

1.ВВЕДЕНИЕ

В основу методики работы над проектом в четырех стадиях проектирования (техническом задании, эскизном, техническом проектах и рабочей документации) положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность как сдачи отдельных задач, так и защиты проекта.

Проектирование это разработка общей конструкции изделия.

Конструирование это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Проект это документация, получаемая в результате проектирования и конструирования.

Правила проектирования и оформления конструкторской документации стандартизированы. ГОСТ 2.103-68 устанавливает стадии разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности и этапы выполнения работ: техническое задание, техническое предложение (при курсовом проектировании не разрабатывается), эскизный проект, технический проект, рабочая документация.

Техническое задание на проект содержит общие сведения о назначении и разработке создаваемой конструкции, предъявляемые к ней эксплуатационные требования, режим работы, ее основные характеристики (геометрические, силовые, кинематические и др.).

Эскизный проект (ГОСТ 2.119-73) разрабатывается обычно в нескольких (или одном) вариантах и сопровождается обстоятельным расчетным анализом, в результате которого отбирается вариант для последующей разработки.

Технический проект (ГОСТ 2.120-73) охватывает подробную конструктивную разработку всех элементов оптимального эскизного варианта с внесением необходимых поправок и изменений, рекомендованных при утверждении эскизного проекта.

Рабочая документация заключительная стадия

Работая над проектом, следует провести краткое описание работы привода, то есть произвести кинематические расчеты, определить силы, действующие на звенья узла, произвести расчеты конструкции на прочность, выбрать соответствующие материалы, указать преимущества и недостатки, а также особенности конструкции и расчета. Работу проводить, используя действующие стандарты, нормали и справочную литературу.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1. Исходные данные

2.1.1. Крутящий момент на валу 4: $T_4 = 1.5 \text{ кН*м}$;

2.1.2. Угловая скорость вала 4: $\omega_4 = 7 \text{ сек}^{-1}$;

2.1.3. Срок службы: $L = 2.5 \text{ года}$;

2.1.4. На рис.1 приведена кинематическая схема привода в соответствии с заданием

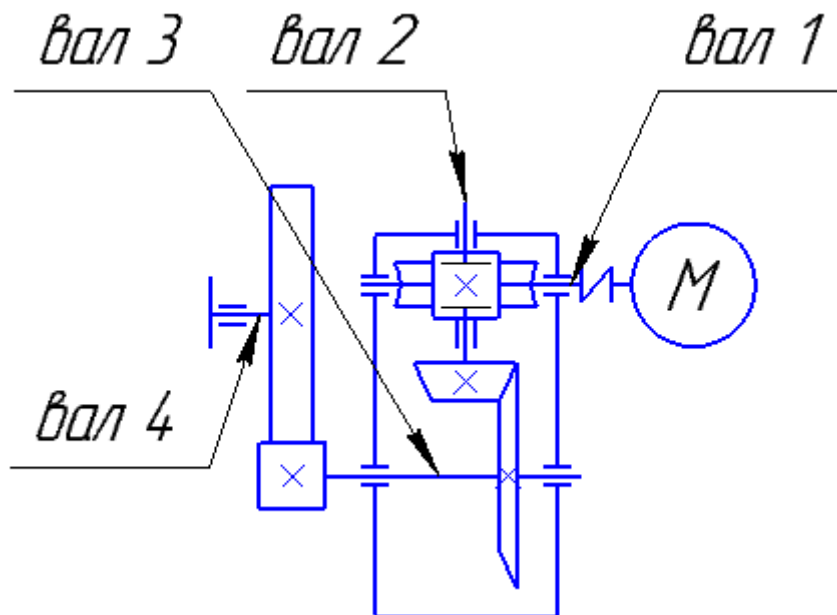


Рис.1 Кинематическая схема

2.2. Определение мощностей, передаваемых валами.

2.2.1 Передаваемым валом 1 по заданию (P_1)

$$P_4 = T_4 \cdot \omega_4 = 1.5 \cdot 7 = 10.5 \text{ кВт}$$

2.2.2. Значения η_i для каждой передачи принимаем по рекомендациям см.

[1, 6]

а) $\eta_{\text{муф}} = 0.95$ -КПД муфты.;

б) $\eta_2 = 0.9$ - КПД червячной передачи в закрытом корпусе между валами 1-2;

в) $\eta_3 = 0.96$ - КПД конической передачи в закрытом корпусе между валами 2-3;

д) $\eta_4 = 0.95$ - КПД открытой зубчатой передачи 3-4;

г) $\eta_{\text{под}} = 0.99$ - КПД одной пары подшипников.

2.2.3 Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_4 \cdot \eta_3 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{под}}^4 \cdot \eta_{\text{муф}} = 0.95 \cdot 0.96 \cdot 0.9 \cdot 0.99^4 \cdot 0.95 = 0.749$$

[1, 5] тогда:

Вал 4: $P_4 = 10.5 \text{ кВт}$

$$\text{Вал 3: } P_3 = \frac{P_4}{\eta_4 \cdot \eta_{\text{под}}} = \frac{10.5}{0.95 \cdot 0.99} = 11.2 \text{ кВт};$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

2.5. Расчет частот вращений валов

2.5.1. Используем зависимость

$$n_i = n_i / U_{i-1_i}$$

[1, 5]

Вал 1: $n_1 = 2889$ об/мин;

$$\text{Вал 2: } n_2 = \frac{n_1}{U_{1_2}} = \frac{2889.0}{10} = 289.0 \text{ об/мин;}$$

$$\text{Вал 3: } n_3 = \frac{n_2}{U_{2_3}} = \frac{289.0}{4} = 72.2 \text{ об/мин;}$$

$$\text{Вал 4: } n_4 = \frac{n_3}{U_{3_4}} = \frac{72.2}{1.1} = 65.6 \text{ об/мин;}$$

2.5.2 Расчет угловых скоростей валов

$$\omega_i = \pi \cdot n_i / 30$$

см. [1, 290]

$$\text{Вал 1: } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2889.0}{30} = 303.0 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{Вал 2: } \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 289.0}{30} = 30.3 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{Вал 3: } \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 72.2}{30} = 7.56 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{Вал 4: } \omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 65.6}{30} = 6.87 \text{ с}^{-1};$$

2.6. Расчет крутящих моментов

$$T_i = P_i / \omega_i$$

см. [1, 290]

$$\text{Вал 1: } T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{14.1 \cdot 10^3}{303.0} = 46.5 \text{ Нм;}$$

$$\text{Вал 2: } T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{11.9 \cdot 10^3}{30.3} = 393.0 \text{ Нм;}$$

$$\text{Вал 3: } T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{11.2 \cdot 10^3}{7.56} = 1481.0 \text{ Нм;}$$

$$\text{Вал 4: } T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{10.5 \cdot 10^3}{6.87} = 1528.0 \text{ Нм;}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.6.2. Расчет сведен в таблицу 1

Таблица 1.

Передачное число	Крутящий момент на валу, (Н·м)	Мощность на валах, (кВт)	Частота вращения валов	Узловая скорость вращения валов	К.П.Д. передачи
$U_{1_2} = 10$	$T_1 = 47$	$P_1 = 14.1$	$n_1 = 2889$	$\omega_1 = 303$	$\eta_2 = 0.9$
	$T_2 = 393$	$P_2 = 11.9$	$n_2 = 289$	$\omega_2 = 30.3$	
$U_{2_3} = 4$	$T_3 = 1481$	$P_3 = 11.2$	$n_3 = 72.2$	$\omega_3 = 7.6$	$\eta_3 = 0.96$
$U_{3_4} = 1.1$	$T_4 = 1528$	$P_4 = 10.5$	$n_4 = 66$	$\omega_4 = 6.9$	$\eta_4 = 0.95$

2.7. Выводы

2.7.1. Расчеты P_i , T_i , n_i , являются предварительными и могут быть изменены и уточнены при дальней -

ших расчетах привода.

2.7.2. Данные таблицы 1 являются исходными данными для дальнейших расчетов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

$$N_{FE} = 7.686 \times 10^8$$

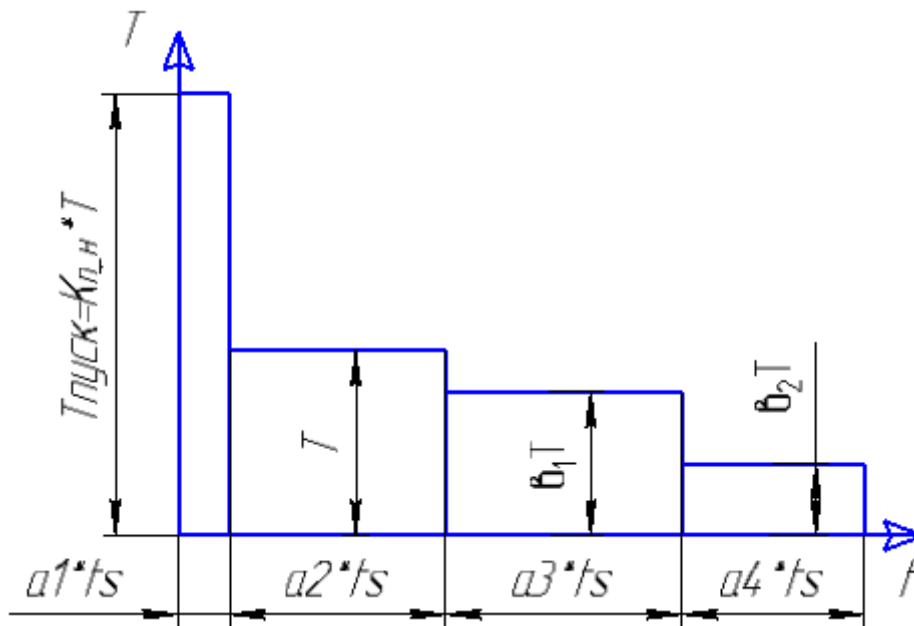


Рис 4. График нагрузки.

3.1.3 По рекомендации [1, 33] принимаем число заходов червяка $z_1 = 4$

3.1.4. Определяем число зубьев $z_2 = z_1 \cdot U_{12} = 4 \cdot 10 = 40.0$

3.1.5. Принимаем значение $z_2 = 40$

3.2 Выбор материала

3.2.1 Предварительно примем скорость скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = 0.45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \cdot U_{12} \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot 10^{-3}} = 0.45 \cdot 10^{-3} \cdot 2889.0 \cdot 10 \cdot \sqrt[3]{393.0 \cdot 10^{-3}} = 9.52 \text{ м/с}$$

3.2.2 Выбор материала примем относящиеся к 2 группе

Для червяка примем Сталь 40Х с термообработкой улучшение табл 2.3

[2, 18]

Для венца червячного колеса БрА10Ж4Н4 (отливка в кокиль) табл 2.14

[2, 31]

3.3 Допускаемые контактные напряжения

Для венца червячного колеса

3.3.1. Предел прочности при диаметре заготовки не превышающее 200 мм по табл. 2.14

$$\sigma_{в1} = 450 \text{ МПа} \quad [2, 12]$$

3.3.2. Значение контактного напряжения (σ_{Hadm01})

$K_{H0} = 0.75$ - для шлифованных и полированных червяков с твердостью HB<350.

при базовом цикле $N_{H0} := 10^7$ переменных напряжений

$$\sigma_{Hadm01} = K_{H0} \cdot \sigma_{в1} = 0.75 \cdot 450 = 337.0 \text{ МПа} \quad [2, 31]$$

3.3.3 Коэффициент долговечности (K_{HL})

Суммарное число циклов переменных напряжений

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Коэффициент эквивалентности для данного режима нагружения (3) по табл 2.15 [2, 32]

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{4.071347917e8}} = 0.539$$

При любых значениях N_{HE} коэффициент контактной долговечности должен находиться в пределах $1 \leq K_{HL1} \leq 1.15$ тогда примем $K_{HL1} = 1$

4.3.4 Коэффициент учитывающий интенсивности изнашивания колеса

$$C_v = 1.66 \cdot v_{ск}^{-0.352} = 1.66 \cdot 9.52^{-0.352} = 0.751 \quad [2, 31]$$

3.3.5 Допускаемое контактные напряжения

$$\sigma_{Hadm1} = K_{HL1} \cdot C_v \cdot \sigma_{Hadm01} = 0.751 \cdot 337.0 = 253.0 \text{ МПа} \quad [2, 32]$$

Для венца червячного колеса

3.3.6.1 Предел прочности при диаметре заготовки не превышающее 200 мм по табл. 2.14

$$\sigma_{B2} = 700 \text{ МПа} \quad [2, 31]$$

3.3.6.2 Предел текучести при диаметре заготовки не превышающее 200 мм по табл. 2.14

$$\sigma_{B2} = 460 \text{ МПа} \quad [2, 31]$$

3.3.7. Значение контактного напряжения (σ_{Hadm01})

$$\sigma_{Hadm01} = K_{H0} \cdot \sigma_{B2} = 0.75 \cdot 460 = 345.0 \text{ МПа} \quad 3.3.8$$

Коэффициент долговечности (K_{HL})

Суммарное число циклов переменных напряжений

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{4.071347917e8}} = 0.539 \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

