

## Задача № 2

Произвести анализ горно-транспортной машины по заданной кинематической схеме. В задаче следует:

1. Определить диаметры зубчатых колес: делительный, вершин и впадин. Определить межосевые и конусные расстояния. Колеса рассматривать как нулевые, т.е. нарезанные без смещения инструмента.
2. Изобразить в масштабе кинематическую схему зубчатого механизма (на миллиметровой бумаге).
3. Показать на кинематической схеме направление передачи мощности.
4. Определить передаточные числа ступеней, знак и величину передаточного отношения всего механизма.
5. Определить частоту вращения всех валов механизма (валы обозначить римскими цифрами).
6. Определить общий КПД механизма.
7. Определить мощности на всех валах механизма.
8. Определить крутящие моменты на всех валах механизма.
9. Построить диаграммы частот вращения, мощностей и крутящих моментов валов передачи.
10. Расчет прочности зубьев для одной ступени по контактным ( $\sigma_H$ ) напряжениям.
11. Расчет прочности зубьев для одной ступени по изгибным ( $\sigma_F$ ) напряжениям.
12. Выбор материала для изготовления зубчатых колес, разработка конструкции вала и его проектный расчет. Выбор шпонки.

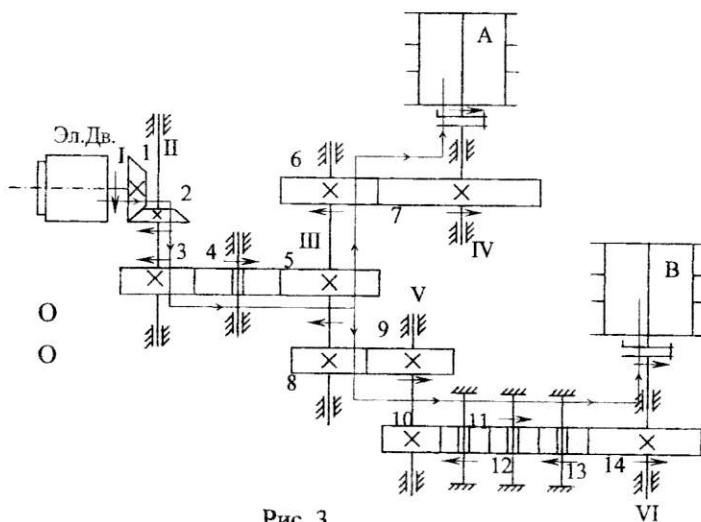


Рис. 3

## Пример выполнения задачи № 2

Определить геометрические, кинематические и силовые параметры зубчатого механизма привода очистного комбайна (рис. 3) при следующих параметрах:

$P_{дв} = 60 \text{ кВт}$ ;  $n_{дв} = 1440 \text{ мин}^{-1}$ ;  $Z_1 = 17$ ;  $Z_2 = 51$ ;  $Z_3 = 18$ ;  $Z_4 = 20$ ;  
 $Z_5 = 45$ ;  $Z_6 = Z_8 = Z_{10} = 20$ ;  $Z_7 = 60$ ;  $Z_9 = 30$ ;  $Z_{11} = Z_{12} = Z_{13} = 25$ ;  $Z_{14} = 40$ ;  
 $m_{1-2} = 6$ ;  $m_{3-4,5} = 8$ ;  $m_{6-14} = 10 \text{ мм}$ .

### Решение.

Обозначим все колеса арабскими цифрами, а валы - римскими.

1. Определим геометрические размеры зубчатых колес, полагая их нулевыми, т.е. нарезанными без смещения инструмента.

Для цилиндрических колес.

Диаметры начальных (делительных) окружностей:

$$d = \frac{m \cdot Z}{\cos \beta}, \quad (2.1)$$

где  $\beta$  - угол наклона зуба. Для косозубых колес  $\beta = 8 \dots 20^\circ$ , для шевронных -  $\beta = 25 \dots 40^\circ$ .

Диаметры окружностей вершин:

$$d_a = m \cdot \left( \frac{Z}{\cos \beta} + 2 \right). \quad (2.2)$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_f = m \cdot \left( \frac{Z}{\cos \beta} - 2,5 \right). \quad (2.3)$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = m \cdot \frac{Z_k + Z_{ш}}{2 \cdot \cos \beta}, \quad (2.4)$$

где  $Z_k$  - количество зубьев колеса;  $Z_{ш}$  - количество зубьев шестерни.

