

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 прецизионного  
планетарного мотор-редуктора специального назначения»

Руководитель: \_\_\_\_\_  
подпись, дата

старший преподаватель Р.С. Лукин

Выпускник: \_\_\_\_\_  
подпись, дата

В.А. Гнатышин

Красноярск 2017

## Содержание

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. Информационный обзор .....	4
1.1 Информационный обзор способов достижения беззазорности .....	4
1.2 Регулирование межцентрового расстояния в передаче .....	4
1.3 Применение колес специальной конструкции.....	5
1.4 Взаимный разворот ветвей.....	6
1.5 Использование гибкого корончатого колеса .....	7
2 Проектно-конструкторская часть .....	9
2.1 Проектирование привода .....	9
2.1.1 Поиск двигателя .....	9
2.2 Выбор кинематической схемы мотор-редуктора .....	11
2.2.1 Кинематический расчет планетарного редуктора .....	14
2.2.2 Геометрия планетарного редуктора .....	14
2.2.3 Проектный расчет планетарной передачи .....	16
2.2.4 Силовой расчет и определение материалов .....	17
2.2.5 Проверочные расчеты.....	21
2.2.6 Конструирование корпуса редуктора .....	22
2.2.7 Выбор подшипника на выходной вал .....	23
2.2.8 Конструкция корончатого колеса.....	28
2.2.9 Оформление чертежей.....	29
2.2.10 Расчет размерной цепи .....	29
2.2.11 Расчет люфта.....	31
2.2.12 Смазывание планетарной передачи .....	32
2.2.13 Заключение по разделу .....	33
3 Расчет элементов редуктора на крутильную жесткость .....	34
3.1 Расчет элементов системы в САЕ-среде ANSYS .....	34
3.1.1 Расчет крутильной жесткости входного вала .....	35
3.1.2 Расчет жесткости подшипников сателлита .....	35
3.1.3 Определение жесткости зацепления между солнечной шестерней и сателлитом .....	37
3.1.4 Определение жесткости зацепления между сателлитом и корончатым колесом.....	39
3.1.5 Определение крутильной жесткости корончатого колеса.....	42
3.2 Расчет суммарной крутильной жесткости .....	43
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	47
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	48
Приложение А (обязательное) Конструкторская документация .....	49

				<i>БР-151900.62 071314009 00.000 ПЗ</i>			
		<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Гнатышин В.А.</i>			<i>Разработка конструкции планетарного мотор-редуктора</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Провер.</i>	<i>Лицкин Р.С.</i>						
<i>Реценз.</i>							
<i>Нкпнтп</i>							
<i>Утв.</i>	<i>Головин М.П.</i>						
					2	49	<i>КТМСП</i>

## ВВЕДЕНИЕ

В современном мире наибольшее внимание уделяют именно точности, идя на жертвы в виде увеличения стоимости изделия, уменьшения его долговечности, увеличение массы и т.д. Высокоточные приводы требуются в медицине, а также в военной промышленности. Актуальность данной темы обусловлена появившимся новым спектром применения зубчатых колес, развитие вычислительных технологий, а также разработка новых методов расчетов. Также разработаны новые способы изготовления и обработки деталей, что позволяет использовать уже разработанные конструктивные решения, которые не нашли себе применение из-за недостаточной развитости технологий. Основным требуемым параметром при изготовлении приводов, как правило, является его долговечность, но в ряде случаев требуется выполнение работ отвечающими техническому заданию, характеристикам: люфт, шум, вибрации, температурный диапазон, угловая точность, угловая жесткость и т.д. Существует много способов достижения цели.

### Цель:

В рамках выпускной квалификационной работы необходимо было выполнить проектирование высокоточного привода, в состав которого входит планетарный редуктор. Привод планируется использовать для регулирования угла поворота спутниковой антенны, находящейся на крыше транспортного средства.

### Задачи:

1. Провести анализ имеющихся высокоточных двигателей, обладающих требуемыми характеристиками
2. Рассмотреть возможные варианты понижения численного значения люфта, которые можно применить в проектируемом планетарном редукторе
3. Проектирование планетарного редуктора входящего в привод поворота антенны
4. Разработать модель для практического определения крутильной жесткости редуктора

					<i>БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>3</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

# 1. Информационный обзор

## 1.1 Информационный обзор способов достижения беззазорности

В реверсивных передачах необходимо обеспечить безударное зацепление. Это гарантирует плавность и бесшумность работы зубчатых передач, а следовательно и динамическую точность всей системы. Но так как ГОСТ 9178-59 устанавливает нормы кинематической точности зубчатой пары при работе ее только в одном направлении, то величина бокового зазора для реверсивной передачи оказывает непосредственное влияние на эксплуатационные качества передачи. Особое значение это имеет для передач с пластмассовыми колесами, где возможно наличие значительных боковых зазоров. В связи с этим рассмотрим несколько вариантов достижения беззазорного зацепления в передаче.

## 1.2 Регулирование межцентрового расстояния в передаче

Этот способ для эвольвентного зацепления возможен, так как изменение межцентрового расстояния не нарушает правильности зацепления.

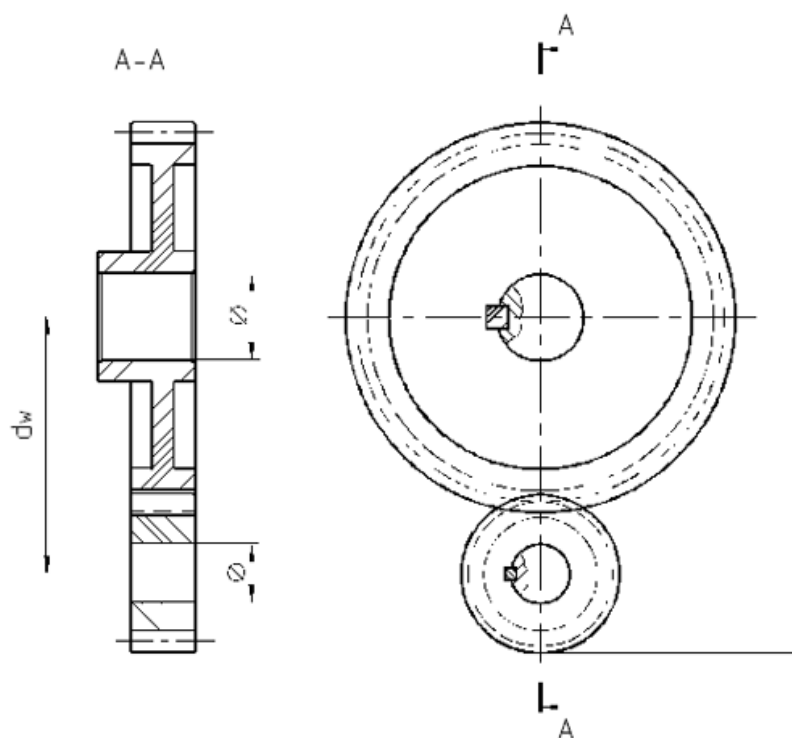


Рисунок 1 – Регулирование межцентрового расстояния

Регулирование межцентрового расстояния может быть периодическим, например, при помощи эксцентричной втулки или осуществляться с помощью непрерывного поджатия одного из колес к другому с помощью пружин, иными словами саморегулирование.

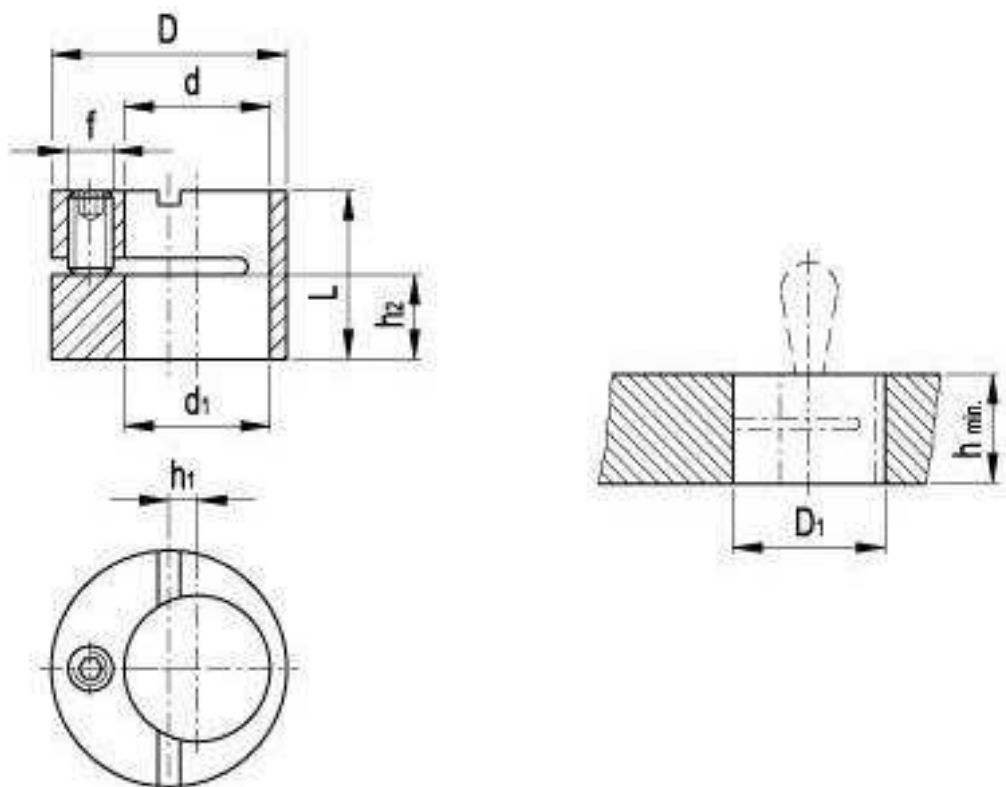


Рисунок 2 – Эксцентричная втулка

Эксцентричные втулки в условиях индивидуального производства обрабатывают в трех-кулачковом патроне, под один из кулачков которого помещают подкладку толщиной  $s$ ; при этом центр окружности поперечного сечения детали перемещается в диаметрально противоположном направлении на величину эксцентриситета.

### 1.3 Применение колес специальной конструкции

Конструкция специального зубчатого колеса, позволяющая при работе автоматически регулировать межцентровое расстояние, приведена на рисунке 4. Колесо состоит из двух частей, соединенных при помощи специальных винтов, допускающих взаимное вращательное смещение колес вокруг центра в пределах овальных отверстий под действием пружин.

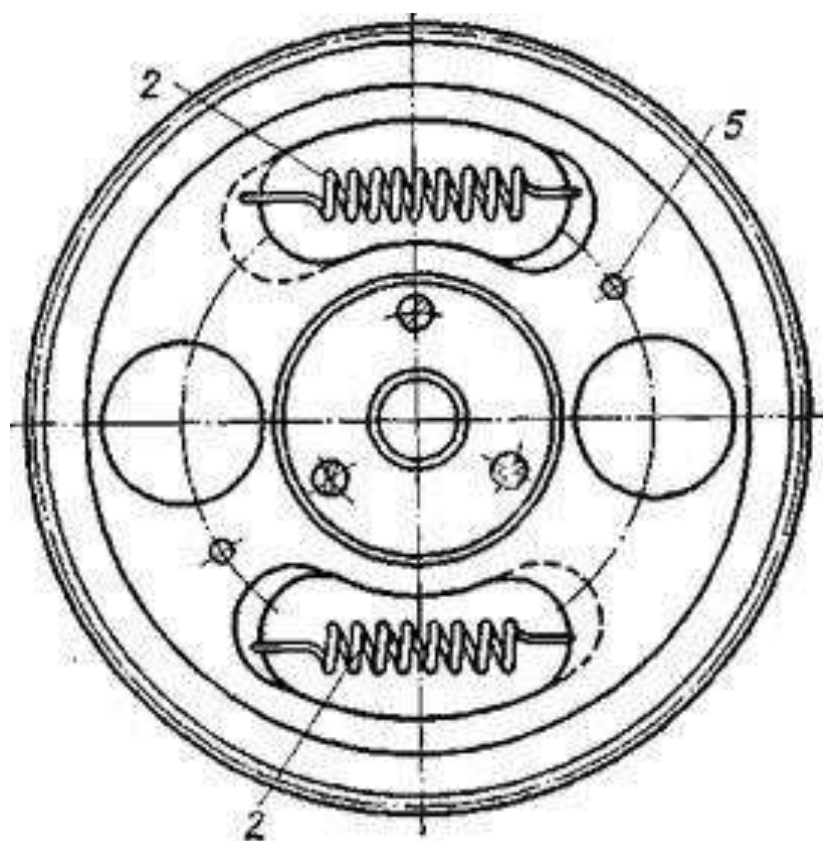


Рисунок 1 - Схема установки для производства ВУТЭ

Одно колесо жестко закреплено на валу, другое надевается свободно на ступицу первого колеса. Взаимное смещение зубчатых венцов под действием пружин при соединении такого колеса с парным выбирает боковой зазор и приводит к двухпрофильному зацеплению. Вращательный момент, создаваемый натяжением пружин, должен быть больше, чем крутящий момент, передаваемый составным (иногда его называют «разрезным») колесом. Существуют и другие конструкции механизмов разворота зубчатых венцов разрезного колеса. К недостатку этого метода следует отнести его относительную сложность, дополнительные потери мощности, уменьшение КПД передачи, повышенный износ.

#### 1.4 Взаимный разворот ветвей

Большинство конструкций беззазорных редукторов построено на следующем принципе: редуктор состоит из двух кинематически идентичных ветвей, образующих замкнутый кинематический контур.

Устранение зазоров и создание предварительного натяга достигается взаимным разворотом ветвей специальным нагружающим устройством в кинематической цепи, при чем в каждой ветви получается однопрофильное зацепление, которое не нарушается при реверсировании.

Мерой предварительного натяга служит передаваемый крутящий момент. Нагрузка замкнутого контура осуществляется чаще всего

закручиванием торсионных валов и за счет осевого смещения косозубых колес.

