

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

Политехнический
институт

Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ М. П. Головин
подпись инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

**«Конструкторско-технологическое проектирование
электропривода на основе редуктора 1Ц2У-160»**

Руководитель	_____	доцент, к. т. н.	<u>Е. Г. Зеленкова</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>А. А. Иванова</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтроллер	_____	доцент, к. т. н.	<u>Е. Г. Зеленкова</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия

Красноярск 2018

АННОТАЦИЯ.

Данный курсовой проект состоит из графического материала объёмом 4 листа, пояснительной записки, состоящей из 80 страниц, 17 рисунков, литературных источников 5 наименований.

В данной выпускной квалификационной работе спроектирован привод ленточного транспортера, также произведены необходимые расчеты цилиндрического двухступенчатого редуктора и открытой цепной передачи. Подобран необходимый материал деталей, отвечающий требованиям надежности и долговечности привода. Разработаны необходимые чертежи редуктора привода механизма. Также разработана технология сборки редуктора цилиндрического двухступенчатого в условиях крупносерийного производства и разработана технология изготовления корпуса с применением высокопроизводительного и экономически выгодного оборудования, приспособлений и инструмента, работающих на прогрессивных режимах резания, обеспечивающих как производительность, так и требуемую точность, и качество производимой продукции.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Оглавление

	ВВЕДЕНИЕ.....	5
	1. Исходные данные	6
	1.1 Задание на проектирование.....	6
	1.2 Техническое задание	6
	1.2.1 Наименование и область применения.....	6
	1.2.2 Основание для разработки.....	6
	1.2.3 Цели и назначение разработки	7
	1.2.4 Источники разработки	7
	1.2.5 Технические требования	7
	2. Анализ аналогов приводов.....	10
	3. Кинематический расчет привода.....	20
	4. Расчет зубчатых цилиндрических передач	23
	4.1 Выбор материала. Допускаемые напряжения для зубчатых колес	23
	4.2 Расчет быстроходной ступени редуктора	24
	4.3 Расчет тихоходной ступени редуктора.....	32
	5. Расчет цепной передачи.....	39
	6. Проектирование валов и компоновка редуктора	43
	7. Конструирование зубчатых колес внешнего зацепления.....	47
	8. Расчет валов редуктора и подшипников в Компас-3D	49
	9. Конструирование корпусных деталей и крышек.....	58
	9.1 Корпус редуктора.....	59
	9.2 Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора.....	59
	9.3 Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд	61
	9.4 Конструктивное оформление опорной части корпуса.....	61
	9.5 Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей	62
	9.6 Крышки люков	62
	9.7 Конструирование крышек подшипников.....	63
	10. Смазывание, смазочные устройства и уплотнения	64
	11. Расчет шпонок	66
	12. Выбор муфты	69
	12.1 Расчёт на смятие упругого элемента	70
	12.2 Расчёт пальцев муфты на изгиб	71
	13. Конструирование фундаментной плиты привода.....	72
	14. Расчет крепления редуктора к плите.....	76
	15. Разработка технологического процесса сборки узла	80
	15.1 Служебное назначение узла.....	80
	15.2 Выявление и анализ технических условий и норм точности.....	81
	15.3 Выбор методов достижения точности	83
	15.4 Анализ технологичности узла	89
	15.5 Методы и схемы контроля	90
	15.6 Разработка последовательности сборки	93
	15.7 Проектирование технологических операций сборки.....	99

Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Перв. примен.	16. Разработка технологии изготовления специальной детали..... 104			
	16.1 Анализ служебного назначения и технических условий 104			
Справ. №	16.2 Анализ технологичности..... 105			
	16.3 Методы и схемы контроля..... 106			
	16.4 Выбор и обоснования технологических баз 108			
	16.5 Определение припусков и межпереходных размеров 111			
	16.6 Расчет режимов резания..... 118			
	16.7 Техническое нормирование 120			
	16.8 Анализ и расчет точности обработки 123			
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ 126			
	СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ..... 128			
	Приложение А..... 130			
	Приложение Б 131			
Инд. № подл.	Подпись и дата			
	Инд. № дубл.			
	Инд. инв. №			
	Подпись и дата			
Инд. № подл.				
Изм. Лист № докум. Подпись Дата				Лист
Пояснительная записка				4

ВВЕДЕНИЕ

Цель выпускной квалификационной работы: исходя из заданных условий, провести технический анализ известных присутствующих аналогов данного изделия, инженерный анализ существующих вариантов изделия и выбор лучшего прототипа для проектирования; освоить методику поиска оптимальных схемных и параметрических решений, получить навыки конструирования 3D моделирования изделия в CAD – системах и в оформлении основных компонентов рабочей документации по электронным моделям. Сконструировать оптимальную конструкцию привода, конкурентно способной найденным аналогам. Разработка прогрессивной технологии сборки редукторов цилиндрических двухступенчатых в условиях крупносерийного производства и разработка технологии изготовления корпуса с применением высокопроизводительного и экономически выгодного оборудования, приспособлений и инструмента, работающих на прогрессивных режимах резания, обеспечивающих как производительность, так и требуемую точность, и качество производимой продукции и минимум затрат на изготовление деталей.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

Пояснительная записка

5

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.	
Справ. №	

1. Исходные данные

1.1 Задание на проектирование

Выполнить проектирование приводного устройства со следующими техническими показателями:

1. Мощность на выходном валу привода – 4,5 кВт.
2. Частота вращения выходного вала привода - 16 об/мин
3. Тип энергоносителя – трехфазный переменный ток 220/380 В
4. Ресурс привода – 4000 часов
5. При проектировании обеспечить минимизацию стоимости привода.
6. Предполагается крупносерийное производство проектируемых приводов (8000 изделий в год)

Примечание: недостающие характеристики задать самостоятельно с согласия преподавателя.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

1.2 Техническое задание

1.2.1 Наименование и область применения

Приводное устройство, состоящее из редуктора, передач гибкой связью (цепные или ременные), муфт и двигателя.

Область применения: приводное устройство широко используется в машиностроении, поставка изделия в другие страны не предусматривается.

1.2.2 Основание для разработки

Задание преподавателя.

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Перв. примен.	<h3>1.2.3 Цели и назначение разработки</h3> <p>Обеспечение на выходном валу привода требуемой мощности и угловой скорости вращения, а также требуемого срока службы.</p> <p>Эксплуатационное и функциональное назначение:</p> <p>Привод - устройство, приводящее в движение машину или механизм; состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления.</p>					
	Справ. №	<h3>1.2.4 Источники разработки</h3> <p>ГОСТ 2.103-68 - Регламентирующий стадии разработки изделия.</p> <p>ГОСТ 2.118-73 - Регламентирующий требования к техническому предложению.</p> <p>ГОСТ Р 50891-96 - Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия.</p> <p>ГОСТ 12.1.003-83 - ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.</p> <p>ГОСТ 2.601-95 - ЕСКД. Эксплуатационные документы.</p> <p>ГОСТ 9.303-84 - ЕСЗКС. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования к выбору.</p> <p>СТО 4.2-07-2014 - Требования к оформлению пояснительной записки.</p>				
Подпись и дата		<h3>1.2.5 Технические требования</h3> <p>Привод состоит из редуктора и двигателя, соединенных муфтой.</p> <p>Назначенный ресурс каждого из механизмов привода должен быть не менее 4000 часов.</p> <p>Двигатели редукторов должны быть выполнены для работы от сети переменного тока номинальным напряжением 220/380 В.</p>				
	Инв. № дубл.					
зам. инв. №						
	Подпись и дата					
Инв. № подл.						
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка
					7	

Перв. примен.	<p>Ресурс привода при 90%-ной длительной работе с постоянной нагрузкой должен быть не менее 4000 ч; срок службы при других режимах работы – не менее 10 лет.</p> <p>Требования к технологичности и метрологичности:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Конструкция детали должна состоять из стандартных и унифицированных элементов. - Детали должны изготавливаться из стандартных заготовок. Размеры и формы заготовки должны приближаться к форме и размерам готовой детали. - Заготовки должны быть получены рациональным способом и допускать возможность использования в конструкции детали необрабатываемых поверхностей и минимальных припусков на обработку. - Оптимальные и обоснованные точность и шероховатость поверхностей (устанавливают в соответствии с требованиями к надёжности машин в эксплуатации). - Базовые поверхности детали должны иметь точность и шероховатость, обеспечивающие надёжность и точность установки, обработки и контроля. - Возможность одновременной обработки нескольких деталей. - Конструкция детали должна обеспечивать возможность применения типовых, стандартных и групповых технологических процессов. - Свойства материала детали: физико-химические, механические, жёсткость детали должны соответствовать требованиям технологии изготовления. - Не использовать материалы, плохо обрабатываемые резанием. - Доступность по всем обрабатываемым поверхностям для обработки и измерения. - Протяженность обрабатываемых поверхностей должна быть наименьшей. - Конструкции деталей должны обеспечивать минимальную деформацию при т/о. <p>Требование к безопасности, влияние на окружающую среду:</p>					
Справ. №						
Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
зам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист

Перв. примен.	<ul style="list-style-type: none"> - Заливку масла, слив отработанного масла из картера и проверку уровня масла производить только при полной остановке редуктора. - Установку редуктора производить таким образом, чтобы обеспечить свободный доступ к смотровой крышке и маслоуказателю. 					
Справ. №	<p>Условия эксплуатации и утилизации:</p> <p>Данный редуктор предназначен для эксплуатации в макроклиматических районах с умеренным климатом по ГОСТ 15150-69.</p> <p>При эксплуатации редуктора должны соблюдаться следующие правила:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Заливку масла и его слив производят только при остановленном редукторе. - К масломерной игле должен быть обеспечен свободный доступ. - Концы валов и насаженные на них детали (муфты, шкивы) должны быть защищены предохранительными кожухами. - Все необработанные поверхности деталей, находящихся в масляной ванне редуктора, должны быть окрашены маслостойкой краской красного цвета. - Валы в собранном редукторе должны проворачиваться от руки легко и плавно. - Головки маслоуказателей, заливной и спускной пробок должны быть окрашены в красный цвет. - Конструкция редуктора должна исключать течь масла из корпуса и проникновение внутрь пыли и грязи. <p>Утилизация производится предприятием изготовителем.</p> <p>Требование к упаковке:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Обтянуть привод защитной пленкой и упаковать в деревянный ящик для дальнейшей транспортировки. При транспортировке обеспечить предупреждение концов валов от механических повреждений. 					
Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
зам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист
						9

Перв. примен.	
Справ. №	

2. Анализ аналогов приводов

Редуктор предназначен для понижения угловой скорости и соответственно повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

Редукторы классифицируются по следующим признакам:

- по типу передач (зубчатые, червячные или зубчато-червячные),
- по числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые);
- по типу колёс (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические);
- по расположению валов в пространстве (горизонтальные, вертикальные).

При проектировании привода рассмотрим следующие редуктора: цилиндрический одноступенчатый, цилиндрический двух и трехступенчатый, коническо-цилиндрический, червячный и планетарный.

В промышленности широко используются двигатели серии АИР, вследствие простоты конструкции и малой стоимости, простоты ухода, непосредственного включения в трехфазную сеть переменного тока без преобразователей. Для выбора электродвигателя рассмотрим трехфазные асинхронные двигатели серии АИР.

Рассмотрев цепочку привода состоящую из двигателя, редуктора и цепной передачи (необходима для обеспечения стандартного передаточного числа редуктора) и выбрав первоначально червячный редуктор у которого наименьший КПД равный примерно 0,8 и цепной передачи 0,96, определим примерную требуемую мощность электродвигателя

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Перв. примен.	<p>Для цепных передач по рекомендациям принимают значения передаточных чисел от 2 до 3. Тогда определим передаточные числа редукторов.</p> $u_{ред1} = \frac{u_{\Sigma 1}}{u_{цеп}} = 90,3 - 60,2;$ $u_{ред2} = \frac{u_{\Sigma 2}}{u_{цеп}} = 45,45 - 30,3;$ $u_{ред3} = \frac{u_{\Sigma 3}}{u_{цеп}} = 29,9 - 19,8;$ $u_{ред4} = \frac{u_{\Sigma 4}}{u_{цеп}} = 22,5 - 15.$				
	Справ. №	<p>Рекомендуемый диапазон передаточных чисел для различных типов редукторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> - цилиндрические одноступенчатые: 1,6-6,3; - цилиндрические двухступенчатые: 8-40; - цилиндрические трехступенчатые: 25-160; - червячные: 8-80; - коническо-цилиндрические: 6,3-28; - конические до 5. <p>Исходя из этого конические и цилиндрические одноступенчатые редуктора выпадают из расчета.</p> <p>Для планетарного редуктора требования к точности изготовления передач и точности сборки существенно жестче, чем, к примеру, для цилиндрического. Аналог планетарного редуктора для данных условий имеет большую массу по сравнению с цилиндрическими и червячными редукторами, поэтому он не подходит для наших требований.</p> <p>Крутящий момент на выходе привода для заданных исходных данных находится в пределах от 1229 Н*м с цепной передачей и до 2686 Н*м без цепной передачи. В связи с этим коническо-цилиндрические и трехступенчатые</p>			
Подпись и дата		Инв. № дубл.	Изм. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.
	Изм.				
Пояснительная записка					12

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

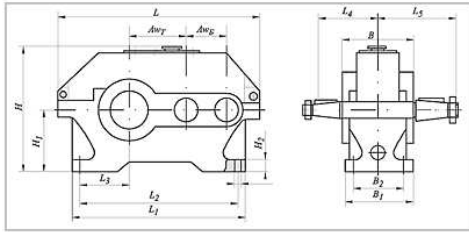
Подпись и дата

Инв. № подл.

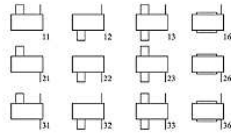
цилиндрические редуктора исключаем из расчета, т.к. у них тоже большая масса и габариты.

Ниже приведены технические характеристики подходящих типов редукторов.

1. Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа 1Ц2У-100, 1Ц2У-125, 1Ц2У-160, 1Ц2У-200, 1Ц2У-250:



схемы сборки редукторов



основные технические характеристики

Типоразмер редуктора	Передаточное число i	Мг, Н*м	Масса редуктора, кг	A_{wT}	A_{wB}
1Ц2У-100	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40	315	21	100	80
1Ц2У-125		630	31.5	125	80
1Ц2У-160		1250	96	160	100
1Ц2У-200		2500	170	200	125
1Ц2У-250		5000	310	250	160

габаритные и присоединительные размеры

Типоразмер редуктора	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	B	B ₁	B ₂	H	H ₁	H ₂	d
Ц2У-100	390	325	290	85	136	165	155	145	109	230	112	20	15
Ц2У-125	446	375	335	106	145	206	175	165	125	272	132	22	19
Ц2У-160	557	475	425	135	170	224	206	195	140	345	170	24	24
Ц2У-200	678	580	515	165	212	280	243	230	165	425	212	30	24
Ц2У-250	829	730	670	212	265	335	290	280	218	530	265	32	28

Лист

Пояснительная записка

13

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

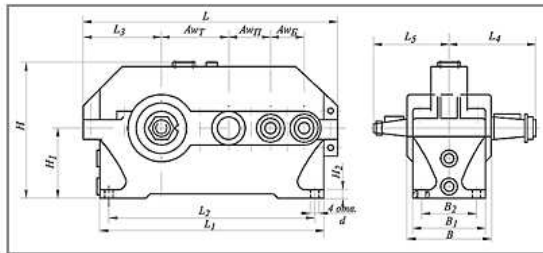
Инв. № дубл.

зам. инв. №

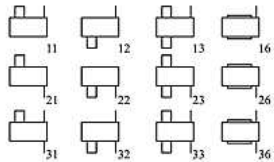
Подпись и дата

Инв. № подл.

2. Редукторы цилиндрические горизонтальные трехступенчатые типа 1ЦЗУ-160, 1ЦЗУ-200, 1ЦЗУ-250:



Схемы сборки редукторов



Основные технические характеристики

Типоразмер редуктора	Передаточное число и	Мт, Н ² м	Масса редуктора, кг	AwT	AwH	AwB
1ЦЗУ-160	40, 50, 56, 63,	1250	110	160	100	80
1ЦЗУ-200	80, 100, 125,	2500	190	200	125	100
1ЦЗУ-250	160, 200	5000	335	250	160	125

Габаритные и присоединительные размеры

Типоразмер редуктора	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	B	B ₁	B ₂	H	H ₁	H ₂	d
ЦЗУ-160	630	530	475	195	224	160	206	195	140	345	170	24	24
ЦЗУ-200	775	650	580	236	280	190	243	230	165	425	212	30	24
ЦЗУ-250	950	825	750	290	335	236	290	280	218	530	265	32	28

Лист

Пояснительная записка

14

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

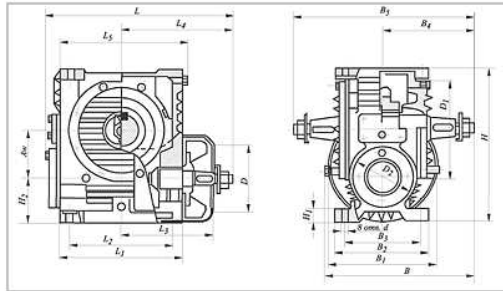
Инв. № дубл.

изм. инв. №

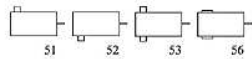
Подпись и дата

Инв. № подл.

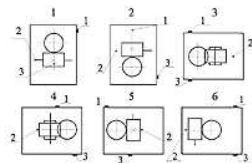
3. Червячный редуктор Ч-80, Ч-100, Ч-125, Ч-160:



Схемы сборки редукторов



Варианты расположения червячной пары



Основные технические характеристики

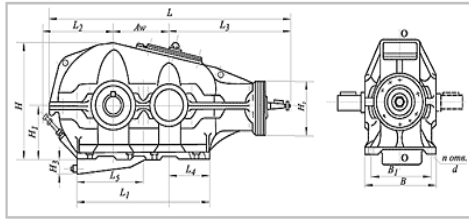
редукторов Ч

Типоразмер редуктора	Передаточное число i	Мг, Н*м	Масса редуктора, кг
Ч-80	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	175-300	18
Ч-100		290-490	57
Ч-125		525-900	88
Ч-160		1050-1900	157

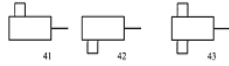
Перв. примен.

Справ. №

4. Редукторы коническо-цилиндрические двухступенчатые типа КЦ1-200, КЦ1-250, КЦ1-300, КЦ1-400, КЦ1-500:



Схемы сборки редукторов

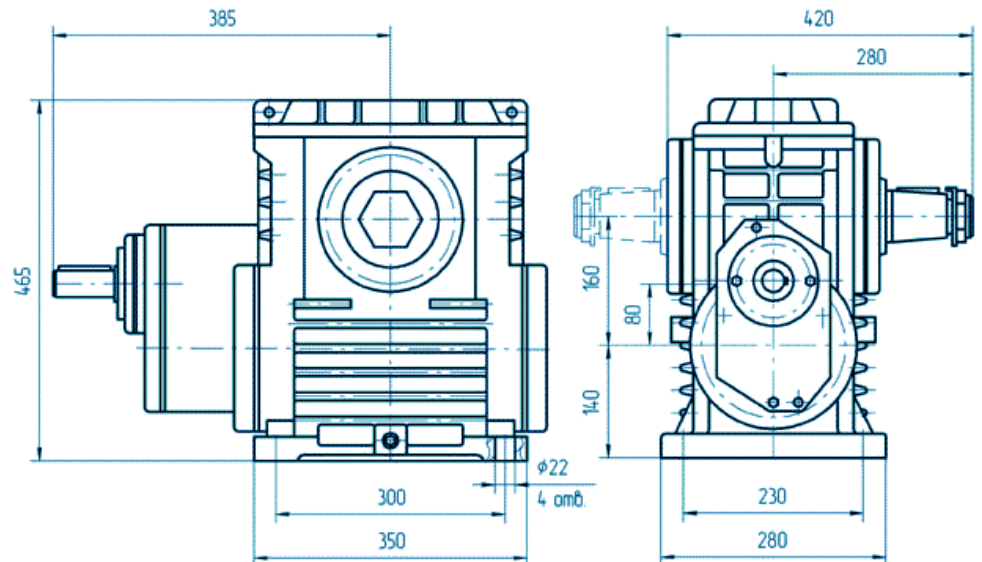


Основные технические характеристики

Типоразмер редуктора	Передачное число u	Мг, Н*м	Масса редуктора, кг	A_w
КЦ1-200	6,3, 10, 14, 20, 28	700	186	200
КЦ1-250		1400	391	250
КЦ1-300		2400	474	300
КЦ 1-400		5300	980	400
КЦ1-500		9000	1740	500

5. Редукторы цилиндрическо-червячные типа 1ЦЧ-63А, 1ЦЧ-160, 1ЦЧ-200:

Габаритные размеры редуктора



Ине. № подл.

Подпись и дата

изм. инв. №

Ине. № дубл.

Подпись и дата

Лист

Пояснительная записка

16

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Основные технические характеристики

Типоразмер редуктора (мотор-редуктора)	Передаточное число	Частота вращения выходного вала, об/мин	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н*м		
ЦЧ-25 (МЦЧ-25)	16...200	7...85	6		
ЦЧ-34,5 (МЦЧ-34,5)			8		
ЦЧ-40 (МЦЧ-40)	16...200	4,7...93,75	31...50		
ЦЧ-50 (МЦЧ-50)			62...93		
ЦЧ-63 (МЦЧ-63)			100...180		
ЦЧ-80 (МЦЧ-80)			200...400		
ЦЧ-100 (МЦЧ-100)			400...770		
ЦЧ-125 (МЦЧ-125)			16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630	3...93,75	700...1400
ЦЧ-160 (МЦЧ-160)					1500...3000
ЦЧ-200 (МЦЧ-200)					2300...4600
ЦЧ-250 (МЦЧ-250)					4400...8200
ЦЧ-320 (МЦЧ-320)					7800...14800
ЦЧ-400 (МЦЧ-400)					11100...29000
ЦЧ-500 (МЦЧ-500)					14600...48500

В табл. 1 приведены технические характеристики двигателей и стоимость.

Таблица 1

Двигатель	Мощность	Об/мин	Ток при 380В, А	КПД, %	Коэф. мощн.	Ип/ Ин	Мп/ Мн	Мма х/ Мн	Момент инерции, кгм2	Масса, кг	Цена, руб
АИР112М2	7,5/7,6 кВт	2890	15	87	0,91	7,5	2,2	2,5	0,0185	48	10289,00
АИР132S4	7,5/7,6 кВт	1455	15,6	87,5	0,83	7,0	2	2,5	0,0227	52	9000,00
АИР132М6	7,5/7,6 кВт	950	16,5	85,5	0,81	7,0	2	2,2	0,0597	82	14459,00

В табл. 2 рассмотрим подходящие привода и их стоимость.

Таблица 2

	АИР112М2 2890 10289,00	АИР132S4 1455 9000,00	АИР132М6 950 14459,00	АИР160S8 720 18000,00
Общее передаточное число	180,6	91	59,3	45
Цилиндрический двух ступенчатый				
Уред	-	40	25	16
Тип редуктора		1Ц2У-160	1Ц2У-160	1Ц2У-160
Цена редуктора		10000,00	10000,00	10000,00
Уцепи		2,28	2,38	2,81
Крутящий момент на выходе		1229,50	1178	1000
Общая цена привода		19000,00	24459,00	28000,00
Цилиндрический трехступенчатый				
Уред	80	40	-	
Тип редуктора	1Ц3У-200	1Ц3У-160		
Цена редуктора	27000,00	22000,00		
Уцепи	2,26	2,28		
Крутящий момент на выходе	1250	1229,50		
Общая цена привода	37289,00	31000,00		
Червячный				
Уред	80	40	25	16
Тип редуктора	Ч-160	Ч-160	Ч-160	Ч-160
Цена редуктора	47554,00	47554,00	47554,00	47554,00
Уцепи	2,26	1,48	2,37	2,81
Крутящий момент на выходе	1243	1875	1184	1000

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Лист

18

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Общая цена привода	0	57843,0	0	56554,0	0	62013,0	0	65554,0
Коническо-цилиндрический								
Уред	-				28		14	
Тип редуктора					КЦ1-250		КЦ1-250	
Цена редуктора					60000,0 0		60000,0 0	
Уцепи					2,12		3,2	
Крутящий момент на выходе					1323		877	
Общая цена привода					74459,0 0		78000,0 0	
Цилиндрическо-червячные								
Уред	80	40	20	16				
Тип редуктора	ЦЧ-160	ЦЧ-160	ЦЧ-160	ЦЧ-125				
Цена редуктора	20000,0 0	20000,0 0	20000,0 0	20000,0 0				
Уцепи	2,26	2,28	2,3	2,81				
Крутящий момент на выходе	1250	1229,5	1219,5	1000				
Общая цена привода	30289,0 0	29000,0 0	34459,0 0	38000,0 0				

Исходя из табл. 2 наилучшим и экономически выгодным вариантом оказалось сочетание двигателя АИР132S4 с горизонтальным двухступенчатым редуктором 1Ц2У-160.

На рис. 1 приведена кинематическая схема привода.

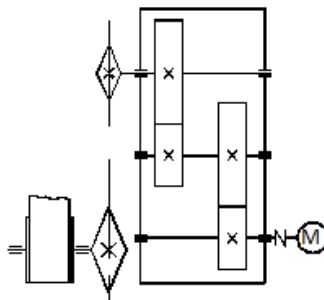


Рисунок 1. Кинематическая схема привода

Лист

19

Пояснительная записка

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

Перв. примен.	
Справ. №	

3. Кинематический расчет привода

Передаточное отношение привода:

$$u_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{1455}{16} = 91$$

$$u_p = 40.$$

$$u_{цеп} = \frac{u_{пр}}{u_p} = \frac{91}{40} = 2,28$$

Рассчитаем КПД привода и мощность двигателя:

$$\eta_{пр} = \eta_{муф} \cdot \eta_{ред} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,9;$$

$$P_{дв} = \frac{P_{вых}}{\eta_{пр}} = \frac{4,5}{0,9} = 5 \text{ кВт.}$$

Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням:

$$u_{тих} = 0,88\sqrt{u_{ред}} = 0,88\sqrt{40} = 5,567.$$

Принимаем по стандарту $u_{тих} = 5,6$.

Тогда:

$$u_{быст} = u_{ред}/u_{тих} = \frac{40}{5,6} = 7,1$$

Определим мощность:

$$P_1 = P_{тр} = 5 \text{ кВт;}$$

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Перв. примен.	
Справ. №	

$$P_2 = P_1 \cdot n_{\text{цил}} \cdot \eta_M = 5 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 4,8 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot n_{\text{цил}} = 4,8 \cdot 0,98 = 4,7 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot n_{\text{цеп}} = 4,7 \cdot 0,96 = 4,5 \text{ кВт}.$$

Определим частоту вращения:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1455 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{быстр}}} = \frac{1455}{7,1} = 204,9 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{тих}}} = \frac{204,9}{5,6} = 36,6 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{цеп}}} = \frac{36,6}{2,28} = 16 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости:

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi \cdot 1455}{30} = 152,3;$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{быстр}}} = \frac{152,3}{7,1} = 21,5;$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{\text{тих}}} = \frac{21,5}{5,6} = 3,8;$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_{\text{цеп}}} = \frac{3,8}{2,28} = 1,7.$$

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

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

Перв. примен.

Справ. №

Определение моментов:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5000}{152,3} = 32,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4800}{21,5} = 223,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{4700}{3,8} = 1236,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{4500}{1,7} = 2647 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сведем полученные данные в таб. 3.

Таблица 3

Наименование	Индекс вала	Частота вращения n , об/мин	Угловая скорость ω , рад/с	Мощность P , кВт	Момент T , Н·м
Быстроходный вал редуктора	1	1455	152,3	5	32,8
Промежуточный вал редуктора	2	204,9	21,5	4,8	223,3
Тихоходный вал редуктора	3	36,6	3,8	4,7	1236,8
Вал привода	4	14,4	1,7	4,5	2647

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Пояснительная записка

Лист

22

Перв. примен.
Справ. №

4. Расчет зубчатых цилиндрических передач

4.1 Выбор материала. Допускаемые напряжения для зубчатых колес

Т.к. при большей твердости соответствует более сложная технология изготовления зубчатых колес и малые размеры передачи, то принимаем материал для изготовления – сталь 45.