Для конических колес.

Диаметры начальных окружностей в наружном сечении:

$$d_e = m_e \cdot Z. \quad (2.5)$$

Диаметры вершин в наружном сечении:

$$d_a = m_e \cdot (Z + 2 \cdot \cos \delta), \quad (2.6)$$

где  $\delta$  - углы при вершине начальных конусов колеса и шестерни.

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_2}{d_1}; \delta_2 = \arctg \frac{d_2}{d_1}; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Диаметр впадин в наружном сечении:

$$d_f = m_e \cdot (Z - 2,4 \cdot \cos \delta). \quad (2.7)$$

$$\text{Конусное расстояние } R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_w^2 + Z_k^2}. \quad (2.8)$$

Все рассчитанные размеры для рассматриваемой передачи сведены в таблицу 1. Все колеса считаем прямозубыми.

Таблица 1

№	Z	m, мм	$\beta^\circ$	d, мм	d <sub>в</sub> , мм	d <sub>ф</sub> , мм	a, R <sub>e</sub> , мм	$\delta^\circ$	i
1	17	6	0	102	113,38	88,33	161,28	18,43	3
2	51	6	0	306	363,79	355,45		71,57	
3	18	8	0	144	160	124	412		2,5
4	20	8	0	160	176	140			
5	45	8	0	360	376	340			
6	20	10	0	200	220	175	400		3
7	60	10	0	600	620	575			
8	20	10	0	200	220	175	250		1,5
9	30	10	0	300	320	275			
10	20	10	0	200	220	175	1050		2
11	25	10	0	250	270	225			
12	25	10	0	250	270	225			
13	25	10	0	250	270	225			
14	40	10	0	400	420	375			

## 2. Определим кинематические параметры колес.

Передаточные отношения по абсолютной величине, последовательно зацепляющихся колес:

$$i_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad i_{3-5} = \frac{Z_5}{Z_3}; \quad i_{6-7} = \frac{Z_7}{Z_6}; \quad i_{8-9} = \frac{Z_9}{Z_8}; \quad i_{10-14} = \frac{Z_{14}}{Z_{10}}.$$

Общее передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи

$$i_{1-7} = i_{1-2} i_{3-5} i_{6-7} = (-1)^k \frac{Z_2 Z_5 Z_7}{Z_1 Z_3 Z_6} = (-1)^3 \frac{51 \cdot 45 \cdot 60}{17 \cdot 18 \cdot 20} = -22,5;$$

$$i_{1-14} = i_{1-2} i_{3-5} i_{8-9} i_{10-14} = (-1)^k \frac{Z_2 Z_5 Z_9 Z_{14}}{Z_1 Z_3 Z_8 Z_{10}} = (-1)^7 \frac{51 \cdot 45 \cdot 30 \cdot 40}{17 \cdot 18 \cdot 20 \cdot 20} = -22,5,$$

где k – число цилиндрических пар с внешним зацеплением.

Частота вращения валов передачи.

Частота вращения  $n_I$  I вала равна частоте вращения вала двигателя

$$n_{дв}=1440 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{i_{1-2}} = \frac{1440}{3} = 480 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{3-5}} = \frac{480}{2,5} = 192 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_{6-7}} = \frac{192}{3} = 64 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_V = \frac{n_{III}}{i_{8-9}} = \frac{192}{1,5} = 128 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{VI} = \frac{n_V}{i_{10-14}} = \frac{128}{2} = 64 \text{ мин}^{-1}.$$

### 3. Определяем мощность на всех валах механизма.

Принимаем КПД пары конических колес  $\eta_k=0,96$ , пары цилиндрических колес  $\eta_u=0,98$  ( $\eta_n$  – пары подшипников пренебрегаем). Тогда

$$P_I = P_{дв} = 60 \text{ кВт}; \quad P_{II} = P_I \cdot \eta_k = 60 \cdot 0,96 = 57,6 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_u^2 = 57,6 \cdot 0,96^2 = 55,3 \text{ кВт}.$$

Поток мощности на III валу разветвляется на два: один поток  $P_{III}^A$  через зацепление колес 6 – 7 передается на вал IV рабочего органа А; второй поток мощности  $P_{III}^B$  через зацепление колес 8 – 9 и 10 – 11 – 12 – 13 – 14 передается на вал VI рабочего органа В.

$$P_{III} = P_{III}^A + P_{III}^B.$$

Мощности на рабочих органах А и В распределяются неравномерно. Общая мощность полезных сопротивлений равна

$P_{nc} = k_1 P_{nc} + k_2 P_{nc}$ , где  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты загрузки исполнительных органов А и В,  $k_1 = 0,7$ , а  $k_2 = 0,3$ .

