбрать двигатель по

найденной мощности  $P_{\text{расч}}$ , необходимо определить  $n_{\text{дв}}$ , приемлемое для данного привода. Для этого вычисляем общее передаточное отношение привода:

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot i_{\text{цп}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}$$

Первоначально принимаем величины передаточных отношений из табл. 4.4 методом подбора:  $i_{\text{рп}} = 2$ ;  $i_{\text{цп}} = 3$ ;  $i_{\text{зп}} = 5$ ;  $i_{\text{общ}} = 2 \cdot 5 \cdot 3 = 30$ ;

из формулы  $i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}$  определяем  $n_{\text{дв}} = i_{\text{общ}} \cdot n_{\text{вых}} = 30 \cdot 30 = 900$  об/мин.

Таблица 4.3

Передача	КПД $\eta$	Передача	КПД $\eta$
Закрытая зубчатая с цилиндрическими колесами	0,97–0,98	Цепная закрытая	0,95–0,97
Закрытая зубчатая с коническими колесами	0,96–0,97	Цепная открытая	0,90–0,95
Открытая зубчатая	0,96–0,97	Ременная с плоским ремнем	0,96–0,98
Закрытая червячная при числе заходов червяка:		Ременная с клиновым и поликлиновым ремнем	0,95–0,97
$z_1 = 1$	0,70–0,75		
$z_2 = 2$	0,80–0,85		
$z_3 = 4$	0,80–0,95		

*Примечание.* КПД подшипников качения  $\eta_{\text{под}} = 0,99$  на пару подшипников.

Таблица 4.4

Передача	Передаточное отношение $i$
Зубчатая с цилиндрическими колесами	3–6
Зубчатая с коническими колесами	2–4
Червячная	8–40
Цепная	3–6
Ременная	2–4

Принимаем двигатель 4А 132 М6;  $P_{\text{дв}} = 7,5$  кВт;  $n_{\text{дв}} = 1000$  об/мин.

Теперь уточняем передаточное отношение привода с числом оборотов двигателя  $n_{\text{дв}} = 1000$  об/мин:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1000}{30} = 33,3.$$

Пересчитываем передаточное отношение ременной передачи (можно цепной):

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot i_{\text{цп}} = i_{\text{рп}} \cdot 5 \cdot 3 = i_{\text{рп}} \cdot 15 = 33,3;$$

$$i_{\text{рп}} = \frac{33,3}{15} = 2,22.$$

Окончательно:  $i_{\text{рп}} = 2,2$ ;  $i_{\text{зп}} = 5$ ;  $i_{\text{цп}} = 3$ .

3. Определяем мощность на каждом валу:

$$P_1 = P_{\text{расч}} = 6 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{под}} = 6 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 5,584 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{под}} = 5,584 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,36 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{под}} = 5,36 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 4,99 \approx 5 \text{ кВт}.$$

4. Определяем обороты каждого вала:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1000 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{рп}}} = \frac{1000}{2,2} = 450,45 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{зп}}} = \frac{450,45}{5} = 90,1 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{цп}}} = \frac{90,1}{3} = 30 \text{ об/мин}.$$

5. Определяем угловую скорость каждого вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 450,45}{30} = 47,15 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 90,1}{30} = 9,43 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 3,14 \text{ с}^{-1}.$$

6. Определяем моменты на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6 \cdot 10^3}{104,6} = 57,4 \text{ Нм};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5,584 \cdot 10^3}{47,15} = 118,4 \text{ Нм};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{5,36 \cdot 10^3}{9,43} = 567,4 \text{ Нм};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{5 \cdot 10^3}{3,14} = 1592,4 \text{ Нм}.$$

### Пример решения задачи № 12

**I.** Выполнить проектный и проверочный расчеты для закрытой цилиндрической прямозубой передачи. Для закрытых зубчатых передач основным является расчет на контактную прочность. Расчет на изгибную прочность зубьев является проверочным.

Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче №11 (см. п. 4.2.1).

**Дано:**  $i_{\text{зп}} = 5$ ;  $P_2 = 5,584 \text{ кВт}$ ;  $\omega_2 = 47,15 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_2 = 118,4 \text{ Нм}$ ;  
 $P_3 = 5,36 \text{ кВт}$ ;  $\omega_3 = 9,43 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_3 = 567,4 \text{ Нм}$ .

**Решение:** 1. Выберем материал зубчатых колес и определяем допускаемые напряжения для материалов зубчатых колес. Необходимые данные берем из п. 4.2.1.

Частота нагружения зубьев шестерни в  $i$  раз больше, чем у колеса, поэтому для шестерни выбираем более качественный материал. Твердость материала шестерни должна быть на 20–30 единиц выше твердости колеса:  $\text{HB}_1 = \text{HB}_2 + (20 \div 30)$ .

Более технологично для шестерни и колеса выбирать один и тот же

материал, только с разной твердостью. Например, следующие сочетания:

- сталь 45:  $D_{\text{заг}} = 90 - 120$  мм;  $\text{HB}_1 = 220$ , улучшение  
 $D_{\text{заг}} = 180 - 250$  мм;  $\text{HB}_2 = 200$ , улучшение;
- сталь 40X:  $D_{\text{заг}} = 120$  мм;  $\text{HB}_1 = 260$ , улучшение;  
 $D_{\text{заг}} = 120 - 150$  мм;  $\text{HB}_2 = 240$ , улучшение;
- сталь 40ХН:  $D_{\text{заг}} = 200$  мм;  $\text{HB}_1 = 290$ , улучшение;  
 $D_{\text{заг}} = 200 - 315$  мм;  $\text{HB}_2 = 260$ , улучшение.

Пределы выносливости по контактным напряжениям вычисляем по формулам:

$$\sigma_{HO_1} = 2\text{HB}_1 + 70; \quad \sigma_{HO_2} = 2\text{HB}_2 + 70.$$

Пределы выносливости по изгибным напряжениям:

$$\sigma_{FO_1} = 1,8\text{HB}_1; \quad \sigma_{FO_2} = 1,8\text{HB}_2.$$

Эти зависимости получены для базового числа циклов нагружения:  $N_6 = 10^7$  циклов.

Принимаем материал – сталь 40X. Шестерня:  $D_{\text{заг}} = 120$  мм;  $\text{HB}_1 = 270$ ; улучшение. Колесо:  $D_{\text{заг}} > 160$  мм;  $\text{HB}_2 = 240$ ; улучшение.

$$\sigma_{HO_1} = 2\text{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HO_2} = 2\text{HB}_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8\text{HB}_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_2} = 1,8\text{HB}_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

Вычисляем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{HO_1} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{610 \cdot 1}{1,2} = 508 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2} \cdot K_{HL}}{S_{HL}} = \frac{550 \cdot 1}{1,2} = 458 \text{ МПа},$$

где  $S_H = 1,1 - 1,2$  – требуемый коэффициент безопасности. При улучшении или нормализации  $S_H = 1,2$ ;  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности, учитывающий

влияние срока службы и режима передачи. Для базового числа циклов ( $N = 10^7$ )  $K_{HL} = 1$ .

Расчет прямозубых передач выполняем по меньшему значению  $[\sigma]_H$ .

Косозубые передачи рассчитывают по суммарному контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) < 1,23[\sigma]_{H_2};$$

$$[\sigma]_H = 0,45(508 + 458) = 434,7 \text{ МПа.}$$

Вычисляем допускаемые изгибные напряжения:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{FO_1} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{486 \cdot 1}{2,3} = 211 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{FO_2} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{432 \cdot 1}{2,3} = 188 \text{ МПа,}$$

где  $S_F = 1,8$  для литых колес;  $S_F = 2,3$  для поковки;  $K_{FL} = 1$  для базового числа циклов.

2. При симметричном расположении шестерни относительно опор и постоянной нагрузке принимаем коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру  $\psi_{bd} = 1,2$  (табл. 4.5). Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию вычисляем по формуле

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(i+1)} = \frac{2 \cdot 1,2}{5+1} = 0,4.$$

Таблица 4.5

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев колеса	
	HB <sub>2</sub> ≤ 350	HB <sub>2</sub> > 350
Консольное	0,3–0,4	0,2–0,25
Симметричное	0,8–1,4	0,4–0,9
Несимметричное	0,6–1,2	0,3–0,6

Примечание. Большие значения при постоянной нагрузке.

По табл. 4.6, 4.7 находим коэффициенты  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta}$ , которые учитывают неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

При симметричном расположении шестерни и  $\psi_{bd} = 1,2 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,14$ ;  $K_{H\beta} = 1,07$ .

3. Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} = 4950 (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\Psi_{ba} \cdot i \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} =$$

$$= 4950 (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{118,4}{0,4 \cdot 5 \cdot (458 \cdot 10^6)^2} 1,07} = 0,199 \text{ м.}$$

Принимаем  $a_{\omega} = 200$  мм.

Расчетное значение межосевого расстояния,  $a_{\omega}$  для нестандартных редукторов округляем по ряду:  $Ra40$ : ...80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

В формуле момент  $T_1$  – это момент на валу шестерни данной передачи. Всем параметрам ведущей передачи приписываем индекс «1», а параметрам ведомой детали – индекс «2». Если рассматривать весь привод, то номер вала шестерни может иметь другой номер, как в п. 4.2.1, вал шестерни закрытой передачи является вторым валом привода. То есть моментом ведущего вала будет момент  $T_2 = 118,4$  Нм, и его подставляем в формулу  $a_{\omega}$  вместо  $T_1$ . Значения  $K_{F\beta}$  даны в табл. 4.6,  $K_{H\beta}$  – в табл. 4.7.

Таблица 4.6

Расположение шестерни относительно опор	Твердость зубьев колеса	$\Phi_{bd} = b_2 / d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	$\leq 350$	1,16	1,37	1,64	–	–	–
	$> 350$	1,33	1,7	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликоподшипники	$\leq 350$	1,10	1,22	1,38	1,57	–	–
	$> 350$	1,2	1,44	1,71	–	–	–
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	$> 350$	1,02	1,04	1,08	1,14	1,3	–
Несимметричное	$\leq 350$	1,05	1,1	1,17	1,25	1,42	1,61
	$> 350$	1,09	1,18	1,3	1,43	1,73	–

Таблица 4.7

Расположение шестерни относительно опор	Твердость НВ	$\Phi_{bd} = b_2 / d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	$\leq 350$	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	$> 350$	1,2	1,44	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликоподшипники	$\leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	$> 350$	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$> 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	$\leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	$> 350$	1,06	1,12	1,2	1,29	1,48	–

4. Определяем модуль зубьев:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 200 = 2 - 4 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение модуля  $m = 3 \text{ мм}$  (табл. 4.8).

Таблица 4.8

Ряды	Модули, мм														
1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

5. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega}}{m} = \frac{2 \cdot 200}{3} = 133,3; \quad z_{\Sigma} = 133.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{133}{5+1} = \frac{133}{6} = 22,16; \quad z_1 = 22;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 133 - 22 = 111.$$

6. Определяем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от  $i$  до 2 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{22} = 5,04, \text{ что допустимо.}$$



7. Вычисляем основные геометрические размеры передачи:

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = z_1 m = 22 \cdot 3 = 66 \text{ мм}; d_2 = z_2 m = 111 \cdot 3 = 333 \text{ мм};$$

б) фактическое межосевое расстояние

$$a'_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 333}{2} = 199,5 \text{ мм, что допустимо.}$$

Расхождение  $a'_\omega$  с  $a_\omega$  до 2 %.

в) диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 66 + 2 \cdot 3 = 66 + 6 = 72 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 333 + 2 \cdot 3 = 333 + 6 = 339 \text{ мм.}$$

Полученные диаметры  $d_{a_1}$  и  $d_{a_2}$  должны соответствовать принятым диаметрам заготовок,

г) ширина венца:

$$\text{колеса: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_\omega = 0,4 \cdot 199,5 = 79,8 \text{ мм}; b_2 = 80 \text{ мм};$$

$$\text{шестерни: } b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм.}$$

8. Окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{47,15 \cdot (66 \cdot 10^{-3})}{2} = 1,55 \text{ м/с};$$

по табл. 4.9 принимаем 9-ю степень точности.

Таблица 4.9

Виды передач	Виды зубьев	Степень точности			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость, м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	Косые	30	15	10	6
Коническая	Прямые	9	6	4	2,5

9. Вычисляем окружную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 118,4}{66 \cdot 10^{-3}} = 3588 \text{ Н.}$$

10. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки:  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

Для прямозубой передачи при  $v < 5$  м/с и твердости зубьев  $\leq$  НВ 350  $K_{HV} = 1,2$ ,  $K_{FV} = 1,4$ ; при твердости зубьев  $>$  НВ 350  $K_{HV} = 1,1$ ,  $K_{FV} = 1,2$ .

11. Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b_2 u}} \cdot K_{H\beta} K_{HV} = \\ &= 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{3588 \cdot (5,04+1)}{66 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 5}} \cdot 1,07 \cdot 1,2 = 447,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 458 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Перенапряжение допустимо до 5 %, недонапряжение допустимо до 10 %.

$$\frac{458 - 447,8}{458} \cdot 100 \% = 2,2 \% \text{, что допустимо.}$$

12. Выбираем коэффициент формы зуба по табл. 4.10 интерполированием.

Таблица 4.10

$z$ или $z_V$	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,7
$z$ или $z_V$	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,63

Для шестерни:  $z_1 = 22$ ;  $Y_{F_1} = 3,98$ .

Для колеса:  $z_2 = 111$ ;  $Y_{F_2} = 3,6$ .

Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб:

$$\text{шестерни: } \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{211}{3,98} = 53,01 \text{ МПа;}$$

$$\text{колеса: } \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{188}{3,6} = 52,2 \text{ МПа.}$$

Проверочный расчет необходимо вести по колесу, зубья которого менее прочны на изгиб.

13. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса:

$$\begin{aligned}\sigma_{F_2} &= Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,6 \frac{3588}{80 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,14 \cdot 1,4 = \\ &= 85,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа},\end{aligned}$$

т. е. прочность зубьев колеса на изгиб обеспечена.

14. Схема сил в зацеплении (рис. 4.17).

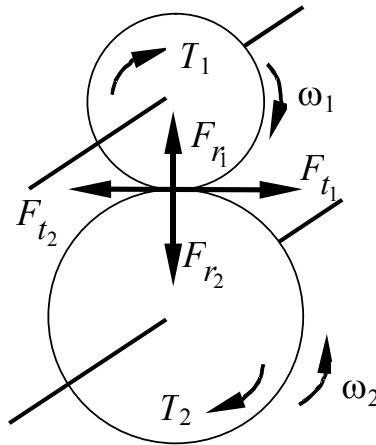


Рис. 4.17

Силы, действующие в зацеплении, определяются по формулам:

$$\begin{aligned}F_{t_1} = F_{t_2} = F_t &= 3588 \text{ Н}; \\ F_{r_1} = F_{r_2} = F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = 3588 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = \\ &= 3588 \cdot 0,364 = 1306 \text{ Н},\end{aligned}$$

где  $\alpha_{\omega}$  – угол зацепления, для некорригированных передач  $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$ .

**II. Выполнить проектный и проверочный расчеты для закрытой цилиндрической косозубой передачи.** Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:**  $i_{3п} = 5$ ;  $P_2 = 5,584$  кВт;  $\omega_2 = 47,15$  с<sup>-1</sup>;  $T_2 = 118,4$  Нм;  
 $P_3 = 5,36$  кВт;  $\omega_3 = 9,43$  с<sup>-1</sup>;  $T_2 = 118,4$  Нм;  
 $[\sigma]_H = 434,7$  МПа;  $[\sigma]_{F_1} = 211$  МПа;  $[\sigma]_{F_2} = 188$  МПа.

**Решение.** 1. При симметричном расположении шестерни относительно опор и постоянной нагрузке принимаем коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру  $\psi_{bd} = 1,2$  (табл. 4.5). Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию вычисляем по формуле:

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(i+1)} = \frac{2 \cdot 1,2}{5+1} = 0,4.$$

По табл. 4.6, 4.7 находим коэффициенты  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta}$ .

При симметричном расположении шестерни и  $\psi_{bd} = 1,2 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,14$ ;  $K_{H\beta} = 1,07$ .

2. Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} = 4300(i+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} \cdot i \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} =$$

$$= 4300(5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{118,4}{0,4 \cdot 5 \cdot (434,7 \cdot 10^6)^2} 1,07} = 0,179 \text{ м.}$$

Принимаем  $a_{\omega} = 180$  мм.

Расчетное значение межосевого расстояния  $a_{\omega}$  для нестандартных редукторов округляем по ряду:  $Ra40$ : ...80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

3. Определяем модуль зубьев:

$$m = (0,01 \div 0,02) a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 180 = 1,8-3,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 3$  мм (табл. 4.8).

4. Предварительно задаем угол наклона зубьев:

$$\beta = 10^\circ (8^\circ \leq \beta \leq 18^\circ).$$

5. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 180 \cos 10^\circ}{3} = 118.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{118}{5+1} = \frac{118}{6} = 19,7; \quad z_1 = 20;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 118 - 20 = 98.$$

Вычисляем фактический угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_{\omega}} = \frac{3 \cdot 118}{2 \cdot 180} = 0,983; \quad \beta = 10,47^{\circ}.$$

6. Определяем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от передаточного отношения  $i$  до 2 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{20} = 4,9, \text{ что допустимо.}$$

7. Вычисляем основные геометрические размеры передачи:

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{z_1 m_m}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{0,983} = 61,04 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_m}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 98}{0,983} = 299,08 \text{ мм};$$

б) фактическое межосевое расстояние:

$$a'_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{61,04 + 299,08}{2} = 180,06 \text{ мм, что допустимо.}$$

Расхождение  $a'_{\omega}$  с  $a_{\omega}$  до 2 %;

в) диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_m = 61,04 + 2 \cdot 3 = 67,04 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m_m = 299,08 + 2 \cdot 3 = 305,08 \text{ мм.}$$

Полученные диаметры  $d_{a_1}$  и  $d_{a_2}$  должны соответствовать принятым диаметрам заготовок;

г) ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_{\omega} = 0,4 \cdot 180,06 = 72 \text{ мм};$$

шестерни  $b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 72 + 3 = 75 \text{ мм.}$

8. Окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{47,15 \cdot (61,04 \cdot 10^{-3})}{2} = 1,44 \text{ м/с,}$$

по табл. 4.9 принимаем 9-ю степень точности.

9. Вычисляем окружную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 118,4}{61,04 \cdot 10^{-3}} = 3879 \text{ Н.}$$

10. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки. Для косозубых передач при  $v < 10$  м/с, при твердости зубьев  $\leq$  НВ 350  $K_{Fv} = K_{Hv} = 1,2$ ; при  $>$  НВ 350  $K_{Hv} = 1,2$ ,  $K_{Fv} = 1,1$ .

11. Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b_2 u}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \\ &= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{3879 \cdot (5+1)}{61,04 \cdot 10^{-3} \cdot 72 \cdot 10^{-3} \cdot 5}} \cdot 1,12 \cdot 1,07 \cdot 1,2 = 427 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 434,7 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Недонапряжение составило 2,5 %, что допустимо.

12. Вычисляем эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 10,47^\circ} = 21,05.$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{\cos^3 10,47^\circ} = 103,16.$$

11. Выбираем коэффициент формы зуба по табл. 4.10 интерполированием.

Для шестерни  $Y_{F1} = 4,025$ .

Для колеса:  $Y_{F2} = 3,6$ .

Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб:

$$\text{шестерни } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{211}{4,025} = 52,42 \text{ МПа;}$$

$$\text{колеса } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{188}{3,6} = 52,2 \text{ МПа.}$$

Проверочный расчет необходимо вести по колесу, зубья которого менее прочны на изгиб.

12. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса:

$$\begin{aligned}\sigma_{F_2} &= 0,9 Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m_m} K_{F\beta} K_{FV} = 0,9 \cdot 3,6 \cdot \frac{3879}{72 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,14 \cdot 1,2 = \\ &= 79,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа},\end{aligned}$$

т. е. прочность зубьев колеса на изгиб обеспечена.

**III. Выполнить проектный и проверочный расчеты для закрытой конической прямозубой передачи.** Для решения данной задачи воспользоваться результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:**  $i_{\text{кп}} = 4$ ;  $P_1 = 2,24$  кВт;  $\omega_1 = 52,3 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_1 = 48,83$  Нм;  
 $[\sigma]_H = 434,7$  МПа;  $[\sigma]_{F_1} = 211$  МПа;  $[\sigma]_{F_2} = 188$  МПа.

**Решение.** 1. Определяем расчетные коэффициенты. По табл. 4.5  $\psi_{bd} = 0,4$  при консольном расположении шестерни. По табл. 4.6, 4.7 –  $K_{F\beta} = 1,22$ ,  $K_{H\beta} = 1,12$  (подшипники роликовые).

2. Средний делительный диаметр шестерни

$$\begin{aligned}d_1 &= 7700 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,85 \psi_{bd} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot K_{H\beta}} = \\ &= 7700 \cdot \sqrt[3]{\frac{48,83}{0,85 \cdot 0,4 \cdot (434,7 \cdot 10^6)^2} \cdot \frac{\sqrt{4^2 + 1}}{4} \cdot 1,12} = 0,0737 \text{ м} = 73,7 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Принимаем  $d_1 = 74$  мм.

Ширина зубчатого венца

$$b = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 74 = 29,6 \text{ мм} \approx 30 \text{ мм}.$$

Внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e_2} = i d_{e_1} = i \left( d_1 + \frac{b}{\sqrt{i^2 + 1}} \right) = 4 \left( 74 + \frac{30}{\sqrt{4^2 + 1}} \right) = 325 \text{ мм}.$$

3. При числе зубьев шестерни  $z_1=18-28$  рекомендуемые значения производственного модуля

$$m_e = \frac{d_{e_2}}{(18 \div 28) \cdot i} = \frac{325}{(18 \div 28) \cdot 4} = (4,5 \div 2,9) \text{ мм.}$$

Принимаем модуль по табл. 4.8 –  $m_e = 4$  мм.