Шестерня и колесо: $D_{\text{заг}} = 200$ мм; $HV_1 = 240$; термообработка улучшение.

Пределы выносливости по контактным напряжениям вычисляются по формулам:

$$\sigma_{HO} = 2HV + 70 = 2 * 240 + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

Вычисляем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO} * K_{HL}}{S_H},$$

где $S_H = 1,1 - 1,2$ – требуемый коэффициент безопасности.

При цементации $S_H = 1,1$

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима передачи.

Для базового числа циклов ($N = 10^7$) $K_{HL} = 1$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO} * K_{HL}}{S_H} = \frac{550 * 1}{1,1} = 500 \text{ МПа;}$$

Подпись и дата
Инв. № дубл.
Инв. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.
Справ. №

Пределы выносливости по изгибным напряжениям вычисляются по формулам:

$$\sigma_{F0} = 1,8HB = 1,8 * 240 = 432 \text{ МПа.}$$

Вычисляем допускаемые изгибные напряжения:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0} * K_{FL}}{S_F},$$

где $S_F = 1,8$ - для литых колес;

$S_F = 2,3$ - для поковки;

$K_{FL} = 1$ - для базового числа циклов.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0} * K_{FL}}{S_F} = \frac{432 * 1}{2,3} = 188 \text{ МПа.}$$

Подпись и дата
Инв. № дубл.
изм. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

4.2 Расчет быстроходной ступени редуктора

Для закрытых зубчатых передач основным является расчет на контактную прочность. Расчет на изгибную прочность зубьев является проверочным.

Дано: $u_o = 7,1$; $P_1 = 5 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 152,3 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 32,8 \text{ Нм}$;

1. Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию принимаем

$$\psi_{ba} = 0,315$$

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} (u + 1) / 2 = 0,315(7,1 + 1) / 2 = 1,28.$$

при $\psi_{bd} = 1,28 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,73$; $K_{H\beta} = 1,48$.

					Пояснительная записка	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Перв. примен.

2. Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} = 410(i+1) * \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} * i * [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = 410(7,1+1) * \sqrt[3]{\frac{32,8}{0,315 * 7,1 * 500^2}} 1,48 = 146 \text{ мм}$$

Принимаем $a_{\omega} = 160$ мм.

Справ. №

3. Определяем модуль зубьев

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 160 = 1,6-3,2 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем для силовых передач $m = 1,5$ мм.

Предварительно задаемся углом наклона зубьев: $\beta = 10^0$.

4. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 * 160 \cos 10^0}{1,5} = 210$$

принимаем $z_{\Sigma} = 210$.

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{210}{7,1+1} = 26; \quad z_1 = 26;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 210 - 26 = 184.$$

Вычисляем фактический угол наклона зубьев

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Перв. примен.

$$\cos \beta = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_{\omega}} = \frac{1,5 * 210}{2 * 160} = 0,984; \quad \beta = 10,15^{\circ}.$$

Для косозубых колес $\beta = 8 \div 20^{\circ}$.

5. Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от i до 2 %)

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{184}{26} = 7,07, \text{ что допустимо.}$$

Справ. №

6. Вычисляем основные геометрические размеры передачи

а) диаметры делительных окружностей

шестерни $d_1 = \frac{z_1 m_m}{\cos \beta} = \frac{26 * 1,5}{0,984} = 40 \text{ мм};$

колеса $d_2 = \frac{z_2 m_m}{\cos \beta} = \frac{184 * 1,5}{0,984} = 280 \text{ мм};$

Подпись и дата

Инв. № дубл.

б) ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_{\omega} = 0,315 \cdot 160 = 50 \text{ мм}; \quad b_2 = 50 \text{ мм},$$

шестерни $b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 50 + 4 = 54 \text{ мм}.$

зам. инв. №

Подпись и дата

7. Окружная скорость зубчатых колес:

Инв. № подл.

Лист

Пояснительная записка

26

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

Перв. примен.	$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{152,3 \cdot (40 \cdot 10^{-3})}{2} = 3 \text{ м/с},$ принимаем 9-ую степень точности (передачи пониженной точности) для косозубых колес согласно ГОСТ 1643–81.			
Справ. №	<p>Для среднескоростных ($v < 15 \text{ м/с}$) закрытых передач обычно применяют простую смазочную систему — погружением вращающихся деталей в жидкое масло, т. е. в масляную ванну. Во избежание больших барботажных потерь глубину погружения быстроходного колеса ограничивают; при этом тихоходное колесо может быть погружено на глубину до 1/3 своего диаметра. При скоростях колес $v = 1 \dots 4 \text{ м/с}$ (большее значение для масел повышенной вязкости) образуется струя брызг, смазывающая остальные детали, включая подшипники.</p> <p>Заливную пробку-фильтр располагают в верхней точке корпуса, сливную — в нижней, контрольную — по уровню масла. Проходное сечение, отверстия под пробкой должно быть не менее 20 мм. Уклон дна, равный $2 \dots 3^\circ$, позволяет сливать отработанное масло практически без остатка. Покрытие герметиком неподвижных стыков разъемных соединений повышает их герметичность.</p>			
Подпись и дата	8. Вычисляем окружную силу:			
Инв. № дубл.	$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 32,8}{40 \cdot 10^3} = 1640 \text{ Н.}$			
Изм. инв. №	9. Силы в зацеплении			
Подпись и дата	Радиальная сила $F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 605 \text{ Н}$			
Инв. № подл.	Осевая $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 295 \text{ Н}$			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка				Лист 27

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Для построения модели передачи произведем расчет в «Компас haft 3D».

Таблица 1. Геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	28	184
Модуль, мм	1,5	
Угол наклона зубьев	10°15'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба	1	
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	54	50
Коэффициент смещения исходного контура	+0,748	-0,748
Степень точности	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>		
Передаточное число	7,077	
Межосевое расстояние, мм	160,054	
Делительный диаметр, мм	39,633	280,476
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	44,876	281,231
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	38,127	274,482
Диаметр начальной окружности D_w , мм	39,632	280,476
Угол зацепления	20°17'52"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>		
Постоянная хорда, мм	2,802	1,359
Высота до постоянной хорды, мм	2,112	0,13
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	8,344	49,362
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	5,795	42,951
Условие $R_{os} > R_{op}$	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	5	21
Длина общей нормали, мм	21,266 -0,055 -0,125	94,058 -0,1 -0,2
Допустимая длина общей нормали, мм	322,943	299,021
Возможность измерения длины общей нормали	выполнено	выполнено

Лист

Пояснительная записка

28

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

Справ. №	Перв. примен.

Инва. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата

Продолжение табл. 1.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Радиус кривизны профиля R_{0w} , мм	10,483	46,367
Радиус кривизны профиля R_{0d} , мм	12,571	49,727
Условие $R_{0w} < R_{0d}$	Выполнено	Выполнено
Диаметр шарика D_r , мм	3	3
Угол профиля на окружности центра шарика	$30^{\circ}42'30''$	$20^{\circ}19'40''$
Диаметр окружности через центр шарика, мм	43,234	280,53
Радиус кривизны профиля R_{0m} , мм	9,563	47,251
Условие $R_{0m} < R_{0d}$	Выполнено	Выполнено
Размер по шарикам, мм	46,234 -0,109 -0,248	283,53 -0,292 -0,584
Условие $D_d + D_r > D_a$	Выполнено	Выполнено
Условие $D_d - D_r > D_f$	Выполнено	Выполнено
Нормальная толщина, мм	3,173	1,539
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям		
Коэффициент наименьшего смещения X_{min}	-0,59	-10,251
Условие $X > X_{min}$	Выполнено	Выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля R_{0l} , мм	5,785	41,091
Условие отсутствия интерференции $R_{0l} < R_{0d}$	Выполнено	Выполнено
Условие отсутствия подрезания $R_{0l} > 0$	Выполнено	Выполнено
Нормальная толщина на поверхности вершин, мм	0,672	1,285
Коэффициент перекрытия	3,397	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87):

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	26	184
Модуль, мм	1,5	
Угол наклона зубьев	10°15'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	54	50
Коэффициент смещения исходного контура	+0,748	-0,748
Степень точности	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	3	
Марка материала	45	45
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	24	24
Расчетная нагрузка, Н*м	32,8	
Частота вращения ведущего зубчатого колеса, об/мин	1455	
<i>Определяемые параметры</i>		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	3,019	
<i>Расчет на контактную прочность</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,193	
Удельная окружная сила, Н/мм	1,35	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,041	
Исходная сила, Н	1655,207	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	42,55	
Расчетное контактное напряжение, МПа	421,548	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	1785	1785
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	4,234	4,234
<i>Расчет на прочность при изгибе</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,43	
Удельная окружная сила, Н/мм	4,049	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,122	
Исходная сила, Н	1655,207	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	44,177	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	87,099	101,124
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	12,777	11,005

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 1. Расчет на выносливость по ГОСТ 21354-87
цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные			
Число зубьев		26	184
Модуль, мм		1,5	
Угол наклона зубьев		10°15'00"	
Угол профиля исходного контура		20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм		54	50
Коэффициент смещения исходного контура		+0,748	-0,748
Степень точности		7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи		3	
Марка материала		45	45
Твердость активных поверхностей зубьев, НРС		24	24
Число сателлитов		1	
Функциональное назначение ведущего колеса		Солнечная шестерня	
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	15,475	15,475
	изгиб	4	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа		640	640
Коэффициент безопасности (контакт)		1,1	1,1
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа		498	498
Коэффициент безопасности (изгиб)		1,7	1,7
Коэффициент учитывающий шероховатость		1	1
Базовый ресурс, час		4000	

Режимы нагружения передачи					
Исходная нагрузка, Н·м	частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
				Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб	1455	421,55	60,9	70,71
32,8	32,8	1388			
Определенные параметры					
Ресурс по контакту, час			313	2214	
Ресурс по изгибу, час			999999	999999	

Ив. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

4.3 Расчет тихоходной ступени редуктора

Дано: $u_T = 5,6$; $P_1 = 4,8$ кВт; $\omega_1 = 21,5$ с⁻¹; $T_1 = 223,3$ Нм;

1. Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,4$

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} (u + 1) / 2 = 0,4(5,6 + 1) / 2 = 1,32.$$

при $\psi_{bd} = 1,32 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,58$; $K_{H\beta} = 1,3$.

2. Определяем межосевое расстояние передачи

$$a_{\omega} = 410(i + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} * i * [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = 410(5,6 + 1) * \sqrt[3]{\frac{223,3}{0,4 * 5,6 * 500^2} 1,3} = 216 \text{ мм}$$

Округляем межосевое расстояние. Принимаем $a_{\omega} = 225$ мм.

3. Определяем модуль зубьев

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 225 = 2,25 - 4,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем для силовых передач $m = 3$ мм.

4. Вычисляем суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 * 225 \cos 10^0}{3} = 147$$

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i + 1} = \frac{147}{5,6 + 1} = 22; \quad z_1 = 22;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 147 - 22 = 125.$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

32

Пояснительная записка

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

5. Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от i до 2 %)

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{125}{22} = 5,68, \text{ что допустимо.}$$

6. Вычисляем основные геометрические размеры передачи:

$$\cos \beta = \frac{m_n z_\Sigma}{2a_\omega} = \frac{3 \cdot 147}{2 \cdot 225} = 0,98; \quad \beta = 11^\circ.$$

а) диаметры делительных окружностей

$$\text{шестерни} \quad d_1 = \frac{z_1 m_m}{\cos \beta} = \frac{22 \cdot 3}{0,98} = 67 \text{ мм};$$

$$\text{колеса} \quad d_2 = \frac{z_2 m_m}{\cos \beta} = \frac{125 \cdot 3}{0,98} = 382 \text{ мм};$$

в) ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_\omega = 0,315 \cdot 225 = 70,87 \text{ мм}; \quad b_2 = 70 \text{ мм},$$

$$\text{шестерни} \quad b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 70 + 4 = 74 \text{ мм}.$$

7. Окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{21,5 \cdot (67 \cdot 10^{-3})}{2} = 0,7 \text{ м/с, принимаем 9-ую степень точности.}$$

8. Вычисляем окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 223,3}{67 \cdot 10^{-3}} = 6665 \text{ Н.}$$

Перв. примен.	
Справ. №	

9.Силы в зацеплении

$$F_{t_1} = F_{t_2} = F_t = 6665 \text{ Н};$$

Радиальная сила

$$F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2468 \text{ Н}$$

Осевая

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1266 \text{ Н}$$

Изн. № подл.		Подпись и дата		Изн. № дубл.		Изн. инв. №		Подпись и дата	
--------------	--	----------------	--	--------------	--	-------------	--	----------------	--

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 1. Геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	22	125
Модуль, мм	3	
Угол наклона зубьев	11°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба	1	
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	94	90
Коэффициент смещения исходного контура	+0,697	-0,697
Степень точности	7-G	7-G
Определяемые параметры		
Передаточное число	5,682	
Межосевое расстояние, мм	224,627	
Делительный диаметр, мм	67,235	382,019
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	77,417	383,837
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	63,917	370,337
Диаметр начальной окружности D_w , мм	67,235	382,019
Угол зацепления	20°20'38"	
Контролируемые и измерительные параметры		
Постоянная хорда, мм	5,505	2,817
Высота до постоянной хорды, мм	4,089	0,396
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	14,569	67,88
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	9,116	55,625
Условие $R_{os} > R_{op}$	выполнено	
Число зубьев в длине общей нормали	4	14
Длина общей нормали, мм	33,402 -0,055 -0,125	123,669 -0,11 -0,21
Допустимая длина общей нормали, мм	524,256	501,947
Возможность измерения длины общей нормали	выполнено	выполнено

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Продолжение табл. 1.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Радиус кривизны профиля R_{ow} , мм	16,431	60,832
Радиус кривизны профиля R_{oa} , мм	22,468	68,976
Условие $R_{ow} < R_{oa}$	Выполнено	Выполнено
Диаметр шарика D_r , мм	5,159	5,159
Угол профиля на окружности центра шарика	29°26'20"	19°28'38"
Диаметр окружности через центр шарика, мм	72,388	379,931
Радиус кривизны профиля R_{om} , мм	15,257	60,808
Условие $R_{om} < R_{oa}$	Выполнено	Выполнено
Размер по шарикам, мм	77,547 -0,114 -0,259	385,06 -0,335 -0,64
Условие $D_d + D_r > D_a$	Выполнено	Выполнено
Условие $D_d - D_r > D_f$	Выполнено	Выполнено
Нормальная толщина, мм	6,235	3,19
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям		
Коэффициент наименьшего смещения X_{min}	-0,354	-0,695
Условие $X > X_{min}$	Выполнено	Выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля R_{ol} , мм	9,073	51,761
Условие отсутствия интерференции $R_{ol} < R_{op}$	Выполнено	Выполнено
Условие отсутствия подрезания $R_{ol} > 0$	Выполнено	Выполнено
Нормальная толщина на поверхности вершин, мм	1,257	2,529
Коэффициент перекрытия	3,305	

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Расчет на прочность при действии максимальной наружки цилиндрической передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87):

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	22	125
Модуль, мм	3	
Угол наклона зубьев	11°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	94	90
Коэффициент смещения исходного контура	+0,697	-0,697
Степень точности	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	5	
Марка материала	45	45
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	24	24
Расчетная нагрузка, Н*м	223,3	
Частота вращения ведущего зубчатого колеса, об/мин	204,9	
<i>Определяемые параметры</i>		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	0,721	
<i>Расчет на контактную прочность</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,111	
Удельная окружная сила, Н/мм	0,428	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,006	
Исходная сила, Н	6642,344	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	84,44	
Расчетное контактное напряжение, МПа	465,824	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	1785	1785
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	3,832	3,832
<i>Расчет на прочность при изгибе</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,269	
Удельная окружная сила, Н/мм	1,279	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,017	
Исходная сила, Н	6642,344	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	79,733	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	78,175	92,356
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	13,583	12,041

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Пояснительная записка

Лист
37

Таблица 1. Расчет на выносливость по ГОСТ 21354-87
цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев		22	125
Модуль, мм			3
Угол наклона зубьев			11°00'00"
Угол профиля исходного контура			20°00'00"
Ширина зубчатого венца, мм		94	90
Коэффициент смещения исходного контура		+0,897	-0,897
Степень точности		7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи			5
Марка материала		45	45
Твердость активных поверхностей зубьев, НРС		24	24
Число сателлитов			1
Функциональное назначение ведущего колеса		Солнечная шестерня	
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	15,475	15,475
	изгиб	4	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа		640	640
Коэффициент безопасности (контакт)		1,1	1,1
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа		498	498
Коэффициент безопасности (изгиб)		1,7	1,7
Коэффициент учитывающий шероховатость		1	1
Базовый ресурс, час		4000	

<i>Режимы нагружения передачи</i>					
Исходная нагрузка, Н·м	Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
				Ведущее колесо	Ведомое колесо
223,3	223,3	204,9	485,82	61,63	72,8
<i>Определяемые параметры</i>					
Ресурс по контакту, час			776	4407	
Ресурс по изгибу, час			999999	999999	

Инва. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка				Лист
				38

Перв. примен.	
Справ. №	

5. Расчет цепной передачи

Дано: $u_{цеп} = 2,28$; $P_1 = 4,7$ кВт; $\omega_1 = 3,8 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 1236,8$ Нм.

Принимаем число зубьев малой звездочки $z_1 = 27$.

Вычисляем число зубьев большой звездочки

$z_2 = z_1 \cdot u_{цеп} = 27 * 2,28 = 61,56 \leq z_{2max} = 120$, условие соблюдается.

Изм. инв. №	
Инва. № дубл.	
Подпись и дата	
Инва. № подл.	
Подпись и дата	

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

Справ. №	Перв. примен.

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Таблица 1. Расчет цепной передачи с роликовой или втулочной цепью

Наименование параметра	Исходные данные		
	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка	
Число зубьев	27	62	
Обозначение цепи	PR-31,75-8900		
Шаг цепи, мм	31,75		
Предварительное межцентровое расстояние, мм	1270		
Передающее отношение	2,296		
Диаметр ролика(втулки) цепи, мм	19,05		
Наибольшая ширина пластины цепи, мм	30,2		
Расстояние между внутренними пластинами, мм	19,05		
Межцентровое расстояние передачи, мм	1281,59 +0,4 -1,4		
Число звеньев цепи	126		
<i>Определенные параметры для построения профиля зубьев звездочек</i>			
Диаметр делительной окружности, мм	273,488	626,861	
Диаметр окружности выступов, мм	289,26	643,678	
Диаметр окружности впадин, мм	254,243	607,616	
Наибольшая хорда, мм	253,727	607,392	
Радиус впадин, мм	9,623		
Радиус сопряжения, мм	24,863		
Радиус головки зуба, мм	12,649	12,414	
Половина угла впадины	52°46'40"	54°01'56"	
Угол сопряжения	15°55'33"	17°05'48"	
Половина угла зуба	14°37'47"	15°58'04"	
Прямой участок профиля, мм	1,784		
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба, мм	23,622		
Смещение центров дуг впадин, мм	0,953		
Координаты точки O1, мм	X :	12,136	12,334
	Y :	9,219	8,951
Координаты точки O2, мм	X :	23,462	23,592
	Y :	2,742	1,196

Наименование параметра	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
<i>Параметры для построения конца звездочек в поперечном сечении</i>		
Радиус закругления зуба, мм	32,4	
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений, мм	15,24	
Диаметр обода (наибольший), мм	232	587
Радиус закруглений обода, мм	1,6	
Ширина зуба звездочки, мм	17,567	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Перв. примен.	
Справ. №	

Вычисляем среднюю скорость цепи:

$$v = \frac{p z_1 \omega_1}{2\pi} = \frac{31,75 * 10^{-3} * 27 * 3,8}{2 * 3,14} = 0,52 \text{ м/с.}$$

Окружная сила, передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{4,7 * 10^3}{0,52} = 9038 \text{ Н.}$$

Межосевое расстояние находим по формуле:

$$a = 40p = 40 * 31,75 = 1270 \text{ мм.}$$

Натяжение цепи от провисания ведомой ветви:

$$F_0 = k_f q a = 1 * 37,3 * 1,27 = 47 \text{ Н,}$$

где k_f – коэффициент провисания, $k_f \leq 40$ для наклоненных к горизонту,

$k_f = 6$ для горизонтальных передач, $k_f = 1$ для вертикальных передач.

Нагрузка на вал от натяжения цепи:

$$F_u = k_B F_t + 2F_0 = 1,15 * 9038 + 2 * 47 = 10488 \text{ Н.}$$

где k_B – коэффициент нагрузки вала, при спокойной нагрузке и угле наклона передачи до 40 градусов равен 1,15.

На рис. 2 – 3D модель звездочки цепной передачи.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

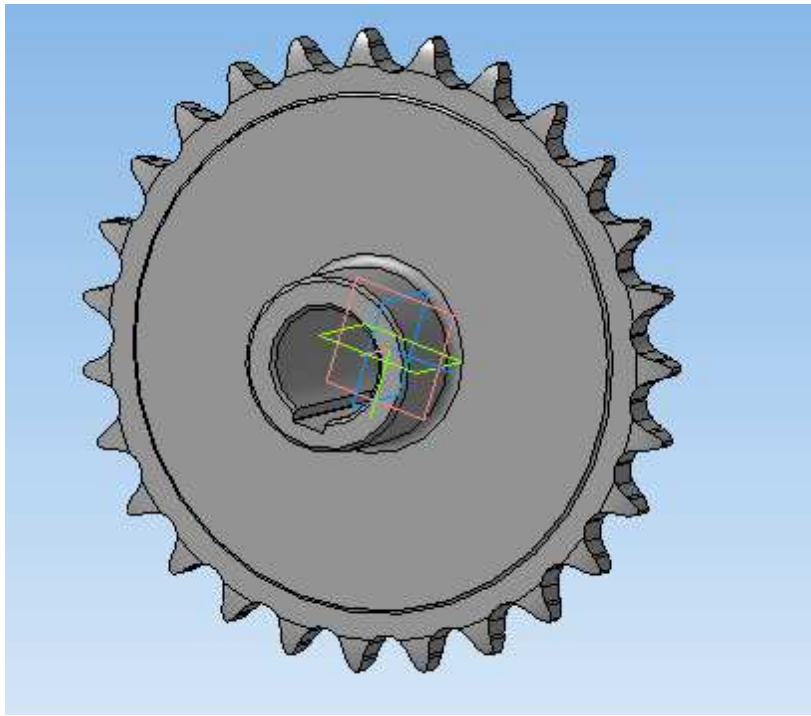


Рисунок 2. 3D модель звездочки цепной передачи

Справ. №	Перв. примен.
----------	---------------

Инов. № подл.	Подпись и дата	Изм. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
---------------	----------------	-------------	---------------	----------------

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

Перв. примен.
Справ. №

6. Проектирование валов и компоновка редуктора

После определения межосевых расстояний и размеров колес, приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки.

6.1 Диаметр быстроходного вала (рис. 3)

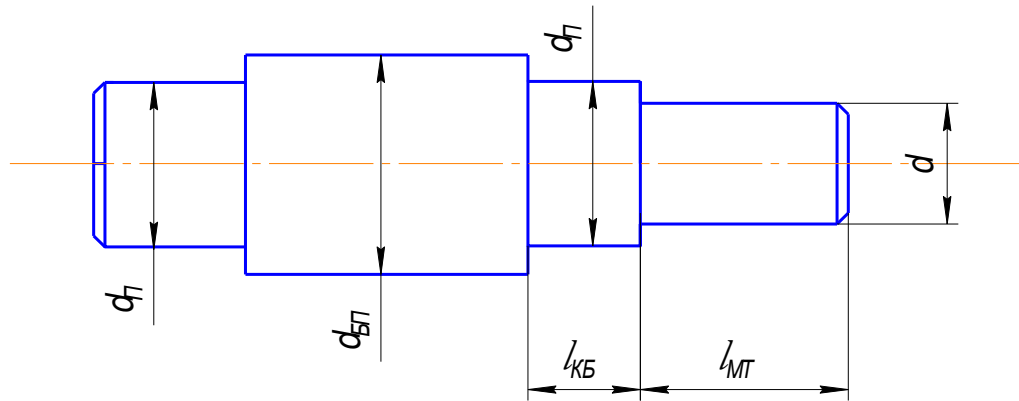


Рисунок 3. Быстроходный вал

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков быстроходного вала редуктора определяют по формулам:

$$d \geq (7 \div 8) \cdot \sqrt[3]{T_B} = 8 \cdot \sqrt[3]{32,8} = 25,6(\text{мм}); \quad d=26(\text{мм});$$

$$d_{II} \geq d + 2t_{\text{цил}} = 26 + 2 \cdot 3,5 = 33(\text{мм}); \quad d_{II} = 35(\text{мм});$$

Высоту $t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}})$ заплечика, координату r фаски подшипника и размер f фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d (мм).

Подпись и дата
Инв. № дубл.
Изм. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

d...	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
t _{цил...}	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
t _{кон...}	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
г...	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	4
f...	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

Сделаем входной конец вала $d=35$ мм и длиной 110 мм чтобы состыковать его со стандартной муфтой.

$$d_{БП} \geq d_{II} + 3r = 35 + 3 \cdot 2,5 = 42,5(\text{мм});$$

$$d_{БП} = 40(\text{мм});$$

$$\ell_{КБ} \geq 1,4 \cdot d_{II} = 1,4 \cdot 35 = 49(\text{мм});$$

$$\ell_{КБ} = 50(\text{мм});$$

$$\ell_{МТ} \geq 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 26 = 39(\text{мм}).$$

6.2 Диаметры промежуточного вала (рис. 4)

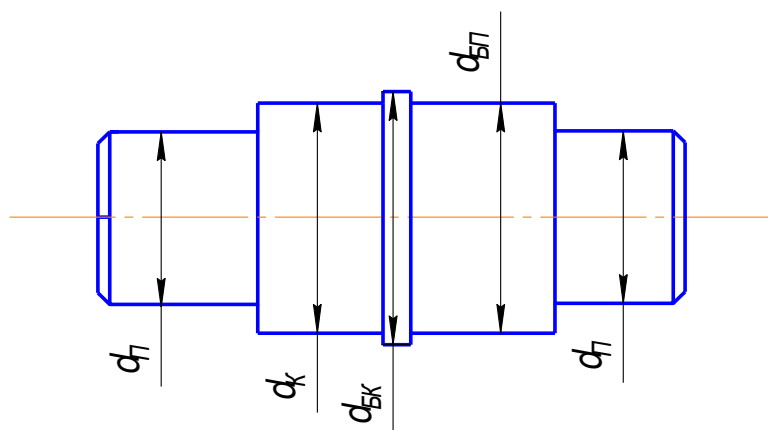


Рисунок 4. Промежуточный вал

$$d_{К} \geq (6 \div 7) \cdot \sqrt[3]{T_{ПР}} = 7 \cdot \sqrt[3]{223,3} = 42,49(\text{мм});$$

$$d_{К} = 44(\text{мм});$$

$$d_{II} \geq d_{К} - 3r = 44 - 3 \cdot 2,5 = 36,5(\text{мм});$$

$$d_{II} = 35(\text{мм});$$

$$d_{БК} \geq d_{К} + 3f = 44 + 3 \cdot 1,2 = 47,6(\text{мм});$$

$$d_{БК} = 48(\text{мм}).$$

Перв. примен.	Справ. №	Подпись и дата	Инв. № дубл.	зам. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.

