

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт физики высоких технологий  
Направление подготовки 15.04.01 Машиностроение  
Кафедра физики высоких технологий в машиностроении

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Разработка и исследование главного привода перемешивателя сыпучих материалов</b>

УДК 621.929.6:62-83-047.37

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ51	Грушин Александр Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Ефременков Е.А.	кан.тех.наук.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Черепанова Н.В.	канд. филос. наук.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Штейнле А.В.	канд. мед. наук.		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ФВТМ	Псахье С.Г.	д.ф-м.н., профессор		

Томск – 2017 г.

**ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП  
15.04.01 «Машиностроение»**

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
<b>Профессиональные компетенции</b>	
P1	Применять глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания для создания и обработки новых материалов
P2	Применять глубокие знания в области современных технологий машиностроительного производства для решения междисциплинарных инженерных задач
P3	Ставить и решать инновационные задачи инженерного анализа, связанные с созданием и обработкой материалов и изделий, с использованием системного анализа и моделирования объектов и процессов машиностроения
P4	Разрабатывать технологические процессы, проектировать и использовать новое оборудование и инструменты для обработки материалов и изделий, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области современных технологий обработки материалов, нано технологий, создания новых материалов в сложных и неопределенных условиях
P6	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования, по защите окружающей среды
<b>Универсальные компетенции</b>	
P7	Использовать глубокие знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности

P8	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, разрабатывать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации
P10	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития
P11	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
 федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
 высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
 ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт физики высоких технологий  
 Направление подготовки (специальность) 15.04.01 Машиностроение  
 Кафедра физика высоких технологий в машиностроении

УТВЕРЖДАЮ:  
 Зав. кафедрой, д.ф.-м.н., профессор  
 \_\_\_\_\_ С.Г. Псахье  
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ  
 на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

магистерской диссертации
--------------------------

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ51	Грушин Александр Сергеевич

Тема работы:

Разработка и исследование главного привода для перемешителя сыпучих материалов	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:	16.06.2017
--	------------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	Требуемая мощность электродвигателя 37кВт с частотой вращения не более 1000 об/мин.
<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	Выполнения анализа конструкций перемешивателей сыпучих материалов, конструкций передач с ПТК. Проработка применения редукторов на базе передаче с ПТКиСО в главном приводе перемешивателя. Выполнения необходимых проектировочных расчетов редуктора сПТКиСО и разработка конструкторской документации
<b>Перечень графического материала</b>	Презентация в Microsoft Power Point

<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Черепанова Н.В.
Социальная ответственность	Штейнле А.В.
Разделы, выполненные на иностранном языке	Квашнина О.С.
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
Анализ современных механизмов для перемешивания сыпучих материалов	
Analysis of modern mechanisms for agitator of loose mixtures	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал руководитель:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
доцент	Ефременков Е.А.	кан. тех. наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4AM51	Грушин А.С.		

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит 104 страниц, 35 рисунков, 20 таблиц, 2 приложения, 20 источник литературы.

Ключевые слова: передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой, циклоидальная передача, проектирование привода, анализ исходных параметров.

Объектом исследования являются передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой.

Цель данной работы является разработка и исследование главного привода на базе передаче с промежуточными телами качения для премешивателя сыпучих материалов.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ современных механизмов для перемешивания сыпучих материалов на выявления достоинств и недостатков главных приводов перемешивателей. Так же выполнен анализ передач с промежуточными телами качения. Исходя из анализа было решено выбрать в качестве главного привода передачу с ПТКиСО. Для данной передачи определили геометрию передачи, кинематические и силовые расчеты для проектирования главного привода перемешивателя сыпучих материалов.

Исследована зависимость исходный параметров и построены графики распределения усилий на телах качения передачи с ПТКиСО. На основе анализ исходных параметров были даны рекомендации для выбора оптимальных исходных параметров.

Степень внедрения: внедрение в производство не осуществлено.

Область применения: бетоно-производственные, строительные и химические производства; компании по разработки и продажи технического оборудования.

Значимость работы – проект обладает высокой ресурсоэффективностью, надежностью, так же способствует импортозамещению перемешивателей.

В будущем планируется провести модернизацию главного привода и провести исследования в области уменьшения габаритных размеров привода в целом.

### **Список сокращений и аббревиатур**

В данной магистерской диссертации применены следующие сокращения с расшифровкой:

ПТКиСО – передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой;

ПТК – промежуточные тела качения;

ТК – тела качения;

КПД – коэффициент полезного действия;

ПБ – пожарная безопасность.

ОТ – охрана труда.

## Содержание

Введение.....	10
1 Анализ современных механизмов для перемешивания сыпучих материалов	12
1.1 Анализ перешивателей сыпучих материалов .....	13
1.2 Анализ механических передач с промежуточными телами качения .....	23
2 Разработка главного привода.....	29
2.1 Выбор кинематической схемы привода .....	29
2.2 Описания геометрии передачи с ПТКиСО.....	31
2.2.1 Выбор исходных параметров передачи .....	31
2.2.2 Определение геометрии профилей передачи.....	34
2.3 Расчет силовых характеристик в приводе .....	41
2.3.1 Расчет усилий передаче.....	41
2.3.2 Расчет контактных напряжений .....	45
2.3.3 Исследование изменения силовых характеристик при изменении исходных параметров при сохранении габаритных размеров .....	48
2.4 Уравновешивание несбалансированной массы передачи .....	50
3 Проектирование главного привода .....	52
3.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	52
3.2 Выбор подшипников для привода.....	55
3.2.1 Выбор подшипника для профилей колес модулей.....	55
3.2.2 Выбор подшипников для генератора.....	56
3.2.3 Выбор подшипника выходного венца .....	58
3.3 Расчет на прочность генератора.....	60
3.4 Расчет шлицевых соединений .....	62
3.5 Расчет болтового соединения и штифта для венца первого модуля .....	66
3.6 Расчет выходного вала.....	68
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	71
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования .....	71
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения .....	72
4.3 SWOT-анализ.....	74
4.4 Инициация проекта .....	76



4.4.1. Цели и результат проекта.....	77
4.4.2 Организационная структура проекта.....	78
4.4.3 Ограничения и допущения проекта .....	79
5 Социальная ответственность .....	82
5.1 Техногенная безопасность .....	83
5.1.1 Анализ вредных факторов производственной среды.....	83
5.1.1.1 Шум на рабочем месте .....	83
5.1.1.2 Освещение на рабочем месте .....	86
5.1.1.3 Микроклимат на рабочем месте.....	89
5.1.1.4 Электромагнитное и ионизирующее излучения на рабочем месте	92
5.1.2 Анализ опасных факторов на рабочем месте.....	93
5.1.2.1 Статическое электричество .....	93
5.1.2.2 Поражение электрическим током .....	94
5.1.2.3 Пожарная безопасность.....	95
5.2 Региональная безопасность.....	96
5.3 Организационные мероприятия обеспечения безопасности .....	96
5.4 Особенности законодательного регулирования проектных решений.....	97
5.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	98
Заключение .....	100
Список публикаций.....	102
Список использованных источников .....	103
Приложение А .....	105
Приложение Б.....	122

## Введение

К современным технологическим машинам предъявляются высокие требования по надежности, производительности и качеству выполняемых технологических операций. Это относится и к перемешивателям сыпучих материалов, подготавливающих материалы для последующих операций. Качество получаемых материалов на прямую зависит от конструкции и современности перемешивателя.

Одной из основных частей перемешивателя является главный привод, который отвечает за надежность всего изделия и должен обеспечивать большую грузоподъемность, ресурсоэффективность и высокий коэффициент полезного действия. Так разработка главного привода перемешивателя, способного обеспечить все указанные характеристики, является актуальной задачей.

В настоящее время наиболее перспективной является передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой для проектирования главного привода перемешивателя сыпучих материалов. Данный тип передач имеют ряд преимущественных характеристик. Это связано, с тем что передачи с ПТК обладают надёжностью, высокой точностью, высокой нагруженной способностью, высоким КПД, компактностью конструкции.

Именно от комплекса упомянутых технических характеристик будет зависеть надежность и работоспособность перемешивателей смесей.

Следовательно, возникает интерес в разработке и исследования главного привода перемешивателя сыпучих материалов на базе передачи с ПТК.

Целью работы является разработка и исследование главного привода для перемешивателя сыпучих материалов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Анализ современных механизмов для перемешивания сыпучих материалов;
2. Оценить достоинства и недостатки главных приводов перемешивателей;

3. Определить геометрию передачи;
4. Выполнить кинематические и силовые расчеты;
5. Спроектировать главный привод перемешивателя сыпучих материалов.

## 1 Анализ современных механизмов для перемешивания сыпучих материалов

В наше время существует большое количество предприятий и производств, которые используют перемешиватели для сыпучих и жидких смесей. Промышленные перемешиватели используются практически во всех сферах – пищевой, нефтяной, нефтегазовой, химической, волоконной, текстильной и в других промышленности. В зависимости от применения перемешиватели могут отличаться по назначению, по своим характеристикам и рабочим параметрам [1].

