

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УО "ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. П.О. СУХОГО"

Кафедра "Механика"

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту

по дисциплине: «Детали машин и основы конструирования»

на тему: «Разработка конструкции привода для конвейера»

Выполнил: студент гр. ТТ-21

Галицкий И.П.

Руководитель:

Лискович М.И.

Дата проверки: _____

Дата допуска к защите: _____

Дата защиты: _____

Оценка работы: _____

Подписи членов комиссии

по защите курсовой работы: _____

Гомель 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА.....	6
1.1 Определение расчетной мощности привода и выбор двигателя	6
1.2 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам.....	7
1.3 Силовые и кинематические параметры привода	7
2 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	8
2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса	8
2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.....	8
2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	9
2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость	9
2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость	11
2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	12
2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	13
2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	13
2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе	14
2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	15
2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи	15
3 ОТКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА	16
3.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	17
3.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	17
3.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба	17
3.4 Проверочный расчет на выносливость при изгибе	18
3.5 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	19
3.6 Параметры зацепления открытой цилиндрической передачи	19
4 ВЫБОР МУФТЫ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	20
4.1 Выбор муфты	20
4.2 Проектный расчет валов	20

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА, КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА	23
5.1 Конструирование зубчатого колеса	23
5.2 Проектирование корпуса и крышки редуктора	24
6 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА	25
6.1 Определение расстояний между элементами редуктора	25
6.2 Предварительный выбор подшипников качения	25
6.3 Выбор способа смазывания передачи и подшипников	25
7 ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ	27
7.1 Определение сил, нагружающих валы редуктора	27
7.2 Проверка подшипников быстроходного вала	27
7.2.1 Определение реакций опор	27
7.2.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников	28
7.3 Проверка подшипников тихоходного вала	29
7.3.1 Определение реакций опор	29
7.3.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников	30
8 ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА	31
9 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	32
10 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	33
10.1 Построение эпюр внутренних силовых факторов	33
10.2 Расчет вала на усталостную прочность	34
11 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	37
12 СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА	38
12.1 Смазка редуктора	38
12.2 Сборка и регулировка редуктора	38
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	39

ВВЕДЕНИЕ

Заданием на курсовой проект предусмотрена разработка конструкции привода для ленточного конвейера. Проектируемый привод (рисунок 1) состоит из электродвигателя 1, муфты 2, одноступенчатого конического редуктора 3, открытой цилиндрической зубчатой передачи 5 и приводного вала 6. Редуктор устанавливается на раму 4.

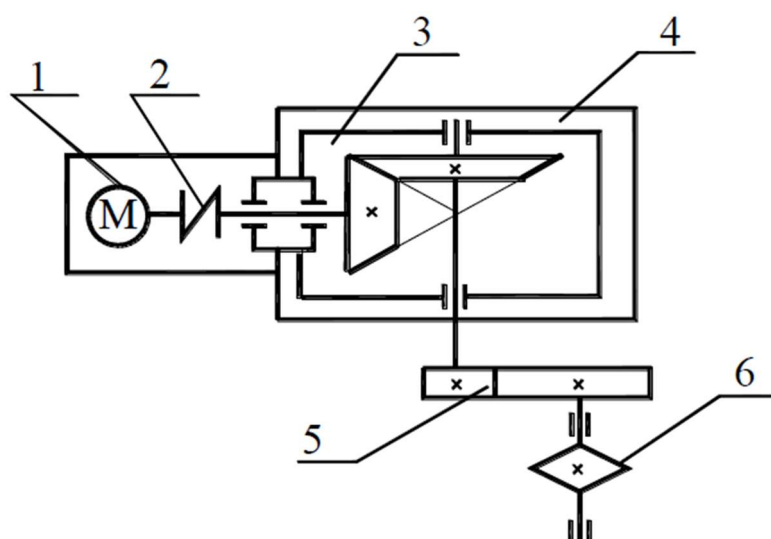


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода конвейера

Редуктор предназначен для передачи мощности от вала двигателя к приводному валу конвейера, понижения угловых скоростей и, соответственно, повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом. Редуктор состоит из корпуса, в котором помещаются элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В корпусе редуктора размещают так же устройство для смазывания зацепления и подшипников.

Нагрузка, воспринимаемая приводом, имеет ступенчатый вид (рисунок 2).

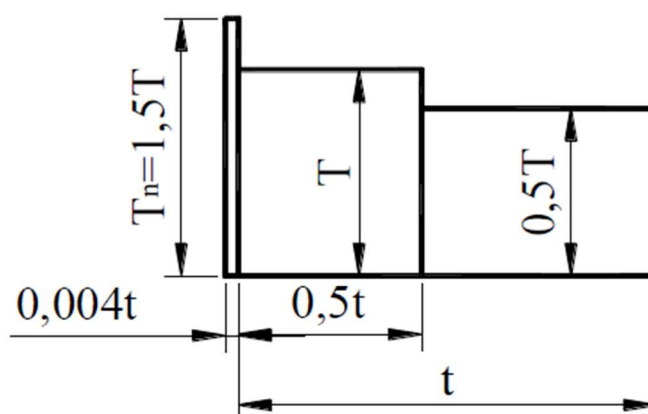


Рисунок 2 - Циклограмма нагрузки

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

Исходными данными для проекта являются:

Частота вращения приводного вала, $n = 67$ об/мин;

Мощность на приводном валу $P = 7,87$ кВт;

Коэффициент использования в сутки $K_{сут} = 0,5$;

Коэффициент использования в году $K_{год} = 0,65$;

Срок службы привода $L = 6$ лет; $L_h = 22000$ час.

На рисунке 1.1 представим схему привода с обозначением валов редуктора

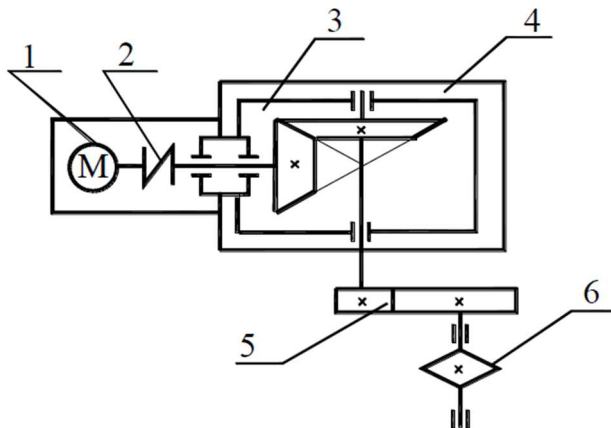


Рисунок 1.1 - Схема привода:

1.1 Определение расчетной мощности привода и выбор двигателя.

Общий КПД привода складывается из следующих составляющих:

- КПД муфты $\eta_m = 0,99$ [3, С. 43];
- КПД ступени редуктора $\eta_{кп} = 0,97$ [3, с. 42];
- КПД открытой передачи $\eta_{оцп} = 0,94$ [3, с. 42];
- потери на трение в опорах валов $\eta_{пк} = 0,99$ [3, с. 43].

Таким образом общий КПД привода равен

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{оцп} \cdot \eta_{пк}^3 = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^3 = 0,876$$

Расчетная мощность привода равна

$$P_{эд} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{7,87}{0,876} = 8,984 \text{ кВт};$$

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [8, с. 50]

$$n_{тр} = n \cdot u_{опmin} \cdot u_{ред.ср} = 67 \cdot 4 \cdot 3 = 804 \text{ об/мин};$$

$$\Delta P = \frac{P_{эд} - P_{ном}}{P_{ном}} \cdot 100\% = \frac{8,984 - 7,5}{7,5} \cdot 100\% = 0,199\% \leq 6\% ;$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

$$n_{эд} = n_{ном} = n_{эдс} (1 - s) = 1000(1 - 0,032) = 968 \text{ об/мин};$$

По величине $n_{тр}$ с учетом $P_{эд}$ принимаем электродвигатель 132М6 [1, с.6 390], характеристики которого приведены в таблице 1.

Таблица 1.1 – Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
132М6	4А	7,5	968	2,0	2,2

1.2 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам.

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_b} = \frac{968}{67} = 14,448;$$

Оставляем передаточное число редуктора $u_{ред} = 3$, тогда передаточное число открытой цепной передачи составит ([3], с. 45).

$$u_{оцп} = \frac{14,448}{3} = 4,815;$$

1.3 Силовые и кинематические параметры привода.

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{эд}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_{эд} = 968 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{эд} = 968 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_{ред} = 968 / 3 = 322,667 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_{оцп} = 322,667 / 4,815 = 67 \text{ об/мин}.$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода

$$P_{эд} = 8,984 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк} = 8,984 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 8,805 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{пк} = 8,805 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,455 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{оцп} \cdot \eta_{пк} = 8,455 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 7,868 \text{ кВт}.$$

Определение вращающих моментов передаваемых на валы: $T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}$

$$T_{эд} = 9550 \cdot \frac{8,984}{968} = 88,633 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{8,805}{968} = 86,867 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{8,455}{322,667} = 250,243 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{7,868}{67} = 1121,484 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Результаты расчета представлены в таблице 1.2.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Таблица 1.2 – Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н м
Электродвигатель	968	8,984	88,633
1	968	8,805	86,867
2	322,667	8,455	250,243
3	67	7,868	1121,484

2. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

Зубчатые колеса закрытых передач изготавливают из конструкционной углеродистой или легированной сталей.

На основании рекомендаций ([11], с.149; [1], с. 133) для изготовления шестерни принимаем сталь 45, а колеса – сталь 40Л.

Механическая характеристика материала представлена в таблице 3.

Таблица 3 – Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость H_{HB}	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа
Шестерня	45	Улучшение	207 ... 236	780	440
Колесо	40Л	Нормализация	155 ... 195	520	295

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([3], 2.1);

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20 \dots 30), \quad (2.1)$$

где $H_{HB1} = 220$ HB; $H_{HB2} = 190$ HB.