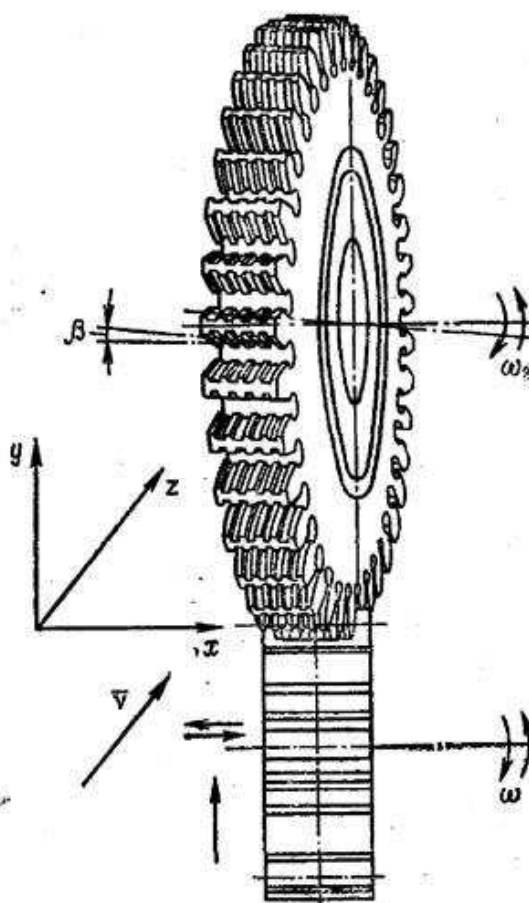


Рисунок 4 – Схема взаимного поворота ветвей

Создание предварительного натяга в зубчатых редукторах позволяет устранить все виды зазоров и увеличить приведенную жесткость редуктора.

Недостатком данного метода является сложность конструкции редуктора, так как количество деталей в сравнении с обычными редукторами примерно удваивается. Создание же предварительного натяга в кинематической цепи ведет к дополнительным потерям на трение и к износу зубчатых передач. КПД уменьшится от трех до десяти процентов.

### 1.5 Использование гибкого корончатого колеса

Положительное влияние на распределение нагрузки среди сателлитов при больших значениях  $z$  может оказать и податливость обода центрального колеса а с внешними зубьями, если удастся осуществить его относительно малой толщины.

Данный метод принято использовать при использовании мелкомодульных передач, так как нагрузка при такой схеме будет распределять более равномерно

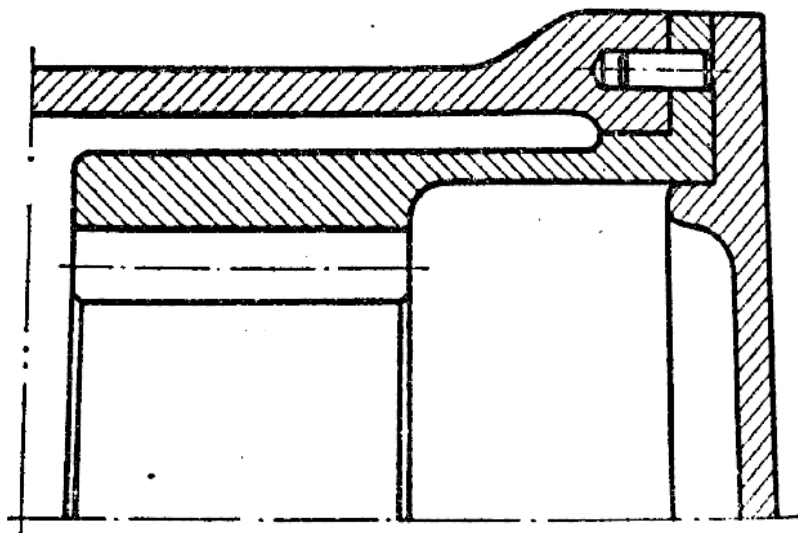


Рисунок 2 – Установка гибкого корончатого колеса

Данная схема использовалась крайне редко из-за сложности изготовления, так как данный метод требует седьмой метод точности и использование метода полной взаимозаменяемости при составлении размерной цепи.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



## 2 Проектно-конструкторская часть

### 2.1 Проектирование привода

Заданием на дипломный проект было спроектировать планетарный мотор-редуктор особого назначения, входящий в привод поворота антенны на крыше транспортного средства. Привод должен обладать высокой крутильной жесткостью и малым выходным люфтом. Ресурс редуктора не менее 10000 часов.

$$U = 6.3$$

$$n_1 = 0.1 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = 15 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = 24 \text{ Н*м}$$

$$T_2 = 96 \text{ Н*м}$$

Моментная жесткость – 9300 Н\*м/рад

#### 2.1.1 Поиск двигателя

Начав поиск двигателя, я не ограничился стандартными вариантами АИР, которые нам предлагались в процессе обучения. Самым высокотехнологичным двигателем на данный момент оказался двигатель компании «Harmonic Drive Systems Inc», показанный на рисунке 6.

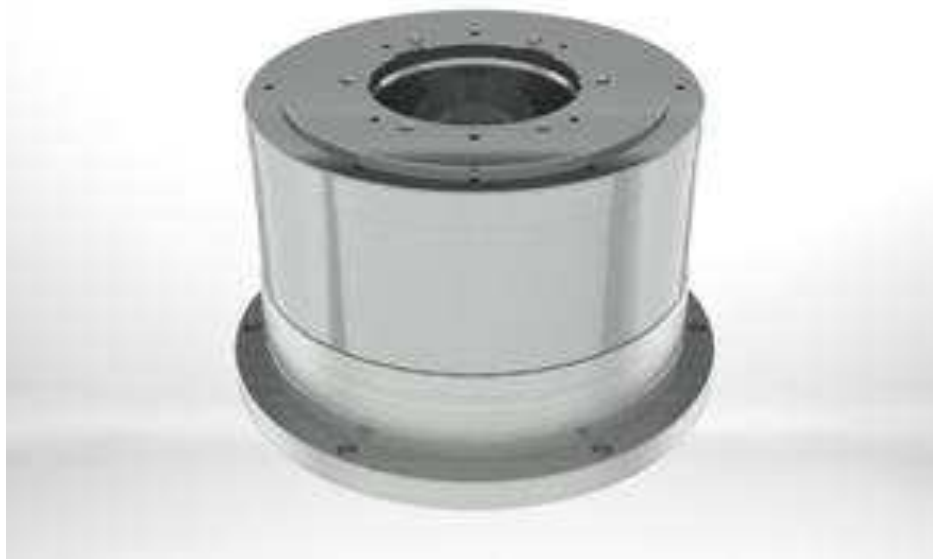


Рисунок 3 – Двигатель Direct Drive компании «Harmonic Drive Systems Inc»

Двигатель прямого привода KDU представляет собой набор, который функционирует в сочетании с сервоприводом переменного тока HA-770.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Item	Model	KDU	
		-13SB	-13WB
Maximum torque*1	Nm	7.0	15.0
	kgfm	0.7	1.5
Maximum rotational speed	r/min	127	127
	Nm/A	3.1	6.5
Torque constant	kgfm/A	0.32	0.66
	V	AC100 / AC200	
Induced voltage constant	V/(r/min)	0.33	0.68
Line resistance	$\Omega$ (20° C)	9.1	14.0
Line inductance	mH	19	35
Moment of inertia GD <sup>2</sup> /4 J	kgm <sup>2</sup>	0.0047	0.0065
	kgfcms <sup>2</sup>	0.048	0.066
Moment of rigidity	Nm/rad	2.4×10 <sup>5</sup>	
	kgfm/rad	0.2×10 <sup>4</sup>	
Motor position sensor	pulse/rev	Incremental encoder Rectangular wave of Phases A and B: 11,840,000 Pulse signal of Phase Z	
Repeatable positioning accuracy*2	arc sec	±0.5	
Absolute positioning accuracy*2	arc sec	10 (Angular position corrected) *3	
Mass	kg	4.0	5.0
Protective structure	Totally-enclosed self-cooled type (IP40 or equivalent)		
Ambient conditions	Operating temperature: 10 to 30°C/ Storage temperature: -10 to 60°C (*4) Operating humidity/storage humidity: 20 to 80% RH (no condensation) Resistance to vibration during delivery/installation: 25m/s <sup>2</sup> (frequency: 10 to 400Hz) Resistance to impact during delivery/installation: 300m/s <sup>2</sup> No powder or dust, metal powder, corrosive gases, flammable gases, or oil mist, etc. To be used indoors. No direct sunlight. Altitude: 1000m or lower		
Motor insulation	Insulation resistance: 100m ohm or more (DC 500V) Dielectric strength: AC 1500V/1min Insulation class: Class B		
Mounting direction	Output shaft to face upward		

Рисунок 7 – Технические характеристики двигателя Direct Drive компании «Harmonic Drive Systems Inc»

Из каталога компании была выделена серия KDU, которая отличалась малыми габаритами и в то же время могла реализовать поставленную задачу. Выбор пал между двумя двигателями этой серии, а именно KDU-13SB и KDU-13WB. Первый вариант не устраивал меня по причине малого развиваемого момента, поэтому окончательный выбор пал на двигатель KDU-13WB. Его основные, интересующие меня, характеристики представлены в таблице ниже.

Точность абсолютного положения	10 секунд = 0,00278°
Стабильность при повторяемости	±0,5 секунд = 0,0001389°
Установление стабильности во время срабатывания сервока	±0,22 секунд = 0,000061°
Максимальный крутящий момент	15 Н*м
Минимальная частота вращения	1 об/мин
Максимальная частота вращения	127 об/мин
Момент инерции	0,0065 кг*м <sup>2</sup>
Моментная жесткость	2,4*10 <sup>5</sup>
Масса	5 кг
Длина мотора	94мм

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Проверка операционной среды «Harmonic Drive Systems Inc» измеряет точность при температуре  $23 \pm 0.3$ , и относительной влажностью 50%. При работе в системе, требующей высокой повторяемости, следует действовать после тщательного изучения жесткости механизма, коэффициентов расширения компонентов, внешних вибраций и других факторов при изменении температуры в диапазоне  $\pm 3$  °С.

Двигатель прямого привода KDU представляет собой набор, который функционирует в сочетании с сервоприводом переменного тока HA-770.

На сайте производителя был представлен график зависимости крутящего момента от частоты вращения двигателя.

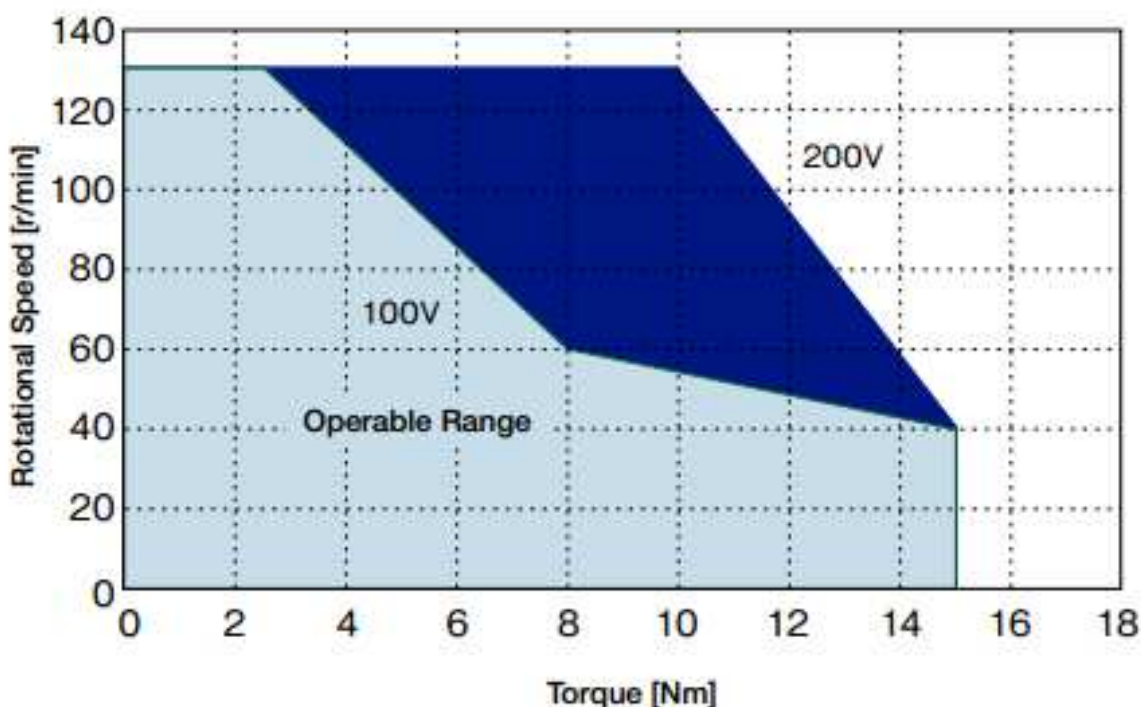


Рисунок 9 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения

## 2.2 Выбор кинематической схемы мотор-редуктора

Выбрав двигатель можно проектировать кинематическую схему мотор-редуктора. На сайте производителя двигателя получилось узнать информацию о схеме установки и принцип работы двигателя.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

11

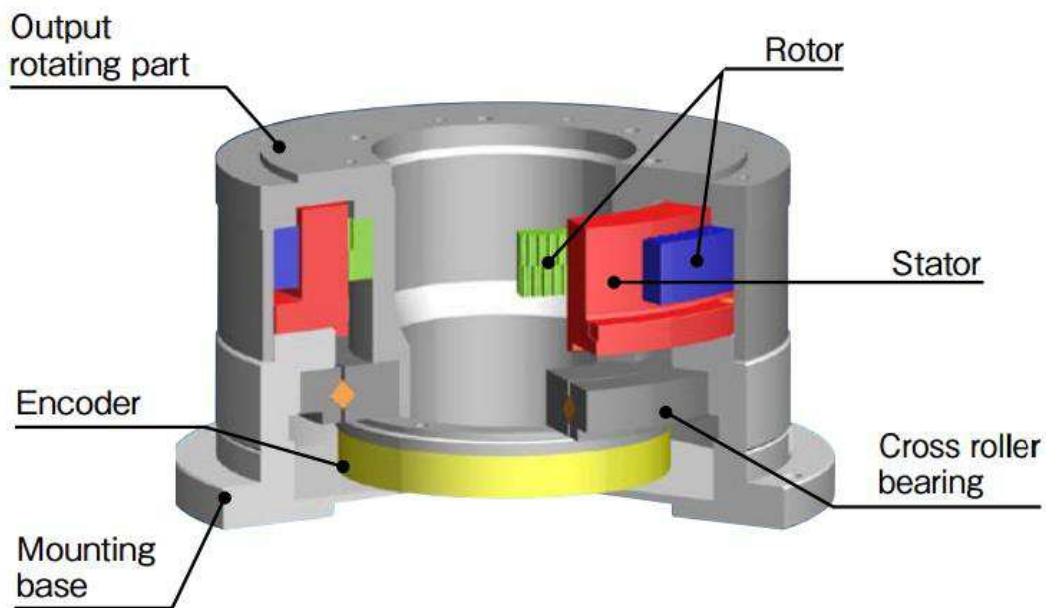


Рисунок 10 – Принцип работы двигателя

Из рисунка 10 видно конструктивную особенность мотора, которая заключается в использовании полого вала, что позволяет пропускать через него разного рода кабели, провода, другие валы, как собственно я и поступил. На рисунке

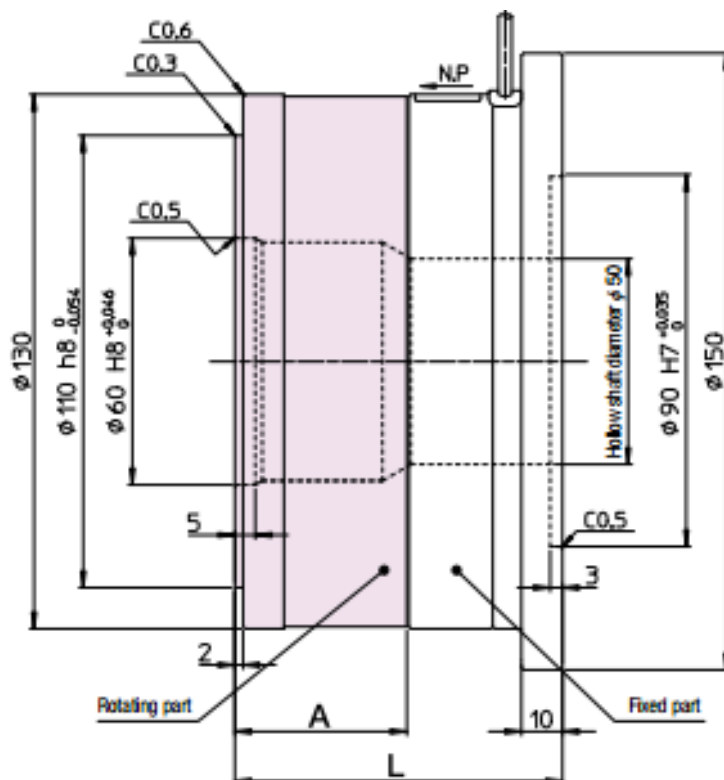


Рисунок 11 – Габаритные и присоединительные размеры двигателя

Опираясь на полученные данные, были определены примерные габариты проектируемого планетарного редуктора.

