

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра: «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ М.П. Головин
подпись
« _____ » _____ 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Тема: «Разработка конструкции и технологии изготовления редуктора
привода установки для упругого цилиндрического профиля»

Руководитель _____
подпись, дата

старший преподаватель Р.С. Лукин

Выпускник _____
подпись, дата

Н.И. Козлова

Красноярск 2016

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. Информационный обзор.....	5
1.1 Информационный обзор видов ВУТЭ.....	5
1.2 Сфера применения.....	5
1.3 Описание процесса обработки профиля для придания ему формы	6
2 Проектно-конструкторская часть.....	8
2.1 Проектирование привода.....	8
2.1.1 Кинематическая схема привода.....	8
2.1.2 Определение расчетных усилий на выходном валу привода.....	8
2.1.3 Расчет силы натяжения ленты тормозом.....	9
2.1.4 Расчет силы трения скрученной ленты при движении через установку.....	11
2.1.5 Суммарная сила тяжения ленты через установку.....	13
2.1.6 Момент для преодоления силы тормоза и движения ленты	13
2.1.7 Кинематический расчет привода.....	14
2.2 Расчет червячного редуктора.....	14
2.2.1 Определение входных параметров для расчета редуктора.....	15
2.2.2 Кинематический расчет червячного редуктора.....	16
2.2.3 Материалы червячной пары. Допустимые напряжения материалов.....	17
2.2.4 Проектный расчет червячной передачи.....	18
2.2.5 Кинематические и силовые параметры червячной передачи. КПД передачи.....	21
2.2.6 Проверочные расчеты.....	23
2.2.7 Тепловой расчет червячного редуктора.....	25
2.2.8 Расчет червячной передачи на жесткость и статическую прочность.....	26
2.3 Разработка эскизного проекта.....	28
2.3.1 Диаметры валов.....	28
2.3.2 Расстояние между деталями передач.....	30
2.3.3 Конструкции подшипниковых узлов.....	31
2.3.4 Расчет подшипников.....	34
2.3.5 Конструирование корпуса редуктора.....	37
2.3.6 Конструирование крышек подшипников.....	38
2.3.7 Смазывание червячной передачи.....	41
3 Проверочный расчет элементов редуктора.....	42
3.1 Расчет валов в САЕ-среде ANSYS.....	42

				<i>БР-151900.62 4 1614 1.00.000 ПЗ</i>			
		<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Козлова Н.И.</i>			<i>Разработка конструкции и технологии изготовления редуктора привода установки для упругого цилиндрического профиля.</i>		<i>2</i>	<i>101</i>
<i>Провер.</i>	<i>Лицкин Р.С.</i>				<i>КТомСП</i>		
<i>Реценз.</i>							
<i>Н.к.п.т.п.</i>							
<i>Утв.</i>	<i>Головин М.П.</i>						

3.1.1	Первый этап расчета	43
3.1.2	Второй этап расчета	47
3.1.3	Третий этап расчета. Определение жесткости зацепления.	50
3.1.4	Третий этап расчета. Расчет редуктора.	52
4	Технологическая часть	57
4.1	Разработка технологического процесса сборки червячного редуктора 57	
4.1.1	Служебное назначение узла	57
4.1.2	Выявление и анализ технических условий и норм точности	57
4.1.3	Выбор метода достижения точности	58
4.1.4	Анализ технологичности узла.....	65
4.1.5	Методы и схемы контроля	66
4.1.6	Разработка последовательности сборки редуктора.....	67
4.1.7	Проектирование технологических операций сборки	70
4.2	Технологический процесс изготовления корпуса редуктора.....	73
4.2.1	Анализ служебного назначения и технических условий.....	73
4.2.2	Методы и схемы контроля	74
4.2.3	Выбор экономичного варианта получения исходной заготовки .	76
4.2.4	Обоснование выбора технологических баз и разработка последовательности изготовления.....	79
4.2.5	Разработка и обоснование схем базирования	83
4.2.1	Определение припусков и межпереходных размеров.....	87
4.2.2	Расчет режимов резания при обработке корпуса.....	90
4.2.3	Разработка последовательности изготовления корпуса.....	94
4.2.4	Выбор станка	95
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	98
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	99
	Приложение А (обязательное) Конструкторская документация	100
	Приложение Б (обязательное) Технологическая документация.....	101

ВВЕДЕНИЕ

Основным этапом на начальном моменте полета космического летательного аппарата является приведение его из транспортного в рабочее положение и подготовка к штатной работе. Вторым этапом космического полета является целенаправленное движение на околоземной орбите, где немаловажную роль играет магнитометрический стержень. Такой стержень изготавливается из специального профиля, который изготавливается по особой технологии.

Цель:

Спроектировать червячный редуктор привода установки для производства упругого профиля и спроектировать технологический процесс сборки и механической обработки корпуса редуктора.

Задачи:

1. Провести информационный обзор области применения ВУТЭ
2. Оценка рабочих усилий на выходном валу привода
3. Проектирование червячного редуктора входящего в привод установки для изготовления ВУТЭ
4. Провести проверочный расчет элементов редуктора на жесткость и прочность
5. Разработать технологию сборки червячного редуктора и технологию изготовления его корпуса.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1. Информационный обзор

1.1 Информационный обзор видов ВУТЭ

Магнитометрические стержни существуют типа телескопической штанги, пантографного механизма, манипулятора с выдвижным упруготрансформируемым элементом (ВУТЭ), кинематически разомкнутого шарнирного механизма и манипулятора с направляющей ВУТЭ [1]. Тип ВУТЭ по сравнению с остальными обладает наименьшей массой при той же длине вылета.

ВУТЭ представляют собой тонкостенные упругие профили, способные наматываться в компактный рулон, а по мере разматывания приобретать заданную при термообработке форму профиля за счет действия упругих сил [2, 3]. ВУТЭ получили достаточно широкое распространение в космических программах. Механические системы данной группы решают задачи обеспечения поворота солнечных батарей для сохранения оптимального направления на Солнце, поворота антенн для обеспечения заданного направления.

Наиболее распространенные и принципиально отличающиеся конструкции выполнены в виде цилиндрического разомкнутого либо замкнутого чечевицеобразного профиля (Рисунок 1).

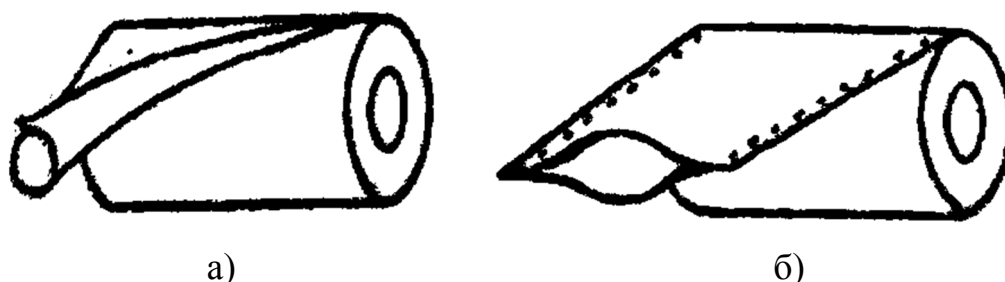


Рисунок 1 – Виды стержней: а - цилиндрический разомкнутый профиль с перекрытием; б - замкнутый чечевицеобразный профиль

1.2 Сфера применения

Областью применения ВУТЭ стали саморазвертывающиеся антенны, магнитометрические стержни и штанги для гравитационной стабилизации космических аппаратов. Цилиндрический стержень с перекрытием используется у спутника «Гонец-М» (Рисунок 2,а), так же такой стержень служит каркасом антенны спутника-телескопа «Alphasat» (Рисунок 2,б).

2 Проектно-конструкторская часть

2.1 Проектирование привода

2.1.1 Кинематическая схема привода

В исходном приводе коническо-цилиндрический мотор-редуктор ф. SIMIENS KF48-LA71M4 с передаточным числом $u = 169,53$, червячного редуктора с передаточным числом $u=63$, соединительной муфты. Суммарное передаточное число привода $u=10\ 680,39$

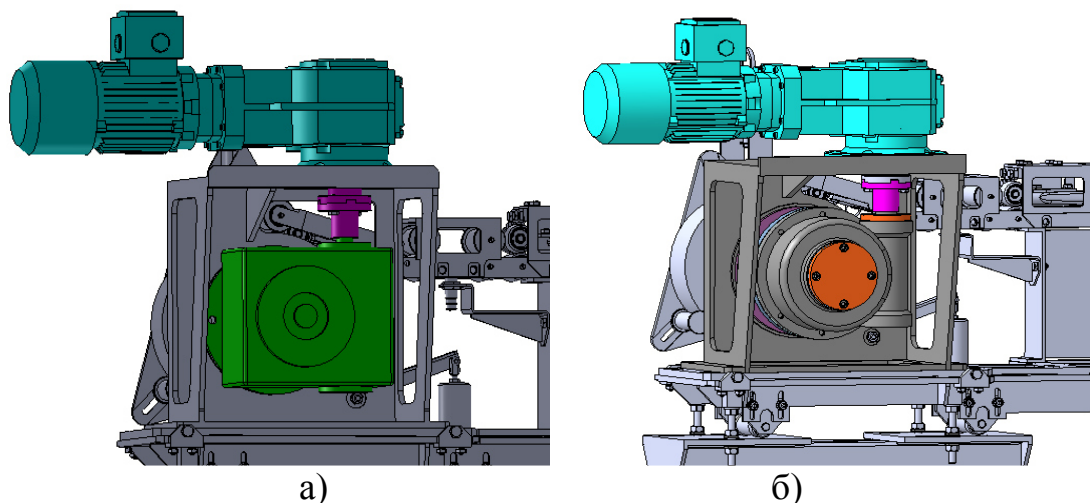


Рисунок 5 – Схема привода а) исходный привод, б) предложенный привод

Далее приведена таблица сравнения приводов в таблице 2.

Таблица 2 – Сравнение вариантов приводов

	Исходный привод	Предложенный привод
Обозначение мотор-редуктора	KF48-LA71M4	KF48-LA71M6
Передаточное мотор-редуктора	169,53	169,53
Выходная частота, об/мин	8,1	5,8
Выходная мощность, кВт	0,37	0,25
Обозначение червячного редуктора	2ЧФ-80М-63-51-5-6-К1-К1	
Передаточное червячного редуктора	63	80
КПД, %	60 (при $n_1 = 750$)	36
Момент на выходе, Н*м	112	112

2.1.2 Определение расчетных усилий на выходном валу привода

Суммарная сила тяжения ленты

$$F_{\Sigma} = F_{\text{натяж}} + F_{\text{деф}} + F_{\text{тр}} \quad (1)$$

где $F_{\text{натяж}}$ - сила натяжения ленты ленточным тормозом;

$F_{\text{деф}}$ - сила от деформации ленты при скручивании;

$F_{\text{тр}}$ - сила трения скрученной ленты при движении через установку.

Силой деформации пренебрегаем, так как скорость деформации при скорости движения ленты 25 мм/мин очень мала.

2.1.3 Расчет силы натяжения ленты тормозом

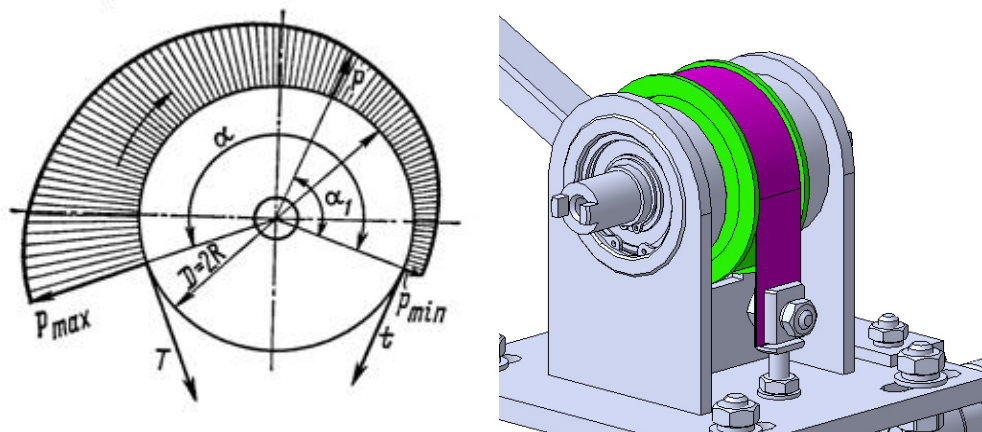


Рисунок 6 - Расчетная схема для определения усилия растяжения ленты тормозом

Найдем силу натяжения ленты через тормозной момент (Рисунок 6)

$$F_{\text{натяж}} = \frac{2 \cdot M_{\text{тор}}}{D_{\text{кат}}} \quad (2)$$

$M_{\text{тор}}$ - тормозной момент, $D_{\text{кат}} = 100$ мм - радиус катушки с которой сматывается лента.

Тормозной момент создаваемый лентой (рис.4):

$$M_{\text{тор}} = \frac{(T - t) \cdot D}{2} \quad (3)$$

где T – натяжение набегающей ветви ленты;

t – натяжение сбегающей ветви;

D – диаметр тормозного шкива.

Согласно формуле Эйлера

$$T = t \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad (4)$$

где $e = 2,71$ - основание натуральных логарифмов;

$f = 0,2$ – коэффициент трения ленты о шкив, принимаемый в зависимости от материалов трущихся поверхностей;

$\alpha = 3,14$ - угол обхвата лентой шкива, рад.

Наибольшее удельное давление между лентой и шкивом определяют по формуле

$$P_{max} = \frac{T \cdot 2}{D \cdot b} \quad (5)$$

где $D = 8$ - диаметр шкива, см;

$b = 2,5$ - ширина ленты, см.

Отсюда

$$T = \frac{b \cdot D \cdot P_{max}}{2} \quad (6)$$

где $P_{max} = 120 \text{ Н/см}^2$ принято по таблице (Рисунок 7).

Материал трущихся поверхностей	Значение $[p]$ в н/см^2 для тормозов	
	спускных	стопорных
Стальная лента по чугунному или стальному шкиву	100	150
Асбестовая тормозная лента по чугунному или стальному шкиву	30	60
Деревянные колодки, приклепанные к ленте, по чугунному шкиву	40	60

Рисунок 7 – Величина допускаемого удельного давления между лентами и тормозными шкивами, Н/см^2

$$t = \frac{T}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{b \cdot D \cdot P_{max}}{2 \cdot e^{f \cdot \alpha}} \quad (7)$$

Подставляем в формулу 7 вместо T и t их значения, получим

$$M_{\text{тор}} = \frac{b \cdot D^2 \cdot P_{max} \cdot (e^{f \cdot \alpha} - 1)}{4 \cdot e^{f \cdot \alpha}} \quad (8)$$

$$M_{\text{тор}} = \frac{2,5 \cdot 8^2 \cdot 120 \cdot (2,71^{0,2 \cdot 3,14} - 1)}{4 \cdot 2,71^{0,2 \cdot 3,14}} = 72,19 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Подставляем момент в формулу 2 и находим окружную силу тормоза

$$F_{\text{натяж}} = \frac{2 \cdot 72,19}{0,100} = 1443,8 \text{ Н}$$

2.1.4 Расчет силы трения скрученной ленты при движении через установку

Для расчета силы трения при движении ленты через установку (Рисунок 8) необходимо найти угол ее закручивания (Рисунок 4).

$$\varphi = \frac{l}{r}, \quad (9)$$

где $l = 70$ мм - ширина ленты;

$r = 7,5$ мм - радиус ленты в деформируемом состоянии.

Подставляем значение в формулу и находим угол

$$\varphi = \frac{70}{7,5} = 9,3 \text{ рад} = 534,57^\circ$$

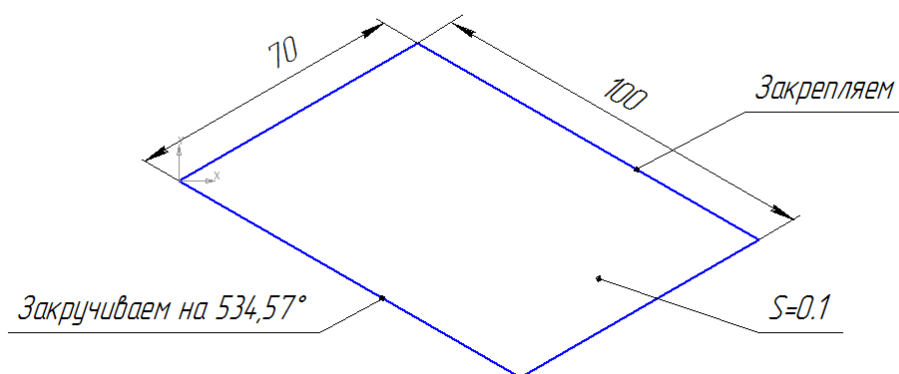


Рисунок 8 – Расчетная модель ленты

Угол перекрытия $\approx 175^\circ$.

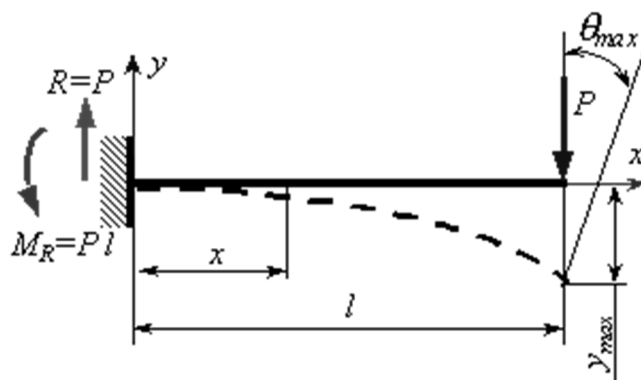


Рисунок 9 – Расчетная схема для определения упругой реакции ленты в деформируемом состоянии

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

11

Далее найдем момент реакции при деформации ленты (Рисунок 9)

$$M_p = \frac{\varphi \cdot E \cdot I_x}{l}, \quad (10)$$

где $E = 200\,000$ МПа – модуль упругости ленты;
 I_x – осевой момент инерции сечения.

$$I_x = \frac{b \cdot s^3}{12}, \quad (11)$$

где $s = 0,1$ мм - толщина ленты;

$b = 100$ мм – расчетная длина ленты.

Подставим значения и найдем осевой момент инерции

$$I_x = \frac{100 \cdot 0,1^3}{12} = 0,0083 \text{ мм}^4$$

Находим значение момента реакции

$$M_p = \frac{9,3 \cdot 200\,000 \cdot 0,0083}{70} = 220,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Чтобы найти суммарный момент реакции при деформации ленты необходимо учесть полную длину деформируемого участка

$$M_{\Sigma p} = \frac{M_p \cdot L}{b}, \quad (12)$$

где $L = 3700$ мм – расстояние при котором лента находится в деформируемом состоянии;

Подставим значение в формулу 12

$$M_{\Sigma p} = \frac{220,5 \cdot 3700}{100} = 8158,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Найдем реакцию опоры, которая удерживает ленту в деформируемом состоянии

$$F_N = \frac{M_{\Sigma p}}{\Sigma l}, \quad (13)$$

где Σl – сумма длин расстояний до опорных точек.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Sigma l = \sum_{i=1}^4 l_i \quad (14)$$

где l_i - длина i -ого участка, определяется как:

$$l_i = l_{90^\circ} \cdot i \quad (15)$$

где l_{90° - длина отрезка дуги под углом 90°

$$l_{90^\circ} = \frac{\pi}{2} \cdot r \quad (16)$$

$$l_{90^\circ} = \frac{\pi}{2} \cdot 7,5 = 11,781 \text{ мм}$$

Подставив значения в формулу 14, получим

$$\Sigma l = 11,781 + 23,562 + 35,343 + 47,124 = 117,81$$

Подставляем значения в формулу 13 и найдем реакцию опор

$$F_N = \frac{8158,5}{117,81} = 69,25 \text{ Н}$$

Далее найдем силу трения

$$F_{\text{тр}} = F_N \cdot 4 \cdot f, \quad (17)$$

где $f = 0,2$ - коэффициент трения

Значение силы трения равно

$$F_{\text{тр}} = 69,25 \cdot 4 \cdot 0,2 = 55,4 \text{ Н}$$

2.1.5 Суммарная сила тяжения ленты через установку

Подставив в формулу 1 значения сил, находим

$$F_{\Sigma} = 1443,8 + 0 + 55,4 = 1499,2 \text{ Н}$$

2.1.6 Момент для преодоления силы тормоза и движения ленты

Найдем максимальный момент приведенный к катушке намотки

$$T_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} \cdot r_{\text{кат}}, \quad (18)$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

где $r_{кат} = 50$ мм.

Подставив значения, получим

$$T_{пр} = 1499,2 \cdot 50 = 74960 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Пересчитываем момент с учетом коэффициента запаса $n=1,5$

$$T_{вых} = T_{пр} \cdot 1,5 = 112\,440 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2.1.7 Кинематический расчет привода

Заданием на дипломный проект было спроектировать червячный редуктор, входящий в привод установки для изготовления цилиндрического профиля. Привод установки имеет КЦ мотор редуктор KF48-LA71M6 с передаточным числом $u=169,53$.

$$P_2=0,25 \text{ кВт}$$

$$n_1=860 \text{ об/мин}$$

$$n_2=5,1 \text{ об/мин}$$

$$T_1=2,78 \text{ Нм}$$

$$T_2=471 \text{ Нм}$$

2.2 Расчет червячного редуктора

В червячной передаче движение осуществляется по принципу винтовой пары. Передача состоит из червяка 1, имеющего винтовую нарезку витков, и червячного колеса 2 (Рисунок 10). Ее используют для передачи вращательного движения между скрещающимися осями валов (обычно под углом 90) при необходимости больших передаточных чисел ($u=10\dots 80$).

Преимущества червячных передач: высокие значения передаточных чисел, бесшумность и плавность работы, возможность получения точных и малых перемещений. Они могут допускать высокие перегрузки и могут обеспечить самоторможение механизма.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

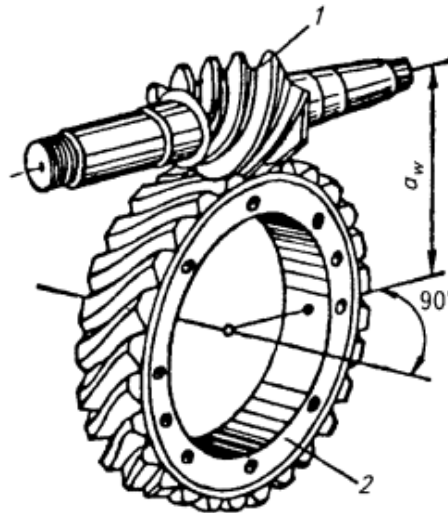


Рисунок 10 – Червячная передача: 1 – червяк; 2 – червячное колесо

К недостаткам червячных передач можно отнести низкий КПД вследствие высокой скорости скольжения в зоне контакта витков червяка с зубьями колеса и значительное в связи с этим тепловыделение, ускоренное изнашивание и склонность к заеданию, необходимое применение дорогих антифрикционных материалов с невысокими механическими свойствами, повышение требования к точности изготовления и сборки, необходимость регулировки зацепления.

2.2.1 Определение входных параметров для расчета редуктора

Лента в установке движется непрерывно, в печи длиной 2 м она должна проходить закалку в течение одного часа. Скорость ленты $v = 25$ мм/мин, радиус катушки на которую наматывается лента равен $r = 50$ мм.

Найдем частоту на выходе:

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{v}{r} = \frac{25 \text{ мм/мин}}{50 \text{ мм}} = 0,5 \text{ рад/мин}$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{\omega_{\text{ВЫХ}}}{1 \text{ об}} = \frac{0,5}{6,28} = 0,079 \text{ об/мин}$$

Выбираем передаточное отношения для червячного редуктора по частоте на выходе из каталога КЦ мотор-редукторов.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5,7 \cdot \frac{6}{5}}{0,079} = 86,58$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{6,6 \cdot \frac{6}{5}}{0,079} = 100,25$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5,1 \cdot \frac{6}{5}}{0,079} = 77,5$$

Выбираем КЦ с частотой на выходе 5,1 об/мин и передаточное отношение червячного редуктора 77,5.

2.2.2 Кинематический расчет червячного редуктора

Необходимо рассчитать червячную передачу с вертикальным расположением червяка типа ZA.

Исходные данные: вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_2 = 112 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения на выходном валу $n_2 = 0,079 \text{ об/мин}$, передаточное число редуктора $u=80$, ресурс работы передачи $L_h = 10^4 \text{ ч}$, нагрузка постоянная.

Число заходов червяка принимаем $z_1 = 1$.

Частота на входном валу

$$n_1 = n_2 \cdot i = 6,36 \text{ об/мин}$$

Частота на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 0,66 \text{ рад/с}$$

Мощность на выходном валу

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 0,937 \text{ Вт}$$

Мощность на входном валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = 3,02 \text{ Вт}$$

Момент на входном валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

2.2.3 Материалы червячной пары. Допустимые напряжения материалов.

При выборе материала приблизительно оцениваем скорость скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} \quad (19)$$

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 6,3 \cdot \sqrt[3]{112,44} = 0,014 \text{ м/с}$$

Материалы червячной пары.

Материалом червяка задаемся исходя из невысокой мощности и скорости передачи. По рекомендациям использовать нешлифованный червяк из стали 45 с твердостью $HV \leq 350$.

Марку материала червячного колеса выбираем в зависимости от скорости скольжения (Рисунок 11), при $v_s = 0,014 \text{ м/с}$ червячное колесо из серого чугуна СЧ15.

Марка материала	Способ отливки	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_s , МПа	Скорость скольжения v_s , м/с
БрО10Н1Ф1	Ц	290	170	Свыше 10
БрО10Ф-1	П	200	120	
	К	240	160	
БрОНФ	Ц	290	170	4...10
БрО6Ц6С3	П	180	90	
	К	200	90	
БрО5Ц5С5	К	220	90	До 4
БрА10ЖЗМц1,5	П	395	300	
	К	490	360	
БрА9ЖЗЛ	П	395	195	До 4
	К	495	195	
	Ц	500	200	
СЧ 15	П	314*	—	До 2
СЧ 18	П	358*	—	
СЧ 20	П	392*	—	

Рисунок 11 – Характеристики материалов для червячных колес

Допустимые контактные напряжения.

Для венца колеса из чугунов допустимые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения v_s .

Для колеса из чугуна и червяка из улучшенной стали

$$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_s = 175 - 35 \cdot 0,014 = 175,48 \text{ МПа}$$

Допустимые напряжения изгиба для чугуна

$$[\sigma_F] = 0,22 \cdot \sigma_{в.и} \quad (20)$$

где $\sigma_{в.и} = 314 \text{ МПа}$ – предел прочности чугуна при изгибе.

Поставим значения в формулу X

$$[\sigma_F] = 0,22 \cdot 314 = 69,08 \text{ МПа}$$

Предельно допустимые напряжения:
Контактные

$$[\sigma_H]_{max} = 1,65 \cdot \sigma_{в.и} \quad (21)$$

$$[\sigma_H]_{max} = 1,65 \cdot 314 = 518,1 \text{ МПа}$$

на изгиб

$$[\sigma_F]_{max} = 0,6 \cdot \sigma_{в.и} \quad (22)$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,6 \cdot 314 = 188,4 \text{ МПа}$$

2.2.4 Проектный расчет червячной передачи

Основные геометрические параметры цилиндрических червячных передач (Рисунок 12) – модуль зацепления m , число витков (заходов) червяка z_1 и зубьев колеса z_2 коэффициент диаметра q , номинальное значение передаточного числа u и межосевое расстояние a_w регламентированы ГОСТ 2144-76.