6.3 Диаметры тихоходного вала (рис. 5)

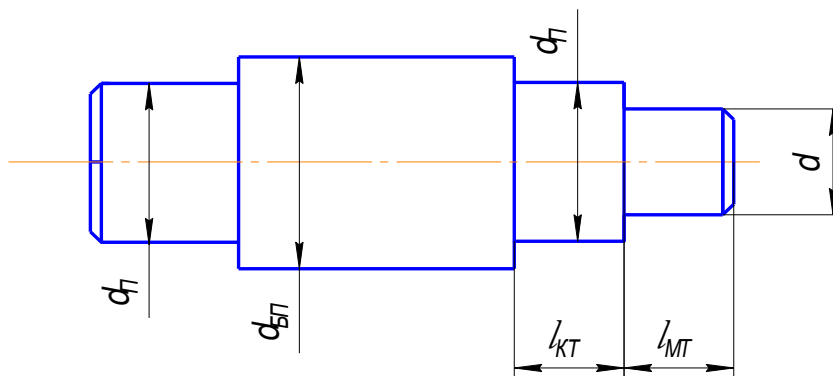


Рисунок 5. Тихоходный вал

$$d \geq (5 \div 6) \cdot \sqrt[3]{T_T} = 5 \cdot \sqrt[3]{1236,8} = 53,65(\text{мм}); \quad d = 56(\text{мм});$$

$$d_{II} \geq d + 2t_{\text{чун}} = 56 + 2 \cdot 4,5 = 65(\text{мм}); \quad d_{II} = 65(\text{мм});$$

$$d_{БП} \geq d_{II} + 3r = 64 + 3 \cdot 3,5 = 74,5(\text{мм}); \quad d_{БП} = 74(\text{мм});$$

$$l_{КТ} \geq 1,2 \cdot d_{II} = 1,2 \cdot 65 = 78(\text{мм}); \quad l_{КТ} = 78(\text{мм});$$

$$l_{МТ} \geq 1,5 \cdot d = 84(\text{мм}); \quad l_{МТ} = 84(\text{мм}).$$

6.4 Расстояния между деталями передач (рис. 6)

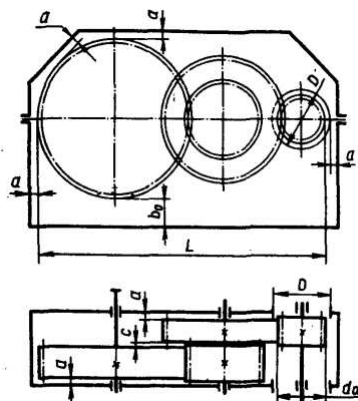


Рисунок 6. Расстановка размеров между деталями передач

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	
Справ. №	

Найдем расстояние между внешними поверхностями деталей передач:

$$L = d_{2\text{тих}} + \frac{d_{1\text{тих}}}{2} + d_{1\text{быстр}} + \frac{d_{2\text{быстр}}}{2} = 382 + \frac{67}{2} + 40 + \frac{280}{2} = 595,5 \text{ мм.}$$

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор "а" (мм).

Расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса:

$$a = \sqrt[3]{L} + 3 = \sqrt[3]{346,5} + 3 = 8,41 + 3 \approx 11(\text{мм}).$$

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колес принимают:

$$b_0 \geq 4a = 44(\text{мм}).$$

Для редуктора по развернутой схеме расстояние между зубчатыми колесами $c = 0,5a = 6(\text{мм}).$

6.5 Выбор типа подшипника

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники. Первоначально назначают подшипники серии диаметров 2. Если при последующем расчёте грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники серии диаметров 3. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор валов цилиндрических колес применяют подшипники конические роликовые.

Установим на быстроходном валу подшипники радиальные 207 ГОСТ 8338-75 (D=72, B=17, d=35), на промежуточном 207 и на выходном валу подшипник 213 ГОСТ 8338-75 (D=120, B=23, d=65).

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7. Конструирование зубчатых колес внешнего зацепления

По результатам разработки эскизного проекта были получены контуры зубчатых колес. Теперь необходимо провести конструктивную обработку их формы.

Форма зубчатого колеса может быть плоской или с выступающей ступицей. Установим, что данные колеса выпускаются более 100 шт. в год, следовательно, при их изготовлении будем применять двусторонние штампы (рис. 7).

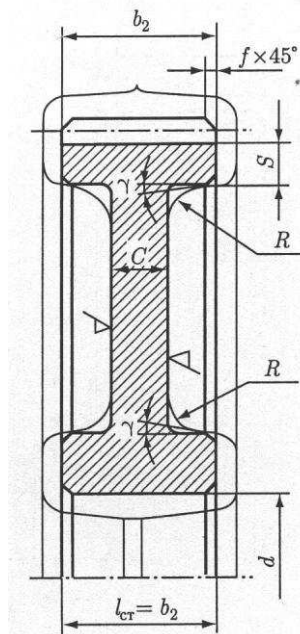


Рисунок 7. Проектирование зубчатых колес

Рассмотрим конструирование колеса тихоходного вала. Тонкими линиями указана заготовка колеса после штамповки. Для свободной выемки заготовок из штампа применяют назначение штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закруглений $R \geq 6(\text{мм})$.

Диаметр ступицы быстроходного колеса:

$$d_{CT} = (1.5 \dots 1.55) \cdot d = 1.55 \cdot 50 = 78(\text{мм}).$$

Длина посадочного отверстия колеса:

$$l_{CT} = (0.8 \dots 1.5)d = 1.2 \cdot 26 = 32(\text{мм}).$$

Перв. примен.	Толщина диска: Для уменьшения влияния термической обработки на точность геометрической формы зубчатые колеса делают массивными: $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$ $C = (0,35 \dots 0,4)50 = 17,5 \dots 20$ (мм). Следовательно, принимаем толщину диска равной 18 мм.									
	Справ. №	Ширина торцов зубчатого венца: $S = 2.2 \cdot m + 0.05 \cdot b_2 = 2.2 \cdot 1,5 + 0.05 \cdot 50 = 5,8$ (мм). Острые кромки на краях ступицы притупляют фасками, размеры которых принимаются исходя из рекомендации: для внутреннего диаметра колеса, находящегося в пределах от 40 до 50 мм длину фаски принимаем равной $f = 1.6$ мм. На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$, на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей менее 350 НВ – под углом $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$, а при более высокой твердости – $\alpha_{\phi} = 15 \dots 20^{\circ}$. Аналогичным образом рассчитаем размеры колеса, установленного на тихоходном валу: $d_{CT} = (1.5 \dots 1.55) \cdot d = 1.5 \cdot 74 = 111$ (мм). Длина посадочного отверстия колеса: $l_{CT} = b_2 = 70$ (мм). Толщина диска: $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$ $C = (0,35 \dots 0,4)70 = 24,5 \dots 28$ (мм). Следовательно, принимаем толщину диска равной 25 мм. Ширина торцов зубчатого венца: $S = 2.2 \cdot m + 0.05 \cdot b_2 = 2.2 \cdot 3 + 0.05 \cdot 70 = 10$ (мм).								
Подпись и дата		Инв. № дубл.	Инв. №	Изм. инв. №	Подпись и дата					
	Инв. № подл.					Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка										

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Острые кромки на краях ступицы притупляют фасками: для внутреннего диаметра колеса, находящегося в пределах от 50 до 80 мм длину фаски принимаем равной $f = 2$ мм.

8. Расчет валов редуктора и подшипников в Компас-3D

8.1 Расчет быстроходного вала (рис. 8)

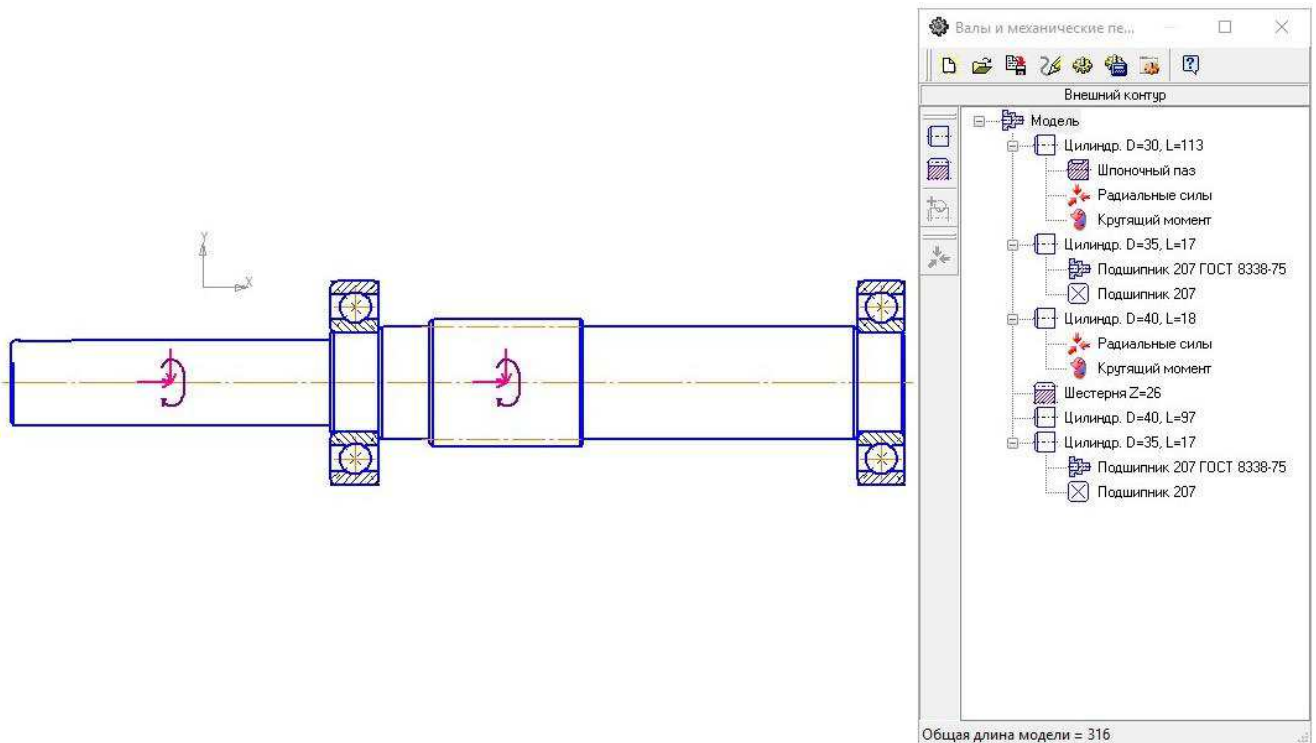


Рисунок 8. Схема расчета быстроходного вала

Ниже представлены результаты расчета.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

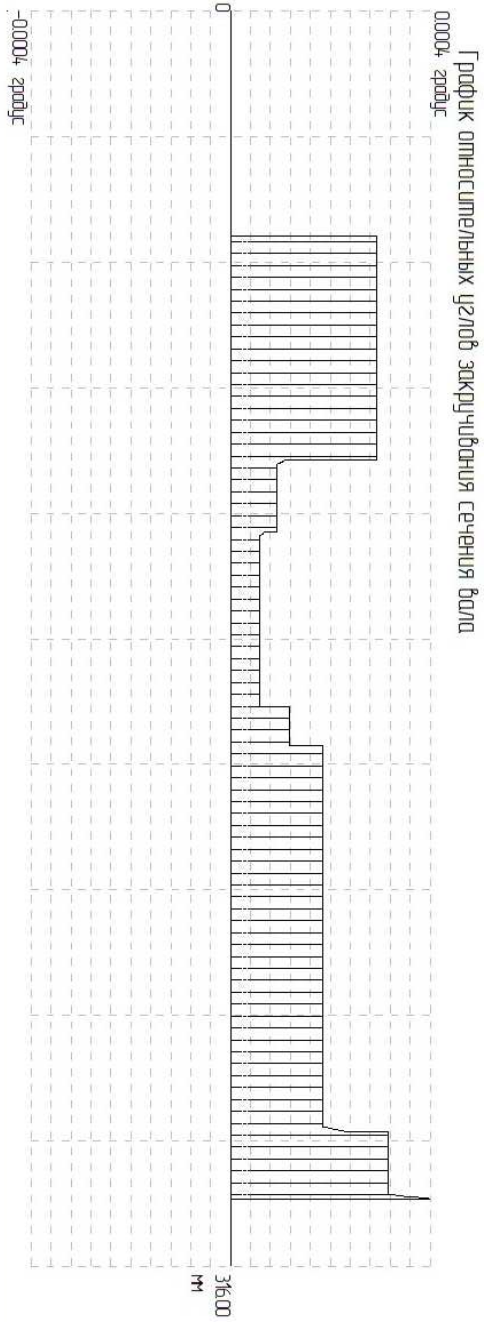
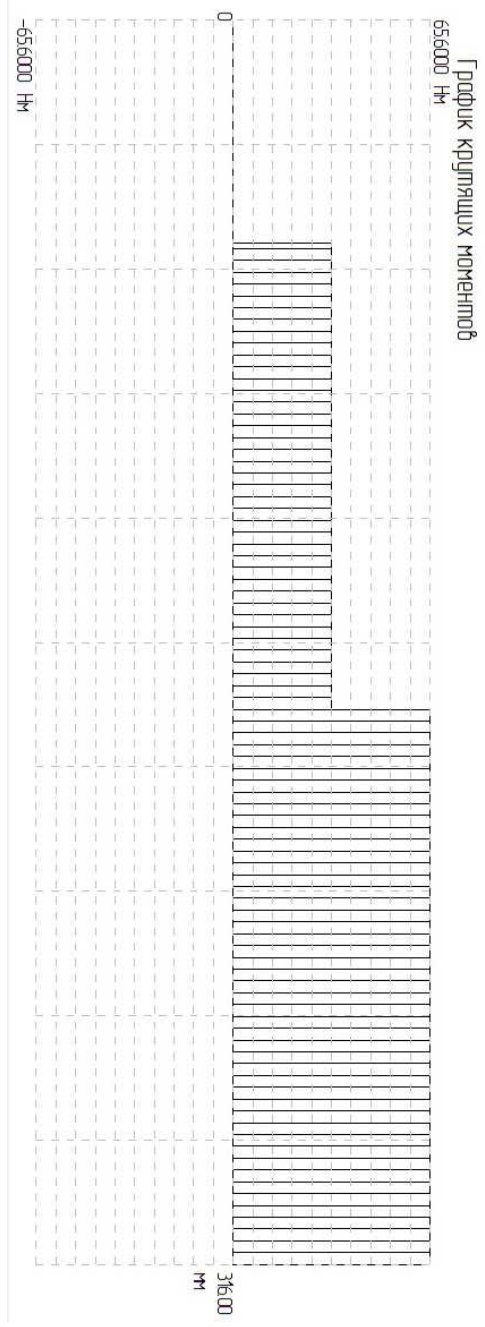
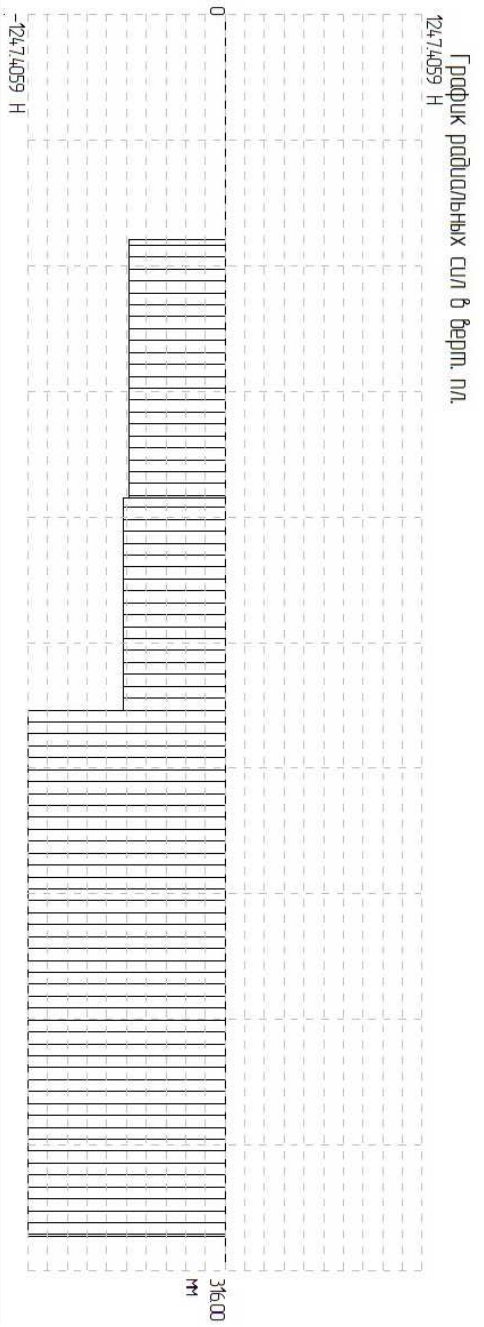
Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

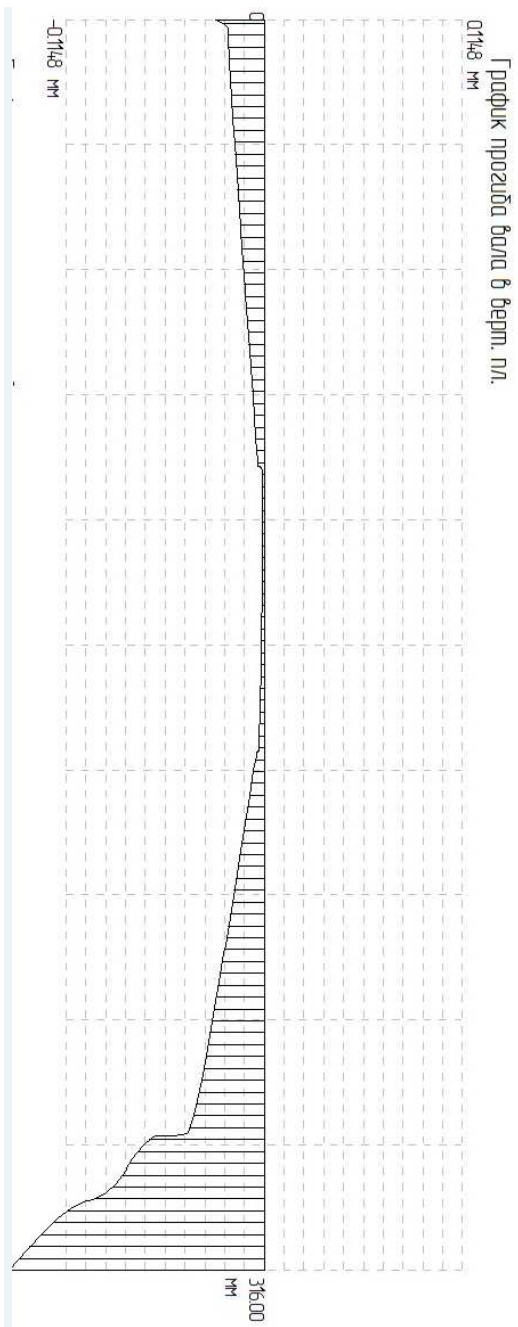
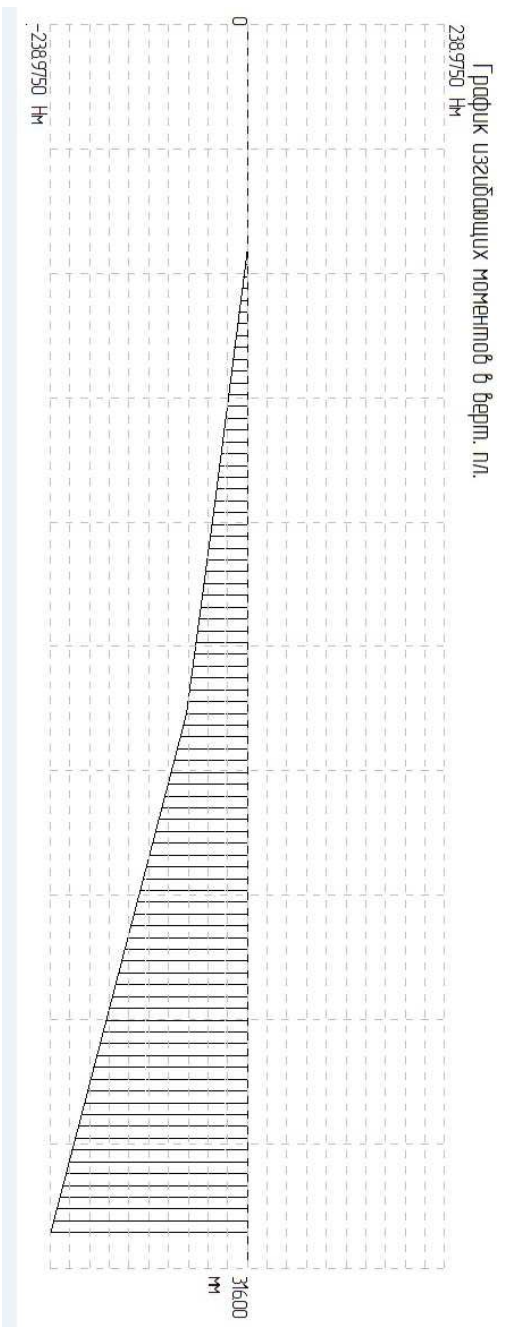
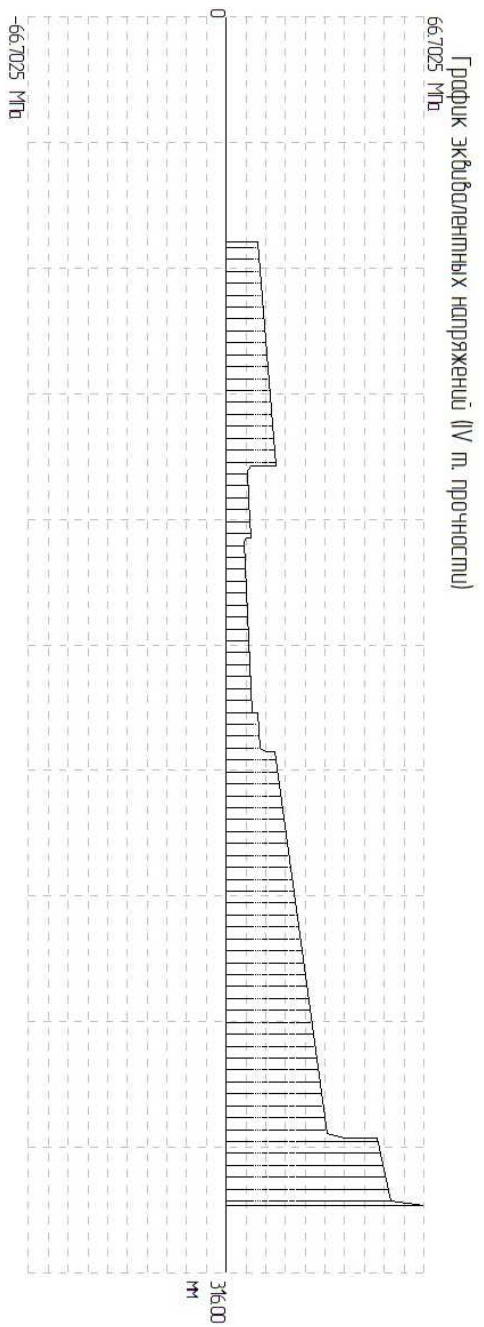
Пояснительная записка

Лист
50



Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

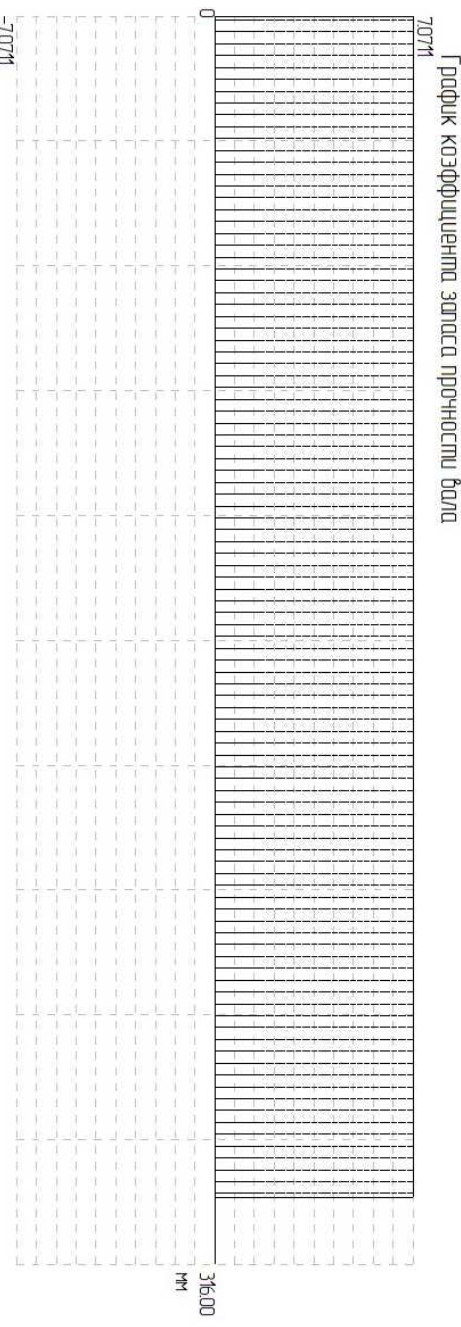
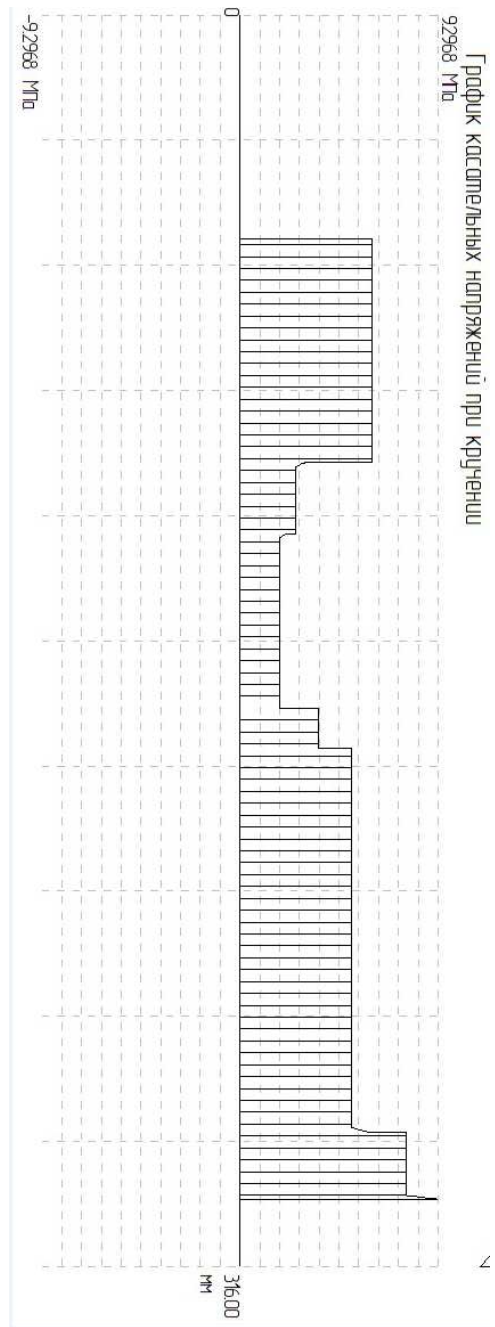


Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Расчет подшипников на грузоподъемность и долговечность

ShaftCalc		Прикладная библиотека расчета валов и подшипников	
Наименование параметра		Обоз.	Значение (свойство)
1		2	3
<i>Исходные данные</i>			
Первый подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	207
	Наружный диаметр*, мм	D	72.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	35.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Второй подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	207
	Наружный диаметр*, мм	D	72.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	35.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Температурный режим, градус Цельсия		t	до 125
Вид нагружения		---	спокойный
<i>Рассчитываемые параметры</i>			
В первом подшипнике	Осевая сила, Н	Ra	147.50
	В гор. плоскости, Н	Rh	0.00
	В верт. плоскости, Н	Rv	37.41
	Эквивалентная нагрузка, Н	Pэ	360.20
	Базовая статическая грузоподъемность*, кН	C	25.50
	Базовая динамическая грузоподъемность*, кН	Co	13.70
	Ресурс подшипника, час	Lh	180290926.68
	Условие по ресурсу	---	Выполнено
	Во втором подшипнике	Осевая сила, Н	Ra
В гор. плоскости, Н		Rh	0.00
В верт. плоскости, Н		Rv	1247.41
Эквивалентная нагрузка, Н		Pэ	1247.41
Базовая статическая грузоподъемность*, кН		C	25.50
Базовая динамическая грузоподъемность*, кН		Co	13.70
Ресурс подшипника, час		Lh	4340821.84
Условие по ресурсу		---	Выполнено

Условие прочности для вала выполнено, подшипники проходят по ресурсу.

8.2 Расчет тихоходного вала (рис. 9)

Изн. № подл.	Подпись и дата	Изн. № дубл.	Подпись и дата	Справ. №	Перв. примен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.