Вычисляем число зубьев колеса

$$z_2 = \frac{d_{e_2}}{m_e} = \frac{325}{4} = 81,25, \text{ принимаем } z_2 = 81.$$

Пересчитываем фактическое значение  $d_{e_2}$  :

$$d'_{e_2} = m_e \cdot z_2 = 4 \cdot 81 = 324 \text{ мм,}$$

отклонение до 2 %.

4. Вычисляем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{81}{4} = 20,25,$$

принимаем  $z_1 = 20$ .

Вычисляем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{20} = 4,05,$$

отклонение от передаточного отношения  $i$  до 2 %.

5. Углы делительных конусов:

$$\text{шестерни } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{1}{4} = 0,25; \quad \delta_1 = 14,04^\circ;$$

$$\text{колеса } \delta_2 = 90^\circ - 14,04^\circ = 75,96^\circ.$$

6) Основные геометрические размеры передачи:  
внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e_1} = m_e z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм;}$$



внешний делительный диаметр вершин зубьев:

шестерни  $d_{ae_1} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 = 80 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 14,04^\circ = 80 + 7,76 = 87,76$  мм;

колеса  $d_{ae_2} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 = 324 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 75,96^\circ = 324 + 1,94 = 325,94$  мм;

внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{4 \cdot 20}{2 \cdot \sin 14,04^\circ} = 164,95 \text{ мм};$$

среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 164,95 - 0,5 \cdot 30 = 149,95 \text{ мм}.$$

Необходимо проверить следующие рекомендации:

$$\frac{b}{R_e} \leq 0,285; \quad b \leq 10m_e;$$

$$\frac{b}{R_e} = \frac{30}{164,95} = 0,18 < 0,285; \quad 30 < 40, \text{ условия соблюдаются.}$$

7. Средний модуль зацепления

$$m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = 4 - \frac{30 \cdot \sin 14,04^\circ}{20} = 3,636 \text{ мм}.$$

Фактический средний делительный диаметр шестерни

$$d'_1 = m z_1 = 3,636 \cdot 20 = 72,72 \text{ мм}.$$

Средняя окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d'_1}{2} = \frac{52,3 \cdot 72,72 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,9 \text{ м/с}.$$

По табл. 4.9 принимаем 9-ю степень точности.

8. Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d'_1} = \frac{2 \cdot 48,83}{72,72 \cdot 10^{-3}} = 1343 \text{ Н}.$$

9. Коэффициенты динамической нагрузки для прямозубых передач при  $HV \leq 350, v \leq 5\%$  –  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

## 10. Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{0,85 \cdot d'_1 \cdot b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} = \\ &= 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{1343}{0,85 \cdot 72,72 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\sqrt{4,05^2 + 1}}{4,05} \cdot 1,12 \cdot 1,2} = \\ &= 438 \text{ МПа} > 434,7 \text{ МПа} = [\sigma]_H,\end{aligned}$$

перенапряжение составило 0,75 %, что допустимо.

## 11. Эквивалентное число зубьев

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 14,04^\circ} = 20,62; \quad z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{81}{\cos 75,96^\circ} = 333,3.$$

По табл. 4.10 находим коэффициенты  $Y_{F_1} = 4,07$ ;  $Y_{F_2} = 3,6$ .

## 12. Напряжение изгиба в основании зуба шестерни и колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{F_1} &= Y_{F_1} \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 4,07 \cdot \frac{1343}{0,85 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3,636 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,22 \cdot 1,4 = \\ &= 101 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 211 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1} \cdot Y_{F_2}}{Y_{F_1}} = \frac{101 \cdot 3,6}{4,07} = 89,3 < [\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа}.$$

**IV.** Выполнить проектный и проверочный расчеты закрытой червячной передачи. Основным расчетом червячных передач как закрытых, так и открытых является расчет по контактным напряжениям.

Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче №11.

**Дано:**  $i_1 = 16$ ;  $P_1 = 3,72$  кВт;  $\omega_1 = 50,3$  с<sup>-1</sup>;  $T_1 = 73,9$  Нм.

**Решение.** 1. Во избежание подреза основания ножки зуба червячного колеса принимаем  $z_2 \geq 28$ . Оптимальным является  $z_2 = 50 - 60$ .

Принимаем  $z_2 = 28$ , тогда

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{28}{16} = 1,75,$$

для повышения КПД принимаем  $z_1 = 2$ , тогда

$$z_2 = z_1 \cdot i = 2 \cdot 16 = 32.$$

## 2. Передаточное число передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{2} = 16.$$

Фактическая угловая скорость червячного звена

$$\omega'_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{50,3}{16} = 3,14 \text{ с}^{-1} = \omega_2,$$

отклонение фактической угловой скорости от заданной не должно превышать 2 %.

## 3. Выбираем материалы венца червячного колеса и червяка.

Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в табл. 4.11.

Таблица 4.11

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Предел текучести $\sigma_m$ , МПа	Предел прочности $\sigma_\sigma$ , МПа	Твердость НВ
БрОНФ	Центробежный	170	285	100–120
БрОФ10-1	В кокиль	150	255	100–120
БрОФ10-4	В землю	140	225	80–100
БрАЖ9-4	Центробежный	200	490	120
БрАЖ9-4	В кокиль	200	490	100
БрАЖ9-4	В землю	200	392	100
СЧ12-28	То же	–	118	143–229

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_H$  для оловянных бронз определяют из условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев по эмпирической формуле

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H_0} K_{HL},$$

где  $[\sigma]_{H_0} = (0,75 \dots 0,90)\sigma_\sigma$  – допускаемое напряжение при  $10^7$  циклов. Большие значения рекомендуется применять при закаленных до твердости HRC 45 шлифованных червяках;  $\sigma_\sigma$  – предел прочности бронзы (табл. 4.11);  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность. Для базового числа циклов  $K_{HL} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_H$  для твердых бронз (БрАЖ9-4 и др.) и чугунов принимаем из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения (табл. 4.12).

Таблица 4.12

Материал		$[\sigma]_H$ , МПа, при скорости скольжения $v_{ск}$ , м/с							
венца колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрАЖ9-4	Закаленная сталь, твердость $\geq$ HRC 45	-	245	225	205	177	157	118	88
СЧ12-28	Сталь 45	137	117	88	68	-	-	-	-

Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma]_F$  определяем по эмпирическим формулам в зависимости от материала венца червячного колеса и характера нагрузки (табл. 4.13).

Таблица 4.13

Материал венца колеса	Нереверсивная передача (работа зубьев одной стороной)	Ревверсивная передача
Бронза	$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T)K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,16\sigma_B K_{FL}$
Чугун	$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{ви}$	$[\sigma_F] = 0,07\sigma_{ви}$

- Примечания:* 1. При закаленном и шлифованном червяке  $[\sigma_F]$  увеличивают на 25 %.  
2.  $\sigma_{ви}$  – предел прочности при изгибе. Для чугуна СЧ12-28  $\sigma_{ви} = 274$  МПа.

Если к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем алюминиевую бронзу БрАЖ9-4 (отливка в землю) с  $\sigma_T = 200$  МПа,  $\sigma_B = 392$  МПа. Выбранная бронза имеет пониженные противозадирные свойства, поэтому для червяка принимаем сталь 40Х с закалкой до твердости  $> HR C45$  с последующим шлифованием и полированием витков.

4. Допускаемые напряжения для материала венца колеса. Ориентировочно принимаем скорость скольжения  $v_{ск} = 3,5$  м/с, для которой  $[\sigma]_H = 167$  МПа.

Для реверсивной передачи с закаленным и шлифованным червяком принимаем:

$$[\sigma]_F = 1,25 \cdot 0,16 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL} = 1,25 \cdot 0,16 \cdot 392 \cdot 1 = 78,4 \text{ МПа,}$$

где  $K_{FL} = 1$  для базового числа циклов.

5. Задаем предварительно КПД передачи. При  $z_1 = 2$  принимаем  $\eta_{чп} = 0,8$  (табл. 4.14).

Таблица 4.14

$z_1$	1	2	3	4
$\eta$	0,7–0,75	0,75–0,82	0,82–0,87	0,87–0,92

Если ранее был принят другой КПД, то момент на червячном колесе  $T_2$  пересчитывается с учетом нового и КПД по формуле

$$T_2 = \frac{P_1 \cdot \eta_{чп} \cdot \eta_{под}}{\omega'_2}.$$

6. Коэффициент нагрузки  $K$  принимаем:

$K = 1$  при постоянной нагрузке и  $v_2 \leq 3$  м/с;

$K = 1,1–1,4$  при постоянной нагрузке и  $v_2 > 3$  м/с.

Принимаем  $K = 1,2$ .

7. Предварительно задаем число модулей в делительном диаметре червяка  $q = 10$ .

8. Вычисляем межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности:

$$a_{\omega} \geq \left[ \frac{z_2}{q} + 1 \right] \cdot \sqrt[3]{ \left[ \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma]_H} \right]^2 } \cdot T_2 K =$$

$$= \left[ \frac{32}{10} + 1 \right] \cdot \sqrt[3]{ \left[ \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{32}{10} \cdot 167 \cdot 10^6} \right]^2 } \cdot 939,5 \cdot 1,2 = 0,2037 \text{ м} = 203,7 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_{\omega} = 204$  мм. Значение округляем до 2-го ряда. Ко второму ряду относятся числа, заканчивающиеся на четные цифры.

9. Вычисляем модуль

$$m = \frac{2a_{\omega}}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 204}{10 + 32} = 9,71 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 10$  мм.

Значения модулей 1-го ряда: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 16; 20 мм. Допускаются модули: 1,5; 3; 6; 12.

Уточняем значение  $q$ :

$$q = \frac{2a_{\omega}}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 204}{10} - 32 = 8,8.$$

Принимаем стандартное значение  $q = 10$ .

Значения  $q - 1$  ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.

Фактическое межосевое расстояние передачи

$$a'_{\omega} = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{10(10 + 32)}{2} = 210 \text{ мм.}$$

10. Основные геометрические размеры червяка:  
делительный диаметр

$$d_1 = qm = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм;}$$

диаметр вершин витков

$$d_{a_1} = m(q + 2) = 10(10 + 2) = 120 \text{ мм;}$$

диаметр впадин

$$d_{f_1} = m(q - 2,4) = 10(10 - 2,4) = 76 \text{ мм;}$$

длина нарезанной части

$$b_1 = m(11 + 0,06z_2) = 10(11 + 0,06 \cdot 32) = 129,2 \text{ мм.}$$

Для шлифованного червяка полученную длину увеличиваем приблизительно на  $3m$ . Поэтому принимаем  $b_1 = 155$  мм.

Делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \quad \gamma = 11,31^\circ.$$

11. Основные геометрические размеры венца червячного колеса:  
делительный диаметр

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 32 = 320 \text{ мм.}$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2) = 10(32 + 2) = 340 \text{ мм};$$

наибольший диаметр

$$d_{aM_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 340 + \frac{6 \cdot 10}{2 + 2} = 355 \text{ мм};$$

ширина венца при  $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a_1} = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм}.$$

12. Скорость скольжения

$$v'_{ск} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{50,3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \cos 11,31^\circ} = 2,56 \text{ м/с}.$$

13. Расчетное значение КПД –  $\eta'_{чп}$ .