3.3.9 Коэффициент учитывающий интенсивности изнашивания колеса

$$C_v = 1.66 \cdot v_{ск}^{-0.352} = 1.66 \cdot 9.52^{-0.352} = 0.751 \quad [2, 31]$$

3.3.10 Допускаемое контактные напряжения

$$\sigma_{Hadm2} = K_{HL2} \cdot C_v \cdot \sigma_{Hadm01} = 0.751 \cdot 345.0 = 259.0 \text{ МПа} \quad [2, 32]$$

Далее в расчетах будем учитывать наименьшее допустимое контактное напряжение т.е.

$$\sigma_{Hadm} = \sigma_{Hadm1} = 253 \text{ МПа}$$

3.4 Допускаемые напряжения изгиба

Для червяка

3.4.1 Коэффициент эквивалентности для данного режима нагружения (3) по табл 2.15 [2, 32]

$$K_{FE} = 0.04$$

3.4.2 Эквивалентное число циклов нагружения $N_{FE} = 7.686 \times 10^8$

$N_{FO} = 10^6$ циклов - базовое число циклов нагружения

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7.686122778e8}} = 0.478 \Rightarrow K_{FL1} := 1$$

3.4.3 Предел текучести при диаметре заготовки менее 80 мм

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{T1} = 650 \text{ МПа}$$

3.4.4 Для 1 группы материалов

$$\sigma_{0Fadm1} = 0.25 \cdot \sigma_{T1} + 0.08 \cdot \sigma_{B1} = 0.25 \cdot 650 + 0.08 \cdot 450 = 198.0 \text{ МПа} \text{ тогда}$$

$$\sigma_{Fadm1} = K_{FL1} \cdot \sigma_{0Fadm1} = 198.0 = 198.0 \text{ МПа}$$

Для венца червячного колеса

3.4.5 Эквивалентное число пиков нагружения

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7.686122778e8}} = 0.478 \Rightarrow K_{FL2} := 1$$

3.4.6 Предел текучести

$$\sigma_{T2} = 200 \text{ МПа}$$

3.4.7 Для 1 группы материалов

$$\sigma_{0Fadm2} = 0.25 \cdot \sigma_{T2} + 0.08 \cdot \sigma_{B2} = 0.25 \cdot 200 + 0.08 \cdot 460 = 86.8 \text{ МПа} \text{ тогда}$$

$$\sigma_{Fadm2} = K_{FL2} \cdot \sigma_{0Fadm2} = 86.8 = 86.8 \text{ МПа}$$

3.4.8 Далее в расчетах будем учитывать наименьшее допустимое напряжение от изгиба т.е.

$$\sigma_{Fadm} = \sigma_{Fadm2} = 87 \text{ МПа}$$

3.5 Предельно допустимые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую

3.5.1 Для 2 группы материалов.

$$\sigma_{Hadm_max} = 4 \cdot \sigma_{T2} = 4 \cdot 200 = 800.0 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Fadm_max} = 0.8 \cdot \sigma_{T2} = 0.8 \cdot 200 = 160.0 \text{ МПа}$$

3.6 Геометрический расчет передачи

3.6.1 Межосевое расстояние (a_w)

$$K_a = 610 - \text{для архимедовых червяков} \quad [2, 32]$$

$$K_{H\beta 0} = 1 - \text{начальный коэффициент концентрации нагрузки рис 2.12} \quad [2, 32]$$

$$K_{H\beta} = 0.5 \cdot (K_{H\beta 0} + 1) = 0.5 \cdot (1 + 1) = 1.0 \quad [2, 32]$$

$$a_{w1} = \left(\frac{z_2}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left[\left(\frac{170}{\frac{z_2}{10} \cdot \sigma_{Hadm}} \right)^2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \right]} = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{40}{10} \cdot 253} \right)^2 \cdot 393.0 \cdot 10^3 \cdot 1.0} = 112.0 \text{ мм}$$

округляем по ряду по стандартному ряду $a_w := 100 \text{ мм}$

3.6.2 Определяем модуль:

$$m = \frac{1.4 \cdot a_w}{z_2} = \frac{1.4 \cdot 100}{40} = 3.5 \text{ мм} \quad [2, 32]$$

Принимаем из стандартного ряда $m = 4 \text{ мм}$

3.6.3 Минимально допустимый коэффициента диаметра червяка из условия жесткости

$$q_{min} = 0.212 \cdot z_2 = 0.212 \cdot 40 = 8.48$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Назначим значения коэффициента диаметра червяка $q := 10$

3.6.4 Коэффициент смещения

$$\chi = \frac{a_w}{m} - 0.5 \cdot (z_2 + q) = \frac{100}{4} - 0.5 \cdot (40 + 10) = 0.0$$

условие $|\chi| \leq 1$ выполняется

3.6.5 Определяем угол подъема винтовой линии:

на делительном цилиндре

$$\gamma := \operatorname{atan}\left(\frac{z_1}{q}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{4}{10}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.8 \text{ град}$$

на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \operatorname{atan}\left(\frac{z_1}{q + 2 \cdot \chi}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{4}{10 + 2 \cdot 0}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.8 \text{ град}$$

3.6.6 Определяем делительные диаметры:

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 4 = 40.0 \text{ мм - для червяка}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 4 = 160.0 \text{ мм - для колеса}$$

3.6.7 Диаметры вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40.0 + 2 \cdot 4 = 48.0 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 160.0 + 2 \cdot 4 = 168.0 \text{ мм}$$

3.6.8 Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m = 40.0 - 2.4 \cdot 4 = 30.4 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.4 \cdot m = 160.0 - 2.4 \cdot 4 = 150.0 \text{ мм}$$

3.6.9 Ширина нарезной части червяка:

$$b_1 = (10 + 5.5 \cdot |\chi| + z_1) \cdot m = (10 + 5.5 \cdot |0.0| + 4) \cdot 4 = 56.0 \text{ мм при } \chi < 0$$

примем $b_{1.} = 80 \text{ мм}$

3.6.10 Наибольший диаметр колеса:

$k = 2$ для эвольвентных червяков

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + k} = 168.0 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2} = 172.0 \text{ мм}$$

3.6.11 Ширина венца колеса:

$$\psi_\phi = 0.265 \text{ - при числе зубьев червяка 4}$$

$$b_{2.} = \psi_\phi \cdot a_w = 0.265 \cdot 100 = 26.5 \text{ мм}$$

примем $b_2 = 28 \text{ мм}$

3.7 Проверочный расчет передачи на прочность

3.7.1 Определяем окружную скорость червяка:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 40.0 \cdot 10^{-3} \cdot 2889.0}{60} = 6.05 \text{ м/с}$$

3.7.2 Скорость скольжения

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$v_{\text{ск}} = \frac{v}{\cos\left(\gamma_w \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{6.05}{\cos\left(21.8 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 6.52 \text{ м/с}$$

Ранее был принят материал венца соответствующее данной скорости следовательно оставим все без изменений.

3.7.3 Проверка контактного напряжения

$Z_{\sigma} = 5350$ - для архимедовых червяков

$K_v = 1.2$ - коэффициент динамической нагрузки при 7 ст точности и $v_{\text{ск}} = 6.52$ м/с по табл 2.6 [2, 17]

$\theta = 197$ - коэффициент деформации червяка табл 2.16 [2, 35]

$x = 0.5$ коэффициент учитывающий режим нагружения (3)

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - x) = 1 + \left(\frac{40}{197}\right)^3 \cdot (1 - 0.5) = 1.0$$

3.7.3.1 Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_v \cdot K_{\beta} = 1.2 \cdot 1.0 = 1.2$$

$$\sigma_{\text{H.}} := \frac{Z_{\sigma} \cdot (q + 2 \cdot \chi)}{2 \cdot z_2} \cdot \sqrt{T_2 \cdot K_H \cdot \left[\frac{z_2 + q + 2 \cdot \chi}{a_w \cdot (q + 2 \cdot \chi)} \right]^3}$$

$$\sigma_{\text{H.}} = \frac{5350 \cdot (10 + 2 \cdot 0.0)}{2 \cdot 40} \cdot \sqrt{393.0 \cdot 1.2 \cdot \left[\frac{40 + 10 + 2 \cdot 0.0}{100 \cdot (10 + 2 \cdot 0.0)} \right]^3} = 162.0$$

3.7.3.2 Допускаемое значение $\sigma_{\text{Hadm}} = 253$ МПа

3.7.4 Перегруз(недогруз) составит:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{\text{Hadm}} - \sigma_{\text{H.}}}{\sigma_{\text{Hadm}}} \cdot 100 = \frac{253 - 131}{253} \cdot 100 = 48.2 \%$$

Прочность по контактным напряжениям соблюдается.

3.8. КПД червячной передачи (η)

$\rho = 1.06^\circ$ -приведенный угол трения при $v_{\text{ск}} = 6.52$ м/с

$$\eta = \frac{\tan\left(\gamma_w \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\tan\left[\left(\gamma_w + \rho\right) \cdot \frac{\pi}{180}\right]} \cdot 100 = \frac{\tan\left(21.8 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\tan\left[(21.8 + 1.06) \cdot \frac{\pi}{180}\right]} \cdot 100 = 94.9 \%$$

3.9. Силы действующие в зацеплении

3.9.1 Окружная сила на колесе равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 393.0 \cdot 10^3}{160.0} = 4912.0 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 4912 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

3.9.2 Окружная сила на червяке равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 393.0 \cdot 10^3}{40.0} = 19650.0 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 19650 \text{ Н}$$

3.9.3 Радиальная сила

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 4912.0 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 1787.0 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 1787 \text{ Н}$$

3.10. Проверяем прочность по напряжениям изгиба. (σ_F)

3.10.1 Коэффициент формы зуба Y_F

$$z_v = \frac{z_2}{\cos\left(\gamma_w \cdot \frac{\pi}{180}\right)^3} = \frac{40}{\cos\left(21.8 \cdot \frac{\pi}{180}\right)^3} = 50.0 \text{ по таблице соответствует } Y_F := 1.4 \quad [1, 36]$$

$$\sigma_F = \frac{K_H \cdot F_{t2} \cdot Y_F \cdot \cos\left(\gamma_w \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{1.3 \cdot m^2 \cdot (q + 2 \cdot x)} = \frac{1.2 \cdot 4912.0 \cdot 1.4 \cdot \cos\left(21.8 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{1.3 \cdot 4^2 \cdot (10 + 2 \cdot 0.5)} = 33.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое $\sigma_{Fadm} = 86.8 \text{ МПа}$

Условие $\sigma_F \leq \sigma_{Fadm}$ выполняется

3.11. Проверочный расчет на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки

3.11.1 Коэффициент перегрузки $K_{пер} = 2$ по заданию

3.11.2 Проверка на контактную прочность

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{пер}} = 131 \cdot \sqrt{2} = 185.0 \text{ МПа} < \sigma_{Hadm_max} = 800 \text{ МПа}$$

3.11.3 Проверка на прочность по изгибу

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot K_{пер} = 33.5 \cdot 2 = 67.0 \text{ МПа} < \sigma_{Fadm_max} = 160 \text{ МПа}$$

3.11.4. Расчет сведен в таблицу 2

Таблица 2.

Зубчатое колесо	Число зубьев	Модуль m (мм)	Делительный диаметр d (мм)	Диаметр вершин d_a (мм)	Диаметр впадин d_f (мм)	Межосевое расстояние a_w (мм)	Ширина колеса b(мм)
1	$z_1 = 4$	m = 4	$d_1 = 40$	$d_{a1} = 48$	$d_{f1} = 30.4$	$a_w = 100$	$b_1 = 80$
2	$z_2 = 40$		$d_2 = 160$	$d_{a2} = 168$	$d_{f2} = 150$		$b_2 = 28$

4. Расчет конической зубчатой передачи между валами 2-3.