В соответствии с этим можно записать

$$P_{III} = \frac{k_1 P_{nc}}{\eta_u} + \frac{k_2 P_{nc}}{\eta_u^5} = P_{nc} \frac{k_1 \eta_u^4 + k_2}{\eta_u^5},$$

откуда 
$$P_{nc} = \frac{P_{III} \eta_u^5}{k_1 \eta_u^4 + k_2} = \frac{55,3 \cdot 0,98^5}{0,7 \cdot 0,98^4 + 0,3} = 53 \text{ кВт}.$$

Таким образом,

$$P_A = P_{IV} = k_1 P_{nc} = 0,7 \cdot 53 = 37,1 \text{ кВт},$$

$$P_B = P_{VI} = k_2 P_{nc} = 0,3 \cdot 53 = 15,9 \text{ кВт}.$$

Мощность на промежуточном валу равна

$$P_v = \frac{P_{vI}}{\eta_u^4} = \frac{15,9}{0,98^4} = 17,24 \text{ кВт.}$$

Находим общий КПД передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{ис}}}{P_{\text{де}}} = \frac{53}{60} = 0,88.$$

4. Определяем крутящие моменты на валах передачи.

$$T_I = 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{де}}}{n_{\text{де}}} = 9550 \cdot \frac{60}{1440} = 398 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{II} = T_I \cdot i_{1-2} \cdot \eta_{I-II} = 397,9 \cdot 3 \cdot 0,96 = 1146 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_{I-II} = \eta_k = 0,96$  - КПД между первым и вторым валами;

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_u^2 \cdot i_{3-5} = 1146 \cdot 0,98^2 \cdot 3 = 2751 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{37,1}{64} = 5536 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_v = 9559 \frac{P_v}{n_v} = 9550 \frac{17,24}{128} = 1286 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{vI} = 9559 \frac{P_{vI}}{n_{vI}} = 9550 \frac{15,9}{64} = 2372,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Полученные значения частот вращения, мощности и крутящих моментов на валах сводим в таблицу 2.

Таблица 2

№ вала	I	II	III	IV	V	VI
$n$ , мин <sup>-1</sup>	1440	480	192	64	128	64
$P$ , кВт	60	57,6	55,3	37,1	17,24	15,9
$T$ , Н·м	398	1146	2751	5536	1286	2372,5

По полученным данным строим диаграммы частот вращения, мощности и крутящих моментов, показанные на рис. 4..