Вычисляем КПД винтовой пары с учетом угла трения  $\rho'$ , который принимаем по табл. 4.15.

Зависимость угла трения  $\rho'$  от скорости скольжения  $v_{ск}$  при работе стального червяка с колесом из оловянной бронзы приведена в табл. 4.15.

Таблица 4.15

$v_{ск}, \text{ м/с}$	$\rho'$	$v_{ск}, \text{ м/с}$	$\rho'$	$v_{ск}, \text{ м/с}$	$\rho'$
0,1	4°34'–5°09'	1,5	2°17'–2°52'	3	1°36'–2°00'
0,5	3°09'–3°43'	2	2°00'–2°35'	4	1°19'–1°43'
1,0	2°35'–3°09'	2,5	1°43'–2°17'	7	1°02'–1°29'

*Примечание.* При венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения увеличивают на 30–50 %.

Согласно примечанию к табл. 4.15 принимаем угол трения  $\rho' = 2^\circ$ , тогда

$$\eta_{вп} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{0,2}{0,236} = 0,847.$$

Вычисляем КПД д. червячной пары:

$$\eta'_{\text{чп}} = \eta_p \cdot \eta_{3,3} \cdot \eta_{\text{вп}} = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,847 = 0,797,$$

где  $\eta_p = 0,97 - 0,98$  – , КПД учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла;  $\eta_{3,3}$  – КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении. Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка, то принимают  $\eta_{3,3} = 0,97 - 0,98$ .

14. Вычисляем расчетный номинальный момент  $T'_2$  на валу червячного колеса:

$$T'_2 = \frac{P_1 \cdot \eta'_{\text{чп}} \eta_{\text{под}}}{\omega'_2} = \frac{3,72 \cdot 10^3 \cdot 0,797 \cdot 0,99}{3,14} = 935 \text{ Нм.}$$

Окружное усилие

$$F_{t_2} = \frac{2T'_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 935}{320 \cdot 10^{-3}} = 5842,3 \text{ Н.}$$

15. Расчетная скорость скольжения  $v'_{\text{ск}}$  отличается от предварительно принятой, поэтому уточняем  $[\sigma]_H$  по табл. 4.12.

$$[\sigma]_H = 185 \text{ МПа.}$$

Вычисляем расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{T'_2}{d_1} \cdot K} = \frac{480 \cdot 10^3}{320 \cdot 10^{-3}} \sqrt{\frac{935}{100 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,2} = 159 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_H = 159 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 185 \text{ МПа,}$$

недонапряжение составило 14 %, это допустимо. Для червячных передач недонапряжение до 15 %.

16. Эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 11^\circ 31'} = \frac{32}{0,94} = 34.$$

По табл. 4.16 выбираем коэффициент формы зуба  $Y_{F_2} = 1,66$ .



Таблица 4.16

$z_{v_2}$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F_2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

## 17. Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_{F_2} = 0,7Y_{F_2} \cdot \frac{F_{t_2}}{b_2 m} \cdot K = \frac{0,7 \cdot 1,66 \cdot 5842,3 \cdot 1,2}{90 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 9 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 78,4 \text{ МПа},$$

следовательно, прочность на изгиб обеспечена.

**Пример решения задачи № 13**

**I.** Выполнить проектный и проверочный расчеты для открытой цилиндрической прямозубой передачи. Для открытых зубчатых передач основным является расчет на изгибную прочность. Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:**  $i_{\text{оп}} = 4,17$ ;  $P_1 = 2,13$  кВт;  $\omega_1 = 13,08$  с<sup>-1</sup>;  $T_1 = 162,8$  Нм;  
 $P_2 = 2$  кВт;  $\omega_2 = 3,14$  с<sup>-1</sup>;  $T_2 = 636,9$  Нм;  $[\sigma]_{F_1} = 211$  МПа;  
 $[\sigma]_{F_2} = 188$  МПа.

**Решение.** 1. Принимаем число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ .

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 4,17 = 83,4, \text{ принимаем } z_2 = 84.$$

2. Вычисляем передаточное число открытой передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{20} = 4,2.$$

3. Определяем фактическую угловую скорость передачи:

$$\omega_2' = \frac{\omega_1}{u} = \frac{13,08}{4,2} = 3,11 \text{ с}^{-1}.$$

Отклонение от  $\omega_2$  допускается до 2 %.

4. Принимаем коэффициенты формы зуба (табл. 4.10):

шестерни  $Y_{F_1} = 4,07$  при  $z_1 = 20$ ;

колеса  $Y_{F_2} = 3,6$  при  $z_2 = 84$ .

5. Вычисляем сравнительную характеристику прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

$$\text{шестерни} \quad \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{211}{4,07} = 51,84 \text{ МПа};$$

$$\text{колеса} \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{188}{3,6} = 52,2 \text{ МПа}.$$

Расчет передачи на изгибную прочность необходимо вести по шестерне, зубья которой менее прочны.

6. Принимаем расчетные коэффициенты:

а) коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{bd} = 0,4$  для консольного расположения шестерни (табл. 4.5).

б) коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{F\beta} = 1,37$  для консольного расположения шестерни и шарикоподшипников (табл. 4.6).

7. Вычисляем модуль зубьев из условия прочности зубьев шестерни на изгиб:

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{Y_{F_1} \frac{T_1}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_{F_1}} K_{F\beta}} =$$
$$= 1,4 \cdot \sqrt[3]{4,07 \frac{162,8}{0,4 \cdot 20^2 \cdot 211 \cdot 10^6} 1,37} = 4,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $m = 4,5$  мм (табл. 4.8).

8. Определяем основные геометрические размеры передачи:

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m z_1 = 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 4,5 \cdot 84 = 378 \text{ мм}.$$

б) диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 90 + 2 \cdot 4,5 = 99 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 378 + 2 \cdot 4,5 = 387 \text{ мм}.$$

в) межосевое расстояние

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{90 + 387}{2} = 238,5 \text{ мм}.$$

г) ширина венца:

колеса  $b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 90 = 36$  мм. Принимаем ширину венца колеса  $b_2 = 30$  мм, так как ранее был завышен модуль передачи;

шестерни  $b_1 = b_2 + (3 \div 5)$  мм = 30 + 5 = 35 мм.

9. Вычисляем окружную скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{13,08 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,59 \text{ м/с.}$$

По табл. 4.9 принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

10. Определяем окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 162,8}{90 \cdot 10^{-3}} = 3618 \text{ Н.}$$

11. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в ножке зуба шестерни ( $K_{Fv} = 1,4$  при  $HV \leq 350$  и прямозубой передаче):

$$\begin{aligned} \sigma_{F_1} &= Y_{F_1} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} = 4,07 \frac{3618}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}} 1,37 \cdot 1,4 = \\ &= 209 \text{ МПа} < 211 \text{ МПа} = [\sigma]_{F_1}. \end{aligned}$$

Недонапряжение составило 2 %, что допустимо.

12. Вычисляем расчетное напряжение в ножке зуба колеса:

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1} Y_{F_1}}{Y_{F_2}} = \frac{209 \cdot 3,6}{4,07} = 185 \text{ МПа} < 188 \text{ МПа} = [\sigma]_{F_2}.$$

Недонапряжение составило 1,6 %, что допустимо.

**II. Выполнить проектный и проверочный расчеты для открытой цилиндрической косозубой передачи.**

**Дано:**  $i_{\text{оп}} = 4,17$ ;  $P_1 = 2,13$  кВт;  $\omega_1 = 13,08 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_1 = 162,8$  Нм;  
 $P_2 = 2$  кВт;  $\omega_2 = 3,14 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_2 = 636,9$  Нм;  $[\sigma]_{F_1} = 211$  МПа;  
 $[\sigma]_{F_2} = 188$  МПа.

**Решение.** 1. Принимаем число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ .

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 4,17 = 83,4, \text{ принимаем } z_2 = 84.$$

2. Вычисляем передаточное число открытой передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{20} = 4,2.$$

3. Определяем фактическую угловую скорость передачи:

$$\omega_2' = \frac{\omega_1}{u} = \frac{13,08}{4,2} = 3,11 \text{ с}^{-1}.$$

Отклонение от  $\omega_2$  допускается до 2 %.

4. Принимаем коэффициенты формы зуба. Для этого вычисляем эквивалентное число зубьев. Принимаем  $\beta = 13^\circ$  (угол наклона зуба).

$$\text{Шестерни } z_{v_1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,924} = 21,6;$$

$$\text{колеса } z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{84}{0,924} = 90,9.$$

По табл. 4. 10 выбираем коэффициент формы зуба по эквивалентному числу зубьев:

шестерни  $Y_{F1} = 4$ , при  $z_1 = 21,6$  (табл. 4.10);

колеса  $Y_{F2} = 3,6$ , при  $z_2 = 90,9$ .

5. Вычисляем сравнительную характеристику прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

$$\text{шестерни } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{211}{4} = 52,75 \text{ МПа};$$

$$\text{колеса } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{188}{3,6} = 52,2 \text{ МПа}.$$

Расчет передачи на изгибную прочность необходимо вести по шестерне, зубья которой менее прочны.

6. Принимаем расчетные коэффициенты:

а) коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{bd} = 0,4$ , для консольного расположения шестерни (табл. 4.5).

б) коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{F\beta} = 1,37$ , для консольного расположения шестерни и шарикоподшипников (табл. 4.6).

7. Вычисляем модуль зубьев из условия прочности зубьев шестерни на изгиб:

$$m = 1,12 \cdot \sqrt[3]{Y_{F_2} \frac{T_1}{\Psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_{F_2}} K_{F_\beta}} =$$

$$= 1,12 \cdot \sqrt[3]{3,6 \frac{162,8}{0,4 \cdot 20^2 \cdot 188 \cdot 10^6} 1,37} = 3,34 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 3,5$  мм (табл. 4.8).

8. Определяем основные геометрические размеры передачи:

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 20}{\cos 13^\circ} = 71,87 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 84}{\cos 13^\circ} = 301,85 \text{ мм;}$$

б) диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_n = 71,87 + 2 \cdot 3,5 = 78,87 \text{ мм;}$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m_n = 301,85 + 2 \cdot 3,5 = 308,85 \text{ мм.}$$

в) межосевое расстояние

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{71,87 + 301,85}{2} = 190,36 \text{ мм.}$$

г) ширина венца:

- колеса  $b_2 = \Psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 71,87 = 28,75$  мм. Принимаем ширину венца колеса  $b_2 = 35$  мм;

- шестерни  $b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 35 + 5 = 40$  мм.

9. Вычисляем окружную скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{13,08 \cdot 71,87 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,47 \text{ м/с.}$$

По табл. 4.9 принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

10. Определяем окружную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 162,8}{71,87 \cdot 10^{-3}} = 4536 \text{ Н.}$$

11. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в ножке зуба колеса ( $K_{Fv} = 1,2$  при  $HV \leq 350$  и косозубой передаче):

$$\begin{aligned} \sigma_{F_2} &= 0,9 \cdot Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} = 0,9 \cdot 3,6 \frac{4536}{35 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,37 \cdot 1,2 = \\ &= 197,2 \text{ МПа} > 188 \text{ МПа} = [\sigma]_{F_2}. \end{aligned}$$

Перенапряжение составило 4,6 %, что допустимо.