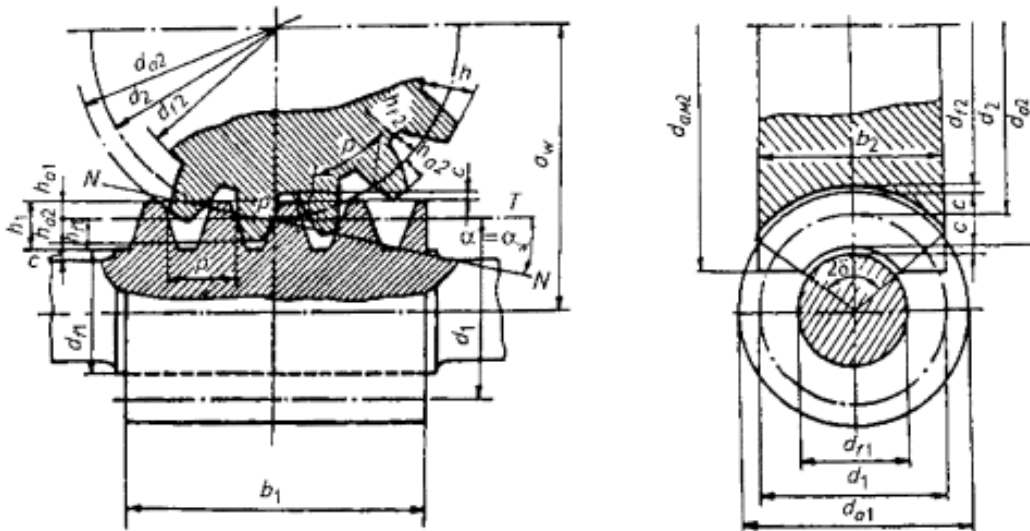


Рисунок 12 – Основные геометрические параметры червячной передачи

Число витков червяка $z_1 = 1$. Величину z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа.

По условию неподрезания зубьев число зубьев колеса должно быть $z_2 \geq 27$.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

$$z_2 = u \cdot z_1 = 80 \quad (23)$$

Определяем коэффициент диаметра червяка

$$q_{min} \approx 0,25 \cdot z_2 \approx 20 \quad (24)$$

По ГОСТ 2144-66 принимаем $q = 20$

Межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2/q \cdot [\sigma_H]}\right)^2 \cdot T_2 \cdot K_H}, \quad (25)$$

где T_2 - наибольший вращающий момент на колесе, Н·мм;

$K_H = 1,1$ - коэффициент нагрузки.

Подставив значения в формулу X, получим

$$a_w = \left(\frac{80}{20} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{80/20 \cdot 175}\right)^2 \cdot 112,44 \cdot 1,1} = 95 \text{ мм}$$

По стандартному ряду межосевого расстояния принимаем $a_w = 100$ мм.

Затем вычислим осевой *модуль* зацепления, мм

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2} \quad (26)$$

$$m = \frac{2 \cdot 100}{20 + 80} = 2 \text{ мм}$$

По ГОСТ 2144-76 модуль зацепления принимаем $m = 2$ мм.

Высота витка червяка

$$h_1 = h \cdot m = 2,2 \cdot 2 = 4,4 \text{ мм}$$

,где h – коэффициент высоты витков исходного червяка

Высота головки витка червяка и зуба колеса

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a \cdot m = 1 \cdot 2 = 2 \text{ мм}$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Делительный диаметр

червяка

$$d_1 = q \cdot m = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм}$$

червячного колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m = 80 \cdot 2 = 160 \text{ мм}$$

Коэффициент смещения инструмента равен

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{100}{2} - 0,5 \cdot (20 + 80) = 0 \text{ мм}$$

Диаметр вершин

витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ мм}$$

зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x) = 2 \cdot (80 + 2 + 2 \cdot 0) = 164 \text{ мм}$$

Диаметр впадин

витков червяка

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2,4) = 2 \cdot (20 - 2,4) = 35,2 \text{ мм}$$

зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_f - x) = 160 - 2 \cdot 2 \cdot (1,2 - 0) = 155,2 \text{ мм}$$

, где h_f - коэффициент высоты ножки витка.

Начальные диаметры

червяка

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 2 \cdot (20 + 2 \cdot 0) = 40 \text{ мм}$$

колеса

$$d_{w2} = d_2 = 160 \text{ мм}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>20</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$d_{a2} \leq d_{a1} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 164 + \frac{6 \cdot 2}{1 + 2} = 168 \text{ мм}$$

Длина нарезной части червяка:

$$b_1 = m \cdot (11 + 0,06 \cdot z_2) = 2 \cdot (11 + 0,06 \cdot 80) = 31,6 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого венца червячного колеса:

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 48 = 36 \text{ мм}$$

Условный угол обхвата:

$$2 \cdot \delta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{36}{48 - 0,5 \cdot 2}\right) = 1,745$$

Важным геометрическим параметром червяка является также угол γ подъема винтовой линии червяка. Из рисунка 13 видно, что

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_2}{v_1} = z_2 / q$$

$$\operatorname{tg} \gamma = -0,287$$

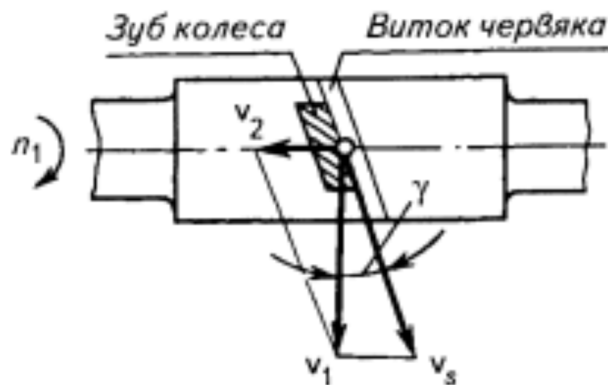


Рисунок 13 – схема определения скорости скольжения

2.2.5 Кинематические и силовые параметры червячной передачи. КПД передачи.

Скольжение в передаче обусловлено разным направлением окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 . Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления, относительная скорость скольжения v_s (Рисунок 13) направлена по касательной к винтовой линии червяка. В этой точке окружные скорости определяют по формуле:

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 6,32}{60 \cdot 10^3} = 0,013 \text{ м/с}$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 0,079}{60 \cdot 10^3} = 0,007 \text{ м/с}$$

Находим значение скорости скольжения:

$$v_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 6,32}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos(2,8625)} = -0,014 \text{ м/с}$$

Степени точности червячных передач. Выбираем степень точности по таблице (Рисунок 14) исходя из скорости скольжения. При степени точности 9 червяк изготавливают твердостью $HV < 350$ без шлифовки, Нарезка колеса любым способом.

Степень точности	Скорость скольжения, м/с	Обработка	Область применения
7	До 10	Закалка ($HRC 48...54$), шлифовка и полировка червяка. Нарезка колеса шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и повышенными требованиями к габаритным размерам
8	До 5	Допустимая твердость червяка $HV < 350$ без шлифовки. Нарезка колеса шлифованными червячными фрезами. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритным размерам и точности
9	До 2	Червяк твердостью $HV < 350$ без шлифовки. Нарезка колеса любым способом	Передачи открытые низкоскоростные с кратковременной работой или ручным приводом

Рисунок 14 – Рекомендации по выбору степени точности червячных передач

КПД червячной передачи определяют аналогично КПД резьбовой пары по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = 0,34 \quad (27)$$

где $\rho = 0,178$ - приведенный угол трения, $\gamma = 2,8625$ - угол подъема винтовой линии.

Силы действующие в червячном зацеплении.

Нормальную силу F_n , приложенную в полюсе зацепления, заменяют тремя взаимно перпендикулярными составляющими: окружной F_t , радиальной F_r и осевой F_a .

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе равна осевой F_{a1} на червяке

$$F_{t2} = -F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} \quad (28)$$

$$F_{t2} = -F_{a1} = \frac{2 \cdot 112\,000}{160} = 1400 \text{ Н}$$

Осевая сила на колесе равна окружной на червяке

$$F_{t1} = -F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (29)$$

$$F_{t1} = -F_{a2} = \frac{2 \cdot 4500}{40} = 225 \text{ Н}$$

Радиальная сила на колесе и червяке

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (30)$$

где $\alpha = 20^\circ$ - угол профиля в осевом сечении архимедова червяка.

2.2.6 Проверочные расчеты

Расчет по контактным напряжениям.

Цель расчета - предотвращение начала усталостного выкрашивания зубьев до истечения ресурса работы L_h .

Контактные напряжения, действующие на зубьях червячного колеса, определяют по формуле

$$\sigma_H = \frac{476}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (31)$$

где d_2 - делительный диаметр колеса, мм;

T_2 - вращающий момент на колесе, Н·мм;

K_H - коэффициент нагрузки;

d_1 - делительный диаметр червяка, мм.

Коэффициент нагрузки с достаточной степенью точности рассчитывают по формуле

$$K_H = K_\beta \cdot K_v, \quad (32)$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $K_\beta = 1$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев колеса;

$K_v = 1,2$ - коэффициент динамичности нагрузки.

Коэффициент динамичности нагрузки, зависящий от скорости скольжения и степени точности изготовления передачи, принимают по таблице (Рисунок 15).

Степень точности (ГОСТ 3675–81)	Значения K_v при скорости скольжения, м/с			
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	—	—	1	1,1
7	—	1	1,1	1,2
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	—
9	1,2...1,3	—	—	—

Рисунок 15 – Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Подставив значения в формулу X, получим

$$\sigma_H = \frac{476}{160} \cdot \sqrt{\frac{112,44 \cdot 1,1}{40}} \leq [\sigma_H]$$

$$165,1 \text{ МПа} \leq 175,48 \text{ МПа}$$

Расчетное значение контактного напряжения не превышает допускаемого. Фактическое напряжение ниже допускаемого на 6%, что входит в норму.

Расчет по напряжениям изгиба.

Сопротивление зубьев колеса усталостному излому проверяют по условию

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (33)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев эквивалентного колеса (рис.);

F_{t2} - окружная сила на червячном колесе;

$K_F = K_H$ - коэффициент нагрузки;

m_n – нормальный модуль.

Число зубьев эквивалентного колеса вычислим по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\gamma)} \quad (34)$$

$$z_{v2} = \frac{80}{\cos^3(2,8625^\circ)} = 90$$

Нормальный модуль вычислим по формуле

$$m_n = m \cdot \cos(\gamma) \quad (35)$$

$$m_n = 2 \cdot \cos(2,8625^\circ) = 1,92$$

z_v	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Рисунок 16 – Значение коэффициента формы зуба

Подставляем значение в формулу 33, найдем напряжение изгиба, действующее в зубьях колес

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,34 \cdot \frac{1400 \cdot 1,1}{36 \cdot 1,92} \leq [\sigma_F]$$

$$20,87 \text{ МПа} \leq 69,08 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба, действующие в зубьях колес, размеры которых определены из расчета на контактную прочность получились значительно ниже допустимых.

2.2.7 Тепловой расчет червячного редуктора

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла t_m не должна превышать допустимого значения $[t_m]$.

При естественном охлаждении редуктора температура масла

$$t_m = \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 \leq [t_m], \quad (36)$$

где η - КПД редуктора;

$P_1 = 3 \text{ Вт}$ - мощность на валу червяка;

$K_T = 17 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$ – коэффициент теплопередачи поверхности корпуса;

$A = 0,24 \text{ м}^2$ - площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учета площади его присоединительного фланца;

$\psi = 0,3$ - коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора через основание;

$t_0 = 25^\circ\text{C}$ - температура окружающего воздуха. мм

Площадь A поверхности охлаждения корпуса редуктора определяют исходя из межосевого расстояния (Рисунок 17).

Межосевое расстояние a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0.19	0.24	0.36	0.43	0.54	0.67	0.8	1.0	1.2	1.4

Рисунок 17 – Площадь поверхности охлаждения корпуса, A .

Допустимая температура масла $[t_M] = 80^\circ$.

Подставим значения в формулу 36, получим

$$t_M = \frac{(1 - 0,33) \cdot 3}{17 \cdot 0,24 \cdot (1 + 0,3)} + 25 \leq [t_M]$$

$$25,4^\circ\text{C} \leq 80^\circ\text{C}$$

Расчетная рабочая температура меньше допускаемого в 3 раза.

2.2.8 Расчет червячной передачи на жесткость и статическую прочность

Расчет тепла червяка на жесткость выполняют с целью предотвращения недопустимой концентрации нагрузки в зоне контакта.

Условие жесткости червяка имеет вид

$$f = \frac{\sqrt{(F_{t1} + F_{r1} \cdot L)^3}}{48 \cdot E \cdot I_f} \leq [f], \quad (37)$$

где f - прогиб червяка, мм;

F_{t1}, F_{r1} - соответственно окружная и радиальная силы, действующие в зацеплении;

$L = 120 \text{ мм}$ – расстояние между опорами червяка, мм;

$E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости материала червяка;

I_f - приведенный момент инерции поперечного сечения нарезной части червяка, мм⁴

$[f] = 0,006 \cdot m = 0,012 \text{ мм}$ - допустимый прогиб.

Приведенный момент инерции червяка вычисляют по формуле

$$I_f = \frac{\pi \cdot m^4}{64} (q + 2,3)^3 \cdot (q + 0,35) \quad (38)$$

$$I_f = \frac{\pi \cdot 2^4}{64} (20 + 2,3)^3 \cdot (20 + 0,35) = 1,77 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

Подставим значения в формулу 37, получим

$$f = \frac{\sqrt{225^2 + 510^2} \cdot 120^3}{48 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1,77 \cdot 10^5} = 0,0005 \text{ мм} \leq 0,012 \text{ мм}$$

Расчетный прогиб меньше допустимого.

Расчет зубьев колеса на статическую прочность заключается в проверке контактной прочности рабочих поверхностей зубьев колеса и прочности их на изгиб под действием максимальной кратковременно действующей нагрузки. К такой нагрузке, вызывающей контактные и изгибные напряжения обычно относят пиковый момент $T_{\text{пик}} = 112 \cdot 1,5 = 168 \text{ Н м}$.

Условия прочности имеют вид

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_2}} \leq [\sigma_H]_{\text{max}} \quad (39)$$

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_2}} \leq [\sigma_F]_{\text{max}} \quad (40)$$

Величины $[\sigma_H]_{\text{max}}$ и $[\sigma_F]_{\text{max}}$ были определены ранее.

Момент $T_{\text{пик}}$ на валу червячного колеса определяют в зависимости от T_{max} на валу двигателя с учетом передаточного отношения и КПД соответствующего участка кинематической цепи.

Подставив значение в формулы 39 и 40, получим

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_2}} \leq [\sigma_H]_{\text{max}} \quad (41)$$

$$\sigma_{F \text{ max}} = 20 \cdot \sqrt{\frac{168}{112}} = 25,5 \text{ МПа} \leq 188,4 \text{ МПа}$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.3 Разработка эскизного проекта

После определения межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступим к разработке конструкции редуктора [5,стр.42]. При эскизном проектировании определяем расположение деталей передач, расстояние между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбираем типы подшипников и схемы их установки.

2.3.1 Диаметры валов

При расчете диаметров валов входными параметрами является соединительная муфта на входном конце вала. Выходной конец КЦ-мотор редуктора равен $d_{2КЦ} = 30$ мм, для передачи вращающего момента ставим фланцевую муфту. Тогда ряд диаметров валов у подходящей нам муфты равен $d = 25$ мм; 28 мм; 30 мм. Значит минимальный диаметр на конце червяка не меньше $d_{К1} = 25$ мм.

На рисунке 18 представлен эскиз входного вала.

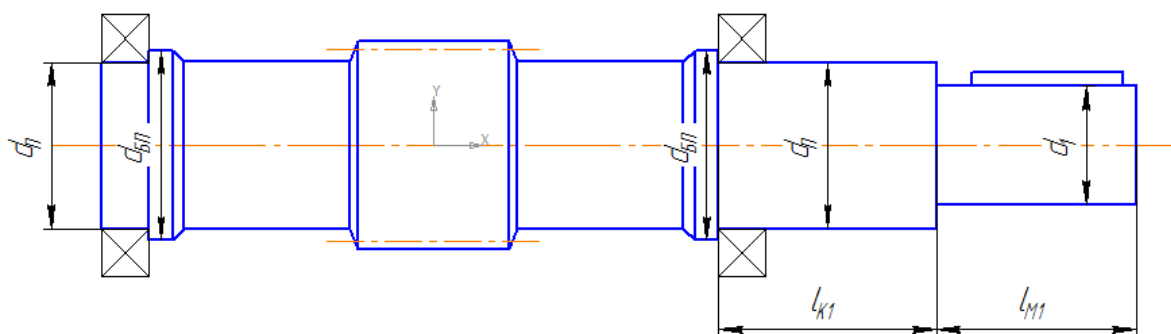


Рисунок 18 – Эскиз входного вала

Предварительное значение диаметров различных участков стальных валов редуктора определим по формулам:

для входного вала

Диаметр концевого участка вала:

$$d_1 \geq 8 \cdot \sqrt[3]{T_1} \quad (42)$$

$$d_1 \text{ мм} \geq 8 \cdot \sqrt[3]{4,5} = 13 \text{ мм}$$

принимаем $d_1 = 25$ мм.

Внутренний диаметр подшипника:

$$d_{\Pi} \geq d_1 + 2 \cdot t_{\text{цил}} \quad (43)$$

$$d_{\Pi} \geq 25 + 2 \cdot 3,5 = 32 \text{ мм}$$

принимаем $d_{\Pi} = 32 \text{ мм}$.

Диаметр под упоры подшипника:

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3 \cdot r \quad (44)$$

$$d_{\text{БП}} \geq 32 + 3 \cdot 2 = 38 \text{ мм}$$

принимаем $d_{\text{БП}} = 38 \text{ мм}$.

Где $t_{\text{цил}}$ - высота заплечика и r - координата фаски подшипника принимаем в зависимости от диаметра d_1 (Рисунок 19).

$d \dots$	17—22	24—30	32—38	40—44	45—50	52—58	60—65	67—75	80—85
$t_{\text{цил}} \dots$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6
$t_{\text{кон}} \dots$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7
$r \dots$	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	2,7
$f \dots$	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5

Рисунок 19 – Параметры при построении вала

На рисунке 19 представлен эскиз выходного вала.

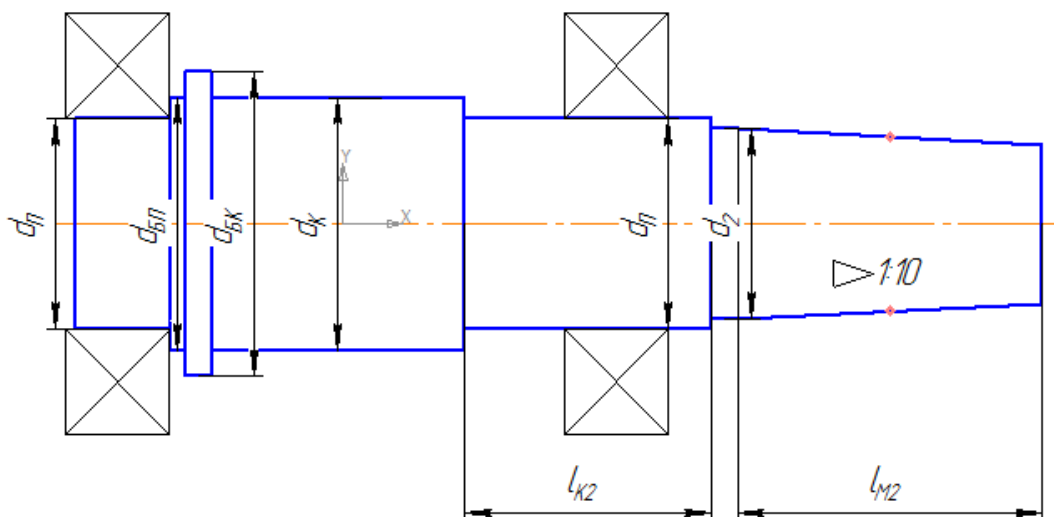


Рисунок 20 – Эскиз выходного вала

для выходного вала

Диаметр концевой участка:

$$(45)$$

$$d_2 \geq 6 \cdot \sqrt[3]{T_2}$$

$$d_2 \geq 6 \cdot \sqrt[3]{112,44} = 29 \text{ мм}$$

Принимаем $d_2 = 36$ мм.

Внутренний диаметр подшипника:

(46)

$$d_{\Pi} \geq d_2 + 2 \cdot t_{\text{кон}},$$

$$d_{\Pi} \geq 36 + 2 \cdot 2 = 40 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{\Pi} = 40$ мм.

Диаметр под упоры подшипника:

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3 \cdot r \quad (47)$$

$$d_{\text{БП}} \geq 40 + 3 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{\text{БП}} = 48$ мм.

2.3.2 Расстояние между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор (Рисунок 21)

$$a = \sqrt[3]{L} + 3, \quad (48)$$

где $L = 204$ мм - расстояние между внешними поверхностями деталей передач.

Найдем величину зазора

$$a = \sqrt[3]{204} + 3 = 8,8 \text{ мм}$$

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

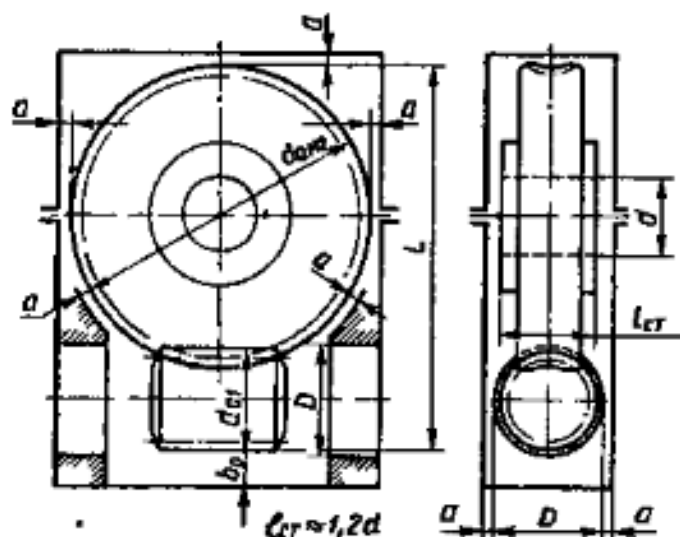


Рисунок 21 – Обозначение расстояний между деталями в червячной передаче

Принимаем значение $a=3$ мм, так как отверстие 174 мм обрабатывается.

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью червяка равно

$$b_0 \geq 4 \cdot a \quad (49)$$

$$b_0 \geq 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм}$$

Принимаем $b_0 = 36$ мм.

2.3.3 Конструкции подшипниковых узлов

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника выбираем по рекомендации [5, стр.47]. Основной составляющей нагрузки на червяке является осевая нагрузка, а на колесе – радиальная, соответственно этому и конструируют опоры червяка и червячного колеса.

Опоры червяка.

Опоры червяка нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют в основном конические роликовые подшипники. При длительной работе непрерывной работе червячной передачи с целью снижения тепловыделения применяют также шариковые радиально упорные подшипники (Рисунок 22) серии 46000 с углом давления около 26° .


Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

31

Название	Значение
Обозначение	Подшипник 1046907 ГОСТ 831-75
Обозначение стандарта	ГОСТ 831-75
Масса	0,076
Серия диаметров	9
Серия ширин	1
Угол контакта	26
Типоразмер	1046907
Вид изделия	Подшипник
Раздел спецификации	Стандартные изделия



Изображение Модель

Подшипник 1046907 ГОСТ 831-75

<input type="checkbox"/> Отображение	
Детализация	Стандартный
<input type="checkbox"/> Конструкция и размеры	
d, диаметр отверстия	35
D, наружный диаметр	55
B, ширина	10

Рисунок 22 – Подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 1046907 (из ГОСТ 831-75)

В опорах червяка возможны две схемы установки подшипников. При установке подшипников по первой схеме осевую нагрузку воспринимают упорные бурты, между корпусных деталей, расположенные снаружи подшипников, так называемая установка враспор (Рисунок 23,а), по второй схеме – упорные бурты расположены, расположены между подшипниками (Рисунок 23,б).

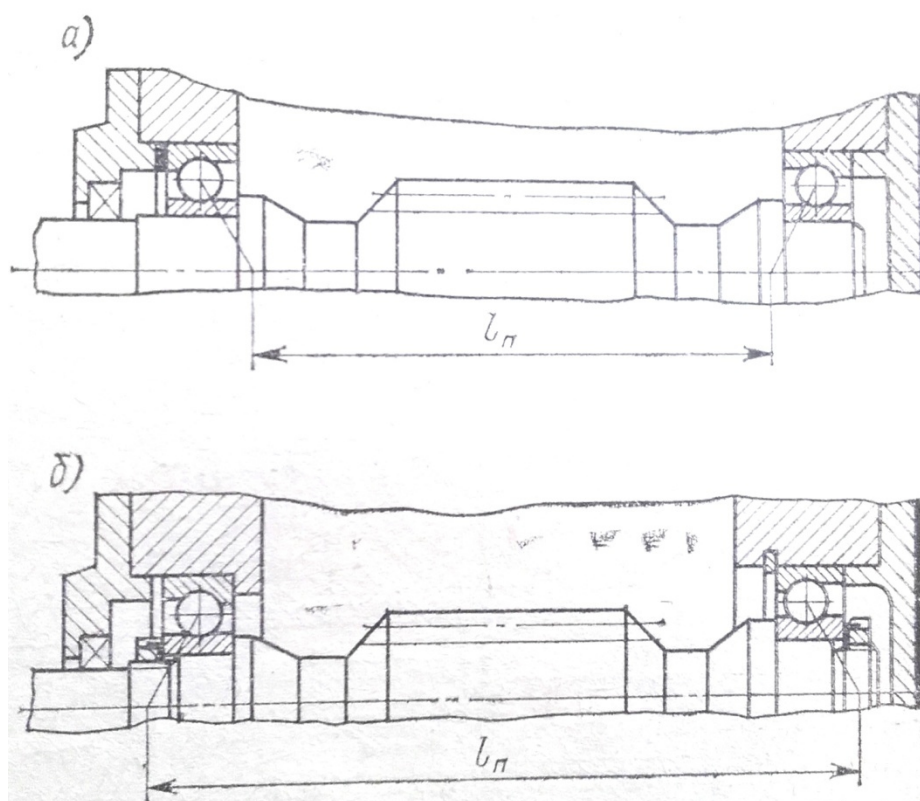


Рисунок 23 – Опоры червяка с радиально-упорными шарикоподшипниками, установленными: а – враспор; б – наружными кольцами внутрь

В первом случае расстояние $l_{\text{п}}$ между точками приложения радиальной нагрузки меньше расстояния между центрами тел качения, а во втором – больше. В связи с этим некоторые авторы рекомендуют устанавливать подшипники по второй схеме, так как с увеличением базы между подшипниками повышается их долговечность. Однако такие конструктивные решения неприемлемы, поскольку ухудшается технологичность конструкции (по расточке корпусных деталей, сборке и регулировке осевых зазоров в подшипниках), а следовательно, не обеспечивается желаемого увеличения долговечности [7, стр.62].

Опоры колеса.

Червячное колесо должно быть точно и жестко зафиксировано в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники характеризует малая осевая жесткость. Поэтому в силовых передачах для опор вала червячного колеса применяют конические роликовые подшипники. Первоначально выбираем легкую серию (Рисунок 24).


Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

33

Название	Значение
Обозначение	Подшипник 7208А ГОСТ 27365-87
Обозначение стандарта	ГОСТ 27365-87
Масса	0,435
Серия диаметров	2
Серия ширин	0
T, монтажная высота	19,75
Угол контакта alfa	14,03611
Типоразмер	7208А
Вид изделия	Подшипник
Раздел спецификации	Стандартные изделия



Изображение Модель

Подшипник 7208А ГОСТ 27365-87

Отображение	
Детализация	Стандартный
Конструкция и размеры	
d, диаметр отверстия	40
D, наружный диаметр	80
B, ширина внутреннего кольца	18

Рисунок 24 – Подшипник роликовый конический однорядный 7208А,
(из ГОСТ 27365-87)

Одна из специфических особенностей червячных редукторов – относительно небольшое расстояние между опорами колеса, поэтому подшипники устанавливают как правило, враспор (Рисунок 23,а), поскольку при первоначально предусмотренных монтажных зазорах исключается заклинивание в подшипниках во всем интервале рабочих температур.