2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([11], 9.10);

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.2)$$

где $H \lim b$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу N_{H0} циклов перемены напряжений, МПа ([4], таблица 9.11);

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70; \quad (2.3)$$

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент безопасности ([4], с. 192); $S_H = 1,1$;

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима работы передачи ([4], 9.31)

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}; \quad 2,4 \geq K_{HL} \geq 1,0; \quad (2.4)$$

N_{H0} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости ([4], с. 192)

$$N_{H0} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}; \quad (2.5)$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

$$N_{H01} = 30 \cdot 230^{2,4} = 13,97 \cdot 10^6;$$

$$N_{H02} = 30 \cdot 170^{2,4} = 6,76 \cdot 10^6;$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (рисунок 20; [4], 9.32);

$$N_{HE} = 60 \cdot c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i t_i, \quad (2.6)$$

T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$t = 365 \cdot K_{год} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad (2.7)$$

L – срок службы привода, год; $L = 6$ лет;

$K_{год}, K_{сут}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток; $K_{год} = 0,65$; $K_{сут} = 0,5$;

$$t = 365 \cdot 0,65 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17082 \text{ ч};$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,5 + 0,5^3 \cdot 0,5) \cdot 968 \cdot 17082 = 558,069 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{ред}} = \frac{558,069 \cdot 10^6}{3} = 186,023 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{HE1} > N_{H01}$ и $N_{HE2} > N_{H02}$, то $K_{HL} = 1$.

Тогда

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,27 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 368,18 \text{ МПа};$$

В дальнейшем за расчетное принимаем напряжение

$$\sigma_{HP} = 368,18 \text{ МПа}.$$

2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле ([4], с. 197)

$$\sigma_{HBmax1} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (2.8)$$

где σ_T – предел текучести материала, МПа;

$$\sigma_{HBmax} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HBmax2} = 2,8 \cdot 295 = 826 \text{ МПа}.$$

2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Принимаем предварительно коническую зубчатую передачу прямозубой.

Средний диаметр шестерни d_{m1} , мм, определяется по формуле ([4], 9.17)

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\beta} \sqrt{u_{ред}^2 + 1}}{0,85 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_{ред}}}, \quad (2.9)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; для косозубых и шевронных передач $K_d = 770$ (Н/мм)^{1/3};

T_{H1} – вращающий момент на шестерне рассчитываемой пары, Н м;

$u_{ред}$ – передаточное число зубчатой пары;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

Ψ_{bd} – параметр, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор;

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

$\Psi_{bd} = 0,5$ [приложение 2, таблица П2.8];

K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине зуба; $K_H = 1,12$ [2, рисунок 5];

$$d_{m1} = 770 \sqrt[3]{\frac{86,867 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,5 \cdot 368,18^2 \cdot 3}} = 93,3 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле

$$v_1 = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (2.10)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 93,3 \cdot 968}{60 \cdot 1000} = 4,73 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Так как $v_1 = 4,73 \text{ м/с} > 2,5 \text{ м/с}$ ([3], с.23), то принимаем конические колеса с тангенциальными зубьями и производим перерасчет.

Для колес с тангенциальными зубьями должно выполняться условие

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (50 \dots 60), \quad (2.11)$$

где $H_{HB1} = 230 \text{ НВ}$; $H_{HB2} = 170 \text{ НВ}$.

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 170 + 70 = 410 \text{ МПа};$$

$$N_{H0} = 30 \cdot 230^{2,4} = 13,97 \cdot 10^6;$$

$$N_{H02} = 30 \cdot 170^{2,4} = 6,76 \cdot 10^6;$$

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 433,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{410}{1,1} \cdot 1 = 335,5 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое контактное напряжение ([4], 9.34)

$$\sigma_{HP} = 0,5(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,15\sigma_{HPmin}, \quad (2.12)$$

где σ_{HPmin} – меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2} ;

$$\sigma_{HP} = 0,5(433,6 + 335,5) = 384,6 \text{ МПа} < 1,15 \cdot 335,5 = 385,8 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется. Окончательно принимаем

$$\sigma_{HP} = 384,6 \text{ МПа}.$$

$$d_{m1} = 770 \sqrt[3]{\frac{86,867 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,5 \cdot 384,6^2 \cdot 3}} = 90,6 \text{ мм.}$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 90,6 \cdot 968}{60 \cdot 1000} = 4,59 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По [приложение 2, таблица П2.12] назначаем 8-ю степень точности.

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([4], с. 189)

$$b_w = \Psi_{bd} d_{m1}; \quad (2.13)$$

$$b_{w1} = 0,5 \cdot 90,6 = 45,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_{w1} = 45 \text{ мм}$ [приложение 2, таблица П2.7].

Углы делительных конусов колеса 2 и шестерни 1 ([4], таблица 9.2)

$$\delta_2 = \arctg u_{ред}; \quad (2.14)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

$$\delta_2 = \arctg 3 = 71^\circ 33' 55'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 71^\circ 33' 55'' = 18^\circ 26' 5'';$$

Внешний делительный диаметр шестерни 1

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1; \quad (2.15)$$

$$d_{e1} = 90,6 + 45 \cdot \sin 18^\circ 26' 5'' = 104,8 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{104,8}{2 \cdot \sin 18^\circ 26' 5''} = 165,7 \text{ мм.} \quad (2.16)$$

Проверяем правильность выбора параметра Ψ_{bd} по условию

$$\frac{b_w}{R_e} \leq 0,3; \quad (2.17)$$

$$\frac{45}{165,7} = 0,27 < 0,3.$$

Условие (2.17) выполняется.

Окружной модуль m_{te} по большому торцу колеса определяют по формуле

$$m_{te} \geq 0,1b_w; \quad (2.18)$$

$$m_{te} = 0,1 \cdot 45 = 4,5 \text{ мм};$$

принимаем $m_{te} = 4,5 \text{ мм}$ [приложение 2, таблица П2.9].

Число зубьев шестерни определяется по формуле

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} = \frac{104,8}{4,5} = 23,28; \text{ принимаем } z_1 = 23. \quad (2.19)$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u_{ред} = 23 \cdot 3 = 69; \quad (2.20)$$

Уточняем величины:

– передаточного числа

$$u_{ред} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{23} = 3;$$

– внешних диаметров шестерни и колеса по формуле

$$d_e = m_{te} \cdot z; \quad (2.21)$$

$$d_{e1} = 4,5 \cdot 23 = 103,5 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 4,5 \cdot 69 = 310,5 \text{ мм};$$

– средних диаметров шестерни и колеса по формуле

$$d_m = d_e - b_w \cdot \sin \delta; \quad (2.22)$$

$$d_{m1} = 103,5 - 45 \cdot \sin 18^\circ 26' 5'' = 89,3 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 310,5 - 45 \cdot \sin 71^\circ 33' 55'' = 267,8 \text{ мм};$$

– модуля m_{tm} в среднем нормальном сечении шестерни по формуле

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{89,3}{23} = 3,88 \text{ мм}; \quad (2.23)$$

– окружной скорости v_{m1} шестерни

$$v_{m1} = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 89,3 \cdot 968}{60 \cdot 1000} = 4,52 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

– внешнего конусного расстояния R_e

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{103,5}{2 \cdot \sin 18^\circ 26' 5''} = 163,6 \text{ мм};$$

– условного межосевого расстояния a_w по формуле

$$a_w = 0,5(d_{m1} + d_{m2}) = 0,5 \cdot (89,3 + 267,8) = 178,5 \text{ мм.} \quad (2.24)$$

2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([4], формула 9.22)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.25)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; $Z_H = 1,77$ ([4], с. 190);

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta_m; \quad (2.26)$$

β_m – основной угол наклона зубьев; принимаем $\beta_m = 27^\circ$;

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos 27^\circ = 1,58;$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; $Z_M = 275 \text{ (МПа)}^{1/2}$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле ([4], с. 190);

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha}}; \quad (2.27)$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия [5, таблица 9.1, п.13]

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_m = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{69} \right) \right] \cos 27^\circ = 1,5; \quad (2.28)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,5}} = 0,837;$$

w_{Ht} – удельная расчетная окружная скорость, Н/мм ([4], формула 9.8);

$$w_{Ht} = \frac{2000 T_{H1}}{b_{w1} d_{m1}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\vartheta}; \quad (2.29)$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\alpha} = 1,09$;

$K_{H\beta} = 1,12$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении ([4], формула 9.9);

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_{w1} d_{m1}}{2000 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta}}; \quad (2.30)$$

w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм ([4], формула 9.10);

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v_{m1} \sqrt{\frac{a_w}{u_{ред}}}, \quad (2.31)$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев; $\delta_H = 0,002$ [2, таблица П2.11];

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса; $g_0 = 61$ [2, таблица П2.10];

$$w_{Hv} = 0,002 \cdot 61 \cdot 4,52 \sqrt{\frac{178,5}{3}} = 4,25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{4,25 \cdot 45 \cdot 89,3}{2000 \cdot 86,867 \cdot 1,09 \cdot 1,12} = 1,08;$$

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot 86,867}{45 \cdot 89,3} \cdot 1,09 \cdot 1,12 \cdot 1,08 = 57 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$\sigma_H = 1,58 \cdot 275 \cdot 0,837 \cdot \sqrt{\frac{57 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{0,85 \cdot 89,3 \cdot 3}} = 323,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 323,6 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 384,6 \text{ МПа};$$

Условие прочности (2.25) выполняется.

2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([4], 9.38)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP\max} = 323,6 \cdot \sqrt{2,2} = 480 \text{ МПа}; \quad (2.32)$$

$$\sigma_{H\max} < \sigma_{HP\max} = 826 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.32) выполняется.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле ([4], 9.35):

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.33)$$

где σ_{Flimb}^0 – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу N_{F0} циклов перемены напряжений, МПа;

$$\begin{aligned} \sigma_{Flimb}^0 &= 1,8 H_{HB}; \\ \sigma_{Flimb1}^0 &= 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}; \\ \sigma_{Flimb2}^0 &= 1,8 \cdot 170 = 306 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (2.34)$$

S_F – коэффициент безопасности;

$$S_F = S'_F \cdot S''_F; \quad (2.35)$$

S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность материала колеса и ответственность передачи; $S'_F = 1,75$ ([6], с. 43);

S''_F – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; $S''_F = 1,0$ ([6], с. 44);

$$S_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75;$$

K_{FC} – коэффициент, учитывающий переменность направления нагрузки на зуб; $K_{FC} = 1,0$ ([4], с.193);

K_{HL} – коэффициент долговечности ([4], 9.36),

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}; \quad 1,6 \geq K_{FL} \geq 1,0; \quad (2.36)$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений; $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи;

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 n_i t_i; \quad (2.37)$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 + 0,5^6 \cdot 0,5) \cdot 968 \cdot 17082 = 503,812 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{ред}} = \frac{503,812 \cdot 10^6}{3} = 167,937 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1$.