12. Вычисляем расчетное напряжение в ножке зуба шестерни:

$$\sigma_{F_1} = \frac{\sigma_{F_2} Y_{F_1}}{Y_{F_2}} = \frac{197,2 \cdot 4}{3,6} = 219,1 \text{ МПа} > 211 \text{ МПа} = [\sigma]_{F_1}.$$

Перенапряжение составило 3,8 %, что допустимо.

**III. Выполнить проектный и проверочный расчеты плоскоременной передачи.** Для ременных передач основным является расчет на тяговую способность, а проверочным – расчет на долговечность ремня. Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:**  $i_{pn} = 2,22$ ;  $P_1 = 6$  кВт;  $\omega_1 = 104,6 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_1 = 57,4$  Нм.

**Решение.** 1. Вычисляем диаметр малого шкива:

$$D_1 = (0,052 \div 0,061) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} = (0,052 \div 0,061) \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^3}{104,6}} = (200,5 \div 235,5) \text{ мм.}$$

По табл. 4.17 принимаем  $D_1 = 200$  мм.

2. Определяем скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{104,6 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{2} = 10,5 \text{ м/с.}$$

3. Вычисляем диаметр большого шкива.

Принимаем коэффициент скольжения  $\varepsilon = 0,01$ . При нормальном режиме работы  $\varepsilon = (0,01-0,02)$ .

$$D_2 = i D_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2,22 \cdot 200 \cdot (1 - 0,01) = 439,6 \text{ мм.}$$

По табл. 4.17 принимаем  $D_2 = 450$  мм.

Таблица 4.17

Диаметры шкивов $D$ , мм		
50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000		
Ширина ремня $b$ , мм	Ширина шкива $B$ , мм	Стрелка выпуклости обода шкива
32	40	0,3
40	50	
50	63	
63	71	0,4
71	80	
80	90	
90	100	0,5
100	112	
112	125	
125	140	0,6
140	160	
160	180	

*Примечание.* Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм, без резиновой прослойки 1,25 мм.

#### 4. Фактическое передаточное отношение

$$i' = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{450}{1-0,01} = 2,27,$$

отклонение от  $i$  возможно до 2 %.

5. Межосевое расстояние. Для получения меньших габаритов воспользуемся следующей формулой:

$$a_{\min} = 2(D_2 + D_1) = 2(450 + 200) = 1300 \text{ мм.}$$

#### 6. Расчетная длина ремня

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 1300 + \frac{3,14(450 + 200)}{2} + \frac{(450 - 200)^2}{4 \cdot 1300} = 3632,3 \text{ мм.}$$

На сшивку длина ремня увеличивается на  $\Delta l = 100\text{--}400$  мм.

Добавим  $\Delta l = 168$  мм, тогда общая длина ремня  $l_0 = l + \Delta l = 3632 + 168 = 3800$  мм.

7. Число пробегов ремня

$$U = \frac{v}{l} = \frac{10,5}{3,632} = 2,89 \text{ с}^{-1} < [U] = 5 \text{ с}^{-1}, \text{ что допустимо.}$$

8. Уточнение межосевого расстояния не выполняем, так как ремень не бесконечный, а сшивной.

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{450 - 200}{1300} = 180^\circ - 10,96^\circ = \\ &= 169,04^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ, \text{ что верно.} \end{aligned}$$

10. Толщину ремня  $\delta$  для резинотканевых ремней определяем из соотношения

$$\delta / D_1 \leq 1/40; \quad \delta = \frac{D_1}{40} = \frac{200}{40} = 5 \text{ мм.}$$

По табл. 4.18 принимаем толщину ремня  $\delta = 4,5$  мм (3 прокладки с резиновыми прослойками  $\delta_0 = 1,5$  мм).

Таблица 4.18

Ширина ремня $b$ , мм	20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75)	80, (85), 90, 100, 112	(115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200 т.д.
Число прокладок $z$	3–5	3–6	4–6

11. Допускаемую приведенную удельную окружную силу в резинотканевом ремне при  $\sigma_0 = 1,78$  МПа вычисляем по формуле

$$[k_0] = 2,45 - \frac{9,81 \cdot 4,5}{D_1} = 2,45 - \frac{9,81 \cdot 4,5}{200} = 2,22 \text{ МПа.}$$

12. Поправочные коэффициенты:

$C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата,  $C_\alpha = 0,967$ , определяем интерполированием для соответствующего угла обхвата по табл. 4.19.



Таблица 4.19

Угол обхвата $\alpha_1$ , град		180	170	160	150	140	130	120
$C_\alpha$	для плоских ремней	1,00	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	для клиновых ремней	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

$C_v$  – скоростной коэффициент, вычисляем по формуле

$$C_v = 1,04 - 0,004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 10,5^2 = 0,996;$$

$C_p$  – коэффициент нагрузки и режима работы (табл. 4.20),  $C_p = 0,9$  при умеренных колебаниях;

Таблица 4.20

Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная
$C_p$	1,0	0,9	0,8	0,7

$C_\theta$  – коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение (табл. 4.21),  $C_\theta = 0,8$  при вертикальном расположении передачи.

Таблица 4.21

Передача	Угол наклона линии центров шкивов передачи к горизонту $\theta$ , град		
	0–60	60–80	80–90
Открытая	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7

Допускаемая удельная окружная сила

$$[k_{\Pi}] = [k_o] \cdot C_\alpha C_p C_\theta C_v = 2,22 \cdot 0,967 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,996 = 1,54 \text{ МПа.}$$

13. Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{6 \cdot 10^3}{10,5} = 571,4 \text{ Н.}$$

14. Площадь сечения  $A$  и ширина ремня  $b$ :

$$A = \delta \cdot b = \frac{F_t}{[k_{\Pi}]} = \frac{571,4}{1,54} = 371 \text{ мм}^2.$$

$$b = \frac{A}{\delta} = \frac{371}{4,5} = 82,4 \text{ мм}.$$

По табл. 4.17 принимаем  $b = 80$  мм и ширину шкива  $B = 90$  мм.

15. Сила предварительного натяжения ремня

$$F_0 = A\sigma_0 = \delta b\sigma_0 = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1,78 \cdot 10^6 = 641 \text{ Н}.$$

16. Нагрузка на валы

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 641 \cdot \sin \frac{169}{2} = 1276,1 \text{ Н}.$$

**IV.** Выполнить проектный и проверочный расчеты клиноременной передачи. Для ременных передач основным является расчет на тяговую способность, а проверочным – расчет на долговечность ремня. Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:**  $i_{кр} = 2,22$ ;  $P_1 = 6$  кВт;  $\omega_1 = 104,6 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_1 = 57,4$  Нм.

**Решение.** 1. Принимаем тип ремня по табл. 4.22.

Таблица 4.22

Передаваемая мощность, кВт	Тип ремня при скорости, м/с		
	$\leq 5$	5–10	$> 10$
$\leq 1$	0, А	0, А	0
1–2	0, А, Б	0, А	0, А
2–4	А, Б	0, А, Б	0, А
4–7,5	Б, В	А, Б,	А, Б,
7,5–15	В	Б, В	Б, В
15–30	-	В	В, Г
30–60	-	Г, Д	В, Г
60–120	-	Д	Г, Д
120–200	-	Д, Е	Г, Д
$> 200$	-	-	Д, Е

При мощности 6 кВт и при скорости  $5 \text{ м/с} \leq v \leq 10 \text{ м/с}$  выбираем ремень типа *Б*. Этот ремень имеет  $b_p = 14 \text{ мм}$ ;  $r = 10,5 \text{ мм}$ ;  $A_0 = 138 \text{ мм}^2$ ;  $l = (800 - 6300) \text{ мм}$  (табл. 4.23).

Таблица 4.23

Тип ремня	Размеры сечения, мм			$A_0, \text{ мм}^2$	Расчетная длина $l$ ремня, мм
	$b_0$	$b_p$	$h$		
0	10	8,5	6	47	400–2500
<i>A</i>	13	11	8	81	560–4000
<i>Б</i>	17	14	10,5	138	800–6300
<i>B</i>	22	19	13,5	230	1800–10600
<i>Г</i>	32	27	19	476	3150–15000
<i>Д</i>	38	32	23,5	692	4500–18000
<i>Е</i>	50	42	30	1170	6300–18000

*Примечание.* Стандартный ряд предпочтительных расчетных длин  $l$  в мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

2. Принимаем диаметр малого шкива  $D_1$  по табл. 4.24. Для получения передачи с минимальными размерами принимаем  $D_1 = 140 \text{ мм}$ .

3. Скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 \cdot D_1}{2} = \frac{104,6 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2} = 7,3 \text{ м/с}.$$

Выбранный ремень типа *Б* при этой скорости допускается.

4. Принимаем коэффициент скольжения  $\varepsilon = 0,01$ .

Диаметр большого шкива

$$D_2 = iD_1(1 - \varepsilon) = 2,22 \cdot 140(1 - 0,01) = 307,69 \text{ мм}.$$

Диаметр  $D_2$  выбираем из ряда (мм): 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

Принимаем  $D_2 = 315 \text{ мм}$ .

Таблица 4.24

Диаметр малого шкива $D_1$ , мм	Тип ремня	$[k_0]$ , МПа	
		При $\sigma_0 = 1,18$ МПа	При $\sigma_0 = 1,47$ МПа
71	0	1,42	1,59
80		1,54	1,71
$\geq 90$		1,62	1,82
100	A	1,48	1,64
112		1,58	1,76
$\geq 125$		1,67	1,87
140	B	1,48	1,64
160		1,64	1,84
$\geq 180$		1,71	2,01
200	B	1,48	1,64
224		1,66	1,85
250		1,80	2,03
$\geq 280$		1,87	2,20
320	Г	1,48	1,64
360		1,69	1,89
400		1,87	2,12
$\geq 450$		1,88	2,20
500	Д	1,48	1,64
560		1,69	1,89
$\geq 630$		1,88	2,20
800	E	1,48	1,64
900		1,70	1,91
$\geq 1000$		1,88	2,20

## 5. Фактическое передаточное отношение

$$i' = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{315}{140(1 - 0,01)} = 2,27 ;$$

отклонение от заданного 2,2 %, что допустимо.

## 6. Ориентировочно принимаем минимальное межосевое расстояние

$$a = 0,55(D_2 + D_1) + h = 0,55(315 + 140) + 10,5 = 261 \text{ мм.}$$

7. Расчетная длина ремня

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 261 + \frac{3,14(315 + 140)}{2} + \frac{(315 - 140)^2}{4 \cdot 216} = 1265,7 \text{ мм.}$$

По табл. 4.23 принимаем  $l = 1400$  мм.