Основные назначения перемешивающих устройств это:

- ускорение протекания химических процессов в смешиваемых компонентах;
- перемешивание твердых частиц в жидкостях;
- предотвращение заливания материала;
- увеличение интенсивности нагрева или охлаждения;
- поддержание заданной температуры смеси.

Перемешивающее оборудование, обладая соответствующими конструктивными особенностями и довольно большой мощностью, помогают добиться максимальной растворимости в вязкой жидкости даже твердых частиц суспензии.

Комплектация промышленных перемешивателей проста и состоит из трех основных частей [1]:

- мешалка, которая является рабочим элементом устройства;
- вал, расположенный в устройстве или емкости горизонтально (или вертикально), либо под определенным углом;
- привод, включается непосредственно от электродвигателя, либо через редуктор.

По заданию ООО «Промдеталь» необходимо разработать перемешиватель сыпучих материалов (бетонные смеси, строительные растравы

и др.) на замену перемешивателя, выпуск и поставки которого временно прекращены. Устройство должно обладать следующими техническими характеристики: мощность электродвигателя  $N_3=37$  кВт, объем загрузки сухих составляющих до  $V_c=1500$  литров, объем готового замеса  $V_r=1000-1200$  литров и массой не более 3000 кг.

Цель магистерской работы – разработка и исследование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с промежуточными телами качения.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ существующих конструкций перемешивателей сыпучих смесей;
- оценить достоинства и недостатки главных приводов перемешивателей;
- разработать компоновку главного привода перемешивателя;
- выполнить кинематические расчеты;
- выполнить силовые расчеты;
- спроектировать главный привод перемешивателя.

## **1.1 Анализ перемешивателей сыпучих материалов**

Рассмотрим механические перемешиватели сыпучих материалов предполагаемые на рынке технологического оборудования в России.

Начнем анализ перемешивателей сыпучих материалов из дальнего зарубежья.

Итальянская компания Sicoma предлагает усовершенствованный, модернизированный и экономичный бетоносмеситель марки MP (рис. 1) для получения как пластичных, так и жёстких бетонных смесей. Данное перемешивающееся устройства называют планетарный бетоносмеситель из-за использования в конструкции планетарный механизм для перемешивающих лапоток.

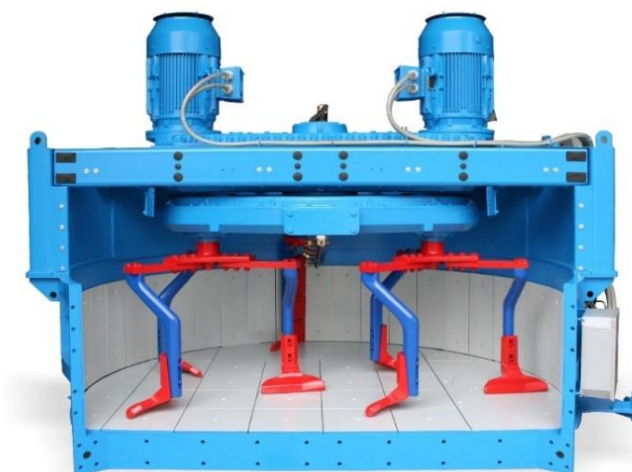


Рис .1. Планетарный бетономеситель Sicoma (Италия)

Планетарный бетономеситель является циклическим бетономесителем, рабочие органы которого совершают сложное движение в тарельчатой ёмкости. Компания Sicoma предлагает разнообразие типоразмеров с различными техническими характеристиками данного оборудования. [2] Основные технические характеристики бетономесителей марки МР представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Технические характеристики оборудования МР.

Модель	Объём по загрузке, м <sup>3</sup>	Объём готового замеса, м <sup>3</sup>	Диаметр, мм	Мощность привода, кВт	Масса, кг	Цена, €
МР 375/250	0.375	0.25	1260	7.5	950	15292
МР565/375	0.565	0.375	1580	11	1400	21070
МР750/500	0.75	0.5	1820	18.5	200	26940
МР1125/750	1.125	0.75	200	30	2700	33004
МР1500/1000	1.5	1.0	2200	55	3600	43462

Как пишет производитель на сайте [2], одной из особенностей перемешивателей марки МР является использование специального редуктора с большим горизонтальным картером для масла. Такое конструктивное решение обеспечивает качественную смазку зубчатых колёс редуктора и улучшенное

охлаждение масла, что в свою очередь позволяет повысить надежность редуктора при включении заполненного материалами смесителя и избежать перегрева масла при длительной работе.

Недостатком данного перемешивающего устройств являются использование трех электродвигателей. Электродвигатели на прямую подключены к планетарному механизму лапотов. Использование трех электродвигателей приводит к увеличению массы оборудования и увеличению расхода энергии. Кроме того, компания Sicoma иностранная, то с нынешней ситуацией в мире, могут возникнуть трудности с доставкой оборудования и(или) комплектующих. Еще одним недостатком этих механизмов является высокая стоимость.

Рассмотрим планетарно-роторный бетоносмеситель СБ-242-8М (рис. 2) из ближнего зарубежья.

Данный перемешиватель производят в ПАО «Бетонмаш» в Украине. По информации на их сайте [3] ПАО «Бетонмаш» - является единственным производителем смесителей планетарного типа на территории СНГ.

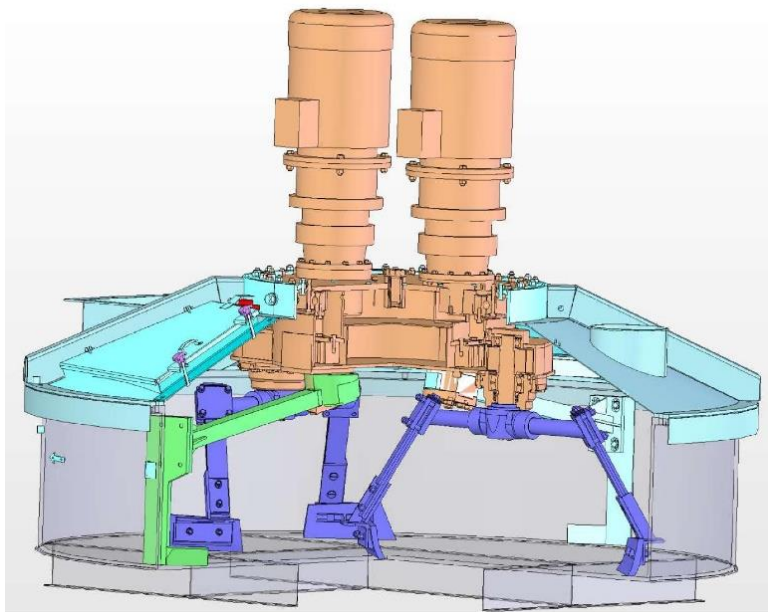


Рис 2. Планетарно-роторный бетоносмеситель СБ-242-8М

Бетоносмеситель СБ-242-8М обладает следующими техническими характеристиками: объём сухих составляющих 1500 литров, объём готового замеса бетонных смесей 1000 литров, количество планетарных роторов две штуки. Данное устройство может перемешивать различные смеси, а именно лёгкие бетоны (пенобетон, арбалит), тяжелые бетоны (для шпал, фибробетон), специальные высокопрочные бетоны, цементные и известковые растворы, гипсовые смеси, влажные и сухие удобрения, химикаты, сухие строительные смеси [3].

Использование планетарно-роторного механизма (рис. 3) обеспечивает противоточное движение смесительных лопастей и более интенсивный процесс перемешивания смеси по сравнению с роторными смесителями. Получает планетарно-роторный механизм движение от двух электродвигателей.

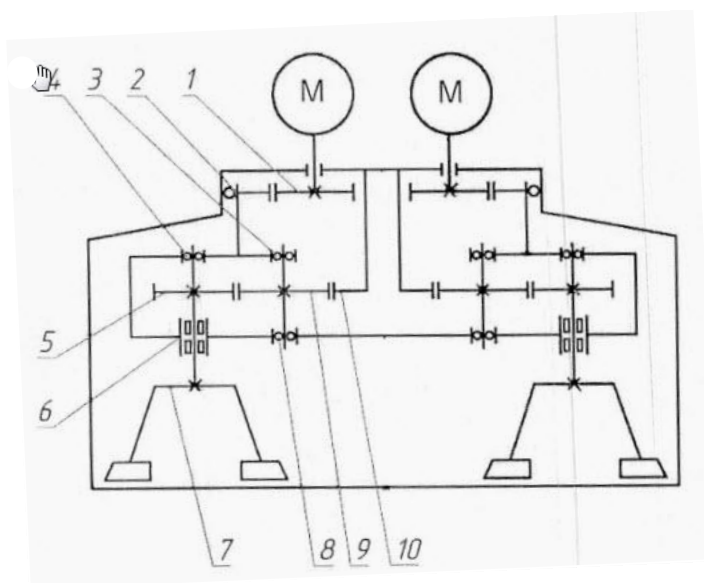


Рис 3. Кинематическая схема бетоносмесителя СБ-242-8М

Электродвигатель вращает шестерню, установленную на валу, которое находится в зацеплении с зубчатым колесом, связанным водилом. В водиле установлены два парных сателлита. Внутренние колеса находятся в зацеплении с неподвижным центральным колесом. Таким образом при вращении водила, внутренние сателлиты обкатываются по неподвижному центральному колесу и



приводят во вращательные движения наружные сателлиты, на валу которых закреплены перемешивающие лопатки.