Особенностью опор является и так называемая двойная регулировка: сначала осевое смещение одного из подшипников обеспечивает совпадение средней плоскости колеса с осью червяка, а затем с осевым смещением подшипника в другой опоре достигают требуемого осевого зазора в подшипниках.

2.3.4 Расчет подшипников

При эскизном проектировании были выбраны тип, класс точности и схема установки подшипников. Далее нужно определить силы, нагружающие подшипник, произвести подбор подшипника по статической или динамической грузоподъемности, окончательно установить основные размеры подшипника, конструктивно оформить опоры.

Расчет подшипников колеса (Рисунок 24).

Определим эквивалентную нагрузку $Q_{\text{ЭКВ}}$ по формуле

$$Q_{\text{ЭКВ}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_6 \cdot k_9, \quad (50)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

34

где $X = 0,4$ - коэффициент радиальной нагрузки;
 $V = 1$ - коэффициент вращения;
 $F_r = 5700$ Н –наибольшая радиальная нагрузка подшипника;
 $Y = 1,56$ - коэффициент осевой нагрузки;
 $F_a = 225$ Н - осевая нагрузка;
 $k_6 = 1$ - коэффициент безопасности;
 $k_9 = 1$ – температурный коэффициент.

$$Q_{\text{ЭКВ}} = (0,4 \cdot 1 \cdot 5700 + 1,56 \cdot 225) \cdot 1 \cdot 1 = 2631 \text{ Н}$$

Определим расчетный ресурс подшипника

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{Q_{\text{ЭКВ}}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (51)$$

где $C = 60000$ Н - базовая динамическая грузоподъемность подшипника;

$k = 3,33$ - показатель степени;

$n = 0,079$ мин⁻¹ - частота вращения кольца;

$a_1 = 0,21$ - коэффициент долговечности в функции необходимой надежности (Рисунок 25);

$a_{23} = 0,6$ – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла делалей подшипника и условий его эксплуатации (Рисунок 26).

Вероятность безотказной работы P_n , %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Коэффициент надежности a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Рисунок 25 – Значение коэффициента долговечности a_1

<i>Для шарикоподшипников (кроме сферических)</i>	<i>0,7...0,8</i>
<i>Для роликоподшипников конических</i>	<i>0,6...0,7</i>
<i>Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных</i>	<i>0,5...0,6</i>
<i>Для роликовых радиальных двухрядных сферических подшипников</i>	<i>0,3...0,4</i>

Рисунок 26 – Значение коэффициента a_{23}

Подставив значение в формулу 51, получим

$$L_h = 0,21 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{60\,000}{4472} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,079} = 8,848 \cdot 10^8 \text{ часов}$$

Так как расчетный ресурс больше требуемого: $L_h > L'_h$ ($8,848 \cdot 10^8 > 10^4$), то назначенный подшипник 7208А пригоден.

Расчет подшипников червяка (Рисунок 22).

Определим эквивалентную нагрузку $Q_{\text{ЭКВ}}$ по формуле

$$Q_{\text{ЭКВ}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_6 \cdot k_9, \quad (52)$$

где $X = 0,4$ - коэффициент радиальной нагрузки;

$V = 1$ - коэффициент вращения;

$F_r = 710$ Н –наибольшая радиальная нагрузка подшипника;

$Y = 1,56$ - коэффициент осевой нагрузки;

$F_a = 1405$ - осевая нагрузка;

$k_6 = 1$ - коэффициент безопасности;

$k_9 = 1$ – температурный коэффициент.

$$Q_{\text{ЭКВ}} = (0,4 \cdot 1 \cdot 710 + 1,56 \cdot 1405) \cdot 1 \cdot 1 = 1513 \text{ Н}$$

Определим расчетный ресурс подшипника

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{Q_{\text{ЭКВ}}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (53)$$

где $C = 16\,700$ Н - базовая динамическая грузоподъемность подшипника;

$k = 3$ - показатель степени;

$n = 6,366 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения кольца;

$a_1 = 0,21$ - коэффициент долговечности в функции необходимой надежности (Рисунок 25);

$a_{23} = 0,7$ – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла делалей подшипника и условий его эксплуатации (Рисунок 26).

Вероятность безотказной работы F_0 , %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Коэффициент надежности a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Рисунок 27 – Значение коэффициента долговечности a_1

<i>Для шарикоподшипников (кроме сферических)</i>	<i>0,7...0,8</i>
<i>Для роликоподшипников конических</i>	<i>0,6...0,7</i>
<i>Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных</i>	<i>0,5...0,6</i>
<i>Для роликовых радиальных двухрядных сферических подшипников</i>	<i>0,3...0,4</i>

Рисунок 28 – Значение коэффициента a_{23}

Подставив значение в формулу 53, получим

$$L_h = 0,21 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{16700}{1513}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 6,366} = 5,171 \cdot 10^5 \text{ часов}$$

Так как расчетный ресурс больше требуемого: $L_h > L'_h$ ($5,171 \cdot 10^5 > 10^4$), то назначенный подшипник 1046907 пригоден.

2.3.5 Конструирование корпуса редуктора

К корпусным относят детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Корпусные детали обычно имеют сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки.

Материалом корпуса редуктора будет серый чугун СЧ15.

Корпус представляет собой 2 перекрещивающихся цилиндра с фланцами под крышки и отверстиями под валы (Рисунок 29).

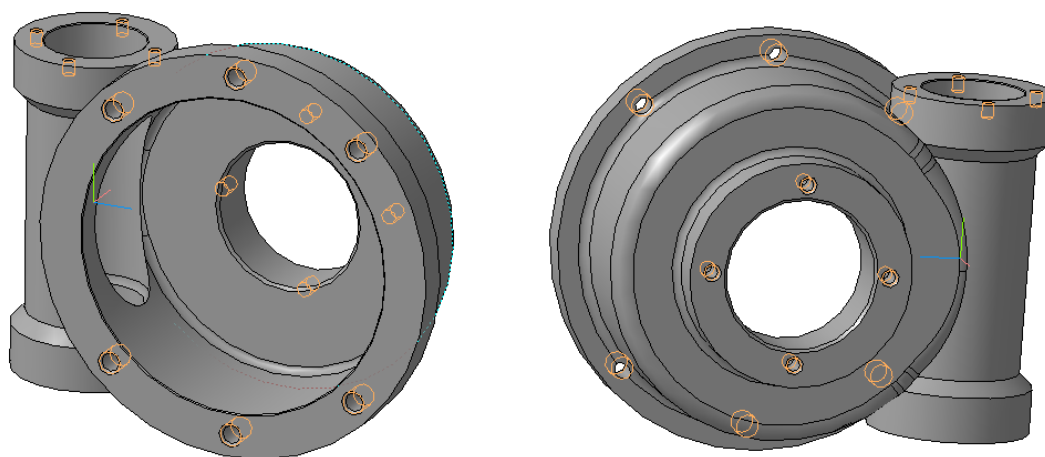


Рисунок 29 – Корпус червяного редуктора

Толщину стенок δ для чугунных отливок рекомендуется назначать в зависимости от приведенного габарита корпуса (Рисунок 30)

$N, \text{ м}$	0,40	0,6	1,0	1,5	2,0
$\delta, \text{ мм}$	7	8	10	12	14

Рисунок 30 – Значение толщины стенок корпуса от его габарита

Здесь

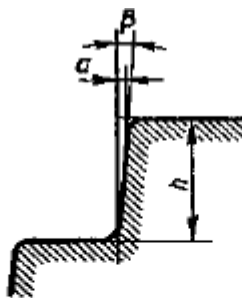
$$N = \frac{2 \cdot L + B + H}{3}, \quad (54)$$

где L, B, H – длина, ширина и высота корпуса, м.

$$N = \frac{2 \cdot 0,20 + 0,07 + 0,22}{3} = 0,23$$

Принимаем минимальную толщину стенок $\delta = 7$ мм.

Формовочные уклоны (Рисунок 31) задают углом β или катетом a в зависимости от высоты h .



$h, \text{ мм}$	$a, \text{ мм}$	β	$h, \text{ мм}$	$a, \text{ мм}$	β
До 10	0,50	2°55'	Св. 63 до 100	1,00	35°
Св. 10 до 16	0,55	1°55'	» 100 » 160	1,20	25°
» 16 » 25	0,65	1°30'	» 160 » 250	1,85	25°
» 25 » 40	0,75	1°05'	» 250 » 400	2,30	20°
» 40 » 63	0,85	45°	» 400 » 630	3,65	20°

Рисунок 31 – Формовочные уклоны

2.3.6 Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников изготавливаем из чугуна марки СЧ15.

На рисунке 32 показаны конструкции привертных глухой и открытой крышек подшипников червяка, а на рисунке 33 показаны конструкции так же открытой и глухой крышек подшипников выходного вала.

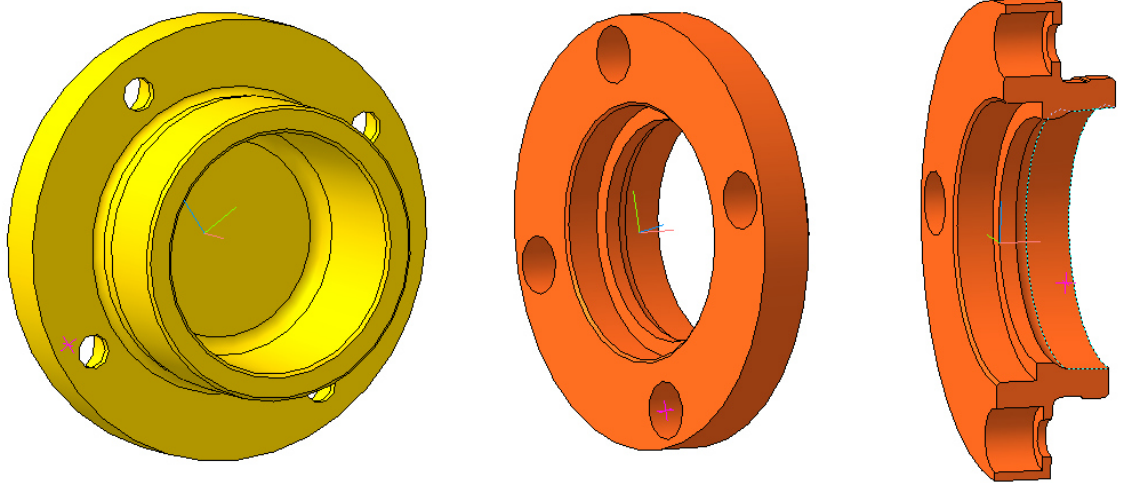


Рисунок 32 – Крышки подшипников вала червяка

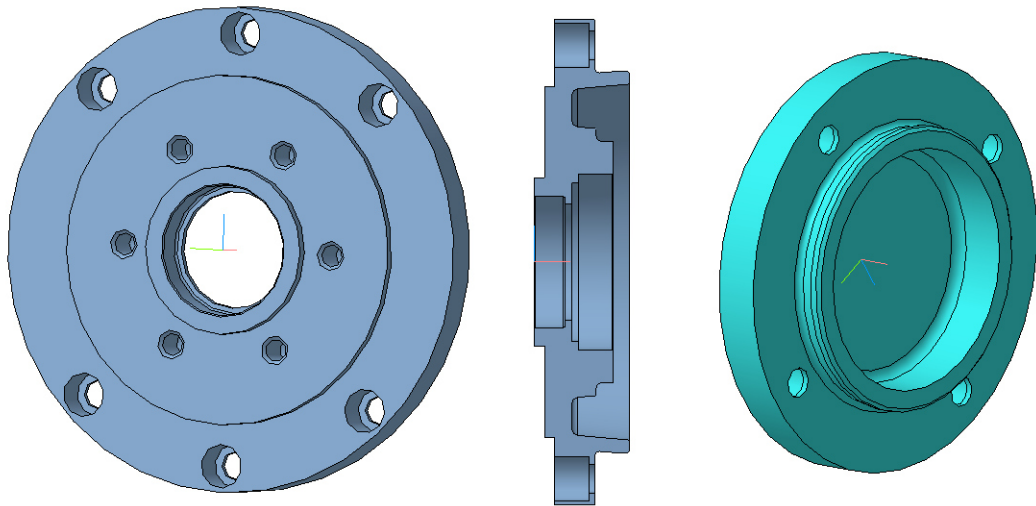


Рисунок 33 – Крышки подшипников выходного вала

Определяющим при конструировании крышек является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. Толщину стенок крышки δ , диаметра d и числа винтов z крепления крышки к корпусу в зависимости от D (Рисунок 34).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

39

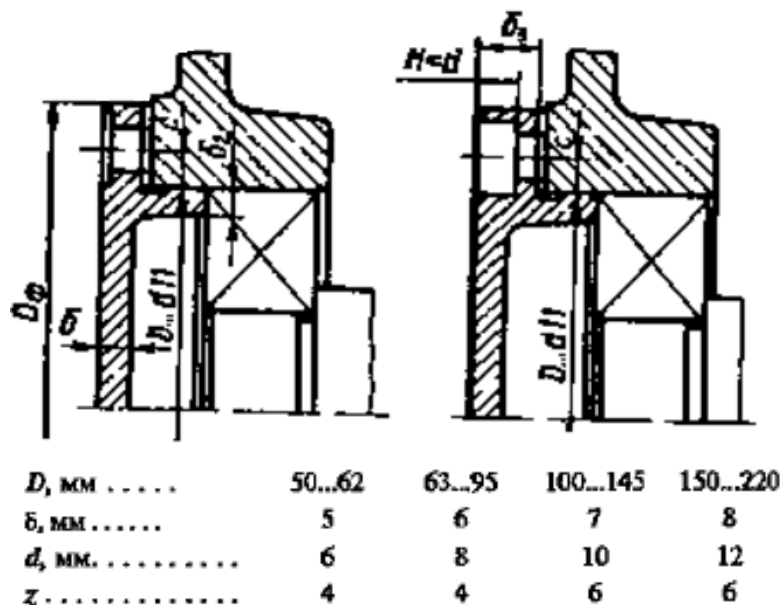


Рисунок 34 – Значения параметров крышки

Крышки крепим винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. В этом случае толщину крышки δ_3 принимаем

$$\delta_3 = H + 0,8 \cdot \delta, \quad (55)$$

где H - высота головки винта.

Размеры других конструктивных элементов определяем по формулам [5,стр.153]

$$\delta_2 = (0,9 \dots 1) \cdot \delta \quad (56)$$

$$D_\phi = D + 4 \cdot d \quad (57)$$

$$c \approx d \quad (58)$$

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют отверстие.

Основные размеры крышек редуктора представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Значение основных размеров крышек редуктора

D , мм	δ_3 , мм	d , мм	z	b , мм
55	5	6	4	8,5
55	5	6	4	8,5
80	6	8	4	11
174	8	12	6	16

2.3.7 Смазывание червячной передачи

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора заливают масло, так чтобы венцы колес были в него погружены.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м/с. Но поскольку в моем редукторе очень маленькая скорость $v = 0,01$ м/с, то в данном случае целесообразней применять консистентную смазку. Предполагается, что смазка закладывается при сборке редуктора и ее хватит на весь срок службы.

В подшипники редуктора так же закладывается консистентная смазка.

2.3.8 Заключение по разделу

В данном разделе представлен расчет рабочих усилий на редукторе и этапы расчета редуктора и привода установки.

В связи с низкой скоростью вращения и скоростью скольжения в зацеплении червячное колесо выполняем из чугуна, передача 9-ой степени точности. Для уменьшения габаритов был уменьшен зазор а между колесом и корпусом. Выбраны конические подшипники на тих. валу и радиально упорные подшипники на червяке, расположение враспор. Регулировка конических подшипников осуществляется шлифованием прокладок, такой выбор регулирования можно аргументировать единичным производством. Так же невозможно разместить отдельную крышку подшипника, так как корпус крепится к раме через фланец.

Достоинствами моего редуктора являются:

- Минимальные габариты при таком межосевом расстоянии
- Рассчитан на низкую скорость вращения входного/выходного вала, что требуется по заданию
- Применение доступных материалов (СЧ15, нелегированная сталь)
- Консистентная смазка передачи

К недостаткам относятся:

- низкое КПД 34%
- сложная регулировка подшипников на выходном валу

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

3 Проверочный расчет элементов редуктора

Так как редуктор нагружен большой консольной нагрузкой, которая нагружает подшипники тих вала и изгибает сам вал необходимо рассчитать деформации и прочность деталей редуктора. Однако КОМПАС shaft две завышенные в 3 раза результаты из-за неправильности расчета силы, приложенной вне модели вала. Аналитические методики расчета прогиба тоже не могут посчитать так нагруженный вал. Поэтому считаем методом конечных элементов.

3.1 Расчет валов в САЕ-среде ANSYS

Целью расчета является проверка работоспособности червячного редуктора.

Данными для расчета являются модели валов, корпуса, значение сил в зацепление, расположение и жесткость подшипников.

Расчет разделяем на несколько этапов:

- 1) Нахождение деформации и напряжения валов с приложенными силами
- 2) Нахождения деформации и напряжения валов и корпуса редуктора с приложенными силами зацепления
- 3) Нахождения деформации и напряжения червяка, вала с колесом и корпуса редуктора с приложенными силами зацепления

Ниже представлена расчетная схема редуктора (Рисунок 35).

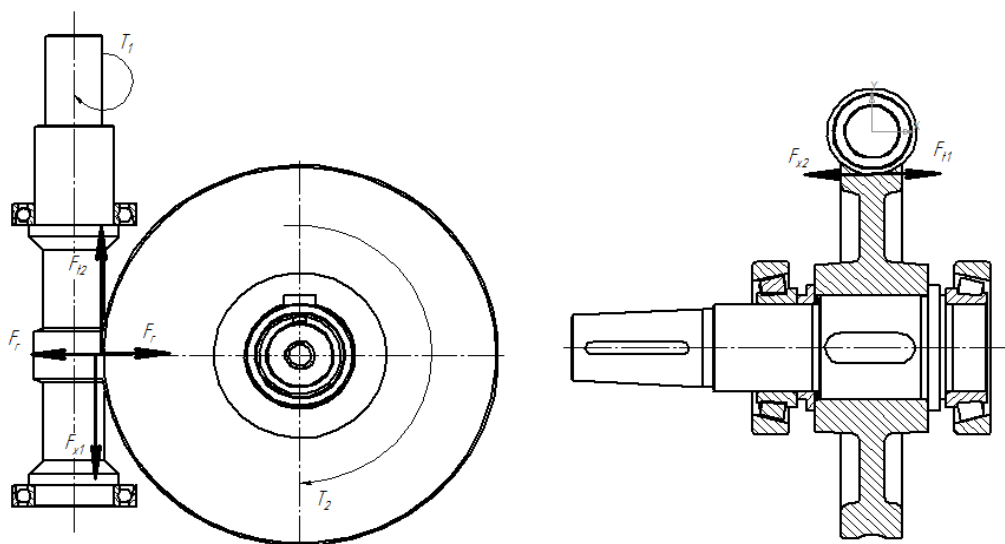


Рисунок 35 – Расчетная схема редуктора

В расчете подшипники смоделированы в виде трех взаимно перпендикулярных пружин, а зацепление моделируется пружиной сонаправленной с силой в зацеплении, тем самым мы учитываем трение в зацеплении (Рисунок 36).

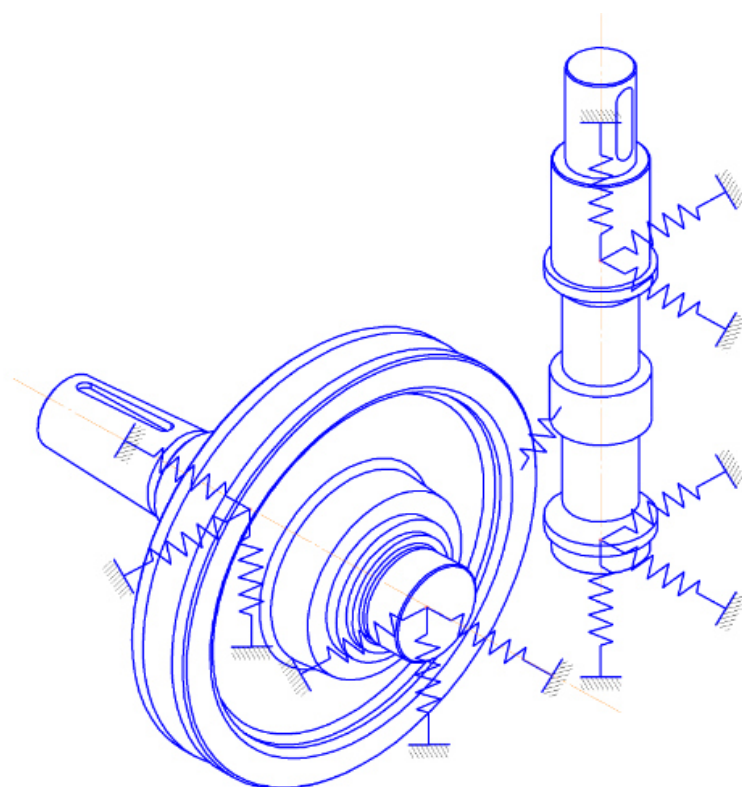


Рисунок 36 – Упругая схема червячного редуктора

3.1.1 Первый этап расчета

Нахождение деформации и напряжения валов с приложенными силами. Импортируем модели валов в пакет ANSYS (Рисунок 37).

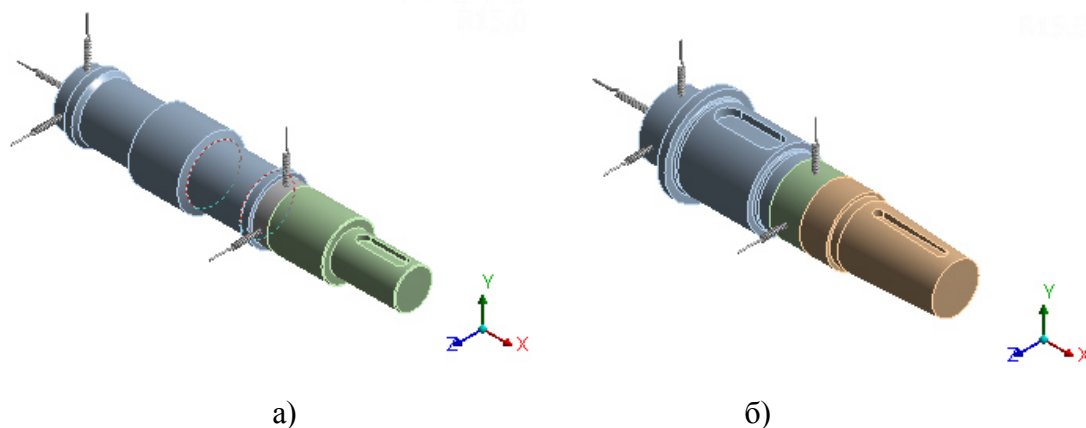


Рисунок 37 – Импортированные модели: а – модель червяка; б – модель выходного вала

Настраиваем параметры сетки: сгущение, сохранение средних узлов, указываем количество разбиений в окружном направлении.

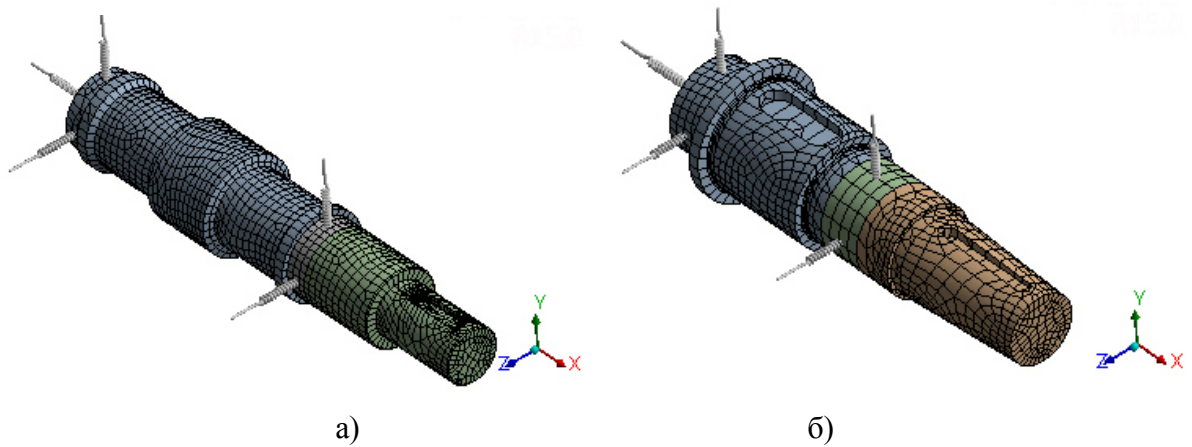


Рисунок 38 – Модель с разбитой КЭ сеткой: а – модель червяка; б – модель выходного вала

Количество узлов в сетке червяка 59739, количество элементов в сетке червяка 18405.

Количество узлов в сетке выходного вала 106545, количество элементов в сетке выходного вала 32221.

После построения сетки прикладываем силы в точке зацепления, для учета подшипников были использованы значения их жесткости, так же закрепляем выходные концы валов от кручения.

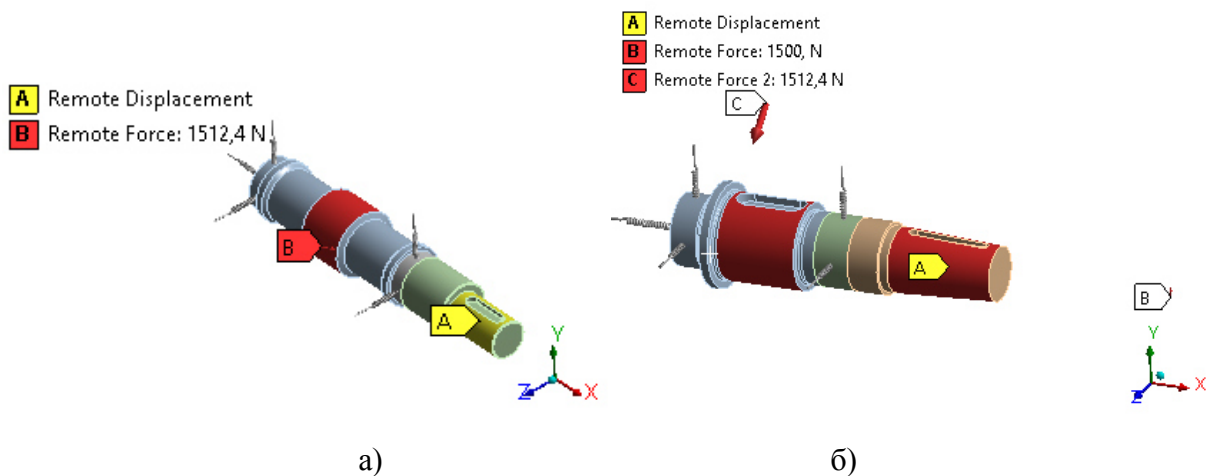


Рисунок 39 - Граничные условия: : а – червяк; б – выходной вал

Были получены значения напряжения и деформации валов. Предельные напряжения на червяке 8,8 МПа (Рисунок 41). Для червяка из стали 45 допускаемые напряжения равны 464 МПа полученное значение удовлетворяет условию прочности.