Справ. №

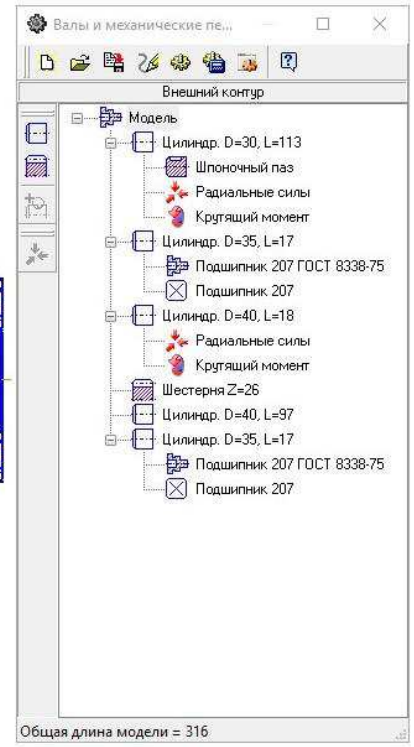
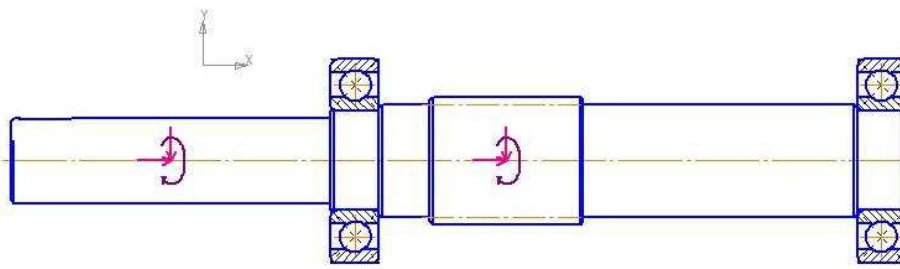
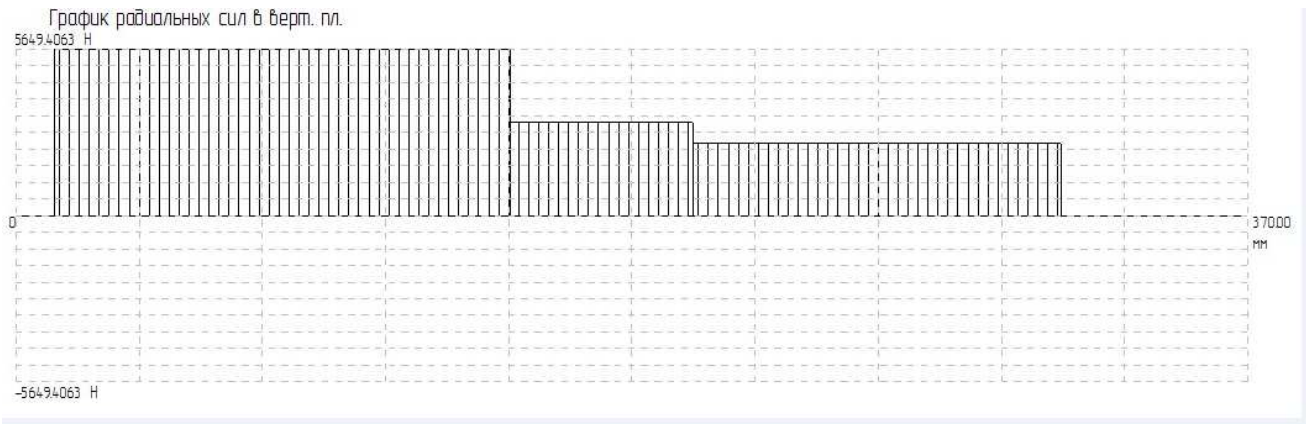


Рисунок 9. Схема расчета тихоходного вала

Ниже представлены результаты расчета.



Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

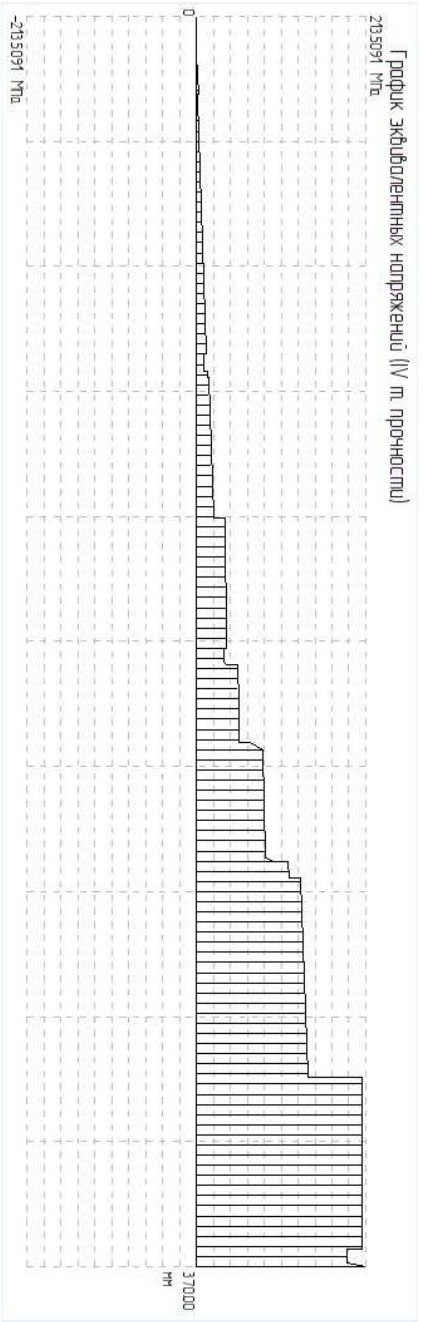
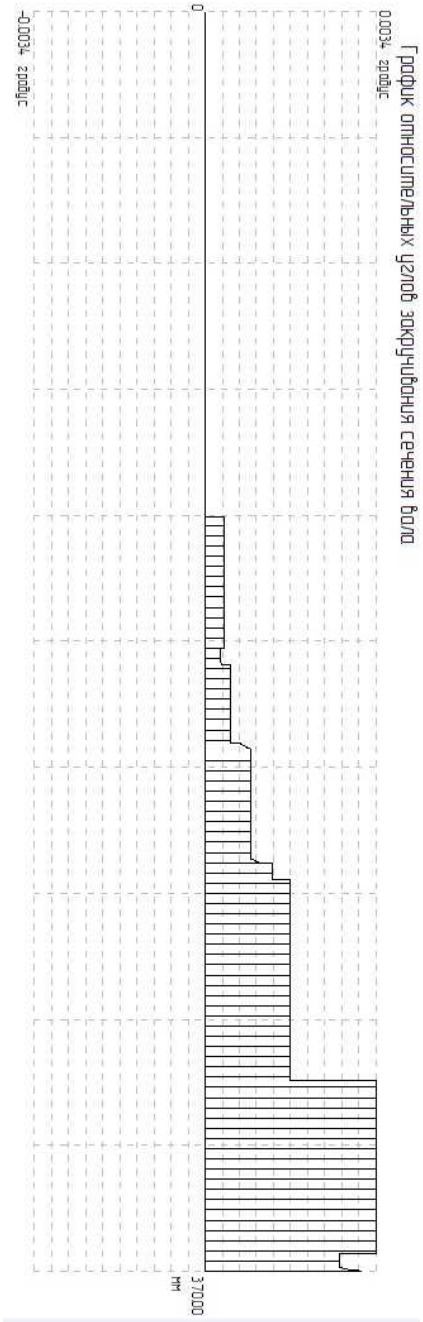
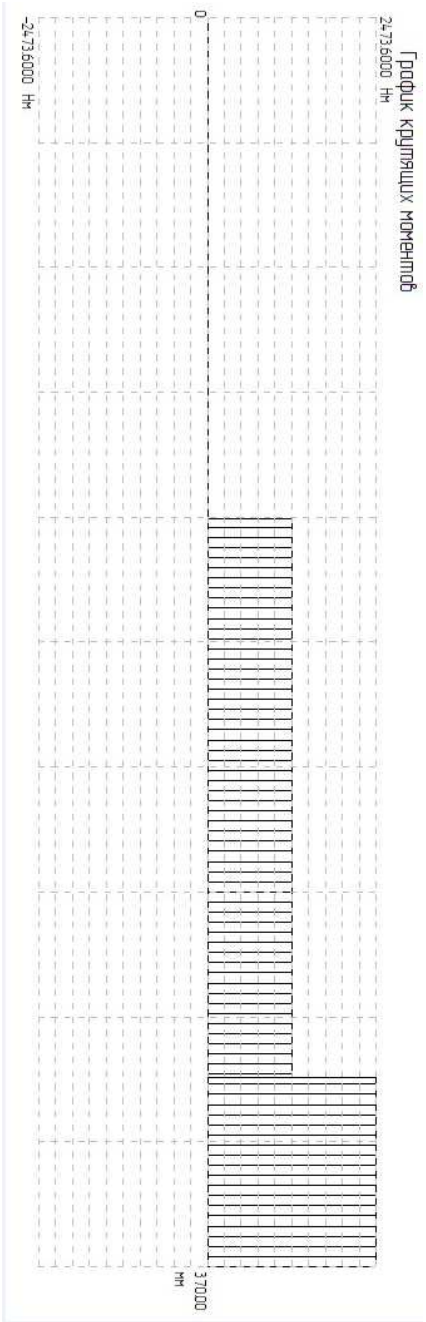
Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

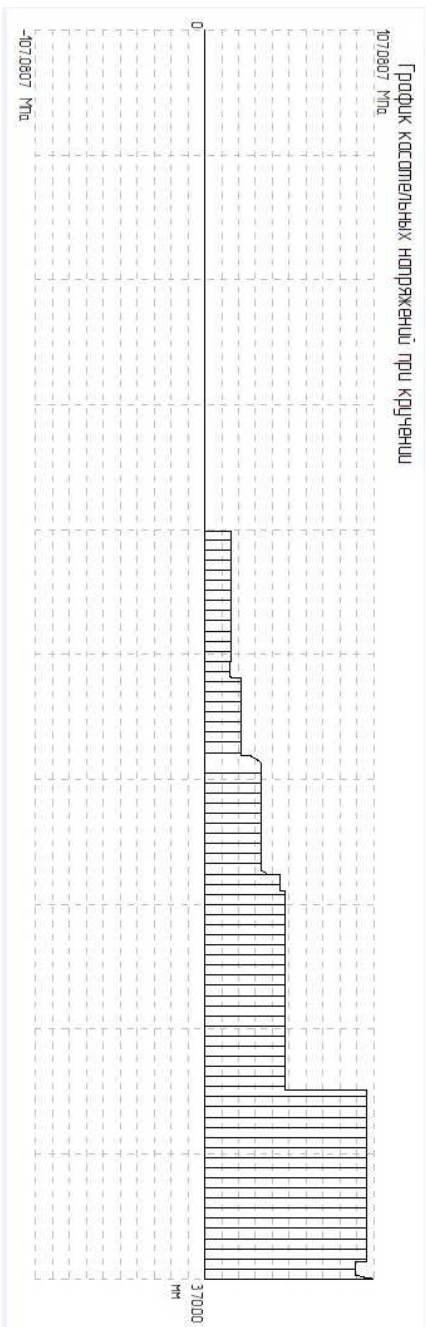
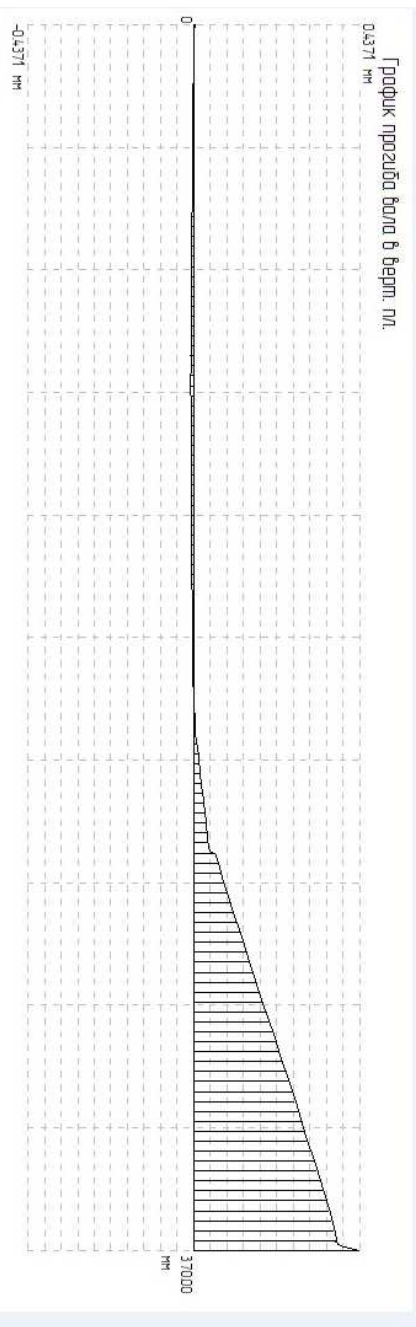
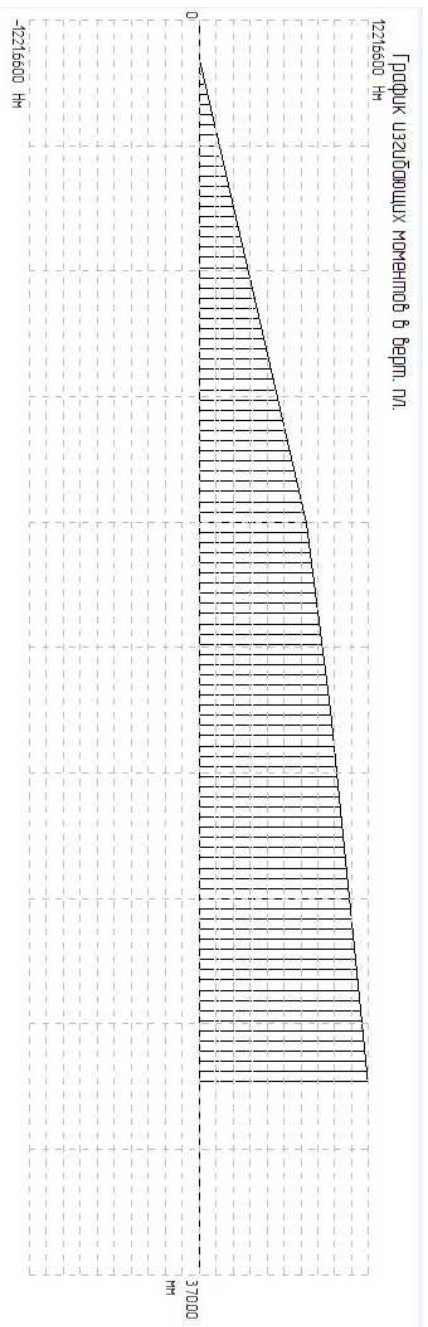


Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Инв. № подл.	Подпись и дата	Изм. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Перв. примен.

Справ. №

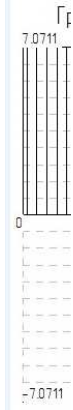
Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.



Расчет подшипников на грузоподъемность и долговечность

ShaftCalc		Прикладная библиотека расчета валов и подшипников	
Наименование параметра		Обоз.	Значение (свойство)
1		2	3
<i>Исходные данные</i>			
Первый подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	213
	Наружный диаметр*, мм	D	120.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	65.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Второй подшипник	ГОСТ на подшипник	---	8338-75
	Обозначение подшипника	---	213
	Наружный диаметр*, мм	D	120.00
	Внутренний диаметр*, мм	d	65.00
	Угол контакта*, градус	α	0.00
	Подвижное кольцо	---	внутреннее
Температурный режим, градус Цельсия		t	до 125
Вид нагружения		---	спокойный
<i>Расчитываемые параметры</i>			
В первом подшипнике	Осевая сила, Н	Ra	633.00
	В гор. плоскости, Н	Rh	0.00
	В верт. плоскости, Н	Rv	5649.41
	Эквивалентная нагрузка, Н	Rэ	5649.41
	Базовая статическая грузоподъемность*, кН	C	56.00
	Базовая динамическая грузоподъемность*, кН	Co	34.00
	Ресурс подшипника, час	Lh	13125.17
	Условие по ресурсу	---	Выполнено
Во втором подшипнике	Осевая сила, Н	Ra	633.00
	В гор. плоскости, Н	Rh	0.00
	В верт. плоскости, Н	Rv	713.41
	Эквивалентная нагрузка, Н	Rэ	1855.41
	Базовая статическая грузоподъемность*, кН	C	56.00
	Базовая динамическая грузоподъемность*, кН	Co	34.00
	Ресурс подшипника, час	Lh	370506.24
	Условие по ресурсу	---	Выполнено

Условие прочности для вала выполнено, подшипники проходят по ресурсу.

Лист

Пояснительная записка

57

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.	<h2 style="text-align: center;">9. Конструирование корпусных деталей и крышек</h2> <p>К корпусным относят детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Корпусные детали обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают методом литья (в большинстве случаев) или методом сварки (при единичном или мелкосерийном производстве). Для изготовления корпусных деталей широко применяют чугун, сталь, а при необходимости ограничения массы машин – легкие сплавы (алюминиевые, магниевые).</p> <p>Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, соединенных в единое целое.</p> <p>Для редукторов толщину стенки, отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса, вычисляют по формуле</p> $\delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{T} \geq 6 \Rightarrow \delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{1236,8} = 7,7(\text{мм}) \Rightarrow \delta = 8(\text{мм}).$ <p>Все большее применение, особенно для редукторов небольших размеров, находит изготовление корпуса методом литья под давлением из алюминиевого сплава, обеспечивающего хорошую заполняемость литейной пресс-формы и высокую коррозионную стойкость, позволяющее существенно уменьшить массу, создать монолитную равнопрочную конструкцию и обеспечить эффективную теплоотдачу. Толщина стенки:</p> $\delta_a \approx 0,7\delta, \text{ где } \delta - \text{толщина стенки литого чугунного корпуса.}$ <p>Плоскости стенок, встречающихся под прямым или тупым углом сопрягаю дугами радиусом r и R. Если стенки встречаются под острым углом, рекомендуют их соединять короткой вертикальной стенкой. В обоих случаях принимают:</p> $r \approx 0,5\delta; R \approx 0,5\delta, \text{ где } \delta - \text{толщина стенки.}$ $r = 0,5\delta = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм.}$ $R = 0,5\delta = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм.}$				
	Справ. №				
Подпись и дата					
	Инв. № дубл.				
Подпись и дата					
	Изм. инв. №				
Инв. № подл.					
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка					Лист
					58

Перв. примен.	
Справ. №	

9.1 Корпус редуктора

Размер корпуса определяет число и размеры размещенных в нем деталей, относительное их расположение, значение зазоров между ними. Ориентировочные размеры корпуса были определены при составлении компоновочной схемы, уточнены при разработке конструкций узлов. Теперь следует выполнить их окончательную отработку.

Корпуса современных редукторов очерчивают плоскими поверхностями, все выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, ребра жесткости) устраняют с наружных поверхностей и вводят внутрь корпуса, лапы под болты крепления в основании не выступают за габариты корпуса, проушины для транспортирования редуктора отлиты заодно с корпусом.

9.2 Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора

Для соединения крышки с корпусом используют болты с наружной шестигранной головкой. Фланцевые соединения предназначены для соединения корпусных деталей редуктора. К конструктивным элементам фланца относятся:

K — ширина;

C — координата оси отверстия под болт;

D_0 — диаметр опорной поверхности под головку болта;

d_0 — диаметр отверстия по болт.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

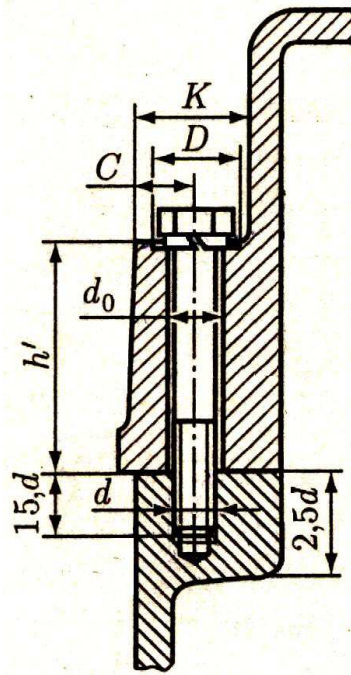


Рисунок 10. Крепление крышки редуктора к корпусу

Размеры конструктивных элементов:

$$f = (0.4 \dots 0.5) \cdot \delta = 0.4 \cdot 8 = 3,2(\text{мм}) \text{ — округлим до целого: } f = 3(\text{мм});$$

$$b = 1.5 \cdot \delta = 1.5 \cdot 8 = 12 \text{ — округлим до целого: } b = 12(\text{мм});$$

$$b_1 = 1.5 \cdot \delta = 1.5 \cdot 8 = 12(\text{мм}) \text{ — округлим до целого: } b_1 = 12(\text{мм}).$$

$$l = (2 \dots 2,2) \delta = (2 \dots 2,2) \cdot 8 = 16 \dots 16,4 (\text{мм}) \text{ — округлим до целого: } l = 16(\text{мм}).$$

Из рекомендации принимаем, что болт должен быть не менее М10, следовательно, конструктивные элементы фланца исходя из рекомендации равны:

$$K = 2.35 \cdot d = 24;$$

$$C = 1.1 \cdot d = 11(\text{мм});$$

$$D \approx 2d = 20(\text{мм});$$

$$d_0 = 11.$$

Перв. примен.
Справ. №

Высоту h_1 прилива в крышке под стягивающий болт определяют графически исходя из условия размещения головки болта на плоской опорной поверхности вне кольцевого прилива под подшипник большего диаметра.

9.3 Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд

Приливы, в которых располагают подшипники, конструктивно оформляют по рисунку. Диаметр прилива принимают (для закладной крышки) равным $D'_п = 1.25D + 10(мм)$.

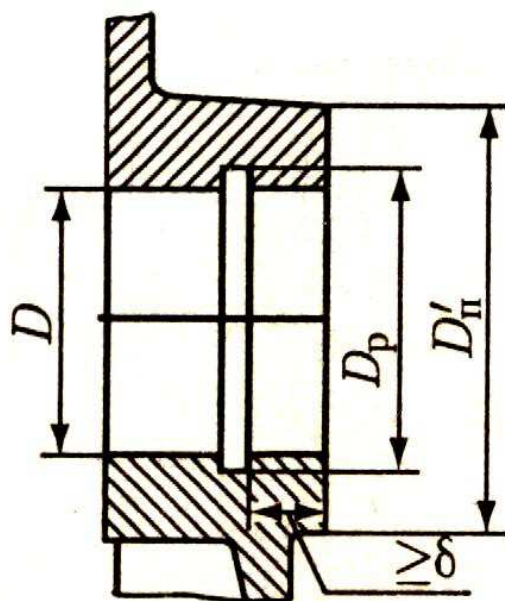


Рисунок 11. Прилив подшипниковой бобышки

$$D'_п = 1.25 \cdot 120 + 10 = 160(мм) \text{ — для подшипников тихоходного вала;}$$

$$D'_п = 1.25 \cdot 72 + 10 = 100(мм) \text{ — для быстроходного вала;}$$

$$D'_п = 1.25 \cdot 72 + 10 = 100(мм) \text{ — для промежуточного вала.}$$

9.4 Конструктивное оформление опорной части корпуса

Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде нескольких небольших платиков, расположенных в местах установки болтов или шпилек.

Изм. инв. №	Подпись и дата
Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм. инв. №	Подпись и дата
Инв. № подл.	Подпись и дата

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

Перв. примен.	
Справ. №	

Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса, снижает нагрузки на резьбовые соединения.

Диаметр болта крепления редуктора к плите (раме):

$d_{\phi} \approx 1.25 \cdot d = 1.25 \cdot 10 = 12,5$ (округлим до стандартного целого в большую сторону примем равным 14 мм),

где d — диаметр винта крепления крышки и корпуса редуктора.

Число винтов принимаем равным четырем. Высота ниши равняется:

$$h_0 = 1.5 \cdot (d_{\phi} + \delta) = 1,5 \cdot (14 + 8) = 33(\text{мм}).$$

Толщина лапы корпуса $g = (2,3 \dots 2,4)\delta = (2,3 \dots 2,4)8 = 18,4 \dots 19,2$.

9.5 Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют проушины, отливая их заодно с крышкой. В проекте применять будем проушины в виде ребра с отверстием.

Геометрические размеры конструктивного элемента проушины:

диаметр отверстия $d \approx 3\delta_1 = 3 \cdot 8 = 24(\text{мм});$

толщина ребра $S \approx (2 \dots 3)\delta_1 = 16(\text{мм});$

радиус сопряжения $R \approx d$.

9.6 Крышки люков

Для залива масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми колесами при сборке и эксплуатации, размеры люков должны быть, возможно, большими. Крышку в данном проекте выбираем прямоугольной формы.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

9.7 Конструирование крышек подшипников

Толщину δ стенки, диаметр d и число z винтов крепления стакана к корпусу назначают в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник:

Параметр	D			
	<u>50-62</u>	<u>63...95</u>	<u>100... 145</u>	<u>150...200</u>
δ	5	6	7	8
d	M6	M8	M10	M12
z	4	4	6	<u>6</u>

Из этого получаем, для подшипника 207:

$$\delta=6, d=8, z=4.$$

Толщина стенки $\delta_1=1,2\delta=7,2$ мм

Толщина фланца $\delta_2 \approx \delta=6$ мм

Для подшипника 213:

$$\delta=7, d=10, z=6.$$

Толщина стенки $\delta_1=1,2\delta=8,4$ мм

Толщина фланца $\delta_2 \approx \delta=7$ мм.

Высоту t упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа винтовым съемником.

Лист

63

Пояснительная записка

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

Перв. примен.	<h2 style="text-align: center;">10. Смазывание, смазочные устройства и уплотнения</h2> <p>Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.</p> <p>Наиболее часто в редукторах используют картерную систему смазывания, при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа передачи, оно стареет — свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, закрываемое пробкой.</p> <p>Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0.5 \cdot \delta = 4(\text{мм})$.</p> <p>Исходя из полученных ранее данных об окружной скорости, контактными напряжениям и условий работы передачи, назначим марку, а так же определим необходимый уровень масла в корпусе.</p> $v = \frac{2\pi \cdot a'_w \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 (U \pm 1)} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 63 \cdot 65,11}{6 \cdot 10^4 (3,55 + 1)} = 0,1 \left(\frac{m}{c} \right).$ <p>Рекомендуемая кинематическая вязкость масла при заданном интервале окружной скорости и при контактных напряжениях до 600 МПа, для зубчатых передач, принимается равной 34.</p> <p>Таким образом, опираясь, на полученную информацию о рекомендуемой кинематической вязкости масла, для рассчитываемой зубчатой передачи назначаем марку масла И-Г-А-32.</p> <p>Вследствие того, что передача работает при небольшой окружной скорости, назначим уровень масла, при котором колесо тихоходной передачи будет</p>						
	Справ. №						
Подпись и дата							
	Инв. № дубл.						
Изм. инв. №							
	Подпись и дата						
Инв. № подл.							
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка <table border="1" style="float: right; margin-left: 20px;"> <tr> <td style="text-align: right;">Лист</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">64</td> </tr> </table>	Лист
Лист							
64							

Перв. примен.	
Справ. №	

погружено на глубину от 10 мм до $\frac{1}{4}$ от общего диаметра колеса в масло, для обеспечения хорошего разбрызгивания масла.

Смазывание подшипников производится тем же маслом, что и заливается в корпус редуктора.

В качестве уплотнения на валах выходящих из корпуса, устанавливаются уплотнительные манжеты, предотвращающие вытекание масла из редуктора.

Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Подпись и дата	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

11. Расчет шпонок

Условие прочности на смятие шпонки определяется по зависимости:

$$l_p = \frac{T}{0,5[\sigma_{см}]dK}$$

$$l = l_p + b,$$

где $\sigma_{см}$ - напряжение смятия;

d - диаметр вала под шпонкой;

h - высота шпонки;

t_1 - глубина шпоночного паза;

l_p - рабочая длина шпонки;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}$;

K - выступ шпонки от шпоночного паза, мм.