8. Число пробегов ремня в секунду

$$U = \frac{v}{l} = \frac{7,3}{1400 \cdot 10^{-3}} = 5,2 \text{ с}^{-1} < [U] = 10 \text{ с}^{-1} \text{ для клиновых ремней.}$$

9. Уточняем межосевое расстояние:

$$a' = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{2 \cdot 1400 - 3,14(315 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14(315 + 140)]^2 - 8(315 - 140)^2}}{8} = 342 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние соответствует рекомендации

$$2(D_2 + D_1) \geq a' \geq 0,55(D_2 + D_1) + h,$$

$$910 \text{ мм} \geq a' = 342 \text{ мм} \geq 261 \text{ мм.}$$

10. Вычисляем угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57^\circ \cdot (D_2 - D_1)}{a'} = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (315 - 140)}{342} = 150,8^\circ > [\alpha_1] = 120.$$

11. По табл. 4.24 принимаем  $\sigma_0 = 1,18$  МПа и  $[k_0] = 1,48$  МПа.

12. Принимаем поправочные коэффициенты по табл. 4.19 интерполированием  $C_\alpha = 0,917$ ;

по формуле  $C_v = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 7,3^2 = 1,023$ ;

по табл. 4.20  $C_p = 0,8$ .

по табл. 4.21  $C_\theta = 0,8$ .

Вычисляем допускаемую удельную окружную силу:

$$[k_{\Pi}] = [k_0] C_\alpha C_v C_p C_\theta = 1,48 \cdot 0,917 \cdot 1,023 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 0,89 \text{ МПа.}$$

13. Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{6 \cdot 10^3}{7,3} = 822 \text{ Н.}$$

14. Площадь сечения и число ремней  $z$ :

$$A = z A_0 = \frac{F_t}{[k_{\text{п}}]} = \frac{822}{0,89} = 923,6 \text{ мм}^2;$$

$$z = \frac{A}{A_0} = \frac{923,6}{138} = 6,69, \text{ принимаем } z = 7.$$

15. Сила предварительного натяжения ремней

$$F_0 = A \sigma_0 = z \cdot A_0 \sigma_0 = 7 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 1,18 \cdot 10^6 = 1139,9 \text{ Н.}$$

16. Сила давления на вал

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1139,9 \sin \frac{150,8}{2} = 2206,2 \text{ Н.}$$

**V. Выполнить проектный и проверочный расчеты цепной передачи.** Основным критерием работоспособности цепных передач является износостойкость шарниров цепи. Несущая способность цепных передач может быть определена согласно условию, по которому давление в шарнирах цепи не должно превышать допустимого. Для решения данной задачи воспользуемся результатами кинематического расчета, выполненного в задаче № 11.

**Дано:** мощность  $P_1 = 5,35$  кВт;  $\omega_1 = 9,43 \text{ с}^{-1}$ ;  $i = 3$ ;  $T_1 = 567,4$  Нм.

**Решение.** 1. По табл. 4.25 для роликовой цепи принимаем число зубьев малой звездочки  $z_1 = 25$ .

Вычисляем число зубьев большой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 3 = 75 \leq z_{2\text{max}} = 120, \text{ условие соблюдается}$$

Таблица 4.25

Тип цепи	Передаточное отношение $i$					
	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	> 6
Роликовая и втулочная	31–27	27–25	25–23	32–21	21–17	17–15
Зубчатая	40–35	35–31	31–27	27–23	23–19	19–17

2. По табл. 4.26 интерполированием находим

$$[p_{ц}] = 33,43 \text{ МПа,}$$

которое соответствует меньшему табличному значению для заданной  $\omega_1 = 9,43 \text{ с}^{-1}$ .

Таблица 4.26

Шаг цепи $p$ , мм	$[p_{ц}]$ , МПа, при угловой скорости меньшей звездочки $\omega_1$ , рад/с							
	< 5,27	21	42	3	84	105	126	168
12,70–15,875	34,3	30,9	28,1	25,7	23,7	22,0	20,6	18,1
19,05–25,40	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7
31,75–38,10	34,3	28,1	23,7	20,6	18,1	16,3	14,7	-

3. Согласно условиям работы принимаем

$$K_{\text{дин}} = 1; K_a = 1, K_c = 1,5; K_{\theta} = 1; K_p = 1,25; K_{\text{рег}} = 1,1.$$

Рекомендации:

$K_{\text{дин}}$  – коэффициент динамичности нагрузки,  $K_{\text{дин}} = 1$  при спокойной нагрузке;  $K_{\text{дин}} = 1-1,5$  при толчках;

$K_a$  – коэффициент межосевого расстояния,  $K_a = 1$  при  $a = (30 \div 50)p$ ;  $K_a = 1,25$  при  $a < 25p$ ;  $K_a = 0,8$  при  $a = (60 \div 80)p$ .

$K_c$  – коэффициент способа смазки,  $K_c = 0,8$  при непрерывной смазке;  $K_c = 1$  при капельной смазке;

$K_{\theta}$  – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту,  $K_{\theta} = 1$  при  $\theta < 60^\circ$ ;  $K_{\theta} = 1,25$  при  $\theta > 60^\circ$ ;

$K_p$  – коэффициент режима работы,  $K_p = 1$  при односменной работе;  $K_p = 1,25$  при двухсменной;  $K_p = 1,5$  при трехсменной;

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент способа регулирования натяжения цепи,  $K_{\text{рег}} = 1$  при регулировании отжимными опорами;  $K_{\text{рег}} = 1,1$  при регулировании нажимными роликами или отжимании звездочками;  $K_{\text{рег}} = 1,25$  для нерегулируемой передачи.

Вычисляем коэффициент эксплуатации:

$$K = K_{\text{дин}} K_a K_c K_{\theta} K_p K_{\text{рег}} = 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,93.$$

#### 4. Шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 K}{v z_1 [p_{\text{ц}}]}} = 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{567,4 \cdot 2,93}{1 \cdot 25 \cdot 33,43 \cdot 10^6}} = 35,2 \text{ мм.}$$

По табл. 4.27 принимаем цепь с шагом  $p = 38,1$  мм, для которой диаметр валика  $d_0 = 11,12$  мм; ширина внутреннего звена  $B = 35,46$  мм; вес 1 м цепи  $q = 55$  Н/м.

Таблица 4.27

Шаг $p$ , мм	Диаметр валика $d_0$ , мм	Ширина внутреннего звена $B$ , мм	Разрушающая нагрузка $F_p$ , кН	Вес 1 м цепи $q$ , Н
12,7	4,45	11,3	18	7,1
15,875	5,08	10,11	23	8
19,05	5,96	17,75	25	15,2
25,4	7,96	22,61	50	25,7
31,75	9,55	27,46	70	37,3
38,1	11,12	35,46	100	55
44,45	12,72	37,19	130	75
	14,29	44	160	97

5. Для выбранной цепи по табл. 4.28 максимальное значение угловой скорости  $\omega_{1max} = 50 \text{ с}^{-1} > \omega_1 = 9,43 \text{ с}^{-1}$ , это условие должно выполняться.

Таблица 4.28

Число зубьев $z_1$	Шаг $p$ , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$\geq 15$	Для роликовых и втулочных цепей							
	125	100	90	80	63	50	40	30
$\geq 17$								
	330	265	220	165	132	-	-	-



6. Вычисляем среднюю скорость цепи:

$$v = \frac{p z_1 \omega_1}{2\pi} = \frac{38,1 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 9,43}{2 \cdot 3,14} = 1,43 \text{ м/с.}$$

7. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,36 \cdot 10^3}{1,43} = 3748 \text{ Н.}$$

8. Расчетное давление в шарнирах принятой цепи

$$p_{ц} = \frac{F_t K}{A} = \frac{F_t K}{d_0 B} = \frac{3748 \cdot 2,93}{11,12 \cdot 10^{-3} \cdot 35,46 \cdot 10^{-3}} = 27,8 \text{ МПа.}$$

$$p_{ц} = 27,8 < p_{ц} = 33,43 \text{ МПа, условие выполнено.}$$

9. Межосевое расстояние находим по формуле

$$a = 40p = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.}$$

Длина цепи в шагах

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = \\ &= \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{25 + 75}{2} + \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1524} = 131,585 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем  $l_p = 132 \text{ мм.}$

10. Пересчитываем межосевое расстояние при  $l_p = 132 \text{ мм.}$

$$\begin{aligned} a' &= \frac{p}{4} \cdot \left[ l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{38,1}{4} \cdot \left[ 132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left( 132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1561 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таблица 4.29

Наклон линии центров звездочек к горизонту	Характер нагрузки	$k_B$
0–40°	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40–90°	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

## 11. Натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q a = 1 \cdot 55 \cdot 1,561 = 85,8 \text{ Н},$$

где  $k_f$  – коэффициент провисания,  $k_f \leq 40$  для наклоненных к горизонту,  $k_f = 6$  для горизонтальных передач,  $k_f = 1$  для вертикальных передач.

## 12. Нагрузка на вал от натяжения цепи

$$F_{\text{ц}} = k_B F_t + 2F_0 = 1,15 \cdot 3748 + 2 \cdot 85,8 = 4481,8 \text{ Н},$$

где  $k_B$  – коэффициент нагрузки вала (табл. 4.29).

**Указания к выполнению контрольной работы № 5****Пример решения задачи № 14**

По заданным геометрическим параметрам вала (рис. 4.18), крутящему моменту, размеру зубчатых колес требуется выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость. Направление сил, действующих на вал, определяется расположением сопряженных зубчатых колес, показанных на рисунке тонкими линиями.

**Дано:**  $T = 200 \text{ Нм}$ ;  $d_1 = 50 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 130 \text{ мм}$ ;

$l_1 = 50 \text{ мм}$ ;  $l_2 = 40 \text{ мм}$ ;  $l = 150 \text{ мм}$ .

**Решение.** I. Определяем силы, действующие в цилиндрической прямозубой передаче и конической прямозубой передаче (рис. 4.18, а).