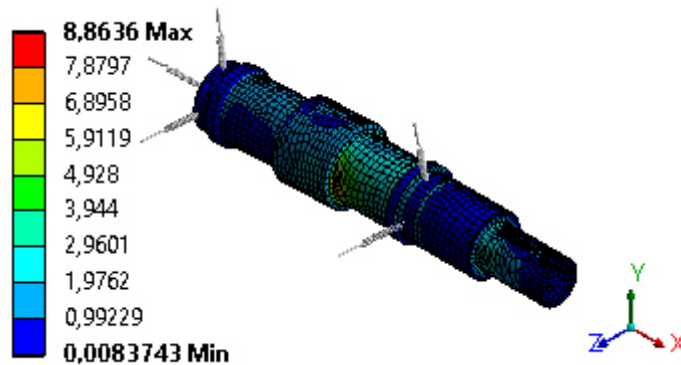


Рисунок 40 – Напряжения червяка, МПа

Максимальное значение суммарных перемещений равно 11 мкм (Рисунок 41). Максимальное значение суммарного перемещения оси червяка составило 10,5 мкм (Рисунок 42)

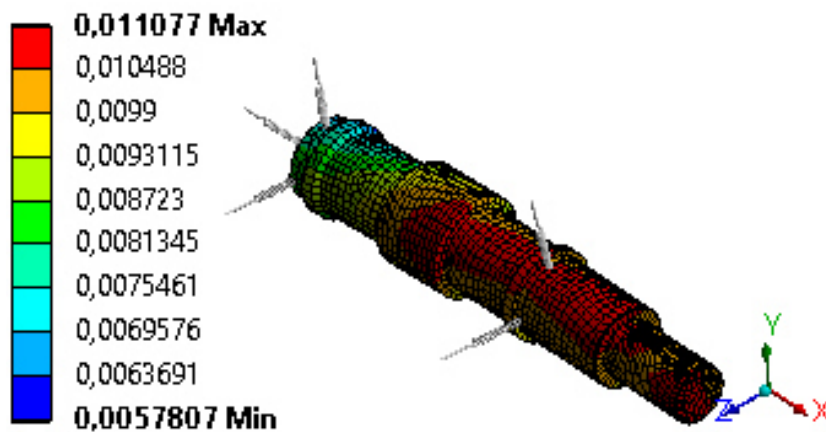


Рисунок 41 – Эпюра суммарных перемещений червяка, мм

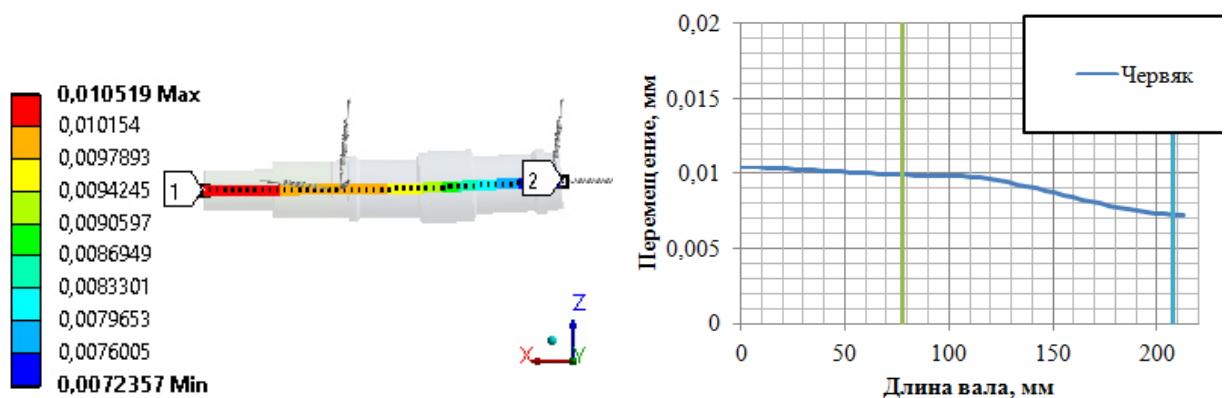


Рисунок 42 – Суммарное перемещение оси червяка, мм

Так же ниже приведены перемещения вдоль оси Y , максимальное значение составило 2 мкм. Эти перемещения необходимы для контроля межосевого расстояния.

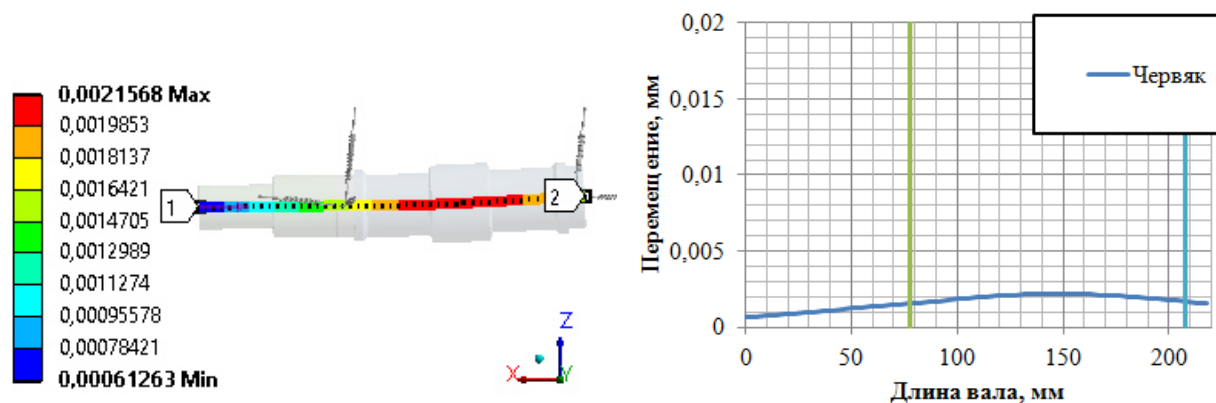


Рисунок 43 - Перемещения червяка вдоль оси Y, мм

Расчет выходного вала осуществлялся по такой же методике. Были получены предельные напряжения 102,81 МПа (Рисунок 44), а допускаемые напряжения аналогичные значениям червяка (464 МПа), условие прочности пройдено.

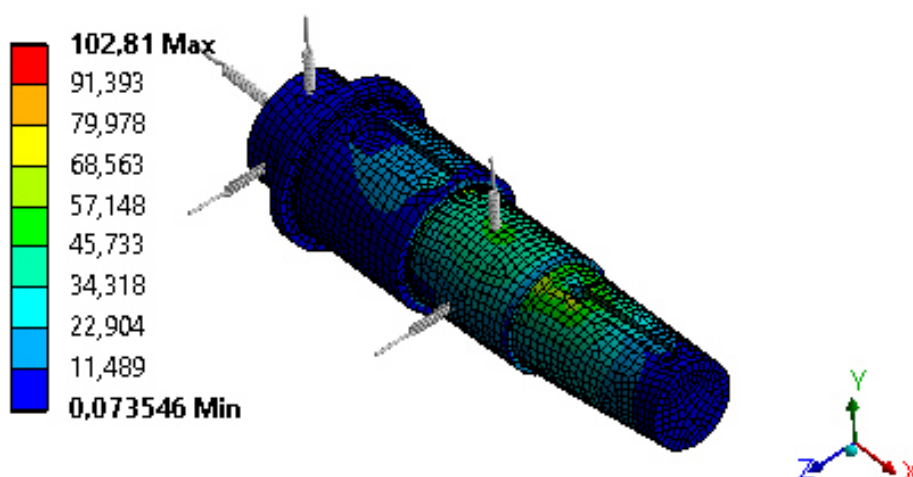


Рисунок 44 – Напряжения на выходном валу, МПа

Максимальное значение суммарных перемещений равно 121 мкм (Рисунок 45). Максимальное значение суммарного перемещения оси выходного вала составило 121 мкм (Рисунок 46)

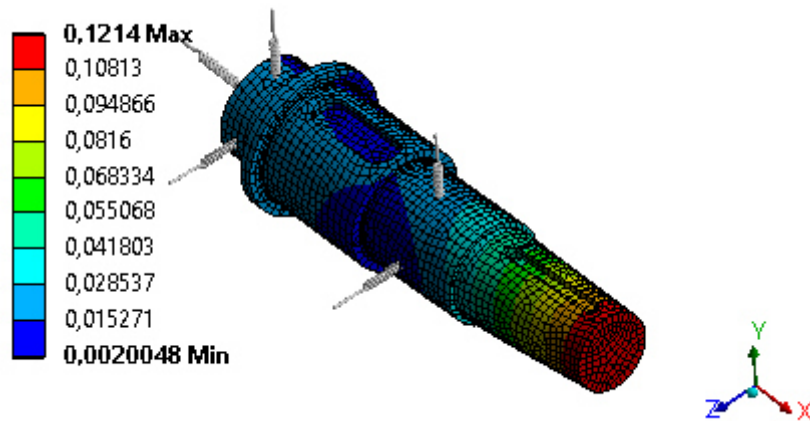


Рисунок 45 – Эпюра суммарных перемещений выходного вала, мм

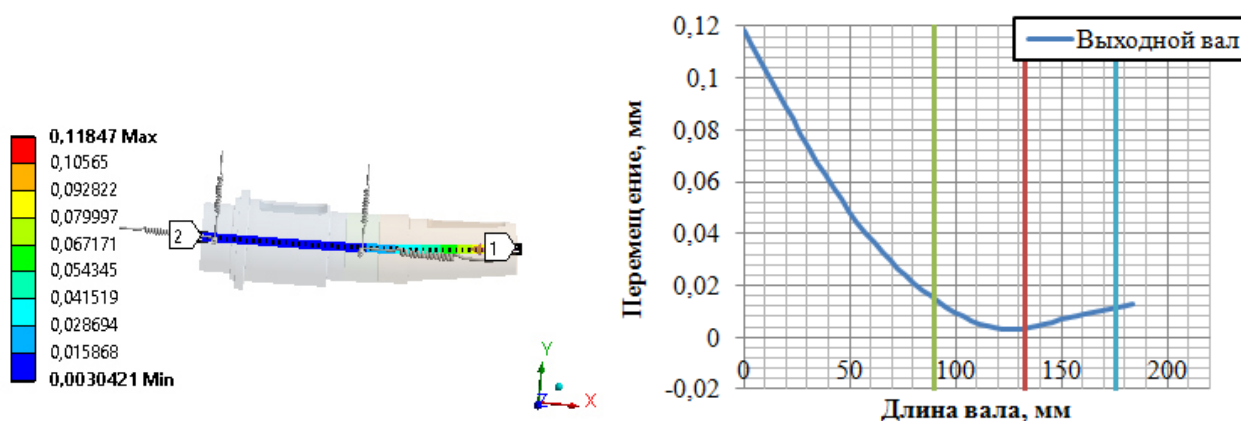


Рисунок 46 – Суммарное перемещение оси выходного вала, мм

Так же ниже приведены перемещения вдоль оси Y, максимальное значение составило 118 мкм (Рисунок 47). Смещение в задней опоре 11 мкм, середины колеса 2 мкм, в передней опоре 14 мкм.

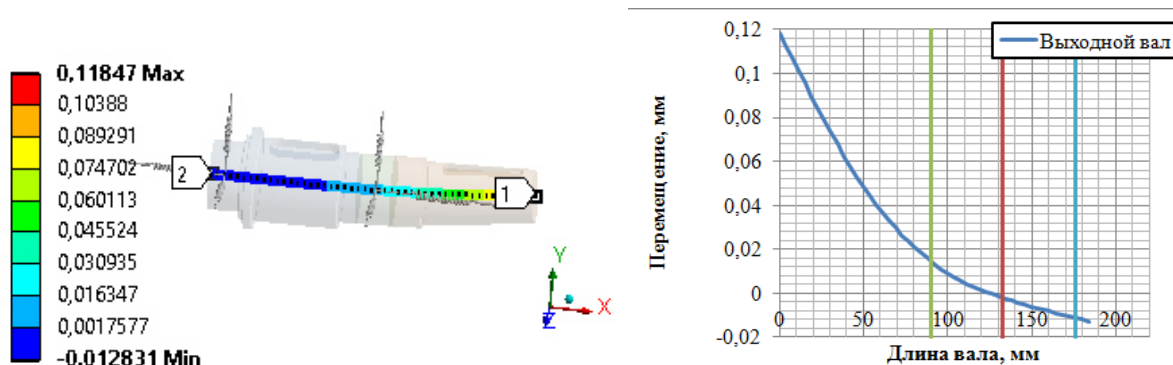


Рисунок 47 - Перемещения вдоль оси Y, мм

3.1.2 Второй этап расчета

Нахождение деформации и напряжения валов вместе с корпусными деталями.

Импортируем модели сборки валов с корпусными деталями в пакет ANSYS (Рисунок 48).

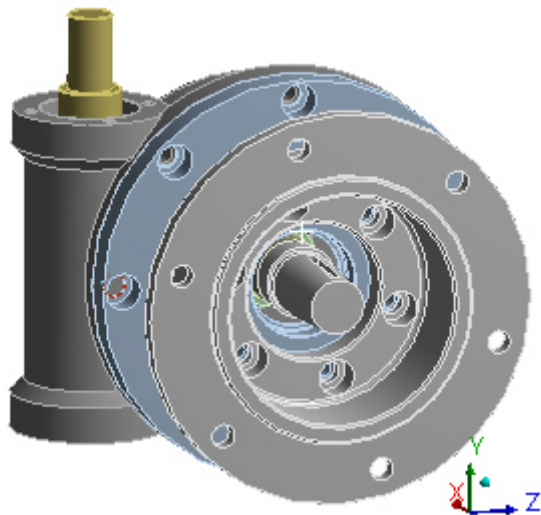


Рисунок 48 – Импортированная модель

Настраиваем параметры сетки: сгущение, сохранение средних узлов, указываем количество разбиений в окружном направлении (Рисунок 49).

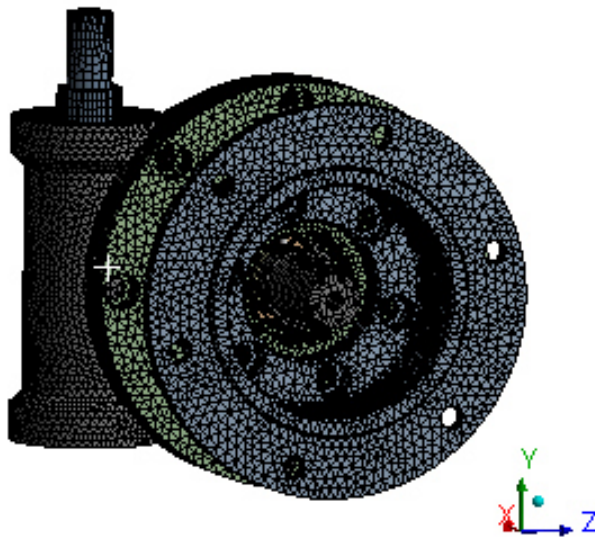


Рисунок 49 – Модель с разбитой КЭ сеткой

Количество узлов в сетке равно 52 091, количество элементов в сетке 156 593.

После построения сетки задаем граничные условия и учитываем жесткость подшипников между корпусом и валами (Рисунок 50).

Имя: 1_3

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- B** Remote Displacement
- C** Remote Displacement 2
- D** Fixed Support 2
- E** Remote Force: 1500, N
- F** Remote Force 2: 1512,4 N
- G** Remote Force 3: 1512,4 N

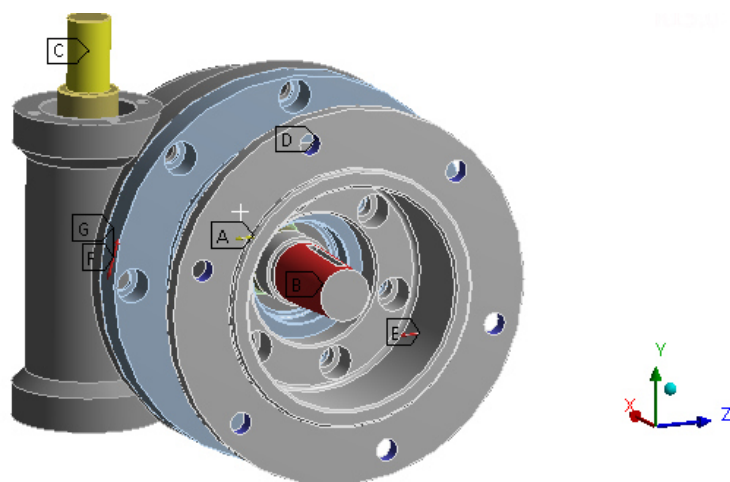


Рисунок 50 - Граничные условия

Полученные напряжения равны 66,5 МПа и находятся пределах допускаемого значения (Рисунок 51). Концентрация напряжений в чугунном корпусе отсутствует.

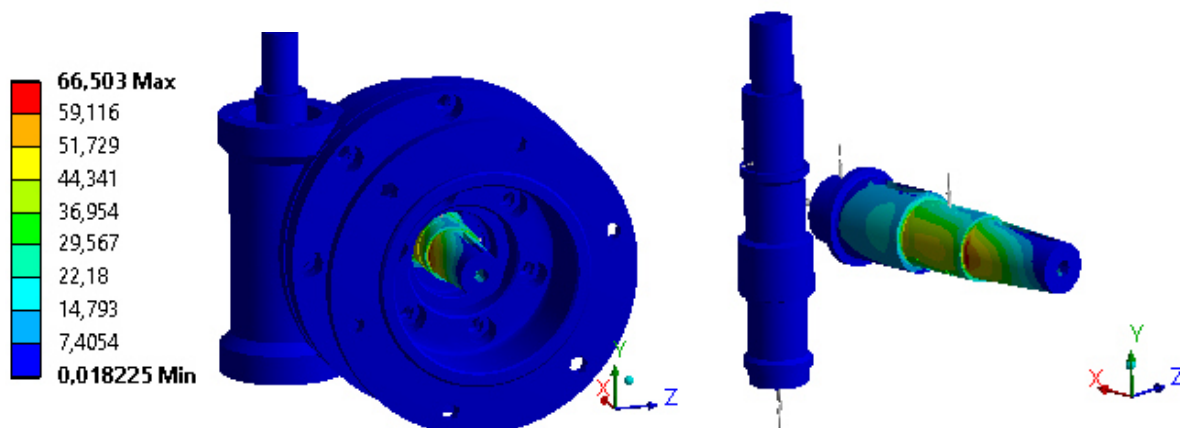


Рисунок 51 – Напряжения, МПа

Максимальное значение суммарных перемещений равно 131 мкм и находится на конце тихоходного вала (Рисунок 52).

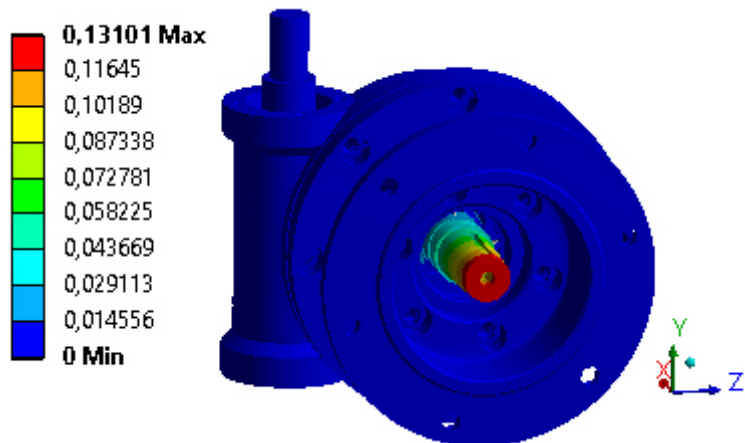


Рисунок 52 – Суммарные перемещения, мм

3.1.3 Третий этап расчета. Определение жесткости зацепления.

Для расчета редуктора с учетом зацепления, необходимо найти жесткость зацепления.

Строим 2D модель зацепления червяка с червячным колесом (Рисунок 53), которое состоит из пары зубьев червяка и червячного колеса контактирующих между собой. Рассчитывается наихудший случай контакта кромки зуба червячного колеса с основанием зуба червяка.

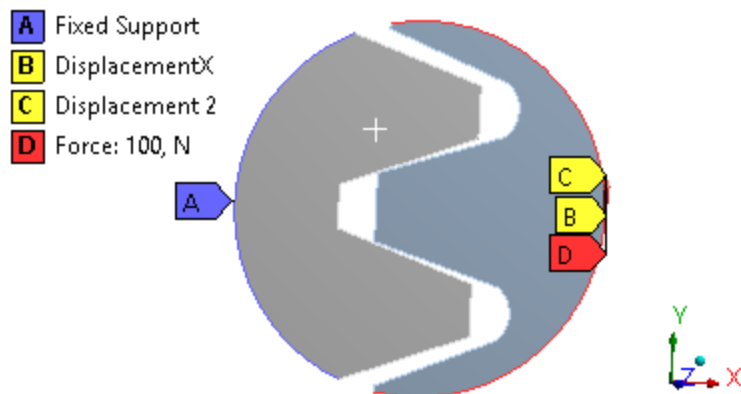


Рисунок 53 – Граничные условия модели

Поверхность А червяка фиксируем (Рисунок 53). Для аналогичной поверхности червячного колеса задаем запрет перемещения вдоль оси X.

Расчет состоит из трех этапов:

1. Создаем контакт между зубьями, путем перемещения грани зуба червячного колеса, для закрытия начального зазора и небольшой интерференции (Рисунок 54).

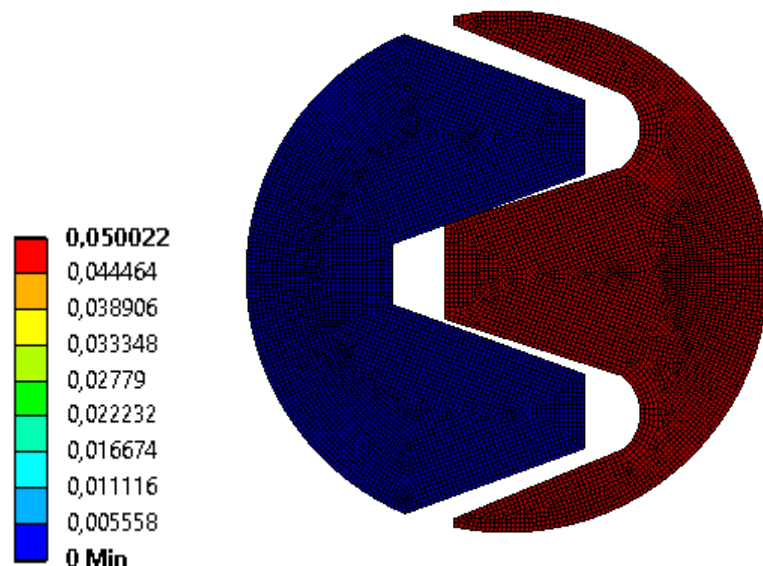


Рисунок 54 – Полное перемещение на первом этапе расчета зацепления, мм

2. Отключаем перемещение С и прикладываем незначительную силу $F=0,01 \text{ Н}$. Для того чтобы увидеть, что влияние силы незначительно, можно проконтролировать напряжения в зоне контакта (Рисунок 55). Полученные напряжения меньше 0,2 МПа.

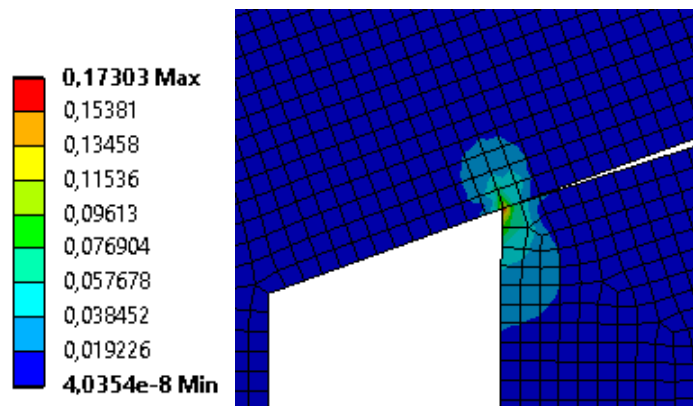


Рисунок 55 – Эквивалентные напряжения в зоне контакта, МПа

3. Увеличиваем значение силы до $F=100 \text{ Н}$, по которой рассчитываем жесткость зацепления. Максимальные напряжения в зоне контакта равны 1717,8 МПа (Рисунок 56).

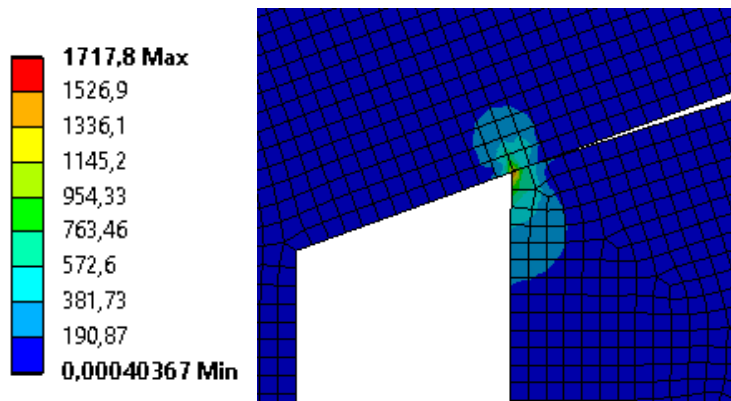


Рисунок 56 - Эквивалентные напряжения в зоне контакта, МПа

Находим удельную жесткость на единицу толщины модели по формуле

$$J = \frac{F}{\delta_{3-2}}, \quad (59)$$

где $F = 100$ Н - сила;

$\delta_{3-2} = 0,0548 - 0,044 = 0,0108$ мм - разность перемещений 3 и 2 шагов.

$$J = \frac{100}{0,0108} = 9259 \text{ Н}/(\text{мм} \cdot \text{мм})$$

Полную жесткость находим исходя из норм пятна контакта 50 % от ширины колеса по формуле

$$J_{\text{зац}} = J \cdot b_2 \cdot 50\%, \quad (60)$$

где $b_2 = 36$ мм - ширина червячного колеса.

$$J_{\text{зац}} = 9259 \cdot 36 \cdot 50\% = 166\,662 \text{ Н}/\text{мм}$$

3.1.4 Третий этап расчета. Расчет редуктора.

На этом этапе расчета редуктора добавляем червячное колесо и учитываем жесткость зацепления.

Импортируем сборку корпусных деталей, валов и колеса в пакет Ansys (Рисунок 57).

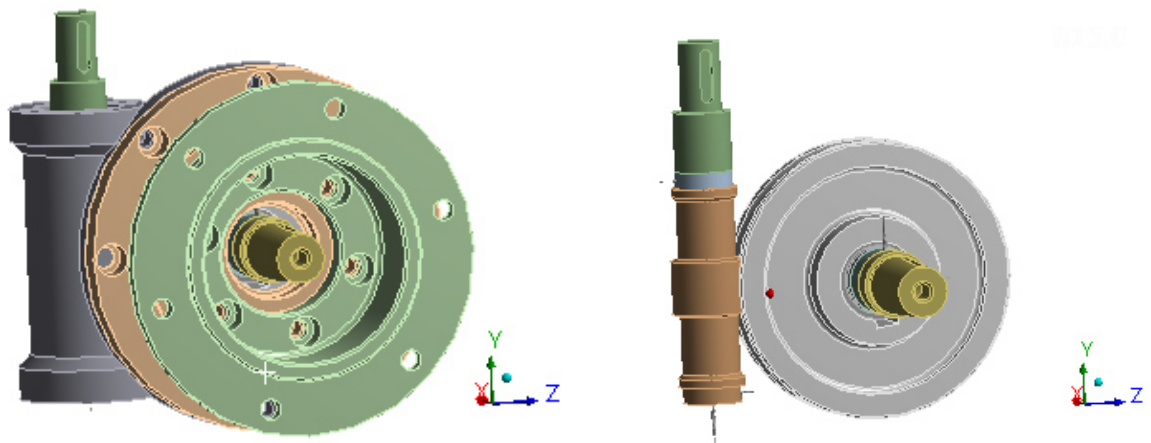


Рисунок 57 – Импортированная модель

Настраиваем параметры сетки: сгущение, сохранение средних узлов, указываем количество разбиений в окружном направлении (Рисунок 58).