Шпонки призматические ГОСТ 23360-78

Диаметр вала, d	Сечение шпонки, bхh	Глубина паза		K=h-t
		Вала t_1	Втулки t	
Св. 6 до 8	2х2	1.2	1.0	0.8
8 - 10	3х3	1.8	1.4	1.2
10 - 12	4х4	2.5	1.8	1.5
12 - 17	5х5	3.0	2.3	2.0
17 - 22	6х6	3.5	2.8	2.5
22 - 30	7х7	4.0	3.3	3.7
	8х7	5.0	3.3	3.7
	10х8	5.0	3.3	3.0
Св. 38 до 44	12х8	5.0	3.3	3.0
	14х9	5.5	3.8	3.5
	16х10	6.0	4.3	4.0
	18х11	7.0	4.4	4.0
Св. 65 до 75	20х12	7.5	4.9	4.5
	75 - 85	22х14	9.0	5.4
85 - 95	24х14	9.0	5.4	5.0
	25х14			
95-110	28х16	10.0	6.4	6
110 - 130	32х18	11.0	7.4	7.0
130 - 150	36х20	12.0	8.4	8.0
150 - 170	40х22	13.0	9.4	9.0
170 - 200	45х25	15.0	10.4	10.0
200 - 230	50х28	17.0	11.4	11.0
230 - 260	56х32	20.0	12.4	12.0

Лист

Пояснительная записка

66

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

260 - 290	63x32	20.0	12.4	12.0
290 - 330	70x35	22.0	11.4	13.0
330 - 380	80x40	25.0	15.4	15.0
280 - 440	90x45	28.0	17.4	17.0
440 - 500	100x50	31.0	19.5	19.0

Где b и h - ширина и высота шпонки, мм;

K - выступ шпонки от шпоночного паза, мм;

l - рабочая длина шпонки, мм.

Рабочая длина выбирается из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360 мм.

1 шпонка (на входном валу редуктора):

$$d_k = 26 \text{ мм}; h = 7 \text{ мм}; b = 8 \text{ мм}; t_1 = 4,0 \text{ мм}; t_2 = 3,3 \text{ мм}; K=3,7.$$

$$l_p = \frac{32,8 \cdot 1000}{0,5 \cdot 120 \cdot 26 \cdot 3,7} = 6 \text{ мм} \leq [\sigma_{cm}]$$

$$l = 6 + 8 = 14 \text{ мм}.$$

Принимаем 18 мм

2 шпонка (на выходном валу редуктора):

$$d_k = 51 \text{ мм}; h = 10 \text{ мм}; b = 16 \text{ мм}; t_1 = 6 \text{ мм}; t_2 = 4,3 \text{ мм}; K=4.$$

$$l_p = \frac{1236,8 \cdot 1000}{0,5 \cdot 56 \cdot 120 \cdot 4} = 92 \text{ мм}$$

$$l = 92 + 16 = 108 \text{ мм}$$

Принимаем 110 мм.

3 шпонка (на валу электродвигателя):

$$d_k = 38 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}; b = 10 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}; t_2 = 3,3 \text{ мм}; K=3.$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

67

Пояснительная записка

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.	
Справ. №	

$$l_p = \frac{32,8 \cdot 1000}{0,5 \cdot 120 \cdot 38 \cdot 3} = 4,8 \text{ мм.}$$

$$l = 4,8 + 10 = 14,8 \text{ мм.}$$

На двигателе стоит шпонка 14 мм.

4 шпонка (на колесе промежуточного вала):

$$d_k = 50 \text{ мм; } h = 9 \text{ мм; } b = 14 \text{ мм; } t_1 = 5,5 \text{ мм; } t_2 = 3,8 \text{ мм; } K=3,5.$$

$$l_p = \frac{223,3 \cdot 1000}{0,5 \cdot 50 \cdot 120 \cdot 3,5} = 21,27 \text{ мм.}$$

$$l = 21,27 + 14 = 35,27 \text{ мм.}$$

Принимаем 36 мм.

5 шпонка (на колесе тихоходного вала):

$$d_k = 74 \text{ мм; } h = 12 \text{ мм; } b = 20 \text{ мм; } t_1 = 7,5 \text{ мм; } t_2 = 4,9 \text{ мм; } K=4,5.$$

$$l_p = \frac{1236,8 \cdot 1000}{0,5 \cdot 74 \cdot 120 \cdot 4,5} = 61,9 \text{ мм.}$$

$$l = 61,9 + 20 = 81,9 \text{ мм.}$$

Принимаем 80 мм.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	<h2 style="text-align: center;">12. Выбор муфты</h2> <p>Муфты предназначены для передачи механической энергии – крутящего момента между двумя соединенными валами. В зависимости от условий эксплуатации муфты могут соединять валы постоянно, либо периодически при помощи оператора или при достижении определенных условий эксплуатации.</p> <p>В работе механических систем возможны случайные или периодические колебания передаваемого момента, что отрицательно сказывается на динамике машин. Для сглаживания изменений крутящего момента муфта должна обладать упругими свойствами, позволяющими демпфировать (смягчать) случайные изменения момента.</p> <p>Соединяемые валы при монтаже механизмов будут иметь погрешности установки, которые можно группировать в виде:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Погрешности осевого смещения валов Δ_a; 2. Погрешности радиального смещения валов Δ_r; 3. Погрешности углового перекоса валов Δ_γ. <p>Чтобы соединить валы между собой с заданными погрешностями монтажа, необходимы муфты, способные компенсировать эти неточности.</p> <p>Муфта, соединяющая быстроходные валы (вал электродвигателя), в целях уменьшения пусковых моментов должна иметь малый момент инерции. Выберем для привода упругую втулочно - пальцевую муфту МУВП ГОСТ 21424-93 (рис. 10), которая получила широкое распространение вследствие относительной простоты конструкции и удобства замены упругих элементов.</p> <p>Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) – одна из наиболее распространенных упругих муфт. Момент передается через резиновые гофрированные втулки, взаимодействующие с поверхностями отверстий одной из полумуфт и стальными пальцами, установленными в другой полумуфте. Эти муфты допускают радиальное смещение валов 0,2–0,5 мм, осевое – 1–5 мм, угловое – до 1°. Работоспособность муфт определяется стойкостью втулок.</p>					
	Справ. №					
Подпись и дата						
	Инв. № дубл.					
Изм. инв. №						
	Подпись и дата					
Инв. № подл.						
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.	
Справ. №	

Муфту подбираем по расчетному крутящему моменту на выходном валу редуктора, либо из библиотеки ПК «Компас» по диаметру этого же вала.

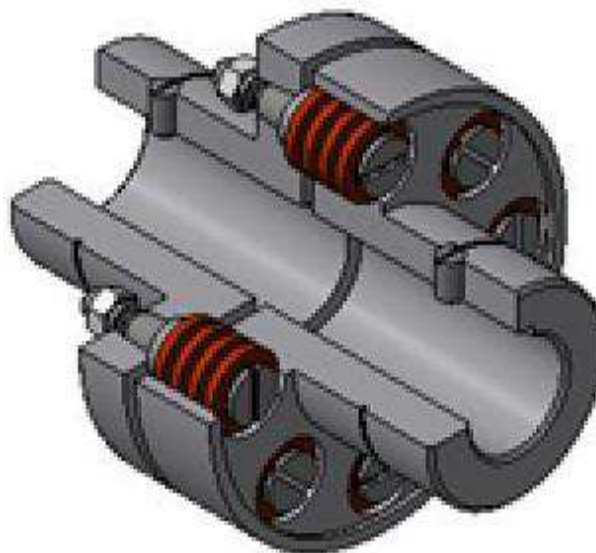


Рисунок 12. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Приближённый расчёт нагрузок, действующий на муфту в приводе:

$$T_K = K T_H = 1,3 * 32,8 = 42,64 \text{ Нм},$$

где $T_H = 32,8 \text{ Нм}$ - номинальный длительно действующий момент;

$K = 1,3$ - коэффициент режима работы.

Исходя из этого, ставим между двигателем и редуктором упругую втулочно-пальцевую муфту с наружным диаметром $D = 120 \text{ мм}$ и допустимым моментом $T = 125 \text{ Нм}$.

12.1 Расчёт на смятие упругого элемента

Расчёт проводится в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.	
Справ. №	

Исходные данные

Вращающий момент $T_K=32,8$ Нм

Диаметр пальца $d_{II}=0,014$ м

Длина упругого элемента $l_{BT}=0,028$ м

Диаметр расположения пальцев $D_0=0,084$ м

Число пальцев $z=4$

Допускаемое напряжение 2 МПа

$$\sigma_{CM} = \frac{2T_K}{zD_0d_{II}l_{BT}} \leq [\sigma]_{CM}$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 * 32,8}{4 * 0,084 * 0,014 * 0,028} = 0,50 \text{ МПа} \leq 2 \text{ МПа}$$

12.2 Расчёт пальцев муфты на изгиб

Пальцы муфты изготовлены из стали 45.

Исходные данные:

Зазор между полумуфтами $C=0,005$ м

Предел текучести материала $[\sigma]_T=540$ МПа

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_И=(0,4 \dots 0,5)[\sigma]_T=0,4 * 540=216$ МПа

$$\sigma_{CM} = \frac{2T_K(0,5l_{BT} + C)}{0,1zD_0d_{II}^3} \leq [\sigma]_И$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 * 32,8 (0,5 * 0,028 + 0,005)}{0,1 * 4 * 0,084 * 0,014^3} = 12,34 \text{ МПа} \leq 216 \text{ МПа}$$

Предельные смещения валов, исходя из табличных значений, приняты:

радиальные $\Delta_{\Sigma}=0,1$ мм

угловые $\gamma_{\Sigma}=0,3$ мм

осевые $\omega_{\Sigma}=0,8$ мм

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Перв. примен.

Справ. №

13. Конструирование фундаментной плиты привода

Фундаментные плиты (рамы) служат для установки двигателя и редуктора, а также для обеспечения правильного положения их в течение всего срока эксплуатации.

При единичном производстве экономически выгоднее применять рамы, сваренные из элементов сортового проката: швеллеров, уголков, полос, листов. При серийном и массовом выпуске изделий выгоднее применять плиты.

Плиты изготавливают в виде отливок из серого чугуна марок СЧ12, СЧ15 и СЧ20 ГОСТ1412-85.

Основные размеры плиты:

Длина $L=710$ мм

Ширина $B=791$ мм

Высоту H плиты (рис.13) выбирают по такому же соотношению, что и для рам:

$$H = (0,08 \dots 0,10)L$$

$$H = (0,8 \dots 0,10) \cdot 710 = 70 \text{ мм}$$

Если плита ступенчатая, то высота H соответствует более низкой ее части.

Рекомендуемую толщину δ стенок для чугунных отливок назначают в зависимости от приведенного габарита N плиты.

N , м	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0
δ , мм	7	8	10	12	14

$$N = \frac{(2L + B + H)}{3} = \frac{2 \cdot 0,71 + 0,791 + 0,07}{3} = 0,76$$

где L - длина плиты, м;

B - ширина плиты, м;

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Инв. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Перв. примен.	
Справ. №	

H - высота плиты, м.

Принимаем толщину стенок $\delta=10$ мм.

Толщина стенок во всех сечениях должна быть одинаковой.

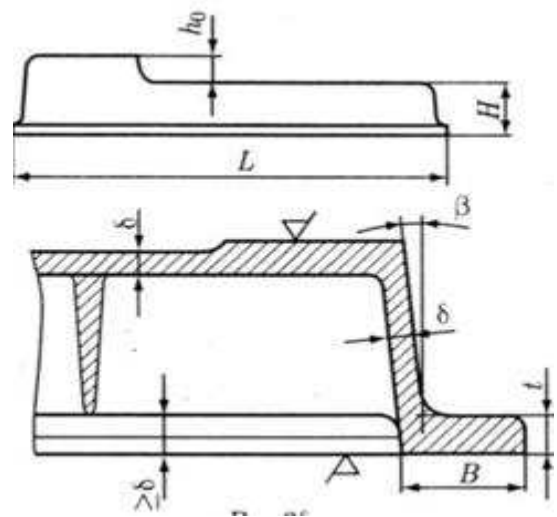


Рисунок 13. Размеры плиты

Из-за образования пористостей и раковин при литье плит крайне нежелательно иметь большие горизонтально расположенные поверхности. Поэтому в горизонтальной стенке плиты следует делать большие окна. Это улучшает качество отливки и экономит металл.

Для восстановления утраченных прочности и жесткости, вызванных применением окон, последние окаймляют невысокими ($\approx 1,3\delta$) контурными ребрами (рис. 14).

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

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

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

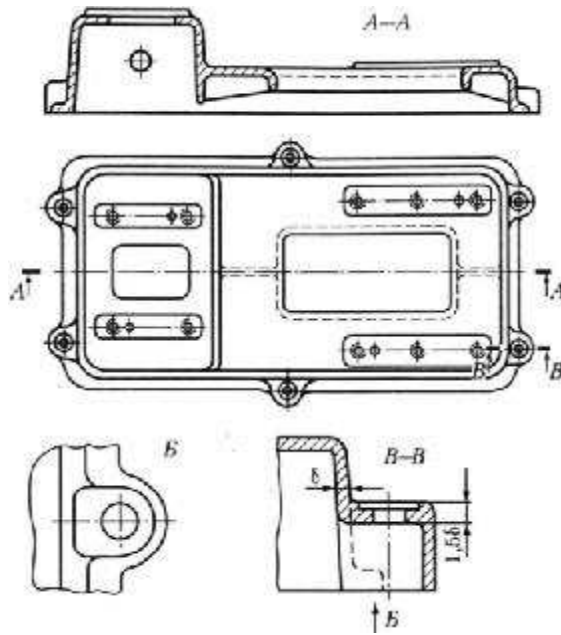


Рисунок 14. Фундаментная плита

Боковым стенкам следует придавать уклон 1:10, чтобы обеспечить простую формовку. Конструктивное оформление боковой стенки с пластиком и подошвой показано на рис. 15. Платик должен быть длиннее лапы на 3-5 мм в каждую сторону, но не доходить до края плиты примерно на толщину ее стенки δ . Высота платика (без учета припуска) составляет примерно $0,5 \delta$.

$$B=3\delta=3\cdot 10=30 \text{ мм}$$

$$T=1,5\delta=1,5\cdot 10=15 \text{ мм}$$

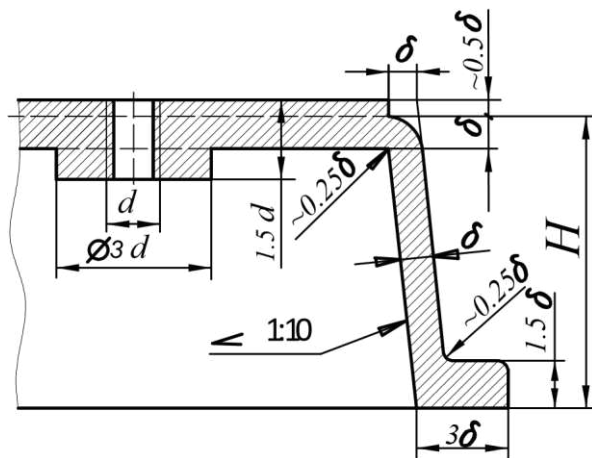


Рисунок 15. Боковая стенка плиты

Лист

Пояснительная записка

74

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.

Справ. №

Плиту крепят к полу фундаментными болтами (рис. 16), которые размещают на приливах. Чтобы приливы были прочными и жесткими, их делают высокими. Высота всех приливов плиты должна быть одинаковой, чтобы можно было упростить механическую обработку и использовать болты одной длины. Для крепления устанавливаемых на плите узлов предусматривают резьбовые отверстия. Диаметр d_{ϕ} болтов для крепления плиты к фундаменту принимают равным диаметру болтов, крепящих редуктор к плите, но не менее M12. Фундаментные болты равномерно размещают по периметру плиты со средним шагом $P_{cp} = (30 \div 40) d_{\phi}$.

Глубина резьбы для завинчивания болтов, крепящих узлы, размещенных на плите, составляет примерно $1,5 d_{cp}$. Если толщина стенки и пластика недостаточна, то выполняют круглый прилив.

Применение сквозных отверстий вместо резьбовых гнезд и установка болтов с гайками нежелательны, так как доступ к гайкам будет в этом случае затруднен, или в местах установки болтовых соединений необходимо предусмотреть технологические окна.

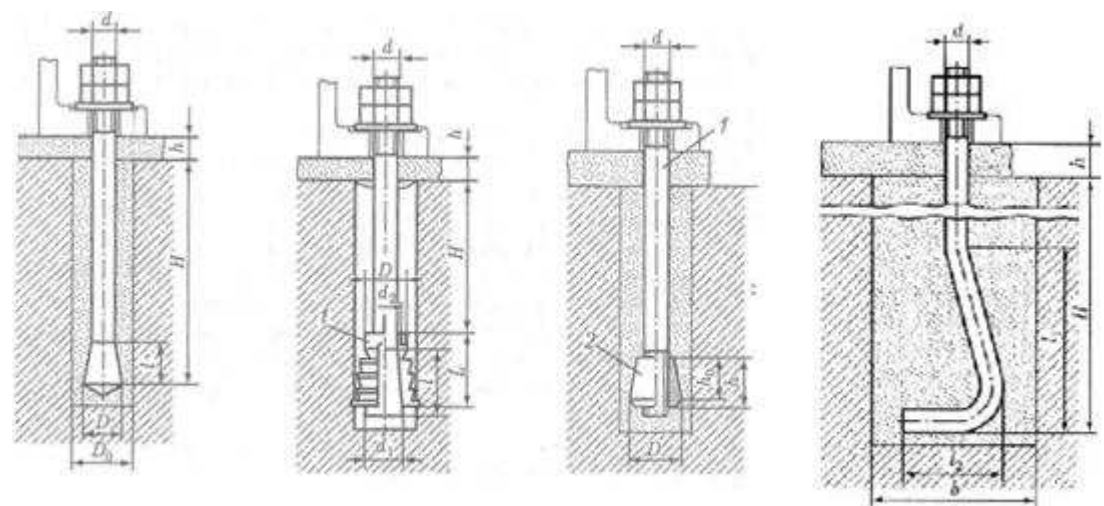


Рисунок 16. Виды фундаментных болтов

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

14. Расчет крепления редуктора к плите

Исходные данные для расчета болтов крепления к раме

Вращающий момент на входном валу редуктора $M_x, Нм$	Вращающий момент на выходном валу редуктора $M_y, Нм$	Количество болтов, крепящих корпус редуктора к плите, z	Коэффициент внешней нагрузки, χ	Коэффициент безопасности, S
32,8	1236,8	4	0,25	5

Размеры опорной поверхности основания редуктора (рисунок 17).

$l_y, мм$	$l_x, мм$	$L_y, мм$	$L_x, мм$	$a, мм$	$b, мм$
108	304,5	135,5	332	55	55

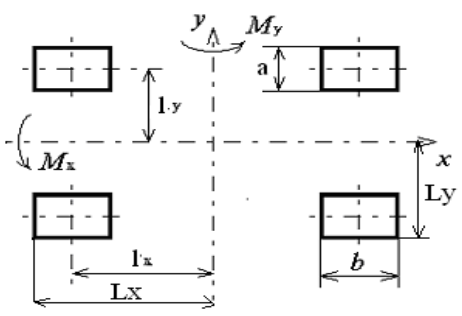


Рисунок 17. Нагрузки, действующие на болты крепления

Приведение сил.

На входном валу стоит МУВП. Нагрузка, действующая на входной вал от муфты, определяется по формуле:

$$F_M = 80\sqrt[3]{M_x} = 80\sqrt[3]{32,8} = 256 \text{ Н.}$$

Определение силы затяжки с учетом не раскрытия стыка.

Внешняя нагрузка, действующая на наиболее нагруженный болт, H

$$F_{BH} = \frac{M_x + F_M * l_x}{4 * l_y} + \frac{M_y + F_r * l_y}{4 * l_x}$$

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

Перв. примен.
Справ. №

$$F_{BH} = \frac{32,8 + 256 * 0,3045}{4 * 0,108} + \frac{1236,8 + 2325,3 * 0,108}{4 * 0,3045} = 1267 \text{ Н}$$

Принимаем $\chi = 0.25$ (коэффициент внешней нагрузки) и $\nu=3$. Усилие затяжки болта, H :

$$F_{зат} = \nu * (1 - \chi) * F_{BH}$$

$$F_{зат} = 3 * (1 - 0,25) * 1267 = 2851 \text{ Н.}$$

Площадь опорной поверхности редуктора (стыка), m^2 :

$$A = 4 * a * b$$

$$A = 4 * 0,055 * 0,055 = 0,01 \text{ м}^2$$

Подпись и дата
Инв. № дубл.
изм. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Момент инерции площади опорной поверхности стыка относительно оси y , m^4 :

$$J_{ст.у} = 4 * \left[\frac{a * b^3}{12} + a * b * (L_x - 0,5 * b)^2 \right]$$

$$J_{ст.у} = 4 * \left[\frac{0,055 * 0,055^3}{12} + 0,055 * 0,055 * (0,332 - 0,5 * 0,055)^2 \right]$$

$$= 11,2 * 10^{-4} \text{ м}^4$$

Момент инерции площади опорной поверхности стыка относительно оси x , m^4 :

$$J_{ст.х} = 4 * \left[\frac{b * a^3}{12} + b * a * (L_y - 0,5 * a)^2 \right]$$

$$J_{ст.х} = 4 * \left[\frac{0,055 * 0,055^3}{12} + 0,055 * 0,055 * (0,1355 - 0,5 * 0,055)^2 \right]$$

$$= 17,6 * 10^{-5} \text{ м}^4$$

Проверяем условия не раскрытия стыка, МПа:

$$\sigma_{ст} = \frac{F_{зат} * z}{A} - \frac{(1 - \chi) * M_Y * L_X}{J_{ст.у}} - \frac{(1 - \chi) * M_X * L_Y}{J_{ст.х}} < [\sigma_{ст}]$$

$$\sigma_{ст} = \frac{2851 * 4}{0,01} - \frac{(1 - 0,25) * 1236,8 * 0,332}{11,2 * 10^{-4}} - \frac{(1 - 0,25) * 32,8 * 0,1355}{17,6 * 10^{-5}}$$

$$= 0,8 * 10^6 \text{ Па}$$

Условие не раскрытия стыка удовлетворяется:

$$\sigma_{ст} < [\sigma_{ст}], \quad 0,8 \text{ МПа} < 1,5 \text{ МПа}$$

Определение максимальной силы, действующей на болт.

Расчетное усилие, действующее на болт, Н:

$$F_B = K * F_{зат} + \chi * F_{ВН}$$

где K – коэффициент, учитывающий трение между торцами гайки и поверхностью крепления. $K = 1,3$.

$$F_B = 1,3 * 2851 + 0,25 * 1267 = 4023 \text{ Н}$$

Перв. примен.									
Справ. №									
Подпись и дата									
Инв. № дубл.									
Изм. инв. №									
Подпись и дата									
Инв. № подл.									
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка				Лист
									78

Перв. примен.
Справ. №

Расчет диаметра болтов.

Примем $\sigma_T = 180$ МПа.

Допускаемое напряжение при расчете на статическую прочность, МПа:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}$$

$$[\sigma] = \frac{180 * 10^6}{5} = 3,6 * 10^7, \text{ МПа}$$

Внутренний диаметр резьбы болта, м:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 * F_B}{[\sigma] * \pi}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 * 4023}{3,6 * 10^7 * 3,14}} = 0,012 \text{ м.}$$

Рассчитываем диаметр болта с учетом шага и принимаем из стандартного ряда значений, мм:

$$d = d_p * 10^3 + 0,85 * P$$

$$d = 0,012 * 10^3 + 0,85 * 1,5 = 13,275 \text{ мм}$$

Округляем полученное значения в большую сторону, то есть $d = 14$ мм.

Для крепления редуктора к плите используются болты $d = 14$ мм.

Подпись и дата
Инв. № дубл.
изм. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.	<h2 style="text-align: center;">15. Разработка технологического процесса сборки узла</h2>				
	Справ. №	<h3 style="text-align: center;">15.1 Служебное назначение узла</h3>			
Подпись и дата		<p>Редуктором называется закрытая зубчатая передача, предназначенная для понижения угловой скорости ведомого вала по сравнению с ведущим. Уменьшения угловой скорости сопровождается увеличением вращающего момента на выходном валу. Для редуктора значение передаточного отношения и передаточного числа совпадают.</p>			
	Инв. № дубл.	<p>Цилиндрический редуктор представляет собой несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством соединительных элементов соединяются с двигателем и рабочей машиной соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.</p>			
Инв. инв. №		<p>Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении.</p>			
	Подпись и дата	<p>Цилиндрический редуктор носит своё название не по соответствию со своим внешним видом. Такое определение связано с цилиндрической формой деталей внутри редуктора.</p>			
Инв. № подл.		<p>В частности, это шестерни, посредством которых и передаётся вращение с определённым передаточным числом оборотов от электродвигателя.</p>			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
<p>В этом и заключается основная функциональная особенность цилиндрического редуктора; обеспечивать работу большого механического оборудования на производстве электродвигателями сравнительно небольшой</p>					
<p>Пояснительная записка</p>					
<p>Лист 80</p>					

Перв. примен.	<p>мощности.</p> <p>Его конструктивное устройство предусматривает эксплуатацию предпочтительно в горизонтальном положении, поскольку это способствует большей эффективности редуктора, а его КПД, может достигать до 98%. Однако такой высокий показатель зависит ещё от передаточного числа ступеней в приводе.</p>				
Справ. №	<p>Редукторы могут ещё отличаться между собой формой зубьев на передаточных шестернях; прямозубые и скошенным зубом.</p> <p>Редукторы, оснащённые шестернями с прямыми зубьями, имеют свои недостатки, выражающиеся интенсивным износом самих зубьев, поскольку зацепление происходит резко по всей их длине. При этом работа редуктора сопровождается повышенным шумом. Двухступенчатые соосные редукторы с непрямолинейным расположением зубьев более практичны. За счёт того, что зацепление между косыми зубьями происходит как бы ни всей рабочей поверхностью сразу, а постепенно и последовательно каждого следующего зуба, а шум и вибрация практически отсутствуют.</p> <p>В связи с этим вращение зубчатых деталей происходит легче, они не нагреваются, а их износ незначителен.</p>				
		Подпись и дата		Инв. № дубл.	
Инв. № подл.		Подпись и дата		Изм.	
				Лист	81
				№ докум.	
				Подпись	
				Дата	

Перв. примен.	<p>диаметром делительной окружности 280 мм составляет 53 мкм.</p> <p>Допуски на радиальное биение зубчатого венца P_r колеса диаметром делительной окружности 280 мм составляет 53 мкм.</p> <p>Каждой степени точности зубчатых колёс и передач соответствуют нормы кинематической точности, нормы плавности работ и нормы контакта зубчатых колёс. Норма плавности - 7 степень точности. Вид сопряжения зубчатых колёс в передаче выбираем исходя из зависимости, что соответствует С виду сопряжения. Нормы контакта зубьев в передаче, характеризуемые относительными размерами суммарного пятна контакта по длине и высоте зуба в процентном выражении составляет 50% от длины зуба, 55% от средней глубины захода. Предельные отклонения относительных размеров пятна контакта по длине и высоте зуба в процентном выражении составляет 15 %.</p> <p>Обозначим зубчатую передачу, имеющую 8-ю степень по кинематической точности, 7-ю по нормам плавности, 6-ю по нормам контактов зубьев и виду сопряжения С: 8-7-6-С (ГОСТ 1758-81).</p> <p>Для подшипниковых узлов определяем наименьшую и наибольшую величину осевого зазора, необходимого для создания благоприятных условий работы опор и компенсации температурного удлинения валов. Назначаем посадки, для внутреннего кольца подшипника $\varnothing 35L0/k6$; для наружного кольца подшипника $\varnothing 72H7/l0$.</p> <p>Для корпусной детали предъявляем следующие технические требования, характеризующие различные параметры их геометрической точности, точность геометрической формы плоских базирующих поверхностей.</p> <p>Она регламентируется, как прямолинейность поверхности в заданном направлении на определённой длине и как плоскостность поверхности в пределах её габаритов.</p> <p>Она составляет 0,01...0,07.</p> <p>Точность относительного поворота плоских базирующих поверхностей. Предельные отклонения от параллельности или перпендикулярности одной</p>				
	Справ. №				
Подпись и дата					
	Инв. № дубл.				
Изм. инв. №					
	Подпись и дата				
Инв. № подл.					
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	<p>плоской поверхности относительно другой составляет $0,015 / 200$.</p> <p>Точность расстояния между двумя параллельными поверхностями - $0,02$ мм.</p> <p>Точность диаметральных размеров и геометрической формы отверстий. Диаметральные размеры главных отверстий, которые выполняют роль баз под подшипники по 7-му качеству точности. Отклонения геометрической формы отверстий - некруглость в поперечном сечении и конусообразность или изогнутость в продольном сечении ограничиваем в пределах $1/5 \dots 1/2$ радиуса на диаметр отверстия.</p> <p>Точность относительного углового положения осей отверстий. Отклонения от параллельности и перпендикулярности осей главных отверстий относительно плоских поверхностей составляет $0,01/200$, предельные условия отклонения оси одного отверстия относительно другого - $0,005/200$.</p> <p>Точность расстояния осей главных отверстий до базирующей плоскости - $0,02$ мм. Точность расстояний между осями главных отверстий $0,01$ мм.</p> <p>Соосность отверстий - $0,002$ мм.</p> <p>Параметр шероховатости плоских базирующих поверхностей $R_a=2,5 \dots 0,63$ мм, параметр шероховатости поверхностей главных отверстий $R_a=1,25 \dots 0,16$ мм.</p>				
	Справ. №	<p>15.3 Выбор методов достижения точности</p> <p>В цилиндрической передаче необходимо рассчитать две размерные цепи Б и β. Согласно требованиям точности цилиндрических зубчатых передач установлены ГОСТ 1643-72.</p> <p>1. Точность расстояния между осями вращения колес по двум координатным осям (цепь Б).</p> <p>2. На параллельность осей вращения колес (цепь β).</p> <p>На рис. 18 изображен цилиндрический редуктор, состоящий из двух пар</p>			
Подпись и дата		Изм. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Изм. Лист № докум. Подпись Дата
	Изм.				
Изм. № подл.	<p>Пояснительная записка</p>				Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

колес. Необходимо рассчитать две цепи: Б и В. Эти цепи являются связанными, так как имеют общие звенья. Расчет необходимо начинать с той цепи, у которой допуск замыкающего звена является наименьшим.