Зная устройство двигателя, были предложены два варианта кинематических схем, изображенных на рисунке 12 и рисунке 13.

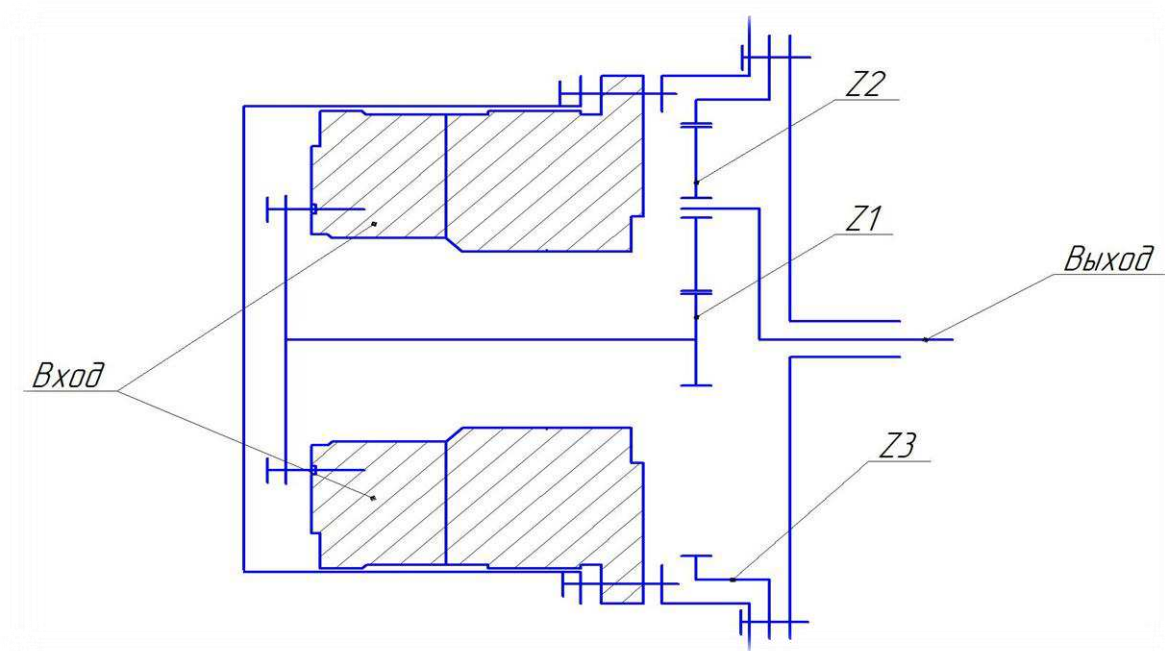


Рисунок 12 – Кинематическая схема мотор-редуктора

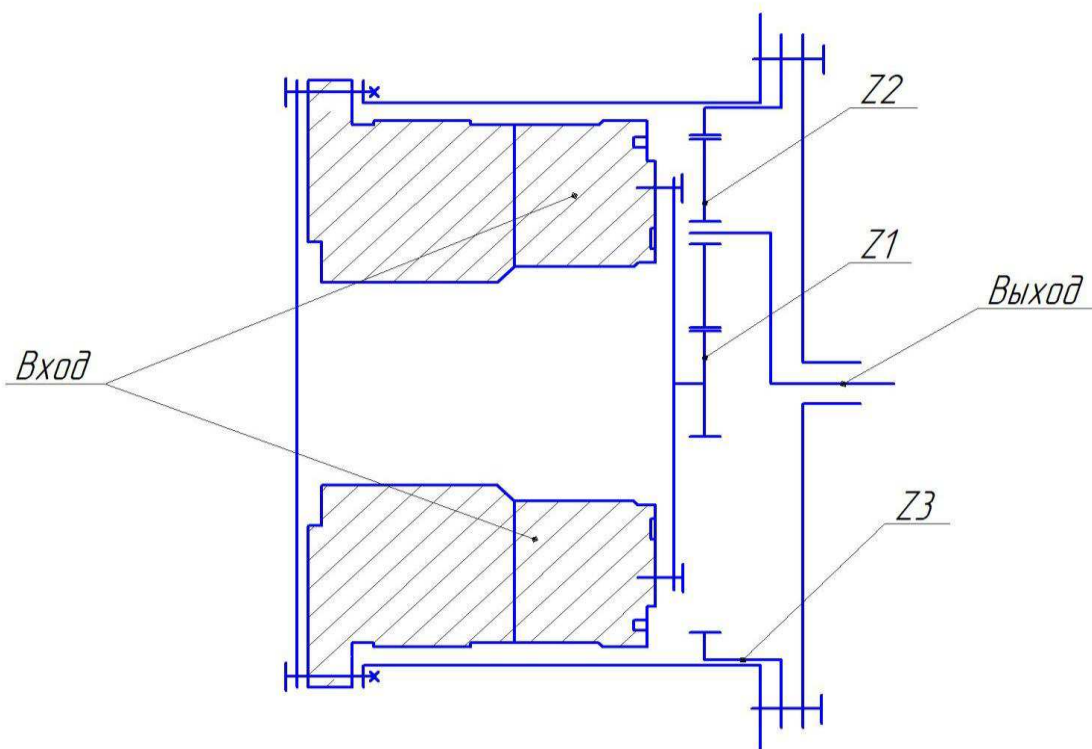


Рисунок 13 – Кинематическая схема мотор-редуктора

## 2.2.1 Кинематический расчет планетарного редуктора

Необходимо рассчитать планетарный редуктор

Исходные данные: вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T_2 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , частота вращения на выходном валу  $n_2 = 15 \text{ об/мин}$ , передаточное число редуктора  $u=6,3$ , ресурс работы передачи  $L_h = 10^4 \text{ ч}$ , нагрузка не постоянная.

Число заходов червяка принимаем  $n = 3$ .

Частота на входном валу

$$n_1 = n_2 \cdot u = 15 \text{ об/мин}$$

Частота на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 9,86 \text{ рад/с}$$

Мощность на выходном валу

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 0,189 \text{ кВт}$$

Мощность на входном валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = 0,2 \text{ кВт}$$

Момент на входном валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 3,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

## 2.2.2 Геометрия планетарного редуктора

После произведенного расчета было принято решения проектировать редуктор с  $m=0,7$ , то есть мелко модульную передачу.

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

$$m = 0.7 \text{ [мм]} \quad - \text{ Модуль}$$

$$h = 2.4 \cdot m = 1.68 \text{ [мм]} \quad - \text{ Высота зуба}$$

$$n_c = 3 \quad - \text{ Число сателлитов}$$

$$z_1 = 18 \quad - \text{ Число зубьев солнечного колеса}$$

$$z_3 = 114 \quad - \text{ Число зубьев корончатого колеса}$$

$$z_2 = \frac{(z_3 - z_1)}{2} = 48 \quad - \text{ Число зубьев сателлитов}$$

$$u = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 7.333 \quad - \text{ Передаточное отношение при}\br/> \text{выбранных числах зубьев}$$

Рисунок 14 – Основные геометрические параметры планетарного редуктора

Особенность проектирования планетарных передач является проверка условий зацепления по трем условиям, изображенных на рисунке 15.

#### УСЛОВИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

##### Проверяем условие соседства при трех сателлитах

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right)$$

$$z_2 + 2 = 50$$

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right) = 57.158$$

$$50 < 57 \quad - \text{ Условие соседства выполняется}$$

##### Условие соосности центров

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

$$z_1 + z_2 = 66$$

$$z_3 - z_2 = 66 \quad - \text{ Условие соосности выполняется}$$

##### Условие вхождения зубьев в зацепление

$$\frac{(z_3 + z_1)}{n_c} = 44 \quad - \text{ Целое число, значит условие вхождения зубьев в}\br/> \text{зацепление выполняется}$$

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 2.2.3 Проектный расчет планетарной передачи

Следующим пунктом идет расчет диаметров, но для его нахождения требуется найти ряд других величин, в том числе межосевое расстояние.

#### РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ

$$x_1 = 0 \quad - \text{Кэффициент смещения}$$

$$x_2 = 0 \quad - \text{Кэффициент смещения}$$

$$x_3 = 0 \quad - \text{Кэффициент смещения}$$

$$x_{\Sigma} = 0 \quad - \text{Суммарный коэффициент смещения}$$

$$\Delta y = 0 \quad - \text{Кэффициент уравнивающего смещения}$$

$$a_w = \left[ \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + x_{\Sigma} + \Delta y \right] \cdot m = 23.1 \text{ [мм]} \quad - \text{Межосевое расстояние}$$

$$y = \frac{a_w - 0.5 \cdot m \cdot z_2}{m} = 9 \quad - \text{Кэффициент воспринимаемого смещения}$$

Рисунок 15 – Расчет межосевого расстояния

Далее рассчитываем диаметры, а именно диаметры делительных окружностей, диаметры впадин зубьев и диаметры вершин зубьев.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 12.6 \text{ [мм]} \quad - \text{Диаметры делительных окружностей}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 33.6 \text{ [мм]}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 79.8 \text{ [мм]}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_{a'} + x_1 - \Delta y) \cdot m = 14 \text{ [мм]} \quad - \text{Диаметры вершин зубьев}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 35 \text{ [мм]}$$

$$d_{a3} = d_3 - 2 \cdot (h_{a'} + x_3 - \Delta y) \cdot m = 78.4 \text{ [мм]}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_{a'} + x_1 - \Delta y) \cdot m = 11.2 \text{ [мм]} \quad - \text{Диаметры впадин зубьев}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m = 32.2 \text{ [мм]}$$

$$d_{f3} = d_3 + 2(h_{a'} + x_3 - \Delta y) \cdot m = 81.2 \text{ [мм]}$$



Рисунок 16 – Диаметры солнечного колеса, корончатого и сателлита

## 2.2.4 Силовой расчет и определение материалов

Выбор материалов производился путем подбора, опираясь на данные предоставленные в книге А.К.Чернавского (рисунок 17)

### 4.5. Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр $D$ , мм	Ширина $S$ , мм	НВ сердцевинны	НРС поверхности	$\sigma_b$	$\sigma_T$	Термическая обработка
					МПа		
35	Любой	Любая	163 – 192	–	550	270	Нормализация
45	»	»	179 – 207	–	600	320	»
45	125	80	235 – 262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269 – 302	–	890	650	»
40X	200	125	235 – 262	–	790	640	»
40X	125	80	269 – 302	–	900	750	»
40X	125	80	269 – 302	45 – 50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	315	200	235 – 262	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269 – 302	–	920	790	»
35ХМ	200	125	269 – 302	48 – 53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	315	200	235 – 262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269 – 302	–	920	750	»
40ХН	200	125	269 – 302	48 – 53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20ХН2М	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	То же
12ХНЗА	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	»
25ХГМ	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	»
40ХН2МА	125	80	269 – 302	50 – 56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163 – 207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207 – 235	–	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235 – 262	–	850	600	»

Рисунок 17 – Таблица материалов

Часто используемым материалом является сталь 40X, следующим пунктом нужно проверить на сколько она пригодна в нашем случае. Термическая обработка и ее параметры выбирались из таблицы, изображенной на рисунке 17.

4.6. Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Термическая обработка	Твердость зубьев $HRC$		Сталь	$\sigma_{Hlim}^{0**}$ , МПа	$S_H$	$\sigma_{Flim0}^{0**}$ , МПа	$S_F$	$[\sigma_{Hmax}]^{**}$ , МПа	$[\sigma_{Fmax}]^{**}$ , МПа
	на поверхности	в сердце							
Нормализация. Улучшение	$HB\ 180-350$		40; 45; 40X; 40XH; 35XM и др.	$2\ \overline{HB} + 70$	1,1	$1,8\ \overline{HB}$	1,75	$2,8\ \sigma_T$	$2,7\ \overline{HB}$
Объемная закалка	45-55		40X; 40XH; 35XM и др.	$18\ HRC + 150$		500			1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ )	56-63	25-35	58; У7	$17\ \overline{HRC}^{нов} + 200$	1,2	630	1,75	$40\ HRC^{нов}$	1260
	42-50		40X; 35XM; 40XH и др.			420			1430
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ ) *	42-50	42-50	40X; 35XM; 40XH и др.	$10\ HRC^{серл} + 240$	1,2	375	1,55	$30\ HRC^{нов}$	1000
Азотирование	$HV\ 550-750$	24-40	40X; 40XФА; 40XH2МА и др.						1050
Цементация и закалка	56-63	30-43	Цементуемые стали всех марок	$23\ HRC^{нов}$	1,2	710	1,55	$40\ HRC^{нов}$	1520
		30-43	20XH2M; 12XH3A						
Нитроцементация и закалка	56-63	30-43	25XГМ	$23\ HRC^{нов}$	1,2	750	1,55	$40\ HRC^{нов}$	1520

\* Распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.  
 \*\* Значения определяют по средней твердости зубьев.  $HRC^{нов}$  – твердость поверхности зуба,  $HRC^{серл}$  – твердость сердцевины зуба.