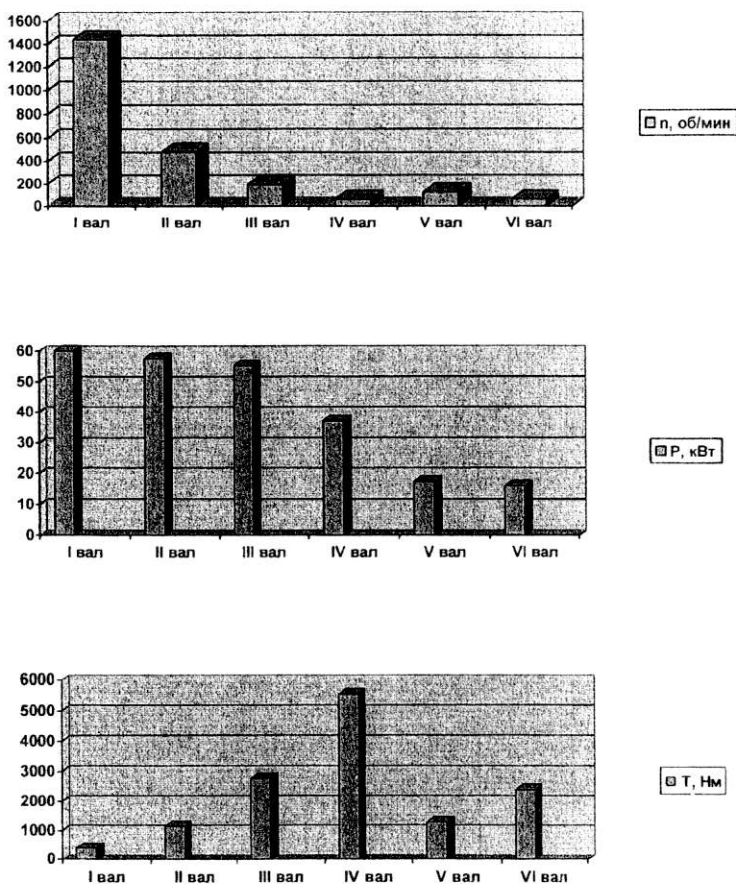


Рис. 4

6. Проверочный расчет активных поверхностей зубьев на контактную выносливость.

Расчет проводим для пары 6 – 7 зацепляющихся колес. Рассматриваемая пара – прямозубая. Величина действующих контактных напряжений для цилиндрических зубчатых колес определяется по формуле

$$\sigma_n = Z_n \cdot Z_m \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot i_{6-7} + 1}{d_6 \cdot i_{6-7}}} \leq [\sigma_n]. \quad (29)$$

где  $Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;  $\beta$  - угол наклона зубьев; для рассматриваемой пары  $Z_H = 1,77$ ;  $Z_M$  - коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материала колес,  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$  - для стальных колес.

$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_a \cdot K_\epsilon}}$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий в зацеплении;  $\epsilon_a$  - торцевой коэффициент перекрытия, определяемый по формуле:

$$\epsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{Z_{1(6)}} + \frac{1}{Z_{2(7)}} \right) \right] \cdot \cos \beta$$
 (индексы в скобках - для рассматриваемой пары);  $K_\epsilon = 0,95$  - коэффициент, учитывающий колебание суммарной длины контактной линии. Для прямозубых передач  $K_\epsilon = 1$ .

$$\epsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{60} \right) \right] = 1,67. \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{1,67}} = 0,77.$$

$W_{Ht}$  - расчетная величина удельной окружной нагрузки, Н/мм;

$$W_{Ht} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} - \text{для цилиндрических колес, где}$$

$T_1$  - крутящий момент на ведущем валу рассчитываемой пары, определяемый с учетом разветвления потока мощности

$$T_1 = T_{III}^A = \frac{T_{IV}}{i_{6-7} \eta_y} = \frac{5536}{3 \cdot 0,98} = 1883 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$b_w$  - рабочая ширина зубчатых колес, которая определяется по формуле

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w,$$

где  $a_w = a_{6-7} = 400 \text{ мм}$ ;  $\psi_{ba}$  - коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния, назначают в зависимости от твердости поверхностей и расположения колес относительно опор (табл. 3).

Принимаем  $\psi_{ba} = 0,315$ , тогда  $b_w = 0,315 \cdot 400 = 126 \text{ мм}$ ;

Рекомендуемые значения  $\psi_{ba}$ 

Расположение зубчатого колеса относительно опор	Твердость	$\psi_{ba}$
Симметричное	Любая	0,315; 0,4; 0,5
Несимметричное	$\leq \text{HB } 350$	0,315; 0,4
	$> \text{HRC } 40$	0,25; 0,315
Консольное	$\leq \text{HB } 350$	0,25
	$> \text{HRC } 40$	0,2

$K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки, определяется по графикам [3], рис. 8.15 в зависимости от отношения  $b_w/d_6 = 126 / 200 = 0,63$  и твердости рабочих поверхностей зубьев; при  $\text{HB} \leq 350$  принимаем  $K_{H\beta} = 1,02$ .

$K_{H\alpha}$  – коэффициент динамической нагрузки, определяется по [3], табл. 8.3 в зависимости от окружной скорости, твердости поверхностей зубьев и степени точности. Выбираем степень точности 7, что соответствует передачам общего машиностроения. Окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_6 n_{III}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 192}{60 \cdot 1000} = 2,01 \text{ м/с.}$$

В соответствии с этим для  $\text{HB} \leq 350$  находим  $K_{H\alpha} = 1,01$ .