Недостатком бетоносмесителя СБ-242-8М является сложность конструкции. Сложность конструкции заключается в использовании двух электродвигателей. Такая конструкция приводит к увеличению размеров и массы оборудования. Использование двух электродвигателей, во-первых, приведет к перерасходу электроэнергии, во-вторых, электродвигатели требуют синхронной работы, что в свою очередь приводит к усложнению системы управления. Также немаловажным является, то что производитель находится в Восточной части Украины и из-за нынешних обстоятельств в мире, могут возникнуть трудности с доставкой оборудования или комплектующих.

Таким образом, у рассмотренных зарубежных перемешивателей есть общий недостаток, это трудности с доставкой оборудования и комплектующих. Теперь рассмотрим отечественные перемешиватели сыпучих смесей.

На рынке ЗАО «Кулонэнергомаш» предлагает бетоносмесители серии БП (рис. 4). В линейке серий смесителей производящиеся на ЗАО «Кулонэнергомаш» существует разделение параметров, таких как, мощность электродвигателя и объем заполняемой емкости.

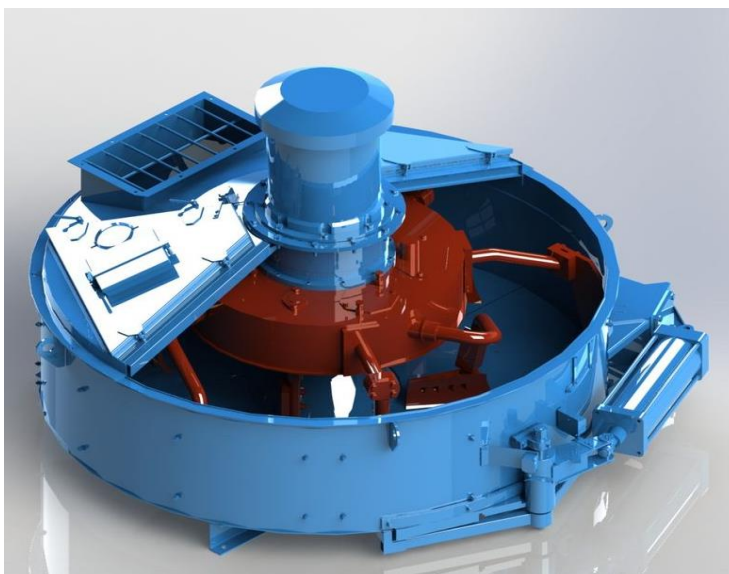


Рис. 4. Перемешиватели серии БП

Как пишет производитель [4], бетоносмесители серии БП обладают большой надежностью, которую обеспечивает редуктор собственной конструкции. На сайте производителя не указаны технические характеристики и конструкция редуктора, кроме одного, что данный редуктор имеет одну точку опоры расположен в верхней части бетоносмесителя [4].

Недостатком данных смесителей является их компоновка, а именно расположение редуктора внутри рабочей камеры перемешивателя и присоединения к нему громоздкого устройства с перемешивающими лопатками, что уменьшает рабочий объем камеры для перемешивания и допускает появления мертвых зон, где перемешивание не производится. Кроме того, такое расположение приведет к неудобству при обслуживании редуктора.

Кроме бетоносмесителей, существуют перемешивающие устройства для перемешивания растворов реагентов, буровых растворов и других жидкостей.

Компания «ПромКомплектСервис» предлагает два вида лопастно-механических перемешивателей ПЛМ и ПЛМ1 (рис. 5), предназначенных для перемешивания буровых растворов, растворов реагентов и других жидкостей плотностью до  $2,2 \text{ г/см}^3$  в резервуарах с объемом до  $40 \text{ м}^3$  высотой до 2200 мм, с целью предотвращения образования осадка. Разница у типоразмеров является установленная мощность и частота вращения вала [5].

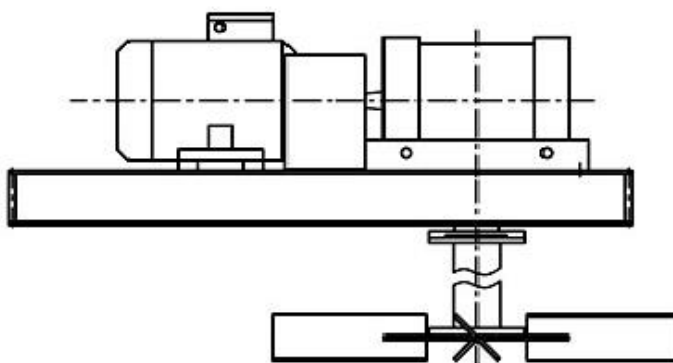


Рис. 5. Перемешиватели механические ПЛМ и ПЛМ1

У механических перемешивателей типа ПЛМ в качестве привода используется червячный одноступенчатый редуктор. В связи с этим привод рассматриваемых устройств имеет низкий КПД и высокий нагрев корпусных деталей, что обязывает необходимость выполнения охлаждающей системы и ведет к увеличению габаритов и массы конструкции.

Усовершенствованный аналог перемешивателей типа ПЛМ предполагает компания SIMACO [6] для бурого раствора типа ПБРТ-ГК-turbo (рис. 6).



Рис. 6. Перемешиватель бурового раствора типа ПБРТ-ГК-turbo компании SIMACO

Данные устройства являются аналогами перемешивателей типа ПЛМ. Главным отличием является, то что, у оборудования ПБРТ-ГК-turbo используется привод на базе вольной передачи с промежуточными телами качения.

Компания предлагает три типоразмера перемешивателей, каждый из которых отличается мощностью электродвигателя и массой (табл. 2).

Таблица 2 – Характеристики перемешиватель типа ПБРТ-ГК-turbo

Обозначение	ПБРТ-40-ГК-1500-22-900-turbo У2	ПБРТ-55-ГК-1500-22-900-turbo У2	ПБРТ-75-ГК-1500-22-900-turbo У2
Высота h, мм (в зависимости от комплектации двигателем)	495 (АИМЛ) 520 (ВА) 480 (4ВР)	510 (АИМЛ) 545 (ВА) 510 (4ВР)	510 (ВА) 510 (4ВР)
Диаметр мешалки $D_m$ , мм	900	900	900
Глубина погружения $L_b$ , мм	1600	600	1600
Тип двигателя	100L4У2 IM3081 IP54	112M4У2,5 IM3081 IP54	132S4У2 IM3081 IP54
Мощность/Напряжение/Частота, кВт/В/Гц	4/380/50	5,5/380/50	7,5/380/50
Частота вращения мешалки, об/мин	66	66	66
Масса, кг	170	180	190

Перемешиватель ПБРТ-ГК-turbo состоит из электродвигателя, редуктора, рамы, вала и мешалки. Редуктор представляет собой волновую передачу с промежуточными телами качения. Использование волной передачи позволяет добиться в устройстве больших ресурсом работы, КПД и высоких крутящих моментов. Габаритные размеры волной передачи позволяют по сравнению с зубчатыми аналогами существенно облегчить и уменьшить габаритные размеры оборудования. Конструкция рабочего органа мешалки выполнена в виде «Турбинного крыла», это позволяет сократить время приготовления бурого раствора и исключить появление донных отложений.

Недостатком механических перемешивателей ПБРТ-ГК-turbo является отсутствие емкости под смесь. Заказчикам данного устройства необходимо

иметь такую емкость, либо заказывать ее изготовление дополнительно. Также производить монтаж перемешивателя в емкость. Еще одним существенным недостатком является, плохое качество перешивания сыпучих и жидких материалов с большой плотностью. Это может привести к залеживанию части материала на поверхности дна и боковых зонах емкости, и в результате может привести к появлению мертвых зон.

Модернизированные перемешиватели типа ПБРТ-ГК-turbo являются примером перспективного использования передачи с промежуточными телами качения (ПТК) в качестве главного привода. Это позволило добиться улучшения технических характеристик в перемешивателях ПБРТ-ГК-turbo.

В итоге одними из наиболее перспективных механических передач для использования в узлах и механизмах перемешивателей сыпучих материалов в настоящее время являются передачи ПТК.

Эти передачи обладают следующими достоинствами [7]:

1) Компактность конструкции. В сравнение с другими передачами для механизмов с тем же передаточным отношением и крутящим моментом, передачи с ПТК меньше по габаритам в 3 - 16 раз и в зависимости от типоразмера могут быть легче в 3 - 10 раз.