Тогда $\sigma_{FP1} = \frac{414}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 236,6 \text{ МПа};$

$$\sigma_{FP2} = \frac{306}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 174,9 \text{ МПа};$$

2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле ([3], 3.19)

$$\sigma_{FPM} = \frac{\sigma_{FlimM}}{S_{FM}} Y_S K_{xF}, \quad (2.38)$$

где σ_{FlimM} – предельные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа;

$$\begin{aligned} \sigma_{FlimM} &= 4,8 \cdot H_{HB}; \\ \sigma_{FlimM1} &= 4,8 \cdot 230 = 1104 \text{ МПа}; \\ \sigma_{FlimM2} &= 4,8 \cdot 170 = 816 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (2.39)$$

S_{FM} – коэффициент безопасности; $S_{FM} = 1,75$ ([3], с.11);

Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительности материала и концентрации напряжений; $Y_S = 0,96$ [приложение 2, рисунок П2.4];

K_{xF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; $K_{xF} = 1$, [приложение 2, рисунок П2.5];

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

$$\sigma_{FPM1} = \frac{1104}{1,75} \cdot 0,96 \cdot 1,0 = 605,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM2} = \frac{816}{1,75} \cdot 0,96 \cdot 1,0 = 447,6 \text{ МПа};$$

2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия ([4], 9.26):

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{nm}} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.40)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев колес z_v [приложение 2, рисунок П2.2]; для не прямоугольных конических зубчатых колес

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m}; \quad (2.41)$$

$$z_{v1} = \frac{23}{\cos 18^\circ 26' 5'' \cdot \cos^3 27^\circ} = 34,3;$$

$$z_{v2} = \frac{69}{\cos 71^\circ 33' 55'' \cdot \cos^3 27^\circ} = 308,5;$$

$$Y_{F1} = 3,72; \quad Y_{F2} = 3,62;$$

полученные значения Y_{F1} и Y_{F2} увеличим на 20 % ([11], с.87). Тогда

$$Y_{F1} = 3,72 + 3,72 \cdot 0,2 = 4,46; \quad Y_{F2} = 3,62 + 3,62 \cdot 0,2 = 4,34;$$

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для косозубых и шевронных передач ([4], с. 187):

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_b}{140^\circ} = 1 - \frac{27}{140^\circ} = 0,807; \quad (2.42)$$

m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении зуба шестерни;

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_m = 3,88 \cdot \cos 27^\circ = 3,46 \text{ мм}; \quad (2.43)$$

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$\omega_{Ft} = \frac{2000 T_F}{b_w d_m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (2.44)$$

T_F – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняют расчет, Н м;

b_w, d_w – рабочая ширина зубчатого венца и диаметр начальной окружности колеса,

по которому выполняют расчет, мм;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для косозубых и шевронных передач ([4], с.188):

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}; \quad (2.45)$$

n – степень точности передачи;

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,916;$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба колеса; $K_{F\beta} = 1,21$ [приложение 2, рисунок П2.1];

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w d_m}{2000 T_F K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (2.46)$$

w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v_{m1} \sqrt{\frac{a_w}{u_{ред}}}, \quad (2.47)$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головки зуба; $\delta_F = 0,006$ [приложение 2, таблица П2.11];

$g_0 = 61$ [приложение 2, таблица П2.10].

Определяем отношение F_P / Y_F .

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{4,46} = 53,05 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP}}{Y_{F2}} = \frac{174,9}{4,34} = 40,3 \text{ МПа}.$$

Так как $\frac{\sigma_{FP}}{Y_{F1}} < \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}}$, то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,006 \cdot 61 \cdot 4,52 \cdot \sqrt{\frac{178,5}{3}} = 12,76 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{12,76 \cdot 45 \cdot 267,8}{2000 \cdot 250,243 \cdot 0,916 \cdot 1,21} = 1,277;$$

$$\omega_{Ft} = \frac{2000 \cdot 250,243}{45 \cdot 267,8} \cdot 0,916 \cdot 1,21 \cdot 1,277 = 58,78 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$\sigma_F = 4,34 \cdot 0,807 \cdot \frac{58,78}{0,85 \cdot 3,46} = 70 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 174,9 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.40) выполняется.

2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия ([5], 9.39)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_{ном}} \leq \sigma_{FPM}; \quad (2.48)$$

$$\sigma_{FM} = 70 \cdot 2,2 = 154 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM} < \sigma_{FPM2} = 447,6 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи ([4], таблица 9.2, 9.3).

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_{te}z_c, \quad (2.49)$$

где z_c – суммарное число зубьев;

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{23^2 + 69^2} = 72,73; \quad (2.50)$$

$$R_e = 0,5 \cdot 4,5 \cdot 72,73 = 163,64 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b_w = 163,64 - 0,5 \cdot 45 = 141,14 \text{ мм}. \quad (2.51)$$

Коэффициент радиального смещения у шестерни ([13], таблица 3.12)

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{u_{ред}^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 27^\circ}{23}} = 0,312. \quad (2.52)$$

Коэффициент тангенциального смещения у шестерни при $u_{ред} > 2,5$ ([6], таблица 3.12)

$$x_{\tau 1} = 0,07 + 0,01(u_{ред} - 2,5) = 0,07 + 0,01(3 - 2,5) = 0,075. \quad (2.53)$$

Внешняя высота зуба

$$h_e = 2m_{te}(\cos \beta + 0,1) = 2 \cdot 4,5 \cdot (\cos 27^\circ + 0,1) = 8,92 \text{ мм}. \quad (2.54)$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = m_{te} \cos \beta (1 + x_1) = 4,5 \cdot \cos 27^\circ (1 + 0,312) = 5,26 \text{ мм}; \quad (2.55)$$

$$h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta - h_{ae1} = 4,5 \cdot \cos 27^\circ - 5,26 = 2,76 \text{ мм}. \quad (2.56)$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 8,92 - 5,26 = 3,66 \text{ мм}; \quad (2.57)$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 8,92 - 2,76 = 6,16 \text{ мм.} \quad (2.58)$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} = \arctg \frac{3,66}{163,64} = 1^\circ 16' 52''; \quad (2.59)$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e} = \arctg \frac{6,16}{163,64} = 2^\circ 9' 20''; \quad (2.60)$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2^\circ 9' 20'';$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1^\circ 16' 52''.$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = 103,5 + 2 \cdot 5,26 \cos 18^\circ 26' 5'' = 113,5 \text{ мм;} \quad (2.61)$$

$$d_{ae2} = d_{e1} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 310,5 + 2 \cdot 2,76 \cos 71^\circ 33' 55'' = 312,3 \text{ мм.} \quad (2.61)$$

Параметры зацепления конической передачи представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Параметры зацепления конической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Внешний окружной модуль	m_{ie}	мм	4,5	4,5
Средний окружной модуль	m_{tm}	мм	3,88	3,88
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	163,64	163,64
Среднее конусное расстояние	R_m	мм	141,14	141,14
Ширина зубчатого венца	b_w	мм	45	45
Коэффициент радиального смещения	x_l	-	0,312	-
Коэффициент тангенциального смещения	$x_{\tau l}$	-	0,075	-
Угол наклона зубьев	β	град	27	27
Число зубьев	z	-	23	69
Внешний делительный диаметр	d_e	мм	103,5	310,5
Средний делительный диаметр	d_m	мм	89,3	267,8
Угол делительного конуса	δ	град	18°26'5"	71°33'55"
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм	5,26	2,76
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм	3,66	6,16
Внешняя высота зуба	h_e	мм	8,92	8,92
Угол ножки зуба	θ_f	град	1°16'52"	2°9'20"
Угол головки зуба	θ_a	град	2°9'20"	1°16'52"
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	град	113,5	312,3

3 ОТКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Исходные данные.

Вращающий момент на зубчатом колесе $T = 1121,484 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Передаточное число открытой цилиндрической передачи $u_{\text{отп}} = 4,815$.

Частота вращения вала шестерни $n_2 = 322,667 \text{ об/мин}$.

В состав привода входит одноступенчатый редуктор.

Для изготовления шестерни и колеса на основании рекомендаций принимаем для шестерни чугун ВЧ60, для колеса ВЧ45.

Механические характеристики материала представлены в таблице 3.1.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Таблица 3.1 – Механическая характеристика материала

Наименование	Марка чугуна	Предел прочности на		
		Растяжение $\sigma_{вр}$, МПа	Изгиб $\sigma_{ви}$, МПа	Сжатие $\sigma_{вс}$, МПа
Шестерня	ВЧ60	600	1100	2190
Колесо	ВЧ45	450	700	1900

3.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = (0,31 \dots 0,36) \sigma_{вр} K_{FC} K_{FL}, \quad (3.1)$$

K_{FC} – коэффициент, учитывающий переменность направления нагрузки на зуб;

$K_{FC} = 1,0$ ([3], с.7);

K_{HL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (3.2)$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений; $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи;

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i; \quad (3.3)$$

T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$t = 365 \cdot K_{год} \cdot T_{пр} \cdot 24 \cdot K_{сут}; \quad (3.4)$$

$T_{пр}$ – срок службы привода, год; $T_{пр} = 6$ лет;

$K_{год}$, $K_{сут}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток; $K_{год} = 0,65$; $K_{сут} = 0,5$;

$$t = 365 \cdot 0,65 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17082 \text{ ч};$$

$$N_{FE3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,5 + 0,5^9 \cdot 0,5) \cdot 322,667 \cdot 17082 = 558,069 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE4} = \frac{N_{HE1}}{u_{ред}} = \frac{558,069 \cdot 10^6}{4,815} = 186,023 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{FP3} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 1 = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1 = 157,5 \text{ МПа}.$$

3.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузки

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле ([3], 2.6)

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{вр}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{FPM3} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM4} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа}.$$

3.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

На основании рекомендаций ([3], с.9) принимаем число зубьев цилиндрической шестерни

$$z_3 = 20.$$

Число зубьев z_4 цилиндрического колеса определяется по формуле

$$z_4 = z_3 \cdot u_{оцп} = 20 \cdot 4,815 = 96,3; \text{ примем } z_4 = 96. \quad (3.6)$$

Согласно рекомендациям ([3], с.8) принимаем прямозубую открытую

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

цилиндрическую передачу и назначаем 9-ю степень точности.
Уточняем передаточное число

$$u_{\text{оцп}} = \frac{96}{20} = 4,8.$$

Определяем коэффициенты формы зуба по ([1], рисунок 6.14).

$$Y_{F3} = 4,08; \quad Y_{F4} = 3,6.$$

Определяем отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$:

$$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{F3}} = \frac{210}{4,08} = 51,5 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа}.$$

Так как $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}}$, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Модуль зацепления m определяется по формуле ([3], 3.3)

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_F K_F K_{изн}}{z \psi_m \sigma_{FP}}} Y_F, \quad (3.7)$$

где T_F – крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·м;

K_F – коэффициент нагрузки; $K_F = 1,5$ ([9], с. 9);

$K_{изн}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; $K_{изн} = 1,5$ ([9], с. 9);

ψ_m – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m зацепления

$$\psi_m = \frac{b_\omega}{m}, \quad (3.8)$$

где b_ω – ширина зубчатого венца, мм;

$\psi_m = 10$ ([3], с. 10);

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1121,484 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{96 \cdot 10 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 4,93 \text{ мм}.$$

Принимаем $m = 5$ мм.