Рисунок 18 – Таблица материалов

Определяем получившиеся значения допускаемых контактных и изгибных напряжений.

$$HB = 290 \quad HRC = 48$$

$$\sigma_{Hlim0} = (2 \cdot HB + 70) = 650 \text{ [Мпа]}$$

$$\sigma_{Flim0} = 1.8HB = 522 \text{ [Мпа]}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim0}}{1.1} = 590.909 \text{ [Мпа]} \text{ - Допускаемые контактные напряжения}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim0}}{1.75} = 298.286 \text{ [Мпа]} \text{ - Допускаемые изгибные напряжения}$$

Рисунок 19 – Определение допускаемых контактных и изгибных напряжений

Определяем ширину колеса исходя из обеспечения контактной и изгибной прочности.

$$n_{c'} = n_c - 0.7 = 2.3 \quad \text{- Расчетное число сателлитов}$$

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 2.667 \quad \text{- Передаточное отношение}$$

$$T_{pH} = T_2 \cdot 1.14 = 23.168 \text{ [Н*м]}$$

$$T_p = \frac{T_{pH}}{u} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 8.425 \text{ [Н*м]}$$

$$b_{HP} = \frac{315^2 \cdot T_p (u_{12} + 1)^3 \cdot 1000}{(a_w)^2 \cdot ([\sigma_H])^2 \cdot n_{c'} \cdot (u_{12})^2} = 13.522 \text{ [мм]} \quad \text{- Ширина колеса из обеспечения контактной прочности}$$

$$T_{pF} = T_2 \cdot 1.2 = 24.387 \text{ [Н*м]}$$

$$T_{p2} = \frac{T_{pF}}{u} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 8.868 \text{ [Н*м]} \quad +$$

Рисунок 20 – Определение ширины колеса по контактной прочности

Для определения ширины колеса, исходя из изгибной прочности, требуется выбрать коэффициент  $Y_f$ , таблица представлена на рисунке 21. Далее можно получить значение ширины колеса исходя их значений изгибной прочности.

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

$Y_{f2} = 3.7$  - Коэффициент для колеса внешнего зацепления, взятый из учебного пособия С.А.Чернавскому. В нашем случае для сателлита  $z=48$

**4.13. Значения коэффициента  $Y_F$  для зубчатых колес внешнего зацепления**

$z_1$ или $z_2$	$x$								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	—	—	—	—	—	—	—	3,68	3,46
16	—	—	—	—	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	—	—	—	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	—	—	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,68	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,61	3,60	3,59	3,58	3,56	3,56
>180	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

$$b_{FP} = \frac{2 \cdot Y_{f2} \cdot T_{p2}}{n_c \cdot m^2 \cdot z_2 \cdot [\sigma_F]} = 4.067 \times 10^{-3} \text{ [м]} \quad \text{- Ширина колеса из условия обеспечения изгибной прочности}$$

Рисунок 21 – Определение ширины колеса по изгибной прочности

Исходя из полученных данных, можем выбрать подшипник. Из таблицы стандартных подшипников программы «КОМПАС», для установки в сателлиты были выбраны однорядные шариковые подшипники, технические характеристики которых приведены на рисунке 22.

Название	Значение	Изображение	Модель
Обозначение	Подшипник 1000803 ГОСТ 833		
Код изделия	<Код не задан>		
Обозначение стандарта	ГОСТ 8338-75		
Масса	0,009		
Серия диаметров	8		
Серия ширин	1		
Типоразмер	1000803		
Код ОКП	461200		
Вид изделия	Подшипник		
Раздел спецификации	Стандартные изделия		

Рисунок 22 – Обозначение и схема подшипника

На рисунке ниже приведены его характерные размеры, главным из которых является его ширина  $b$ , почему он собственно и выигрывает у имеющихся роликовых подшипников.

Отображение	
Детализация	Стандартный
Конструкция и размеры	
$d$ , диаметр отверстия	17
$D$ , наружный диаметр	26
$B$ , ширина	5

Рисунок 22 – Основные размеры подшипника

### 2.2.5 Проверочные расчеты

В проверочный расчет входит определение контактных напряжений на рабочей поверхности зубьев, далее находится максимальное контактное напряжение на поверхности зубьев, которые испытывает зацепление при стартовой нагрузке, это зависит от коэффициента перегрузки  $\chi=4$ . Далее аналогичный расчет происходит по отношению к изгибным напряжениям.

Исходя из выбранного ранее материала, проверяем, смогут ли колеса из предложенной нами стали выдержать возникающие нагрузки.

$$\sigma_H = 315 \cdot \frac{u_{12} + 1}{a_w \cdot u_{12}} \cdot \sqrt{\left(\frac{u_{12} + 1}{b \cdot n_{c'}}\right)} \cdot T_p \cdot 10^3 = 821.292 \text{ [МПа]} - \text{Контактное напряжение на рабочей поверхности зубьев}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{x} = 1.643 \times 10^3 \text{ [МПа]} - \text{Максимальное контактное напряжение на рабочей поверхности зубьев}$$

$$\sigma_F = \frac{Y_{f2} \cdot F_{tp}}{n_{c'} \cdot b \cdot m} = 173.297 \text{ [МПа]} - \text{Изгибное напряжение на рабочей поверхности зубьев}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot x = 693.19 \text{ [МПа]} - \text{Максимальное изгибное напряжение на рабочей поверхности зубьев}$$

$$[\sigma_{Hmax}] = 2.8 \cdot \sigma_T = 1.792 \times 10^3 \text{ [МПа]} - \text{Допускаемые контактные напряжения}$$

$$[\sigma_{Fmax}] = 1400 \text{ [МПа]} - \text{Допускаемые изгибные напряжения}$$

Рисунок 22 – Расчет допускаемых изгибных и контактных напряжений

Проверяем полученные данные на условие прочности. Требуется, чтобы максимальные контактные и изгибные напряжения не превышали допускаемые контактные и изгибные напряжения.

$$\sigma_{Hmax} < [\sigma_{Hmax}] - \text{Условия выполняются}$$

$$\sigma_{Fmax} < [\sigma_{Fmax}]$$

$$\eta = 100 \cdot \left[ 1 - \frac{u-1}{u} \cdot (1 - \eta_p) \right] = 95.682\% - \text{Коэффициент полезного действия передачи}$$

Рисунок 22 – Расчет допускаемых изгибных и контактных напряжений

Из рисунка видно, что условия прочности выполняются, и передача будет функционировать заданный нами срок.

## 2.2.6 Конструирование корпуса редуктора

Корпус редуктора выполняет основную несущую функцию. На винтах к нему крепится корончатое колесо и внешнее колесо подшипника с одной

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

стороны, с другой стороны он крепится на винты к двигателю и кожуху. Длина корпуса определялась длиной корончатого колеса. На рисунке 22 изображен спроектированный корпус редуктора.

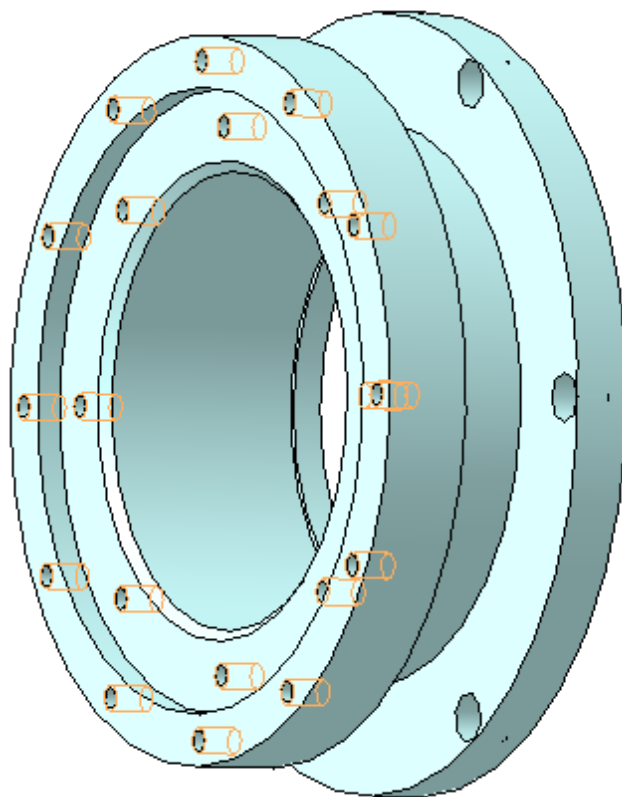


Рисунок 22 – Корпус редуктора

Во внутренне поверхности предусмотрена канавка для резиновой прокладки. Подшипник крепится к корпусу на 8 винтах М5×20.

На фланце предусмотрены 12 отверстий, для последующего крепления к исполнительному механизму, например рука робота, или как в моем случае корпус поворотного механизма антенны.

### 2.2.7 Выбор подшипника на выходной вал

Одним из немаловажных критериев проектируемого редуктора является компактность, она главным образом свидетельствует о технологичности изделия. Таким образом появилась необходимость уменьшить существующие габариты. На рисунке 22 представлена стандартная схема установки шариковых подшипников на выходной вал.

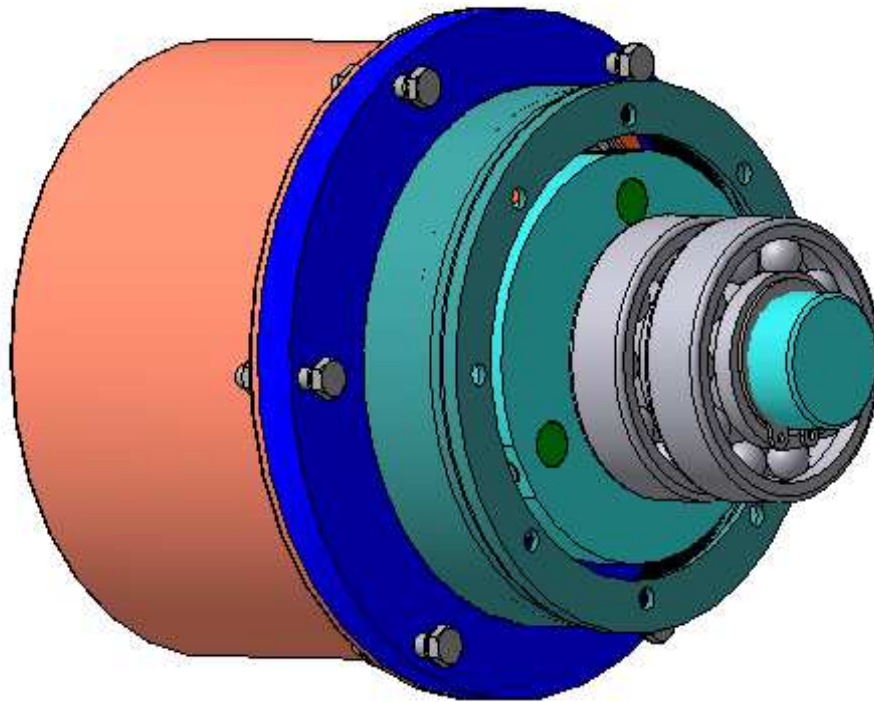


Рисунок 23 – Установка двух шариковых подшипников на выходной вал

Появилась потребность решить данную проблему, с целью уменьшения габаритных размеров проектируемого мотор-редуктора. Проанализировав современный рынок, было найдено решение в виде установки одного роликового подшипника со скрещивающимися роликами.

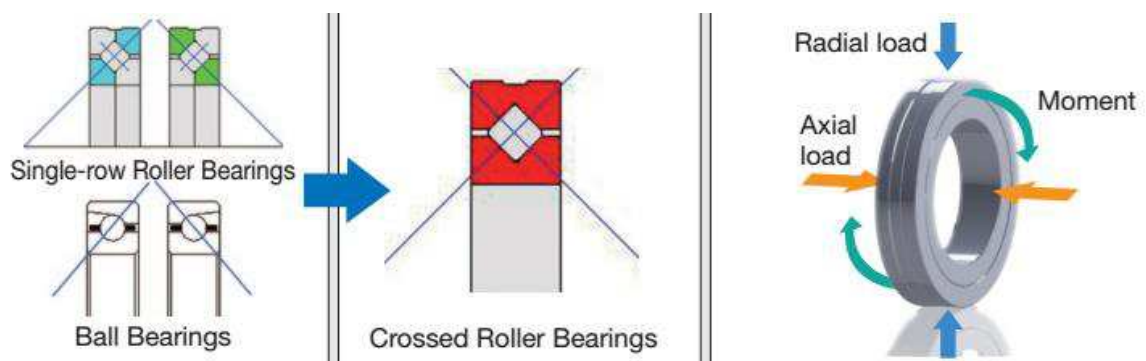


Рисунок 23 – Воспринимаемы нагрузки

В конструкции подшипника предусмотрены установочные отверстия. Взаимно-перпендикулярное расположение роликов делает возможным одновременное нагружение со всех сторон, которое выдерживается одним подшипником. Данный подшипник заменяет роликовый или шариковый подшипник, габариты могут быть уменьшены, тем самым способствуя Компактности и компактности всей сборки.