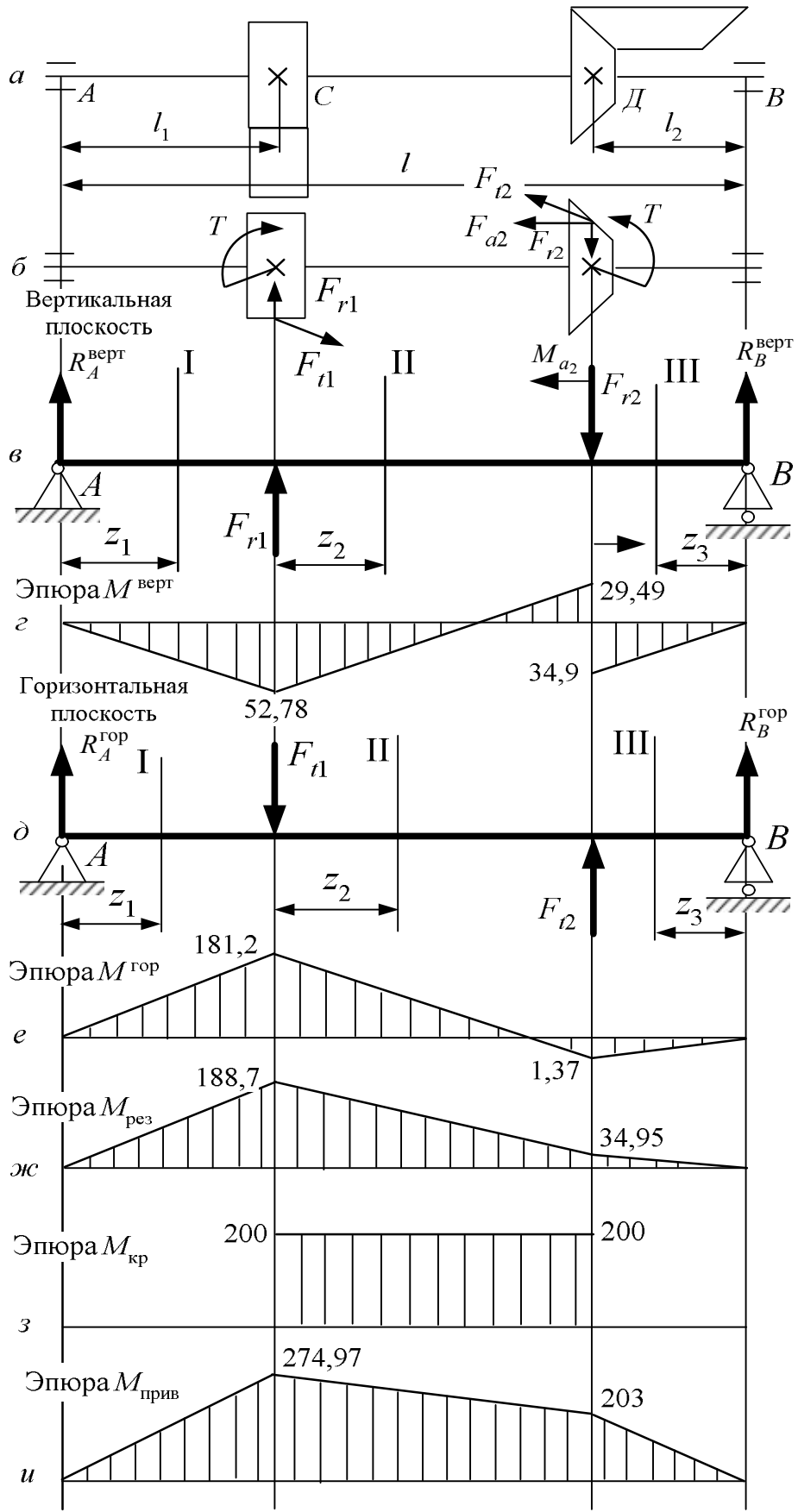


Рис. 4.18

В цилиндрической прямозубой передаче

$$F_{t_1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 200}{60 \cdot 10^{-3}} = 6667 \text{ Н};$$

$$F_{r_1} = F_{t_1} \tan \alpha_{\omega} = 6667 \cdot \tan 20^{\circ} = 2427 \text{ Н}.$$

В конической прямозубой передаче

$$F_{t_2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 200}{130 \cdot 10^{-3}} = 3077 \text{ Н};$$

$$i = \tan \delta_2 = \frac{1}{\tan \delta_1}; \quad \delta_1 = 26,5^{\circ}.$$

$$F_{r_2} = F_{t_2} \tan \alpha_{\omega} \sin \delta_1 = 3077 \cdot \tan 20^{\circ} \sin 26,5^{\circ} = 498,5 \text{ Н};$$

$$F_{a_2} = F_{t_2} \tan \alpha_{\omega} \cos \delta_1 = 3077 \cdot \tan 20^{\circ} \cos 26,5^{\circ} = 991,3 \text{ Н}.$$

II. Определяем ориентировочные диаметры выходных концов вала из условия прочности при кручении:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p} \leq [\tau],$$

где  $\tau_{\max}$  – максимальное касательное напряжение;  $T_{\max}$  – максимальный крутящий момент;  $[\tau]$  – допускаемое касательное напряжение, принимается в пределах  $[\tau] = 12\text{--}40$  МПа;  $W_p \approx 0,2d^3$  – полярный момент сопротивления.

Для проектного расчета принимаем

$$\frac{T_{\max}}{0,2d^3} = [\tau].$$

Откуда

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_{\max}}{0,2[\tau]}}.$$

Приняв  $[\tau] = 25$  МПа, вычисляем диаметр выходного конца вала:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{200}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 3,42 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Принимаем значение диаметра вала из стандартного ряда  $d_{\text{вых}} = 34$  мм.

III. Определяем диаметр вала в опасном сечении по третьей теории прочности, так как при работе вал испытывает сложную деформацию изгиба с кручением.

1. Составляем расчетную схему вала со всеми действующими на него силами (рис. 4.18, б).

2. Определяем изгибающие моменты в вертикальной  $M^{\text{верт}}$  и в горизонтальной  $M^{\text{гор}}$  плоскостях:

а) составляем расчетную схему от сил, действующих в вертикальной плоскости. Подшипники заменяем шарнирными опорами: одна подвижная, другая неподвижная (рис. 4.18, в).

Вычисляем величину опорных реакций:

$$\begin{aligned} \sum m_A = 0; \quad F_{r1}l_1 - F_{r2}(l - l_2) + M_{a2} + R_B^{\text{верт}}l &= 0; \\ R_B^{\text{верт}} &= \frac{-F_{r1}l_1 + F_{r2}(l - l_2) - M_{a2}}{l} = \\ &= \frac{-2427 \cdot 0,05 + 498,5(0,15 - 0,04) - 64,43}{0,15} = -872,9 \text{ Н.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum m_B = 0; \quad -R_A^{\text{верт}}l - F_{r1}(l - l_1) + F_{r2}l_2 + M_{a2} &= 0; \\ R_A^{\text{верт}} &= \frac{-F_{r1}(l - l_1) + F_{r2}l_2 + M_{a2}}{l} = \\ &= \frac{-2427(0,15 - 0,05) + 498,5 \cdot 0,04 + 64,4}{0,15} = -1055,7 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Для проверки правильности определения опорных реакций составляем уравнение

$$\sum F_y = 0; \quad R_A^{\text{верт}} + F_{r1} - F_{r2} + R_B^{\text{верт}} = -1055,7 + 2427 - 498,5 - 872,9 = 0;$$

б) составляем уравнения изгибающего момента в вертикальной плоскости  $M^{\text{верт}}$ :

участок I,  $0 \leq z_1 \leq l_1 = 0,05$  м:

$$M^{\text{верт}} = R_A^{\text{верт}} z_1;$$

$$M_{z_1=0}^{\text{верт}} = 0;$$

$$M_{z_1=0,05\text{м}}^{\text{верт}} = -1055,7 \cdot 0,05 = -52,78 \text{ Нм};$$

участок II,  $0 \leq z_2 \leq (l - l_1 - l_2) = 0,06$  м:

$$M^{\text{верт}} = R_A^{\text{верт}}(l_1 + z_2) + F_{r_1} z_2;$$

$$M_{z_2=0}^{\text{верт}} = -1055,7 \cdot 0,05 = -52,78 \text{ Нм};$$

$$M_{z_2=0,06\text{м}}^{\text{верт}} = -1055,7 \cdot (0,05 + 0,06) + 2427 \cdot 0,06 = 29,49 \text{ Нм};$$

участок III,  $0 \leq z_3 \leq 0,04$  м:

$$M^{\text{верт}} = R_B^{\text{верт}} z_3;$$

$$M_{z_3=0}^{\text{верт}} = 0;$$

$$M_{z_3=0,04\text{м}}^{\text{верт}} = -872,9 \cdot 0,04 = -34,9 \text{ Нм}.$$

Эпюры  $M^{\text{верт}}$  приведены на рис. 4.18, з;

в) составляем схему нагрузок в горизонтальной плоскости (рис. 4.18, д) и вычисляем величину опорных реакций. Силы рисуем вертикально, так как на расчетах это не отражается.

$$\sum m_A = 0; \quad -F_{t_1} l_1 + F_{t_2} (l - l_2) + R_B^{\text{гор}} l = 0;$$

$$R_B^{\text{гор}} = \frac{F_{t_1} l_1 - F_{t_2} (l - l_2)}{l} = \frac{6667 \cdot 0,05 - 3077 \cdot (0,15 - 0,04)}{0,15} = -34,13 \text{ Н}.$$

$$\sum m_B = 0; \quad -R_A^{\text{гор}} l - F_{t_1} (l - l_1) - F_{t_2} l_2 = 0;$$

$$R_A^{\text{гор}} = \frac{F_{t_1} (l - l_1) - F_{t_2} l_2}{l} = \frac{6667 \cdot (0,15 - 0,05) - 3077 \cdot 0,04}{0,15} = 3624,13 \text{ Н}.$$

Составляем уравнения изгибающего момента в горизонтальной плоскости  $M^{\text{гор}}$ :

участок I,  $0 \leq z_1 \leq l_1 = 0,05$  м:

$$M^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} z_1;$$

$$M_{z_1=0}^{\text{гор}} = 0;$$

$$M_{z_1=0,05\text{м}}^{\text{гор}} = 3624,13 \cdot 0,05 = 181,2 \text{ Нм};$$

участок II,  $0 \leq z_2 \leq (l - l_1 - l_2) = 0,06$  м:

$$M^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} (l_1 + z_2) - F_{t_1} z_2;$$

$$M_{z_2=0}^{\text{гор}} = 3624,13 \cdot 0,05 = 181,2 \text{ Нм};$$

$$M_{z_2=0,06\text{м}}^{\text{гор}} = 3624,13 \cdot (0,05 + 0,06) - 6667 \cdot 0,06 = -1,37 \text{ Нм}.$$

участок III,  $0 \leq z_3 \leq 0,04$  м:

$$M^{\text{гор}} = R_B^{\text{гор}} z_3;$$

$$M_{z_3=0}^{\text{гор}} = 0;$$

$$M_{z_3=0,04\text{м}}^{\text{гор}} = - - 34,13 \cdot 0,04 = -1,37 \text{ Нм}.$$

Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости  $M^{\text{гор}}$  приведена на рис. 4.18, e;

г) результирующую эпюру изгибающих моментов строим как геометрическую сумму ординат от моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{\text{рез}} = \sqrt{(M^{\text{верт}})^2 + (M^{\text{гор}})^2}.$$

Вычисляем значения ординат  $M_{\text{рез}}$  в граничных сечениях:

$$M_{\text{рез}(A)} = 0;$$

$$M_{\text{рез}(C)} = \sqrt{(52,78)^2 + (181,2)^2} = 188,7 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{рез}(D)} = \sqrt{(34,9)^2 + (1,37)^2} = 34,95 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{рез}(B)} = 0.$$

Эпюра результирующего изгибающего момента – это ломаная линия в пространстве.

Для удобства изображения радиусы-векторы этой ломаной разворачивают в одну плоскость. Если эпюры  $M^{\text{верт}}$  и  $M^{\text{гор}}$  на каком-либо участке имеют вид треугольников с совпадающими вершинами, то на этом

участке эпюра  $M_{рез}$  будет очерчена прямой линией. На остальных участках будет кривая с выпуклостью в сторону нулевой линии (4.18, ж);

д) строим эпюру крутящего момента (рис. 4.18, з). Вал имеет один участок –  $CD$ , на котором  $M_{кр} = T = 200$  Нм.