Ширина зубчатого венца определяется по формуле

$$b_{\omega 4} = \psi_m m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм}; \quad (3.9)$$

$$b_{\omega 3} = 50 + 5 = 55 \text{ мм}.$$

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса

$$d_\omega = z \cdot m; \quad (3.10)$$

$$d_{\omega 3} = 20 \cdot 5 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{\omega 4} = 96 \cdot 5 = 480 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$a_\omega = 0,5(d_{\omega 3} + d_{\omega 4}) = 0,5(100 + 480) = 290 \text{ мм}. \quad (3.11)$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле

$$v_3 = \frac{\pi d_{\omega 3} n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 322,667}{60 \cdot 1000} = 1,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.12)$$

3.4 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Уточняем величину коэффициента K_F по формуле

$$K_F = K_{F\vartheta} K_{F\beta}, \quad (3.13)$$

где $K_{F\vartheta}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $K_{F\vartheta} = 1,5$ ([3], табл. 6);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{F\beta} = \theta(1 - \varphi) + \varphi, \quad (3.14)$$

где θ – вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра

$$\psi_{bd} = \frac{b_{\omega 3}}{d_{\omega 3}} = \frac{55}{100} = 0,55 < 1; \quad (3.15)$$

$$\theta = 1,0 \text{ ([3], с. 10)}.$$

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

φ – вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки;

$$\varphi = \frac{1 \sum T_{Fi} t_i n_i}{T_F \sum t_i n_i} = 1 \cdot 0,5 + 0,5 \cdot 0,5 = 0,75; \quad (3.16)$$

$$K_{F\beta} = 1 \cdot (1 - 0,75) + 0,75 = 1;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия

$$\sigma_F = Y_F K_{изн} \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.17)$$

где ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_\omega} K_F, \quad (3.18)$$

F_{Ft} – исходная расчетная окружная сила, Н;

$$F_{Ft} = \frac{2T_3}{d_{\omega 4}} = \frac{2 \cdot 1121484}{480} = 4672,85 \text{ Н}; \quad (3.19)$$

$$\omega_{Ft} = \frac{4672,85}{50} \cdot 1,5 = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$\sigma_{F4} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{100}{5} = 108 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} < \sigma_{FP4} = 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (3.17) выполняется.

3.5 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия ([3], 3.15)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM}; \quad (3.20)$$

$$\sigma_{FM} = 108 \cdot 2,2 = 237,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM} < \sigma_{FPM4} = 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (3.20) выполняется.

3.6 Параметры зацепления открытой цилиндрической передачи.

Диаметры вершин

$$d_a = d_\omega + 2m; \quad (3.21)$$

$$d_{a3} = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 480 + 2 \cdot 5 = 490 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин

$$d_f = d_\omega - 2,5m; \quad (3.22)$$

$$d_{f3} = 100 - 2,5 \cdot 5 = 87,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 480 - 2,5 \cdot 5 = 467,5 \text{ мм}.$$

Параметры открытой цилиндрической передачи представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Параметры открытой цилиндрической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	m	мм	5	5
Число зубьев	z	-	20	96
Диаметр начальной окружности	d_ω	мм	100	480
Делительный диаметр	d	мм	100	480
Диаметр окружности вершин	d_a	мм	110	490
Диаметр окружности впадин	d_f	мм	87,5	467,5
Рабочая ширина зубчатого венца	d_ω	мм	55	50
Общая ширина венца	b	мм	60	55

4 ВЫБОР МУФТЫ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1 Выбор муфты

Для соединения тихоходного вала редуктора с приводным валом принимаем муфту цепную с однорядной цепью по ГОСТ 2074 2-93.

Определяем расчетный вращающий момент муфты ([6], 11.1):

$$T_M = kT_{эд}, \quad (4.1)$$

где k – коэффициент, учитывающий режим работы привода $k = 1,5$; ([6], табл. 11.3)

где $T_{эд}$ – крутящий момент электродвигателя, $T_{эд} = 88,633 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$T_M = 1,5 \cdot 88,633 = 132,95 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

По величине T_M принимаем муфту 250-38-2-45-2 ГОСТ 20742-93 с посадочным диаметром на вал электродвигателя 38 мм, на быстроходный вал редуктора $d_l = 45 \text{ мм}$ ([8], с.239).

Предельные смещения соединяемых валов не более: ([8], с. 251)

радиальные $\Delta = 0,25 \text{ мм}$;

угловые $\gamma = 1^\circ$.

Радиальная сила F_M , действующая на быстроходный вал со стороны цепной муфты, определяется по формуле: ([3], с. 306)

$$F_M = 0,25 \cdot F_0, \quad (4.2)$$

где F_0 – окружная сила на делительном диаметре звездочки;

$$F_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_{эд}}{P \cdot z}, \quad (4.3)$$

где P – шаг цепи; $P = 25,4 \text{ мм}$; ([8], с.239)

z – число зубьев звездочки; $z = 12$; ([8], с.239):

$$F_0 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 88,633}{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 12} = 1826,16 \text{ Н};$$

$$F_M = 0,25 \cdot 1826,16 = 456,54 \text{ Н}.$$

4.2 Предварительный расчёт валов

Предварительный расчёт валов ведём на кручение по понижениям.

Диаметры входного и выходного концов валов редуктора определяются по формуле

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi [\tau_k]}}, \quad (4.4)$$

где T – крутящий момент на рассматриваемом валу, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_k] = 15 \dots 25 \text{ МПа}$; для ведущего вала принимаем $[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$, для ведомого вала - $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$.

Ведущий вал.

$$d_{вх} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 86,867 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 28,07 \text{ мм}.$$

Определяем значение $d_{в1}$ (мм).

Так как входной вал редуктора $d_{в1}$ соединен муфтой с валом электродвигателя $d_{эл}$, то согласовать диаметры $d_{эл}$ и $d_{в1}$, т.е.

$$d_{в1} = (0,8 \dots 1,1) \cdot d_{эл} = 1 \cdot 38 = 38 \text{ мм}; \quad (4.5)$$

Полученное значение округлить по ГОСТ 6636-69 до ближайшего большего значения из ряда R40.

Принимаем $d_{в1} = 38 \text{ мм}$.

Длину вала согласно ГОСТ 12080-66 принимаем $l_l = 58 \text{ мм}$.

За концевым участком вала следует участок вала под уплотнение. Диаметр вала под уплотнением

$$d_{y1} = d_{в1} + 2t, \quad (4.6)$$

где t – высота буртика вала; $t = 2,3 \text{ мм}$; ([3], с. 42),

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

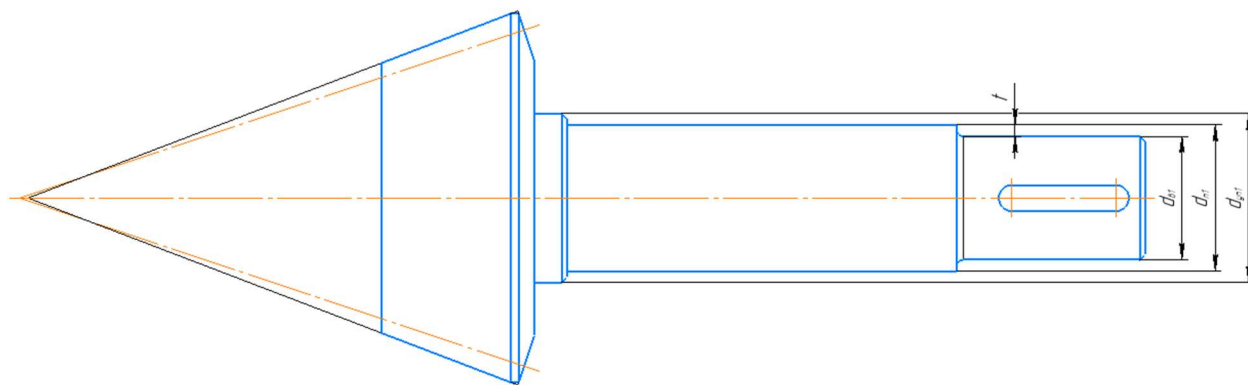


Рис. 3 – Конструкция быстроходного вала

$$d_{y1} = 38 + 2 \cdot 2,3 = 42,6 \text{ мм};$$

Диаметр вала под уплотнение и под подшипники принимают одинаковыми:

$$d_{n1} = d_{y1},$$

но при изготовлении вала допуски на этих участках делают разными.

Примем $d_{n1} = 45 \text{ мм}$.

Диаметр вала под мазеудерживающим кольцом принимаем равным диаметру вала под подшипником, т. е. $d_{м. уд1} = d_{n1}$.

Диаметр вала d_{yn1} для упора подшипника:

$$d_{yn1} = d_{n1} + 3r, \quad (4.7)$$

где r – координата фаски подшипника; $r = 2,5 \text{ мм}$.

$$d_{yn1} = 45 + 3 \cdot 2,5 = 52,5 \text{ мм}.$$

Примем $d_{yn1} = 52 \text{ мм}$.

Ведомый вал.

Определяем значение d_{62} (мм) по формуле (4.4):

$$d_{в2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 250,243 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 37,08 \text{ мм}.$$

Примем $d_{62} = 48 \text{ мм}$.

Длину вала согласно ГОСТ 12080-66 принимаем $l_l = 82 \text{ мм}$.

Диаметр вала под установки подшипников:

$$d_{n2} = 48 + 2 \cdot 2,3 = 52,6 \text{ мм};$$

Диаметр вала под уплотнение и под подшипники принимают одинаковыми: $d_{n2} = d_{n2}$, но при изготовлении вала допуски на этих участках делают разными.

Примем $d_{n2} = 55 \text{ мм}$.