2) Высокое передаточное число. В одном и том же габарите, при сохранении нагрузочной способности, передаточное число данных передач намного выше, чем в механических передачах с зубчатыми колесами.

3) Высокий КПД. В передачах с промежуточными телами качения силовая передача осуществляется практически обкатными движениями, позволяющими достичь значений КПД на одной ступени не менее 0,85-0,9.

4) Малый момент инерции и высокий уровень динамичности. Общий момент инерции масс подвижных звеньев небольшой и сравним с моментом инерции ротора электромотора, что позволяет передачам осуществлять быстро пуск, остановку и изменение направления вращения, что очень затруднительно для зубчатых планетарных механизмов.

5) Малый угловой зазор. За счет большой жесткости кинематических звеньев передач, много-парности зацепления, усреднения погрешности изготовления, при номинальных нагрузках общий угловой зазор (включая упругие деформации) передач в 3 - 6 раз меньше относительно зубчатых передач, в том числе и волновых, при равных передаточных отношениях и нагрузочных показателях.

6) Высокий крутящий момент, большие перегрузочные резервы и высокая жесткость кинематических звеньев. Малый угол зацепления в зубчатых передачах не позволяет иметь одновременно в контакте более 2 зубьев, что ограничивает передаваемый крутящий момент. В данных передачах обеспечивается угол зацепления свыше  $90^\circ$ , т.е. достигается многопарное зацепление, что позволяет передавать крутящий момент, в 10- 15 раз больший относительно традиционных зубчатых передач с многократной кратковременной перегрузкой и практически без упругих деформаций при равных массогабаритных показателях.

7) Повышение числа оборотов. Высокое значение КПД позволяет использовать передачи в мультипликаторах, что значительно расширяет область применения данных передач.

8) Высокая надежность и продолжительный срок службы. Передачи с ПТК отличаются прочной конструкцией и оригинальной компоновкой, решающей задачу самоустановки силовых элементов и оптимального перераспределения нагрузки между ними. Простота конструкции передач позволяет значительно снизить трудоемкость на их обслуживание.

Именно от комплекса упомянутых технических характеристик зависит работоспособность и надежность оборудования в целом.

## 1.2 Анализ механических передач с промежуточными телами качения

Рассмотрим основные виды передач с промежуточными телами качения (ПТК) с целью определения наиболее подходящей для использования при проектировании главного привода перемешивателя.

Вообще существует разнообразное количество видов передач с промежуточными телами качения, которые в основном делятся по направлению передачи движения: радиальные и торцевые; и по пространственному расположению: пространственные и плоские.

Известна австрийская передача CYCLO Getriebebau (рис. 7), описанная в работе [8]. Эта передача выполнена на основе циклоидального зацепления и является цевочной передачей, т.к. колеса с циклоидальным профилем контактируют с пальцами, неподвижно установленными в корпус механизма. У этой передачи нет тел качения, но на цевки устанавливаются втулки 4 (рис. 7), обкатывающиеся по профилю колеса. Такая передача обладает компактной конструкцией, большим передаточным отношением в одной ступени 50-120, передаваемой мощностью от 1,7 до 30 кВт [8].

Недостатком данных передач является не высокий КПД (0,75 – 0,86). Такой КПД объясняется потерями в зацеплении, возникающими за счет относительного скольжения деталей, находящихся под нагрузкой, а также при контакте торцевых пальцев с отверстиями кулачков.

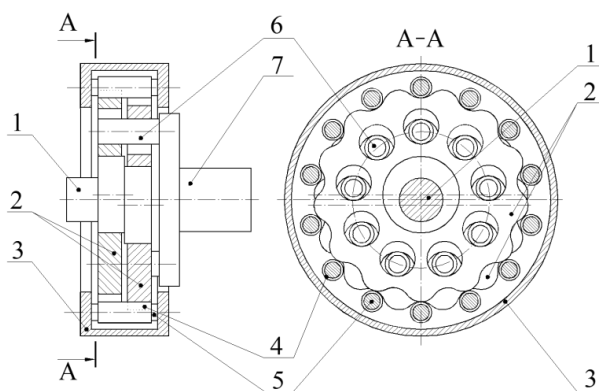


Рис. 7. Схема передачи CYCLO Getriebebau:  
1) генератор (эксцентрик); 2) кулачки; 3) неподвижное центральное колесо; 4) втулки; 5) оси втулок; 6) пальцы выходного вала; 7) выходной вал

Существует торцевая передача с ПТК (рис. 8). В этой передаче сферические тела качения располагаются в гнездах, выполненных на торце диска входного вала, и находятся в зацеплении с профильными поверхностями, выполненными на торце диска выходного вала [9].

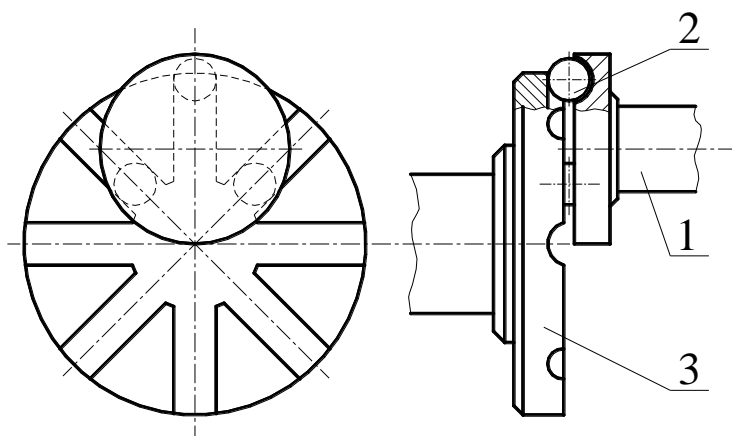


Рис. 8. Схема торцевой передачи с ПТК:

1) входной вал; 2) шариковые тела качения; 3) выходное звено.

Торцевые передачи обладают компактностью, пониженными шумовыми характеристиками, повышенной нагрузочной способностью (в сравнении с цилиндрическими эвольвентными передачами), высоким КПД (до 0,95). Недостатками торцевых передач являются: дискретный ряд передаточных чисел, это в некоторых случаях не позволяет получить оптимальную передачу; малое передаточное число в одной ступени, при увеличении передаточного отношения происходит существенное увеличение радиального габаритного размера; быстрое изнашивание гнезд шариков, что происходит из-за трения скольжения под нагрузкой между телами качения и сферической поверхностью гнезда.

Известна пространственная передача с ПТК (рис. 9). Она, так же, как и предыдущая, содержит тела качения в гнездах, выполненных на диске входного вала. Однако поверхность диска не плоская, а коническая. Шариковые тела качения обкатываются по циклоидальному профилю, выполненному на конической поверхности выходного вала [10].



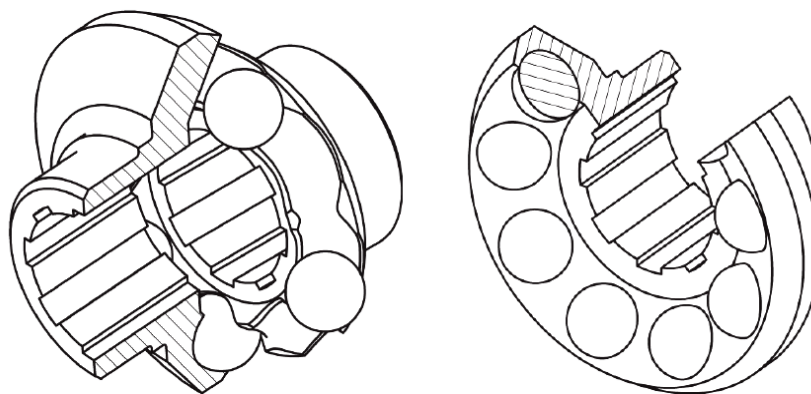


Рис. 9. Пространственная передача с промежуточными телами качения

Данная пространственная передача может передавать движение под углом, что является положительным фактором для передач с ПТК. Недостатки этой передачи аналогичны предыдущей конструкции: дискретность передаточных чисел, малое передаточное отношение в одной ступени, проскальзывание в зацеплении и наличие избыточной связи, что приводит к уменьшению нагрузочной способности механизма и КПД [10].

Усовершенствованием предыдущей пространственной передачи с ПТК является следующая передача (рис. 10), в которой устранены избыточные связи и введен свободный сепаратор, удерживающий тела качения на определенном угловом расстоянии. Так синтезирована самоустанавливающаяся передача с ПТК [10]. Рассматриваемая передача с ПТК имеет повышенный КПД, компактна, способна передавать усилия и скорость под углом к входному валу. Недостатком этой передачи является технологическая сложность получения циклоидального профиля на конической поверхности и невысокое передаточное число в одной ступени.