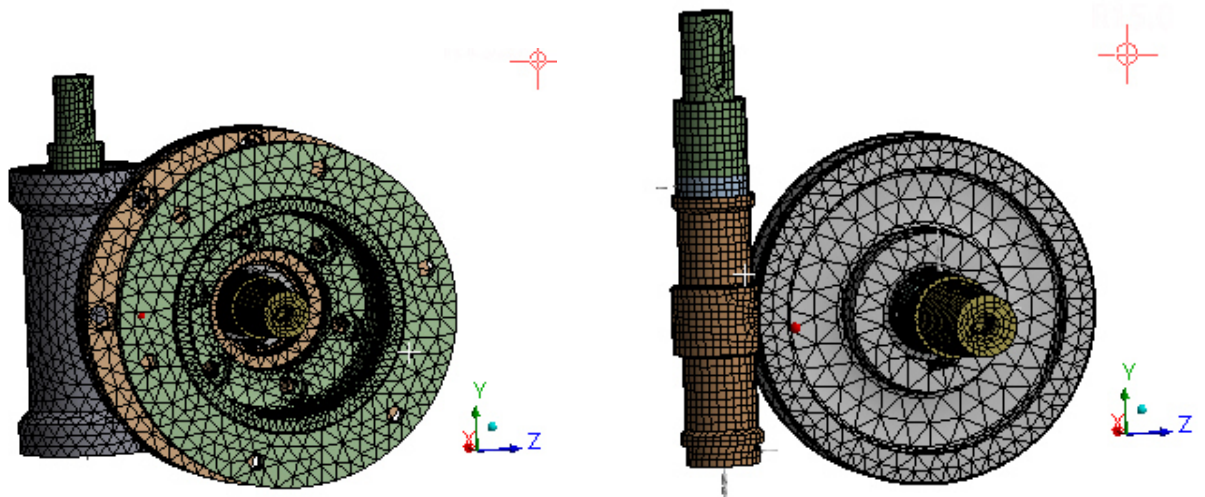


Рисунок 58 – Модель с разбитой КЭ сеткой

Количество узлов в сетке равно 49 381, количество элементов в сетке 142 904.

После построения сетки задаем граничные условия, учитываем жесткость подшипников между корпусом и валами, а так же строим суммарную силу в зацеплении с учетом жесткости (Рисунок 59).

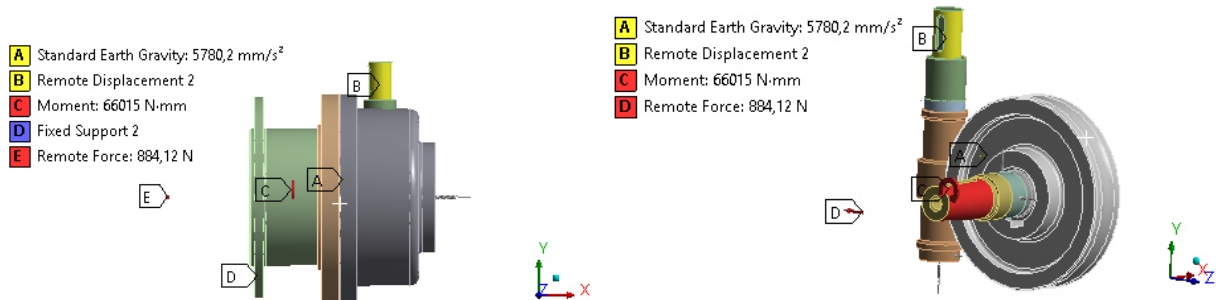


Рисунок 59 - Граничные условия модели

Максимальное значение напряжения возникает в шейке вала с наименьшим диаметром и равно 78 789 МПа (Рисунок 60), что ниже допускаемого значения

$$\sigma_{\text{вал}} = 79 \text{ МПа} < \sigma_{-1 \text{ ст45}} = 380 \text{ МПа}$$

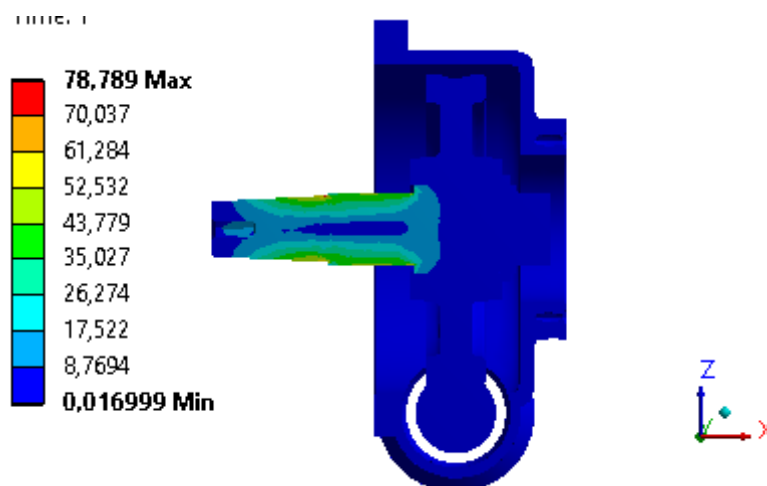


Рисунок 60 – Напряжения, МПа

Суммарные перемещения приведены ниже (Рисунок 61). Максимальное значение перемещений находится на конце выходного вала и составляет 132 мкм.

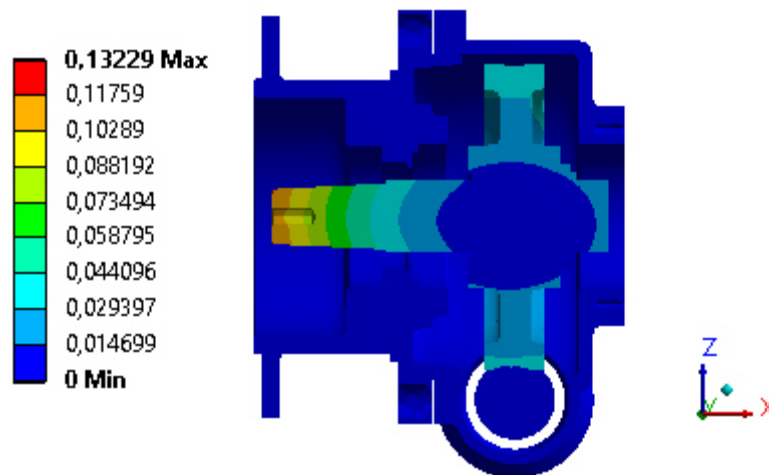
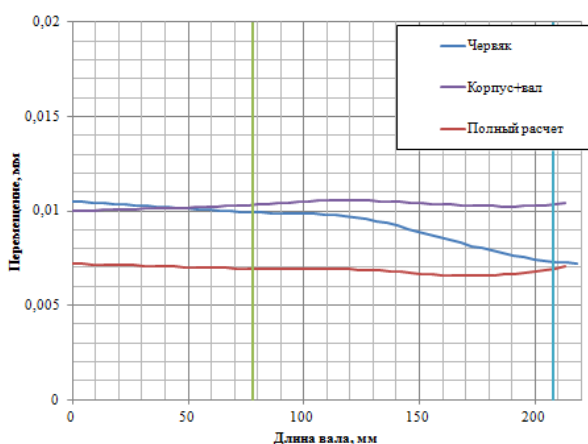


Рисунок 61 – Эпюра суммарных перемещений, мм

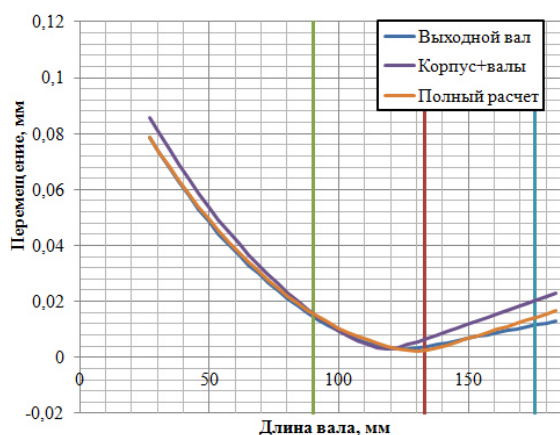
Далее были рассчитаны так же перемещения валов. Ниже приведены графики сравнения трех результатов для каждого вала.

График перемещений червяка в трех расчетных случаях представлен на рисунке 62, а.

Перемещения всех расчетных случаев для тихоходного вала показан на рисунке 62, б. Максимальное значение перемещения равно 7 мкм.



а)



б)

Рисунок 62 – График перемещений на 3-х этапах: а – для червяка;

б – для выходного вала

Далее сравниваем перемещения всех расчетных случаев по деформациям и напряжениям для тихоходного вала (таблица 2). Принимаем последний вариант расчета за эталон, рассчитываем отклонения, которые так же представлены в таблице 2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Таблица 4 – Сравнение результатов

№ этапа	Перемещение, мм	%	Напряжение, МПа	%
Вал	0,121	9,7	102,8	10,8
Корпус + вал	0,126	5,9	66,5	15,6
Полный расчет	0,134	-	78,79	-

Из расчета делаем вывод, что расчет одних только валов недостаточно точен, так как отклонения от последнего расчета, составляют больше 10-ти %.

Из расчета видно, что червячное колесо смещается по оси X на 40 мкм, а червяк остается на месте. Так как допуск отклонения от средней плоскости в червячной передаче 9 степени точности равен ± 100 мкм. Для того чтобы скомпенсировать допуск замыкающего звена при разработке технологии, необходимо учитывать это смещение в зацеплении.

$$\delta_{x \text{ кол}} = 40 \text{ мкм} < f_x = \pm 100 \text{ мкм}$$

Суммарные перемещения максимальные на конце тихоходного вала и составляет 142 мкм. Допуск радиального биения конца вала от его диаметра равен 80 мкм по 9 степени точности, что ниже суммарных перемещений вала. Однако при частоте вращения выходного вала 0,08 об/мин данный факт не влияет на технологический процесс намотки ленты.

4 Технологическая часть

4.1 Разработка технологического процесса сборки червячного редуктора

4.1.1 Служебное назначение узла

Червячные редукторы передают крутящий момент посредством червячной передачи. Основными элементами такой передачи являются зубчатое червячное колесо и винт-червяк.

Червяк – это особый винт с трапецеидальной формой профиля резьбы. Материалом червяка задаемся исходя из невысокой мощности и скорости передачи, принимаем сталь 45 с твердостью $HV \leq 350$.

Червячное колесо внешним видом похоже на обыкновенное зубчатое колесо, но чаще всего резьба подогнана под форму резьбы сопряженного с этим колесом червяка. Червячное колесо выполняем из серого чугуна марки СЧ15.

Червячная передача благодаря своей конструкции довольно эффективна в устройствах, где требуется высокий крутящий момент, сопряженный с низкой угловой скоростью. Червяк является ведущим звеном механизма. Вследствие эффекта самоторможения червячная передача является необратимой. То есть приложенный момент к зубчатому колесу не сможет заставить двигаться червяк, даже при обилии смазки, поскольку силы трения во много раз превышают приложенную силу. Червячная передача должна быть изготовлена не ниже 9 степени точности.

Технические характеристики:

1. Передаточное число червячного редуктора - 80.
2. Межосевое расстояние $a_w = 100 \pm 0,100$.
3. Частота вращения на входном валу: 6,32 об/мин.
4. Максимальный крутящий момент на выходном валу: 112 Н·м.

Технические требования:

1. При сборке обеспечить плавную, без заеданий и стуков, работу червячной передачи.

Корпус редуктора является базовой деталью, он обеспечивает требуемую точность относительного положения валов. На валах установлена червячная передача, с помощью которой передаётся крутящий момент с одного вала на другой. В собранном редукторе валы должны поворачиваться от руки легко, плавно и без заеданий. Конструкция редуктора должна исключать течь масла из корпуса и проникновение внутрь грязи и воды.

4.1.2 Выявление и анализ технических условий и норм точности

1. Степень точности червячной передачи – 9 С

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

2. Шероховатость рабочих поверхностей зубьев $Ra=1,6$ мкм.
Неравномерность твердости на поверхности зубчатого венца и ступицы не должна превышать 50% от допуска на твердость, указанного на чертеже.
3. Пятно контакта: по высоте 55%, по длине 50%.
4. Предельное смещение средней плоскости червячного колеса $f_x = \pm 0,100$ мм.
5. Предельное отклонение межосевого расстояния $f_a = \pm 0,130$ мм.
6. Допуск на перекос оси червяка $\pm 0,045$ мм.
7. Предельные отклонения осевого шага $f_{px} = \pm 0,030$ мм.
8. Допуск на погрешность профиля витка червяка $f_{fl} = \pm 0,070$ мм.
9. Гарантированный боковой зазор передачи: минимальный 0,14 мм, максимальный 0,75 мм.

4.1.3 Выбор метода достижения точности

В каждой зубчатой передаче имеется несколько сборочных размерных цепей, связанных друг с другом общими звеньями. Все эти цепи подлежат обязательному расчету, как при конструировании передач, так и при их сборке: в первом случае для обеспечения точности передачи, а во втором – для установления метода сборки [8].

В червячной передаче рассчитываются три размерные цепи: Г, Б и γ (Рисунок 63).

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

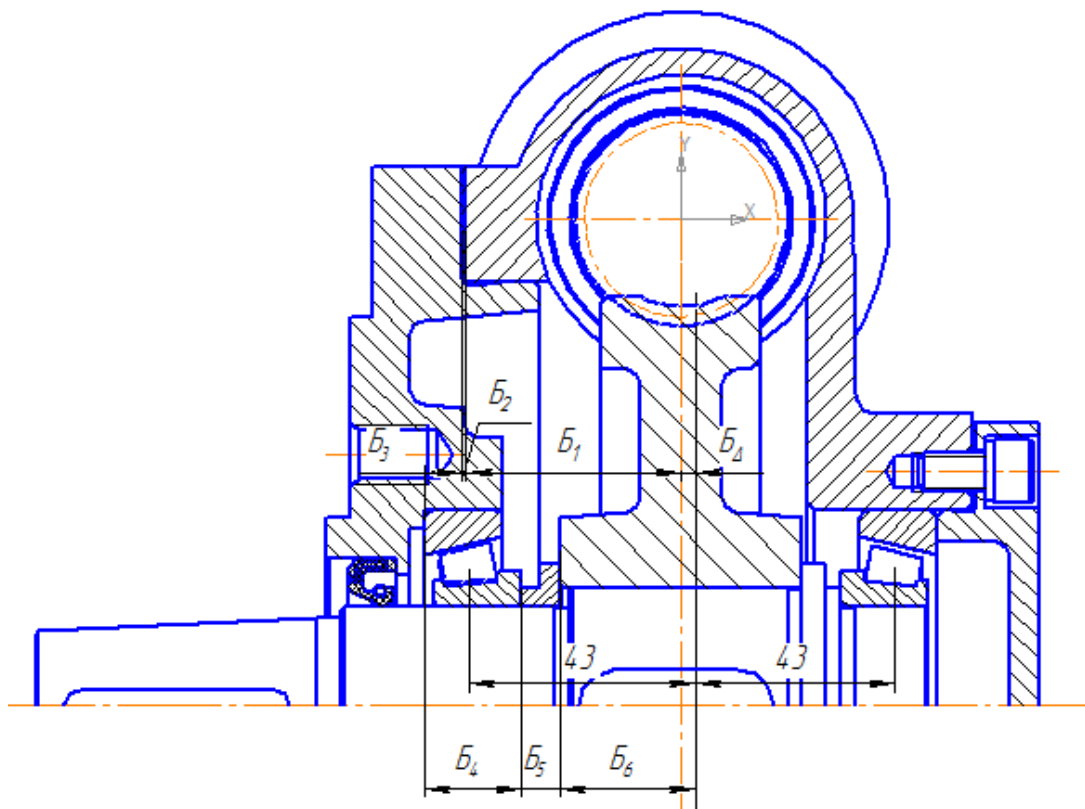
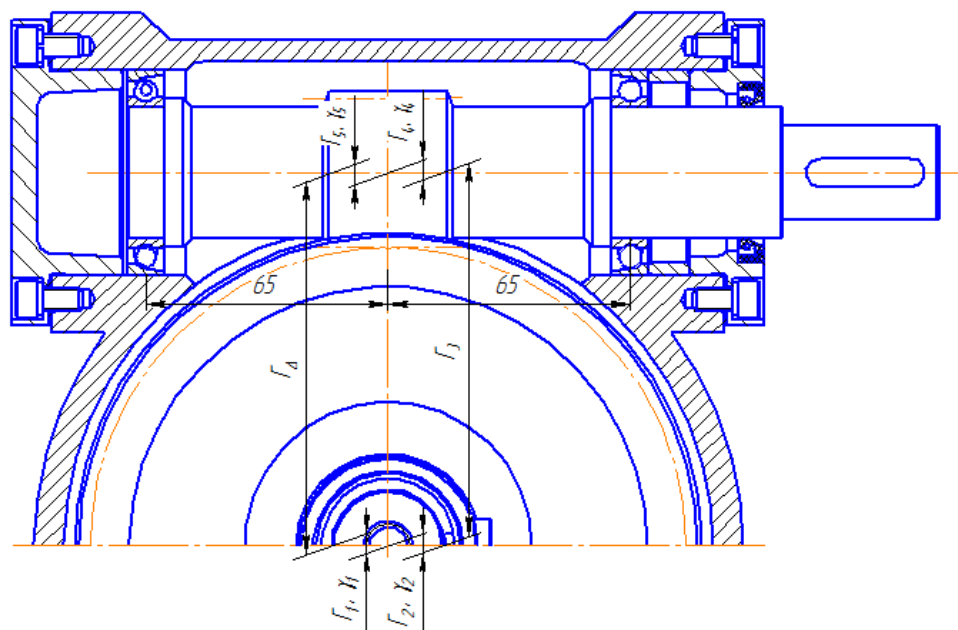


Рисунок 63 – Червячный редуктор и схемы его размерных цепей

Согласно требованиям ГОСТ 3675-81 эти цепи должны определять:

1. Точность расстояния между осями червяка и червячного колеса $\pm f_{ar}$ (цепь Г).
2. Точность совпадения средней плоскости червячного колеса с осью вращения червяка $\pm f_{xr}$ (цепь Б).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

59

3. Точность угла между осями вращения червяка и червячного колеса $\pm f_{\Sigma}$ (цепь γ) [6].

Допускаемые значения величин f_{ar} , f_{xr} , f_{Σ} устанавливаются в зависимости от степени точности передачи, межосевого расстояния и ширины червячного колеса B .

На выше приведен разрез червячного редуктора 9-ой степени точности с шириной червячного колеса $B = 36$ мм, межосевое расстояние $a_w = 100$ мм. Для этих условий $f_{ar} = \pm 0,130$ мм, $f_{xr} = \pm 0,100$ мм, $f_{\Sigma} = \pm 0,022/36$ мм/мм.

Показатель f_{Σ} удобнее пересчитать на длину 100 мм, т. е. $f_{\Sigma} = \pm 0,061/100$ мм/мм.

Для выбора достижения точности замыкающего звена и установления очередности расчета размерных цепей, имеющих общие составляющие звенья, составлена таблица 3.

Таблица 5- Очередность расчета размерных цепей Г, Б и γ

Размерная цепь	Число составляющих звеньев, n	Размер замыкающего звена	Допуск замыкающего звена, T_{Δ}	$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{1,2 \cdot \sqrt{n}}$	Метод достижения точности замыкающего звена	Очередность расчета
Г	5	$\pm 0,130$	0,260	0,097	Неполная взаимозаменяемость	2
Б	6	$\pm 0,100$	0,200	0,068	Пригонки	3
γ	5	$\pm 0,061/100$	0,122	0,045	Неполная взаимозаменяемость	1

Размерная цепь γ .

Допускаемые предельные отклонения прямого угла между осями вращения червяка и червячного колеса. Согласно ГОСТ 3675-81 точность угла между осями вращения червяка и червячного колеса $f_{\Sigma} = \pm 0,061/100$ мм. Следовательно, допуск замыкающего звена $T_{\Delta} = 0,112/100$ мм/мм и координата середины поля допуска $\Delta_{0\Delta} = 0$.

Составляющими звеньями размерной цепи γ являются: γ_1 и γ_2 - смещение и поворот оси вала червячного колеса вследствие радиального биения соответственно левого и правого подшипника; γ_3 - отклонения от прямого угла между осями отверстий в корпусе; γ_4 и γ_5 - смещение и поворот оси червяка вследствие радиального биения правого и левого подшипника (Рисунок 64, а).

Допускаемы погрешности звеньев $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_4, \gamma_5$ зависят от класса точности подшипников и их диаметра. Радиальное биение подшипников вала червячного колеса 0,020 мм, а червяка 0,015 мм, тогда

$$\gamma_1 = \pm \frac{0,010}{86} \text{ мм/мм}; T_{\gamma_1} = \frac{0,020 \text{ мм}}{86 \text{ мм}}; \Delta_{01} = 0$$

где 86 - расстояние между подшипниками вала червячного колеса. Аналогичное значение имеет и звено γ_2 .

Расстояние между опорами червяка равно 130 мм, поэтому

$$\gamma_5 = \pm \frac{0,008}{130} \text{ мм/мм}; T_{\gamma_5} = \frac{0,008}{130} \text{ мм/мм}; \Delta_{01} = 0$$

Аналогичные значения имеет и звено γ_4 .

Для приведения допускаемых отклонений к одной базовой длине, которую примем равной 86 мм, необходимо вычислить передаточные отношения для всех составляющих звеньев:

$$\xi_{x1} = \xi_{x2} = 1; \xi_{x4} = \xi_{x5} = \frac{86}{130} = 0,66; \xi_{x3} = \frac{86}{206} = 0,42$$

где 206 мм – ширина редуктора.

Допуск и предельные отклонения на размер звена γ_3 определяется из следующего уравнения:

$$T_{\gamma_3} = \frac{1}{\xi_3 \cdot K_3} \cdot \sqrt{K_{\Delta}^2 \cdot T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1, i \neq 3}^{n_x} K_{xi}^2 \cdot \xi_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2} \quad (61)$$

Примем $K_3 = 1,2$ и $K_{xi}^2 = 0,6$, $K_{\Delta} = 1$

$$T_{\gamma_3} = \frac{1}{0,42 \cdot 1,2} \cdot \sqrt{0,112^2 - 0,6 \cdot (2 \cdot 1^2 \cdot 0,020^2 + 2 \cdot 0,66^2 \cdot 0,015^2)} = 0,218$$

Окончательно принимаем $T_3 = 0,218/86$ мм/мм; $\gamma_3 = \pm 109/86$ мм/мм.

										Лист
										61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ					

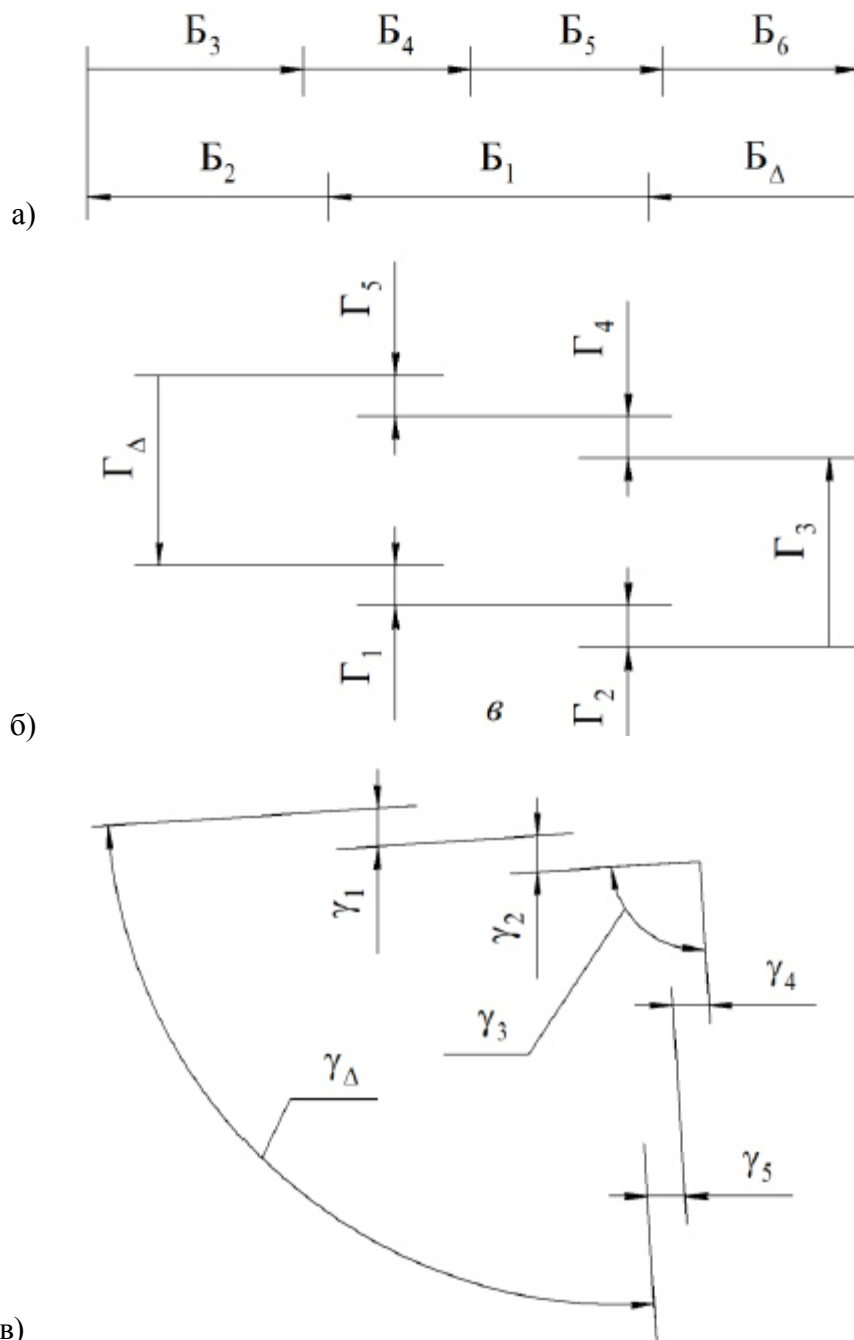


Рисунок 64 – Схемы размерных цепей червячного редуктора: а – цепь Б – определяет точность совпадения средней плоскости червячного колеса с осью вращения червяка; б – цепь Γ – определяет точность расстояния между осями червячного колеса и червяка; в – цепь γ – определяет точность угла между осями вращения червяка и червячного колеса

Размерная цепь Γ.

Данная цепь определяет точность расстояния между осями червяка и червячного колеса. Номинальный размер замыкающего звена $\Gamma_{\Delta} = 100$ мм. Предельные отклонения и допуск звена по ГОСТ 3675-81: $\Gamma_{\Delta} = 100 \pm 0,1$ мм; $T_{\Delta} = 0,2$ мм; $\Delta_{0\Delta} = 0$. Составляющими звеньями размерной цепи Γ являются Γ_1 и Γ_2 – смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения подшипников, Γ_3 – расстояние между осями отверстий в

корпусе, Γ_4 и Γ_5 – смещение и поворот оси червяка вследствие радиального биения подшипников (Рисунок 64, б).

Передаточные отношения для звеньев $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_4, \Gamma_5$ равны:

$$\xi_{x1} = \xi_{x2} = \frac{43}{86} = 0,5; \xi_{x4} = \xi_{x5} = \frac{65}{130} = 0,5,$$

Где 43 и 65 – расстояния от опор до середины червячного колеса и червяка, мм; 86 и 130 – расстояния между опорами вала червячного колеса и червяка, мм.