Из представленного каталога был выбран наиболее подходящий по габаритным размерам подшипник.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24



Shaft diameter mm	Identification number		Mass (Ref.) kg	Boundary dimensions mm						Mounting hole related mm			Mounting related dimensions mm		Basic dynamic load rating C N	Basic static load rating C <sub>0</sub> N
	Open Type	Sealed Type		d	D	B	r <sub>1min</sub> <sup>(1)</sup>	r <sub>2min</sub> <sup>(1)</sup>	PCD <sub>1</sub>	Inner Ring Mounting Hole	PCD <sub>2</sub>	Outer Ring Mounting Hole	d <sub>a</sub>	D <sub>a</sub>		
35	CRBFV 3515 AT	CRBFV 3515 AT UU	0.66	35	95	15	0.6	0.6	45	8-M4 through	83	8-φ4.5 through φ8 counter bore depth 4.4	56	74	17 300	20 900
55	CRBFV 5515 AT	CRBFV 5515 AT UU	0.96	55	120	15	0.6	0.6	65	8-M5 through	105	8-φ5.5 through φ9.5 counter bore depth 5.4	76	94	20 100	27 700
80	CRBFV 8022 AT	CRBFV 8022 AT UU	2.63	80	165	22	0.6	1	97	10-M5 through	148	10-φ5.5 through φ9.5 counter bore Depth 5.4	107	137	51 100	72 000
	CRBFV 8022 A	CRBFV 8022 A UU	2.60							10-φ5.5 through φ9.5 counter bore Depth 5.4						
	CRBFV 8022 AD	CRBFV 8022 AD UU														
90	CRBFV 9025 AT	CRBFV 9025 AT UU	4.83	90	210	25	1.5	1.5	112	12-M8 through	187	12-φ9 through φ14 counter bore Depth 12	132	168	73 400	108 000
	CRBFV 9025 A	CRBFV 9025 A UU	4.67							12-φ9 through φ14 counter bore Depth 12						
	CRBFV 9025 AD	CRBFV 9025 AD UU														
115	CRBFV 11528 AT	CRBFV 11528 AT UU	6.81	115	240	28	1.5	1.5	139	12-M8 through	217	12-φ9 through φ14 counter bore Depth 13.5	162	198	84 300	138 000
	CRBFV 11528 A	CRBFV 11528 A UU	6.63							12-φ9 through φ14 counter bore Depth 13.5						
	CRBFV 11528 AD	CRBFV 11528 AD UU														

Notes (1) Minimum allowable single value of chamfer dimension r

Starting December 2016

Рисунок 23 – Каталог подшипников с указанием габаритных и присоединительных размеров

Монтажные отверстия подшипника со скрещающимися роликами обладают высокой жесткостью, чтобы крепление к монтажной поверхности производилось без использования стакана или нажимной пластины, как это обычно происходит при использовании обычных роликовых или шариковых подшипников. Для опоры рекомендуется использовать корпус, для возможности приложения больших нагрузок или моментов.

Подшипники со скрещающимися роликами уже нашли применение во многих областях, например морские антенны постоянно испытывают большие нагрузки под действием ветра. Поддержка этих антенн требует повышенной жесткости, чтобы выдерживать эти ветры. Высокопрочный подшипники со скрещающимися роликами идеально подходят для решения этой задачи.



Рисунок 24 – Установка подшипника в привод поворота антенны

Ниже приведен график, показывающий объективность использования данного подшипника в проектируемом редукторе.

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

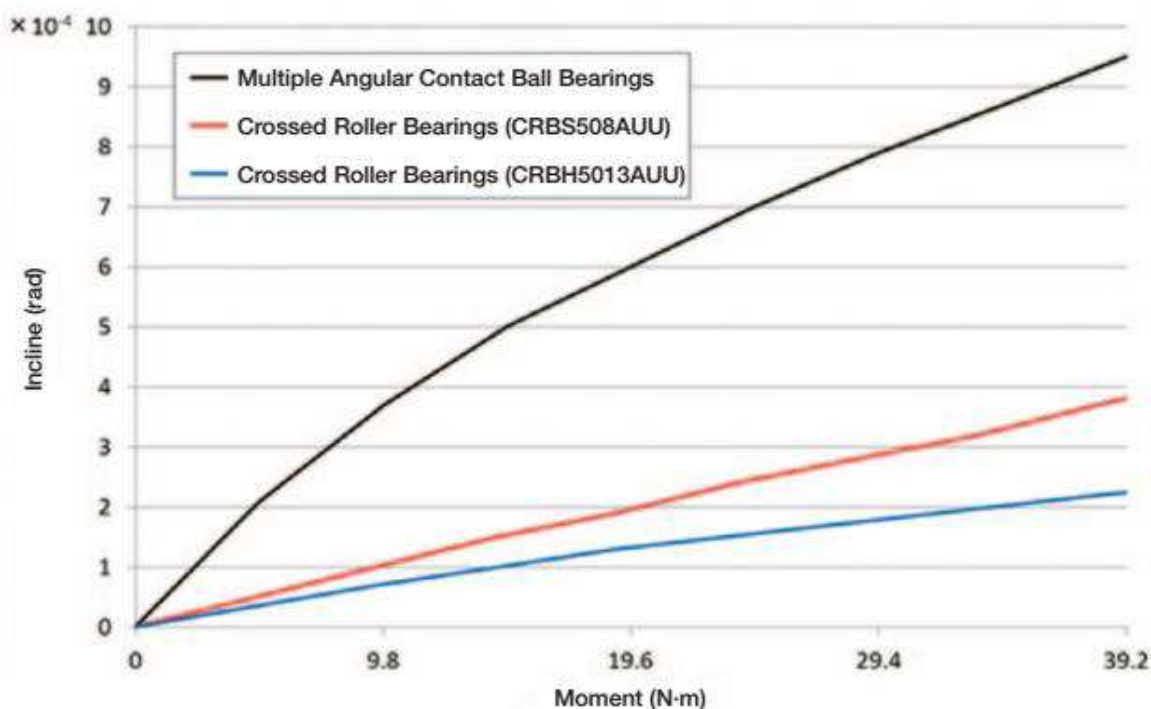


Рисунок 24 – График зависимости отклонения от действующего опрокидывающего момента

Данные подшипники обычно смазываются смазкой. Смазка наносится путем применения пистолета-распылителя в различных местах на периферии зазора между внутренним кольцом и наружным кольцами. Смазка упаковывается только в герметичные типы (UU).

Для подшипников без расфасованной смазки поставьте смазку или масло до начала использовать. Эксплуатация без смазки увеличит износ, а также приведет к короткому сроку службы подшипников. Для герметичного типа, следует быть осторожным с давлением при нанесении смазки. При использовании специальной смазки тщательно проверьте жировые свойства и содержимое, такие как базовый коэффициент вязкости и, присадки, применения в условиях с экстремальным давлением.

Опираясь на табличные данные был спроектирован и установлен подшипник №55.

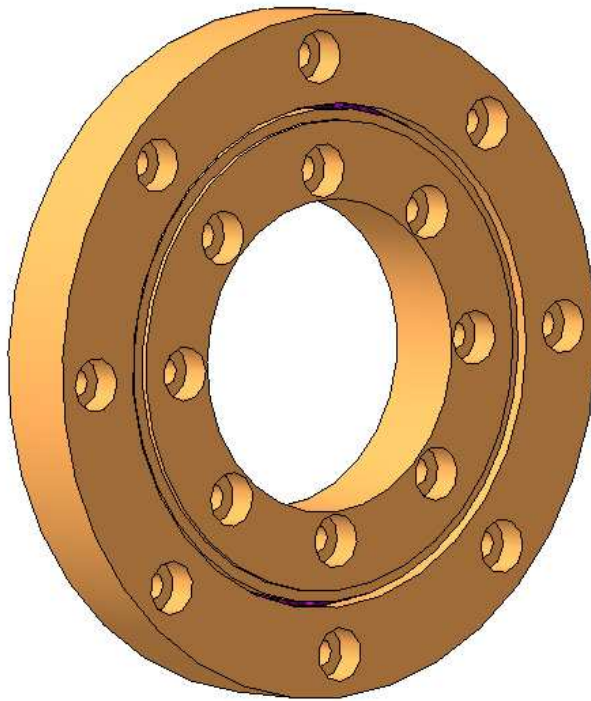


Рисунок 24 – Подшипник №55

Затем данный подшипник был установлен в спорку, как эквивалентный двум шариковым подшипникам.

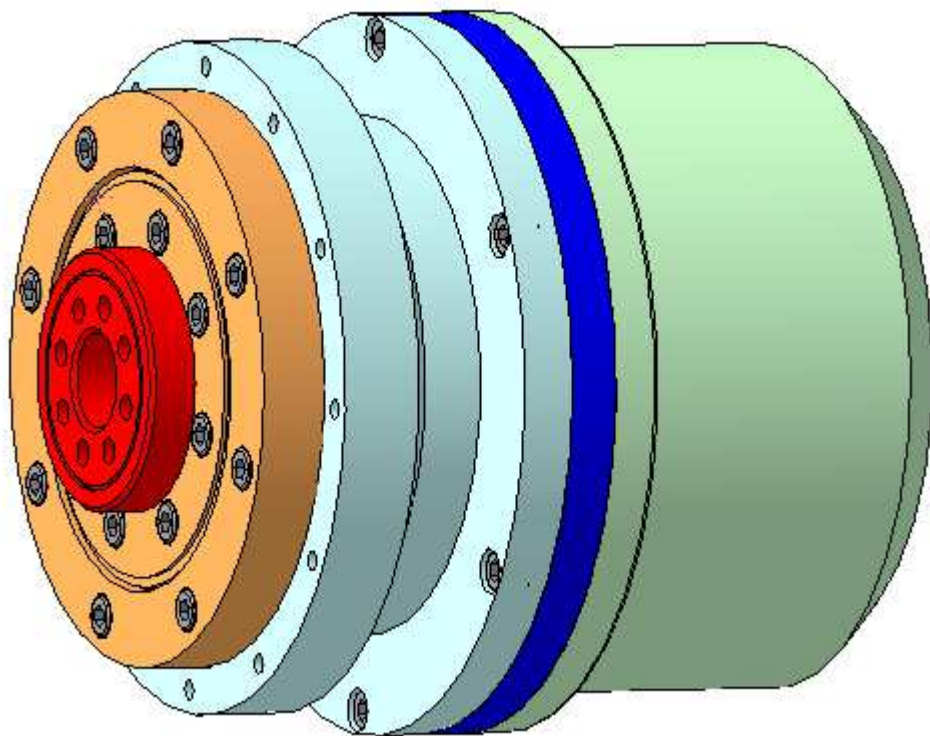


Рисунок 25 – Установленный подшипник со скрепляющимися роликами

## 2.2.8 Конструкция корончатого колеса

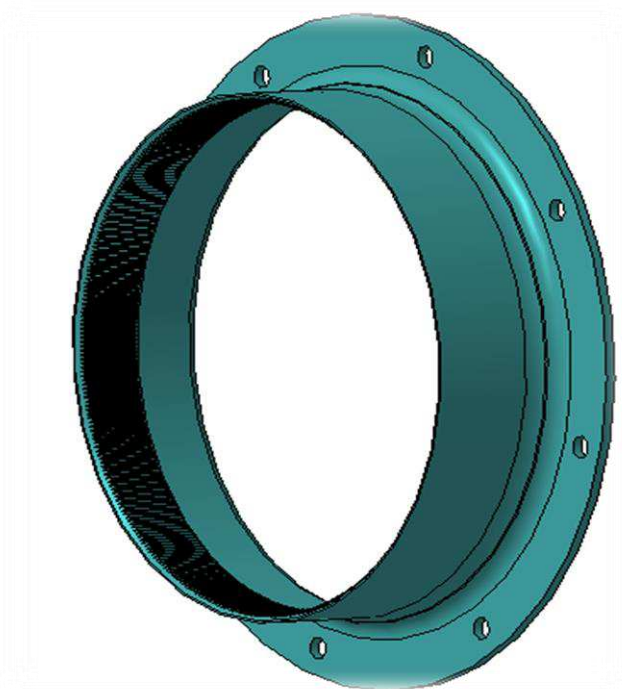


Рисунок 26 – Корончатое колесо с внешним фланцем



Рисунок 27 – Корончатое колесо с внутренним зацеплением.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

28

## 2.2.9 Оформление чертежей

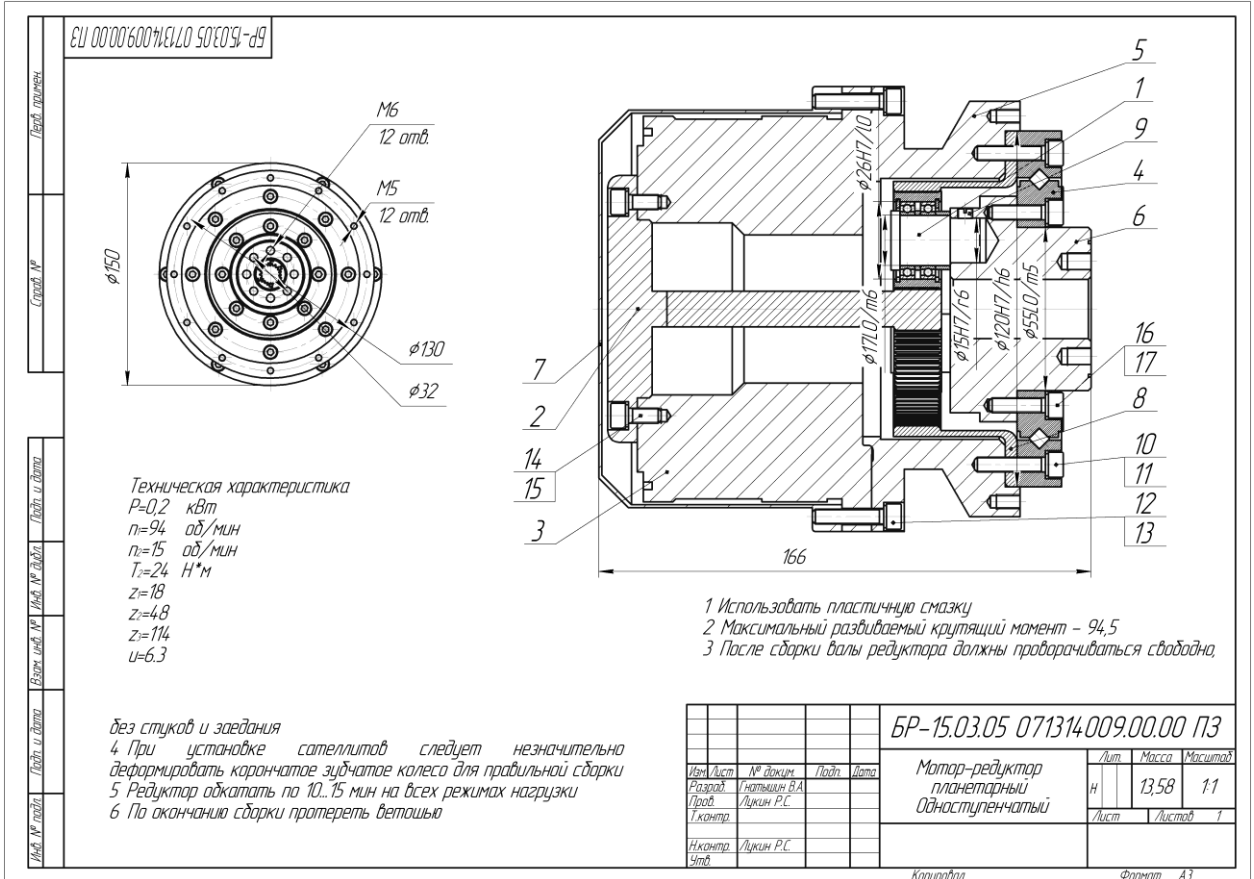


Рисунок 27 – Чертеж мотор-редуктора.