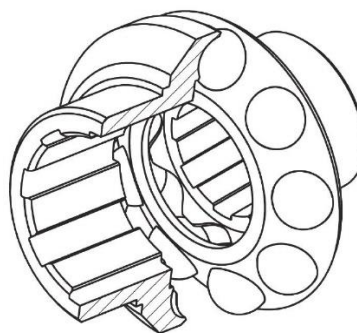


Рис. 10. Синтезированная самоустанавливающаяся передача с ПТК

Рассмотрим плоские передачи с ПТК. Известна радиальная передача с ПТК (рис. 11), рассчитанная процессором А.Е. Беляевым в Томском политехническом институте [9]. Эта передача содержит свободно вращающиеся тела качения, представляющие собой цилиндры (ролики) или сферы (шарики). Эта передача имеет достойные технические характеристики: большое передаточное отношение в одной ступени, до 60; высокий КПД, до 0,85 (теоретически до 0,94); возможность передавать мощность до 85 кВт; компактность; плавность работы и непрерывность кинематического замыкания. Реальный КПД ниже теоретического объясняется наличием в зацеплении проскальзывания тел качения 2 в пазах сепаратора 3 (рис. 11), поскольку сепаратор является выходным звеном, то силы трения под нагрузкой достигают значительной величины, снижая КПД. Существуют различные решения по снижению проскальзывания в зацеплении, но это приводит к увеличению массогабаритных показателей передачи.

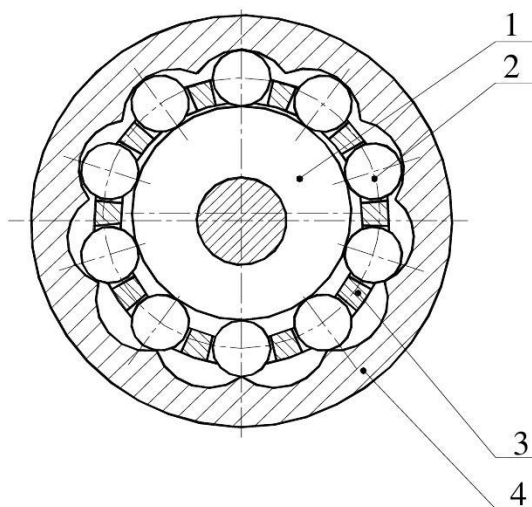


Рис. 11. Схема передачи с ПТК:

*1) эксцентрик(генератор); 2) промежуточные тела качения; 3) сепаратор; 4) венец.*

Данная передача была несколько доработана и внедрена в производство организацией «ТехноТрон». В настоящий момент механизмы на базе этой передачи широко применяют в машиностроении. К недостаткам этой передачи, помимо упомянутого занижения КПД, можно отнести значительный нагрев (100-

120°С) корпусных деталей при длительной эксплуатации, в свою очередь нагрев приводит к преждевременному износу деталей. Кроме того, в передаче усилий участвует тонкостенная деталь - сепаратор, которая работает на срез, что в результате приводит к снижению надежности передачи и работы всего механизма [11].

Еще известна передача с ПТК и свободной обоймой – сепаратором (рис.12). В этой передаче сепаратор удерживает тела качения в заданной угловом положении и не участвует в передаче крутящего момента. Работа деталей в зацеплении выполняется в основном на сжатие, что повышает надежность самой передачи и механизмов, проектируемых на ее основе. Эта передача обладает достаточно высоким КПД (до 0,97), широким диапазоном передаточных отношение в одной ступени (от 2 до 30-40), при сохранении компактных размеров, непрерывности контакта и много-парности зацепления. Все это позволяет обеспечить высокую нагрузочную способность передачи в небольших габаритных размерах [11].

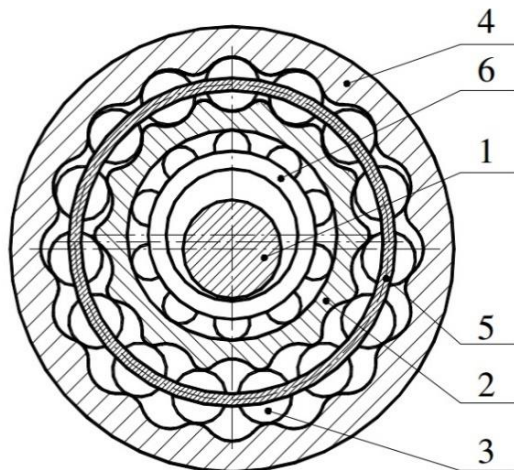


Рис. 12. Схема передачи с ПТК и свободной обоймой:

1) генератор; 2) кулачок; 3) ролики; 4) венец; 5) обойма-сепаратор; 6) подшипник качения.

Недостатком передачи с ПТК с разгруженным сепаратором является планетарное движение выходного звена в одноступенчатой компоновке, им может быть кулачок 2 или венец 4 (рис. 12). Для преобразования планетарного

движения во вращательное возникает необходимость ввода в конструкцию компенсирующей муфты или конструктивного изменения передачи.

Из анализа передач с ПТК видно, что наиболее технологичными являются плоские передачи с ПТК, а также плоские передачи обладают большим чем пространственные передаточным отношением в одной ступени. Все передачи с ПТК обладают компактностью, но компактность в сочетании с высокими передаточным отношением, КПД и нагрузочной способностью обеспечивают только плоские передачи с ПТК. Наиболее полно комплекс высоких технических характеристик обеспечивает передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 12). Массогабаритные показатели этой передачи снижены более чем на 5 % по сравнению с применяющимися в производстве передачами с ПТК, КПД передачи может достигать 0,97, что сопоставимо с эвольвентными передачами при большем (в 4-5 раз) передаточном отношении. Эта передача обладает большим диапазоном передаточных чисел в одной ступени, что более гибко позволит проектировать главный привод для перемешивателя сыпучих смесей.

Таким образом принято решение дальнейшее проектирование главного привода перемешивателя сыпучих материалов вести на базе передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой, что позволит получить компактную конструкцию, высокую надёжность, высокий КПД и энергоэффективность.

## 2 Разработка главного привода

Как уже было сказано, в качестве выбора передачи для главного привода перемешивателя сыпучих материалов было решено использовать передачу с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКиСО).

Для достижения поставленной цели необходимо решим ряд задач. В этой части определимся с кинематической схемой, проведем расчет геометрии передачи с ПТКиСО, рассчитаем распределения усилий в зацеплении и уравновесим несбалансированную массу передачи.

### 2.1 Выбор кинематической схемы привода

В настоящее время передачи с ПТКиСО существуют обычно двух типов компоновок, одноступенчатой кинематической схемой и дифференциальной кинематической схемой.

Данный тип передач ПТКиСО называют еще передачей с разгруженным сепаратором, потому что сепаратор не участвует в передаче крутящего момента и тем самым не является несущей деталью, а служит только для установки промежуточных тел качения (ТК) на определенном угле друг от друга [8].

Выберем дифференциальную кинематическую схему с параллельным соединением одноступенчатых модулей (рис.13), т.к. данную компоновку рекомендуют выбирать в случае высоких крутящих моментов и нейтрализации планетарного движения выходного звена [11].

На рисунке 13 предоставлена передача, состоящая из: генератора 1, промежуточные ТК 2, профиль кулачка первого модуля 3, венец кулачка второго модуля 4, подшипники качения 5, профиль кулачка второго модуля 6, профиль венца второго модуля 7.

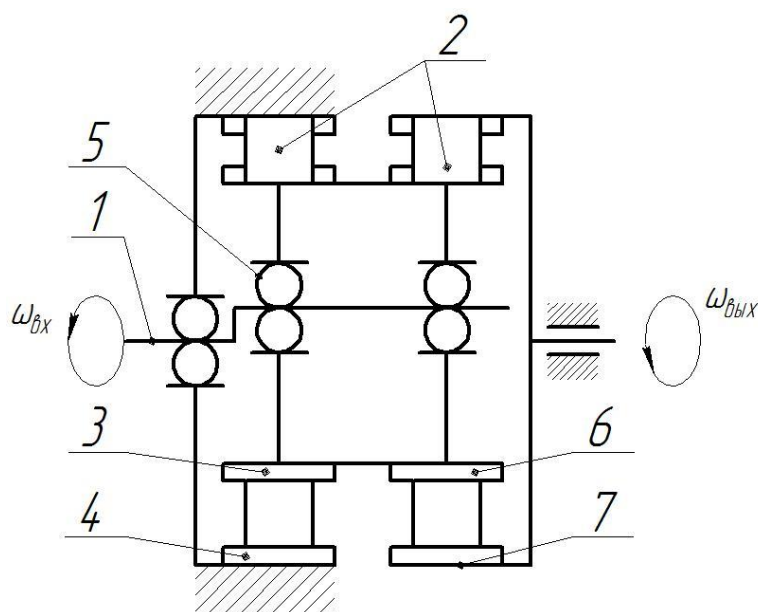


Рис. 13. Кинематическая схема дифференциальной передачи с ПТКиСО

В общем принцип работы передачи основан на том, что ТК (ролики) находятся между циклоидальными профилями кулачка и венца, и движение происходит методом обкатывания тел качения по профилям.