В соответствии с этим будем иметь

$$w_{Ht} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = \frac{2 \cdot 1883 \cdot 10^3}{126 \cdot 200} \cdot 1,02 \cdot 1,01 = 167,7 \text{ Н/мм.}$$

Определяем действительное контактное напряжение по формуле (29)

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{167,7}{200} \cdot \frac{3+1}{3}} = 396,3 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_H]$  – допускаемая величина контактных напряжений определяется:

- для сталей  $\text{HB} \leq 350$  (подвергаемых нормализации или улучшению) по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{2\text{HB} + 70}{S_H}, \quad (30)$$

где  $S_H = 1,1 \dots 1,2$  – коэффициент безопасности;



- для сталей углеродистых и легированных при средней твердости поверхности зубьев 38...50 HRC

$$[\sigma_H] = \frac{18 \cdot (HRC) + 150}{S_H}, \quad (31)$$

где  $S_H = 1,1 \dots 1,2$  – коэффициент безопасности;

- для сталей твердости поверхности зубьев 40...50 HRC и поверхностной закалке зубьев

$$[\sigma_H] = \frac{17 \cdot (HRC) + 200}{S_H}, \quad (32)$$

где  $S_H = 1,2 \dots 1,3$  – коэффициент безопасности.

По полученному значению действующего контактного напряжения выбираем материал колес и их термообработку. Для этого находим необходимую твердость поверхности зубьев. Для сталей с  $HB \leq 350$ , т.е. подвергаемых нормализации и улучшению твердость определяем по формуле (30), полагая  $[\sigma_H] = \sigma_H = 396,3$  МПа

$$HB = \frac{\sigma_H S_H - 70}{2} = \frac{396,3 \cdot 1,2 - 70}{2} = 203.$$

Примем для колеса  $HB_k = 203$ , а для шестерни

$$HB_{ш} = HB + (10 \dots 15) = 215.$$

По табл. 4 выбираем материал сталь 45, улучшение.

Таблица 4

Марка стали	Диаметр D,мм	Ширина S,мм	HB сердцевины	HRC поверхности	$\sigma_B$	$\sigma_T$	Термическая обработка
					МПа		
35	Любой	Любая	163-192	—	550	270	Нормализация
45	«	«	179-207	—	600	320	«
45	125	80	235-262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269-302	—	890	650	«
40X	200	125	235-262	—	790	640	«
40X	125	80	269-302	—	900	750	«
40X	125	80	269-302	—	900	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
35XM	315	200	235-262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269-302	—	920	790	«
35XM	200	125	269-302	48-53	920	790	Улучшение+ закалка ТВЧ

40XH	315	200	235-262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269-302	—	920	750	«
40XH	200	125	269-302	48-53	920	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
20XH2M	200	125	300-400	56-63	1000	800	Улучшение+ цементация+ закалка
18ХГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	То же
12ХН3А	200	125	300-400	56-63	1000	800	«
25ХГМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	«
40ХН2МА	125	80	269-302	50-56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163-207	—	550	270	Нормализация
35Л	315	200	207-235	—	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235-262	—	850	600	«

### 7. Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Для цилиндрических колес:

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]; \quad (33)$$

где  $Y_F$  – коэффициент, зависящий от формы зуба, определяется по рис. 8.20

[3] в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$ , где  $\beta$  – угол

наклона зубьев, для прямозубых колес  $Z_v = Z$ . Для шестерни 6  $Z_6 = 20$ ,

$Y_F = 4,13$ ; для колеса  $Z_7 = 60$ ,  $Y_F = 3,75$ ;  $Y_\epsilon = \frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha}$  – коэффициент,

учитывающий перекрытие зуба; для прямозубых колес  $Y_\epsilon = 1$ ;

$Y_\beta = \cos \beta = 1$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

$m$  – модуль зубьев;  $m$  – модуль зубьев,  $m_{6,7} = 10$  мм;  $w_{Ft}$  – расчетная окружная нагрузка

$$w_{Ft} = \frac{2T \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{db_w},$$

где  $k_{F\beta}$  и  $k_{Fv}$  определяются по рис. 8.15 и табл. 8.3 [4],  $k_{Fv} = 1,06$ ;

для колеса 6 -  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_6} = \frac{126}{200} = 0,63$ ;  $k_{F_\beta} = 1,03$ ; для колеса 7 -