Допуски и предельные отклонения для звеньев $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_4, \Gamma_5$ были определены при расчете размерной цепи γ , а именно: $\Gamma_1 = \Gamma_2 = \pm 0,010$ мм, $\Gamma_4 = \Gamma_5 = \pm 0,008$ мм, $T_{\gamma1} = T_{\gamma2} = 0,020$ мм и $T_{\gamma3} = T_{\gamma4} = 0,015$ мм.

Номинальный размер звена $\Gamma_3 = 100$ мм, назначаем допуск на это звено:

$$T_{\Gamma_3} = \frac{1}{K_3} \cdot \sqrt{K_{\Delta}^2 \cdot T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \cdot \xi_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2} \quad (62)$$

Примем $K_{\Delta} = 1$, $K_3 = 1,2$ и $K_{xi} = 0,6$, тогда

$$T_{\Gamma_3} = \frac{1}{1,2} \cdot \sqrt{0,200^2 - 0,6 \cdot 0,5^2 \cdot (2 \cdot 0,020^2 + 2 \cdot 0,015^2)} = 0,166$$

Следовательно $\Gamma_3 = 100 \pm 0,083$ мм.

Размерная цепь Б.

Размерная цепь Б определяет точность совпадения плоскости червячного колеса с осью вращения червяка. По ГОСТ 3575-81 предельные отклонения и допуск замыкающего звена равны: $B_{\Delta} = 0 \pm 0,100$ мм. $T_{\Delta} = 0,200$ мм; $\Delta_{0\Delta} = 0$. Составляющими звеньями размерной цепи Б являются B_1 – расстояние от оси отверстия под опоры червяка до торца левого отверстия в корпусе под опоры вала колеса; B_2 – толщина прокладки, B_3 – длина буртика крышки подшипника, B_4 – монтажная высота подшипника, B_5 – длина ступени на валу, B_6 – расстояние от базового торца червячного колеса до его средней плоскости (Рисунок 64, а). Из схемы следует, что звенья B_1, B_2 и B_3 являются уменьшающими, а остальные составляющие звенья – увеличивающими. Установим следующие номинальные размеры, предельные отклонения и допуски на составляющие звенья по Js12:

$$B_1 = 44,25 \pm 0,125 \text{ мм}; T_1 = 0,250 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0;$$

$$B_2 = 1 \text{ мм (компенсатор)}$$

$$B_3 = 7,5 \pm 0,075 \text{ мм}; T_3 = 0,150 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0;$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\begin{aligned}
 B_4 &= 19,75 \pm 0,105 \text{ мм}; T_4 = 0,210 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0; \\
 B_5 &= 8 \pm 0,075 \text{ мм}; T_5 = 0,150 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0; \\
 B_6 &= 25 \pm 0,105 \text{ мм}; T_6 = 0,210 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0;
 \end{aligned}$$

Проверим правильность номинальных размеров составляющих звеньев:

$$\begin{aligned}
 B_{\Delta} &= (B_4 + B_5 + B_6) - (B_1 + B_2 + B_3) = \\
 &= (19,75 + 8 + 25) - (44,25 + 1 + 7,5) = 0
 \end{aligned}$$

Погрешность замыкающего звена определим по формуле

$$T'_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot K_i^2 \cdot T_i^2}, \quad (63)$$

где $\xi_i = 1$ – для увеличивающих составляющих звеньев;

$\xi_i = -1$ – для уменьшающих составляющих звеньев.

Пусть для всех составляющих звеньев $K_i = 1,2$. Тогда

$$T'_{\Delta} = 1,2 \sqrt{0,25^2 + 0,15^2 + 0,21^2 + 0,15^2 + 0,21^2} = 0,53 \text{ мм}.$$

Примем точность метода компенсации $T_{\text{МК}} = 0,1$ мм и определим величину компенсации погрешности замыкающего звена по формуле:

$$\delta_{\text{к}} = T'_{\Delta} - T_{\Delta} + T_{\text{МК}}$$

$$\delta_{\text{к}} = 0,53 - 0,200 + 0,1 = 0,83 \text{ мм}$$

Необходимая величина компенсации середины поля рассеяния погрешности замыкающего звена $\Delta_{0\text{к}} = 0$.

Предельные значения величины необходимой компенсации погрешности замыкающего звена равны:

$$\Delta_{\text{ВК}} = \Delta_{0\text{к}} + \frac{\delta_{\text{к}}}{2} = 0 + \frac{0,83}{2} = 0,415 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{НК}} = \Delta_{0\text{к}} - \frac{\delta_{\text{к}}}{2} = 0 - \frac{0,83}{2} = -0,415 \text{ мм}$$

Необходимо исключить возможность появления случая, когда $\Delta_{\text{НК}} < 0$. Для этого изменим координату середины поля допуска звена B_5 на величину

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\Delta_{\text{нк}}$ и вычислим новую координату середины поля допуска звена B_5 по формуле:

$$\Delta'_{05} = \Delta_{05} - \Delta_{\text{нк}} = 0 - (-0,415) = 0,415 \text{ мм}$$

Новые предельные отклонения B_5 будут равны:

$$\Delta'_{B5} = \Delta'_{05} + \Delta_{B5} = 0,415 + 0,075 = 0,49 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{H5} = \Delta'_{05} + \Delta_{H5} = 0,415 - 0,075 = 0,34 \text{ мм}$$

Следовательно, $B_5 = 8^{+0,49}_{+0,34}$.

Регулирование производим набором прокладок одинаковой толщины. Примем толщину одной прокладки $S = T_{\Delta} = 0,2$ мм, тогда число прокладок:

$$Z = \frac{\delta_{\text{к}}}{S} = \frac{0,83}{0,20} \approx 4 \div 5 \text{ шт}$$

4.1.4 Анализ технологичности узла

Определим соответствие качественной оценки конструкции редуктора согласно рекомендациям ГОСТ 14205-83 «Технологичность конструкций», ГОСТ 14202-73, ГОСТ 1204-73.

Сборочный чертеж расчленяется на рациональное число составных частей, предусматривается возможность сборки подузлов редуктора – это является одним из основных условий технологичности изделия. Конструкцией редуктора предусмотрена возможность применения стандартных и унифицированных сборочных единиц без применения сложной технологической оснастки. Примером могут быть подшипники, элементы резьбовых соединений, шпоночных соединений и т.д.

Виды используемых соединений, их конструктивные особенности и место расположения отвечают требованиям механизации.

Учтена возможность механизации и автоматизации сборочных работ, т.е. например у ступенчатого вала обеспечен удобный подвод механизированного инструмента для напрессовки подшипников.

Конструкцией сборочного узла предусмотрена базовая часть-корпус, являющаяся основной для размещения остальных составляющих частей.

Базовая часть является удобной для правильной установки на рабочем месте, в приспособлении и т.д. Конструкцией предусмотрено использование конструктивных сборочных баз в качестве технологических и измерительных.

Конструкцией предусмотрена регулировка зубчатого зацепления при установке вала.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		65

Точность расположения составных частей обуславливается точностью их изготовления.

Регулируемые компенсаторы имеют простую конструкцию, свободный доступ для рабочего и контролируемого инструмента при сборке.

Редуктор имеет массу 24,2 кг и допускаются ручной перенос деталей и самого редуктора.

Количественные показатели технологичности узла по ГОСТ 14.201-83.

4.1.5 Методы и схемы контроля

Для обеспечения легкого вращения вала валов в редукторе, необходимо обеспечить осевой зазор между крышкой и конического подшипника. Неправильно установленный зазор служит основной причиной преждевременного износа подшипников.

Пятно контакта проверяем визуально в собранной передаче. Поверхность одного из двух колес покрываем слоем краски толщиной не более 4 – 6 мкм и производят обкатку червяка и червячного колеса при нормальном межосевом расстоянии. В качестве красителя применяем свинцовый сурик, берилловую глазурь. Краску наносят на предварительно обезжиренную поверхность тампоном.

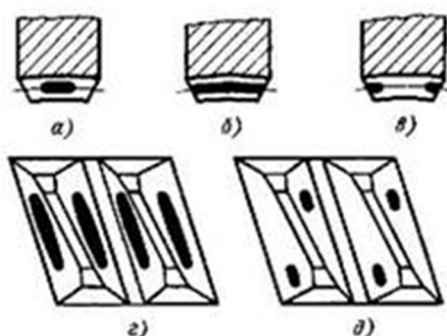


Рисунок 65 – Расположение пятна контакта червячного колеса

При изготовлении червячных колес возможны погрешности формы и расположения пятна контакта. Червячная фреза с завышенным диаметром обеспечивает ограниченное пятно контакта в середине зубчатого венца колеса (Рисунок 65, а). По мере переточки фрезы до номинального диаметра контакт удлиняется и располагается по всей длине зуба (Рисунок 65, б). При использовании фрезы с заниженным после заточки диаметром пятно контакта располагается на концах зуба червячного колеса (Рисунок 65, в), что недопустимо. При расположении пятна контакта на головке или ножке зуба колеса имеется разница в углах профиля фрезы и червяка из-за неправильной заточки фрезы или неправильного изготовления профилей.

Межосевое расстояние $100 \pm 0,130$ мм измерим с помощью микрометра, настраивая его по центрам валов.

4.1.6 Разработка последовательности сборки редуктора

Последовательность общей сборки редуктора определяется его конструктивными особенностями.

Первоначально выявляем все составляющие редуктора – узлы, подузлы, комплекты и отдельно входящие детали. Общую сборку редуктора и сборку любой сборочной единицы начинаем с установки на сборочный стенд основной базирующей детали.

Смонтированные в первую очередь сборочные единицы и детали не должны мешать установке последующих деталей и сборочных единиц.

В первую очередь монтируем сборочные единицы и детали, выполняющие наиболее ответственные функции в работе редуктора.

Наглядно последовательность сборки узла редуктора отображаем в виде технологической схемы сборки редуктора (Рисунок 66).

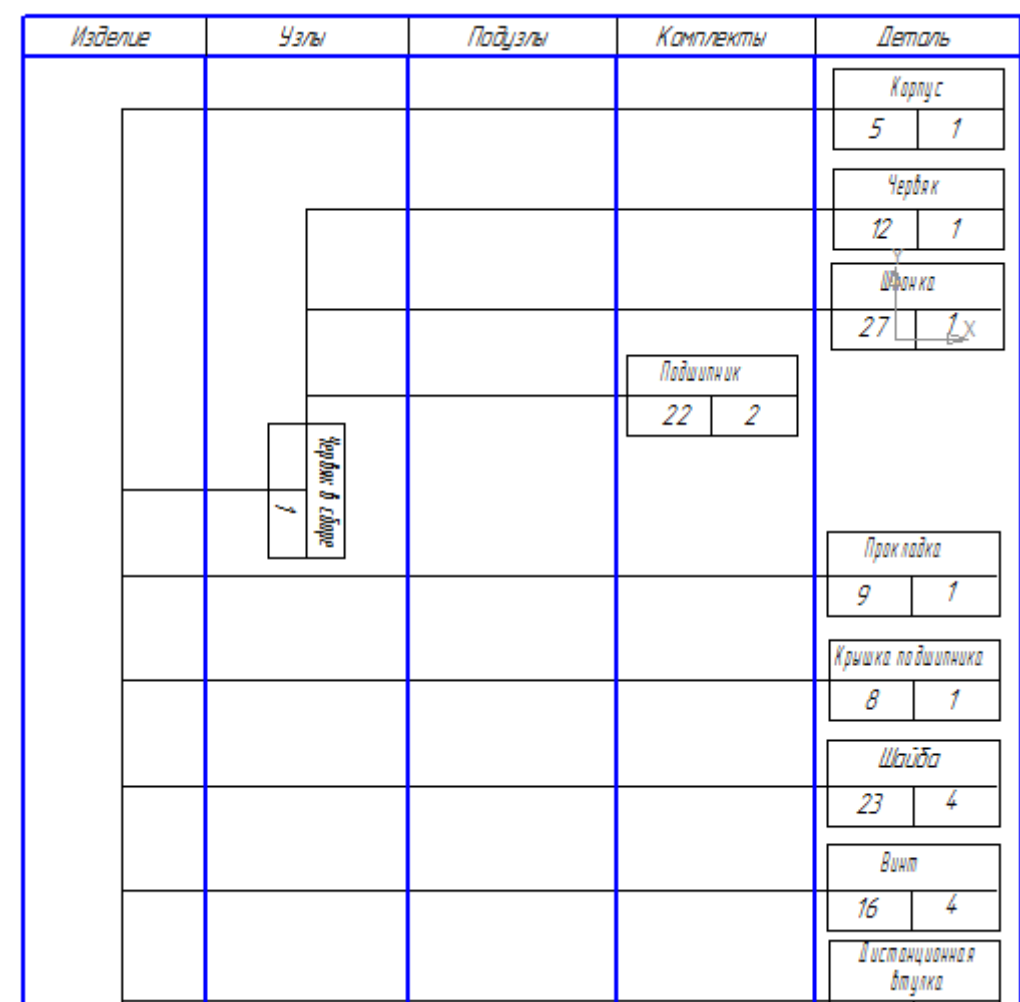


Рисунок 66 – Последовательность сборки червячного редуктора

				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Прокладка</i></td></tr> <tr><td>9</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Прокладка</i>		9	1
<i>Прокладка</i>								
9	1							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Крышка подшипника</i></td></tr> <tr><td>11</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Крышка подшипника</i>		11	1
<i>Крышка подшипника</i>								
11	1							
			<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Манжета</i></td></tr> <tr><td>19</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Манжета</i>		19	1	
<i>Манжета</i>								
19	1							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Шайба</i></td></tr> <tr><td>23</td><td>4</td></tr> </table>	<i>Шайба</i>		23	4
<i>Шайба</i>								
23	4							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Винт</i></td></tr> <tr><td>16</td><td>4</td></tr> </table>	<i>Винт</i>		16	4
<i>Винт</i>								
16	4							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Тихоходный вал</i></td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Тихоходный вал</i>		1	1
<i>Тихоходный вал</i>								
1	1							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Шпонка</i></td></tr> <tr><td>28</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Шпонка</i>		28	1
<i>Шпонка</i>								
28	1							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Шпонка</i></td></tr> <tr><td>26</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Шпонка</i>		26	1
<i>Шпонка</i>								
26	1							
			<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Подшипник</i></td></tr> <tr><td>21</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Подшипник</i>		21	1	
<i>Подшипник</i>								
21	1							
				<table border="1"> <tr><td colspan="2"><i>Червячное колесо</i></td></tr> <tr><td>4</td><td>1</td></tr> </table>	<i>Червячное колесо</i>		4	1
<i>Червячное колесо</i>								
4	1							

Продолжение рисунка 66

4.1.7 Проектирование технологических операций сборки

Используя схему сборки редуктора, проведём нормирование переходов при сборке редуктора [14]. Для каждой работы назначаем оборудование, инструменты, приспособления. Данные приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные по оборудованию и нормированию

№ перехода	Содержание переходов и приёмов	Приспособление	Время, $T_{\text{опер}}$, мин.
1	Комплектовать детали согласно комплектовочной карте.		10
2	Распаковать подшипники 22 – 2 шт., 21 – 2 шт.. Продуть сжатым воздухом.	Продувочный пистолет.	5·0,09+5·0,09
3	Уложить в масляную ванну и греть 30 минут до 60°C.	Масляная ванна.	30,02
Итого на сборочно-подготовительную операцию: $\Sigma T = 40,92$			
Сборка узлов 1,2			
1	Осмотреть червяк поз. 12		0,33
2	Установить червяк поз. 12 в приспособление		0,13
3	Протереть червяк поз. 12 ветошью	Ветошь	0,18
	Обдуть сжатым воздухом паз	Продувочный пистолет	0,17
4	Напрессовать шпонку поз. 27 в паз	Молоток	
5	Смазать подшипник поз. 22 индустриальным маслом		0,11
6	Напрессовать подшипник поз. 22 на червяк поз. 12	Гидравлический пресс	0,15
7	Переустановить червяк поз. 12		0,13
8	Смазать подшипник поз. 22 индустриальным маслом		0,22
9	Подшипник поз. 22 напрессовать на червяк 12 до упора	Гидравлический пресс	0,18
10	Снять червяк поз. 12 в сборе, смазать витки червяка консистентной смазкой, и переместить на общую сборку	Тельфер	0,50
11	Установить тихоходный вал поз. 1 в призмы		0,13
12	Обдуть сжатым воздухом пазы	Продувочный пистолет	0,17
13	Запрессовать шпонку поз. 26 и 28	Напильник, тиски, молоток	2,20
14	Снять вал поз. 1 с призмы, переместить на следующую позицию		0,13
15	Установить тихоходный вал поз. 1 в приспособление		0,13
16	Осмотреть червячное колесо поз.4,		0,11

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

70

№ перехода	Содержание переходов и приёмов	Приспособление	Время, $T_{\text{опер}}$, мин.
	смазать отверстие под вал индустриальным маслом		
17	Напрессовать червячное колесо поз.4 на вал поз.1	Гидравлический пресс	0,23
18	Осмотреть втулку поз.3, смазать ее машинным маслом		0,3
19	Напрессовать втулку поз.3 на вал поз.1	Гидравлический пресс	0,10
20	Смазать подшипник поз.21 консистентной смазкой		0,22
21	Напрессовать подшипник поз.21	Гидравлический пресс	0,15
22	Переустановить вал поз.1 в приспособлении		0,13
23	Напрессовать подшипник поз.21	Гидравлический пресс	0,15

Итого на сборку узлов: $\Sigma T = 10,42$

Узловая сборка открытых крышек подшипника (2, 11)

1	Установить крышку торцевую 2 (11) в приспособлении, обдуть сжатым воздухом канавку для манжеты	Продувочный пистолет	0,23
2	Установить манжету 20 (19) в крышку	Отвертка, оправка, молоток	0,46
3	Снять крышку торцевую 2 (11) в сборе		0,08
4	Переместить крышку торцевую 2 (11) в сборе на общую сборку		0,02

Итого на сборку крышки торцевой: $\Sigma T = 1,3 \cdot 2 = 2,6$

Общая сборка редуктора

1	Осмотреть корпус поз.5 со всех сторон		0,4
2	Установить корпус поз. 5 в приспособлении		0,13
3	Протереть гнезда подшипников в корпусе и смазать их индустриальным маслом	Ветошь	0,25
6	Накинуть прокладку поз. 9 на крышку подшипника поз. 8		0,02
7	Установить крышку подшипника поз.8 в корпус поз. 5		0,08 0.88
8	Установить шайбы пружинные поз. 23 на винты поз.16, ввернуть винты поз.16 в корпус поз.5 предварительно	Винтоверт электрический	Уст шайбы – 0,03·4 Ввер винт-0,09·4
9	Потянуть винтоверт, включить		0,04
10	Ввернуть винты поз.23 окончательно		0,54
4	Установить червяк 12 в сборе в корпус поз.5	Тельфер	0,50

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

71

№ перехода	Содержание переходов и приёмов	Приспособление	Время, $T_{\text{опер}}$, мин.
	Установить дистанционную втулку поз. 10 в корпус поз.5 до упора подшипника		
11	Осмотреть крышку в сборе 11		0,24
12	Накинуть прокладку поз.9 на крышку подшипника поз.11 в сборе, установить крышку подшипника поз.11 в корпус поз.5		0,02
13	Установить крышку подшипника поз.11 в сборе в корпус поз.5		0,08
14	Установить шайбы пружинные поз. 23 на винты поз.16 , вернуть винты поз.16 в корпус поз.5 предварительно	Винтоверт электрический	0,18+0,54
15	Потянуть винтоверт, включит		0,04*6
16	Ввернуть винты поз.16 окончательно		0,54
34	Регулировать подшипники поз.22 червяка поз.12		5,8
20	Установить тихоходный вал поз. 1 в сборе в корпус редуктора поз.5	Тельфер	0,50
21	Осмотреть крышку корпуса поз.6 со всех сторон		0,33
22	Накинуть прокладку поз. 7 на крышку подшипника поз.6 и установить в корпус поз.5	Молоток	0,08
23	Установить шайбы пружинные поз.24 на винты поз.17 , вернуть винты поз.17 в корпус поз.5 предварительно	Винтоверт электрический	0,24*4+0,09*4
24	Потянуть винтоверт, включит		0,04*4 12.31
25	Ввернуть винты окончательно		0,24*4
26	Накинуть прокладку поз.13 на крышку подшипника поз.2 тихоходного вала поз.1 и установить ее в редуктор		0,08 13.51
27	Установить шайбы пружинные поз.25 на винты поз.18, вернуть винты поз.18 в корпус поз.5 предварительно	Винтоверт электрический	0,18*6
28	Потянуть винтоверт, включит		0,04*6
29	Ввернуть винты окончательно		0,02*6
34	Регулировать подшипники 21 выходного вала поз.1		5,8
36	Регулировать зацепление червячной пары перемещением червячного колеса шлифованием прокладок поз. 7 и 13	Привод специальный, краска, кисть	8,6
42	Контролировать легкость вращения		0,18

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

72

№ перехода	Содержание переходов и приёмов	Приспособление	Время, $T_{\text{опер}}$, мин.
	ведущего вала		
43	Снять редуктор в сборе		0,1
Итого на сборочную операцию: $\Sigma T = 29,6$			
Итого на общую сборку редуктора: $\Sigma T = 83,54$			

4.2 Технологический процесс изготовления корпуса редуктора

4.2.1 Анализ служебного назначения и технических условий

Корпус редуктора является базовой деталью, на которую устанавливаются различные детали и сборочные единицы. Он обеспечивает требуемую точность положения левых и правых подшипников, которые насажены на валы. Базирование валов осуществляется по расточенным в корпусе отверстиям, в которые устанавливают подшипники.

Корпус редуктора должен обеспечивать постоянство точности относительного положения деталей и механизмов, как в статическом состоянии, так и в процессе эксплуатации машины, а так же плавность работы и отсутствие вибрации. Так же корпус является резервуаром для смазочного масла.

Технические требования:

1. Диаметры основных отверстий под посадку подшипников червяка выполнять по 7му качеству точности.
2. Несоосность отверстий под опоры червяка в пределах 0,025 мм на 652 мм.
3. Конусность и овальность(нецилиндричность) отверстий 0,02 мм.
4. Непараллельность осей отверстий 0,04 мм на 250 мм. (ГОСТ допуски 14140)
5. Допуск межосевого расстояния 0,250 мм
6. Шероховатость привалочных плоскостей 5 класса, а их непрямолинейность 0,01 мм.
7. Допуск на диаметр отверстий под крепежные болты 0,52 мм.
8. Шероховатость отверстий RA=3,2 мм.
9. Неперпендикулярность основных торцевых поверхностей отверстиям под опоры червяка 0,06 на длине 252 мм.

Корпус редуктора изготовлен из чугуна марки СЧ15. Заготовка получаем методом литья по газифицируемым моделям песчаную форму.

Расположение отверстий под установку подшипников расположены таким образом что их обработку можно производить одновременно. При обработке удобный подвод и отвод инструмента.

						<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			73

4.2.2 Методы и схемы контроля

Для корпуса редуктора наиболее важным является контроль точности размеров и относительного положения главных отверстий. Главными являются отверстия $\varnothing 55H7$, $\varnothing 55H7\text{мм}$ – в них устанавливаются подшипники, $\varnothing 80H7$ – для установки подшипника, а $\varnothing 174H7\text{мм}$ – устанавливаем крышку, в которой находится второй подшипник.

При выборе измерительных средств необходимо учитывать требования к точности контролируемой детали и допускаемые предельные погрешности измерительного прибора.

Микрометрические нутромеры (штихмассы) имеют цену деления 0,01мм и обеспечивают измерение диаметров отверстий 50...600мм и более.

Измерение точности поворота оси отверстия относительно базовой плоскости и точности расстояния от отверстия до плоскости выполняют на контрольной плите с использованием контрольной оправки и индикатора на стойке.

Это относится к вертикальному направлению, а в горизонтальном направлении контроль производят с помощью угольника. Помимо индикатора могут быть использованы штангенрейсмас, штихмасс или мерные плитки.

Отклонение от перпендикулярности оси одного отверстия к оси другого проверяют с помощью индикатора на оправке или калибра.

Отклонение от перпендикулярности торцевой плоскости к оси отверстия проверяют с помощью калибра или индикатора, установленного в специальной оправке.

Измерение точности положения осей крепёжных отверстий в заданной плоскости можно произвести с помощью контрольных оправок. Для измерения используют линейки, угольники.

Индикатор 2 МИГ (Рисунок 67). Величина отклонения от соосности равна половине разностей отчета по шкале индикатора при полном его обороте.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						74
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

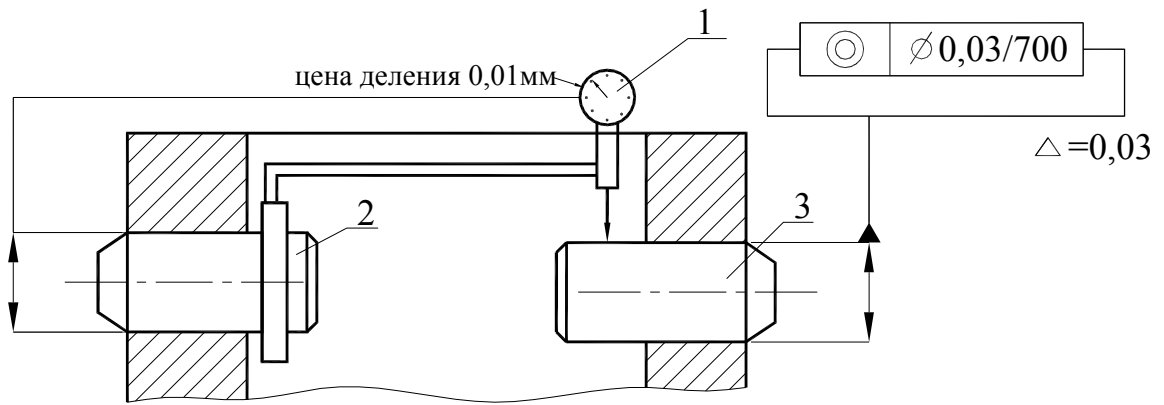


Рисунок 67– Схема измерения соосности отверстий

Непараллельность отверстия к основания корпуса (основная установочная плоскость) измеряется с помощью специальной оправки и индикатора 2 МИГ (цена деления 0,01мм), допуск равен разности показаний индикатора. (Рисунок 68)

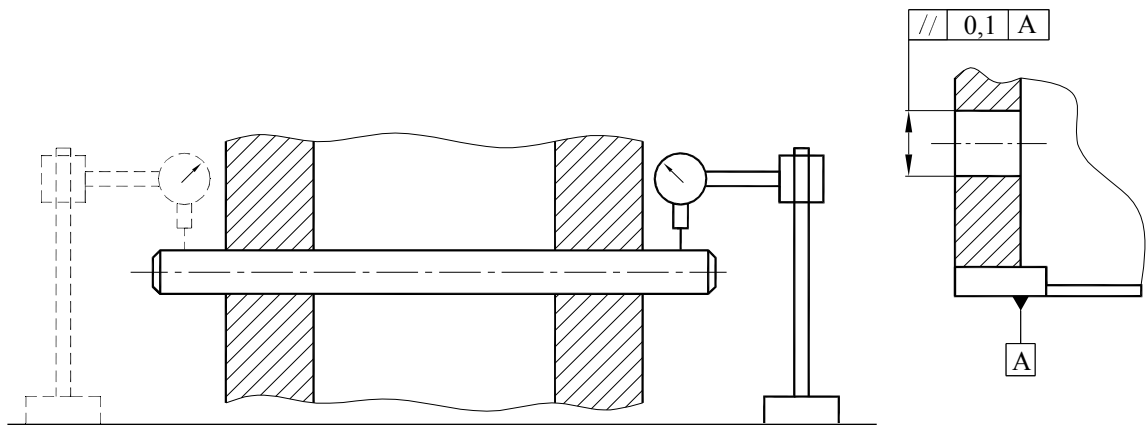


Рисунок 68– Схема измерения непараллельности отверстия

Неперпендикулярность торцевой плоскости оси отверстия измеряется с помощью индикаторного приспособления. Неperпендикулярность определяют как разность показаний индикатора при вращении относительно оси отверстия. (Рисунок 69)

Индикатор 2 МИГ цена деления 0,01мм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

75

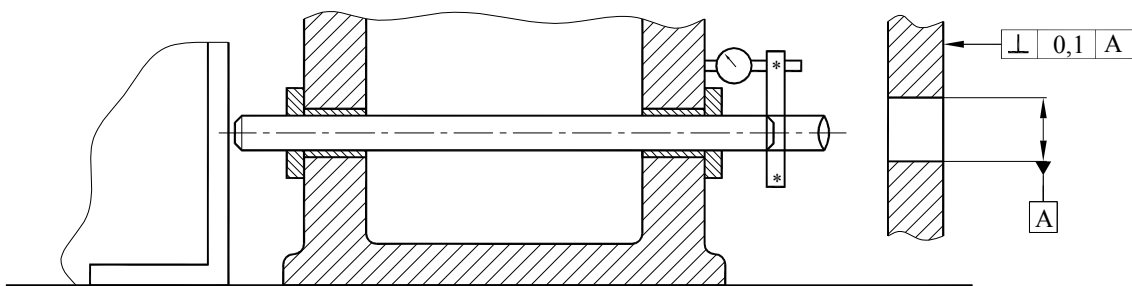


Рисунок 69– Схема измерения неперпендикулярности торцевой плоскости

Допуск межосевого расстояния проверяем с помощью межцентрового микрометра МЦ – 400Б цена деления 0,01мм. (Рисунок 70)

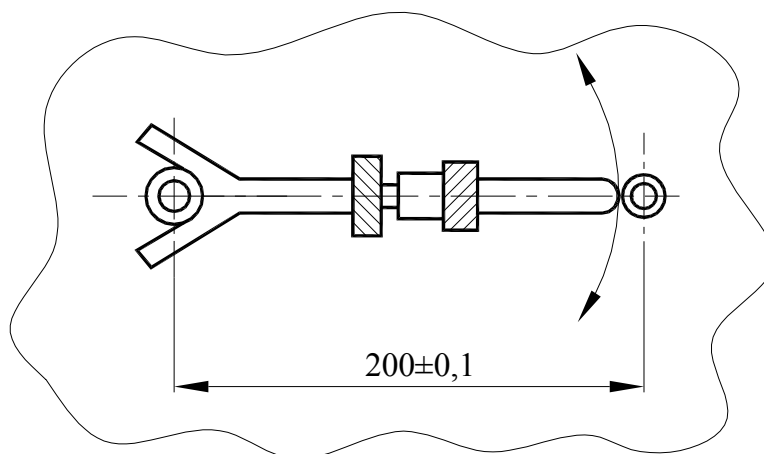


Рисунок 70– Схема измерения межосевого расстояния

4.2.3 Выбор экономичного варианта получения исходной заготовки

Марку материала для изготовления корпусных деталей выбираем исходя из служебного назначения корпуса и условий его работы. Также необходимо учитывать технологические факторы, определяющие методы получения заготовки, обрабатываемость материала и связанные с этим денежные затраты [9,стр.149].