е) значение приведенного момента вычисляем в характерных точках по третьей теории прочности:

$$M_{прив}^{III} = \sqrt{M_{рез}^2 + M_{кр}^2} ;$$

$$M_{прив(A)} = 0 ;$$

$$M_{прив(C)} = \sqrt{(188,7)^2 + (200)^2} = 274,97 \text{ Нм};$$

$$M_{прив(D)} = \sqrt{(34,95)^2 + (200)^2} = 203 \text{ Нм};$$

$$M_{прив(B)} = 0 .$$

Эпюра  $M_{прив}$  приведена на рис. 4.18, и. По эпюре  $M_{прив}$  устанавливается опасное сечение вала. В данном случае опасным является сечение, проходящее через точку  $C$ , т. е. под расположенное под цилиндрическим зубчатым колесом;

ж) подбираем диаметр вала. Материал вала находится в плоском напряженном состоянии от совместного действия изгиба с кручением. Условие прочности записываем в следующем виде:

$$\sigma_{расч} = \frac{M_{прив}}{W_x} \leq [\sigma] ,$$

где  $M_{прив} = 274,97$  Нм – приведенный момент в опасном сечении вала;  $W_x \approx 0,1d^3$  – осевой момент сопротивления;  $d$  – диаметр вала.

Материал вала при вращении испытывает действие переменных напряжений. Вначале определяют ориентировочный диаметр вала по некоторому условному допускаемому напряжению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{\kappa} ,$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала;  $\kappa$  – коэффициент запаса прочности, принимаемый равным 8—12.

Данный вал изготавливают из стали 45, для которой  $\sigma_B = 800$  МПа:

$$[\sigma] = \frac{800}{10} = 80 \text{ МПа}.$$



Вычисляем величину момента сопротивления:

$$W_x = \frac{M_{\text{прив}}}{[\sigma]} = \frac{274,97}{80 \cdot 10^6} = 3,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 3,44 \text{ мм}^3.$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_x}{0,1}} = \sqrt[3]{34,4} = 3,25 \text{ см} = 32,5 \text{ мм}.$$

Полученный диаметр округляем до ближайшего стандартного. Принимаем  $d = 34 \text{ мм}$ .

IV. Проверку прочности вала при переменных напряжениях производим по тем же нагрузкам, по которым был выполнен расчет на статическую прочность (см. п. III). Для расчета используем готовые эпюры (рис. 4.18,  $z$ ,  $e$ ). В опасном сечении (сечение, проходящее через точку С) имеем:

$$M_{\text{рез}} = 188,7 \text{ МПа};$$

$$M_{\text{кр}} = 200 \text{ МПа};$$

$$d = 34 \text{ мм}.$$

Концентраторами напряжений в опасном сечении являются галтель, шпонка и напряженная посадка зубчатого колеса.

1. Вычисляем величину номинального напряжения от результирующего изгибающего момента  $M_{\text{рез}}$ :

$$\sigma = \frac{M_{\text{рез}}}{W} = \frac{M_{\text{рез}}}{0,1 d^3} = \frac{188,7}{0,1 \cdot 34^3 \cdot 10^{-9}} = 48 \text{ МПа}.$$

Вычисляем величину номинального напряжения от крутящего момента  $M_{\text{кр}} = T$ .

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2 d^3} = \frac{200}{0,2 \cdot 34 \cdot 10^{-9}} = 25,4 \text{ МПа}$$

Нормальные напряжения от изгибающего момента при вращении вала меняются по симметричному циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma = 48 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{min}} = -\sigma = -48 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0;$$

$$\sigma_a = \sigma = 48 \text{ МПа};$$

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} = -1.$$

Касательные напряжения в нереверсивных валах меняются по отнулевому циклу:

$$\tau_{\max} = \tau = 25,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = 0;$$

$$\tau_m = 0,5 \tau = 12,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = 0,5 \tau = 12,7 \text{ МПа};$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0.$$

2. Устанавливаем величину пределов выносливости и коэффициентов:

а) пределы выносливости находим из табл. 4.30 для стали с пределом прочности  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ :

$$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 210 \text{ МПа};$$

Таблица 4.30

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа					
20	60	145	400	240	170	100	0	0
45	Любой	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Любой	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
40XH	Любой	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05

б) коэффициенты влияния асимметрии цикла также находим из табл. 4.30:

$$\Psi_\sigma = 0,1 \quad \Psi_\tau = 0.$$

в) концентраторами напряжений в опасном сечении являются галтель, шпонка и напряженная посадка зубчатого колеса. Из табл. 4.31 для стали 45 с  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$  находим:

для галтели –  $k_{\sigma} = 2,28$ ;  $k_{\tau} = 2,37$ ;

для шпонки –  $k_{\sigma} = 2,01$ ;  $k_{\tau} = 1,88$ ;

для посадки –  $k_{\sigma} = 2,09$ ;  $k_{\tau} = 1,71$ .

Для дальнейшего расчета принимаем  $k_{\sigma} = 2,28$ ;  $k_{\tau} = 2,37$ ;

Таблица 4.31

$\sigma_b$ , МПа	Галтель		Шпоночный паз		Посадка колец подшипников качения		Посадка деталей			
							напряженная		скользящая	
	$k_{\sigma}$	$k_{\tau}$	$k_{\sigma}$	$k_{\tau}$	$k_{\sigma}$	$k_{\tau}$	$k_{\sigma}$	$k_{\tau}$	$k_{\sigma}$	$k_{\tau}$
400	2,07	2,12	1,51	1,20	1,94	1,57	1,45	1,26	1,26	1,14
500	2,12	2,18	1,64	1,37	2,15	1,71	1,61	1,39	1,40	1,23
600	2,17	2,24	1,76	1,54	2,36	1,88	1,77	1,50	1,54	1,32
700	2,23	2,30	1,89	1,71	2,58	1,99	1,94	1,60	1,68	1,49
800	2,28	2,37	2,01	1,88	2,69	2,13	2,09	1,71	1,81	1,50
900	2,34	2,42	2,14	2,05	3,00	2,29	2,26	1,81	1,96	1,59
1000	2,39	2,48	2,26	2,22	3,22	2,43	2,42	1,96	2,10	1,86

г) масштабные коэффициенты выбираем из табл. 4.32 для  $d = 34$  мм и углеродистой стали:

$$k_M = 0,86; k_M' = 0,8;$$

д) коэффициенты состояния поверхности выбираем из табл. 4.33 для чистовой обточки:

$$k_{\Pi} = k_{\Pi}' = 0,9.$$

Таблица 4.32

Диаметр вала, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	$k_M$	$k_M'$	$k_M$	$k_M'$
20–30	0,91	0,89	0,83	0,89
30–50	0,86	0,80	0,75	0,80
50–70	0,86	0,75	0,69	0,75
70–100	0,74	0,73	0,66	0,73
100–150	0,69	0,69	0,61	0,69
150 ÷ 500	0,60	0,60	0,54	0,60

Таблица 4.33

Вид обработки	$\sigma_B = 800$ , МПа		
	40	80	120
Шлифование	1	1	1
Обточка чистовая	0,95	0,90	0,80
Обдирка	0,85	0,80	0,65
Необработанная поверхность	0,75	0,65	0,45

3. Вычисляем фактический основной коэффициент запаса прочности:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma}\sigma_m + \sigma_a \frac{k_{\sigma}}{k_M \cdot k_{II}}} = \frac{350}{0 + 48 \cdot \frac{2,28}{0,86 \cdot 0,9}} = 2,5;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau}\tau_m + \tau_a \frac{k_{\tau}}{k_M \cdot k_{II}}} = \frac{210}{0 + 12,7 \cdot \frac{2,37}{0,8 \cdot 0,9}} = 5,02;$$

$$S_0 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_{\sigma}^2} + \frac{1}{n_{\tau}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,5^2} + \frac{1}{5,02^2}}} = 2,2.$$

Коэффициент запаса прочности не вышел за допустимые пределы  $S_0 = 1,5-3$ , следовательно, диаметр пересчитывать не надо.

### Пример решения задачи № 15

Рассчитать сварное нахлесточное соединение равнополочного уголка  $75 \times 75 \times 8$ ,  $z_0 = 21,5$  мм (ГОСТ 8509–72) с косынкой (рис. 4.19). Нагрузка осевая растягивающая переменная:  $F_{\max} = 138$  кН,  $F_{\min} = 46$  кН. Сварка ручная дуговая электродом Э50А. Материал уголка и косынки – сталь Ст3.

**Решение.** 1. Для уменьшения длины перекрытия уголка с косынкой выбираем комбинированный угловой шов с нормальным сечением. Высоту катета слева принимаем равной толщине полки уголка, т. е.  $R = 8$  мм.

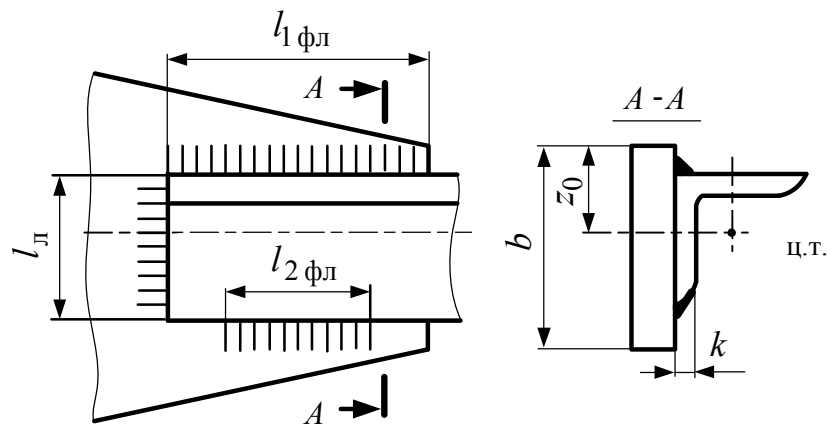


Рис. 4.19

2. Определяем допускаемое напряжение среза для сварного соединения.

Для угловых швов при переменной нагрузке

$$[\tau]_{\text{ср}}' = \gamma \cdot 0,65[\sigma]_p,$$

$$\text{где } \gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{F_{\text{min}}}{3F_{\text{max}}}} = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{46 \cdot 10^3}{3 \cdot 138 \cdot 10^3}} = 0,82.$$

Для стали Ст3  $[\sigma]_p = 160$  МПа, следовательно,

$$[\tau]_{\text{ср}}' = \gamma \cdot 0,65[\sigma]_p = 0,82 \cdot 0,65 \cdot 165 = 85 \text{ МПа.}$$

3. Определяем общую расчетную длину всех швов

$$l_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{max}}}{0,7R[\tau]_{\text{ср}}'} = \frac{138 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 85 \cdot 10^6} = 290 \text{ мм.}$$

4. Вычисляем размеры лобового и фланговых швов:

а) принимаем длину лобового шва, равной ширине полки уголка:

$$l_{\text{л}} = b = 75 \text{ мм;}$$

б) суммарную длину фланговых швов:

$$l_{\text{фл}} = l_{\text{ш}} - l_{\text{л}} = 290 - 75 = 215 \text{ мм;}$$

в) длину флангового шва у пера уголка:

$$l_{2\text{фл}} = \frac{l_{\text{фл}} z_0}{b} = \frac{215 \cdot 21,5}{75} = 62 \text{ мм;}$$

$$l_{1\text{фл}} = l_{\text{фл}} - l_{2\text{фл}} = 215 - 62 = 153 \text{ мм.}$$