Рассмотрим подробно работу дифференциальной компоновки. Движения начинается от генератора 1 через подшипники качения 5. Далее происходит обкатка промежуточных ТК 2 по профилю кулачка первого модуля 3 с неподвижным профилем венца первого модуля 4. Одновременно с обкаткой роликом первого модуля происходит обкатка промежуточных тел по профилю кулачка второго модуля 6 с подвижным профилем венца второго модуля 7. Профиль венца второго модуля является выходным звеном в передаче. В нашем случае крутящий момент от венца будет передаваться корончатому валу планетарно механизма лапотов перемешивателя сыпучих материалов.

Таким образом, определившись с выбором дифференциальной кинематической схемы привода, перейдем к основным расчётам редуктора.

## 2.2 Описания геометрии передачи с ПТКиСО

### 2.2.1 Выбор исходных параметров передачи

Первым этапом проектирования передачи с ПТКиСО является определения геометрии циклоидальных профилей колес. Существует методика описания геометрии профилей передачи [8].

Для того, чтобы перейти к расчету геометрии профилей, необходимо выбрать исходные параметры.

Исходными параметрами передачи с ПТКиСО являются:  $Z_2$  – число промежуточных ТК;  $r_2$  – радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами;  $\chi$  – коэффициент смещения при зацеплении обоймы или кулачка;  $r_{тк}$  – радиус промежуточных тел качения.

По техническому заданию передаточное отношение привода должно равняться  $i = 49$ .

Было решено задавшись передаточным отношением определить для начала числа зубьев колес.

Для выбранной дифференциальной компоновки известно уравнение (1) [11], которое позволяет подобрать числа профилей колес:

$$Z_1^2 + \delta Z_1 + 2\Delta i = 0, \quad (1)$$

где,  $\Delta = Z_4 - Z_1$  – разность между числами циклоидальных профилей кулачка второго модуля и кулачка первого модуля [12];

$\delta = Z_5 - Z_1$  – разность между числами циклоидальных профилей венца второго модуля и кулачка первого модуля [12].

В качестве неизвестной переменной в квадратном уравнении (1) задается количество профилей кулачка первого модуля  $Z_1$ . Остальные числа профилей находятся через введенные выражения соотношений чисел профилей  $\Delta$  и  $\delta$ , а также через постоянную разницу между числом профилем кулачка и венца, которая равняется 2.

Было решено, для облегчения подбора, разность между числами профилей кулачка второго модуля и кулачка первого модуля  $\Delta$  рассматривать отрицательной. Исходя из того, что величина отрицательная, то число профилей первого кулачка будет больше, чем у второго ( $Z_1 > Z_4$ ) [11].

Таким образом, в результате подбора с помощью квадратного уравнения (1) получили числа профилей колес первого модуля равняется  $Z_1 = 26$ ,  $Z_3 = 28$ , с количеством тел качения  $Z_2 = 27$ . Также, числа профилей колес второго модуля равняется  $Z_4 = 20$ ,  $Z_5 = 22$ , с количеством тел качения  $Z_{2s} = 21$ .

Для передачи с ПТКиСО дифференциальной компоновки передаточное отношение проверяется по формуле [2]:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_3 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_5}} \cdot \quad (2)$$

В итоге, подставив подобранные значения чисел профилей колес в формулу (2), получили передаточное отношение  $i = 47.7 \approx 49$ , которое удовлетворяет заданному передаточному отношению.

Далее перейдем к рассмотрению следующим исходным параметрам.

Радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телам качения первого модуля ( $r_2$ ) и второго модуля ( $r_{2s}$ ) имеет зависимость от эксцентриситета  $e$  (межосевое расстояние) и числа ТК.

Эксцентриситет обоймы с телами качения и кулачка (или венца) определяется, как отношение радиуса производящей окружности и числа промежуточных тел качения [8]:

$$e_1 = \frac{r_2}{Z_2} \quad (3)$$

Исходя из этой зависимости (2), рассмотрели радиусы производящей окружности обоймы с промежуточными телам качения таким образом, чтобы эксцентриситет  $e_1$  первого модуля был равен эксцентриситету  $e_2$  второму модулю. Следует отметить, что эксцентриситет может быть не только целое число, но и быть десятичной дробью.



В итоге выбрали радиусы производящей окружности обоймы с промежуточными телами качения  $r_2 = 135$  мм и  $r_{2s} = 105$  мм, с эксцентриситетами  $e_1 = e_2 = 5$  мм.

Общий эксцентриситет передачи будет равен сумме полученных значений эксцентриситетов:

$$e = e_1 + e_2 = 10 \text{ мм.} \quad (4)$$

Следующим исходным параметром является коэффициент смещения при зацеплении обоймы или кулачка  $\chi$ . Если коэффициент равен  $\chi=1$ , то радиус центров тел качения  $r_{ц}$  будет совпадать с производящей окружностью, следовательно, не удастся получить профили колес. Тем самым для передач с ПТКиСО значение коэффициента смещения должен быть больше 1, рекомендуется принимать величину коэффициента смещения для циклоидных передач в пределах  $\chi = 1,25-1,6$  [13]. Вследствие этого, выбрали коэффициент смещения первой ступени  $\chi_1 = 1,4$ , а для второй ступени  $\chi_2 = 1,55$ .

Последним исходным параметром является радиус тел качения  $r_{тк}$ . Существует условия для определения работоспособности передачи [11]:

а) соседства:

$$r_{mk} < r_2 \cdot \chi \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z_2}; \quad (5)$$

б) неналожения профилей:

$$r_{mk} > \frac{r_2}{Z_2}. \quad (6)$$

Данные условия, позволяют получить диапазон чисел для определения радиуса тел качения первого и второго модуля, и проверки работоспособности передачи. Подставляя значения выше выбранных исходных параметров в формулы (3) и (4), получаем диапазоны чисел: для первого модуля от 5 до 21,94; для второго модуля от 5 до 24,26. В связи с этим, выберем радиус тел качения  $r_{тк} = 15$  мм для обоих случаев.

Таким образом, были подобраны исходные параметры передачи для дальнейшего расчета привода на базе передаче с ПТКиСО.

Исходные параметры для первого модуля: числа профилей колес равняется  $Z_1 = 26$ ,  $Z_3 = 28$ , с количеством тел качения первого модуля  $Z_2 = 27$ ; радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами  $r_2 = 135$  мм; коэффициент  $\chi_1 = 1,4$ ; радиус тел качения  $r_{\text{TK}} = 15$  мм.

Исходные параметры для второго модуля: числа профилей колес равняется  $Z_4 = 20$ ,  $Z_5 = 22$ , с количеством тел качения  $Z_{2s} = 21$ ; радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами  $r_{2s} = 105$  мм; коэффициент  $\chi_2 = 1,55$ ; радиус тел качения  $r_{\text{TK}} = 15$  мм.

### 2.2.2 Определение геометрии профилей передачи

После выбора исходных параметров, необходимо определить геометрию профилей колес передачи. Как уже, было сказано выше, существует метод определения геометрии профилей [9].

Рассмотрим более подробно данный метод для нахождения геометрии профилей одной ступени.

Тела качения располагаются на радиусе  $r_{\text{ц}}$ . Данный радиус находится в зависимости от радиуса производящей окружности  $r_2$  через коэффициент смещения  $\chi$  и выражается формулой:

$$r_{\text{ц}} = r_2 \cdot \chi \quad (7)$$

Для того, чтобы найти профиля циклоидальных колес, необходимы уравнения профилей колес. Для удобства покажем схему зацепления производящего колеса – 2 с кулачком – 1 (рис. 14).

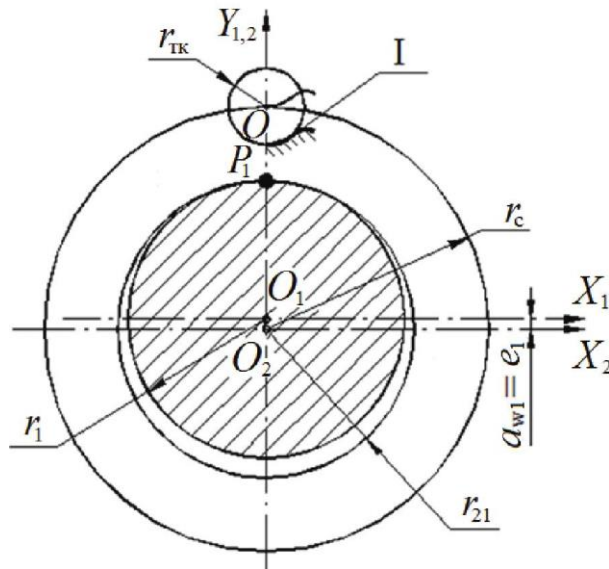


Рис. 14. Схема сцепки производящего колеса с профилем кулачка

Горизонтальные оси  $X$  смещены на эксцентриситет  $e_1$  и определяется по формуле (2), а ось вертикальная ось  $Y$  является общей для профилей. Точка  $P_1$  является полюсом зацепления кулачка и тел качения, находящихся в обойме. Полюс  $P_1$  зацепления находится в точке контакта производящего колеса и основной окружности кулака. Радиус основной окружности  $r_1$  равен:

$$r_1 = r_2 \left(1 - \frac{1}{Z_2}\right) \text{ или } r_1 = r_2 \cdot i_{21}, \quad (8)$$

где,  $i_{21}$  – передаточное отношение от второго колеса к первому.