## 2.2.10 Расчет размерной цепи

В данном разделе приведены результаты расчета радиальной размерной цепи, где замыкающим является боковой зазор между сателлитом и внешним корончатым колесом.

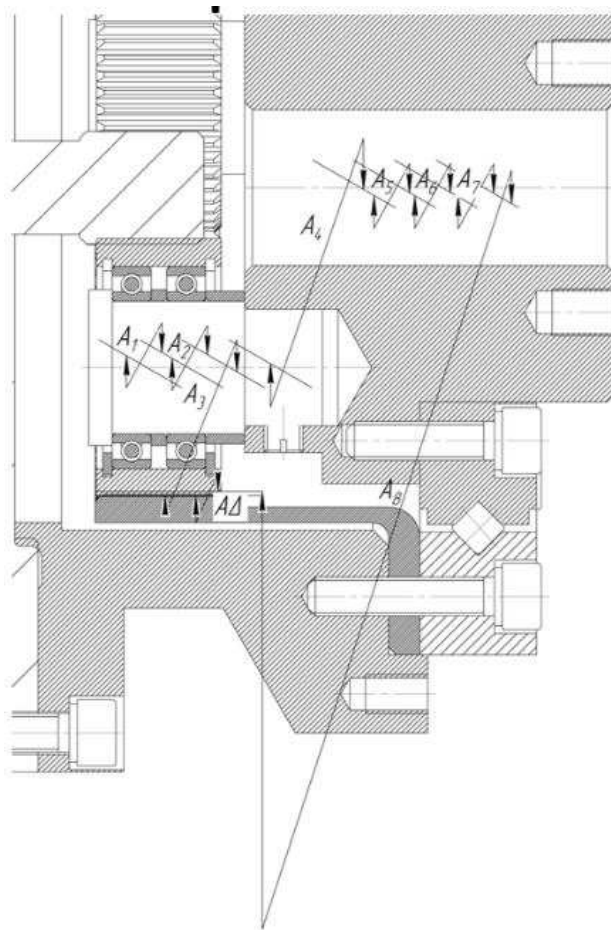


Рисунок 28 – Размерная цепь А где замыкающим звеном является боковой зазор

$$A\Delta = 0.072 \text{ [мм]}$$

$$x = A\Delta / (m \times \cos\alpha)$$

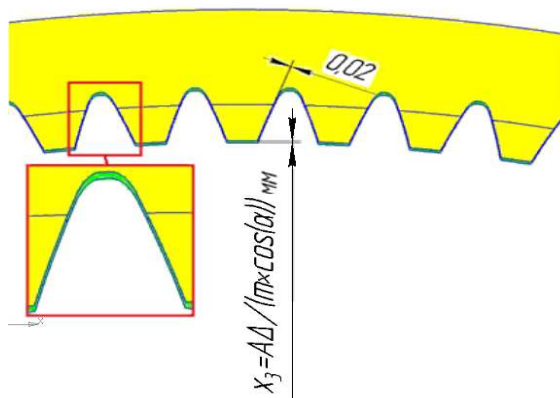


Рисунок 29 – Сравнение профиля зубьев

Полученное значение коэффициента смещения обеспечит беззазорное зацепление между сателлитом и внешним корончатым колесом.

## 2.2.11 Расчет люфта

Следующим пунктом моей работы является расчет суммарного выходного люфта, который в свою очередь состоит из люфта, создаваемого в результате бокового зазора между солнечной шестерней и сателлитом, и в результате радиального биения подшипника установленного в сателлите.

На рисунке 30 изображена эпюра перемещения оси сателлита, в результате люфта, возникаемого в зацеплении Z1 и Z2.

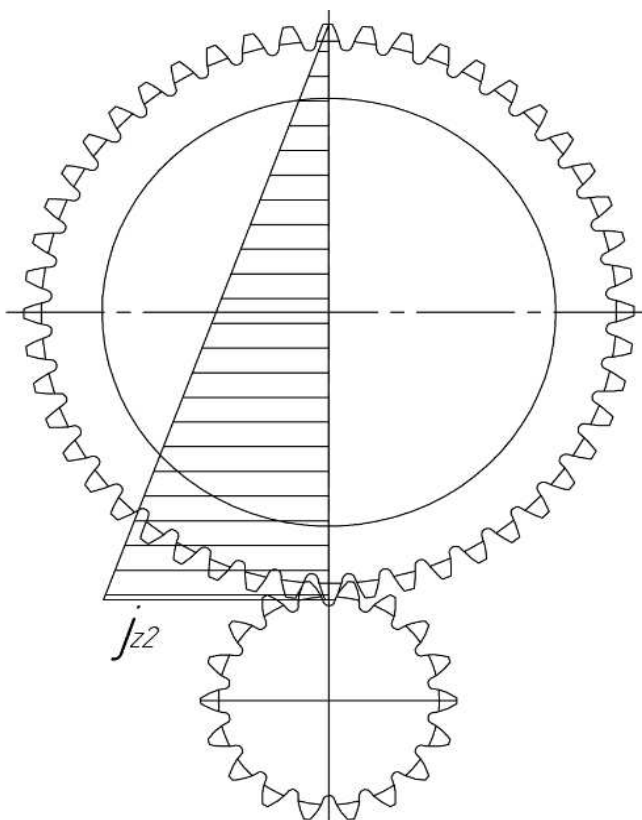


Рисунок 31 – Расчет суммарного люфта

Считается, что люфт в зацеплении Z2 и Z3 отсутствует за счет зацепления в натяг, которое было реализовано за счет изменения исходного контура впадины зуба корончатого колеса.

$j_{12} := 0.03$  [мм] - Боковой зазор в зацеплении между Z1 и Z2

$j_p := 0.014$  [мм] - Радиальный зазор в подшипнике

$a_w := 23.1$  [мм] - Межосевое расстояние

$$\varphi_p := \frac{j_p}{a_w} \cdot \frac{180 \cdot 60 \cdot 60}{\pi} = 125.009$$

$$\varphi_{12} := \frac{j_{12}}{2 \cdot a_w} \cdot \frac{180 \cdot 60 \cdot 60}{\pi} = 133.938$$

$$\varphi_{\Sigma} := \varphi_p + \varphi_{12} = 258.947 \text{ [сек]} - \text{Суммарный люфт}$$

Рисунок 31 – Расчет суммарного люфта

Значение люфта получилось относительно небольшим, но в дальнейшем следует поменять подшипник на допустим роликовые с меньшим радиальным биением.

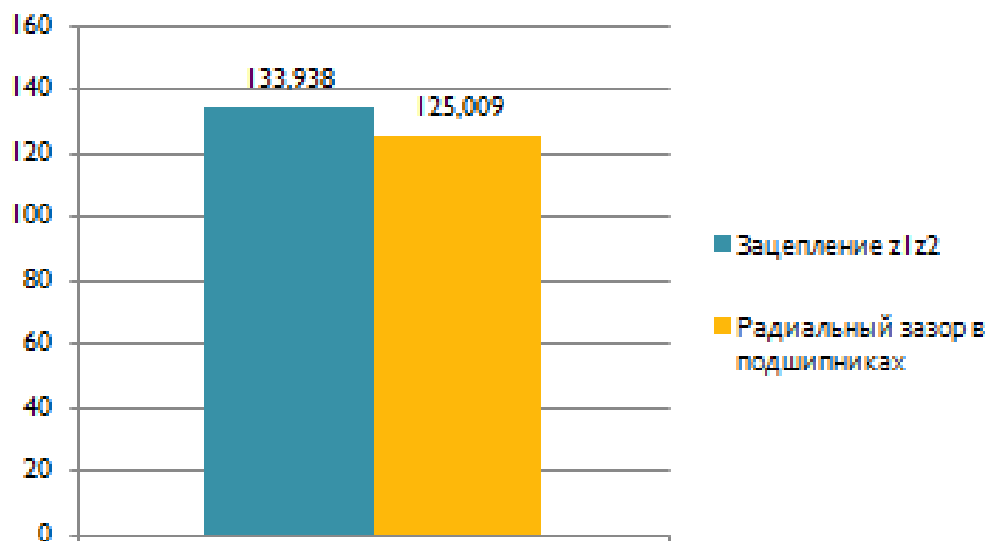


Рисунок 31 – Расчет суммарного люфта

На рисунке 32 представлена гистограмма отображающая отношение составляющих люфта, в следствии чего мы видим слабое звено, требующее большей проработки.

### 2.2.12 Смазывание планетарной передачи

Для смазывания передач широко применяют консистентную смазку. В корпус редуктора закладывают масло, так чтобы венцы колес были частично смазаны.



Пластичные смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес от 0,3 до 12,5 м/с. Но поскольку в моем редукторе очень маленькая скорость, 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.

### 2.2.13 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 высоким требованиям к точности, передача 6-ой степени точности. Для уменьшения габаритов был использован подшипник со скрещивающимися роликами. 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 (40Х, не легированная сталь)
- Консистентная смазка передачи

К недостаткам относятся:

- Сложность при изготовлении
- Недостаточная жесткость установки сателлита

					<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>33</i>

### 3 Расчет элементов редуктора на крутильную жесткость

Одним из главных требований к проектируемому редуктору является обеспечение высокой крутильной жесткости, сравнимой с аналогами, имеющимися на современном рынке. Для достижения данной цели следует посчитать каждую жесткость по отдельности, найти слабое звено и предложить вариант улучшения конструкции редуктора

#### 3.1 Расчет элементов системы в САЕ-среде ANSYS

Целью расчета является проверка работоспособности планетарного редуктора.

Данными для расчета являются модели зацеплений, корончатого колеса, значение сил в зацепление, расположение и жесткость подшипников.

Расчет разделяем на несколько этапов:

- 1) Составляется схема, определяющая крутильную жесткость
- 2) Определение всех составляющих схемы
- 3) Определение слабого звена
- 4) Предложение решения

Ниже представлена расчетная схема редуктора (Рисунок 32).

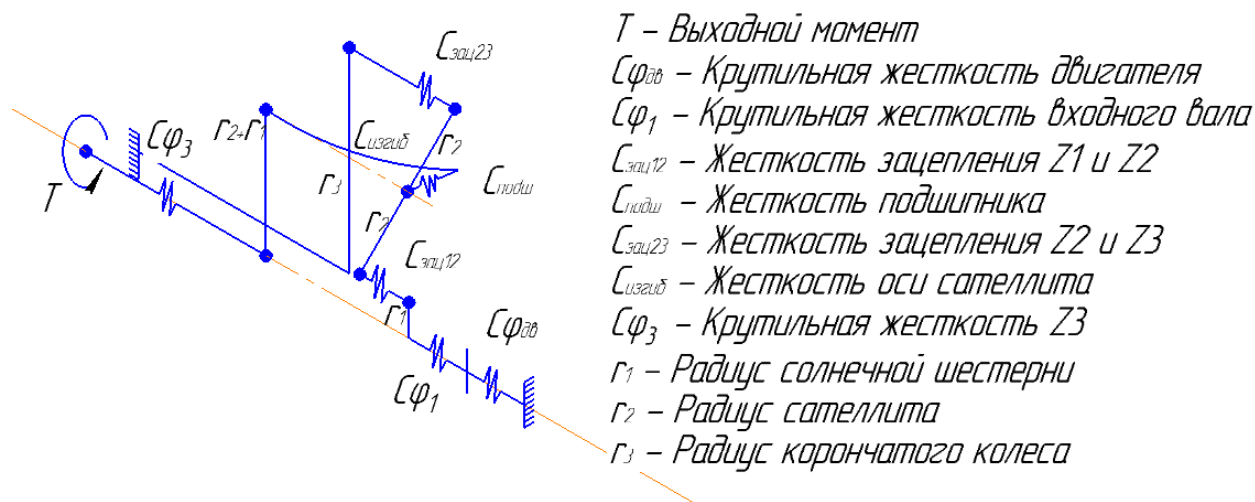


Рисунок 32 – Кинематическая схема для нахождения полной крутильной жесткости

В расчете подшипников будет применяться программа CPOD, программа способна рассчитать жесткость, опираясь на геометрические данные подшипника, его статическую и динамическую грузоподъемность.

### 3.1.1 Расчет крутильной жесткости входного вала

Расчет начнется с определения крутильной жесткости вала.

Был произведен аналитический расчет (Рисунок 33), а так же проверочный расчет в среде ANSYS. Погрешность измерений составила 6,5%.

$$E := 2 \cdot 10^{11} \text{ [Па]} \quad \text{- Модуль Юнга}$$

$$\nu := 0.3 \quad \text{- Коэффициент Пуассона}$$

$$L := 0.084 \text{ [м]} \quad \text{- Длина вала}$$

$$d := 0.013 \text{ [м]} \quad \text{- Диаметр вала}$$

$$G := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = 7.692 \times 10^{10} \quad \text{- Модуль упругости при кручении}$$

$$J_x := \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 2.804 \times 10^{-9} \quad \text{- Полярный момент инерции}$$

$$M_{X_{\max}} := 15 \text{ [Н*м]} \quad \text{- Максимальный действующий момент}$$

$$\theta := \frac{M_{X_{\max}}}{G \cdot J_x} = 0.07 \quad \text{- Относительный угол закручивания радиан}$$

$$\theta_L := \theta \cdot L = 5.842 \times 10^{-3} \quad \text{- Абсолютный угол закручивания радиан}$$

$$\theta_{Ls} := \frac{\theta_L \cdot 3600 \cdot 180}{\pi} = 1.205 \times 10^3 \quad \text{- Абсолютный угол закручивания секунд}$$

$$\frac{\theta_{Ls}}{s} = 1.205 \times \dots \quad \text{- Следовательно погрешность 6,5\%}$$

Рисунок 33 – Аналитический расчет крутильной жесткости входного вала

### 3.1.2 Расчет жесткости подшипников сателлита

Для расчета жесткости подшипника, устанавливаемого в сателлит была использована программа CPOD. Размеры подшипника показаны ниже.

Отображение	
Детализация	Стандартный
Конструкция и размеры	
d, диаметр отверстия	17
D, наружный диаметр	26
B, ширина	5

Рисунок 33 – Данные подшипника


Название	Значение	Изображение	Модель
Обозначение	Подшипник 1000803 ГОСТ 8338-		
Код изделия	<Код не задан>		
Обозначение стандарта	ГОСТ 8338-75		
Масса	0,009		
Серия диаметров	8		
Серия ширин	1		
Типоразмер	1000803		
Код ОКП	461200		
Вид изделия	Подшипник		
Раздел спецификации	Стандартные изделия		

Рисунок 33 – Данные подшипника

По справочным данным была найдена грузоподъемность подшипника и исходя из радиальных воспринимаемых усилий была найдена радиальная жесткость.

```

DOSBox 0.74, Cpu speed: 3000 cycles, Frameskip 0, Program: CPOD1
Введите диаметр тел качения Dw, мм:
2.7
Введите статическую грузоподъемность C0, Н:
2800
Введите угол давления α, град:
0
Введите осевую нагрузку Fa, Н:
10
Введите радиальную нагрузку Fr, Н:
600
Введите количество тел качения z:
17

Результаты расчета

Осевая жесткость подшипника
Cos=1.0761 ,Н/мм
Радиальная жесткость подшипника
Crad=21.4683 ,Н/мм

```

Рисунок 33 – Расчет в программе «CPOD»

Полученное значение  $C_{подш} = 21468 \text{ Н/мм}$ .