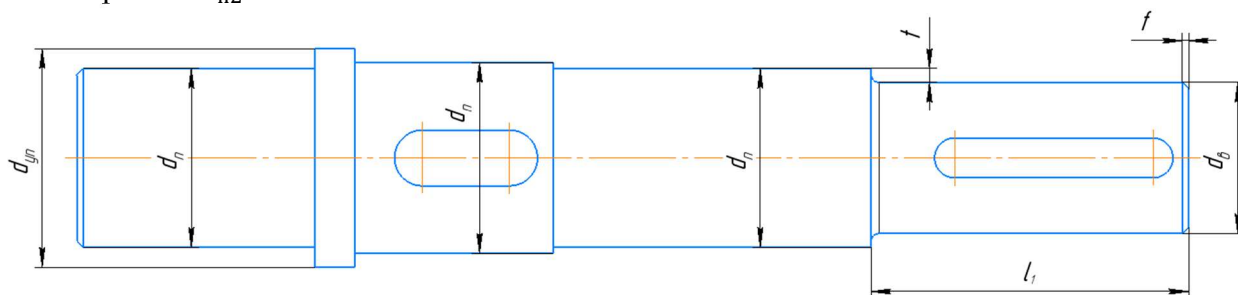


Рисунок 4 – Конструкция тихоходного вала

Диаметр вала под установку колеса примем $d_k = 57 \text{ мм}$.

Диаметр вала d_4 для упора колеса определяем из условия:

$$d_{yk} \geq d_k + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски колеса; $f = 1,6 \text{ мм}$; ([3], с. 42)

$$d_{yk} \geq d_k + 3 \cdot f = 57 + 3 \cdot 1,6 = 61,8 \text{ мм};$$

примем $d_{yk} = 62 \text{ мм}$.

Выходной вал.

Определяем значение $d_{\text{вых}}$ (мм) по формуле (4.4):

$$d_{\text{вых}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1121,484 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 61,13 \text{ мм.}$$

Примем $d_{\text{вых}} = 63 \text{ мм.}$

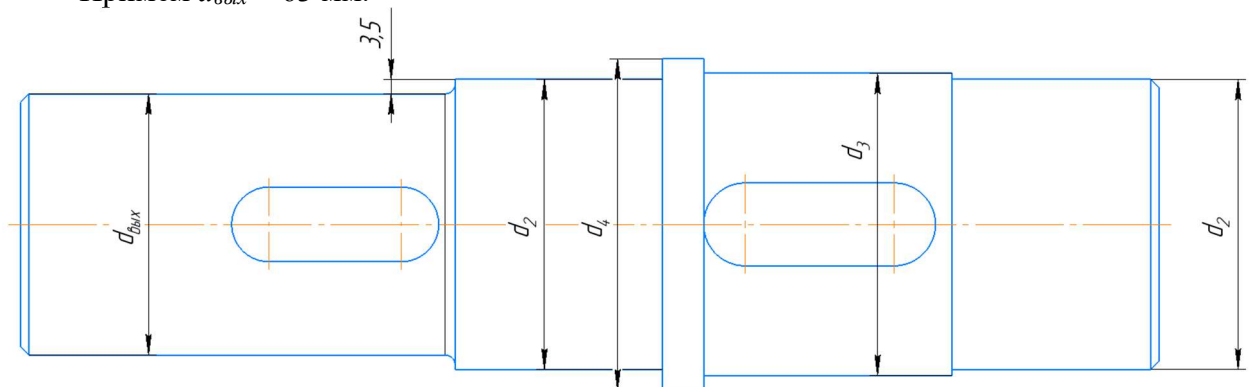


Рисунок 5 – Конструкция выходного вала

Длину вала согласно ГОСТ 12080-66 принимаем $l_l = 105 \text{ мм.}$

Диаметр вала под установки подшипников:

$$d_2 \geq d_{\text{вых}} + 2 \cdot t,$$

где t – высота буртика вала; $t = 3,5 \text{ мм}$ [3, с. 42]

$$d_2 \geq 63 + 2 \cdot 3,5 = 70 \text{ мм;}$$

по ГОСТ 6636-69 принимаем $d_2 = 70 \text{ мм.}$

Диаметр вала под установку колеса принимаем $d_3 = 73 \text{ мм.}$

Диаметр вала d_4 для упора колеса определяем из условия:

$$d_4 \geq d_3 + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски колеса; $f = 2,5 \text{ мм}$ [3, с. 42]

$$d_4 \geq 73 + 3 \cdot 2,5 = 80,5 \text{ мм;}$$

по ГОСТ 6636-69 принимаем $d_4 = 80 \text{ мм.}$

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА, КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

5.1 Конструирование зубчатого колеса

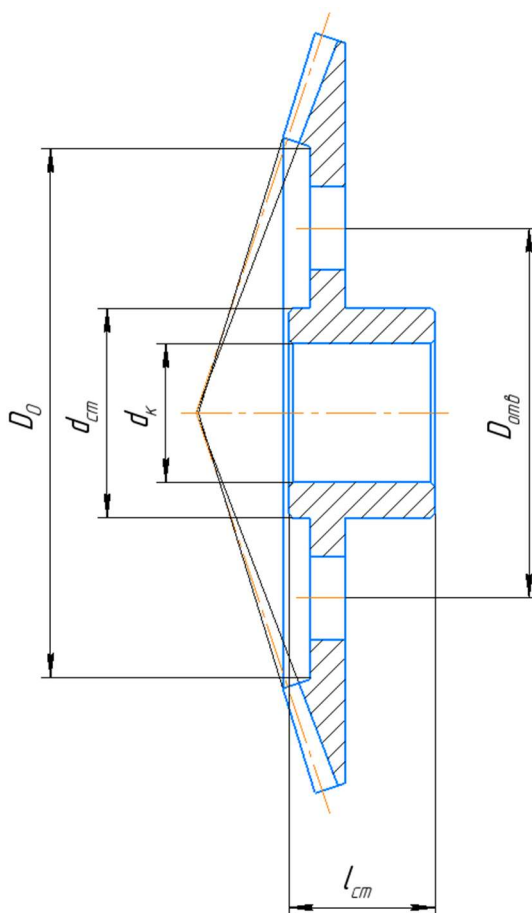


Рисунок 5.1 -Конструкция зубчатого колеса

Размеры конструктивных элементов зубчатых колес (рисунок 5.1) определяем согласно рекомендациям [7, с.230 - 235] по соотношениям:

- диаметр ступицы: $d_{cm} = 1,5 \cdot d_k = 1,5 \cdot 57 = 85,5$ мм;

принимаем $d_{cm} = 86$ мм;

- длина ступицы: $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot 57 = 57 \dots 85,5$ мм;

- диаметр окружности отверстий:

$$D_{отв} = 0,5(D_0 + d_{cm}) = 0,5(218 + 85,5) = 151,75 \text{ мм};$$

принимаем $D_{отв} = 152$ мм;

$$\text{-диаметр отверстий: } d_{отв} = \frac{D_0 - d_{cm}}{4} = \frac{218 - 85,5}{4} = 33,125 \text{ мм};$$

принимаем $d_{отв} = 36$ мм.

-размер фаски: $f = 1,6$ мм.

5.2 Проектирование корпуса и крышки редуктора

Определение основных конструктивных элементов корпуса и крышки редуктора производим на основании рекомендаций [7,с.238-247], [8,с.154-165]

Толщина стенки редуктора ($\delta \geq 8$ мм):

$$\delta = 0,05R_e + 1 = 0,05 \cdot 163,64 + 1 = 9,182 \text{ мм};$$

принимаем $\delta = 9$ мм.

Определяем толщину стенки крышки δ_I ($\delta_I \geq 7$ мм):

$$\delta_I = 0,04R_e + 1 = 0,04 \cdot 163,64 + 1 = 7,55 \text{ мм};$$

принимаем $\delta_I = 8$ мм.

Толщина верхнего пояса фланца корпуса:

$$b = 1,5 \delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса фланца крышки корпуса:

$$b_I = 1,5 \delta_I = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина рёбер основания корпуса:

$$m = (0,85 \div 1) \delta = 1 \cdot 9 = 9 \text{ мм.}$$

Толщина рёбер крышки:

$$m_I = (0,85 \div 1) \delta_I = 1 \cdot 8 = 8 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры болтов, соединяющих:

- редуктор с рамой: $d_I = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 9 = 18$ мм,

принимаем болты М18.

- корпус с крышкой у бобышек подшипников: $d_2 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5$ мм,
принимаем болты М14.

- корпус с крышкой по периметру соединения: $d_3 = 1,0 \cdot \delta = 1,0 \cdot 9 = 9$ мм,
принимаем болты М10.

Определяем ширину фланцев редуктора:

$$S_i = \delta + 2 + k_i,$$

- фундаментного $S_I = 9 + 2 + 40 = 51$ мм;

- корпуса и крышки (у подшипников) $S_2 = 9 + 2 + 32 = 43$ мм;

- корпуса и крышки (по периметру) $S_3 = 9 + 2 + 28 = 39$ мм.

Определяем толщину фланцев редуктора:

- фундаментного $\delta_{фл} = 2,3 \cdot 8 = 2,3 \cdot 8 = 18,4$ мм;

принимаем $\delta_{фл} = 20$ мм;

Для установки крышки относительно корпуса применяем два штифта 8х30 по гост 3129-70.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

6 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

6.1 Определение расстояний между элементами редуктора

Компоновка редуктора выполняется для размещения внутри редуктора зуб-чатых колес так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора; определения расстояния между опорами валов и длин консольных участков; оп-ределения точек приложения сил, нагружающих валы.

Компоновочный чертеж выполем в одной проекции - разрез по осям валов в масштабе 1: 1. Определение расстояний между элементами деталей передач и кор-пуса проводим на основании рекомендаций [8, с.55-61].

Толщина стенки корпуса редуктора $\delta = 9$ мм;

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверх-ности вращающейся части:

$$C = (1,0 \dots 1,2) \cdot \delta = (1,0 \dots 1,2) \cdot 9 = 9 \dots 10,8 \text{ мм};$$

принимаем $C = 10$ мм.

Радиальной зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней поверхности стенки редуктора:

$$C_5 = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 9 = 10,8 \text{ мм}.$$

принимаем $C_5 = 10$ мм.