В таком случае можно найти угол поворота кулачка в зависимости от угла поворота колеса:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{i_{21}} \quad (9)$$

Координаты профиля кулачка определяются через уравнения профиля кулачка I:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cdot \sin \varphi_1, \\ Y_1 &= -X_{2A} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cdot \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (10)$$

Для того чтобы рассчитать профиль кулачка, необходимы  $Y_{2A}$  - координаты циклоидального профиля в координатных осях и с началом

координатный точек в центре производящего колеса. Эти координаты определяются из следующих формул:

$$X_{2A} = \frac{r_{mk} \cdot r_2 \cdot \sin \varphi_2}{L_1}, \quad (11)$$

$$Y_{2A} = \frac{r_u \cdot L_1 + r_{mk} \cdot (r_2 \cdot \cos \varphi_2 - r_u)}{L_1}, \quad (12)$$

где,  $L_1$  – расстояние от точки полюса  $P_1$  (рис. 15) до центра тела качения  $O$ .

Как показана на рисунке 15, из треугольника  $O_2OP_1$  можно рассчитать расстояние  $L_1$  через угол поворота колеса по теореме косинусов:

$$L_1 = \sqrt{r_2^2 + r_u^2 - 2(r_2 \cdot r_u \cdot \cos \varphi_2)}, \quad (13)$$

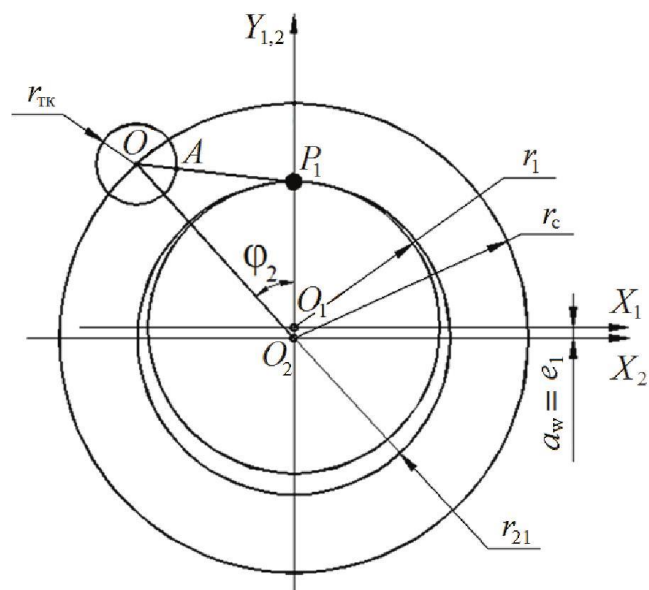


Рис. 15. Схема зацепления производящего колеса с циклоидальным профилем для определения координат точек профиля

Расстояние  $L_1$  справедливо для обоих зацеплений, т.е. для кулачка и венца.

После определения уравнения нахождения профиля кулачка, необходимо найти описать профиль венца. Для определения профиля венца радиус основной окружности венца и угол ее поворота находятся по формулам:

$$r_3 = r_2 \left(1 + \frac{1}{Z_2}\right), \quad (14)$$

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_2}{\left(1 + \frac{1}{Z_2}\right)}. \quad (15)$$

В случае рассмотрении профиля венца, эксцентриситет направлен в противоположную сторону на  $Y$ , т.е. в соответствии с рисунком 16, точка  $O_3$  является центром венца.

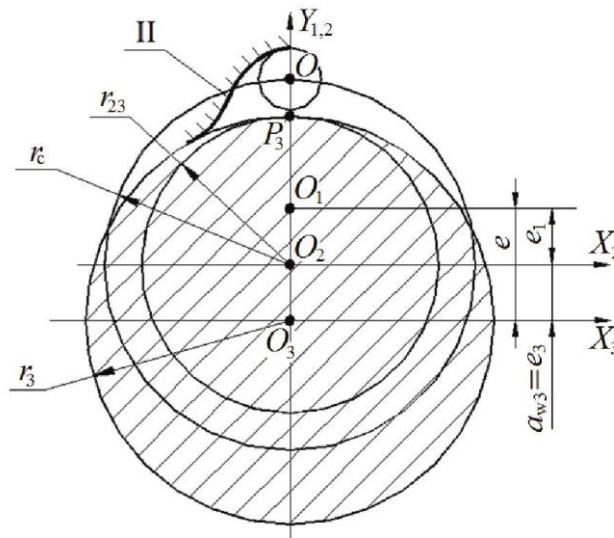


Рис 16. Схема зацепления венца

Геометрия профилей венца представляется уравнением в координатах  $X_3O_3Y_3$ , с началом координат в центре венца:

$$\begin{aligned} X_3 &= X_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cdot \sin \varphi_3, \\ Y_3 &= -X_{2B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cdot \cos \varphi_3 \end{aligned} \quad (16)$$

Координаты профиля  $X_{2B}, Y_{2B}$  находятся по аналогии, как и профиля кулачка [2].

$$X_{2B} = -\frac{r_{mk} \cdot r_2 \cdot \sin \varphi_2}{L_3}, \quad (17)$$

$$Y_{2B} = \frac{r_u \cdot L_3 - r_{mk} \cdot (r_2 \cdot \cos \varphi_2 - r_u)}{L_3}, \quad (18)$$

Таким образом, используя уравнения профилей кулачка (10) и венца (16), можно построить циклоидальные поверхности колес, участвующих в зацеплении, в зависимости от угла  $\varphi_2$  поворота производящего колеса. В качестве выбора углового поворота производящего колеса  $\varphi_2$  задаются различными значениями шага этого угла в пределах  $0^\circ$  до  $\frac{2\pi}{Z_2}$ .

Для облегчения расчета геометрии профилей колес было решено воспользоваться программным комплексом для математических и инженерных вычислений – Mathcad.

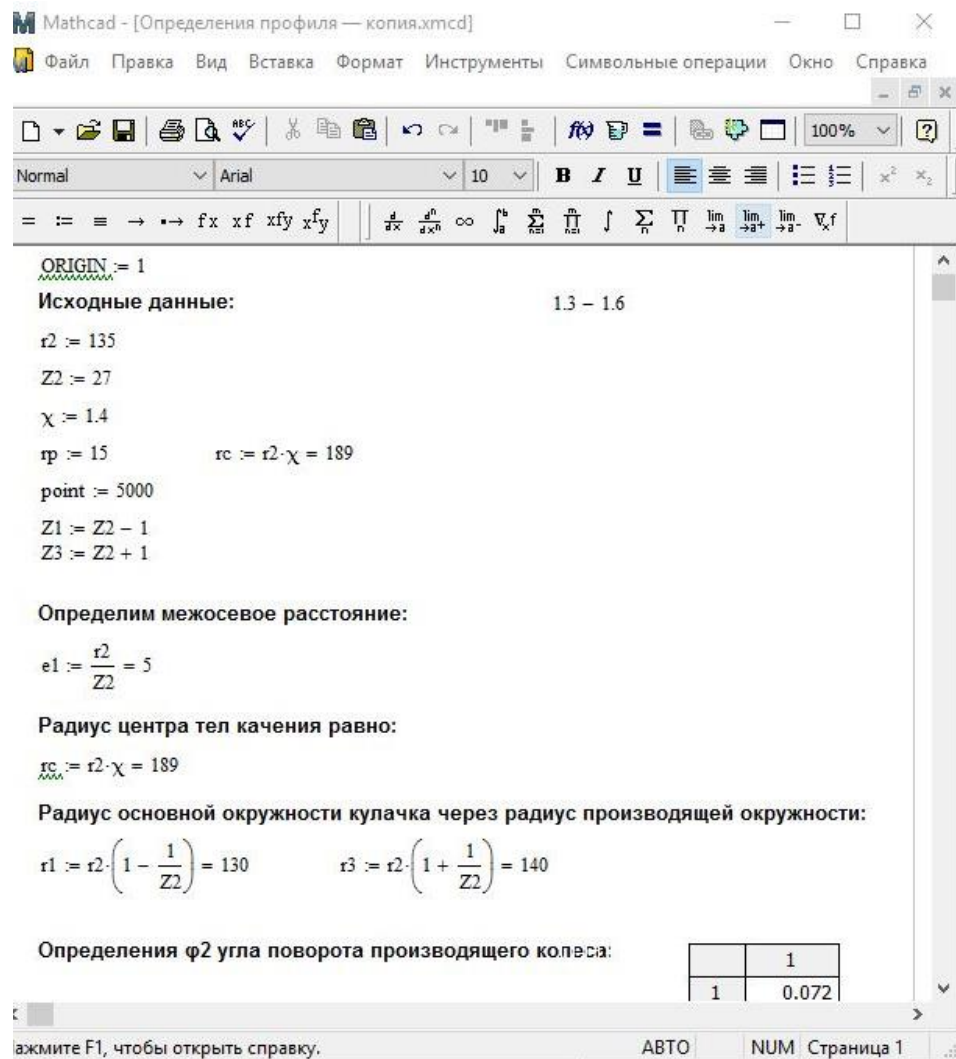


Рис. 17. Фрагмент расчета профилей колес в Mathcad

В программе Mathcad был описан выше рассмотренный алгоритм нахождения профиля кулачка и венца. Фрагмент расчета профилей колес с помощью Mathcad представлен на рисунке 17.