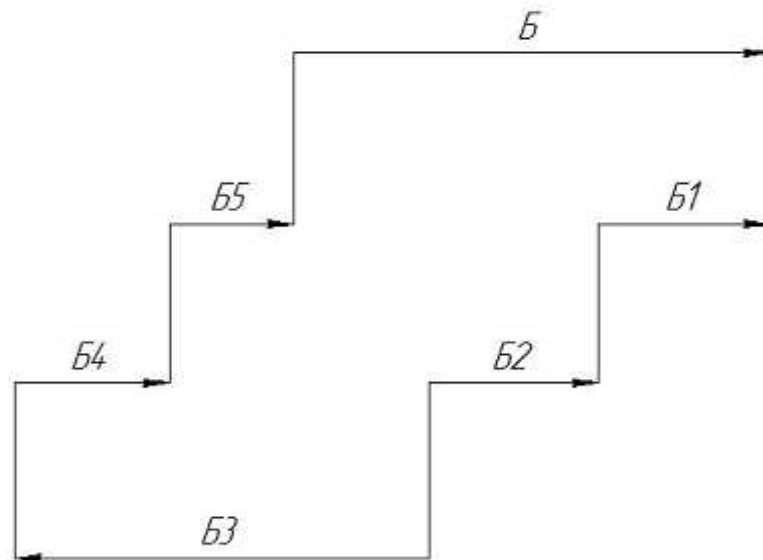
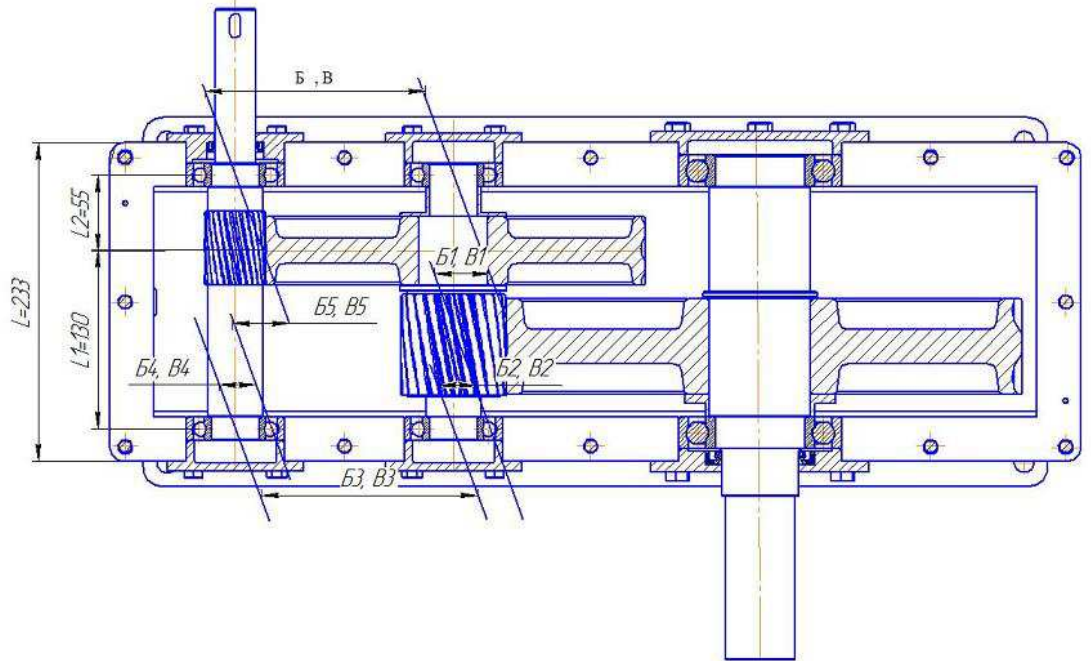


Рисунок 18. Размерные цепи цилиндрической зубчатой передачи

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.

Размерная цепь β .

Размерная цепь β определяет отклонение от параллельности осей вращения колес.

$$T_{\Delta} = \frac{f_x L}{B} = \frac{0,018 * 233}{68} = 0,06 \text{ мм},$$

где f_x - допуск на отклонение от параллельности осей, устанавливается в зависимости от модуля, степени точности и ширины колес по ГОСТ 1643-72;

L - расстояние между стенками корпуса;

B - ширина колеса.

Составляющими звеньями размерной цепи β являются β_1, β_2 - смещение и поворот оси вала шестерни быстроходного вала, вследствие радиального биения подшипников; β_3 - отклонение от параллельности осей отверстий в корпусе; β_4 и β_5 — смещение и поворот оси вала шестерни тихоходного вала, в следствии радиального биения подшипников.

При выбранном методе неполной взаимозаменяемости, задаем величину риска 0,27%, которому соответствует значение $t=3\lambda_i^2$ – коэффициенты, характеризующие форму кривых рассеянья погрешностей составляющих звеньев, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев не известны, обычно принимают $\lambda_i^2=1/6$.

$$T_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\lambda_{cp}^2 (m-1)}} = \frac{0,06}{3 \sqrt{\frac{1}{6} * (5-1)}} = 0,024 \text{ мм}$$

Использование метода неполной взаимозаменяемости позволяет устанавливать большие по величине допуски, что экономически более обосновано для принятого типа производства и программы выпуска.

Приведем размеры всей составляющих звеньев к одной базовой длине равной 233 мм.

Инв. № подл.

Подпись и дата

изм. инв. №

Инв. № дубл.

Подпись и дата

Лист

Пояснительная записка

85

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Заданная точность замыкающего звена обеспечивается методом неполной взаимозаменяемости. Передаточное отношение звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$:

$$\varepsilon_x = \frac{L}{l} = \frac{233}{150} = 1.55,$$

где l - расстояние между точками приложения радиальных реакций шариковых подшипников для быстроходного и тихоходного валов.

По классам точности подшипники различают (по ГОСТ 520-89):

"0" – нормального класса (радиальное биение внутреннего кольца 20 мкм);

"6" – повышенной точности (радиальное биение внутреннего кольца 10 мкм);

"5" – высокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 5 мкм);

"4" – особо-высокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 3 мкм);

"2" – сверхвысокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 2,5 мкм);

8 и 7 – грубые ниже 0.

Для подшипников на быстроходном и тихоходном валах допуск на радиальное биение составляет 0,002 мм.

Погрешность звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_4, \beta_5$ имеет векторный характер. Так как векторные ошибки являются случайными величинами и при сборке могут принимать любое численное значение в пределах $\pm \delta_x/2$, то расчет размерных цепей с векторными ошибками выполняется по вероятностному методу.

Для размерной цепи со скалярными и векторными ошибками, суммирование ошибок производится отдельно.

Допуск замыкающего звена при $t=3$:

Перв. примен.					
Справ. №					
Подпись и дата					
Инв. № дубл.					
Изм. инв. №					
Подпись и дата					
Инв. № подл.					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка
					Лист
					86

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2},$$

где $n=m-1$ - число звеньев размерной цепи;

n_x - число звеньев с векторными ошибками;

$n-n_x$ - число звеньев со скалярными ошибками;

K_i - коэффициент относительного рассеивания;

K_{xi} - приведенный коэффициент относительного рассеивания;

T_i - допуски звеньев со скалярными ошибками;

T_{ix} - допуски звеньев с векторными ошибками;

δ_{xi} - передаточные отношения звеньев с векторными ошибками.

При решении проектных задач, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев неизвестны, принимают:

$$t=3, \lambda_i^2=1-6, \lambda_{xi}^2=1.15, K_i=1.2, K_{xi}^2=0.5-0.65.$$

Так как число звеньев размерной цепи $n > 5$, то $K_{\Delta} = 1, \lambda_{\Delta}^2 = 1 / 9$.

Для звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_4, \beta_5$ погрешность которых имеет векторный характер, примем $K_{xi}^2=0,6$. Погрешность звена β_3 , носит скалярный характер, значит для него $K_3=1,2$. Так как в данной размерной цепи неизвестным является лишь T_3 допуск на размер β_3 , то определить его можно из уравнения:

$$T_3 = \frac{1}{K_3} \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_x} \delta_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2} =$$

$$\frac{1}{1,2} \sqrt{0,06^2 - 4 \cdot 1,43^2 \cdot 0,6 \cdot 0,02^2} = 0,033 \text{ мм}$$

Следовательно, допуск на не параллельность осей отверстий в корпусе

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

87

Пояснительная записка

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.

составляет $T_3 = \frac{0,033}{233}$ мм.

Справ. №

Размерная цепь Б.

Размерная цепь определяет точность межцентрового расстояния колес.

$f_a = 0,035$ - допуск отклонения межцентрового расстояния по ГОСТ 1643-81. Следовательно замыкающее звено размерной цепи Б имеет следующие характеристики:

$$B_{\Delta} = 80 \pm 0,035 \text{ мм}; T_{\Delta} = 0,072 \text{ мм и } \Delta_{0\Delta} = 0.$$

Составляющими звеньями размерной цепи Б являются B_1 и B_2 , — смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения в подшипниках; B_4 , B_5 - смещение и поворот оси вала шестерни вследствие радиального биения в подшипниках.

Подпись и дата

Номинальный размер звена $B_3=80$ мм. Ошибки этого звена носят скалярный характер. Звенья B_1 , B_2 , B_4 , B_5 носят ошибки векторного характера. Требуемая точность замыкающего звена достигается методом неполной взаимозаменяемости.

Инв. № дубл.

Так как межцентровое расстояние определяется по среднему сечению зубчатых колес, то для звеньев с векторными ошибками необходимо передаточное отношение:

$$\xi_x = \frac{L_1}{l}$$

$$\xi_x = \frac{40,5}{119} = 0,34, \quad \text{где } L_1 = L_3, \quad L_2 = L_4$$

зам. инв. №

Радиальное биение подшипников уже было установлено при решении размерной цепи β и равно 0,02 мм.

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.	<p>Следовательно, $T_{x_1} = T_{x_2} = T_{x_4} = T_{x_5} = 0,02$ мм. Так как в данной размерной цепи неизвестным является только допуск на размер B_3, то задача сводится к определению T_3. Примем $K_3 = 1,2$, $T_{x_i}^2 = 0,6$, тогда</p> $T_3 = \frac{1}{K_3} \cdot \sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{n_i} \xi_{xi}^2 \cdot K_{xi}^2 \cdot T_{xi}^2}$ $T_3 = \frac{1}{1,2} \cdot \sqrt{0,072^2 - 4 \cdot 0,34^2 \cdot 0,6 \cdot 0,02^2} = 0,059 \text{ мм}$ <p>Так как координаты середин полей допусков для звеньев равны нулю, а также $\Delta_{0\Delta} = 0$, то и $\Delta_{03} = 0$, поэтому $B_3 = 80 \pm 0,0295$ мм.</p>					
Справ. №	<p>15.4 Анализ технологичности узла</p> <p>Технологическая конструкция узла должна предусматривать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Максимально широкое использование унифицированных сборочных единиц, стандартизованных и нормализованных деталей и элементов деталей. <p>Большинство деталей, используемых в данном узле, не являются стандартными, исключение составляют болты, шайбы, маслоудерживающие кольца, штифты, манжеты, подшипники, что является причиной повышения себестоимости изготовления изделия.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Возможно меньшее количество деталей оригинальной, сложной конструкции и различных наименований и возможно большую повторяемость одноименных деталей. <p>Данный пункт вполне выполняется, так как изготовление деталей редуктора не представляет большой сложности.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Создание деталей наиболее рациональной формы с легкодоступными для обработки поверхностями и достаточной жесткости с целью уменьшения трудоемкости и себестоимости механической обработки деталей и изготовления всего изделия (необходимая жесткость деталей позволяет обрабатывать их на 					
Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
зам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<p style="text-align: center;">Пояснительная записка</p>	<p style="text-align: center;">Лист 89</p>

Перв. примен.	<p>станках с наиболее производительными режимами резания).</p> <p>Все требования данного пункта выполняются, детали изделия обладают достаточной жесткостью и легкодоступными для обработки поверхностями.</p> <p>- Наличие на деталях удобных базирующих поверхностей или возможность создания вспомогательных (технологических) баз в виде бобышек, поясков и т.д.</p>					
	Справ. №	<p>Все детали имеют удобные технологические базы и могут обрабатываться без применения специальных приспособлений.</p> <p>- Наиболее рациональный способ получения заготовок для деталей (отливок, штамповок, из проката) с размерами и формами, возможно более близкими к готовым деталям, т.е. обеспечивающими наиболее высокий коэффициент использования материала и наименьшую трудоемкость механической обработки.</p>				
Подпись и дата		<p>Для корпуса наиболее рациональным способом получения заготовки с точки зрения экономии материала будет отливка в песчано-глинистые формы. Остальные детали можно выполнять из штамповок и сортового проката.</p> <p>- Полное устранение или возможно меньшее применение слесарно-пригоночных работ при сборке путем изготовления взаимозаменяемых деталей, применения деталей-компенсаторов и механизации сборочных работ.</p>				
	Инв. № дубл.	<p>В качестве метода достижения точности выбран метод неполной взаимозаменяемости, что обеспечивает легкость сборки вследствие отсутствия пригоночных работ.</p> <p>- Упрощение сборки и возможность выполнения параллельной во времени и пространстве сборки отдельных сборочных единиц и изделия в целом.</p>				
Изм. инв. №		<p>Все детали собираются на основе корпуса и поэтому, данный пункт не выполняется.</p>				
	Подпись и дата	<p>15.5 Методы и схемы контроля</p> <p>1. Проверяется комплектность сборочной единицы.</p>				
Инв. № подл.		<p>Пояснительная записка</p>				
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Перв. примен.	
Справ. №	

Комплектность проверяется визуально.

2. Проверяется смазка солидолом уплотнительных манжет, роликов и посадочных поверхностей подшипников. Смазка проверяется визуально.

3. Проверка межосевого расстояния входного и выходного вала. Расстояние проверяем с помощью межцентрового микрометра МЦ- 400Б цена деления 0,01 мм (рис. 19).

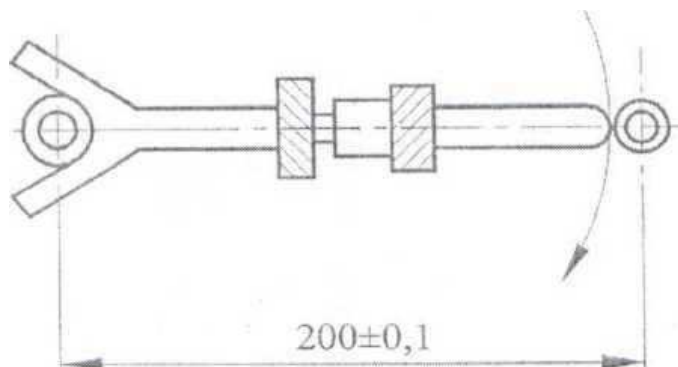


Рисунок 19. Схема измерения межосевого расстояния

4. Проверяется величина осевого перемещения вала в узле (опора в сборе) 0,01 ...0,08. Определяется при помощи измерителя (рис. 20).

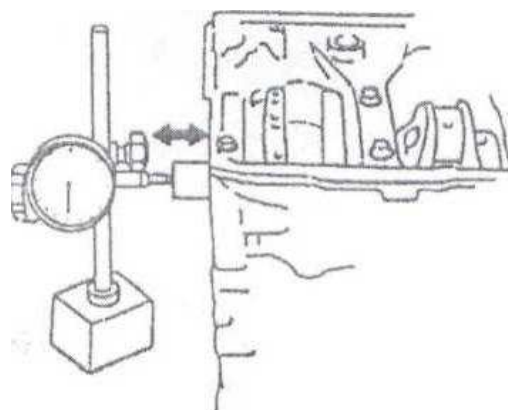


Рисунок 20. Схема проверки осевого перемещения

5. Проверяется биение подшипников. Определяется с помощью микрометра (рис. 21).

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

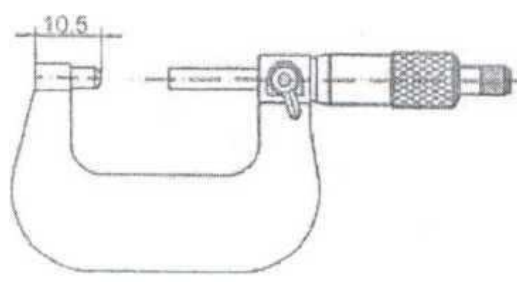


Рисунок 21. Схема микрометра для проверки биения подшипников

6. Проверяется величина затяжки болтов $M_{кр} = (1,5...2,5)$ КГСМ; 15...20 Нм. Величина затяжки болтов определяется при помощи динамометрического ключа (рис. 22).

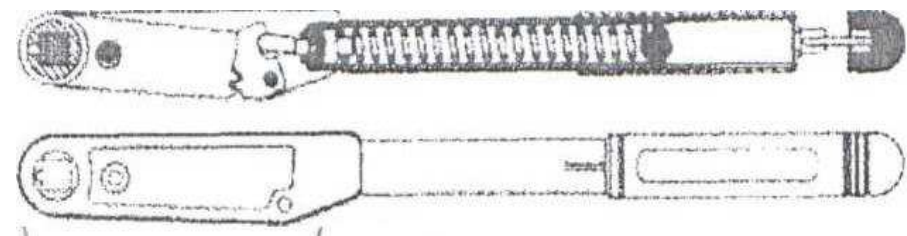


Рисунок 22. Схема динамометрического ключа

7. Проверяется момент сопротивления вращению ведущего и ведомого валов при совместном вращении (0,25...0,35) КГСМ, (2,5...3,5) Нм. Момент сопротивления вращению определяется при помощи динамометрического ключа РВДФ-6 (рис. 22).

8. Проверяется заполнение редуктора маслом И-Г-А-32 ГОСТ 174794-87.

9. Проверяется время обкатки редуктора 10 мин. Время обкатки определяется при помощи реле времени. Оборудование: часы цеховые настенные по ГОСТ 3309-84;

10. Проверяется частота вращения ведущего вала 72,75 мин". Оборудование: тахометр ТУ 25.07.1057-79 (рис. 23).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.

Справ. №

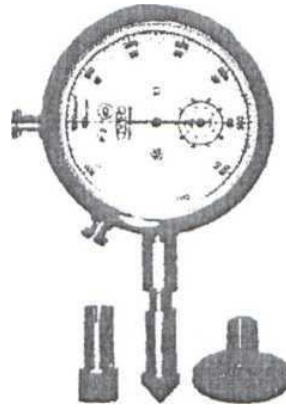


Рисунок 23. Тахометр

11. Проверяется накручивание сборочного редуктора ручкой за шкив, при этом не должно быть заеданий и стуков, плавное перемещение.

12. Проверяется уровень звука при работе редуктора. Уровень звука не более 80 дВа на расстоянии 2-х метров от стенда. Контроль шума осуществляется визуально на слух.

Контрольную проверку редукторов на уровень звука допускается производить 3.. 4 раза в месяц.

Оборудование: шумомер ВТ Т1В - 003.

15.6 Разработка последовательности сборки

Технологическая схема сборки (табл. 4) показывает, в какой последовательности необходимо выполнять соединения и закрепление деталей и узлов, из которых состоит изделие.

Каждый элемент, входящий в изделие, обозначается прямоугольником, разделенным на три части, в которых записывают:

- а) наименование элемента;
- б) количество данных элементов;
- в) индекс элемента.

Схема сборки приведена ниже.

Последовательность общей сборки редуктора определяется его

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	<p>конструктивными особенностями. При разработке последовательности сборки редуктора пользуемся следующими основными положениями.</p> <p>Первоначально выявляем все составляющие: редуктора - узел, под узлы, комплекты и отдельно входящие детали. Общую сборку редуктора и сборку любой сборочной единицы начинаем с установки на сборочный стенд основной базирующей детали.</p> <p>Смонтированные в первую очередь сборочные единицы и детали не должны мешать установке последующих деталей и сборочных единиц.</p> <p>В первую очередь монтируем сборочные единицы и детали, выполняющие наиболее ответственные функции в работе редуктора.</p> <p>Наглядно последовательность сборки узла редуктора отображаем в виде технологической схемы сборки редуктора в табл. 4.</p>							
	Справ. №							
Изм. № подл.		Подпись и дата	Изм. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка <table border="1" style="float: right;"> <tr> <td>Лист</td> </tr> <tr> <td>94</td> </tr> </table>		Лист	94
Лист								
94								

Перв. примен.	
Справ. №	

Таблица 4

ДЕТАЛЬ	КОМПЛЕКТ	ПОДУЗЕЛ	УЗЕЛ
--------	----------	---------	------

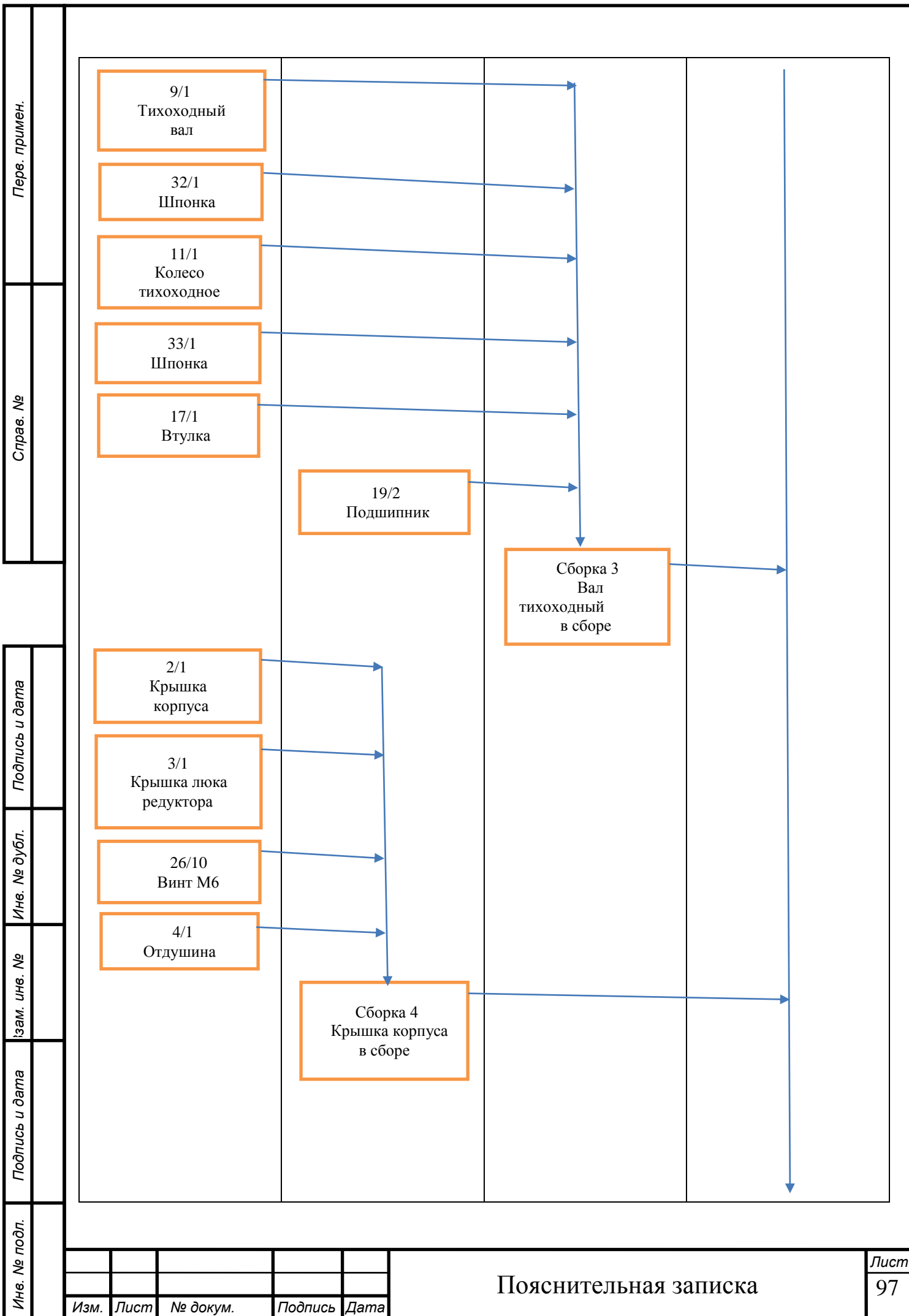
Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	

Инв. № подл.	
--------------	--

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

Пояснительная записка

Инв. № подл.	Подпись и дата	Изм. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Справ. №	Перв. примен.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка		Лист 96			



Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Справ. №	Перв. примен.	
22/12 Болт М10х1							
23/12 Шайба С.10.37							
24/12 Шайба 10Л							
27/12 Гайка М10							
28/1 Манжета							
29/1 Манжета							
12,13,15/1 Крышка подшипника							
14/3 Крышка подшипника							
26/28 Болт М10							
20/16 Болт М8х1							
6/1 Маслоуказатель							
46/1 Винт А.М6							
5/1 Сливная пробка							
							Редуктор
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка		Лист
							98

Перв. примен.

Справ. №

15.7 Проектирование технологических операций сборки

Для подробного проектирования технологического процесса сборки, схема сборки и перечень переходов являются исходными. На первом этапе производим нормирование переходов сборки, выбираем оборудование, инструменты, приспособления. На втором этапе komponуем сборочные операции. В дальнейшем уточняем содержание операций, условия выполнения отдельных приемов и переходов. Далее выполняем окончательное нормирование операций по нормативам, приведенных в табл. 5.