4.1. Исходные данные:

$$T_3 = 1481 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 393 \text{ Н·м};$$

$$n_2 = 289 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = 72 \text{ об/мин};$$

$$U_{2_3} = 4$$

$$\omega_2 = 30.3 \text{ с}^{-1};$$

Срок службы передачи: $L = 2.5$ года:

$$N_{HE} := 60 \cdot C \cdot n_2 \cdot ts \cdot \left[\left(\frac{K_{\Pi_H} \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_1 + \left(\frac{T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_4 \right]$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 289.0 \cdot 4379.0 \cdot \left[\left(\frac{2 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.5 + \left(\frac{0.5 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.3 + \left(\frac{0.3 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.2 \right]$$

$$N_{HE} = 4.073 \times 10^7$$

$$N_{FE} := 60 \cdot C \cdot n_2 \cdot ts \cdot \left[\left(\frac{K_{\Pi_H} \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_1 + \left(\frac{T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_4 \right]$$

$$N_{FE} = 60 \cdot 289.0 \cdot 4379.0 \cdot \left[\left(\frac{2 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.5 + \left(\frac{0.5 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.3 + \left(\frac{0.3 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.2 \right]$$

$$N_{FE} = 7.689 \times 10^7$$

4.1.3 Нарботка (N):

$C := 1$ - число вхождений в зацепление зубьев колеса за один его оборот;

тогда:

$$N_1 = ts \cdot 60 \cdot \frac{n_2}{U_{2_3}} \cdot C = 4379.0 \cdot 60 \cdot \frac{289.0}{4} = 1.9e7$$

$$N_{HG} := 100 \cdot 10^6 \text{ циклов - базовое число циклов напряжений; рис. 4.6 [1. 82]}$$

$$4.1.4. \text{ Коэффициент долговечности } K_{Hd} = \sqrt[6]{\frac{N_{HE}}{N_{HG}}} = \sqrt[6]{\frac{4.07275718e7}{100 \cdot 10^6}} = 0.861 \Rightarrow K_{Hd} = 1$$

4.1.5. Коэффициент долговечности по изгибу(K_{Fd}):

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6 \text{ - база изгибных напряжений};$$

$$K_{Fd} = \sqrt[9]{\frac{N_{FE}}{N_{FG}}} = \sqrt[9]{\frac{7.68878326e7}{4 \cdot 10^6}} = 1.39$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

4.2. Выбор материалов

4.2.1. Примем для ведущего колеса ступени -сталь 40Х ГОСТ1050-88 с термообработкой - улучшение твердость (полагая, что диаметр заготовки и ширина колеса не превысит 125 мм. и 80 мм соответственно табл. 4.5 [1. 88] тогда:

$$HB_1 = 360$$

$$\sigma_{B1} = 900 \text{ МПа- предел прочности;}$$

$$\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа- предел текучести;}$$

4.2.1. Примем для ведомого колеса ступени -сталь 40Х ГОСТ1050-88 с термообработкой - улучшение твердость (полагая, что диаметр заготовки и ширина колеса не превысит 200 мм. и 125 мм соответственно табл. 4.5 [1. 88] тогда:

$$HB_2 = 340$$

$$\sigma_{B2} = 790 \text{ МПа- предел прочности;}$$

$$\sigma_{T2} = 640 \text{ МПа- предел текучести;}$$

4.2.2. Допускаемые контактные напряжения для расчета на предотвращение усталостного выкрашивания и изгибным напряжениям.

для ведущего колеса

$$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 360 + 70 = 790.0 \text{ МПа;}$$

$$S_H = 1.1 \text{ по табл. 4.6 [1. 90];}$$

$$\sigma_{Hadm1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} = \frac{790.0}{1.1} = 718.0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Flimb1} = 1.8 \cdot HB_1 = 1.8 \cdot 360 = 648.0 \text{ МПа;}$$

$$S_F = 1.75 \text{ по табл. 4.6 [1. 90];}$$

$$\sigma_{Fadm1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_F} = \frac{648.0}{1.75} = 370.0 \text{ МПа;}$$

для ведомого колеса

$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 340 + 70 = 750.0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Hadm2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} = \frac{750.0}{1.1} = 682.0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1.8 \cdot HB_2 = 1.8 \cdot 340 = 612.0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Fadm2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} = \frac{612.0}{1.75} = 350.0 \text{ МПа;}$$

5.2.2. Предварительное значение диаметра основания делительного конуса колеса (d_{e2}):

$$C_v = 10 \text{ по табл. 4.9 [1. 95]}$$

Предварительное значение окружной скорости

$$V'_m = \frac{n_2}{10^3 \cdot C_v} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{U_{2_3}^2}} = \frac{289.0}{10^3 \cdot 10} \cdot \sqrt[3]{\frac{1481.0 \cdot 10^3}{4^2}} = 1.31 \text{ м/с}$$

Коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha} = 1$ [3. 92]

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Отношение ширины колеса b к среднему диаметру шестерни d_{m1}

$$\frac{b}{d_{m1}} = 0.166 \cdot \sqrt{U_{2_3}^2 + 1} = 0.68$$

$$K_{H\beta 0} := 1.14 \text{ по табл. 4.7 [1. 93]}$$

$$\text{Коэффициент концентрации } K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta 0} \cdot (1 - x) + x} = \sqrt{1.14 \cdot (1 - 0.5) + 0.5} = 1.03$$

$$\text{Коэффициент динамичности } K_{Hv} = 1.12 \text{ по табл. 4.11 [3. 96]}$$

$$\text{Коэффициент нагрузки } K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.03 \cdot 1.12 = 1.15$$

$$\text{Расчетный момент } T_r = T_3 \cdot K_{Hd} \cdot K_H = 1481.0 \cdot 1.15 = 1703.0 \text{ Нм}$$

$$\Theta_H = 1.22 + 0.21 \cdot U_{2_3} = 1.22 + 0.21 \cdot 4 = 2.06$$

тогда:

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{U_{2_3} \cdot T_3 \cdot 10^3}{\sigma_{Hadm1}^2 \cdot \Theta_H}} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1481.0 \cdot 10^3}{718.0^2 \cdot 2.06}} = 293.0 \text{ мм}$$

Примем в соответствии с единым рядом главных пораметров [3. 51] стандартное значение $d_{e2} = 360 \text{ мм}$

Уточняем фактическую скорость

$$V_T = \frac{0.857 \cdot d_{e2} \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot n_2}{U_{2_3} \cdot 60} = \frac{0.857 \cdot 360 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 289.0}{4 \cdot 60} = 1.17 \text{ м/с}$$

Фактическая контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{1700}{d_{e2}} \cdot \sqrt{\frac{U_{2_3} \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_{e2}}} \cdot K_H \cdot K_{Hd} = \frac{1700}{360} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 1481.0 \cdot 10^3}{360}} \cdot 1.15 = 650.0 \text{ МПа}$$

$$< \sigma_{Hadm2} = 682 \text{ МПа}$$

Максимальное кантактное напряжение

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{1}{K_{Hd}}} = 650.0 \cdot \sqrt{\frac{1}{1}} = 650.0 \text{ МПа}$$

Число зубьев колеса

$$K = 18 \text{ по табл. 4.18 [1. 127]}$$

$$Z''_2 = K \cdot \sqrt[5]{U_{2_3}^2 \cdot \sqrt[6]{d_{e2}}} = 18 \cdot \sqrt[5]{4^2 \cdot \sqrt[6]{360}} = 83.6$$

Число зубьев шестерни

$$Z''_1 = \frac{Z''_2}{U_{2_3}} = \frac{83.6}{4} = 20.9 \text{ примем } Z_1 = 20$$

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U_{2_3} = 20 \cdot 4 = 80.0$$

Окружной модуль по формулле

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z'_2} = \frac{360}{80.0} = 4.5 \text{ мм}$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Угол делительного конуса

$$\delta_2 = \operatorname{atan}\left(U_{2_3}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}(4) \cdot \frac{180}{\pi} = 76.0^0$$

Биеквивалентное число зубьев колеса

$$\beta_m = 35^0 \text{C}$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{0.55 \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{80.0}{0.55 \cdot \cos\left(76.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 601.0$$

Относительное смещение по табл. 4.19 [3. 129] $x_{n2} := -0.31$ для $Z_1 = 20$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 [3. 101] $Y_{F2} := 2.4$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{U_{2_3}^2}} = \frac{360}{2} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{4^2}} = 186.0 \text{ мм}$$

ширина венца

$$b' := 0.285 \cdot R_e = 0.285 \cdot 186.0 = 53.0 \text{ мм}$$

Принимаем в соответствии с рядом Ra 40 (ГОСТ 6636-69) стандартное значение $b := 35 \text{ мм}$

По табл 4.18 [1. 127] определяем коэффициент $\Theta_F = 0.94 + 0.08 \cdot U_{2_3} = 0.94 + 0.08 \cdot 4 = 1.26$

Окружная сила

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{0.857 \cdot d_{e2}} = \frac{2 \cdot 1481.0 \cdot 10^3}{0.857 \cdot 360} = 9600.0 \text{ Н}$$

Напряжение изгибов зубьев колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot 1.17}{m_e \cdot \Theta_F \cdot b} \cdot F_{t3} \cdot K_{Fd} \cdot K_{F\beta} = \frac{2.4 \cdot 1.17}{4.5 \cdot 1.26 \cdot 35} \cdot 9600.0 \cdot 1.39 \cdot 1.39 = 262.0 \text{ МПа допустимое}$$

$$\sigma_{Fadm2} = 350 \text{ МПа}$$

Угол делительного конуса

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 76.0 = 14.0^0$$

Биеквивалентное число зубьев колеса

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{0.55 \cdot \cos\left(\delta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{20}{0.55 \cdot \cos\left(14.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 37.5$$

Относительное смещение по табл. 4.19 [1. 129] $x_{n1} := 0.31$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 [1. 101] $Y_{F1} := 3.78$

Напряжение изгибов зубьев колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot 1.17}{m_e \cdot \Theta_F \cdot b} \cdot F_{t3} \cdot K_{Fd} \cdot K_{F\beta} = \frac{3.78 \cdot 1.17}{4.5 \cdot 1.26 \cdot 35} \cdot 9600.0 \cdot 1.39 \cdot 1.39 = 413.0 \text{ МПа допустимое}$$

$$\sigma_{Fadm1} = 370 \text{ МПа}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.3 Геометрический расчет передачи.

Число зубьев плоского колеса

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2'^2} = \sqrt{20^2 + 80.0^2} = 82.5$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0.5 \cdot b = 186.0 - 0.5 \cdot 35 = 168.0 \text{ мм}$$

Средний окружной модуль

$$m_n = \frac{2 \cdot R \cdot \cos\left(\beta_m \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{Z_C} = \frac{2 \cdot 168.0 \cdot \cos\left(35 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{82.5} = 3.34 \text{ мм}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = (1 + x_{n1}) \cdot m_n = (1 + 0.31) \cdot 3.34 = 4.38 \text{ мм}$$

$$h_{ae2} = (1 - x_{n1}) \cdot m_n = (1 - 0.31) \cdot 3.34 = 2.3 \text{ мм}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = (1.25 - x_{n1}) \cdot m_n = (1.25 - 0.31) \cdot 3.34 = 3.14 \text{ мм}$$

$$h_{fe2} = (1.25 + x_{n1}) \cdot m_n = (1.25 + 0.31) \cdot 3.34 = 5.21 \text{ мм}$$

Угол ножки зуба

$$\Theta_{f1} = \text{atan}\left(\frac{h_{fe1}}{R_e}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \text{atan}\left(\frac{3.14}{186.0}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 0.967^\circ$$

$$\Theta_{f2} = \text{atan}\left(\frac{h_{fe2}}{R_e}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \text{atan}\left(\frac{5.21}{186.0}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 1.6^\circ$$

Угол головки зуба

$$\Theta_{a1} := \Theta_{f2} = 1.6^\circ$$

$$\Theta_{a2} := \Theta_{f1} = 0.967^\circ$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} := \delta_1 + \Theta_{a1} = 15.6^\circ$$

$$\delta_{a2} := \delta_2 + \Theta_{a2} = 76.967^\circ$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} := \delta_1 - \Theta_{f1} = 13.033^\circ$$

$$\delta_{f2} := \delta_2 - \Theta_{f2} = 74.4^\circ$$

Средний делительный диаметр

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 = 3.34 \cdot 20 = 66.8 \text{ мм}$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2' = 3.34 \cdot 80.0 = 267.0 \text{ мм}$$

Внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 4.5 \cdot 20 = 90.0 \text{ мм}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

$$d_{e2} = m_e \cdot Z'_2 = 4.5 \cdot 80.0 = 360.0 \text{ мм}$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos\left(\delta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 90.0 + 2 \cdot 4.38 \cdot \cos\left(14.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 98.5 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 360.0 + 2 \cdot 4.38 \cdot \cos\left(76.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 362.0 \text{ мм}$$

Внешний диаметр впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos\left(\delta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 90.0 + 2 \cdot 3.14 \cdot \cos\left(14.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 96.1 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 360.0 + 2 \cdot 3.14 \cdot \cos\left(76.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 362.0 \text{ мм}$$

5.4 Усилия участвующие в конической передаче.

Окружное усилие $F_{t3} = 9600 \text{ Н}$

Радиальное усилие

$$F_{r2.} = F_{t3} \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 9600.0 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(76.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 845.0 \text{ Н}$$

Осевое усилие

$$F_{a3} = F_{r2.} = 845 \text{ Н}$$

$$F_{a2.} = F_{t3} \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\delta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 9600.0 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(14.0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 3390.0 \text{ Н}$$

$$F_{r3} := F_{r2.} = 845$$

5.4.5. Расчет сведен в таблицу 3

Таблица 3.

Зубчатое колесо	Число зубьев	Средний окружной модуль m_n (мм)	Средний делительный диаметр d (мм)	Внешний делительный диаметр d_e (мм)	Внешний диаметр вершин d_{ae} (мм)	Внешний диаметр впадин d_{ae} (мм)	Ширина колеса b (мм)
1	$Z_1 = 20$	$m_n = 3.34$	$d_1 = 66.8$	$d_{e1} = 90$	$d_{ae1} = 98.5$	$d_{fe1} = 96.1$	$b = 35$
2	$Z'_2 = 80$		$d_2 = 267$	$d_{e2} = 360$	$d_{ae2} = 362$	$d_{ae2} = 362$	$b = 35$

5. Расчет цилиндрической зубчатой передачи между валами 3-4.