В качестве материала для изготовления корпуса примем серый чугун марки СЧ 15. Серый чугун является основным конструкционным материалом для изготовления корпусных деталей. При относительно невысокой стоимости он обладает хорошими литейными свойствами, что позволяет делать отливки сложной конфигурации. Серый чугун хорошо обрабатывается и имеет неплохие физико-механические свойства. Отливки из серого чугуна обладают высокой циклической вязкостью, что способствует демпфированию колебаний.

Выбор заготовки означает определение рационального метода ее получения, назначение требуемых припусков на обработку резанием и выявление комплекса технических требований, характеризующих

геометрическую точность заготовки и физико-механические свойства материала.

Заготовки корпусных деталей получают литьем и сваркой.

Основными способами получения литых заготовок являются: литье в песчаную форму, в кокиль, под давлением, литье в оболочковые формы, так же литье по выплавляемым моделям.

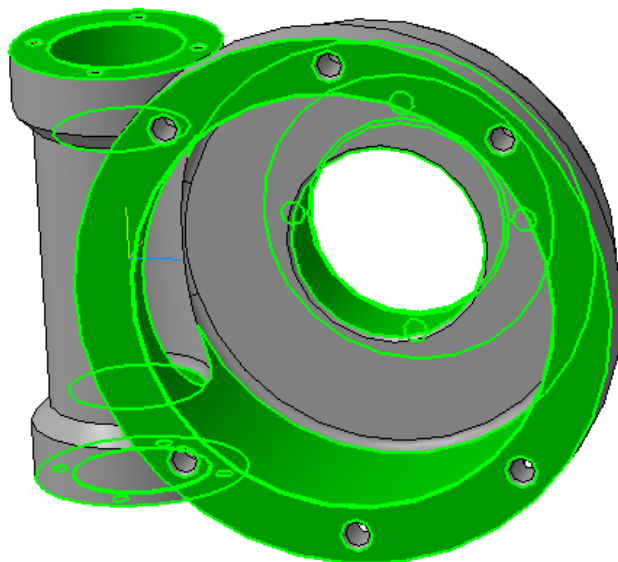
В единичном производстве при изготовлении отливок, в приоритете изготовление литьем в песчанно-глиняные смеси. Так же литье чугуна по газифицируемым моделям. Этот метод является самым последним и достаточно эффективным. Он позволяет существенно снизить себестоимость отливки чугуна. Благодаря этому методу есть возможность выпускать отливки небольшой стоимости. Данный метод можно использовать в машиностроении и других промышленности. Именно этот метод используют большинство компаний в своем производстве отливок чугуна.

Технико-экономический анализ варианта получения заготовки

Классификация отливок по сложности приводятся по прейскуранту оптовых цен. Поэтому классификаторы отливки делятся на пять групп сложности.

1. Расчет получения заготовки литьем в песчанно-глиняные смеси (литье в землю) – класс точности отливки 10 -14 по ГОСТ 26645-85.

Для нахождения массы заготовки, учитываем площадь обрабатываемых поверхностей, припуск на обработку принимаем 5 мм, а так же плотность материала (Рисунок 71).



Твердое тело	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho, \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$
Осмий	22 600	22,6
Иридий	22 400	22,4
Платина	21 500	21,5
Золото	19 300	19,3
Свинец	11 300	11,3
Серебро	10 500	10,5
Медь	8900	8,9
Латунь	8500	8,5
Сталь, железо	7800	7,8
Олово	7300	7,3
Цинк	7100	7,1
Чугун	7000	7,0
Корунд	4000	4,0
Алюминий	2700	2,7

а)

б)

Рисунок 71 – Данные к расчету объема стружки: а – Поверхности корпуса подвергающиеся обработке; б – Таблица плотности металлов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

77

Стоимость заготовки при литье холодно-твердеющие смеси, имеющей 9-11 класс точности отливки, можно определить по формуле:

$$S_{лит} = \left(\frac{C_i}{1000} \cdot Q \cdot k_T \cdot k_C \cdot k_B \cdot k_M \cdot k_{II} \right) - (Q - q) \cdot \frac{S_{отх}}{1000} \quad (64)$$

где $C_i = 69\,000$ - базовая стоимость 1т заготовок [7];
 $Q = 10,3$ кг - масса заготовки;
 $q = 7,5$ кг - масса готовой детали;
 $S_{отх} = 6000$ руб. - цена 1т отходов ;
 $k_T = 1$ - коэффициент, зависящий от класса точности отливки, (СЧ15);
 $k_M = 1$ - коэффициент, зависящий от марки материала, (СЧ15);
 $k_C = 1,2$ - коэффициент, зависящий от группы сложности отливки, (4 группа сложности);
 $k_B = 0,84$ - коэффициент, зависящий от массы отливки;
 $k_{II} = 1,44$ - коэффициент, зависящий от объёма производства.

Подставляем значения в формулу 64

$$S_{заг1} = \left(\frac{69\,000}{1\,000} \cdot 10,3 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 1,44 \right) - (10,3 - 7,5) \cdot \frac{6\,000}{1\,000} = 1\,015 \text{ руб.}$$

2) Расчет получения заготовки путем литья чугуна по газифицируемым моделям.

Для нахождения массы заготовки, учитываем площадь обрабатываемых поверхностей, припуск на обработку принимаем 3 мм, а так же плотность материала (Рисунок 71).

Стоимость заготовки при литье холодно-твердеющие смеси, имеющей 7-9 класс точности отливки, можно определить по формуле:

$$S_{лит} = \left(\frac{C_i}{1000} \cdot Q \cdot k_T \cdot k_C \cdot k_B \cdot k_M \cdot k_{II} \right) - (Q - q) \cdot \frac{S_{отх}}{1000} \quad (65)$$

где $C_i = 69\,000$ - базовая стоимость 1т заготовок [12];
 $Q = 9,18$ кг - масса заготовки;
 $q = 7,5$ кг - масса готовой детали;
 $S_{отх} = 6000$ руб. - цена 1т отходов ;
 $k_T = 1$ - коэффициент, зависящий от класса точности отливки, (СЧ15);
 $k_M = 1$ - коэффициент, зависящий от марки материала, (СЧ15);

$k_C = 1,2$ – коэффициент, зависящий от группы сложности отливки, (4 группа сложности);

$k_B = 0,91$ – коэффициент, зависящий от массы отливки;

$k_D = 1,44$ – коэффициент, зависящий от объема производства.

Подставляем значения в формулу 65

$$S_{заг2} = \left(\frac{69\,000}{1\,000} \cdot 9,18 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 1,44 \right) - (9,18 - 7,5) \cdot \frac{6\,000}{1\,000}$$
$$= 986 \text{ руб.}$$

Выбираем изготовление заготовки методом литья по газифицированным моделям, так как этот метод является меньший класс точности, что дает меньший припуск на обработку. А так же стоимость получения заготовки получилась немного меньше, чем литье в землю.

Допуск на линейные размеры отливок по ГОСТ26645-85 1,8 мм для линейных размеров и 1,8 мм для отверстий.

Минимальный литейный припуск на сторону 0,5 мм [ГОСТ 53464-2009, табл.5].

Общий припуск на мех. обработку линейных поверхностей 1,8 мм [ГОСТ 53464-2009, табл.6].

Радиусы закруглений для всех уступов 3-5 мм. На отверстия под крепежные болты и пробки назначаем напуск.

Технологический процесс получения заготовки.

1. Изготовление формы модели из пенопласта
2. Засыпаем форму песком со связующим
3. Утрамбовываем песок с формой
4. Заливаем жидкий чугун, и пенополистерол превращается в газ
5. Охлаждаем
6. Разрушаем опоку и достаем деталь

4.2.4 Обоснование выбора технологических баз и разработка последовательности изготовления

Последовательность выполнения первых этапов проектирования технологического процесса изготовления детали, включая выбор технологических баз, представлена на схеме (Рисунок 72).

										Лист
										79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ					

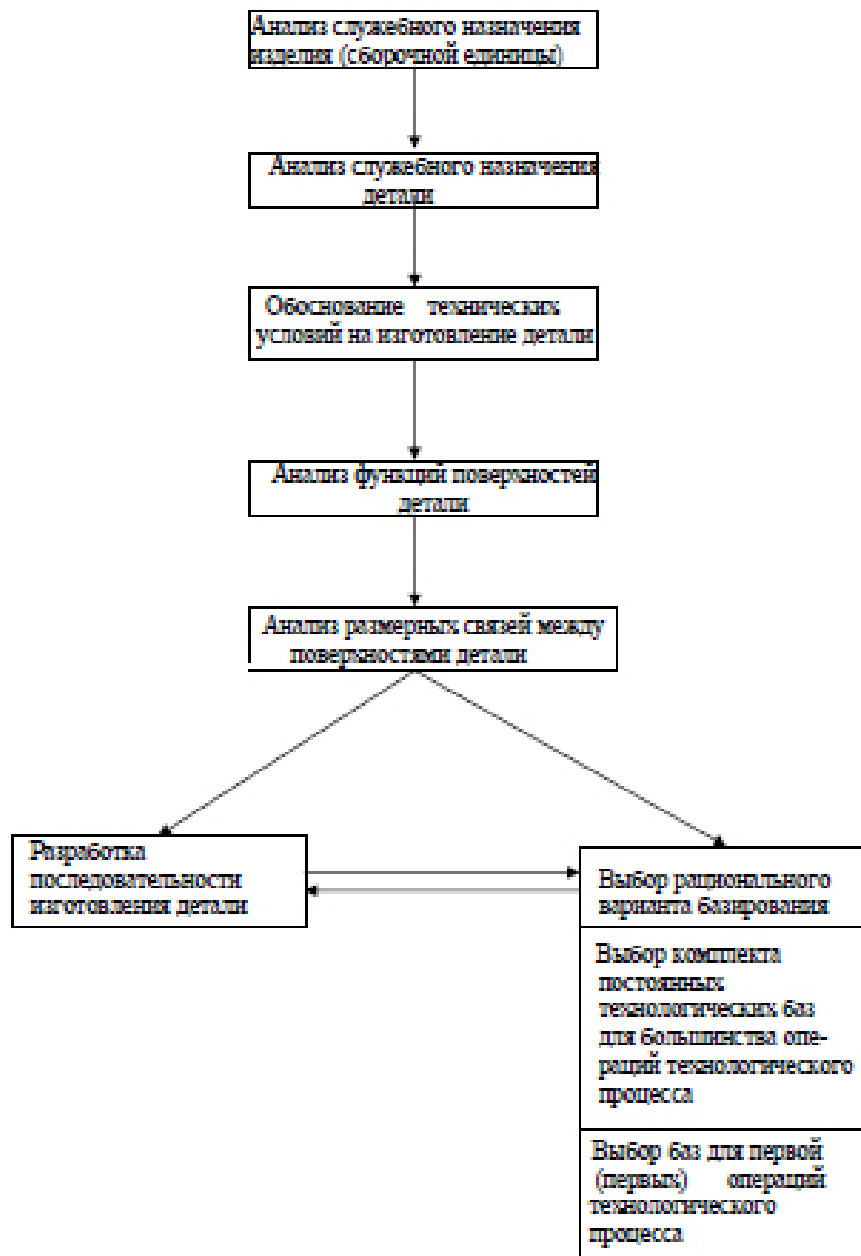


Рисунок 72 - Последовательность выполнения первых этапов проектирования технологического процесса изготовления детали

Основные положения по выбору технологических баз:

1. Выбору технологических баз предшествует анализ служебного назначения детали и обоснование технических условий на ее изготовление, позволяющие четко сформулировать задачи обработки.

2. Анализируя функции поверхностей деталей (исполнительные поверхности, основные и вспомогательные конструкторские базы, свободные поверхности) и размерные связи между ними, находят поверхности, относительно которых задано положение большинства других ее поверхностей. Для достижения заданной точности требуемых размерных связей поверхностей детали кратчайшим путем следует именно эти

поверхности использовать в качестве технологических баз на большинстве операций технологического процесса.

3. Чаще положение большинства поверхностей задается относительно основных конструкторских баз детали. Поэтому, в соответствии с принципом единства баз, как правило, в качестве технологических баз выбирают основные базы детали.

4. В зависимости от сформулированных задач обработки соответствующим выбором баз реализуют преимущества координатного и цепного методов достижения точности.

5. Реализация принципа постоянства баз, т.е. обработка большинства поверхностей заготовки с использованием одного постоянного комплекта технологических баз, позволяет использовать преимущества координатного метода достижения точности. При координатном методе исключается влияние погрешности установки на точность относительных поворотов поверхностей и устраняются дополнительные погрешности, возникающие при смене баз.

6. В зависимости от конкретной ситуации и задачи обработки возможны отступления от принципа единства и постоянства баз в частности, если:

положение большинства поверхностей детали задано не относительно основных баз, а относительно других поверхностей, например, вспомогательных баз (станина токарного станка);

габаритные размеры основных баз детали недостаточны для создания надежного комплекта технологических баз (обеспечения определенности базирования) или их физически неудобно использовать в качестве технологических баз;

принципы единства и постоянства баз и координатный метод получения размеров на обеспечивают или: затрудняет обеспечение заданной точности отдельных размеров, заданных от поверхностей, которые не являются основными базами. Для достижения точности этих размеров на соответствующих операциях в качестве технологических баз используют те поверхности, относительно которых они непосредственно заданы. В данном случае целесообразно использовать преимущество цепного метода, обеспечивающего кратчайшую размерную цепь и наибольшую точность указанных размеров.

7. Выбор технологических баз определяет реализацию принципа кратчайшего пути при достижении точности (минимизацию количества составляющих звеньев в размерной цепи, обеспечивающей точность заданного размера). Высокие требования к точности обеспечиваются самым кратчайшим путем, когда достигаемый размер является замыкающим звеном в технологической размерной цепи системы “станок - приспособление – инструмент - заготовка”.

8. В первую очередь технологические базы выбирают для обеспечения точности относительных поворотов поверхностей детали, а затем - точности

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

расстояний. Это объясняется тем, что точность относительных поворотов обеспечивается на станках методами взаимозаменяемости, что практически исключает возможность коррекции, а точность расстояний - методом регулирования, при котором возможна компенсация отклонений.

9. Выбранный комплект технологических баз должен обеспечивать выполнение правила шести точек и условий определенности базирования детали.

10. При отсутствии надежного комплекта технологических баз, недостаточных габаритах или физическом неудобстве использования основных баз в качестве технологических, создают искусственные технологические базы в виде приливов, центровых отверстий и т.д.

11. Если деталь невозможно обработать с одной установки, задача выбора технологических баз решается в две стадии:

выбирается схема базирования для большинства операций технологического процесса;

выбирается база для первой (первых) операции.

Анализ функционального назначения поверхностей и размерных связей между ними можно облегчить и сделать путем построения графа связи поверхностей детали (Рисунок 74). Для этого поверхности детали обозначают индексами из букв О, В, К, С и цифр, которые устанавливаю функциональное назначение поверхности и ее номер. Буквы, входящие в индекс, обозначают:

О - основные базы,

В- вспомогательные базы,

К - крепежные и резьбовые отверстия,

С - свободные поверхности детали, включая и необрабатываемые

В первую очередь необходимо выбирать технологические базы для обработки большинства поверхностей детали, а затем базы для первой или первых операций.

Для заготовок корпусных деталей характерным является наличие нескольких комплектов вспомогательных баз, образуемых сочетанием различных геометрических поверхностей, которые определенным образом связаны с основными базами и между собой.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

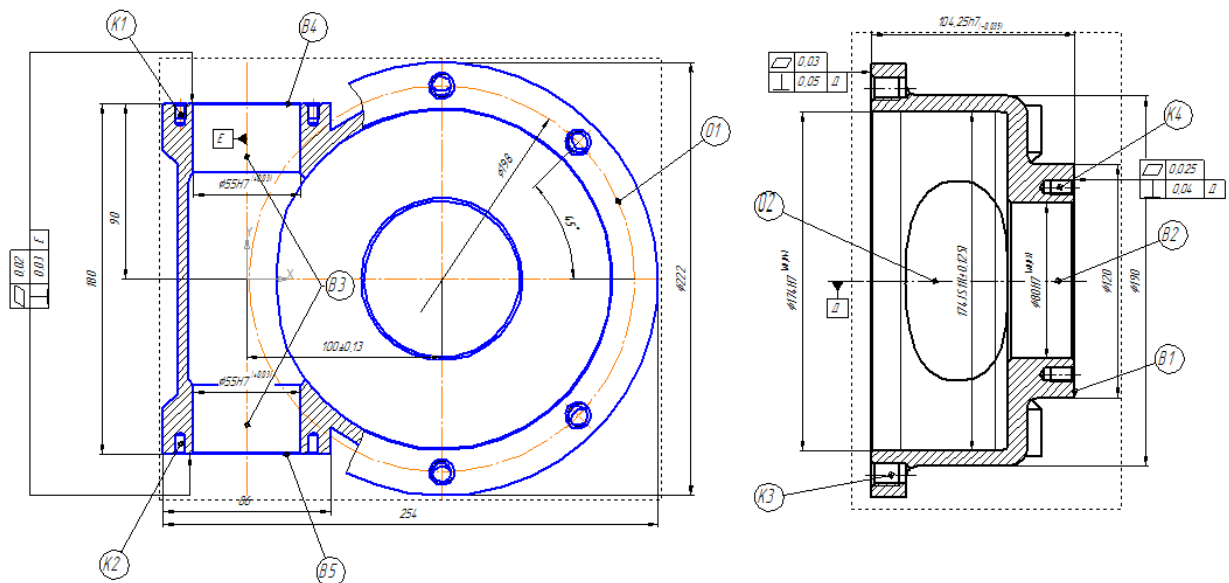


Рисунок 73 – Обозначение функционального назначения поверхностей корпусной детали

Анализ функционального назначения различных поверхностей детали и размерных связей между ними позволяет определить поверхности, относительно которых задано положение большинства других поверхностей, и выявить поверхности, к которым предъявляют наиболее жесткие технические требования, необходимость выполнения их во многом определяет принимаемые решения.

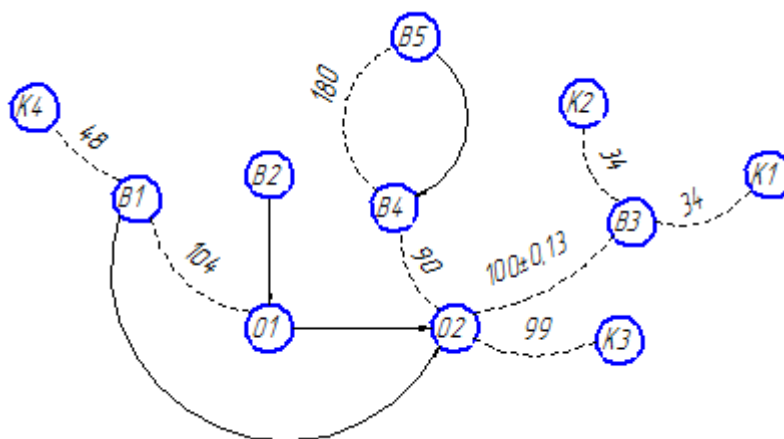


Рисунок 74 - Граф связи поверхностей детали

4.2.5 Разработка и обоснование схем базирования

Задачи:

Реализация выявленных связей между поверхностями корпуса.

При обработке корпуса требуется обеспечить равномерность припуска в отверстия $\varnothing 174$.

Первая задача определяется техническими условиями, вытекающими из служебного назначения детали. Вторая задача определяется требованиями

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

83

технологии. При решении второй задачи при выборе баз на первой операции руководствуются двумя основными положениями:

необходимостью сохранения наиболее качественного слоя материала на поверхностях детали, подвергающихся при ее работе в машине интенсивному износу:

необходимостью обеспечения равномерного распределения припуска на обработку поверхностей (прежде всего, отверстий). При обработке плоскостей равномерный припуск позволяет снять минимально необходимый слой материала и сохранить наиболее качественную зону поверхностного слоя материала

При обработке отверстий равномерный припуск позволяет устранить колебания упругих отжатий инструмента и вызываемые ими погрешности геометрической формы и за счет этого уменьшить необходимое количество технологических переходов, необходимых для достижения заданной точности геометрической формы.

Таким образом, в качестве количественных критериев для сравнения вариантов базирования на первой или первых операциях принимают точность связи между обрабатываемыми и необрабатываемыми поверхностями и равномерность припуска на обработку.

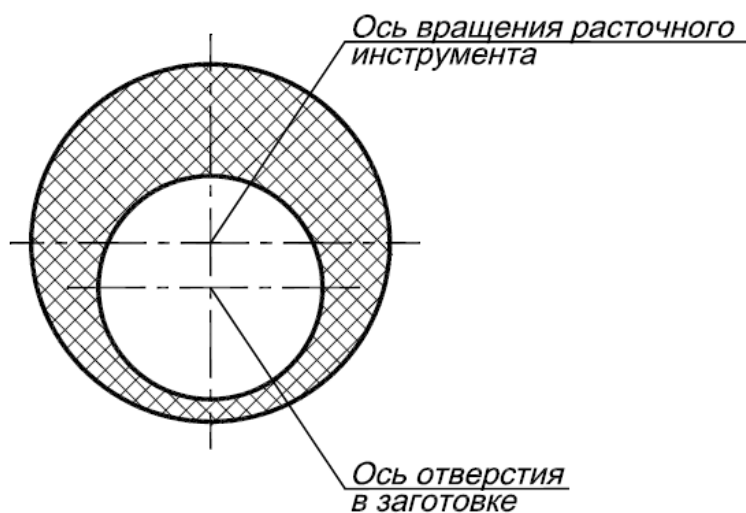


Рисунок 75 – Неравномерный припуск на обработку отверстия, вызванный несовпадением оси литого отверстия и оси вращения расточного инструмента

При выбранной схеме базирования детали на расточной операции неравномерность припуска проявится как относительное смещение оси отверстия в литой заготовке и оси расточного инструмента, так же обеспечение соосности осей отверстия $\varnothing 174$ и $\varnothing 80$. (Рисунок 75).

По первому варианту базирования устанавливаем корпус редуктора на центрирующий конус в отверстие $\varnothing 174$ (Рисунок 76) в качестве установочной базы можно использовать поверхности большого фланца, а в качестве направляющей и опорной технологических баз – отверстие $\varnothing 174$.

Погрешность совпадения оси литого отверстия $\varnothing 80$ и оси отверстия $\varnothing 174$ (основная базовая поверхность O2). Погрешность по этому варианту базирования состоит только из точности технологической системы станка.

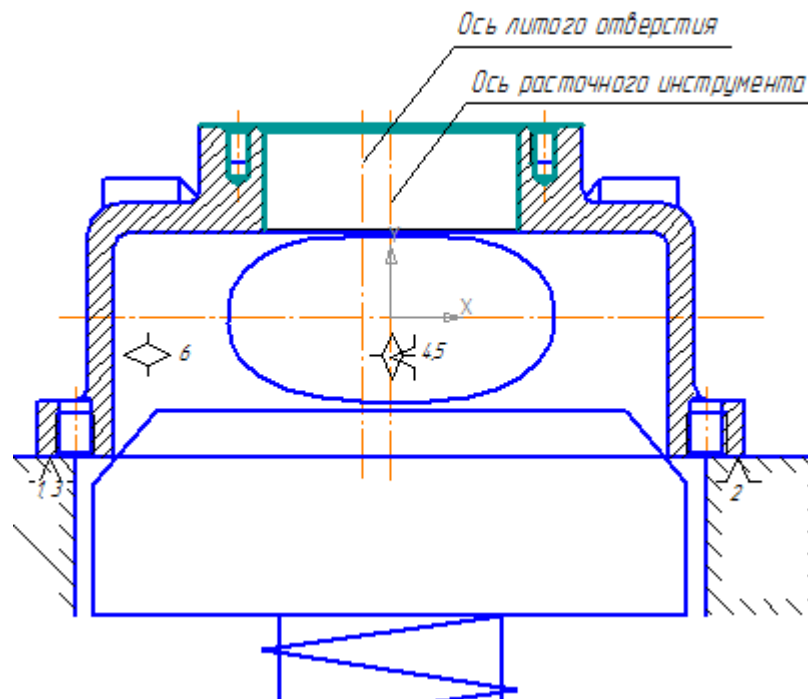


Рисунок 76 – Первый вариант базирования на первой операции

Во втором варианте может быть выбрана схема базирования на первой операции, при установке на призме с односторонним прижимом (Рисунок 77). Базами заготовки будут являться поверхность торца отверстия 174 мм, наружная цилиндрическая поверхность $\varnothing 222$ и поверхность червяка.