### 3.1.3 Определение жесткости зацепления между солнечной шестерней и сателлитом

Жесткость зацепления определяется исходя из реальной геометрии зубьев. Ниже показано разбиение сетки для трехмерной модели и приложение нагрузок.

Расчет состоит из трех этапов:

1. Создаем контакт между зубьями, путем перемещения грани зуба колеса, для закрытия начального зазора и небольшой интерференции;
2. Отключаем перемещение и прикладываем незначительную силу  $F=0,01 \text{ Н}$ . Для того чтобы увидеть, что влияние силы незначительно, можно проконтролировать напряжения в зоне контакта.
3. Увеличиваем значение силы до  $F=100 \text{ Н}$ , по которой рассчитываем жесткость зацепления.

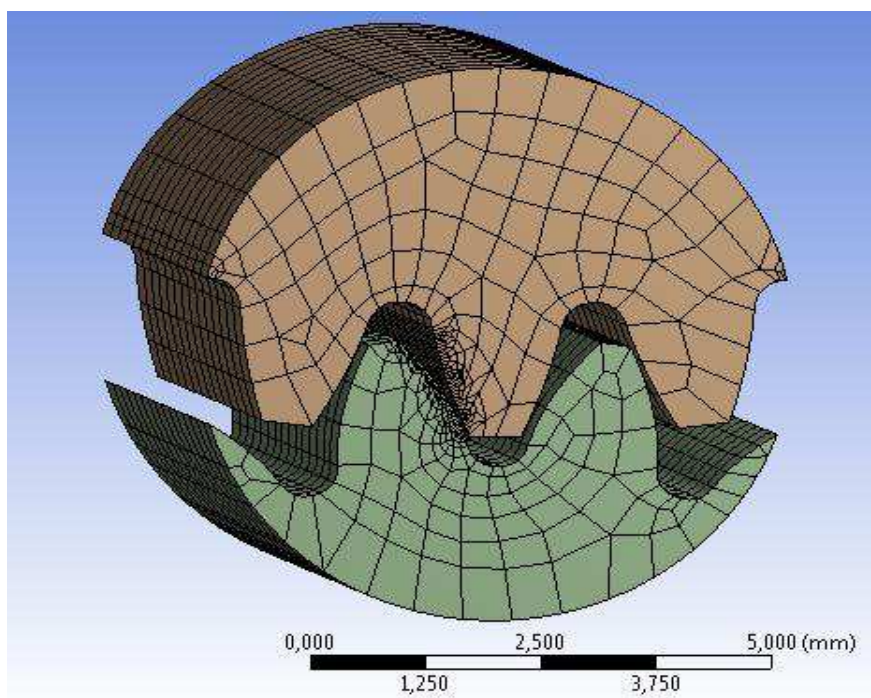


Рисунок 34 – Построение сетки

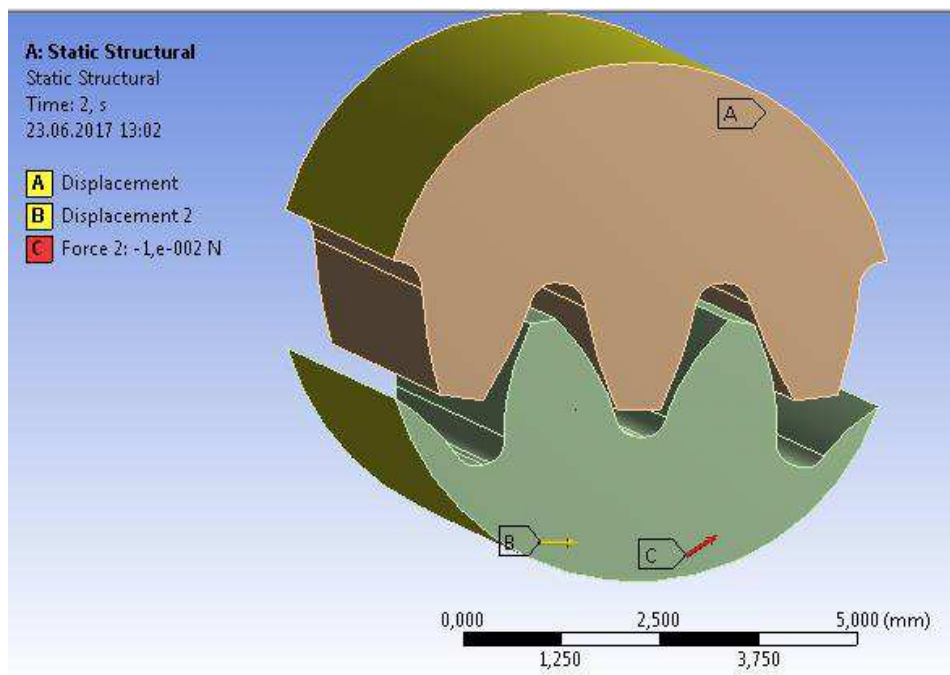


Рисунок 35 – Расстановка сил

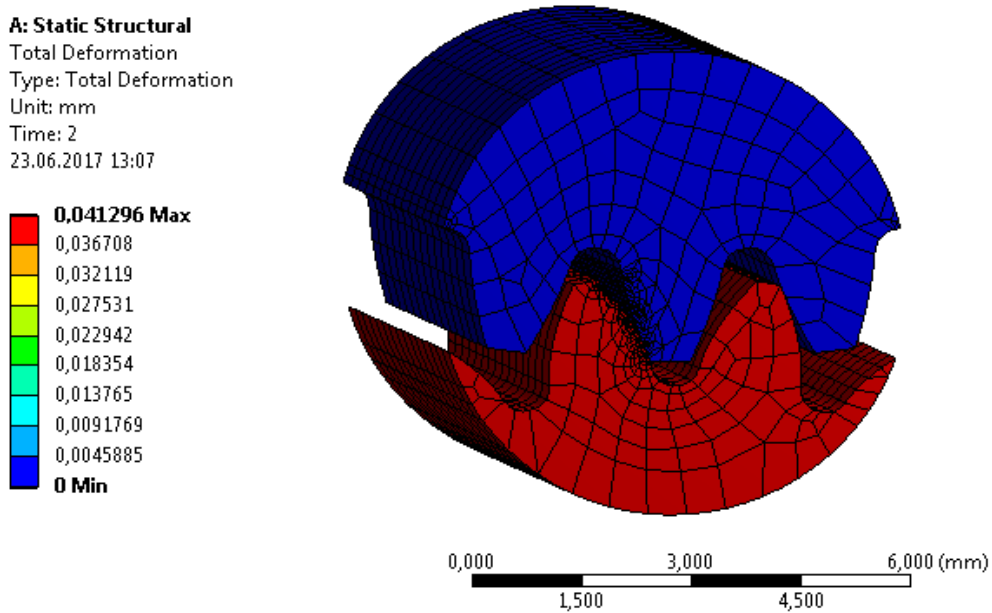


Рисунок 36 – Результат первого перемещения

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

**A: Static Structural**  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 3  
 23.06.2017 13:09

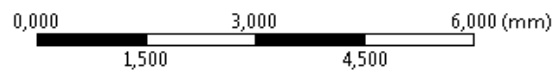
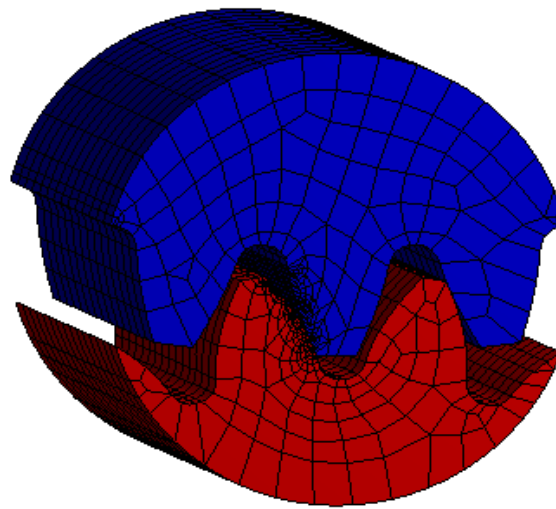
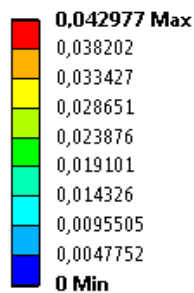


Рисунок 37 – Результат второго перемещения

Находим жесткость по формуле

$$J = \frac{F}{\delta_{3-2}},$$

где  $F = 100$  Н - сила;

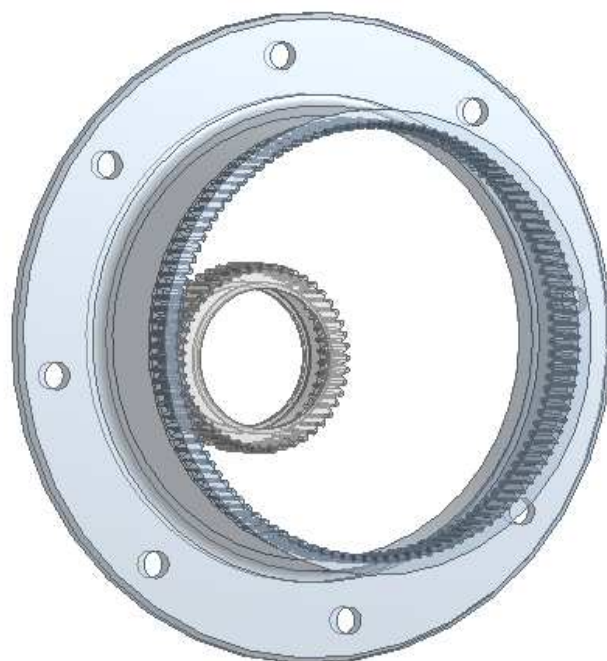
$\delta_{3-2} = 0,042977 - 0,041296 = 0,001681$  мм - разность перемещений 3 и 2 шагов.

$$J = \frac{100}{0,001681} = 62500 \text{ Н/(мм)}$$

Принимаем  $C_{зац12} = J$ .

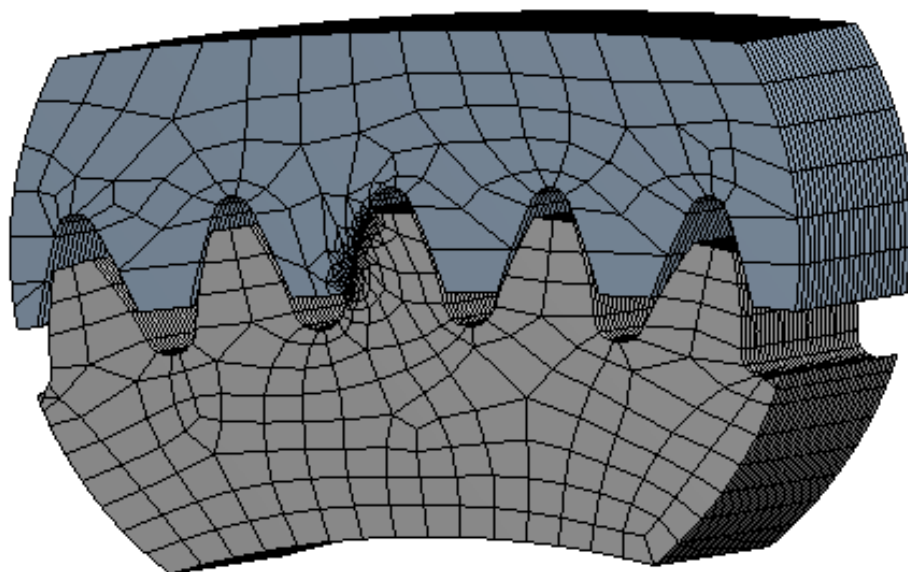
### 3.1.4 Определение жесткости зацепления между сателлитом и корончатым колесом

Методика определения жесткости зубьев сателлита и внешнего корончатого колеса аналогична представленной выше.



0,000 0,025 0,050 0,075 0,100 (m)

Рисунок 38 – Импорт модели



0,000 2,000 4,000 6,000 8,000 (mm)

Рисунок 39 – Построение сетки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

40



**A: Static Structural**

Static Structural

Time: 1, s

23.06.2017 14:53

**A** Force: -1,e-002 N

**B** Fixed Support

**C** Displacement

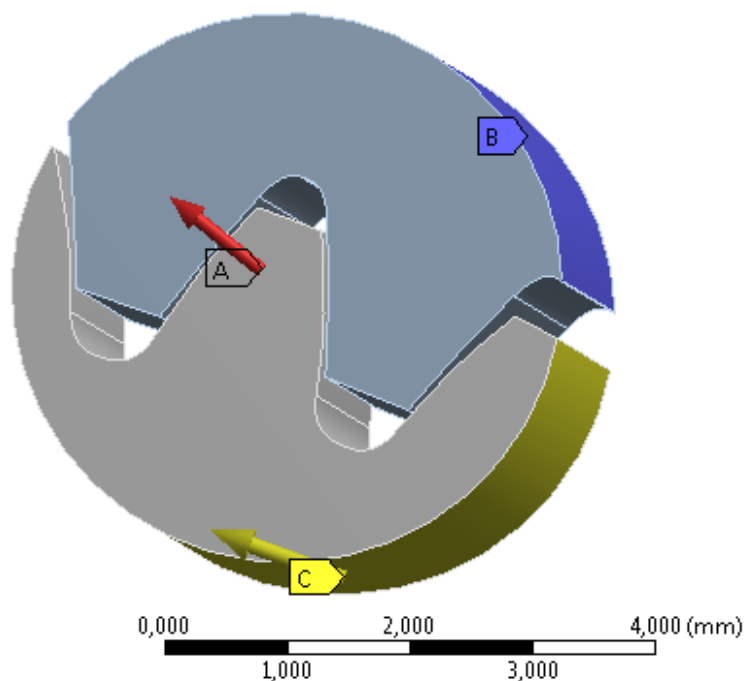


Рисунок 40 – Расстановка сил

**A: Static Structural**

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

23.06.2017 16:01

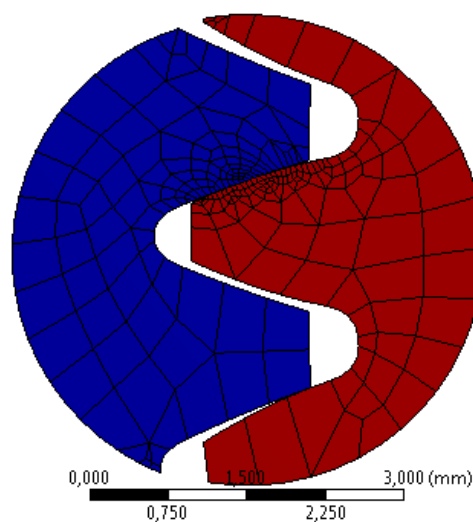
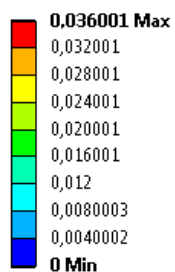


Рисунок 41 – Результирующая деформация

Находим жесткость по формуле

$$J = \frac{F}{\delta_{3-2}}, \quad (1)$$

где  $F = 100$  Н - сила;

$\delta_{3-2} = 0,036739 - 0,035614 = 0,001125$  мм - разность перемещений 3 и 2 шагов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ

Лист

41

$$J = \frac{100}{0,001125} = 88888 \text{ Н/(мм)}$$

Принимаем  $C_{защ23} = J$ .