5.1. Исходные данные:

$$T_3 = 1481 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = 1528 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$n_3 = 72 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = 66 \text{ об/мин};$$

$$U_{3_4} = 1.1$$

$$\omega_3 = 7.56 \text{ с}^{-1};$$

$$5.1.1. \text{ Время работы передачи: } t_s = L \cdot 365 \cdot K_{\Gamma} \cdot 24 \cdot K_C = 2.5 \cdot 365 \cdot 0.4 \cdot 24 \cdot 0.5 = 4379.0 \text{ часов};$$

$$5.1.2. \text{ Определение коэффициентов эквивалентности для графика нагрузки (} N_{HE} \text{):}$$

$$N_{HE1} := 60 \cdot L \cdot n_3 \cdot t_s \cdot \left[\left(\frac{K_{\Pi_H} \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_1 + \left(\frac{T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 \cdot T_2}{T_2} \right)^4 \cdot \alpha_4 \right]$$
$$N_{HE1} = 60 \cdot 2.5 \cdot 72 \cdot 2 \cdot 4379.0 \cdot \left[\left(\frac{2 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.5 + \left(\frac{0.5 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.3 + \left(\frac{0.3 \cdot 393.0}{393.0} \right)^4 \cdot 0.2 \right]$$
$$N_{HE1} = 2.544 \times 10^7$$

$$N_{FE1} := 60 \cdot L \cdot n_2 \cdot t_s \cdot \left[\left(\frac{K_{\Pi_H} \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_1 + \left(\frac{T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 \cdot T_2}{T_2} \right)^9 \cdot \alpha_4 \right]$$
$$N_{FE1} = 60 \cdot 2.5 \cdot 289.0 \cdot 4379.0 \cdot \left[\left(\frac{2 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.5 + \left(\frac{0.5 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.3 + \left(\frac{0.3 \cdot 393.0}{393.0} \right)^9 \cdot 0.2 \right]$$
$$N_{FE1} = 1.922 \times 10^8$$

$$5.1.3 \text{ Нарботка (} N \text{):}$$

$C := 1$ - число вхождений в зацепление зубьев колеса за один его оборот;

$$N_{HG} := 100 \cdot 10^6 \text{ циклов - базовое число циклов напряжений; рис. 4.6} \quad [4.82]$$

$$5.1.4. \text{ Коэффициент долговечности } K_{Hd1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{2.54371167e7}} = 1.26$$

$$5.1.5. \text{ Коэффициент долговечности по изгибу (} K_{Fd} \text{):}$$

$$N_{FG} := 4 \cdot 10^6 \text{ - база изгибных напряжений;}$$

$$K_{Fd1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{1.922195814e8}} = 0.65 \quad \text{При любых значениях } N_{HE} \text{ коэффициент}$$

контактной

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

долговечности должен находиться в пределах $1 \leq K_{Fdl} \leq 1.3$ тогда примем $K_{Fdl} = 1$

5.2. Выбор материалов

5.2.1. Примем для шестерни сталь 45 ГОСТ1050-88 с термообработкой - улучшение твердость (полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 90 мм. т. 3.3 [1]) $HB_1 := 370$

5.2.1. Примем для колеса сталь 45 ГОСТ1050-88 с термообработкой - улучшение твердость $HB_2 := 350$

5.2.1.4. Механические характеристики стали 45

для шестерни

$\sigma_{B1} := 780$ МПа- предел прочности

$\sigma_{T1} := 440$ МПа- предел текучести

для колеса

$\sigma_{B2} := 690$ МПа

$\sigma_{T2} := 340$ МПа

5.2.2. Допускаемые контактные напряжения для расчета на предотвращение усталостного выкрашивания и изгибным напряжениям.

для ведущего колеса

$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 370 + 70 = 810.0$ МПа; табл. 3.2 [1. 34]

$S_H := 1.1$ см. [1. 33];

$\sigma_{Hadm1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} = \frac{810.0}{1.1} = 736.0$ МПа; [1. 292]

$\sigma_{Flimb1} := 700$ МПа;

$S_F := 1.5$ см [1. 44];

$\sigma_{Fadm1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_F} = \frac{700}{1.5} = 467.0$ МПа;

для ведомого колеса

$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 370 + 70 = 810.0$ МПа;

$\sigma_{Hadm2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} = \frac{810.0}{1.1} = 736.0$ МПа;

$\sigma_{Flimb2} := 700$ МПа;

$\sigma_{Fadm2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} = \frac{700}{1.5} = 467.0$ МПа;

5.3.1. Определяем коэффициент нагрузки (K_H, K_F);

5.3.2 Предварительное значение окружной скорости по формуле (V'):

$C_v := 15$ по табл. 4.9 [4. 95];

$\psi_a := 0.315$ - коэффициент ширины по табл. 3.3 [4. 53];

тогда:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$V' = \frac{n_3}{10^3 \cdot C_v} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{U_{3_4}^2 \cdot \psi_a}} = \frac{72.2}{10^3 \cdot 15} \cdot \sqrt[3]{\frac{1528.0 \cdot 10^3}{1.1^2 \cdot 0.315}} = 0.765 \text{ м/с};$$

5.3.3 Степень точности по табл. 4.10 [4. 96]:

$m := 8;$

5.3.1.3 Отношение ширины колеса к диаметру шестерни:

$$\frac{b}{d_1} = \psi_a \cdot \frac{U_{3_4} + 1}{2} = 0.315 \cdot \frac{1.1 + 1}{2} = 0.331$$

5.3.4 Коэффициенты нагрузки на контактную выносливость.

По таб. 4.7 (1. 93] определяем коэффициент концентрации $K_{H\beta 0} := 1.17$

$x := 0.75$ таб. 4.1 [4. 77].

$$K_{H\beta} := K_{H\beta 0} \cdot (1 - x) + x = 1.042$$

По рис. 4.7 [4. 92] определяем коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha} := 1.1$

По таб. 4.11 [4. 96] определяем коэффициент динамичности: $K_{Hv} := 1.1$

$$\text{тогда: } K_H := K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.261$$

5.3.5 Коэффициенты нагрузки на изгибную выносливость

5.3.5.1 По таб. 4.8 [4. 94] определяем коэффициент концентрации: $K_{F\beta 0} := 1.15$

$x := 0.5$ таб. 4.1 [4. 77].

$$K_{F\beta} := K_{F\beta 0} \cdot (1 - x) + x = 1.075$$

5.3.6 Определяем коэффициент распределения нагрузки: $K_{F\alpha} := 1$ [4. 92]

5.3.7 По таб. 4.12 [4, 97] определяем коэффициент динамичности $K_{Fv} := 1.04$

$$\text{тогда: } K_F := K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1.12$$

5.4.1 Предварительное межосевое расстояние по формуле:

$K := 300$ - для прямоугольных передач

$$\alpha_w = (U_{3_4} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{\sigma_{Hadm2} U_{3_4}}\right)^2 \cdot \frac{T_4 \cdot 10^3}{\psi_a}} = (1.1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{300}{736.0 \cdot 1.1}\right)^2 \cdot \frac{1528.0 \cdot 10^3}{0.315}} = 183.0 \text{ мм}$$

см [4. 98]

Принимаем с соответствии с единым рядом главных параметров [4,51] стандартное значение:

ГОСТ 2185-66 $\alpha_w := 180 \text{ мм}$

$$V = \frac{2 \cdot \alpha_w \cdot \pi \cdot n_3}{(U_{3_4} + 1) \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \pi \cdot 72.2}{(1.1 + 1) \cdot 60 \cdot 10^3} = 0.648 \text{ м/с}$$

см [4. 98]

5.4.3 Фактические контактные напряжения

$b_2 := 50 \text{ мм}$ - ширина колеса

$$\sigma_H = 270 \cdot \left(\frac{U_{3_4} + 1}{\alpha_w \cdot U_{3_4}}\right) \cdot \sqrt{\frac{U_{3_4} + 1}{b_2} \cdot T_4 \cdot 10^3} = 270 \cdot \frac{1.1 + 1}{180 \cdot 1.1} \cdot \sqrt{\frac{1.1 + 1}{50} \cdot 1528.0 \cdot 10^3} = 725.0 \text{ МПа}$$

$$< \sigma_{Hadm2} = 736 \text{ МПа} \quad [4. 98]$$

Недогруз (перегруз)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

$$\Delta\sigma := \frac{\sigma_{\text{Hadm2}} - \sigma_{\text{H}}}{\sigma_{\text{Hadm2}}} \cdot 100 = 1.495 \% \text{ не находится в пределах допустимых значений } -5\% < \Delta\sigma < 15\%$$

5.5.1 Следующий этап - определение модуля.

5.5.2 Окружная сила по формуле

$$F_{t2} = \frac{T_4 \cdot 10^3 \cdot (U_{3_4} + 1)}{\alpha_w \cdot U_{3_4}} = \frac{1528.0 \cdot 10^3 \cdot (1.1 + 1)}{180 \cdot 1.1} = 16206.0 \text{ Н} \quad \text{см [1. 99]}$$

Модуль по формуле (m_n):

ширина шестерни по формуле: $b_1 := 1.12 \cdot b_2 = 56$ примем $b_{1_} := 55$ мм;

для косозубых передач

$$m_n := \frac{3.5 \cdot F_{t2} \cdot K_{Fd1} \cdot K_F}{b_{1_} \cdot \sigma_{\text{Fadm1}}} = 2.47 \text{ мм}; \quad \text{см [1. 104]}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего в соответствии с единым рядом главных параметров [4, 53]; $m_n := 2$ мм.

5.6 Определение чисел зубьев.

Суммарное число зубьев.

$$Z' = \frac{2 \cdot \alpha_w}{m_n} = \frac{2 \cdot 180}{2} = 180.0 \quad \text{см [4. 100]}$$

примем $Z := 180$

Число зубьев шестерни

$$Z'_1 := \frac{Z}{U_{3_4} + 1} = 85.714$$

примем $Z_1 := 85$

Число зубьев колеса

$$Z_2 := Z - Z_1 = 95$$

Фактическое передаточное число

$$U'_{1_2} := \frac{Z_2}{Z_1} = 1.12 \text{ а принятое } U_{3_4} = 1.1$$

Проверяем фактическое напряжение изгиба зубьев шестерни (σ_{F1}):

Приведенное число зубьев:

$$Z_{v1} = Z_1 = 85$$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 [4. 101] $Y_{F1} := 3.2$

Тогда:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}}{b_{1_} \cdot m_n} \cdot F_{t2} \cdot K_{Fd1} \cdot K_F = \frac{3.2}{55 \cdot 2} \cdot 16206.0 \cdot 1.11 = 523.0 \text{ МПа а допускаемое } \sigma_{\text{Fadm1}} = 467 \text{ МПа};$$

Проверяем фактическое напряжение изгиба зубьев колеса (σ_{F2}):

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приведенное число зубьев:

$$Z_{v2} = Z_2 = 95$$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 [4. 101] $Y_{F2} := 3.1$

Тогда:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \cdot F_{t2} \cdot K_{Fd1} \cdot K_F = \frac{3.1}{50 \cdot 2} \cdot 16206.0 \cdot 1.11 = 558.0 \text{ МПа а допускаемое}$$

$$\sigma_{Fadm2} = 467 \text{ МПа;}$$

Условия прочности изгибу колес выполнено.

5.7 Геометрический расчет

Делительные диаметры:

$$\text{шестерни: } d_1 = m_n \cdot Z_1 = 2 \cdot 85 = 170.0 \text{ мм; см [4. 108]}$$

$$\text{колеса: } d_2 = m_n \cdot Z_2 = 2 \cdot 95 = 190.0 \text{ мм;}$$

$$\text{Проверяем условие } \frac{d_1 + d_2}{2} = 180 = \alpha_{w.} = 180 \text{ мм}$$

Диаметры вершин колес;

$$\text{шестерни } d_{a21} := d_1 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + 0.1) = 174.4 \text{ см [4. 108]}$$

$$\text{колеса } d_{a22} := d_2 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + 0.1) = 194.4$$

Диаметры впадин колес;

$$\text{шестерни } d_{f1} := d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (1.25 - 0.1) = 165.4 \text{ см [4. 108]}$$

$$\text{колеса } d_{f2} := d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (1.25 - 0.1) = 185.4$$

5.8 Усилия участвующие в зацеплении.

$$\text{Окружное усилие } F_{t4} := F_{t2} = 16206 \text{ Н см [4. 109]}$$

$$\text{Осевое усилие } F_{a4} = F_{t2} \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 16206.0 \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.0 \text{ Н см [4. 109]}$$

$$\text{Радиальное усилие } F_{r4} = F_{t2} \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 16206.0 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 5898.0 \text{ Н см [4. 109]}$$

Нормальное усилие

$$F_{n4} = \frac{F_{t3}}{\cos\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{9600.0}{\cos\left(20 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 10216.0 \text{ Н см [4. 109]}$$

5.9. Расчет сведен в таблицу 4

Таблица 4.

Зубчатое колесо	Число зубьев	Модуль m (мм)	Делительный диаметр d (мм)	Диаметр вершин da (мм)	Диаметр впадин df (мм)	Межосевое расстояние aw (мм)	Ширина колеса b(мм)
1	$Z_1 = 85$	$m_n. = 2$	$d_1 = 170$	$d_{a21} = 174.4$	$d_{f1} = 165.4$	$\alpha_{w.} = 180$	$b_1. = 55$
2	$Z_2 = 95$		$d_2 = 190$	$d_{a22} = 194.4$	$d_{f2} = 185.4$		$b_2 = 50$

7 Придворительный расчет и конструирование валов.