Радиальной зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней нижней по-верхности стенки корпуса:

$$C_6 = (5 \dots 10) \cdot m = (5 \dots 10) \cdot 4,5 = 22,5 \dots 45 \text{ мм};$$

6.2 Предварительный выбор подшипников качения

Для опор валов принимаем роликоподшипники конические однорядные легкой серии. Параметры выбранных подшипников сводим в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 - Параметры подшипников

Условное обозначение подшипника	d	D	T	C	C_0	e
	мм			кН		
7209	45	85	20,75	50	33	0,41
7211	55	100	22,75	65	46	0,41

6.3 Выбор способа смазывания передачи и подшипников

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывает с зубьев центробежная сила и зацепление работает при недостаточном смазывании. Кроме того, заметно возрастают потери мощности на перемешивании масла, повышается его температура. Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин.

Преимущественное применение имеют масла. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес по таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Подбор масла

Контактные напряжения σ_H , МПа	Вязкость определяется в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес		
	До 2	2...5	Св. 5
Для зубчатых передач при 40°C			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

$2 < v = 4,52 \text{ м/с} < 5$, $\sigma_H < 600 \text{ МПа}$, поэтому рекомендуемая кинематическая вязкость $28 \text{ мм}^2/\text{с}$.

По таблице 4.2 выбираем марку масла для смазывания зубчатой передачи.

Таблица 6.3 – Марки масел

Марка масла	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$
Для зубчатых передач при 40°C	
И-Л-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75

Выбираем марку масла И-Г-А-32.

Так как $v > 1 \text{ м/с}$, то достаточно погружать в масло только зубчатое колесо. Определим минимальную и максимальную глубины погружения:

$$h_{\min} = 2m = 2 \cdot 4,5 = 9 \text{ (мм)};$$

$$h_{\max} = 0,25 \cdot d_2 = 0,25 \cdot 312,3 = 78,075 \text{ (мм)}.$$

Требуемый объем масла ориентировочно можно принять из соотношения $1 \text{ кВт} = 1 \text{ литр масла}$. Объем масла также зависит от емкости редуктора.

Для смазки подшипников используем ЦИАТИМ 221 ГОСТ 9433-80. Замену смазки необходимо производить 2 раза в год.

7 ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

7.1 Определение сил, нагружающих валы редуктора

Определяем силы в зубчатом зацеплении

Окружная сила определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_m} = \frac{2 \cdot 86,867 \cdot 10^3}{89,3} = 1945,5 \text{ Н.} \quad (7.1)$$

Радиальная сила определяется по формуле:

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cos \delta_1; \quad F_{r1} = F_{r2}; \quad (7.2)$$

где α – угол зацепления зубчатой передачи; для передач без смещения $\alpha = 20^\circ$;

$$F_{r1} = 1945,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 18^\circ 26' 5'' = 671,77 \text{ Н; Н;}$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 671,77 \text{ Н;}$$

осевая для шестерни, равно радиальной для колеса:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1 = 1945,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 18^\circ 26' 5'' = 223,92 \text{ Н;}$$

радиальные реакции:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6} = \frac{21}{2} + \frac{(45 + 100) \cdot 0,41}{6} \approx 20 \text{ мм.} \quad (7.3)$$

Размер от среднего диаметра шестерни до реакции подшипника $f = 45 + 20 = 65 \text{ мм.}$

Принимаем размер между реакциями подшипников ведущего вала $c \approx (1,4 \div 2,3) f_1 = (1,4 \div 2,3) \cdot 65 = 91 \div 149,5 \text{ мм.}$ Примем $c = 100 \text{ мм.}$

Определим радиальную силу F_{r3} , действующую со стороны конической передачи:

$$F_{r3} = F_{Ft} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 4672,85 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1700,78 \text{ Н.}$$

Определяем консольные силы:

сила от муфты на быстроходном валу $F_M = 456,54 \text{ Н;}$

сила от цилиндрической передачи на тихоходном валу $F_{r3} = 1700,78 \text{ Н;}$

сила от цилиндрической передачи на тихоходном валу $F_{t3} = 4672,85 \text{ Н.}$

7.2 Проверка подшипника быстроходного вала.

7.2.1 Определение реакций опор.

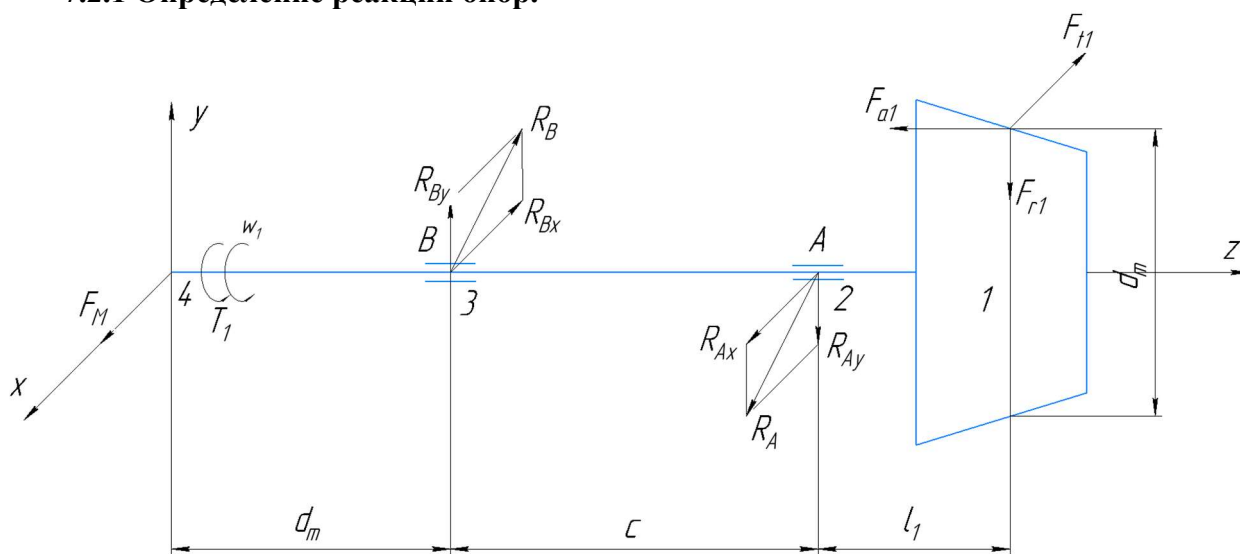


Рисунок 7 – Схема нагружения подшипников быстроходного вала.

Из компоновочного чертежа определяем: $l_M = 66$ мм; $c = 100$ мм; $l_1 = 77$ мм.

Определение опорных реакций в вертикальной плоскости (рисунок 7)

$$\sum M_{Bx} = 0; F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1} \cdot (l_1 + c) - R_{Ay} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1} \cdot (l_1 + c)}{c} = \frac{223,92 \cdot \frac{89,3}{2} - 671,77 \cdot (77 + 100)}{100} = -1089,05 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{Ax} = 0; F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1} \cdot l_1 - R_{By} \cdot c = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1} \cdot l_1}{c} = \frac{223,92 \cdot \frac{89,3}{2} - 671,77 \cdot 77}{100} = -417,28 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y_i = 0$; $-R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 1089,05 - 417,28 - 671,77 = 0$.

Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости (рисунок 7)

$$\sum M_{By} = 0; F_t \cdot (l_1 + c) - R_{Ax} \cdot c + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot (l_1 + c) + F_M \cdot l_M}{c} = \frac{1945,5 \cdot (77 + 100) + 456,54 \cdot 66}{100} = 3744,85 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{Ay} = 0; F_t \cdot l_1 - R_{Bx} \cdot c + F_M \cdot (c + l_M) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot l_1 + F_M \cdot (c + l_M)}{c} = \frac{1945,5 \cdot 77 + 456,54 \cdot (100 + 66)}{100} = 2255,89 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X_i = 0$; $F_{t1} - R_{Ax} + R_{Bx} - F_M = 1945,5 - 3744,85 + 2255,89 - 456,54 = 0$.

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{3744,85^2 + 1089,05^2} = 3899,99 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2255,89^2 + 417,28^2} = 2294,16 \text{ Н.}$$

7.2.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников.

Исходные данные для расчета:

Частота вращения вала – $n = n_I$

Требуемая долговечность подшипника – $L_h = 22000$ ч;

Подшипник 7209

Базовая динамическая грузоподъемность – $C = 50000$ Н;

Коэффициент вращения $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо)

Ведем расчет для опоры A , как наиболее нагруженной

Радиальные реакция $R_A = 3899,99$ Н.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Определяем эквивалентную динамическую силу [3, с.106]

$$P_E = V \cdot X \cdot R_B \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.3)$$

где K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,5$ [3, таблица 7.4]

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,0$ [3, с. 107]

X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 0,5$;

$$P_E = 1 \cdot 0,5 \cdot 3899,99 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2924,99 \text{ Н.}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность по формуле

$$C_{тр} = P_E \cdot \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \quad (7.4)$$

где k – показатель степени; для роликовых подшипников $k = 10/3$;

$$C_{тр} = 2924,99 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{22000 \cdot 968 \cdot 60}{10^6}} = 25006,86 \text{ Н.}$$

Т. к. $C_{тр} < Cr = 50 \text{ кН}$, то предварительно выбранный подшипник подходит.