### 3.1.5 Определение крутильной жесткости корончатого колеса

Жесткость на кручение определяем путем приложения нормальной силы в зацеплении между сателлитом и внешним корончатым колесом. Схема приложения сил и их величина показаны ниже.

**A: Static Structural**  
 Static Structural  
 Time: 1, s  
 23.06.2017 19:44

**A** Fixed Support  
**B** Force: 937,32 N  
**C** Force 2: 937,32 N  
**D** Force 3: 937,32 N

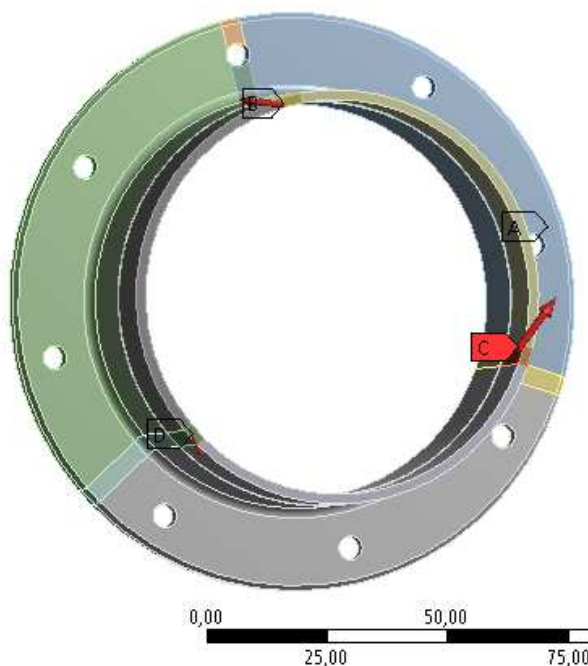


Рисунок 42 – Расстановка сил, имитирующая работу редуктора в пусковой момент

**A: Static Structural**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1  
 23.06.2017 19:45

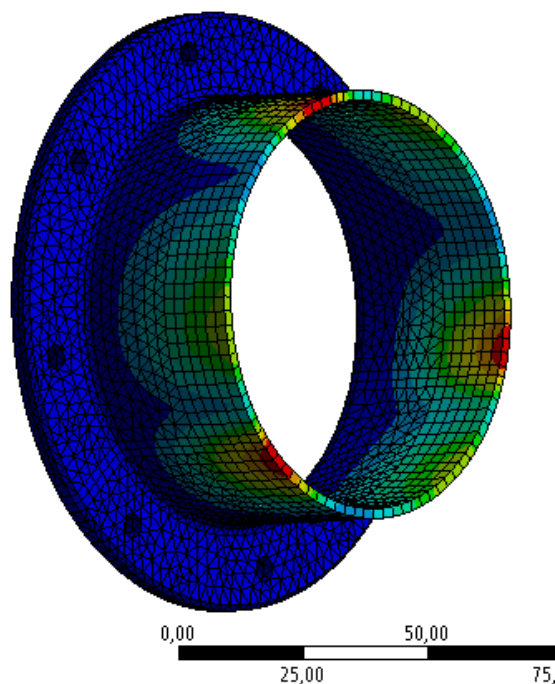
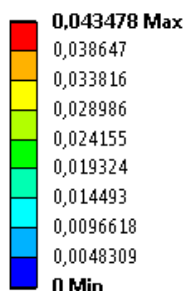


Рисунок 43 – Возникающие при максимальной нагрузке напряжения

По результатам значений абсолютных перемещений находим угол закручивания, в дальнейшем определяем угловую жесткость  $C_{\varphi 3}$

### 3.2 Расчет суммарной крутильной жесткости

Результаты расчета крутильной жесткости показаны в данном разделе. Ниже приведены геометрические характеристики, необходимые для расчета приведенных жесткостей каждого элемента планетарной передачи.

$$r_1 := \frac{12,6 \cdot \text{mm}}{2} = 6,3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_2 := \frac{33,6 \cdot \text{mm}}{2} = 0,017 \text{ m}$$

$$r_3 := \frac{79,8 \cdot \text{mm}}{2} = 0,04 \text{ m}$$

$$F_{t12} := 881 \cdot \text{N}$$

$$F_{t23} := F_{t12} = 881 \text{ N}$$

$$n_c := 2,3$$

$$u := 6,3$$

$$T_1 := 15 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 := T_1 \cdot u = 94,5 \text{ J}$$

$$T_3 := n_c \cdot F_{t23} \cdot r_3 = 80,849 \text{ J}$$

Для составления диаграммы баланса податливостей необходимо каждый элемент приведенной жесткости сделать бесконечно большим, как показано ниже.

$$C_{\varphi_{дв}} := 2.4 \cdot 10^5 \cdot 10^{200} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$T_H := \frac{T_1 \cdot u}{0.96} = 98.438 \text{ J}$$

$$C_{\varphi_{вал}} := \frac{T_1 \cdot 10^{200}}{\theta_{Ls}} = 2.568 \times 10^{203} \cdot \frac{\text{J}}{\text{rad}}$$

$$C_{зац12} := \frac{100 \cdot \text{N} \cdot 10^{200}}{(0.0429 \cdot \text{mm} - 0.0413 \cdot \text{mm})} = 6.25 \times 10^{204} \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$C_{зац23} := \frac{100 \cdot \text{N} \cdot 10^{200}}{0.036739 \cdot \text{mm} - 0.035614 \cdot \text{mm}} = 8.889 \times 10^{204} \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\varphi_{z3} := \frac{0.04 \cdot \text{mm}}{r_3} = \begin{pmatrix} 0 \\ 3 \\ 26.782 \end{pmatrix} \cdot \text{DMS}$$

$$C_{\varphi_{z3}} := \frac{T_3 \cdot 10^{200}}{\varphi_{z3}} = 8.065 \times 10^{204} \cdot \frac{\text{J}}{\text{rad}}$$

$$C_{подш} := 21.4683 \cdot 10^{200} \cdot \frac{\text{N}}{\text{micron}}$$

$$C_{изгбоси} := \frac{260 \cdot \text{N}}{0.000525 \cdot \text{mm}} = 4.952 \times 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad [\text{H/M}]$$

Полученное значение приведенной податливости необходимо отнести к «изначальной» податливости. Сводная диаграмма податливостей приведена в конце раздела

$$\xi_{12} := \left( \frac{T_1}{C_{\varphi_{\text{дв}}}} + \frac{T_1}{C_{\varphi_{\text{вал}}}} \right) \cdot r_1 + \frac{F_{t12}}{C_{\text{зац}12}} = 0 \text{ m}$$

$$\xi_{23} := \frac{T_3}{C_{\varphi_{\text{з3}}}} \cdot r_3 + \frac{F_{t23}}{C_{\text{зац}23}} = 0 \text{ m}$$

$$\xi_{\text{сат}} := \frac{\xi_{12} + \xi_{23}}{2} = 0 \text{ m}$$

$$\xi_{\Sigma} := \xi_{\text{сат}} + \frac{F_{t12} + F_{t23}}{2 \cdot C_{\text{подш}}} + \frac{F_{t12} + F_{t23}}{C_{\text{изгбоси}}} = 3.558 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\varphi_{\text{H}} := \frac{\xi_{\Sigma}}{r_1 + r_2} = 1.54 \times 10^{-4}$$

$$C_{\varphi_{\Sigma}} := \frac{T_{\text{H}}}{\varphi_{\text{H}}} = 6.391 \times 10^5 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$C_{\varphi_{\Sigma_{\text{исх}}}} := 2.389 \times 10^4 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$e_{\varphi_{\Sigma}} := \frac{1}{C_{\varphi_{\Sigma}}} = 1.565 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{J}}$$

$$e_{\varphi_{\Sigma_{\text{исх}}}} := \frac{1}{C_{\varphi_{\Sigma_{\text{исх}}}}} = 4.186 \times 10^{-5} \frac{1}{\text{J}}$$

$$\frac{e_{\varphi_{\Sigma}} \cdot 100}{e_{\varphi_{\Sigma_{\text{исх}}}}} = 3.738$$

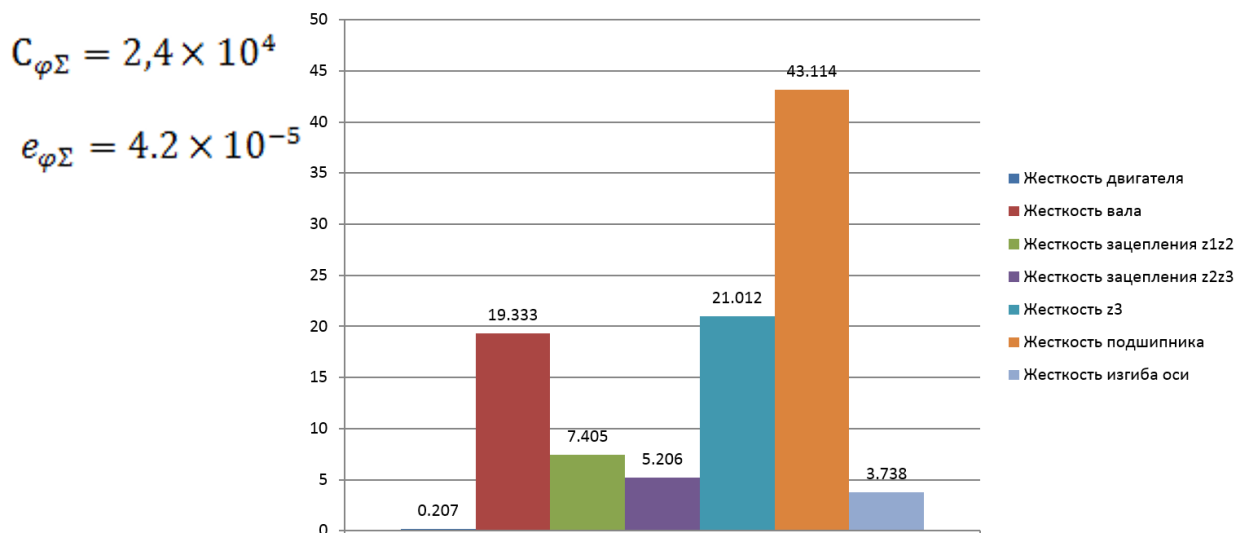


Рисунок 44 - Гистограмма, отображающая отношения податливостей каждого из, составляющих полную крутильную податливость, звеньев

По данным отображаемым на гистограмме баланса крутильных податливостей видно, что наибольшую долю вносит податливость подшипников. Как вариант - заменить его на подшипник с большей жесткостью, например роликовый.

Также следует увеличить диаметр входного вала

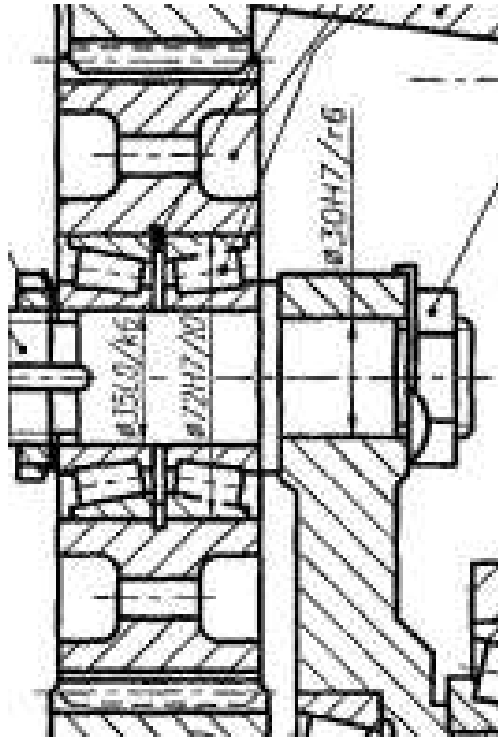


Рисунок 45 - Схема установки сателлита на два роликовых подшипника, обеспечивающая большую радиальную жесткость

					БР-151900.62 41614.100.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был спроектирован привод установки для поворота антенны, удовлетворяющий требованиям. Суммарное передаточное число  $u=6,3$ ,  $n_{вх} = 127 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{вых} = 15 \text{ мин}^{-1}$ ,  $T_{вых} = 24 \text{ Нм}$ .

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

Недостатки редуктора: низкое КПД, недостаточная жесткость

					<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>		47

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванов М.Н. Детали машин.-М.: Высшая школа, 2008, С.521
2. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.-М. : АСАДЕМА, 2007, С.436
3. 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.
4. Солонин И.С. Расчёт сборочный и технологических размерный цепей. 1980.
5. Гусев, А.А. Технология машиностроения (спец. часть) 1986ГОСТ 3675-81. Передачи червячные цилиндрические. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски.
6. Авраменко В.Е. Технология машиностроения. Нормирование сборочных операций. - Красноярск, КрПИ. 1988.
7. П.И. Орлов. Основы конструирования. Справочно – методическое пособие. Том 3. – Москва г.1977

					<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>48</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>49</i>

образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра: «Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
М.П. Головин

  
подпись


« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

Тема: «Разработка конструкции и технологии изготовления прецизионного планетарного мотор-редуктора специального назначения»

15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств

Руководитель:

  
26.06.17  
подпись, дата

старший преподаватель Р.С. Лу

Выпускник:

  
подпись, дата

В.А. Гнаты

Красноярск 2017