7.1 Вал 1 - ведущий вал червячной быстроходной передачи, конструкция червяка - неразборный выполнен в виде вал-червяк
Диаметр:

$$d_{B1} = 8 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 8 \cdot \sqrt[3]{46.5} = 28.8 \text{ мм} \quad \text{с. 45 [2]}$$

Примем $d_{B1} = 32 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69 и для удобства соединения с валом электродвигателя)

$$d_{B2} \geq d_{B1} + 2 \cdot t_{\text{кон}} \text{ где } t_{\text{кон}} = 2 \text{ мм- высота заплечника} \quad \text{с. 45 [2]}$$

$$d_{B2} = d_{B1} + 2 \cdot t_{\text{кон}} = 32 + 2 \cdot 2 = 36 \text{ мм}$$

примем $d_{B2} = 35 \text{ мм}$ (с учетом сданта диаметров внутренней обоймы подшипников ГОСТ 8338-75)

$$d_{B3} \geq d_{B2} + 3 \cdot r \text{ где } r = 2 \text{ мм координата фаски подшипника.} \quad \text{с. 45 [2]}$$

$$d_{B3} = d_{B2} + 3 \cdot r = 35 + 3 \cdot 2 = 41 \text{ мм}$$

примем $d_{B3} = 45 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B5} = d_{B3} = 45 \text{ мм; } d_{B5} = d_{B2} = 35 \text{ мм;}$$

Предварительная компоновка вала 1 представлена на рис 7.

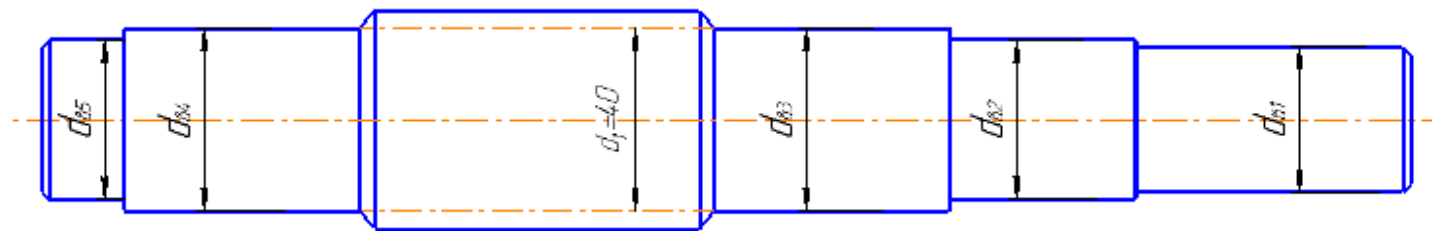


Рис 7. Предварительная компоновка вала 1

7.2 Вал 2 - ведомый вал 1 ступени и ведущий вал зубчатой передачи 2 ступени

Конструкция вала - выполнен в виде вала-шестерни для 2 ступени и отдельно от червячного колеса. 1 ступени и шестерни второй ступени

Диаметр:

$$d_{B6} = 6 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 6 \cdot \sqrt[3]{393.0} = 43.9 \text{ мм} \quad \text{с. 45 [2]}$$

Примем $d_{B6} = 35 \text{ мм}$ примем меньшее значение тк расчет на прочность покажет большой запас и он не должен превышать 7 (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B6} \geq d_{B6} + 2 \cdot t_{\text{цил}} \text{ где } t_{\text{цил}} = 2 \text{ мм- высота заплечника}$$

$$d_{B7} = d_{B6} + 2 \cdot t_{\text{цил}} = 35 + 2 \cdot 2 = 39 \text{ мм}$$

примем $d_{B7} = 40 \text{ мм}$ (с учетом сданта диаметров внутренней обоймы подшипников ГОСТ 8338-75)

$$d_{B8} \geq d_{B7} + 2 \cdot t_{\text{ЦИЛ}} \text{ где } t_{\text{ЦИЛ}} = 3.5 \text{ мм- высота заплечника}$$

$$d_{B8} = d_{B7} + 2 \cdot t_{\text{ЦИЛ}} = 40 + 2 \cdot 3.5 = 47 \text{ мм}$$

примем $d_{B8} = 50 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B9} \geq d_{B7} + 3 \cdot f \text{ где } f = 3.5 \text{ мм- координата фаски подшипника.}$$

$$d_{B9} = d_{B7} + 3 \cdot f = 40 + 3 \cdot 3.5 = 50.5 \text{ мм}$$

примем $d_{B9} = 50 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B10} = d_{B7} = 40 \text{ мм}$$

Предварительная компоновка вала 2 представлена на рис 8.

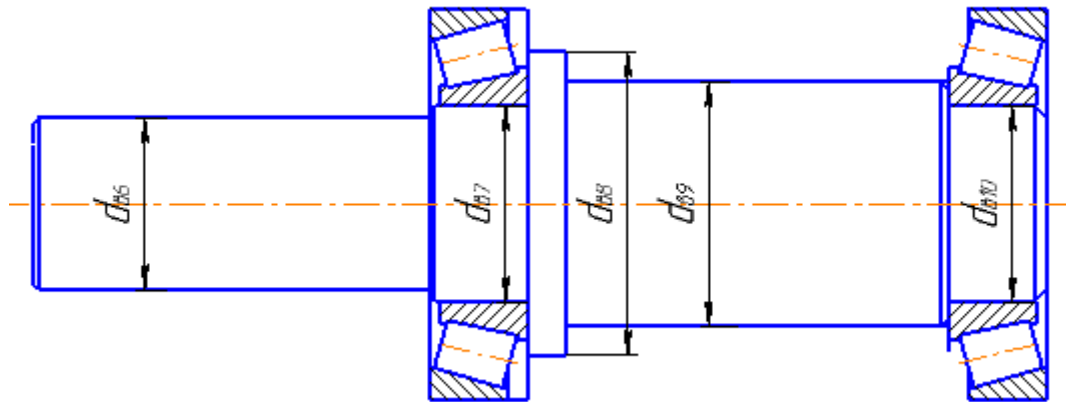


Рис 8. Предварительная компоновка вала 2

7.3 Вал 3 - ведомый вал зубчатой цилиндрической передачи (ступень 2). Конструкция вала - выполнен отдельно от ведомого колеса.

Диаметр:

$$d_{B11} = 5 \cdot \sqrt[3]{T_3} = 5 \cdot \sqrt[3]{1481.0} = 57 \text{ мм}$$

с. 45 [2]

Примем $d_{B11} = 50 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B12} \geq d_{B11} + 2 \cdot t_{\text{ЦИЛ}} \text{ где } t_{\text{ЦИЛ}} = 4 \text{ мм- высота заплечника}$$

$$d_{B12} = d_{B11} + 2 \cdot t_{\text{ЦИЛ}} = 50 + 2 \cdot 4 = 58 \text{ мм}$$

примем $d_{B12} = 55 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69 и с учетом

стандарта диаметров внутренней обоймы подшипников ГОСТ 8338-75)

$$d_{B13} \geq d_{B12} + 3 \cdot r \text{ где } r = 3.5 \text{ мм координата фаски подшипника.}$$

$$d_{B13} = d_{B12} + 3 \cdot r = 55 + 3 \cdot 3.5 = 65.5 \text{ мм}$$

примем $d_{B13} = 65 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69 и с учетом удобного демонтажа подшипников и наличия упорной втулки)

$$d_{B14} \geq d_{B13} + 2 \cdot t_{\text{ЦИЛ}} \text{ где } t_{\text{ЦИЛ}} = 4 \text{ мм- высота заплечника}$$

$$d_{B14} = d_{B13} + 4 = 65 + 4 = 69 \text{ мм}$$

примем $d_{B14} = 80 \text{ мм}$ (принимая из ряда стандартных диаметров ГОСТ 6639-69)

$$d_{B15} := d_{B13} = 65 \text{ мм}$$

$$d_{B16} = d_{B12} = 55 \text{ мм}$$

Предварительная компоновка вала 3 представлена на рис 9.

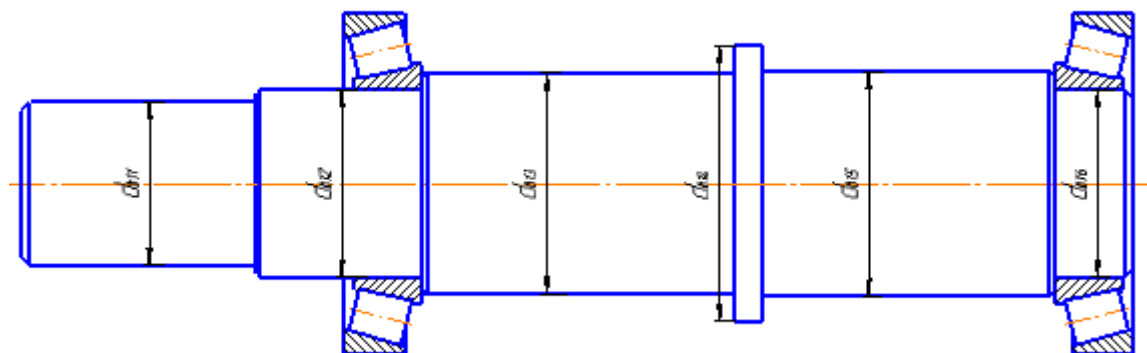


Рис 9. Предварительная компоновка вала 3

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

8. Предварительный выбор подшипников и торцевых крышек.

Выбираем подшипники, с. 465, табл. 24.15 [2]:

8.1 Выбор подшипников под вал 1

Так как на валу присутствует осевая нагрузка примем роликовый радиально упорный конический однорядный подшипник 1027307А ГОСТ 27365-87 рис 11.

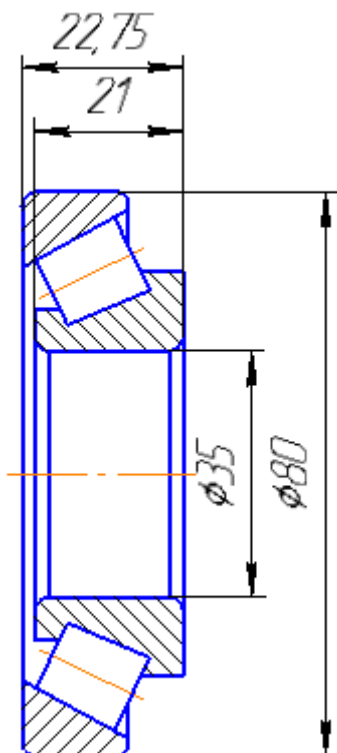


Рис 11. Подшипник 1027307А ГОСТ 27365-87

Подшипник 1027307А ГОСТ 27365-87:

посадочный диаметр внутренней обоймы $d_{B2} := 35 \text{ мм}$

посадочный диаметр наружной обоймы $d_{B2H} = 80 \text{ мм}$

ширина 22.75 мм

статическая грузоподъемность $C_{02} = 50 \text{ кН}$

динамическая грузоподъемность $C_2 = 68.2 \text{ кН}$

8.2 Выбор подшипников под вал 2

Так как на валу присутствует осевая нагрузка примем роликовый конический однорядный подшипник 7208А ГОСТ 27365-87 рис 6.

Подшипник 7208А ГОСТ 27365-87:

посадочный диаметр внутренней обоймы $d_{B3} := 40 \text{ мм}$

посадочный диаметр наружной обоймы $d_{B3H} = 80 \text{ мм}$

ширина 19.75 мм

статическая грузоподъемность $C_{03} = 40 \text{ кН}$

динамическая грузоподъемность $C_3 = 58 \text{ кН}$

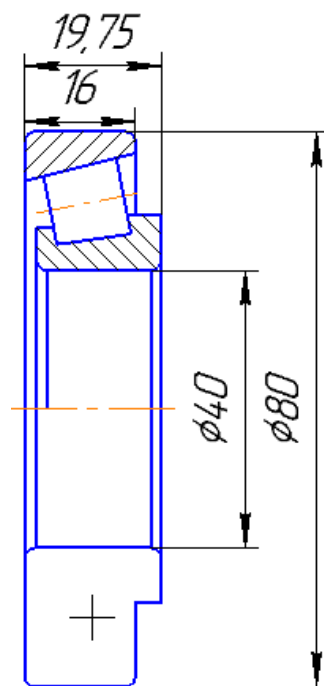


Рис 13. Подшипник 7208А ГОСТ 27365-87.

8.3 Выбор подшипников под вал 3

Так как на валу присутствует осевая нагрузка примем роликовый конический однорядный подшипник 7211А ГОСТ 27365-87 рис 14.

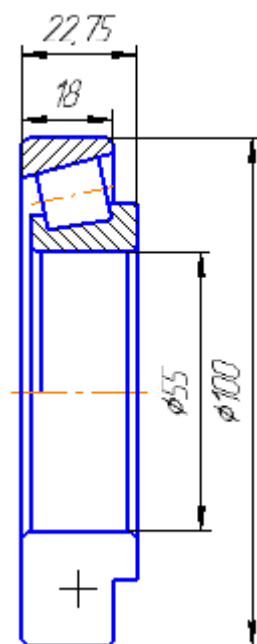


Рис 14. Подшипник 7211А ГОСТ 27365-87.