Таблица 5

№ Опер.	Операция	Содержание операции, переходов	Приспособление, оборудование, инструменты	Время, мин
1. Узловая сборка ведущего вала				
005	Запрессовать шпонку поз.31 в вал поз.7	Установить вал в призму; Обдуть сжатым воздухом паз; Запрессовать шпонку поз.31; Снять вал с призмы; Переместить вал на следующую позицию;	Призма; Пневматическая прес-скоба; Столярный верстак; Грузонесущий ленточный конвейер; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77;	1
010	Напрессовать подшипники поз. 18	Переустановить вал в сборе в приспособление; Смазать подшипник индустриальным маслом; Напрессовать подшипник в сборе; Снять вал в сборе; Переместить ведущий вал поз. 7 в сборе на общую сборку.	Универсальный пневматический одинарный пресс прямого действия; Специальное направляющее приспособление1	
16. Узловая сборка промежуточного вала				
015	Запрессовать шпонку поз.34 на вал поз.8	Установить вал в призму; Обдуть сжатым воздухом паз; Запрессовать шпонку поз.34; Снять вал с призмы; Переместить вал на следующую позицию;	Призма; Пневматическая прес-скоба; Столярный верстак; Грузонесущий ленточный конвейер; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-	1

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

Пояснительная записка

99

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.		крышку люка на крышку редуктора	Зафиксировать крышку люка с помощью винт поз. 26; Снять крышку редуктора в сборе; Переместит крышку редуктора в сборе на общую сборку.	Грузонесущий ленточный конвейер; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77.	
	19. Узловая сборка корпуса				
Справ. №	055	Вернуть сливную пробку поз. 5 в корпус	Установить корпус на стол; Ввернуть пробку в корпус;	Столярный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77	0,80
	060	Установить маслоуказатель поз.6	Установить маслоуказатель поз.6 на корпус редуктора; Ввернуть винты поз. 25.	Слесарный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77.	1,30
20. Общая сборка редуктора					
Подпись и дата	065	Установить в корпус в сборе: ведущий вал поз.7, промежуточный вал поз. 8, тихоходный вал поз. 9	Установить вал ведущий в сборе поз.7; Установить вал промежуточный поз.8 в сборе в корпус редуктора; Установить вал тихоходный поз.9 в сборе в корпус редуктора; Переместить корпус в сборе на следующие позиции;	Специальное установочное зажимное приспособление; Слесарный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77;	2,50
	070	Установить в корпус в сборе штифты поз. 30; Установить крышку корпуса в сборе на штифты;	Смазать штифты первый цилиндрический индустриальным маслом;; Смазать штифт 30; Запрессовать штифт 30; Установить крышку корпуса в сборе на корпус на штифты; Переместить корпус в сборе а следующую позицию;	Специальное установочное зажимное приспособление; Слесарный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77;	2,80
	075	Ввернуть болты поз. 22; установить шайбы поз. 23,24 на болты; накрутить гайки поз. 27 на болты; установить крышку в сборе ввернуть болты;	Ввернуть болты; установить шайбы; накрутить гайки; Подтянуть винтоверт, включить; затянуть гайки окончательно; Выключить винтоверт выпустить из рук; Установить крышку в сборе на корпус в сборе; Подтянуть, винтоверт- включить; Ввернуть болты; Выключить винтоверт; выпустить из рук;	Специальное установочное зажимное приспособление; Слесарный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77;	2,00
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	
Изм. № подл.	Подпись и дата	Изм. инв. №	Инд. № дубл.	Подпись и дата	
Пояснительная записка					Лист 101

Перв. примен.	Справ. №	080	Установить манжеты поз. 28,29 и крышки подшипников поз. 12-15	Установить Манжету поз. 28; Установить крышку левую в сборе на вал поз. 15; Установить крышку правую глухую в сборе на вал поз. 14; Установить крышку правую глухую в сборе на вал поз. 14; Установить крышку левую глухую в сборе на вал поз. 12; Установить Манжету поз. 29; Установить крышку правую в сборе на вал поз. 13; Залить масло марки И-Г-А-32; Контролировать легкость вращения ведущего вала; Снять редуктор в сборе;	Специальное установочное зажимное приспособление; Слесарный верстак; Молоток слесарный стальной по ГОСТ 2310-77;	1,80
		21. Испытательные операции				
		085		Контролировать легкость вращения ведущего вала; Отсутствие шума		

При заполнении технологических карт определяем норму времени на каждый укрупненный переход операции, суммируя соответствующие приемы откорректированного перечня работ.

Планировку участка сборки произведем в соответствии с выбранной организацией производства (рис . 24).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист 102

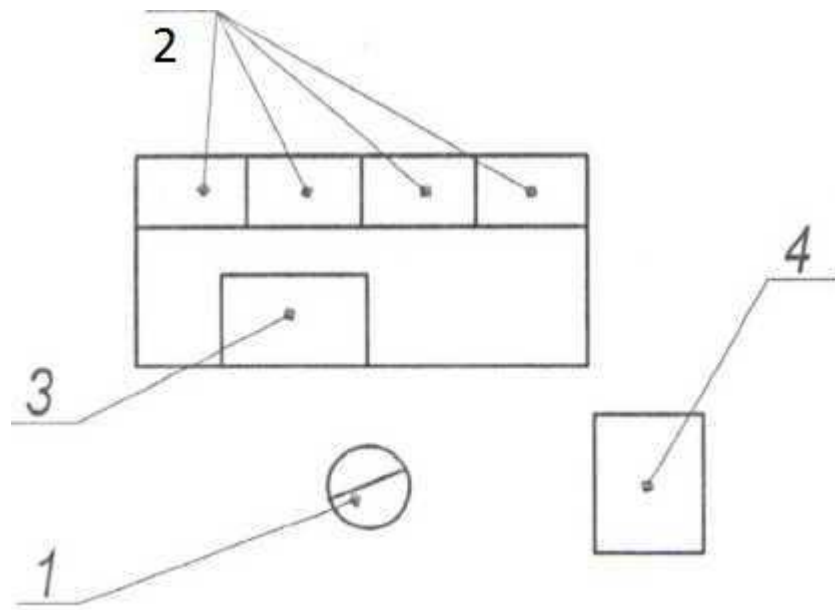


Рисунок 24. Планировка участка сборки

- 1- рабочее место;
- 2- стеллажи с ячейками для деталей;
- 3- приспособление;
- 4- тара.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	<p>16. Разработка технологии изготовления специальной детали</p> <p>16.1 Анализ служебного назначения и технических условий</p> <p>К данной корпусной детали предъявим комплекс технических требований:</p> <ul style="list-style-type: none"> - точность геометрической формы плоских базирующих поверхностей; для поверхностей размеров до 500 мм отклонения от плоскости и параллельности находится в пределах 0,01...0,07 мм; - точность относительного поворота плоских базирующих поверхностей; предельные отклонения от параллельности или перпендикулярности одной плоской поверхности относительно другой составляют 0,015/200...0,1/200; - точность расстояния от осей главных отверстий до базирующей плоскости 0,02...0,5 мм. <p>Данная корпусная деталь может быть отнесена к деталям первой группы. Эта деталь коробчатой формы в виде параллелограмма, габариты которой имеют одинаковый порядок. Основными базами являются плоские поверхности, а вспомогательными базами - главные отверстия и торцы, предназначенные для базирования валов.</p> <p>Основное значение для служебного назначения детали являются главные отверстия корпуса редуктора, которые выполняют роль направляющих для валов данного редуктора.</p> <p>Отклонения от перпендикулярности составляет 0,05 мм, допуск на пересечение осей составляет 0,06 мм.</p> <p>Шесть главных отверстия в корпусе имеют размер $\varnothing 72H7$ и $\varnothing 120H7$.</p> <p>Шероховатость поверхности составляет $R_a = 2,5$.</p> <p>Поверхность корпуса для закрепления крышки смотрового окна имеет шероховатость $R_a = 2,5$.</p> <p>Лапы коробки цилиндрического редуктора для закрепления имеют шероховатость $R_a = 6,3$.</p> <p>Все крепежные отверстия для крепления крышек имеют метрическую</p>				
	Справ. №				
Подпись и дата					
	Инв. № дубл.				
Изм. инв. №					
Подпись и дата					
Инв. № подл.					
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка					Лист 104

Перв. примен.	
Справ. №	

резьбу с шероховатостью $R_a = 6,3$.

16.2 Анализ технологичности

Для редуктора, корпус следует изготавливать из серого чугуна СЧ15, так как корпус не имеет таких поверхностей, которые систематически работают на износ. Чугун СЧ15 является хорошим конструктивным материалом, достаточно дешевым и обладает хорошими технологическими свойствами (жидкотекучесть, обрабатываемость).

Способ получения заготовки должен обеспечивать высокий коэффициент использования материала и наименьшую трудоемкость механической обработки.

Предлагаю способ получения заготовки литьем в песчаные формы. Это позволит значительно повысить производительность механической обработки.

Для этого конструкция заготовок должна соответствовать требованиям:

- толщина стенки отливки должна быть достаточной, чтобы форма полностью заполнялась расплавленным металлом при нормальном технологическом режиме; минимальная толщина стенок от 8 до 20 мм;
- отливка не должна иметь большого количества выступающих наружных частей и углублений, затрудняющих удаление отливки из формы; не должно быть резких переходов от толстой стенки и тонкой, острых внутренних углов и больших местных скоплений металла;
- конструкция отливки должна обеспечить минимальные качества прямолинейных размеров формы и песчаных стержней.

Для уменьшения времени на переустановку детали при механической обработке надо совмещать сверлильные операции с нарезанием резьбы в отверстиях. Для уменьшения погрешности и увеличения точности детали необходимо совмещать при механической обработке измерительную и технологическую базы. Для первой фрезерной операции обработки основной установочной базы корпуса, базировать деталь необходимо по отверстиям, а не

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		105

по внутренним плоскостям корпуса. Это позволит обеспечить равномерный припуск при расточке основных отверстий.

16.3 Методы и схемы контроля

Используем метод сравнения.

- Для измерения соосности отверстий используем оправки с индикатором закрепленным на одну из оправок и вставленном в одно из отверстий. Измерительный наконечник контактирует с поверхностью оправки 3 расположенном в другом отверстии. Индикатор 2 МИГ. Величина отклонения от соосности равна половине разностей отчета по шкале индикатора при полном его обороте.

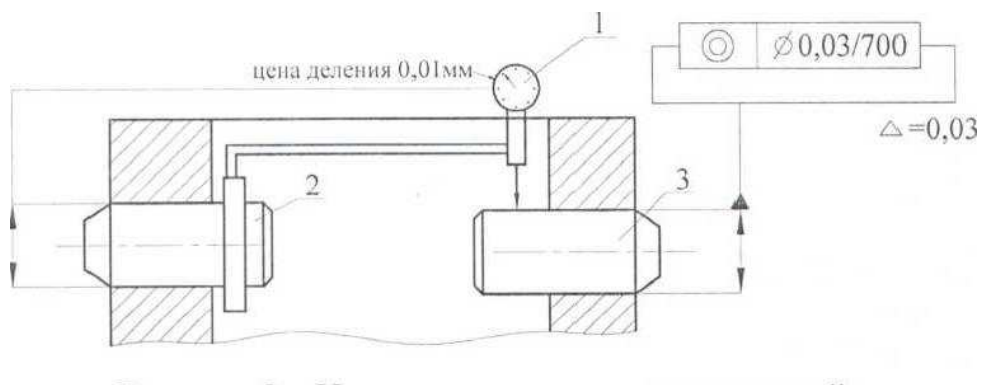


Рисунок 25. Измерение соосности отверстий

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

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

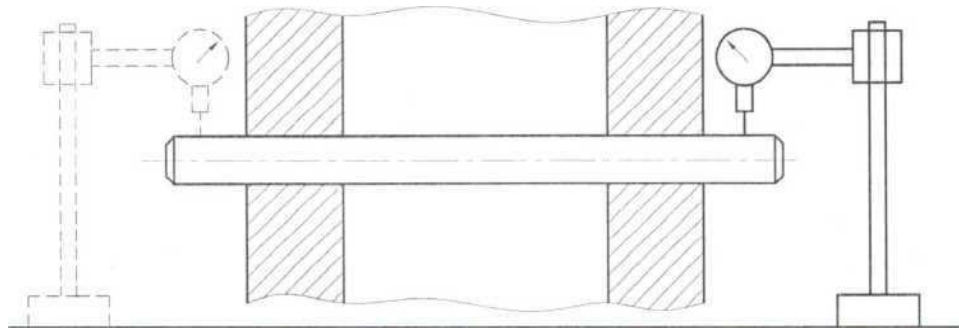


Рисунок 26. Измерение непараллельности отверстий

3. Неперпендикулярность торцевой плоскости оси отверстия с помощью индикаторного приспособления. Неперпендикулярность определяют, как разность показаний индикатора при вращении относительно оси отверстия. Индикатор 2 МИГ цена деления 0,01 мм.

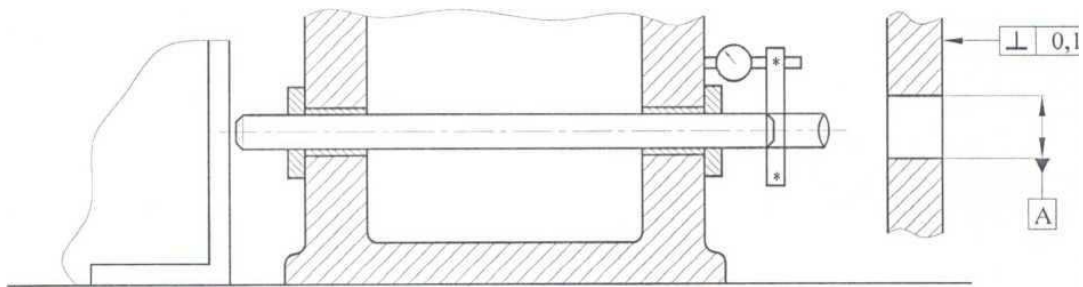


Рисунок 27. Измерение неперпендикулярности отверстий

4. Допуск межосевого расстояния проверяем с помощью межцентрового микрометра МЦ-400Б цена деления 0,01 мм.

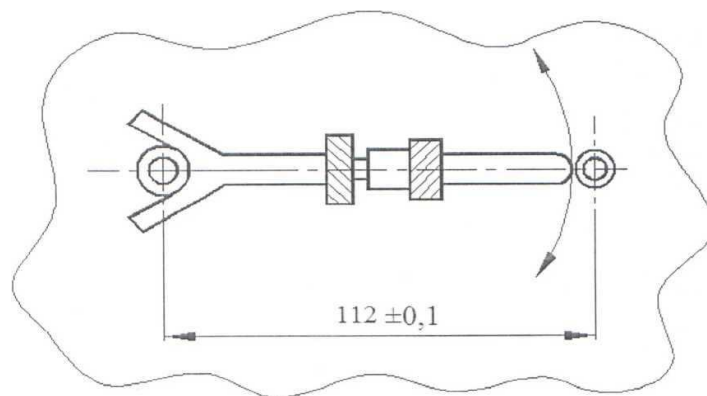


Рисунок 28. Измерение межосевого расстояния

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

16.4 Выбор и обоснования технологических баз

При обработке корпуса требуется обеспечить равномерность припуска в отверстиях. Неравномерность его обнаруживается на операции растачивания отверстий. Неравномерность припуска проявится, как относительное смещение оси отверстия в заготовке и оси вращения резца. Это смещение представим A_{Δ} , а составляющие звенья: A_1 - расстояние между осью отверстия в заготовке и установочной технологической базой детали, A_2 - расстояние между осью обработанного отверстия и той же базирующей поверхностью детали. A_1 - устанавливается при обработке поверхности I выполняемой на первой операции тех. процесса. При обработке поверхности I выберем два варианта базирования.

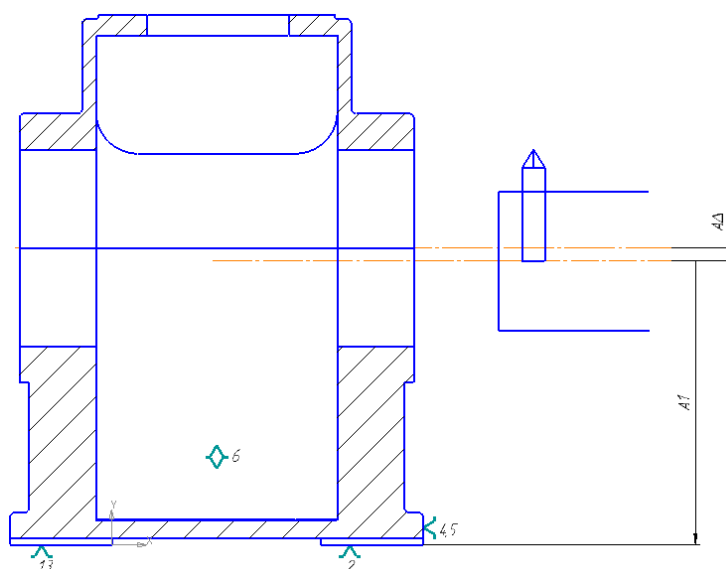


Рисунок 29. Погрешность обработки

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

108

Пояснительная записка

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.
Справ. №

Подпись и дата	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм. инв. №		
Инва. № подл.		

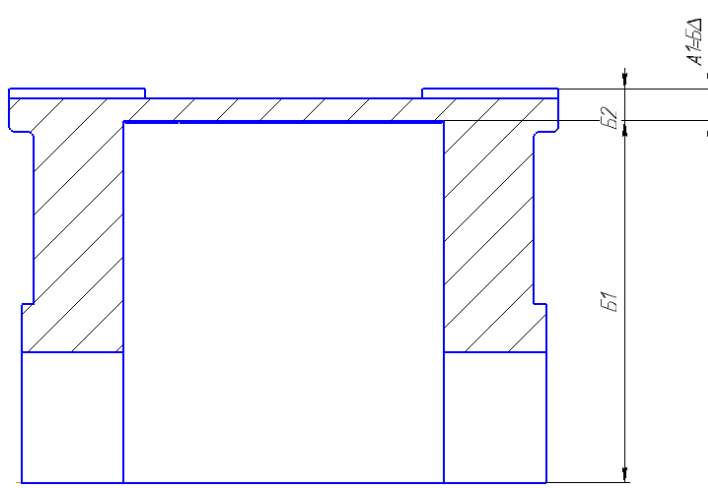


Рисунок 30. Первый вариант базирования

B_1 - размер заготовки.

B_2 - выдержанный размер на станке.

При первом варианте базирования $A_1=B_{\Delta}$

Если размеры заготовки будут выдержаны в процессе ее получения, то $B_1=B_0$ и погрешность $\omega B=\omega B_{\Delta}$; $\omega B_1=\omega B_{\Delta}=\omega V_1+\omega V_2$.

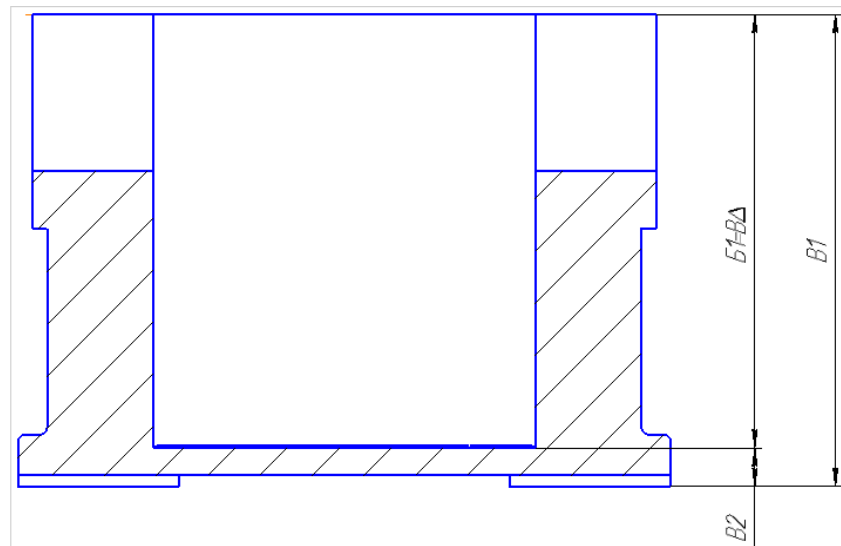


Рисунок 31. Размерная цепь

Погрешность базирования при первом варианте.

$$\omega A_{\Delta}=\omega A_2+\omega A_1=\omega A_2+\omega B_1=\omega A_2+\omega B_2+\omega V_1+\omega V_2$$

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

Численные значения найдем по нормативам точности обработки и допусков на размеры заготовки

$$\omega A_{\Delta} = 0,1 + 0,5 + 4 + 1,8 = 6,4 \text{ мм.}$$

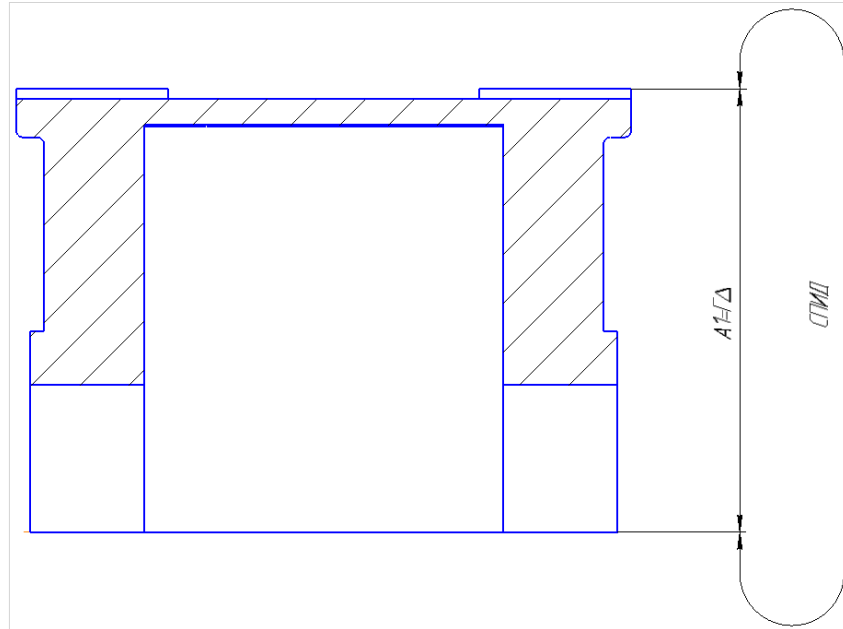


Рисунок 32. Второй вариант базирования

При втором варианте базирования.

Большое отверстие использовано в качестве двойной направляющей базы, а созданию опорных баз взято отверстие меньшего диаметра (база5) и боковая поверхность основания детали:

При этом способе $A_1 = \Gamma_{\Delta}$

$$\omega A_{\Delta} = \omega A_2 + \omega A_1 = \omega A_2 + \omega \Gamma_{\Delta} = 0,1 + 2,4 = 2,5 \text{ мм; } (6,4 > 2,5)$$

Так как второй вариант исключает влияние погрешностей заготовки, и дает достижение точности размера A_{Δ} , то второй вариант предпочтительнее и позволяет получить равномерный припуск при растачивании отверстия.

Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

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

Перв. примен.	16.5 Определение припусков и межпереходных размеров			
	<p>Рассчитать припуски на обработку и промежуточные предельные размеры для отверстия корпуса Ø72Н7.</p> <p>Расчётная формула для определения припуска на обработку наружных и внутренних поверхностей вращения:</p> $2Z_{min\ 1} = 2(Rz_{i-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}),$ <p>где Rz - высота неровностей профиля, полученная на предшествующем переходе обработки поверхности, мкм;</p> <p>T - состояние и глубина поверхностного слоя, полученные на предшествующем переходе обработки поверхности, мкм;</p> <p>ρ - суммарное значение пространственных отклонений, мкм;</p> <p>ε - погрешность установки заготовки, мкм.</p> <p>Для чернового, чистового и тонкого растачивания находим по табл. 4.6 /10, с. 65/ значения Rz и T:</p> <p>для чернового растачивания: Rz = 50 мкм, T = 500 мкм;</p> <p>для чистового растачивания: Rz = 20 мкм, T = 25 мкм;</p> <p>для тонкого растачивания: Rz = 3 мкм, T = 10 мкм.</p> <p>Суммарное значение пространственных отклонений для заготовки данного типа:</p> $\rho_3 = \sqrt{\rho_{кор}^2 + \rho_{см}^2},$ <p>где $\rho_{кор}$ - величина коробления отверстия, мкм;</p> <p>$\rho_{см}$ - суммарное смещение оси отверстия в заготовке относительно её наружной поверхности, мкм.</p> <p>Коробление отверстия $\rho_{кор}$ следует учитывать, как в диаметральном, так и в</p>			
Справ. №				
Подпись и дата				
Инв. № дубл.				
Изм. инв. №				
Подпись и дата				
Инв. № подл.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка				Лист 111

осевом его сечении, следовательно:

$$p_{\text{кор}} = \sqrt{(\Delta \cdot d)^2 + (\Delta \cdot l)^2},$$

где Δ - удельное коробление;

d - диаметр обрабатываемого отверстия, мм;

l - длина обрабатываемого отверстия, мм.

Установив по /10, табл. 4.8, с. 71/ величину удельного коробления, которая лежит в пределах 0,7... 1/. Принимаем $\Delta = 0,7$.

Зная диаметр и длину отверстия ($d=72$ мм, $l=32$ мм):

$$p_{\text{кор}} = \sqrt{(0,7 \cdot 72)^2 + (0,7 \cdot 32)^2} = 55$$

Учитывая, что суммарное смещение отверстия в заготовке относительно ее наружной поверхности равно $p_{\text{см}} - \delta_{\text{заг}}$ представляет геометрическую сумму в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, получаем:

$$p_{\text{см}} = \sqrt{\left(\frac{\delta_x}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta_y}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{600}{2}\right)^2 + \left(\frac{600}{2}\right)^2} = 423,3.$$

Таким образом, суммарное значение пространственного отклонения заготовки составит:

$$\rho_3 = \sqrt{55^2 + 423,3^2} = 427.$$

Остаточное пространственное отклонение после чернового растачивания /10, с. 73/:

$$\rho_1 = 0,05\rho_3 = 0,05 \cdot 427 = 21,35$$

$$\rho_1 = 0,05 \cdot 21,35 = 1,07$$

Остаточную погрешность установки после чернового растачивания

Перв. примен.						
Справ. №						
Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
зам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист
						112

Перв. примен.	
Справ. №	

принимая равной:

$$\varepsilon_2 = 0,05 \cdot \varepsilon_1 + \varepsilon_{\text{инд}},$$

где ε_1 - погрешность установки при черновом растачивании, $\varepsilon_1 = 0,50\text{мм}$ /9, табл. 17, с. 44/;

$\varepsilon_{\text{инд}}$ - погрешность индексации, так как черновое, чистовое и тонкое растачивание производится при одной установке, то $\varepsilon_{\text{инд}}=0$:

$$\varepsilon_2 = 0,05 \cdot 500 = 25 \text{ мкм};$$

$$\varepsilon_2 = 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм}.$$

Расчёт минимальных значений припусков производим, пользуясь формулой. Минимальный припуск под растачивание, мкм:

черновое:

$$2Z_{\min 1} = 2(T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}) =$$

$$2(600 + \sqrt{427^2 + 500^2}) = 2 \times 1257,$$

чистовое:

$$2Z_{\min 1} = 2(Rz_{i-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}) =$$

$$2(50 + 50 + \sqrt{21,35^2 + 25^2}) = 2 \times 133,$$

тонкое:

$$2Z_{\min 1} = 2(Rz_{i-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}) =$$

$$2(20 + 25 + \sqrt{1,07^2 + 1,25^2}) = 2 \times 46.$$

Имея размер на чертеже равный $\varnothing 72^{+0,03}$ мм после тонкого растачивания (т.е. после последнего перехода), для остальных переходов получаем:

для чистового растачивания:

$$d_{p1} = 72,03 - 2 \cdot 0,046 = 71,938$$

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

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

Перв. примен.	
Справ. №	

для черного растачивания:

$$d_{p2} = 71,938 - 2 * 0,133 = 71,672$$

для заготовки:

$$d_{p3} = 71,672 - 2 * 1,257 = 69,158$$

Значения допусков каждого перехода принимаем по таблицам /9, табл. 5, с. 11/ в соответствии с качеством. Так для тонкого растачивания значение допуска составляет $\delta = 30$ мкм (чертёжный размер); для чистового растачивания $\delta = 120$ мкм; для черного растачивания $\delta = 460$ мкм; допуск на отверстие в заготовке $\delta = 600$ мкм.