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_7} = \frac{126}{600} = 0,27; k_{F_\beta} = 1,01.$$

Тогда окружная нагрузка на колесе 6 будет равна

$$w_{Ft} = \frac{2T_{III}^A \cdot k_{F_\beta} \cdot k_{F_v}}{d_6 b_w} = \frac{2 \cdot 1883 \cdot 1,06 \cdot 1,03 \cdot 10^3}{200 \cdot 126} = 163,16 \text{ Н/мм};$$

Окружная нагрузка на колесе 7

$$w_{Ft} = \frac{2T_V \cdot k_{F_\beta} \cdot k_{F_v}}{d_7 b_w} = \frac{2 \cdot 1286 \cdot 1,06 \cdot 1,01 \cdot 10^3}{600 \cdot 126} = 36,42 \text{ Н/мм}.$$

Определяем напряжение изгиба на колесе 6

$$\sigma_F = 4,13 \cdot 1 \cdot 1 \frac{163,16}{10} = 67,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 208,8 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба на колесе 7

$$\sigma_F = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \frac{67,4}{10} = 25,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 208,8 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma_F]$  - допускаемые значения напряжений изгиба (см. табл. 8.9 [3]):

$$[\sigma_F] = \frac{1,8HB}{S_F} = \frac{1,8 \cdot 203}{1,75} = 208,8 \text{ МПа},$$

где  $S_F = 1,75$  - коэффициент запаса прочности для марки стали 45.

Если  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ , то передача удовлетворяет условиям выносливости по изгибу.

#### 8. Проектировочный расчет вала.

Проектировочный расчет валов редуктора носит предварительный характер и сводится к определению диаметров участков вала в минимальном сечении.

Расчет на данном этапе производится по деформации кручения. Отсутствие учета изгибающего момента компенсируется понижением допускаемого напряжения на кручение.

Диаметр вала в минимальном сечении  $d_{\min}$  мм, определяется по формуле:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{kp}]}}$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Н·м;  $[\tau_{kp}] = 15...25$  МПа – допускаемое напряжение на кручение.

За минимальные принимают следующие участки вала:

I и III валы двухступенчатого редуктора – выходные концы валов, на которые одеваются соединительные полумуфты;

II вал (промежуточные валы) – опорные участки вала, сопрягаемые с внутренними кольцами подшипников качения.

Расчет минимального диаметра вала V производится из расчета на кручение по пониженным допустимым напряжениям без учета влияния изгиба,  $T_V = 1286$  Н·м.

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{T_V \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{1286 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 61 \text{ мм},$$

Округляем полученное значение диаметра до ближайшего большего из ряда:

28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; ...

Принимаем  $d_g = 63$  мм.

9. Подбираем шпонки и подшипники.

Для валов редукторов предпочтительными являются призматические шпонки. Сечение шпонок  $b \times h$  выбираем из табл. 4 по (СТ СЭВ 189-75) в зависимости от диаметра вала.

Таблица 4

Размеры шпонок в зависимости от диаметра вала

Диаметр вала, мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	втулки $t_2$
> 10 до 12	4	4	2,5	1,8
12...17	5	5	3	2,3
17...22	6	6	3,5	2,8
22...30	8	7	4	3,3
30...38	10	8	5	3,3

38...44	12	8	5	3,3
44...50	14	9	5,5	3,8
50...58	16	10	6	4,3
58...65	18	11	7	4,4
65...75	20	12	7,5	4,9
75...85	22	14	9	5,4
85...95	25	14	9	5,4
95...100	28	16	10	6,4

Примечание.

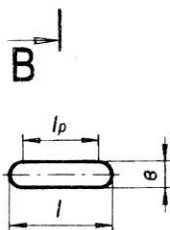
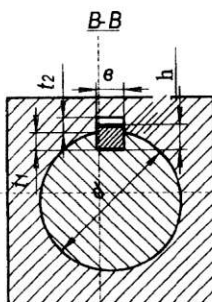
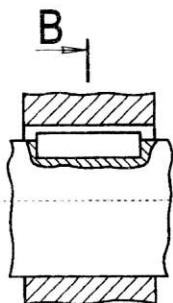
1. Длины шпонок выбирают из ряда: 104 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100 в зависимости от длины ступицы.