посадочный диаметр внутренней обоймы $d_{в4} := 55\text{мм}$

посадочный диаметр наружной обоймы $d_{в4Н} = 100\text{ мм}$

ширина 22.75 мм

статическая грузоподъемность $C_{04} = 61\text{ кН}$

динамическая грузоподъемность $C_4 = 84.2\text{ кН}$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

9. Расстояния между деталями передачи.

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор(рис.8) с.48[2]:

$$a \approx \sqrt[3]{L} + 3 \approx \sqrt[3]{332} + 3 \approx 10 \text{ мм}$$

где L – расстояние между тихоходным и быстроходным валом.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса(рис.10):

$$b_0 \geq 3 \cdot a = 30 \text{ мм}$$

Расстояние между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора:

$$c = (0.3 \dots 0.5) \cdot a = 0.4 \cdot 10 = 4 \text{ мм}$$

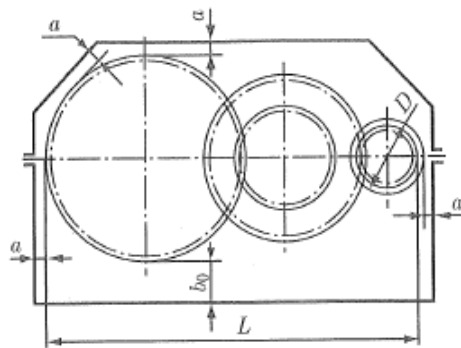


Рис.15 Расстояния между деталями передач

10. Выбор способов смазывания и смазочных материалов.

Применяю картерное смазывание, т. к. окружная тихоходной ступени скорость

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1456 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{30} = 5.11 \text{ м/сек}$$

где n_1 частота вращения быстроходной ступени, $d_1 = 50 \text{ мм}$ делительный диаметр червяка

быстроходной ступени и при $\sigma_H = 131 \text{ МПа}$ Выбираем кинематическую вязкость $15 \text{ мм}^2/\text{с}$

Выбираю масло марки И-Т-С-220 с.198 табл. 11.1 и 11.2 [2].

Погружаем в масло колеса обеих степеней передачи(рис.11).

Допустимый уровень погружения колеса в масляную ванну:

$$h_m = (4 \cdot m \dots 0.25 \cdot d_{2T}) = (8 \dots 50,8) \text{ мм} = 22 \text{ мм},$$

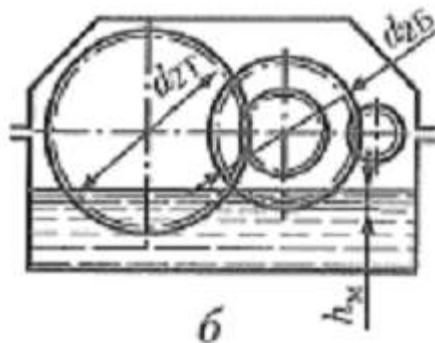


Рис.16 Уровень масла.

10. Расчет подшипников.

10.1 Расчет подшипников на быстроходном валу:

10.1.1 Исходные данные

$$l_1 = 93 \text{ мм}$$

$$l_2 = 93 \text{ мм}$$

$$l_3 = 90 \text{ мм}$$

$$d_2 = d_1 \cdot 0.5 = 20 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = 1959 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 728 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 403.8 \text{ Н}$$

10.1.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости YOZ

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 - F_{r1} \cdot l_1 + R_{y2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y2} = \frac{(F_{r1} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5)}{(l_1 + l_2)} = \frac{403.8 \cdot 93 - 728 \cdot 20 \cdot 0.5}{93 + 93} = 163.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 + F_{r1} \cdot l_2 - R_{y1} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y1} = \frac{(F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5)}{(l_1 + l_2)} = \frac{403.8 \cdot 93 + 728 \cdot 20 \cdot 0.5}{93 + 93} = 241.0 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma Y = 0$$

$$R_{y2} + R_{y1} - F_{r1} = 163.0 + 241.0 - 403.8 = 0$$

10.1.3. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости XOZ

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-R_{x2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{1959 \cdot 93}{93 + 93} = 979.5 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$R_{x1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_2 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{1959 \cdot 93}{93 + 93} = 979.5 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma X = 0$$

$$R_{x1} + R_{x2} - F_{t1} = 979.5 + 979.5 - 1959 = 0$$

10.1.4 Суммарная реакция опор:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{241.0^2 + 979.5^2} = 1008.7 \text{ Н}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2} = \sqrt{163.0^2 + 979.5^2} = 993 \text{ Н}$$

10.1.5 Радиальные реакции опор от действия муфты:

$$F_k = C_p \cdot \Delta \text{ где } C_p = 220 - \text{радиальная жесткость муфты, с.108, табл.7.1 [2];}$$

$\Delta = 0.3$ -радиальное смещение валов;

$$F_k = C_p \cdot \sqrt[3]{T_1} \cdot \Delta = 220 \cdot \sqrt[3]{46.5} \cdot 0.3 = 237.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-F_k \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{k2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{k2} = \frac{F_k \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{237.0 \cdot (93 + 93 + 90)}{93 + 93} = 351.7 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$-F_k \cdot (l_3) - R_{k1} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{k1} = \frac{-F_k \cdot (l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{-237.0 \cdot 90}{93 + 93} = -114.7 \text{ Н}$$

Проверка: $\Sigma Y = 0$

$$R_{k1} + R_{k2} - F_k = -114.7 + 351.7 - 237.0 = 0$$

Строим эпюру внутренних силовых факторов:

$$M_x := R_{x1} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 979.5 \cdot 93 \cdot 10^{-3} = 91 \text{ Нм}$$

$$M_{y1} := R_{y1} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 241.0 \cdot 93 \cdot 10^{-3} = 22 \text{ Нм}$$

$$M_{y2} := R_{y2} \cdot (l_2 + l_3) \cdot 10^{-3} = 163.0 \cdot (93 + 90) \cdot 10^{-3} = 30 \text{ Нм}$$

$$M_{sum} := \sqrt{M_x^2 + M_{y2}^2} = 96 \text{ Нм}$$

В дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от действия муфты условно принимают совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

10.1.6 Реакции опор для расчета подшипников.

$$F_{r1max} = R_{k1} + R_1 = -114.7 + 1008.8 = 894.0 \text{ Н}$$

$$F_{r2max} = R_{k2} + R_2 = 351.7 + 993 = 1344.0 \text{ Н}$$

Внешняя осевая сила, действующая на вал,

$$F_{amax} = F_{a1} = 728 \text{ Н}$$

Для $I_H := 2$ типового режима $K_E = 0.56$. Вычисляем эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1m} = K_E \cdot F_{r1max} = 0.56 \cdot 894.0 = 500.6 \text{ Н}$$

$$F_{r2m} = K_E \cdot F_{r2max} = 0.56 \cdot 1344.0 = 752.6 \text{ Н}$$

$$F_{ram} = K_E \cdot F_{amax} = 0.56 \cdot 728 = 407.7 \text{ Н}$$

выбран подшипник 1027307А ГОСТ 27365-87 см. п4 $e_1 = 0.33$ $Y_1 = 1.84$ $Y_0 = 1.01$ $\alpha_1 = 11$ с. 116 [2]

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 500.7 = 137.0 \text{ Н} \quad \text{с. 121 [2]}$$

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 752.7 = 206.0 \text{ Н}$$

$$F_{am2} \geq F_{am1} \text{ и } F_{a1} \geq 0 \text{ тогда}$$

$$F_{a_1} = F_{am2} = 206 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = F_{am1} + F_{a1} = 137.0 + 728 = 865.0 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_1}}{(1 \cdot F_{r2m})} = \frac{206}{752.7} = 0.27 \text{ что меньше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 := 1 \ Y_1 := 0$$

с. 121 [2]

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при

$$K_B = 1.4; K_T = 1 \ (t < 100^\circ \text{C})$$

$$P_{R1} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r1m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 500.7 + 0 \cdot 728) \cdot 1.4 = 701.0 \text{ Н}$$

$$P_{R2} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 752.7 + 0 \cdot 728) \cdot 1.4 = 1053.0 \text{ Н}$$

Для подшипника более нагруженной опоры 2 вычисляем расчетный скорректированный ресурс при

$$a_1 = 1 \quad a_{23} = 0.6 \quad k = \frac{10}{3}$$

$$L_{ah} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_2 \cdot 10^3}{P_{R2}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = 0.6 \cdot \left(\frac{68.2 \cdot 10^3}{1053.0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 289.0} = 37753351 \text{ часов.}$$

Расчетный ресурс больше требуемого.

Проверка выполнения условия $P_{Rmax} \leq C_1$

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 894.0 = 245.0 \text{ Н}$$

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 1344.0 = 368.0 \text{ Н}$$

Т.к. $F_{am2} \geq F_{am1}$ и $F_{a1} \geq 0$ тогда по табл 7.4 с. 112 [2]

$$F_{a_1} = F_{am2} = 368 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = F_{am1} + F_{a1} = 245.0 + 728 = 973 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_2}}{(1 \cdot F_{r2max})} = \frac{973}{1344.0} = 0.7 \text{ что больше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 = 0.3 \ Y_1 = 1.2$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{Rmax} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2max} + Y_1 \cdot F_{r2max}) \cdot K_B \cdot K_T = (0.3 \cdot 1344.0 + 1.2 \cdot 1344.0) \cdot 1.4 = 2822.4 \text{ Н}$$

тк расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{Rmax} \leq 0.5 \cdot C_1$

то придворительно назначенный 1027307А ГОСТ 27365-87 пригоден.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

10.2 Расчет подшипников на промежуточном валу:

10.2.1 Исходные данные

$$l_1 = 46 \text{ мм}$$

$$l_2 = 46 \text{ мм}$$

$$l_3 = 74 \text{ мм}$$

$$d_2 = d_2 \cdot 0.5 = 80 \text{ мм}$$

$$d_3 = d_{1..} \cdot 0.5 = 33.4 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = 1162 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 336 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 440 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = 15364 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = 2428 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 5592 \text{ Н}$$

10.2.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости YOZ

$$\Sigma M_{12} = 0$$

$$-R_{11} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot d_3 \cdot 0.5 + F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 - F_{r1} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{11} = \frac{F_{r2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot d_3 \cdot 0.5 + F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 - F_{r1} \cdot l_3}{l_1 + l_2}$$

$$R_{11} = \frac{5592 \cdot 46 - 2428 \cdot 33.4 \cdot 0.5 + 336 \cdot 80 \cdot 0.5 - 440 \cdot 74}{46 + 46} = 2147.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{11} = 0$$

$$R_{12} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r2} \cdot l_1 - F_{a2} \cdot d_3 \cdot 0.5 + F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 - F_{r1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{12} = \frac{F_{r2} \cdot l_1 + F_{a2} \cdot d_3 \cdot 0.5 - F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 + F_{r1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2}$$

$$R_{12} = \frac{5592 \cdot 46 + 2428 \cdot 33.4 \cdot 0.5 - 336 \cdot 80 \cdot 0.5 + 440 \cdot (46 + 46 + 74)}{46 + 46} = 3884.0 \text{ Н}$$

Проверка: $\Sigma Y = 0$

$$R_{12} + R_{11} - F_{r1} - F_{r2} = 0$$

10.2.3. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости XOZ

$$\Sigma M_{12} = 0$$

$$-R_{t11} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t2} \cdot l_2 + F_{t1} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{t11} = \frac{F_{t2} \cdot l_2 + F_{t1} \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{15364 \cdot 46 + 1162 \cdot 74}{46 + 46} = 8616.0 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

$$\Sigma M_{11} = 0$$

$$R_{t12} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot l_1 + F_{t1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{t12} = \frac{F_{t2} \cdot l_2 - F_{t1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{15364 \cdot 46 - 1162 \cdot (46 + 46 + 74)}{46 + 46} = 5585.0 \text{ Н}$$

Проверка: $\Sigma X = 0$

$$R_{t11} + R_{t12} - F_{t2} + F_{t1} = 8616.0 + 5585.0 - 15364 + 1162 = 0$$

10.1.4 Суммарная реакция опор:

$$R_1 = \sqrt{R_{t11}^2 + R_{11}^2} = \sqrt{8616.0^2 + 2147.5^2} = 8879.6 \text{ Н}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{t12}^2 + R_{12}^2} = \sqrt{5585.0^2 + 3884.6^2} = 6803.1 \text{ Н}$$

Строим эпюру внутренних силовых факторов:

$$M_{x1} := R_{11} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 2147.5 \cdot 46 \cdot 10^{-3} = 99 \text{ Нм}$$

$$M_{x2} := R_{12} \cdot l_2 \cdot 10^{-3} = 3884.6 \cdot 46 \cdot 10^{-3} = 179 \text{ Нм}$$

$$M_{y1} := R_{t11} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 8616.0 \cdot 46 \cdot 10^{-3} = 396 \text{ Нм}$$

$$M_{y2} := R_{t12} \cdot l_2 \cdot 10^{-3} = 5585.0 \cdot 46 \cdot 10^{-3} = 257 \text{ Нм}$$

$$M_{sum1} := \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = 408 \text{ Нм}$$

$$M_{sum2} := \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = 313 \text{ Нм}$$