Таким образом, наибольший и наименьший предельные размеры:

для тонкого растачивания

$$d_{max} = 72,03 \text{ мм};$$

$$d_{min} = 72,03 - 0,03 = 72,00 \text{ мм};$$

для чистового растачивания

$$d_{max} = 71,938 \text{ мм};$$

$$d_{min} = 71,938 - 0,120 = 71,818 \text{ мм};$$

для черного растачивания

$$d_{max} = 71,672 \text{ мм};$$

$$d_{min} = 71,672 - 0,460 = 71,212 \text{ мм};$$

для заготовки

$$d_{max} = 69,158 \text{ мм};$$

$$d_{min} = 69,158 - 0,60 = 68,558 \text{ мм}.$$

Минимальные предельные значения припусков $Z_{min}^{пр}$ равны разности наибольших предельных размеров выполняемого и предшествующих переходов, а максимальные значения $Z_{max}^{пр}$ - соответственно разности наименьших предельных размеров.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
зам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Перв. примен.	
Справ. №	

Тогда для тонкого растачивания:

$$2Z_{min 2}^{пр} = 72,03 - 71,938 = 0,092 \text{ мм} = 92 \text{ мкм};$$

$$2Z_{max 2}^{пр} = 72,00 - 71,818 = 0,182 \text{ мм} = 182 \text{ мкм}.$$

Для чистового растачивания:

$$2Z_{min 1}^{пр} = 71,938 - 71,672 = 0,266 \text{ мм} = 266 \text{ мкм};$$

$$2Z_{max 1}^{пр} = 71,818 - 71,212 = 0,606 \text{ мм} = 606 \text{ мкм}.$$

Для чернового растачивания:

$$2Z_{min 1}^{пр} = 71,672 - 69,158 = 2,514 \text{ мм} = 2514 \text{ мкм};$$

$$2Z_{max 1}^{пр} = 71,212 - 68,558 = 2,654 \text{ мм} = 2654 \text{ мкм}.$$

Общие припуски Z_{0min} и Z_{0max} определяем, суммируя промежуточные припуски:

$$2Z_{0min} = 2514 + 266 + 92 = 2872 \text{ мкм};$$

$$2Z_{0max} = 2654 + 606 + 182 = 3442 \text{ мкм}.$$

Общий номинальный припуск найдем по формуле:

$$2Z_{0ном} = Z_{0min} + B_3 - B_д = 2872 + 300 - 30 = 3142$$

где Z_{0min} - минимальный общий припуск, мкм;

B_3 - верхнее отклонение по размеру на заготовке, мкм;

$B_д$ - верхнее отклонение по размеру на детали, мкм.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		115

Перв. примен.

Номинальный диаметр заготовки найдем по формуле:

$$d_{зном} = d_{Дном} - Z_{0ном} = 72 - 3,142 = 68,858$$

где $d_{зном}$ - номинальный диаметр заготовки, мм;

$d_{Дном}$ - номинальный диаметр детали, мм.

Произведем проверку правильности выполненных расчётов, для этого сравним:

$$Z_{max 2}^{пр} - Z_{min 1}^{пр} = \delta_2 - \delta_3,$$

$$182 - 92 = 120 - 30,$$

$$90 = 90.$$

$$Z_{max 1}^{пр} - Z_{min 1}^{пр} = \delta_1 - \delta_2,$$

$$606 - 266 = 460 - 120,$$

$$340 = 340.$$

$$Z_{max 1}^{пр} - Z_{min 1}^{пр} = \delta_3 - \delta_1,$$

$$2654 - 2514 = 600 - 460,$$

$$140 = 140.$$

На основании проверки делаем вывод что, расчёты выполнены правильно. Результаты расчётов сводим в табл. 6. На основании данных расчётов строим схему графического расположения припусков и допусков по обработке отверстия $\varnothing 72H7^{+0,03}$ (рис. 33).

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Таблица 6

Технологические операции	Элементы припусков, мкм				Расчетные припуски $2Z_{min}$	Расчетные размеры, мм	Допуск, мкм	Предельные размеры, мм		Предельные размеры припусков, мкм	
	Rz	T	ρ	ϵ_y				min	max	min	max
Заготовка	600					69,158	600	68,558	69,158		
Растачивание черновое	50	50	392	500	2514	71,672	460	71,212	71,672	95	185
Растачивание чистовое	20	25	19,6	25	266	71,938	120	71,818	71,938	250	590
Растачивание тонкое	3	10	0,98	1,25	92	72,030	30	72,000	72,030	2565	2705
Итого:										2910	3480

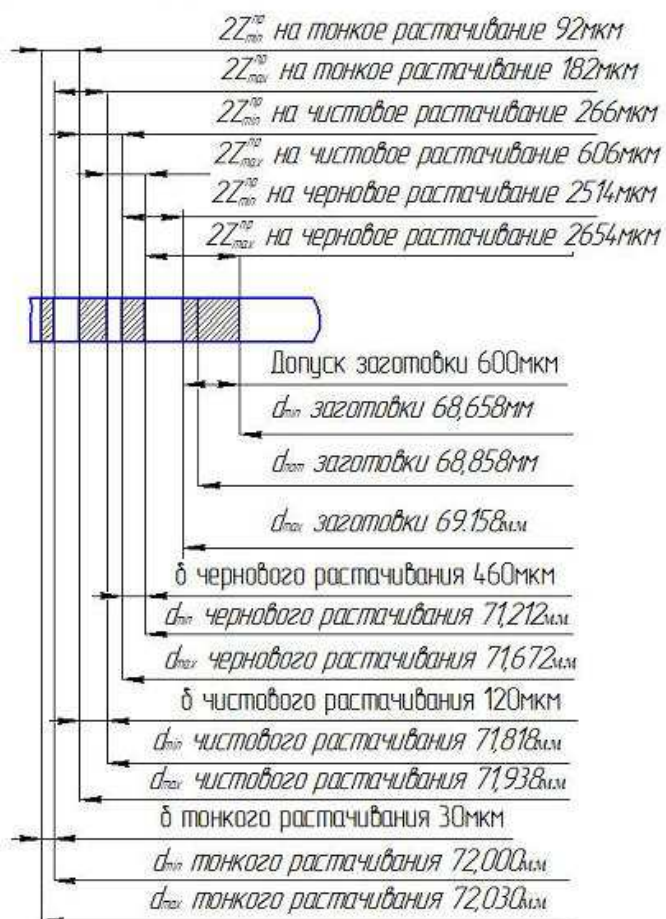


Рисунок 33. Схема припусков на обработку отверстия $\text{Ø}72\text{H}7^{+0,03}$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Перв. примен.	Припуски на обработку остальных поверхностей установим опытно-статистическим методом.			
	Справ. №	<p>16.6 Расчет режимов резания</p> <p>Для одного из переходов режимы назначим по нормативам - для тонкого растачивания отверстия корпуса Ø72Н7; и для одного перехода черновой обработки - по эмпирическим зависимостям - для чернового фрезерования торца отверстия.</p> <p>Тонкое растачивание отверстия Ø72Н7</p> <p>Режимы резания по нормативам назначаем по /4, табл. 19, стр. 271/: материал рабочей части режущего инструмента -ВКЗ; параметр шероховатости поверхности - $R_a 2,5$ мкм; подача - $S=0,12$ мм/об; глубина резания – $t=0,15$ мм; скорость резания - $v=150$ мм/мин.</p> <p>Черновое фрезерование плоскости разъема</p> <p>Для достижения производительных режимов резания диаметр фрезы D должен быть больше ширины фрезерования B, т. е. $D = (1,25... 1,5) B = 1,5 \times 27 = 40,5$ мм; по /4, табл. 93, с. 187/ выбираем торцевую насадную фрезу со вставными ножами, оснащенными пластинами из твердого сплава со следующими параметрами:</p> <p>диаметр фрезы $D=40$ мм; число зубьев фрезы $Z=8$; ширина фрезерования $B=27$ мм; глубину резания $t=2,5$ мм;</p>		
Подпись и дата		Изм. инв. №	Изм. № дубл.	Подпись и дата
Изм. № подл.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Пояснительная записка				Лист 118

Перв. примен.

Подачу на зуб фрезы при материале режущей части инструмента ВК6, определим по /4, табл.33, стр.283/: $S_z=0,2$ мм/зуб;

Скорость резания - окружную скорость торцевой фрезы находим по формуле /4, стр.282/:

$$v = \frac{C_v D^q}{T^m t^x S_z^y B^u Z^p} \cdot K_v;$$

где C_v - коэффициент; q, m, x, y, u, p - показатели степени, которые определяем по /4, табл. 39, с 263/:

$$C_v = 445; q = 0,2; x = 0,15; y = 0,35; u = 0,2; p = 0; m = 0,32;$$

T - период стойкости фрезы /4, стр. 290/: $T=180$ мин;

K_v - общий поправочный коэффициент на скорость резания, учитывающий фактические условия резания /4, стр.282/:

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv};$$

где K_{mv} - коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала, $K_{m0}=1/4$, табл. 1, с. 261/;

K_{nv} - коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовки /4, табл.5, стр.263/: $K_{nv}=0,8$;

K_{uv} - коэффициент, учитывающий материал инструмента /4, табл.6, стр.263/: $K_{uv} = 1$.

тогда:

$$K_v = 1 \times 0,8 \times 1 = 0,8;$$

Теперь находим скорость резания:

$$V = \frac{445 \times 40^{0,2}}{180^{0,32} \times 2,5^{0,15} \times 82^{0,2} \times 0,2^{0,35}} \times 0,8 = 91,9 \frac{\text{м}}{\text{мин}};$$

Число оборотов шпинделя:

$$n = \frac{1000 \times V}{\pi D} = \frac{1000 \times 91,9}{3,14 \times 40} = 731 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

принимаем ближайшее значение n по паспорту станка $n_{\phi}=730$ об/мин;

Тогда фактическая скорость:

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Лист

119

Пояснительная записка

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

$$V = \frac{\pi D n_{\phi}}{1000} = \frac{3.14 \times 40 \times 731}{1000} = 91,8 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

Для чернового фрезерования выполним проверку по мощности двигателя станка, то есть найдём эффективную мощность резания, для этого по эмпирической формуле /4, стр.282/ найдём главную составляющую силу резания при фрезеровании - окружную силу:

$$P_z = \frac{10 C_p t^x S_z^y B^u z}{D^q n^w}$$

Где z - число зубьев фрезы;

n - частота вращения фрезы, об/мин;

Определим по /4, табл.41, стр.291/ значение коэффициентов и показателей, входящих в формулу:

$C_p=54,5$; $x=0,9$; $y=0,74$; $u=1$; $q=1$; $w=0$;

Поправочный коэффициент $K_{\text{мр}}$ по /4, табл. 9, стр.264/: $K_{\text{мр}}=0,67$

$$P_z = \frac{10 \times 54,5 \times 2.5^{0.9} \times 0,2^{0.74} \times 27^1 \times 12}{40 \times 730^0} \times 0.67 = 2023 \text{ Н};$$

Крутящий момент на шпинделе /4, стр. 290/:

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_z V}{2 \times 100} = \frac{2023 \times 91,8}{2 \times 100} = 928 \text{ Н};$$

Тогда мощность резания (эффективную) определим по формуле /4, стр.290/:

$$N_e = \frac{P_z V}{1020 \times 60} = \frac{2023 \times 91,8}{1020 \times 60} = 3,03 \text{ кВт};$$

Т. к. мощность электродвигателя станка составляет $N_{\text{ст}}=6,3$ кВт, значит данную операцию возможно производить на данном станке.

16.7 Техническое нормирование

Необходимо подсчитать штучное время для чернового фрезерования плоскости разъема на корпусе на фрезерном станке модели 654Ф3 с ЧПУ

Име. № подл.	Подпись и дата	Изм. инв. №	Име. № дубл.	Подпись и дата	Перв. примен.	Справ. №	<p>Для чернового фрезерования выполним проверку по мощности двигателя станка, то есть найдём эффективную мощность резания, для этого по эмпирической формуле /4, стр.282/ найдём главную составляющую силу резания при фрезеровании - окружную силу:</p> $P_z = \frac{10 C_p t^x S_z^y B^u z}{D^q n^w}$ <p>Где z - число зубьев фрезы;</p> <p>n - частота вращения фрезы, об/мин;</p> <p>Определим по /4, табл.41, стр.291/ значение коэффициентов и показателей, входящих в формулу:</p> <p>$C_p=54,5$; $x=0,9$; $y=0,74$; $u=1$; $q=1$; $w=0$;</p> <p>Поправочный коэффициент $K_{\text{мр}}$ по /4, табл. 9, стр.264/: $K_{\text{мр}}=0,67$</p> $P_z = \frac{10 \times 54,5 \times 2.5^{0.9} \times 0,2^{0.74} \times 27^1 \times 12}{40 \times 730^0} \times 0.67 = 2023 \text{ Н};$ <p>Крутящий момент на шпинделе /4, стр. 290/:</p> $M_{\text{кр}} = \frac{P_z V}{2 \times 100} = \frac{2023 \times 91,8}{2 \times 100} = 928 \text{ Н};$ <p>Тогда мощность резания (эффективную) определим по формуле /4, стр.290/:</p> $N_e = \frac{P_z V}{1020 \times 60} = \frac{2023 \times 91,8}{1020 \times 60} = 3,03 \text{ кВт};$ <p>Т. к. мощность электродвигателя станка составляет $N_{\text{ст}}=6,3$ кВт, значит данную операцию возможно производить на данном станке.</p> <h2>16.7 Техническое нормирование</h2> <p>Необходимо подсчитать штучное время для чернового фрезерования плоскости разъема на корпусе на фрезерном станке модели 654Ф3 с ЧПУ</p>
Пояснительная записка					Лист		
					120		

Перв. примен.

торцевой фрезой $D = 40$ мм, оснащенной сменными твердосплавными пластинами ВК6 при следующих режимах резания:

- скорость резания $v=157$ м/мин;
- число оборотов фрезы $n=125$ об/мин;
- подача $S_z=0,2$ мм.

Справ. №

Для фрезерования поверхности основное технологическое время определяется по формуле /1, стр. 101/:

$$t_0 = \frac{L_{p.x}}{S_M} K_p,$$

- где $L_{p.x}$ – длина рабочего хода, мм;
 S_M – минутная подача, мм/мин;
 K_p – число рабочих ходов ($K_p=1$).

Подсчитаем длину рабочего хода по следующей формуле:

$$L_p = l_{рез} + y + l_{доп} = 730 + 7,5 + 0 = 737,5.$$

- где $l_{рез}$ – длина резания, мм;
 y – длина подвода, врезания и перебега, мм;
 $l_{доп}$ – дополнительная длина рабочего хода, предусматриваемая в ряде случаев в связи с особенностями наладки и конфигурации детали, мм.

Вычислим минутную подачу по следующей формуле:

$$S_{мин} = S_z \cdot Z \cdot n = 0,2 \cdot 36 \cdot 125 = 900$$

- где $S_{мин}$ – минутная подача, мм/мин;
 S_z – подача на зуб фрезы, мм/зуб;
 Z – число зубьев фрезы;
 n – число оборотов фрезы, об/мин.

Инв. № подл.

Подпись и дата

изм. инв. №

Инв. № дубл.

Подпись и дата

Лист

Пояснительная записка

121

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Перв. примен.	
Справ. №	

Найдем основное технологическое время по формуле:

$$t_0 = \frac{345}{900} \cdot 1 = 0,382$$

Определяем вспомогательное время:

- на установку и снятие детали в специальном приспособлении на плоскость - 1,2 мин;
- на очистку приспособления от стружки - 0,14 мин;
- на приемы управления - 0,18 мин;

Вспомогательное время на контрольные измерения при обработке фрезой, установленной на размер, не учитываем.

Тогда вспомогательное время:

$$t_b = 1,2 + 0,14 + 0,18 = 1,52 \text{ мин.}$$

Время на обслуживание рабочего места принимаем равным 3,5% от оперативного времени:

$$t_{обс} = 0,035 \cdot (0,82 + 1,52) = 0,08 \text{ мин,}$$

где оперативное время $t_{оп} = t_0 + t_b$.

Время на отдых и личные надобности составляет 4% от оперативного времени:

$$t_{отд} = 0,04 \cdot (0,382 + 1,52) = 0,076 \text{ мин.}$$

Норму штучного времени на операцию находим по формуле:

$$t_{шт.оп} = t_0 + t_b + t_{обс} + t_{отд} = 0,382 + 1,52 + 0,08 + 0,076 = 2,058 \text{ мин.}$$

Определяем вспомогательное время:

на установку и снятие детали в специальном приспособлении на плоскость - 1,2 мин.

на очистку приспособления от стружки - 0,14 мин.

на приемы управления - 0,18 мин.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
изм. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		122

Перв. примен.	<p>Вспомогательное время на контрольные измерения при обработке фрезой, установленной на размер, не учитываем.</p> <p>Тогда вспомогательное время: $t_B = 1,2 + 0,14 + 0,18 - 1,52$ мин.</p> <p>Время на обслуживание рабочего места принимаем равным 3,5% от оперативного времени:</p> $t_{обс.} = 0,035 - (0,82 + 1,52) = 0,08$ мин., где оперативное время $t_{оп} = t_0 + t_B$. <p>Время на отдых и личные надобности составляет 4% от оперативного времени:</p> $t_{отд} = 0,04 \cdot (0,382 + 1,52) = 0,076$ мин. <p>Норму штучного времени на операцию находим по формуле: $t_{шт.оп} = t_0 + t_B + t_{обс.} + t_{отд} = 0,382 + 1,52 + 0,08 + 0,076 = 2,058$ мин.</p>					
Справ. №						
Подпись и дата	<p>16.8 Анализ и расчет точности обработки</p> <p>Рассчитать суммарную погрешность размера 112, получаемый при фрезеровании на фрезерном станке модели 654Ф3 с ЧПУ.</p> <p>Фреза торцевая $D=40$ мм. $Z=8$ шт.</p> <p>Расчет суммарной погрешности размера 112 по формуле:</p> $\Delta_{\Sigma} = \frac{1}{K} \sqrt{(K_1 \cdot \Delta \varepsilon_y)^2 + (K_2 \cdot D_y)^2 + (K_3 \cdot \Delta_H)^2 + (K_4 \cdot \Delta_H)^2 + (K_5 \cdot \Sigma \Delta_{ст})^2 + (K_6 \cdot \Sigma \Delta_T)^2}$ <p>Коэффициенты $K_1 \dots K_6$ принимаем согласно рекомендациям.</p> <p>Погрешность установки:</p> $\Delta \varepsilon_y = \sqrt{(\Delta \varepsilon_6)^2 + (\Delta \varepsilon_3)^2 + (\Delta \varepsilon_{пр})^2} \text{ мкм.}$ <p>Погрешность $\Delta \varepsilon_6 = 0$, так как технологическая и измерительная базы совпадают, смещение ε_3 в приспособлении.</p> $\varepsilon_3 = [(K_{R2} \cdot R_z \cdot K_{НВ} \cdot НВ) + C_1] \cdot \left(\frac{Q}{9.8}\right)^n \cdot \frac{I}{F^m}$					
Инв. № дубл.						
зам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<p>Пояснительная записка</p>	Лист
						123

Перв. примен.	<p>где $K_{R2}=0,016$, $K_{НВ}=-0,0045$, $C_1=0,775+0,053F$, $n=0.6$, $m=0.6$ R_z – параметр шероховатости $R2=80$ мкм. НВ – твердость $НВ=239$. Q – сила, действующая к опоре. $Q = 500Н$. Размер опорных пластин $L=80мм$. $B=20мм$. $H=12$ мм, $F=16см^2$. $\varepsilon_3 = [(0,016 \cdot 80 - 0,0045 \cdot 239) + 0,776 + 0,053 \cdot 16] \cdot \left(\frac{500}{9,8}\right)^{0,6} \cdot \frac{1}{16^{0,6}} = 0,000682$ мм Так как смещение ε_3 стыка корпуса редуктора на опорах приспособление мало, принимаем $\Delta\varepsilon_3=0$. Погрешность приспособления $\Delta\varepsilon_{пр}$ принимаем равной 1/3 допуска на размер. $\Delta\varepsilon_3 = \sqrt{(\Delta\varepsilon_{пр})^2} = \sqrt{0,070^2} = 0,070$ мм. Погрешность обработки Δy возникающая в результате колебаний упругих деформаций технологич. системы под действием сил резания, действующих в системе жесткости. $\Delta y = W_{max} \cdot P_{ymax} - W_{min} \cdot P_{ymin}$ Наименьшая и наибольшая податливость системы для станка. $W_{max}=0,0094$ мкм $W_{min}=0,0059$ мкм/Н $P_{ymax}=7625,85$ Н $P_{ymin}=1760,89$ Н $\Delta y = 0,0094 \cdot 7625,85 - 0,0059 \cdot 1760,89 = 0,0613$ мм. Погрешность настройки Δ_n технологической системы на размер для чистовой обработки $\Delta_n=0,040$ мм. Погрешность измерения $\Delta_{изм}$ размера 200 $\Delta_{изм}=0,060$ мм. $\Delta_n = \sqrt{(K_p \Delta p)^2 + (K_{изм} S_{изм})^2} = 0,040$ мм K_p и $K_{изм}$ – отклонение закона распределения элементарных величин Δp и $\Delta_{изм}$.</p>					
Справ. №						
Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
изм. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка	Лист
						124

Перв. примен.
Справ. №

$K_p = 1,14$, Δp – погрешность регулирования $K_{изм}=1$.

Погрешность обработки.

Неточность станка. Допуск параллельности верхней обрабатываемой поверхности основного $\Delta n=10$ мкм.

Размерный износ инструмента.

$$\Delta U = \frac{L}{1000} \cdot U_0$$

U_0 – износ инструмента

$$\Delta U = 0,66/1000 \cdot 13 = 0,008 \text{ мкм.}$$

$$\Sigma \Delta T = 0,1 - 0,15 \Delta \Sigma$$

$$\Sigma \Delta T = 0,022 \text{ мм.}$$

Погрешность обработки

$$\Delta \Sigma = 1367 \sqrt{(1 \cdot 0,07)^2 + (1 \cdot 0,06)^2 + (1 \cdot 0,04)^2 + (1 \cdot 0,06)^2 + (1,73 \cdot 0,032)^2 + (1,73 \cdot 0,04)^2 + (1,73 \cdot 0,22)^2} = 0,062 \text{ мм}$$

Так как $\Delta \Sigma < T$, принятая схема операции обеспечивает заданную точность обработки.

Подпись и дата
Инв. № дубл.
зам. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

					Пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		125

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе на основании исходных данных провели технический анализ известных присутствующих аналогов данного изделия и выбор лучшего прототипа для проектирования привода. Также произведены необходимые расчеты цилиндрического двухступенчатого редуктора и открытой цепной передачи. Подобран необходимый материал деталей, отвечающий требованиям надежности и долговечности привода. Разработаны необходимые чертежи редуктора привода, разработан технологический процесс механической обработки корпуса редуктора и его сборки.

Получены навыки конструирования 3D моделирования изделия в САД – системах и в оформлении основных компонентов рабочей документации по моделям. Сконструирована оптимальная конструкция привода, конкурентно способной найденным аналогам. В данной выпускной квалификационной работе был проведен анализ узла, выявлено служебное назначение, технические условия и требования как самого узла, так и корпусной детали.

Проведен выбор методов достижения точности, благодаря которым выполняются технические условия узла. Также проведен анализ технологичности узла и корпуса, где были выявлены их достоинства и недостатки.

Была разработана оптимальная последовательность (маршрутизация) технологических операций изготовления корпуса. Установлены методы, схемы и средства контроля узла и корпусной детали. Проведен анализ и расчет точности обработки, который охватывает погрешности всех параметров и процессов при выполнении операции.

Данная работа дает представление об организации и управлении на производстве, последовательности и механизме проведения технологических процессов. Выявлена суть и значение каждого шага на производстве, при котором достигаются намеченные проекты.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

изм. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

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

Пояснительная записка

Лист
126

Инв. № подл.	Подпись и дата	зам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Справ. №	Перв. примен.

Изм.	
Лист	
№ докум.	
Подпись	
Дата	

Пояснительная записка

Лист	127
------	-----

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. Машиностроение, 1988. - 416 с.: ил.
2. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование: Справ. учеб. метод. Пособие. М.: Высш. шк., 2005 308 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. Для машиностроит. и мех. спец. вузов. – М. Машиностроение 1989. 496 с.
4. Иосилевич Г. Б. Детали машин: Учеб. Для машиностроит. и мех. спец. вузов – М. Машиностроение 1988. 366 с.
5. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. - Калининград. Янтарный сказ 2003. - 454 с.
6. Горбачевич А.Ф., Чеботарев В.Н. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск. 1975.
7. Гусев А.А., Ковальчук Е.Р., Колесов И.М. и др. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов. – М: Машиностроение, 1986-480 с.: ил.
8. Авраменко В.Е. Технология машиностроения. Методические указания к проектированию технологических процессов сборки в курсовых и дипломных проектах. КГТУ, - Красноярск, 1995.
9. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Том 1. 1985.
10. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Том 2. 1985.
11. Мягков В.Д. и др. Допуски и посадки. Справочник. Том 1. –М.: Машиностроение, 1982.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Перв. примен.	12.Мягков В.Д. и др. Допуски и посадки. Справочник. Том 2. –М.: Машиностроение, 1983.				
	13.Солонин И.С., Солонин С.И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей. – М.: Машиностроение, 1980.				
Справ. №	14.Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1 –М.: Машиностроение, 1973.				
	15.Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2 –М.: Машиностроение, 1974.				
Подпись и дата	16.Авраменко В.Е., Дьяченко В.И. Технология машиностроения. Расчеты точности обработки. –Красноярск, КрПИ, 1988.				
	17.Авраменко В.Е. Технология машиностроения. Нормирование сборочных операций. –Красноярск, КрПИ, 1988.				
Инв. № дубл.	18.Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. Справочник технолога. –М.: 1976.				
	19.Авраменко В.Е. Технология машиностроения. Расчет припусков и межпереходных размеров. –Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003.				
зам. инв. №	20.Горохов В.А. Проектирование и расчет приспособлений: учебное пособие/ В.А. Горохов. –Мн.: Выш. Школа, 1986. – 238 с.				
	21.Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – Л.: Машиностроение, 1966.				
Подпись и дата	22.Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. – Справочник – М: 1979.				
	23.Худобин Л.В. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1989.				
Инв. № подл.					Лист 129
	Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	

Приложение А

Комплект документов на технологический процесс механической обработки

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Лист

130

Приложение Б

Комплект документов на технологический процесс слесарно-сборочных работ

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

зам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка

Лист

131

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический
институт
Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

М. П. Головин

подпись

инициалы, фамилия

«13» 06 2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

наименование

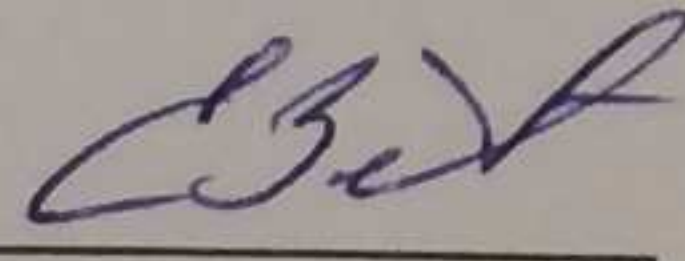
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение

машиностроительных производств

код и наименование специальности, направления

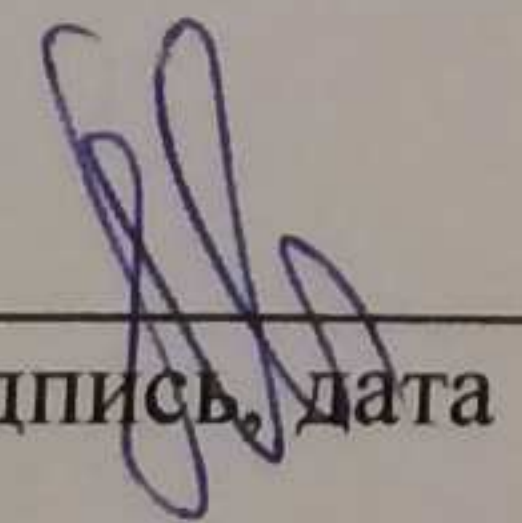
«Конструкторско-технологическое проектирование
электромеханического привода на основе редуктора 1Ц2У-160»

тема

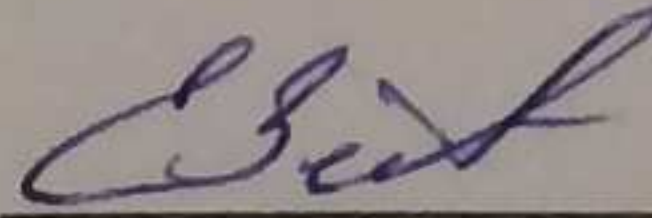
Руководитель 
подпись, дата

доцент, канд. техн. наук
должность, учёная степень

Е. Г. Зеленкова
инициалы, фамилия

Выпускник 
подпись, дата

А. А. Иванова
инициалы, фамилия

Нормоконтролёр 
подпись, дата

доцент, канд. техн. наук
должность, учёная степень

Е. Г. Зеленкова
инициалы, фамилия