2. Параметры  $b$ ,  $h$ ,  $t_1$ ,  $t_2$  показаны на рис.5. ~~Длина ступицы~~

~~$L_{ст} = l_{шп} + 5 \dots 15 \text{ мм.}$~~

Принимаем шпонку,  $b \times h = 18 \times 11 \text{ мм.}$

*сечение шп.  $r_{шп} = r_p + r$*



*Порядок  
1. сечение  
2. выбрать  $r_p$   
- сравнить с шир.  
колец в и ре-  
шить нужно ли  
ступица!*

Рис. 5.

Выбранная шпонка проверяется на деформацию смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot K \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

*!!  $L_{ст} = 1, 2, \dots, 15$*

где  $T$  – крутящий момент на расчетном участке вала, Н·м;  $d$  – диаметр участка вала, мм;  $K$  – высота выступающей части шпонки,  $K = \frac{h}{2}$ , мм;  $l_p$  – расчетная длина шпонки  $l_p = l_{шп} - b$ , мм;  $[\sigma_{сш}]$  – допускаемое напряжение смятия для стальных ступиц колес (рис.7),  $[\sigma_{сш}] = 90 \dots 120$  МПа.

Требуемая длина ступицы для одношпоночного соединения определяется специально:

$$l_p = \frac{4T}{d_g \cdot h \cdot [\sigma_{сш}]} = \frac{4 \cdot 1286 \cdot 10^3}{63 \cdot 11 \cdot 100} = 74,2 \text{ мм.}$$

Длина ступицы  $L_{ст} = l_p + b + (5 \dots 15)$  мм.

Принимаем  $L_{ст} = 100$  мм.

#### 10. Подбор подшипников.

Подшипники выбираем по диаметру опорной части вала в зависимости от величины и направления сил. Рекомендуется выбирать для цилиндрических редукторов с углом наклона зубьев  $\beta = 8 \dots 15^\circ$  – шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии; для коническо-цилиндрических – роликовые конические однорядные подшипники средней серии.

Проверочный расчет подшипников производится после эскизного проектирования, компоновки валов и подшипниковых узлов.

2. Определяется расчетная долговечность  $L$  подшипников в миллионах оборотов:

$$L = \left( \frac{C}{F_3} \right)^P, \text{ где } C - \text{динамическая грузоподъемность подшипника}$$

находится из каталога в соответствии с принятым номером:  $P=3$  – для шариковых подшипников;  $P/3$  – для роликовых подшипников;  $F_3$  – эквивалентная нагрузка

$$F_3 = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_B \cdot K_T,$$

где  $X, Y$  – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки, берем из табл. 7.3; 7.4 стр. 119 [5];  $V$  – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается.  $V=1$  при вращении внутреннего кольца и  $V=1,2$  при вращении наружного кольца.

$$F_r = \frac{\tan \alpha_{\omega}}{\cos \beta} \cdot F_t,$$

где  $F_r$  – радиальная сила, кН;  $\alpha_w = 20^\circ$  – стандартный угол зацепления;  $F_t$  – окружная сила  $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$ , кН; осевая сила  $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ , кН; где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Для конических передач:  $F_t = \frac{2T_1}{d_{1m}}$ ,

где  $d_{1m}$  – средний делительный диаметр.

Осевая сила на шестерне ( $F_{a1}$ ) равна радиальной ( $F_{r1}$ ) на колесе:

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1; F_{r1} = F_{a1},$$

где  $\delta_1 = \operatorname{arccotg} i$  или  $\left( i = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} \right)$  – угол при вершине начального конуса шестерни;  $K_B$  – коэффициент безопасности [5], табл. 7.2, стр 118;  $K_T$  – температурный коэффициент, при температуре  $T \leq 100^\circ \text{C}$  –  $K_T = 1$ .

Долговечность подшипников в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60n} \geq 5000 \dots 10000.$$

Рекомендуемые значения  $L_h$ :

$L_h = 8000$  ч – для механизмов, работающих с перерывами;

$L_h = 12000$  ч – для механизмов, работающих в одну смену при переменном режиме;

$L_h = 20000$  ч – для механизмов с полной нагрузкой в одну смену;

$L_{h \min} = 10000$  ч (ГОСТ-16162-78) для зубчатых колес;

$L_{h \min} = 5000$  ч – для червячных редукторов.

Ниже приведены варианты заданий задачи № 2.