10.2.6 Реакции опор для расчета подшипников.

$$F_{r1max} = R_1 = 8879.6 \text{ Н}$$

$$F_{r2max} = R_2 = 6803.2 \text{ Н}$$

Внешняя осевая сила, действующая на вал,

$$F_{amax} = F_{a2} - F_{a1} = 2428 - 336 = 2092 \text{ Н}$$

Для $I_H = 2$ типового режима $K_E = 0.56$. Вычисляем эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1m} = K_E \cdot F_{r1max} = 0.56 \cdot 8879.6 = 4972.0 \text{ Н}$$

$$F_{r2m} = K_E \cdot F_{r2max} = 0.56 \cdot 6803.2 = 3809.0 \text{ Н}$$

с. 116 [2]

$$F_{ram} = K_E \cdot F_{amax} = 0.56 \cdot 2092 = 1171.0 \text{ Н}$$

выбран подшипник 7208А ГОСТ 27365-87 см. п4 $e_1 = 0.33$ $Y_1 = 1.84$ $Y_0 = 1.01$ $\alpha_1 = 8$

Схема установки подшипников рис 14

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 4972.0 = 1361.0 \text{ Н}$$

с. 121 [2]

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 3809.0 = 1043.0 \text{ Н}$$

$$F_{am2} \geq F_{am1} \text{ и } F_{a1} \geq 0 \text{ тогда}$$

$$F_{a_1} = F_{am2} = 1043.0 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = F_{am1} + F_{a2} = 1361.0 + 2428 = 3789.0 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_1}}{(1 \cdot F_{r2m})} = \frac{1043.0}{3809.0} = 0.27 \text{ что меньше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 := 1 \ Y_1 := 0$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при

$$K_B = 1.4; K_T = 1 \quad (t < 100^0 \text{C})$$

$$P_{R1} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r1m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 4972.0 + 0.336) \cdot 1.4 = 6960.0 \text{ Н} \quad \text{с. 121 [2]}$$

$$P_{R2} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 3809.0 + 0.336) \cdot 1.4 = 5332.0 \text{ Н}$$

Для подшипника более нагруженной опоры 2 вычисляем расчетный скорректированный ресурс при

$$a_1 = 1 \quad a_{23} = 0.6 \quad k = \frac{10}{3}$$

$$L_{ah} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_3 \cdot 10^3}{P_{R2}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = 0.6 \cdot \left(\frac{58 \cdot 10^3}{5332.0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 289.0} = 98680 \text{ часов.}$$

Расчетный ресурс больше требуемого.

Проверка выполнения условия $P_{rmax} \leq C_1$

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 8879.6 = 2432.1 \text{ Н}$$

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 6803.2 = 1863.4 \text{ Н}$$

Т.к. $F_{am2} \geq F_{am1}$ и $F_{a1} \geq 0$ тогда по табл 7.4 с. 112 [2]

$$F_{a_1} = F_{am2} = 1863.4 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = F_{am1} + F_{a2} = 2432.12244 + 2428 = 4860.1 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_2}}{(1 \cdot F_{r2max})} = \frac{4860.12244}{6803.2} = 0.7 \text{ что больше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 = 0.4 \ Y_1 = 1.5$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{Rmax} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2max} + Y_1 \cdot F_{r2max}) \cdot K_B \cdot K_T = (0.4 \cdot 6803.2 + 1.5 \cdot 6803.2) \cdot 1.4 = 18096.5 \text{ Н}$$

тк расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{Rmax} \leq 0.5 \cdot C_1$

то придворительно назначенный подшипник 7208А ГОСТ 27365-87 пригоден.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10.3 Расчет подшипников на тихоходном валу:

10.1.1 Исходные данные

$$l_1 = 136 \text{ мм}$$

$$l_2 = 57 \text{ мм}$$

$$l_3 = 73 \text{ мм}$$

$$d_2 = d_1 \cdot 0.5 = 20 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = F_{t3} = 9600 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{a3} = 845 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_{r3} = 845 \text{ Н}$$

10.1.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости YOZ

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 - F_{r1} \cdot l_1 + R_{y2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y2} = \frac{(F_{r1} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5)}{(l_1 + l_2)} = \frac{845 \cdot 136 - 845 \cdot 20 \cdot 0.5}{136 + 57} = 552.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5 + F_{r1} \cdot l_2 - R_{y1} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y1} = \frac{(F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot d_2 \cdot 0.5)}{(l_1 + l_2)} = \frac{845 \cdot 57 + 845 \cdot 20 \cdot 0.5}{136 + 57} = 293.0 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma Y = 0$$

$$R_{y2} + R_{y1} - F_{r1} = 552.0 + 293.0 - 845 = 0$$

10.1.3. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении в плоскости XOZ

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-R_{x2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{9600 \cdot 136}{136 + 57} = 6765.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$R_{x1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_2 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{9600 \cdot 57}{136 + 57} = 2835.2 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma X = 0$$

$$R_{x1} + R_{x2} - F_{t1} = 2835.2 + 6765.0 - 9600 = 0.2$$

10.1.4 Суммарная реакция опор:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{293.0^2 + 2835.2^2} = 2850.3 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2} = \sqrt{552.0^2 + 6765.0^2} = 6.8 \times 10^3 \text{ Н}$$

10.1.5 Радиальные реакции опор от действия зубчатой передачи:

$$F_k := F_{r4} = 5.9 \times 10^3 \text{ Н } F_{r4} - \text{ сила действующая на вал со стороны передачи}$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-F_k \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{k2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{k2} = \frac{F_k \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{5898 \cdot (136 + 57 + 73)}{136 + 57} = 8129.0 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$-F_k \cdot (l_3) - R_{k1} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{k1} = \frac{-F_k \cdot (l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{-5898 \cdot 73}{136 + 57} = -2231.0 \text{ Н}$$

Проверка: $\Sigma Y = 0$

$$R_{k1} + R_{k2} - F_k = -2231.0 + 8129.0 - 5898 = 0$$

Строим эпюру внутренних силовых факторов:

$$M_x := R_{x1} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 2835.2 \cdot 136 \cdot 10^{-3} = 386 \text{ Нм}$$

$$M_{y1} := R_{y1} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 293.0 \cdot 136 \cdot 10^{-3} = 40 \text{ Нм}$$

$$M_{y2} := R_{y2} \cdot (l_2 + l_3) \cdot 10^{-3} = 552.0 \cdot (57 + 73) \cdot 10^{-3} = 72 \text{ Нм}$$

$$M_{sum} := \sqrt{M_x^2 + M_{y2}^2} = 392 \text{ Нм}$$

В дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от действия муфты условно принимают совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

10.1.6 Реакции опор для расчета подшипников.

$$F_{r1max} = R_{k1} + R_1 = -2231.0 + 2850.3 = 619.0 \text{ Н}$$

$$F_{r2max} = R_{k2} + R_2 = 8129.0 + 6787.5 = 14916.0 \text{ Н}$$

Внешняя осевая сила, действующая на вал,

$$F_{amax} = F_{a1} = 845 \text{ Н}$$

Для $I_H := 2$ типового режима $K_E = 0.56$. Вычисляем эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1m} = K_E \cdot F_{r1max} = 0.56 \cdot 619.0 = 346.6 \text{ Н}$$

$$F_{r2m} = K_E \cdot F_{r2max} = 0.56 \cdot 14916.0 = 8353 \text{ Н}$$

$$F_{ram} = K_E \cdot F_{amax} = 0.56 \cdot 845 = 473.2 \text{ Н}$$

выбран подшипник 7211А ГОСТ 27365-87 см. п4 $e_1 = 0.33$ $Y_1 = 1.84$ $Y_0 = 1.01$ $\alpha_1 = 11$ с. 116 [2]

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 346.7 = 95.0 \text{ Н}$$

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2m} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 8353 = 2287.0 \text{ Н}$$

с. 121 [2]

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$F_{am2} \geq F_{am1}$ и $F_{a1} \geq 0$ тогда

$$F_{a_1} = F_{am2} = 2287 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = F_{am1} + F_{a1} = 95.0 + 845 = 940.0 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_1}}{(1 \cdot F_{r2m})} = \frac{2287}{8353} = 0.27 \text{ что меньше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 := 1 \ Y_1 := 0$$

с. 121 [2]

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при

$$K_B = 1.4; K_T = 1 \ (t < 100^0 \text{C})$$

$$P_{R1} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r1m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 346.7 + 0 \cdot 845) \cdot 1.4 = 485.0 \text{ Н}$$

$$P_{R2} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2m} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 8353 + 0 \cdot 845) \cdot 1.4 = 11694.0 \text{ Н}$$

Для подшипника более нагруженной опоры 2 вычисляем расчетный скорректированный ресурс при

$$a_1 = 1 \quad a_{23} = 0.6 \quad k = \frac{10}{3}$$

$$L_{ah} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_4 \cdot 10^3}{P_{R2}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = 0.6 \cdot \left(\frac{84.2 \cdot 10^3}{11694.0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 72.2} = 99837 \text{ часов.}$$

Расчетный ресурс больше требуемого.

Проверка выполнения условия $P_{Rmax} \leq C_1$

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы

$$F_{am1} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r1max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 619.0 = 170.0 \text{ Н}$$

$$F_{am2} = 0.83 \cdot e_1 \cdot F_{r2max} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 14916.0 = 4085.0 \text{ Н}$$

Т.к. $F_{am2} \geq F_{am1}$ и $F_{a1} \geq 0$ тогда по табл 7.4 с. 112 [2]

$$F_{a_1} = F_{am2} = 4085 \text{ Н}$$

$$F_{a_2} = |F_{am1}| + F_{a1} = |170.0| + 845 = 1015 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a_2}}{(1 \cdot |F_{r1max}|)} = \frac{1015}{|619.0|} = 1.6 \text{ что больше } e_1 = 0.33 \text{ тогда } X_1 = 0.3 \ Y_1 = 1.2$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{Rmax} = (1 \cdot X_1 \cdot F_{r2max} + Y_1 \cdot F_{r2max}) \cdot K_B \cdot K_T = (0.3 \cdot 14916.0 + 1.2 \cdot 14916.0) \cdot 1.4 = 31323.6 \text{ Н}$$

тк расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{Rmax} \leq 0.5 \cdot C_1$

то придворительно назначенный 7211А ГОСТ 27365-87 пригоден.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

12 Окончательное конструирование валов.

12.1 Выбор шпонок.

Исходные данные

$d_{в1} = 32$ мм - диаметр вала (входной хвостовик)

$d_{в6} = 35$ мм - диаметр вала под ступицу червячного колеса 1 передачи

$d_{в13} = 65$ - диаметр вала под ступицу зубчатого колеса 2 передачи

$d_{в11} = 50$ мм - диаметр вала (выходной хвостовик)

Выбор шпонки проводится по ГОСТ 23360-78

Парметры выбранных шпонок сведен в таблицу 5

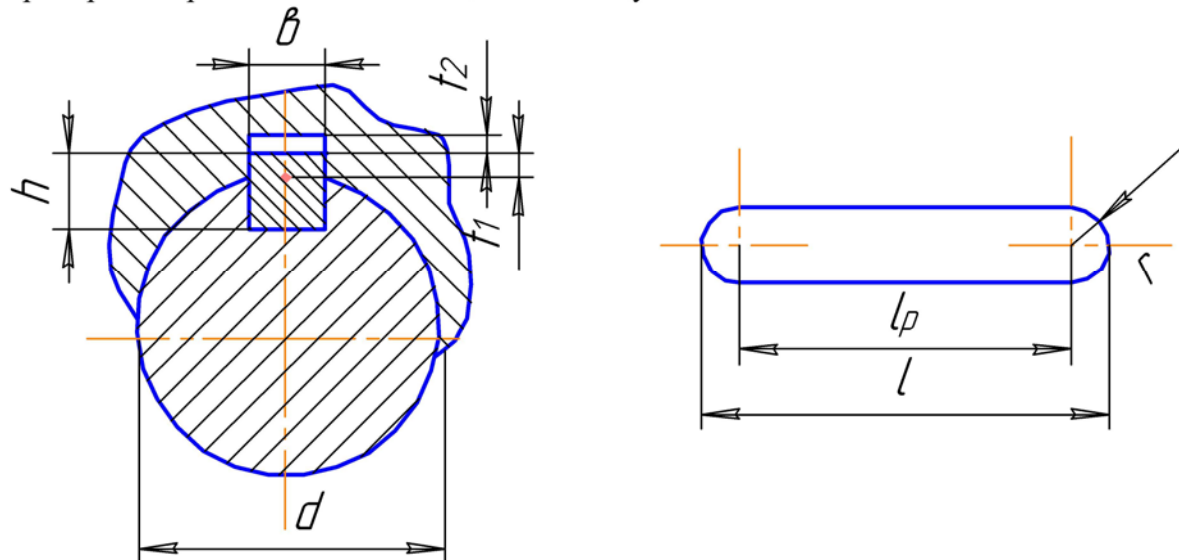


Рис. 16 Шпоночное соединение

Место установки	d	b	h	t1	t2	L
Под муфту (хвостовик цилиндрический)	32	10	8	5	3,3	40
Под зубчатое колесо	35	16	10	6	4,3	40
Под зубчатое колесо	65	18	11	7	4,4	60
Под муфту (хвостовик цилиндрический)	50	16	9	5,5	3,8	60