7.3 Проверка подшипников тихоходного вала

7.3.1 Определение реакций опор

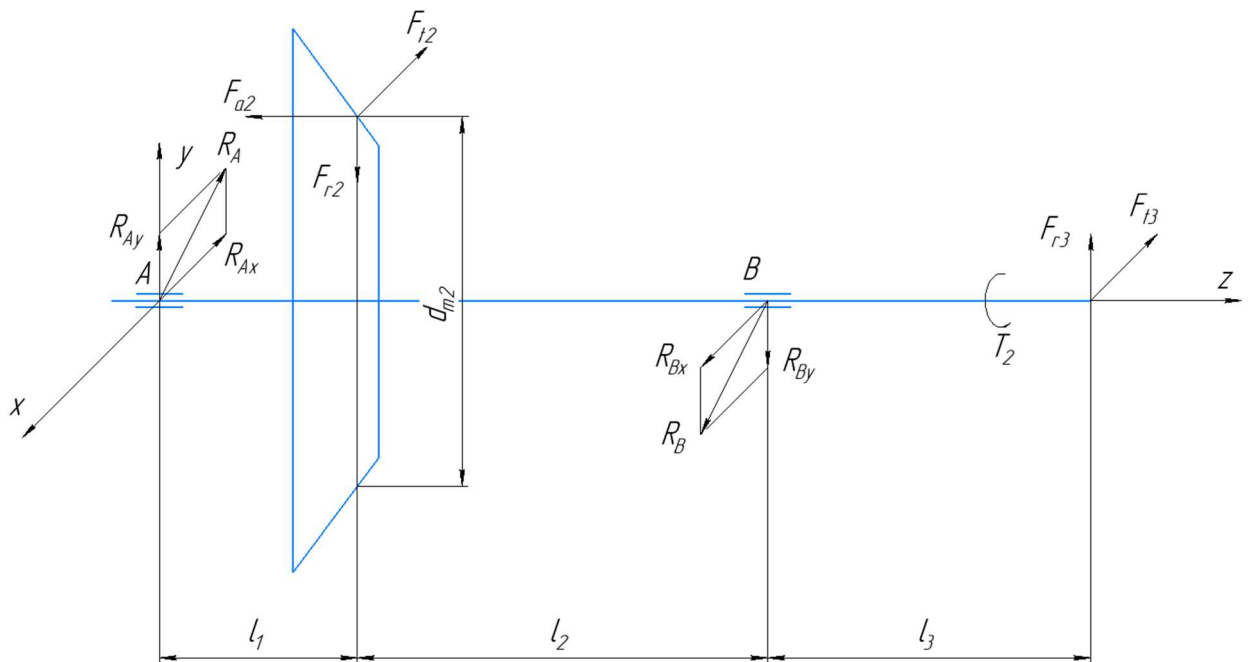


Рисунок 8 – Схема нагружения подшипников тихоходного вала.

Из компоновочного чертежа определяем: $l_1 = 59 \text{ мм}$; $l_2 = 122 \text{ мм}$; $l_3 = 96 \text{ мм}$.

Определение опорных реакций в вертикальной плоскости (рисунок 7)

$$\sum M_{Ax} = 0; F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot l_1 - R_{By} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r3}(l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot l_1 + F_{r3}(l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{671,77 \cdot \frac{267,8}{2} - 223,92 \cdot 59 + 1700,78 \cdot (59 + 122 + 96)}{59 + 122} = 3026,82 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{Bx} = 0; -R_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot l_2 + F_{r3} \cdot l_3 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot l_2 + F_{r3} \cdot l_3}{l_1 + l_2} = \frac{671,77 \cdot \frac{267,8}{2} + 223,92 \cdot 122 + 1700,78 \cdot 96}{59 + 122} = 1549,96 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y_i = R_{Ay} - F_{r2} - R_{By} + F_{r3} = 1549,96 - 223,92 + 3026,82 + 1700,78 = 0.$

Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости (рисунок 8)

$$\sum M_{Ay} = 0; F_{t2} \cdot l_1 - R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2} \cdot l_1 + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{1945,5 \cdot 59 + 4672,85 \cdot (59 + 122 + 96)}{59 + 122} = 7785,44 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{By} = 0; -R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot l_2 + F_{t3} \cdot l_3 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t2} \cdot l_2 + F_{t3} \cdot l_3}{l_1 + l_2} = \frac{1945,5 \cdot 122 - 4672,85 \cdot 96}{59 + 122} = -1167,09 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X_i = -R_{Ax} - F_{t2} + R_{Bx} - F_{t3} = -1167,09 - 1945,5 + 7785,44 - 4672,85 = 0.$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1167,09^2 + 1549,96^2} = 1940,22 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{7785,44^2 + 3026,82^2} = 8353,13 \text{ Н.}$$

7.3.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников.

Исходные данные для расчета:

Частота вращения вала – $n = n_2$

Требуемая долговечность подшипника – $L_h = 22000$ ч;

Подшипник 7211

Базовая динамическая грузоподъемность – $C_r = 65000$ Н;

Коэффициент вращения $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо)

Ведем расчет для опоры А, как наиболее нагруженной

Радиальные реакция $R_B = 8353,13$ Н.

Определяем эквивалентную динамическую силу [3, с.106]

$$P_E = V \cdot X \cdot R_B \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.3)$$

где K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,5$ [3, таблица 7.4]

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,0$ [3, с. 107]

X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 0,5$;

$$P_E = 1 \cdot 0,5 \cdot 8353,13 \cdot 1,5 \cdot 1 = 6264,85 \text{ Н.}$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность по формуле

$$C_{\text{тр}} = P_E \cdot \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \quad (7.4)$$

где k – показатель степени; для роликовых подшипников $k = 10/3$;

$$C_{\text{тр}} = 6264,85 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{22000 \cdot 322,667 \cdot 60}{10^6}} = 38522,06 \text{ Н.}$$

Т. к. $C_{\text{тр}} < C_r = 42,7$ кН, то предварительно выбранный подшипник подходит.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

8. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Целью второго этапа эскизной компоновки редуктора является конструктивное оформление зубчатых колес, валов, корпуса, подшипниковых узлов

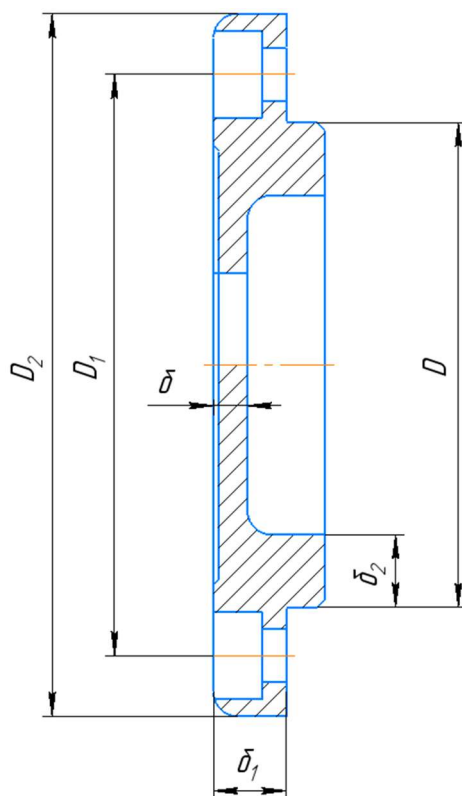


Рисунок 9 – Конструкция крышек подшипников

Определяющим при конструировании крышки (рисунок 9) является размер D отверстия в корпусе под подшипник. Толщину стенки δ , диаметр d , и число z винтов крепления крышки определяем исходя из рекомендаций [8, с. 155].

Толщина фланца крышки $\delta_1 = 1,2 \cdot \delta$;

Толщина цилиндрической части $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \cdot \delta$;

Диаметр установки винтов $D_1 = D + 2,5 \cdot d$;

Диаметр фланца $D_2 = D_1 + 2 \cdot d$;

Определённые параметры сводим в таблицу 7

Таблица 7 - Размеры основных конструктивных элементов крышек

Вал	D , мм	d , мм	z	δ , мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	D_1 , мм	D_2 , мм
Быстроходный	85	9	6	6	12	7,5	100	120
Тихоходный	100	11	6	7	15	9	120	145

В качестве уплотнений выбираем резиновые армированные манжеты по ГОСТ 8752-79, конструктивные размеры которых сводим в таблицу 8

Таблица 8 - Размеры основных конструктивных элементов манжет

Вал	d , мм	D , мм	h , мм
Быстроходный	45	70	10
Тихоходный	55	82	10

9. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Принимаем шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонки, пазов и длины шпонок – по ГОСТ 23360-78

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}] = 210$ МПа.

Прочность шпоночного соединения обеспечена, при выполнении условия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (9.1)$$

где T – крутящий момент на валу, на котором устанавливается шпонка;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм.

Быстроходный вал, $d = 38$ мм шпонка $10 \times 8 \times 28$, $t_1 = 5$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 86,867 \cdot 10^3}{38 \cdot (8 - 5) \cdot (28 - 10)} = 84,67 \text{ МПа};$$

Тихоходный вал, $d = 38$ мм шпонка $14 \times 9 \times 36$, $t_1 = 5,5$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 250,243 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot (36 - 14)} = 135,41 \text{ МПа};$$

Тихоходный вал, $d = 57$ мм шпонка $16 \times 10 \times 45$, $t_1 = 6$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 250,243 \cdot 10^3}{57 \cdot (10 - 6) \cdot (45 - 16)} = 75,69 \text{ МПа};$$

Как видно из расчетов, во всех случаях прочность шпоночных соединений обеспечена.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Расчет будем вести для тихоходного вала, как самого нагруженного.

10.1 Построение эпюр внутренних силовых факторов

Исходными данными являются схема нагружения тихоходного вала и значения реакции опор (п. 7.3)