При таком варианте базирования погрешность будет складываться из погрешности несовпадения оси литого отверстия и оси расточного инструмента, так же погрешности формы литой наружной поверхности $\varnothing 222$.

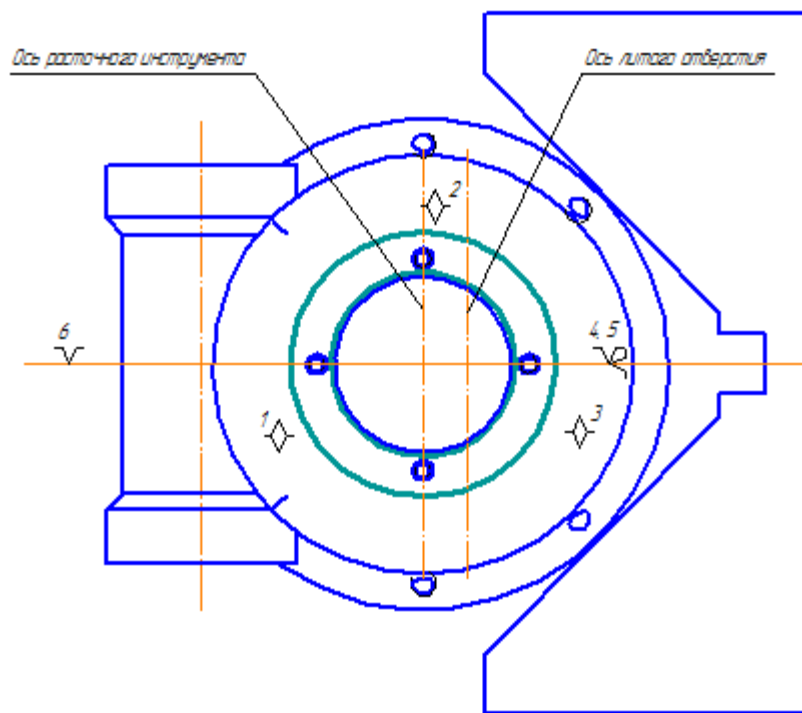


Рисунок 77 – Второй вариант базирования на первой операции

Третий вариант базирования (Рисунок 78) предполагает установку заготовки в самоцентрирующих зажимных устройствах (две призмы).

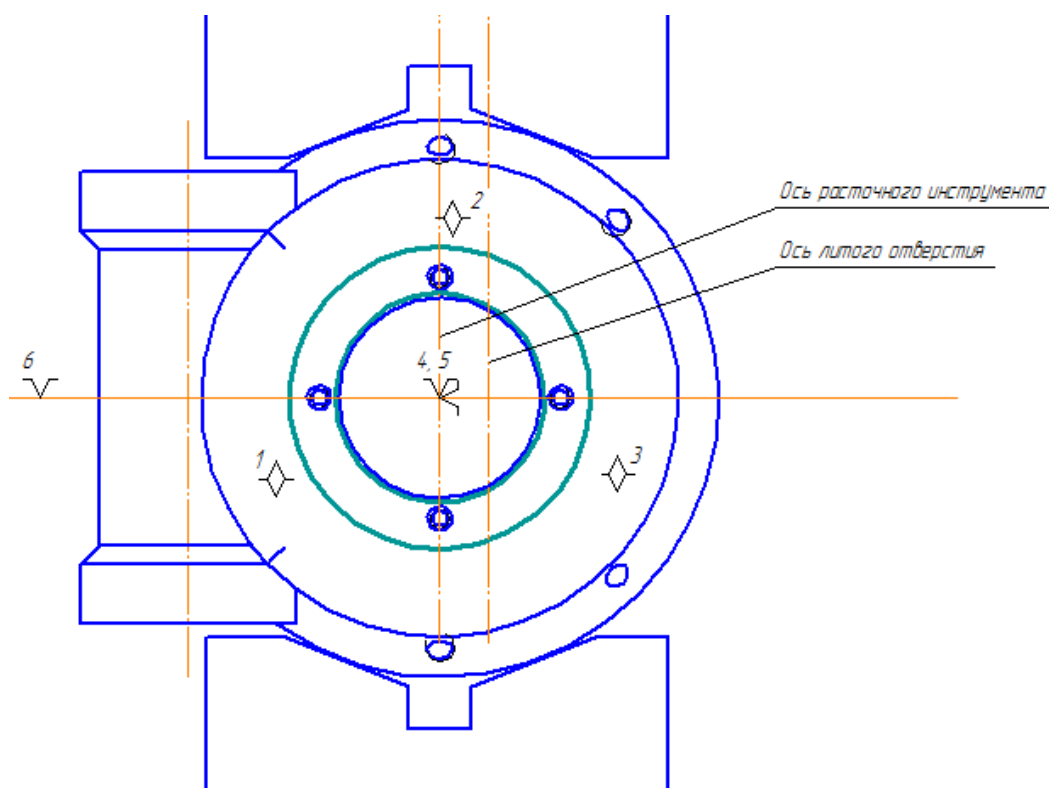


Рисунок 78 – Третий вариант базирования на первой операции

Базами заготовки будут являться поверхность торца отверстия 174 мм, наружная цилиндрическая поверхность $\varnothing 222$. При таком варианте

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

86

базирования погрешность будет складываться из погрешности несовпадения оси литого отверстия и оси расточного инструмента, так же погрешности формы литой наружной поверхности $\varnothing 222$.

Так как в первом варианте базирования заготовки погрешность несоосности отверстия $\varnothing 80$ и отверстия $\varnothing 222$ складывается только из точности технологической системы станка, поэтому выбираем его как базирование на первой операции.

4.2.1 Определение припусков и межпереходных размеров

Рассчитать припуск на обработку отверстия в корпусе на размер $\varnothing 55H7$.

Заготовка представляем собой отливку 1-ого класса точности, массой 9,18 кг. Технологический маршрут обработки отверстия $\varnothing 55H7$ состоит из трех операций: черного, чистового и тонкого растачивания, выполняемых при одной установке обрабатываемой детали.

Обработку отверстия выполняем на вертикально-фрезерном станке за одну установку. В результате обработки необходимо обеспечить точность $55^{+0,030}$ ($IT_d = 0,030$ мм) и шероховатость поверхности $Ra=0,08$ мкм.

По табл.3.5 для 7-ого класса точности находим допуск $IT_3 = 1$ мм на диаметр пролитого отверстия отливки и назначаем предельные отклонения отверстия $\pm 0,5$ мм.

Таким образом в результате обработки необходимо обеспечить требуемое уточнение по диаметру отверстия

$$\varepsilon_{T0} = \frac{IT_3}{IT_d} = \frac{1}{0,03} = 33$$

Окончательную точность отверстия можно обеспечить путем точного развертывания, которому должна предшествовать чистовая расточка с точностью $IT_3 = 0,06$ мм. Для этого должны быть выполнены переходы: черновая расточка $IT_2 = 0,19$ мм; зенкерование $IT_1 = 0,3$ [13,табл.2.3].

При данном сочетании технологических переходов уточняют:

$$\varepsilon_4 = \frac{IT_3}{IT_d} = \frac{0,06}{0,03} = 2, \quad \varepsilon_3 = \frac{IT_2}{IT_3} = \frac{0,19}{0,06} = 3,2,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{IT_1}{IT_2} = \frac{0,3}{0,19} = 1,7, \quad \varepsilon_1 = \frac{IT_3}{IT_1} = \frac{1}{0,3} = 3$$

что обеспечит достижение требуемой точности отверстия

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 \varepsilon_4 \geq \varepsilon_{T0} = 33$$

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Минимальные припуски для каждого из выбранных переходов рассчитывают по формуле

$$z_{min} = 2 \left(Rz_{i-1} + T_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right), \quad (66)$$

где Rz_{i-1} , T_{i-1} —соответственно высота неровностей и глубина дефектного поверхностного слоя на предшествующем технологическом переходе, мкм;

Δ_{i-1} —суммарное значение пространственных отклонений для элементарной поверхности на предшествующем переходе, мкм;

ε_i —погрешность установки заготовки на выполняемом переходе, мкм.

При этом значения Rz и T берем из табл.2.13., а погрешность геометрической формы отверстия находим как половину допуска на диаметральный размер соответствующего технологического перехода. Так как обработку выполняем с одной установки, то для второго, третьего и четвертого переходов значение $\varepsilon_0 = 0$.

$$Z_{4min} = 2(0,005 + 0,005 + 0,5 \cdot 0,06) = 0,08 \text{ мм};$$

$$Z_{3min} = 2(0,02 + 0,02 + 0,5 \cdot 0,19) = 0,27 \text{ мм};$$

$$Z_{2min} = 2(0,08 + 0,08 + 0,5 \cdot 0,3) = 0,62 \text{ мм}.$$

Особенность расчета имеет место при определении наименьшего припуска z_{1min} на первом переходе. Для 5-ого ряда припусков суммарное значение $(Rz+h)=0,5$ мм, как минимальный литейный припуск. Допуск формы и расположения берем для отливки со степенью коробления 5 и длине нормируемого участка 200 мм, $\Delta = 0,64$ мм.

Погрешность установки в данном случае проявляется как смещение центра обрабатываемого отверстия заготовки в двух координатных направлениях ε_z и ε_y .

Результирующее отклонение центра отверстия, обусловленное погрешностью установки заготовки, составит

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_z^2 + \varepsilon_y^2} = \sqrt{0,54^2 + 0,58^2} = 0,79 \text{ мм}.$$

Таким образом, наименьший припуск z_{1min} на первом переходе зенкерования отверстия составит

$$2Z_{1min} = 2 \left(0,5 + \sqrt{0,64^2 + 0,79^2} \right) = 3,03 \text{ мм}.$$

										Лист
										88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

При расчете минимального припуска на первом переходе обработки отверстия Z_{1min} необходимо введение дополнительной составляющей Δ_E^{max} .
В результате получим

$$\Delta_E^{max} = \sqrt{2,25^2 + 0,4^2} = 2,28 \text{ мм.}$$

Окончательно минимальный припуск на первом переходе составит

$$2Z_{1min}^* = 2 \left(\sqrt{3,03^2 + 2,28^2} \right) = 5,45 \text{ мм.}$$

Максимальные припуски на переходах согласно формуле 66 составят:

$$2Z_{3max} = 0,08 + 0,03 + 0,06 = 0,17 \text{ мм;}$$

$$2Z_{2max} = 0,27 + 0,06 + 0,19 = 0,52 \text{ мм;}$$

$$2Z_{1max} = 5,45 + 0,3 + 1 = 6,75 \text{ мм.}$$

Номинальные припуски находят с учетом принятых предельных отклонений на межпереходных размерах

$$D_4 = D_d = 55^{+0,03}; D_3^{+0,06}; D_1^{+0,3}; D_{3ар}^{\pm 0,5},$$

они соответственно равны

$$2Z_3 = 0,08 + 0,03 + 0 = 0,11 \text{ мм;}$$

$$2Z_2 = 0,27 + 0,06 + 0 = 0,33 \text{ мм;}$$

$$2Z_1 = 5,45 + 0,3 + 0,5 = 6,25 \text{ мм.}$$

Межпереходные размеры составят:

$$D_4 = D_d = 55^{+0,03};$$

$$D_3 = D_d - 2Z_4 = 50 - 0,11 = 49,89^{+0,06} \text{ мм;}$$

$$D_2 = D_d - 2Z_4 - 2Z_3 = 50 - 0,11 - 0,33 = 49,56^{+0,19} \text{ мм;}$$

$$D_1 = D_d - 2Z_4 - 2Z_3 - 2Z_2 = 50 - 0,11 - 0,33 - 6,25 =$$

$$= 43,31 \pm 0,5 \text{ мм.}$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

Общий припуск на обработку отверстия будет равен

$$2Z_0 = 2Z_4 + 2Z_3 + 2Z_2 + 2Z_1 = 0,11 + 0,33 + 6,25 = 6,7 \text{ мм.}$$

Таблица 7 - Припуски и допуски на обрабатываемые поверхности корпуса по ГОСТ 1855-55

Обработка	Размер, мм	Припуск		Допуск, мкм
		табличный, мм	расчётный, мм	
Торцевая поверхность под крышки червяка	70	2,5		±0,4
Торцевая поверхность под глухую крышку выходного вала	120	2,5		±0,6
Торцевая поверхность под крышку выходного вала	222	2,5		±0,6
Отверстие Ø55	Ø55	2·2,5	2·3,35	±0,4
Отверстие Ø80	Ø80	2·2,5		±0,4
Отверстие Ø174	Ø174	2·2,5		±0,6

4.2.2 Расчет режимов резания при обработке корпуса

Черновое растачивание отверстия Ø55 мм:

Операция растачивание под червяк выполняется вертикально-фрезерном обрабатывающем центре Naas VF-1.

Число оборотов шпинделя до 8100 об/мин; мощность станка 22,4 кВт.

Размеры обрабатываемой поверхности Ø55 мм.

Шероховатость Ra=0,8.

Определим элементы режимов резания:

1. Черновое растачивание осуществляем за один проход;
2. Чистовое растачивание осуществляем за один проход;

Рассчитаем черновое растачивание [13, стр.358].

Выбираем резцовую головку SL-SCLCL-25-09HP и расточную оправку марки C5-570-3C 25 230 по каталогу Sandvik (Рисунок 79).



Рисунок 79 - Резцовая головка и расточная оправка

Минимальный размер в заготовке: 42,5 мм.

Материал режущего инструмента – ВК6 (аналог материала, применяемого в пластинах Sandvik).

Вычислим элементы режимов резания, при черновом растачивании:

Черновое растачивание осуществляется за один проход. Глубину резания назначаем исходя из расчетного номинального припуска на черновую обработку, принимаем $t=3,125$ мм.

Подачу при черновом растачивании принимаем $s=0,8$ мм/об.

Скорость резания v (м/мин), по эмпирической формуле:

$$v = K_v \cdot \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \quad (67)$$

где v – скорость резания;

$C_v = 243$ - коэффициент, зависящий от механических свойств и структуры обрабатываемого материала, материала режущей части резца, а так же от условий обработки;

$T=60$ - стойкость инструмента, мин;

$t=3,125$ - глубина резания, мм;

$S=0,4$ – подача, мм/об;

$m=0,20$; $x=0,15$; $y=0,4$ – показатели степеней;

$K_v = 0,9$ – общий поправочный коэффициент.

Значения коэффициента C_v и показателей степени в формуле скорости резания сплава алюминия АмГб резцом, материал режущей кромки которого Р18.

Находим скорость резания:

$$v = 0,9 \cdot \frac{243}{60^{0,20} \cdot 3,125^{0,15} \cdot 0,4^{0,4}} = 117 \text{ м/мин}$$

Находим скорость вращения шпинделя:

										Лист
										91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (68)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 117}{3,14 \cdot 55} = 677 \text{ об/мин.}$$

Находим силу резания:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot v^n \cdot K_p \quad (69)$$

Значение коэффициента C_p и показателей степени в формуле силы резания при точении серого чугуна:

$$\begin{aligned} C_p &= 92; \\ x &= 1; \\ y &= 0,75; \\ n &= 0; \end{aligned}$$

Поправочный коэффициент:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{yp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} \quad (70)$$

$$K_{mp} = 0,94;$$

$$\text{При угле в плане } \varphi=90^\circ, K_{\varphi p} = 0,89;$$

$$\text{При переднем угле } \gamma=0^\circ, K_{yp} = 1,1;$$

$$\text{При угле наклона главного лезвия } \lambda=0^\circ, K_{\lambda p} = 1;$$

$$\text{При радиусе при вершина } r=1,19, K_{rp} = 0,93;$$

Найдем значение поправочного коэффициента:

$$K_p = 0,94 \cdot 1,1 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 0,93 = 0,86$$

Определим силу резания:

$$P_z = 10 \cdot 92 \cdot 3,125^1 \cdot 0,4^{0,75} \cdot 117^0 \cdot 0,86 = 1244 \text{ Н}$$

Мощность резания:

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} \quad (71)$$

$$N = \frac{1244 \cdot 117}{1020 \cdot 60} = 2,378 \text{ кВт} < 22,4 \text{ кВт}$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Мощность резания удовлетворяет условию, т.к. меньше мощности станка.

Норма времени:

$$T_0 = (0,2 \cdot D \cdot L) \cdot 10^{-3} \quad (72)$$

$$T_0 = (0,2 \cdot 55 \cdot 180) \cdot 10^{-3} = 1,98 \text{ мин}$$

Определим минутную подачу:

$$S_{\text{мин}} = s \cdot n \quad (73)$$

$$S_{\text{мин}} = 0,4 \cdot 677 = 270,8 \text{ мм/мин}$$

Выбранные режимы резания приемлемы к данному станку.

Все остальные параметры режимов резания для корпуса червячного редуктора представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Режимы резания и время

Параметры режима резания	Глубина резания t, мм	Подача на зуб Sz, мм	Скорость резания v, м/мин	Основное время T, мин	Мощность резания
Черновое фрезерование торца под глухую крышку вых.вала	1,3	0,8	302	0,93	6,69
Чистовое фрезерование торца под глухую крышку вых.вала	0,5	0,25	335	3,57	0,8
Сверлить 4 глухих отверстия под резьбу М8	6,65	0,2	119	0,89*4	1,35
Нарезать резьбу М8 в 4 глухих отверстиях	1,35	1,25	78,6	0,03*4	1,47
Черновое фрезерование торца под сквозную крышку вых. вала	1,5	0,8	300	1,83	8,43
Чистовое фрезерование торца под сквозную крышку вых. вала	0,7	0,8	319	1,45	4,95
Сверлить 6 отверстий под резьбу М12	10,11	0,259	161	0,99*6	3,41
Нарезать резьбу М12 в 6-ти отверстиях	1,89	0,086	129	0,09*6	0,36
Черновое фрезерование торцев под крышки подшипников червяка	1,3	0,8	315	0,64	5,54
Чистовое фрезерование торцев под крышки	0,5	0,06	204	2,47	0,96

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

93

Параметры режима резания	Глубина резания t, мм	Подача на зуб Sz, мм	Скорость резания v, м/мин	Основное время T, мин	Мощность резания
подшипников червяка					
Сверлить 4 глухих отверстия под резьбу М6	4,92	0,2	121	0,42*6	1,04
Нарезать резьбу М6 в 4 глухих отверстиях	1,08	0,1	114	0,07*4	0,05
Черновое растачивание отверстий					
Ø55мм (расчетный)	1,5*2	0,13	117	1,98	2,3
Ø80 мм	1,5	0,37	277	0,12	0,373
Ø174 мм	2	0,37	277	0,27	4,39
Получистовое растачивание отверстий					
Ø55мм	0,165	0,165	333	0,12	0,373
Ø80 мм	0,165	0,2	333	0,18	0,385
Ø174мм	0,3	0,186	325	0,45	0,385
Чистовое растачивание отверстий					
Ø55мм	0,03	0,305	325	0,145	0,523
Ø80 мм	0,03	0,310	326	0,24	0,103
Ø174 мм	0,04	0,165	326	0,51	0,103

4.2.3 Разработка последовательности изготовления корпуса

Ниже представлена последовательность обработки литейного корпуса редуктора (Рисунок 80). При обработке корпуса необходимо выполнить 3 операции, для которых был выбран вертикально-фрезерный станок HAAS в комплектации с поворотным столом.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

<p>00000014191479006151-89</p> <p>Операция (переход) 005. Вертикально-сверлильно-фрезерная</p> <p>Установка 1</p> <p>1. Чертовое и чистовое фрезерование торца под кривую подлинника. Выдавать размер 1, 2.</p> <p>2. Чертовое и полукистовое расточивание отверстия $\varnothing 80$ под подшипник титанового вала. Выдавать размер 3, 4 и 9.</p> <p>3. Сверлить 4 слухи отверстия под режуву $\varnothing 8$.</p> <p>4. Нарезать режуву в 4 слухи отверстия $\varnothing 8$. Выдавать размеры 4, 5, 6, 7, 8.</p> <p>5. Подвернуть стол на 90° и фрезеровать торцы под кривую подлинника. Выдавать размер 10.</p> <p>6. Сверлить 4 слухи отверстия под режуву $\varnothing 8$. Выдавать размеры 12, 14, 15.</p> <p>7. Нарезать режуву в 4-х слухи отверстия $\varnothing 8$. Выдавать размеры 13, 16.</p> <p>8. Подвернуть стол на 180° и фрезеровать 2-ой торцы под кривую подлинника. Выдавать размер 11.</p> <p>9. Чертовое и полукистовое расточивание отверстия $\varnothing 55$ под подшипники червяка. Выдавать размеры 7, 9 и 17.</p>		<p>Операционный эскиз</p> <p>Установка 1</p> <p>3-х осевой вертикально-фрезерный станок с ЧПУ HAAS VF-3</p>	<p>Операция (переход)</p> <p>Установка 2</p> <p>1. Чертовое и чистовое фрезерование торца под кривую подлинника. Выдавать размер 1.</p> <p>2. Чертовое и полукистовое расточивание отверстия $\varnothing 174$ на глубину 15 мм. Выдавать размер 18.</p> <p>3. Чистовое расточивание отверстия $\varnothing 174$ на глубину 15 мм. Выдавать размер 19, 20.</p> <p>4. Сверлить 6 слуховых отверстий под режуву $\varnothing 12$. Выдавать размеры 21, 22, 24.</p> <p>5. Нарезать режуву в 6-ти слуховых отверстиях $\varnothing 12$. Выдавать размер 23.</p>	<p>Операционный эскиз</p> <p>Установка 2</p> <p>3-х осевой вертикально-фрезерный станок с ЧПУ HAAS VF-3</p>																								
<p>Операция (переход) 010. Слесарная</p> <p>Установить кривую подлинника в корпус подшипника. 2-м диаметры расточить от по диаметры.</p>		<p>Операция (переход) 015. Вертикально-расточная</p> <p>1. Чистовое расточивание отверстий $\varnothing 80$. Выдавать размеры 25, 26, 27.</p> <p>2. Подвернуть стол на 90°.</p> <p>3. Чистовое расточивание отверстия $\varnothing 55$. Выдавать размеры 7, 9, 17.</p>	<p>Операционный эскиз</p> <p>Установка 3</p> <p>3-х осевой вертикально-фрезерный станок с ЧПУ HAAS VF-3</p>																									
<p>БР-151900.62 4.1614.100.000</p> <table border="1"> <tr> <td>Изм.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Подпись</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						<table border="1"> <tr> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>БР-151900.62 4.1614.100.000</td> <td>1</td> <td>БР-151900.62 4.1614.100.000</td> </tr> </table> <p>Последовательность изготовления корпуса редуктора</p> <table border="1"> <tr> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> </tr> <tr> <td>7,56</td> <td>12</td> <td>1</td> <td>2</td> </tr> </table> <p>С 415 ГОСТ 14.12-85</p> <p>КТОМП</p> <p>Корпусовый чертёж 12</p>	Лист	№ докум.	Лист	№ докум.	1	БР-151900.62 4.1614.100.000	1	БР-151900.62 4.1614.100.000	Лист	№ докум.	Лист	№ докум.	7,56	12	1	2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата																								
Лист	№ докум.	Лист	№ докум.																									
1	БР-151900.62 4.1614.100.000	1	БР-151900.62 4.1614.100.000																									
Лист	№ докум.	Лист	№ докум.																									
7,56	12	1	2																									

Рисунок 80 – Последовательность обработки корпуса червячного редуктора

4.2.4 Выбор станка

Выбор станка осуществляется исходя из расчёта режимов резания.

Исходные данные для станка: мощность резания – 22,4 кВт, габариты заготовки – 254x222x120. Характеристики станка с ЧПУ Haas VF-1 ниже (Таблица 9).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 4.1614.100.000 ПЗ

Лист

95

Таблица 9 - Характеристика станка с ЧПУ Haas VF-1

Технологические характеристики		Haas VF-1
Размеры рабочей поверхности стола (Д×Ш), мм		660x356
Максимальная нагрузка на стол, кг		1361
Мощность шпинделя, кВт		22,4
Частота вращения шпинделя, об/мин		8100
Максимальный диаметр инструмента, мм		89
Перемещение	X, мм	508
	Y, мм	406
	Z, мм	508
Количество инструментов		20
Габаритные размеры (Д×Ш×В), мм		3099x3023x2642
Цена, руб		3 395 353

Изображение станка представлено ниже (Рисунок 81).



Рисунок 81 – Вертикально-фрезерный обрабатывающий центр Haas VF-1

Так же для обработки корпуса предполагается поворот заготовки на 90° и 180°, поэтому необходим еще поворотный стол этой же фирмы. Был выбран наклонно-поворотный стол для фрезерных станков Haas TRT160.



Рисунок 82 – Наклонно поворотный стол Haas TRT160

4.2.5 Заключение к разделу

В технологической части были выполнены технология сборки червячного редуктора, технология обработки корпуса, так же составлены маршрутные карты в программе «Вертикаль». Рассчитаны размерные цепи, где был выбран метод пригонки при регулировании подшипников на выходном валу, так как при этом методе получаются минимальные приемлемые допуски замыкающего звена. Выбрана схема базирования заготовки корпуса в центрирующий конус на первой операции обработки. Так же рассчитаны режимы резания при черновой операции обработки отверстия $\varnothing 55$ мм, выбран современный станок и поворотный стол для обработки всего корпуса.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был спроектирован привод установки для изготовления ВУТЭ, удовлетворяющий требованиям движения ленты со скоростью 25 мм/мин. Суммарное передаточное число $u=13562,4$, $n_{\text{вх}} = 6,3 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{вых}} = 0,079 \text{ мин}^{-1}$, $T_{\text{вых}} = 112,44 \text{ Нм}$.

Достоинствами разработанного мной редуктора являются: смазка зацепления консистентной смазкой, минимальные габариты и масса, использование легкодоступных и дешевых материалов.

Недостатки редуктора: низкое КПД, трудная регулировка осевого положения червячного колеса.

Так же была выполнена технология сборки червячного редуктора и технология изготовления корпуса червячного редуктора.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						98
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Механика современных специальных систем. / Василенко Н.В., Галибей Н.И., Янюшкин А.С. и др.// Красноярск. 2004. Том 2. С.688
2. В.И. Богданович, Н.П. Родин, О.В. Ломовский. Применение материалов с эффектом памяти формы в производстве летательных аппаратов. Самара: Изд-во СГАУ, 2007, С.63
3. S. Seriani, P. Gallina. A Storable Tubular Extendible Member (STEM) parallel robot: Modelization and evaluation. // Mechanism and Machine Theory, 2015, Vol 90, 95-107 P.
4. Иванов М.Н. Детали машин.-М.: Высшая школа, 2008, С.521
5. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.-М. : АСАДЕМА, 2007, С.436
6. Чернавский,С.А.. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие / С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др.; – М.: Альянс, 2005. - 416 с.
7. Червячные редукторы: Справочник / Ю. В. Левитан, В.П. Обморнов, В.И. Васильев – Л.: Машиностроение Ленингр. отд-ние, 1985. – 168 с., ил.
8. Солонин И.С. Расчёт сборочный и технологических размерный цепей. 1980.
9. Гусев, А.А. Технология машиностроения (спец. часть) 1986ГОСТ 3675-81. Передачи червячные цилиндрические. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски.
10. Авраменко В.Е. Технология машиностроения. Нормирование сборочных операций. - Красноярск, КрПИ. 1988.
11. П.И. Орлов. Основы конструирования. Справочно – методическое пособие. Том 3. – Москва г.1977
12. Стоимость отливок из чугуна: http://zsm-m.ru/products/lite_chugunnoe/
13. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Том 2 1985.
14. Технология машиностроения. Нормирование сборочных операций. Методические указания / Сост. В.Е. Авраменко, Е.Г. Зеленкова; Политехнический институт СФУ. Красноярск, 2010.

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>99</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

**Приложение А
(обязательное)**

Конструкторская документация

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>100</i>

**Приложение Б
(обязательное)**

Технологическая документация

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	Лист
						101
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		