12.2 Проверка шпонок на смятие:

$$\sigma_{\text{смятия}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d(h - t_1) \cdot (l - b)} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

где

h - высота шпонки, мм;

t_1 - глубина паза вала, мм;

l - длина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм;

для стали $\sigma_{\text{adm}} := 175 \text{ МПа}$

Хвостовик входной: $\sigma_{\text{смятия}_1} := \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{B1} \cdot (h1 - t11) \cdot (L1 - b1)}$

$$\sigma_{\text{смятия}_1} = \frac{2 \cdot 46.5 \cdot 10^3}{32 \cdot (8 - 5) \cdot (40 - 10)} = 32.292 < \sigma_{\text{adm}} = 175 \text{ МПа}$$

Под червячное колесо: $\sigma_{\text{смятия}_2} := \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot d_{B6} \cdot (h2 - t12) \cdot (L2 - b2)}$

$$\sigma_{\text{смятия}_2} = \frac{2 \cdot 393.0 \cdot 10^3}{2 \cdot 35 \cdot (10 - 6) \cdot (40 - 16)} = 116.964 < \sigma_{\text{adm}} = 175 \text{ МПа}$$

Под зубчатое колесо: $\sigma_{\text{смятия}_2} := \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{2 \cdot d_{B13} \cdot (h3 - t13) \cdot (L3 - b3)}$

$$\sigma_{\text{смятия}_2} = \frac{2 \cdot 1481.0 \cdot 10^3}{2 \cdot 65 \cdot (11 - 7) \cdot (60 - 18)} = 135.623 < \sigma_{\text{adm}} = 175 \text{ МПа}$$

Хвостовик выходной: $\sigma_{\text{смятия}_3} := \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{3 \cdot d_{B11} \cdot (h4 - t14) \cdot (L4 - b4)}$

$$\sigma_{\text{смятия}_3} = \frac{2 \cdot 1481.0 \cdot 10^3}{3 \cdot 50 \cdot (9 - 5.5) \cdot (60 - 16)} = 128.225 < \sigma_{\text{adm}} = 175 \text{ МПа}$$

12.3. Вывод

5.3.1. Парметры выбранных шпонок являются предварительными и могут быть изменены при дальнейших уточненных расчетах вала ослабленных шпоночным пазом.

12.3.2 Парметры выбранных шпонок являются исходными данными для дальнейших расчетов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист

13. Конструирование корпуса редуктора.

Толщина стенки основания и крышки редуктора:

$$L = d_{ae2} + b_2 \cdot 3$$

$$b_{oc} = \sqrt[3]{L} = \sqrt[3]{362.0 + 50 \cdot 3} = 8 \text{ мм примем } b_{oc} = 10 \text{ мм}$$

$$b_{кр} = b_{oc} = 10 \text{ мм}$$

Диаметр фундаментальных болтов:

$$d_{ф} = 2 \cdot \sqrt[3]{L} = 2 \cdot \sqrt[3]{362.0 + 50 \cdot 3} = 16 \text{ мм примем } d_{ф.} = 16 \text{ мм}$$

Диаметр болтов: у подшипников

$$d_{под} = 0.7 \cdot d_{ф.} = 0.7 \cdot 16 = 11.2 \text{ мм примем } d_{под} = 12 \text{ мм}$$

соединяющих основание с крышкой

$$d_{осн} = 0.9 \cdot d_{под} = 10.8 \text{ мм примем } d_{осн} := 10 \text{ мм}$$

Толщина нижнего фланца крышки

$$b_{1..} = 1.5 \cdot b_{oc} = 1.5 \cdot 10 = 15 \text{ мм}$$

Толщина рёбер крышки

$$m_1 = 0.8 \cdot b_{oc} = 0.8 \cdot 10 = 8 \text{ мм примем } m_1 := 8 \text{ мм}$$

$$\delta_{фл} = d_{под} = 12 \text{ мм - толщина фланца по разъему}$$

$$b_{фл} = 1.5 \cdot d_{под} = 1.5 \cdot 12 = 18 \text{ мм - ширины фланца без стяжных болтов}$$

$$\delta_{ф} = 1.5 \cdot d_{ф.} = 1.5 \cdot 16 = 24 \text{ мм толщина лапы фундаментального болта}$$

$$\text{примем } \delta_{ф} = 20 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = 362 \text{ мм - наибольший радиус колеса}$$

$$H_a = 1.06 \cdot d_{ae2} = 1.06 \cdot 362.0 = 383.7 \text{ мм высота центров цилиндрических редукторов}$$

$$\text{примем } H_a = 200 \text{ мм}$$

$$r_{min} = 0.25 \cdot b_{oc} = 0.25 \cdot 10 = 2.5 \text{ мм - радиус сопряжения элементов корпуса}$$

$$\Delta 1_{min} = 0.5 \cdot b_{oc} = 0.5 \cdot 10 = 5 \text{ мм} \Rightarrow 5 \text{ мм - зазор между торцами зубчатых колес}$$

$$\Delta 2_{min} = 0.8 \cdot b_{oc} = 0.8 \cdot 10 = 8 \text{ мм} \Rightarrow 5 \text{ мм - зазор между торцом колеса и внутренними деталями}$$

$$\Delta 3_{min} = 1.25 \cdot b_{oc} = 1.25 \cdot 10 = 12.5 \text{ мм} \Rightarrow 5 \text{ мм - зазор между вершиной большего колеса и стенкой корпуса}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

14. Расчет валов на прочность

14.1 Быстроходный вал.

14.2 Значение момента в опасном сечении:

$$T_1 = 47 \text{ Нм}$$

Расчет сечения №2.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{\Pi} = 2.2$

Расчет площади поперечного сечения в опасной точке вала.

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_{B1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_{B1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 32^3}{32} = 3217 \text{ (мм}^3\text{)}$$

Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K1} = \frac{\pi \cdot d_{B1}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 32^3}{16} = 6433.0 \text{ (мм}^3\text{)}$$

Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

$k\sigma_1 = 1.75$ - Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k\tau_1 = 1.5$ - Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a1} = \frac{T_1}{W_1} = \frac{46.5}{3217} = 0.0145 \text{ (МПа)}$$

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения
материал вала - "Сталь углеродистая"

$$K_{d1} = 0.904$$

Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка вала - "Обточка чистовая"

$$K_{F1} = 0.905$$

Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения
без упрочнения $K_{v1} = 1$

Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K_{\sigma d1} = \left(\frac{k\sigma_1}{K_{d1}} + \frac{1}{K_{F1}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v1}} = \left(\frac{1.75}{0.904} + \frac{1}{0.905} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2.04$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S\sigma_1 = \frac{410}{(\sigma_{a1} \cdot K_{\sigma d1})} = \frac{410}{0.1 \cdot 2.1} = 1952$$

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi_{\tau_2} = 0$

Амплитуда цикла перемены напряжения

При не реверсивной передаче

$$\tau_{a1} = \frac{T_1 \cdot 10^3}{2W_{k1}} = \frac{46.5 \cdot 10^3}{2 \cdot 6433.0} = 3.6 \text{ (МПа)}$$

Постоянная составляющая напряжения кручения

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m1} = \tau_{a1} = 3.614$$

Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d1} = \left(\frac{k\tau_1}{K_{d1}} + \frac{1}{KF_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v1}} = \left(\frac{1.5}{0.904} + \frac{1}{0.905} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 1.8$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S\tau_1 = \frac{240}{(\tau_{a1} \cdot K_{\tau d1} + 0 \cdot \tau_{m1})} = \frac{240}{3.7 \cdot 1.8 + 0 \cdot 3.7} = 36$$

Общий запас сопротивления усталости

$$S_1 = \frac{S\sigma_1 \cdot S\tau_1}{\sqrt{S\sigma_1^2 + S\tau_1^2}} = \frac{1952.4 \cdot 36.1}{\sqrt{1952.4^2 + 36.1^2}} = 36.1$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_1 \leq 4$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

15. Сборка и регулировка редуктора.

Перед сборкой полость корпуса редуктора подвергают очистке и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида.

На входной вал насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100⁰С.

На промежуточный вал закладывают шпонку и напрессовывают червячное колесо внешнего зацепления до упора в бурт вала. Насаживают подшипник предварительно нагретый в масле до 80 - 100⁰С.

На выходной вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо внутреннего зацепления, насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100⁰С.

Валы устанавливают в корпус. Подшипники, находящиеся на внутренней стенке корпуса, закрепляют крышкой с помощью шпилек.

Для центровки устанавливают крышку редуктора на корпус с помощью конических штифтов, затягивают болты, крепящие крышку редуктора с корпусом.

На конические хвостовики входного и выходного валов закладывают шпонки и надевают муфты.

Ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловой маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой, закрепляя крышку винтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытаниям на стенде по программе установленной техническими условиями.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

16.Выбор и расчет муфты.

Для передачи момента с выходного вала редуктора на входной вал бетоносмесителя использую муфту упругую втулочно-пальцевую, таблица 3, с.288[3].

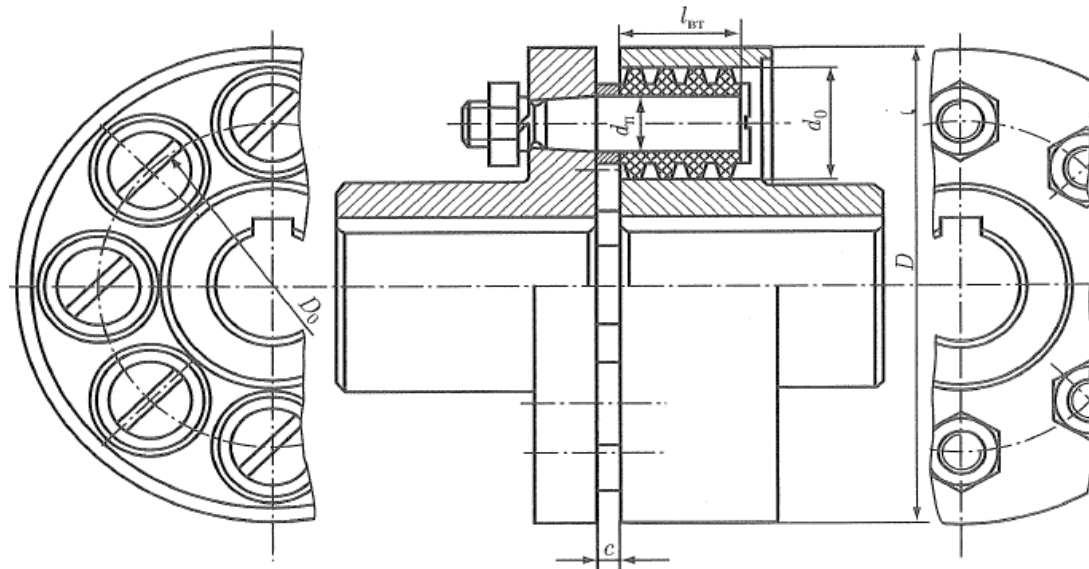


Рис.17 Муфта упругая втулочно-пальцевая.

Таблица 3.

T, Н·м	D, мм	d, мм	L, мм	D ₂ , мм	l, мм
250	140	32	121	38	58

16.1 Проверка условия размещения упругих элементов

$d_0 := 38$ мм - диаметр отверстия под упругий элемент;

$z_c := 4$ - число пальцев;

$D := 140$ мм - наружный диаметр муфты

$D_0 := (D + d_0) \div 2 = 89$ мм - диаметр окружности расположения пальцев

Условие

$z_c \cdot d_0 = 152 < 2 \cdot D_0 = 178$ выполняется.

16.2 Проверка упругих элементов на смятие.

$d_{\Pi} := d_0 = 38$ - диаметр пальца

$l_{BT} := 56$ мм - длина упругого элемента

$$\sigma_{см} = \frac{1.5 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_c \cdot D_0 \cdot d_{\Pi} \cdot l_{BT}} = \frac{1.5 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 46.5}{4 \cdot 89 \cdot 38 \cdot 56} = 0.184 \text{ МПа} < \sigma_{см_adm} = 2 \text{ МПа}.$$

Условие на отсутствие смятия выполняется.

16.2 Проверка пальцев на изгиб.

$$\sigma_{изг} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot l_{BT}}{0.1 \cdot z_c \cdot D_0 \cdot d_{\Pi}^3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 46.5 \cdot 56}{0.1 \cdot 4 \cdot 89 \cdot 38^3} = 2.67 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{изг} = 2.67 < \sigma_{изг_adm} = 0.5 \cdot 290 = 145 \text{ МПа}.$$

Условие на отсутствие изгиба выполняется.

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Список используемой литературы.

1. Детали машин. /М.Н. Иванов, В.А. Финогенов 7-е изд., М.: Высш. шк., 2002.
2. Конструирование узлов и деталей машин. /П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов 9-е изд.,М.: Издательский центр «Академия», 2006.
3. Атлас конструкций узлов и деталей машин./ под ред. О.А. Ряховского, О.П.Леликова. 2-е изд., М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2009.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		