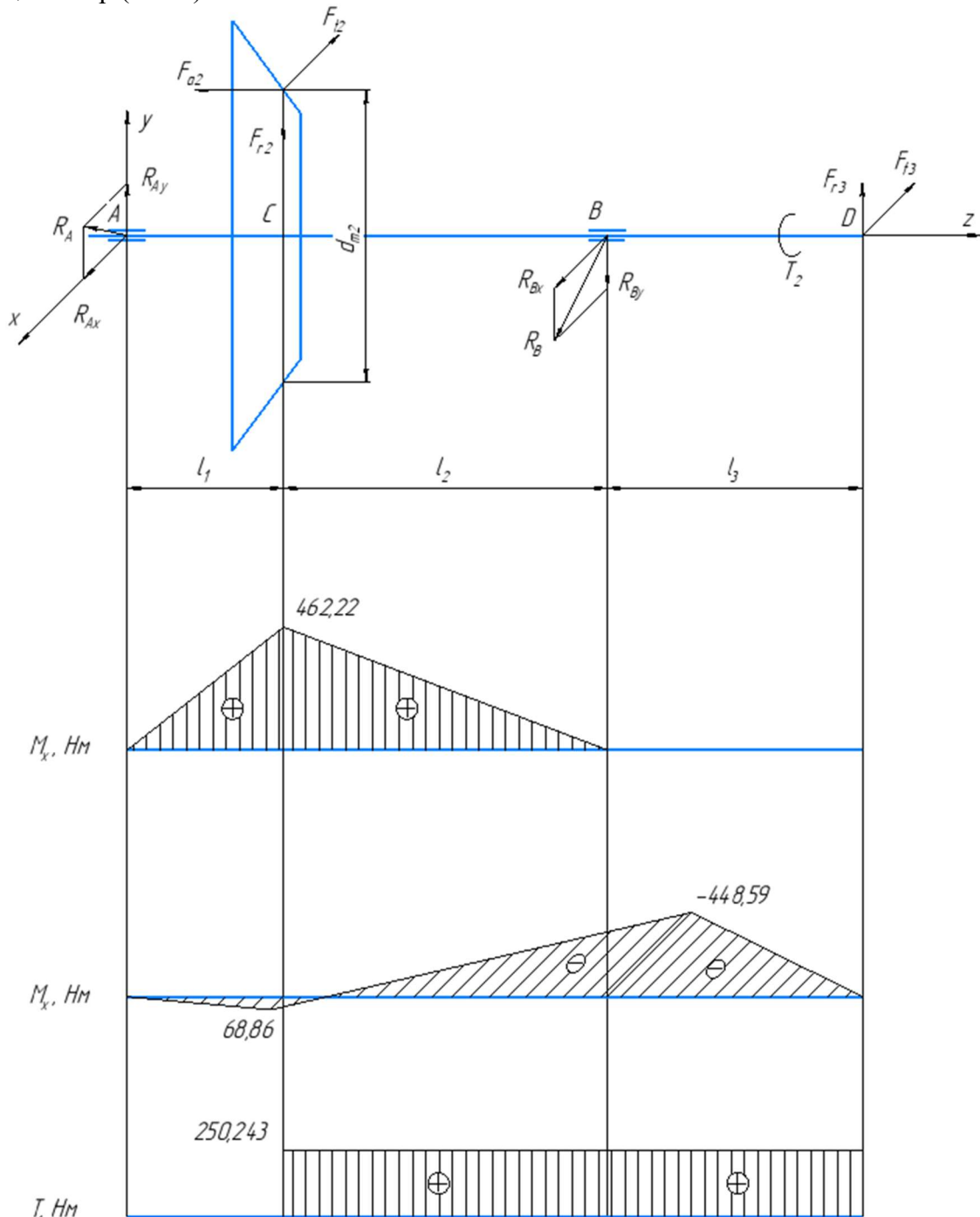


Рисунок 10 – Эпюры внутренних силовых факторов

Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости « M_x »

$$\begin{aligned}
 M_{xA} &= M_{xB} = M_{xD} = 0; \\
 M_{xC} &= R_{Ay} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} + F_{r3} \cdot (l_2 + l_3) \cdot 10^{-3} = \\
 &= 1549,96 \cdot 59 \cdot 10^{-3} + 1700,78 \cdot (122 + 96) \cdot 10^{-3} = 462,22 \text{ Н} \cdot \text{м};
 \end{aligned}$$

Построение эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости « M_Y »

$$M_{yA} = M_{yD} = 0;$$

$$M_{yC} = R_{Ax} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 1167,09 \cdot 59 \cdot 10^{-3} = 68,86 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{yB} = -F_{t3} \cdot l_3 \cdot 10^{-3} = -4672,85 \cdot 96 \cdot 10^{-3} = -448,59 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях

$$M_C = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{462,22^2 + 68,86^2} = 467,32 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2} = \sqrt{0^2 + 448,59^2} = 448,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Построение эпюры крутящих моментов « M_K »

$$M_{KA} = 0;$$

$$M_{KC} = M_{KB} = M_{KD} = T_2 = 250,243 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

10.2 Расчет вала на усталостную прочность

Расчет вала на усталостную прочность заключается в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнении их с допускаемыми значениями $[n]$. Прочность обеспечена при $n > [n] = 2,5$.

Материал вала сталь 45 улучшенная.

Выписываем механические характеристики материала [10, таблица 1]

- предел прочности $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$;

- предел выносливости стали при симметричном цикле перемены напряжений изгиба $\sigma_{-1} = 353 \text{ МПа}$;

- предел выносливости стали при симметричном цикле перемены напряжений кручения $\tau_{-1} = 216 \text{ МПа}$;

- коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжения: $\psi_\sigma = 0$; $\psi_\tau = 0$.

Расчет ведем для сечения вала B (рисунок 10). Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом. Диаметр вала $d = 75 \text{ мм}$. Определяем коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (10.1)$$

где k_σ – коэффициент концентраций напряжений при изгибе;

ε_σ – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров сечения валов; $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 3,15$ [10, таблица 14]

β – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности, применение специальных технологических методов; при отсутствии специального упрочнения или термообработки $\beta = 0,95 \dots 0,98$ (шлифование); принимаем $\beta = 0,97$ [10, с. 21]

σ_a – амплитуда напряжений изгиба, МПа;

σ_m – среднее напряжение цикла напряжений изгиба, МПа; т. к. осевая нагрузка на вал мала, то принимаем $\sigma_m = 0$;

Амплитуда напряжений изгиба определяется по формуле:

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\sigma_a = \frac{M_u \cdot 10^3}{W}, \quad (10.2)$$

где M_B – изгибающий момент в расчетном сечении, $M_B = 467,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

W – осевой момент сопротивления сечения изгибу, мм^3 ;

Определяем осевой момент сопротивления сечения изгибу по формуле:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad (10.3)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 48^3}{32} = 10851,84 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{M_B \cdot 10^3}{W} = \frac{467,32 \cdot 10^3}{10851,84} = 43,06 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{353}{\frac{3,15}{0,97} \cdot 43,06 + 0} = 2,52.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (10.4)$$

где k_τ – коэффициент концентраций напряжений при изгибе;

ε_τ – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров сечения валов; $k_\tau / \varepsilon_\tau = 2,29$ [10, таблица 15]

τ_a – амплитуда напряжений изгиба, МПа;

τ_m – среднее напряжение цикла напряжений изгиба, МПа;

Амплитудное и среднее значение касательных напряжений определяется по формуле:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_p}, \quad (10.5)$$

где M_k – изгибающий момент в расчетном сечении, $M_k = 250,243 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

W_p – осевой момент сопротивления сечения изгибу, мм^3 ;

Определяем полярный момент сопротивления сечения по формуле:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad (10.6)$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 48^3}{16} = 21703,68 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{250,243 \cdot 10^3}{2 \cdot 21703,68} = 5,77;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{216}{\frac{2,29}{0,97} \cdot 5,77 + 0} = 15,86.$$

Определяем суммарный коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (10.7)$$

$$n = \frac{2,52 \cdot 15,86}{\sqrt{2,52^2 + 15,86^2}} = 2,5.$$

Как видно из расчетов, прочность вала обеспечена.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

11. НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Посадки назначаем в соответствии с рекомендациями ([7], с. 263). Выбранные посадки сводим в таблицу 9.

Таблица 9 – Посадки основных деталей передач

Соединение	Посадка
Зубчатые колеса на вал	$\frac{H7}{p6}$
Распорные кольца	$\frac{H8}{k6}$
Мазеудерживающие кольца на вал	$\frac{H7}{k6}$
Сквозные крышки подшипников в корпус	$\frac{H7}{h8}$
Глухие крышки подшипников в корпус	$\frac{H7}{d9}$
Коническое колесо на вал	$\frac{H7}{h6}$
Полумуфта на вал	$\frac{H7}{n6}$
Внутренние кольца подшипников на вал	$\frac{L0}{k6}$
Наружные кольца подшипников в корпус	$\frac{H7}{l0}$
Манжеты на вал	отклонение вала $h11$

12. СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА

12.1 Смазка редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится разбрызгиванием жидкого масла.

Таблица 6.2 – Подбор масла

Контактные напряжения σ_H , МПа	Вязкость определяется в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес		
	До 2	2...5	Св. 5
Для зубчатых передач при 40°C			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

$2 < v = 4,52 \text{ м/с} < 5$, $\sigma_H < 600 \text{ МПа}$, поэтому рекомендуемая кинематическая вязкость $28 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Выбираем марку масла И-Г-А-32.

Так как $v > 1 \text{ м/с}$, то достаточно погружать в масло только зубчатое колесо.

Определим минимальную и максимальную глубины погружения:

$$h_{\min} = 2m = 2 \cdot 4,5 = 9 \text{ (мм)};$$

$$h_{\max} = 0,25 \cdot d_2 = 0,25 \cdot 312,3 = 78,075 \text{ (мм)}.$$

Требуемый объем масла ориентировочно можно принять из соотношения $1 \text{ кВт} = 1 \text{ литр масла}$. Объем масла также зависит от емкости редуктора.

Для смазки подшипников используем ЦИАТИМ 221 ГОСТ 9433-80. Замену смазки необходимо производить 2 раза в год.

12.2 Сборка и регулировка редуктора

Сборка редуктора производится в соответствии со сборочным чертежом. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

На быстроходный вал 3 насаживают мазеудерживающие кольца 5 и напрессовывают шарикоподшипники 30 предварительно нагретые в масле до температуры $80-100^\circ\text{C}$.

В начале сборки тихоходного вала 2 закладывают шпонку 37 и напрессовывают колесо 4 до упора в буртик вала. Затем надевают распорное кольцо 7, мазеудерживающие кольца 6 и напрессовывают шарикоподшипники 31, нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора 8 и надевают крышку корпуса редуктора 9. Для центровки крышку корпуса устанавливают на основание корпуса с помощью двух конических штифтов 38 и затягивают болты 22 и 23.

Затем вставляют в сквозные подшипниковые крышки резиновые манжеты 28 и 29, и устанавливают крышки 10, 11, 12 и 13 с прокладками 19 и 20, предварительно заложив пластичный смазывающий материал в подшипниковые камеры.

Ввертывают пробку 15 маслоспускного отверстия с прокладкой 16 и крепят маслоуказатель 14 с прокладкой 17. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой 1.

Осевой зазор в подшипниках регулируют за счет выбора суммарной толщины набора регулировочных прокладок. Пятно контакта зубчатых зацеплений регулируется осевым перемещением валов с помощью перестановки регулировочных прокладок.

Собранный и отрегулированный редуктор обкатывают и испытывают на стенде по программе испытаний.

					КП.ПМ.КЛ.08.01.01.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Ч 1/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1982. – 208 с.
2. Разработка привода с одноступенчатым редуктором: практ. рук. / Н.В. Акулов, Э.Я. Коновалов. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005. – 151 с.
3. Тростин В.И. Методика расчётов параметра зацепления закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач. – Гомель: ротاپринт ГФ БПИ, 1980. – 43 с.
4. Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие/ С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1981. – 432 с.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.
6. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – Мн.: Высшая школа, 2000. – 447 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие. – Мн.: Высшая школа, 2000. – 447 с.
8. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Учеб пособие. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин/ В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.: Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учеб. пособие. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
10. Конструирование и расчет валов. Подбор подшипников качения: метод. указ/ А.И. Столяров. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2006. – 77 с.
11. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие. – Мн.: Выш. школа, 1986. – 400 с.