В результате были получены координаты профилей кулачка и венца двух модулей. Графически полученные профили колес с помощью Mathcad предоставлены на рисунке 18.

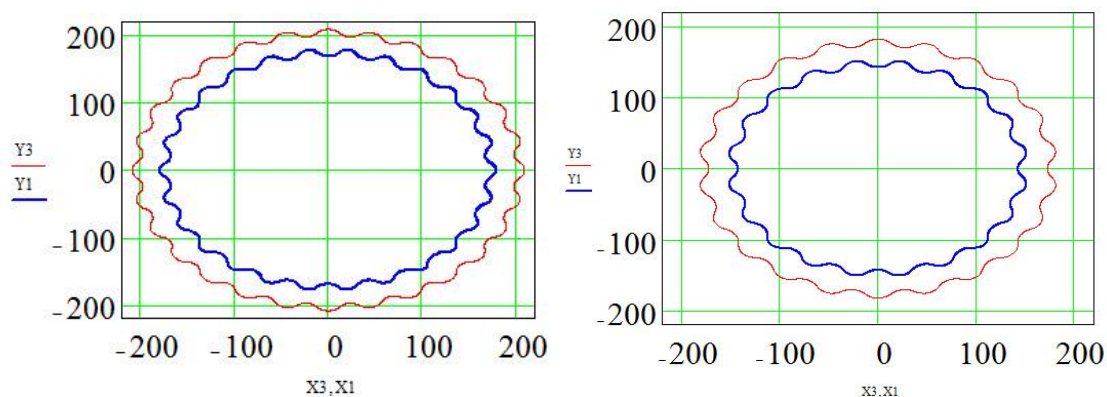


Рис. 18. Профили колес первой и второй ступени

По найденным координатам можно построить циклоидальный профиль колес передаче в любой инженерно-проектируемой CAD системе (рис. 19 и 20).

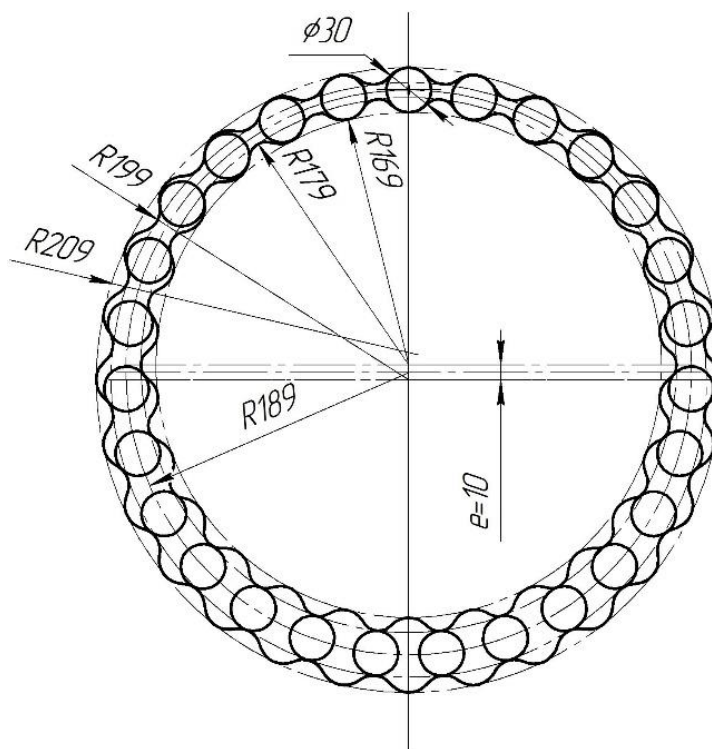


Рис. 19. Профили кулачка и венца первой ступени

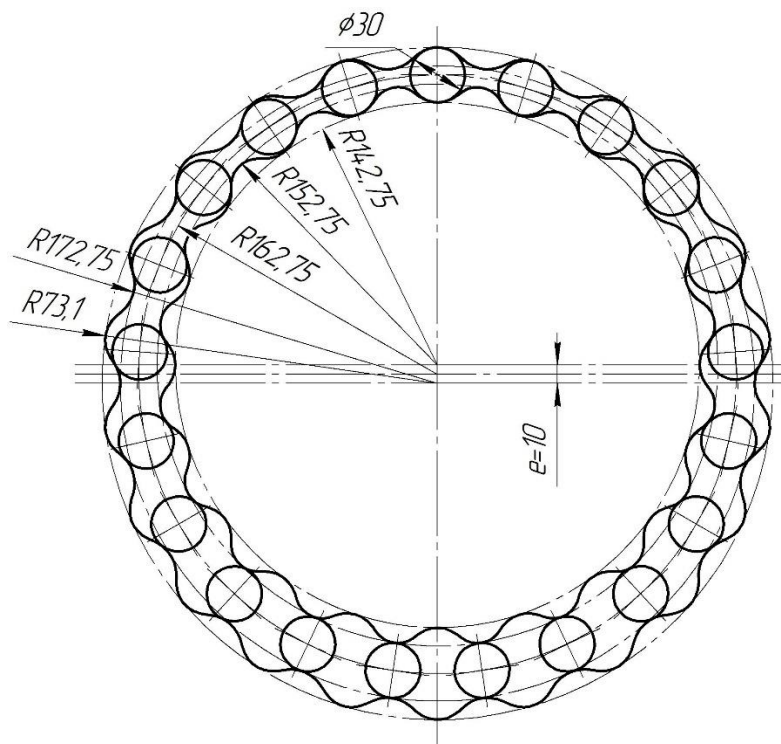


Рис. 20. Профили кулачка и венца первой ступени

Таким образом, по найденным координатам были построены профили колес дифференциальной передаче с ПТКиСО в соответствии с рисунками 19 и 20, имеющие следующими характеристиками в соответствии таблицей 3.

Таблица 3 – Характеристики профилей колес

	Венца 1 модуля	Кулачка 1 модуля	Венца 2 модуля	Кулачка 2 модуля
Радиус впадин, мм	209	196	182,75	142,75
Радиус выступов, мм	199	179	172,75	152,75
Радиус центров ТК, мм	189		162,75	
Число зубьев Z, мм	28	26	20	22
Наименьшее расстояние между ТК, мм	13,861		18,489	
Наименьшее расстояние между профилями, мм	10		10	

Также следует отметить, данные координаты профилей можно использовать не только для разработки конструкторской документации на



привод, но и характеристиками для последующего изготовления профилей колес с помощью станков с ЧПУ [9].

## 2.3 Расчет силовых характеристик в приводе

Рассмотрим и рассчитаем силовые характеристики, которые возникают в передаче с ПТКиСО. Как и при определении выше описанных методов, было решено для определения силовых характеристик в зацеплении передачи воспользоваться программным комплексом Mathcad.

### 2.3.1 Расчет усилий передаче

Рассмотрим определения сил в зацеплении привода.

Определения усилий в зацеплении передачи с ПТКиСО выполняются аналогично расчету усилий в цевочном зацеплении [13].

Основанием расчета служить позиция линейной зависимости между нагрузками в зацеплении и деформациями, вызванными этими нагрузками. При расчете усилий будем пренебрегать силами инерции. Отсюда следует, что входные и выходные звенья считаются уравновешенными, а массы ТК сведем к несоизмеримо малыми в сравнении с рабочими массами.

На рисунке 21 предоставлена схема [4] для определения сил в зацеплении передачи, состоящая из:  $P$  – полюс сцепки;  $O_1, O_2, O_3$  – точки центром кулачка, радиуса центров ТК обоймы (и венца) соответственно;  $r_1, r_2, r_3$  – радиусы кулачка, также обоймы и венца;  $r_{ц}$  – радиус центров тел качения;  $\varphi_2$  – угол поворота обоймы с телами качения;  $e_1, e_2$  – межцентровое расстояние обоймы и соответственно кулачка и венца;  $L$  – расстояние от полюса зацепления до центра  $i$ -ого тела качения;  $F_i$  – усилие в зацепление венца (кулачка) и  $i$ -ого тела качения;  $h$  – кратчайшее расстояние от центра венца или кулачка до линии действия  $i$ -ого усилия в зацепление.

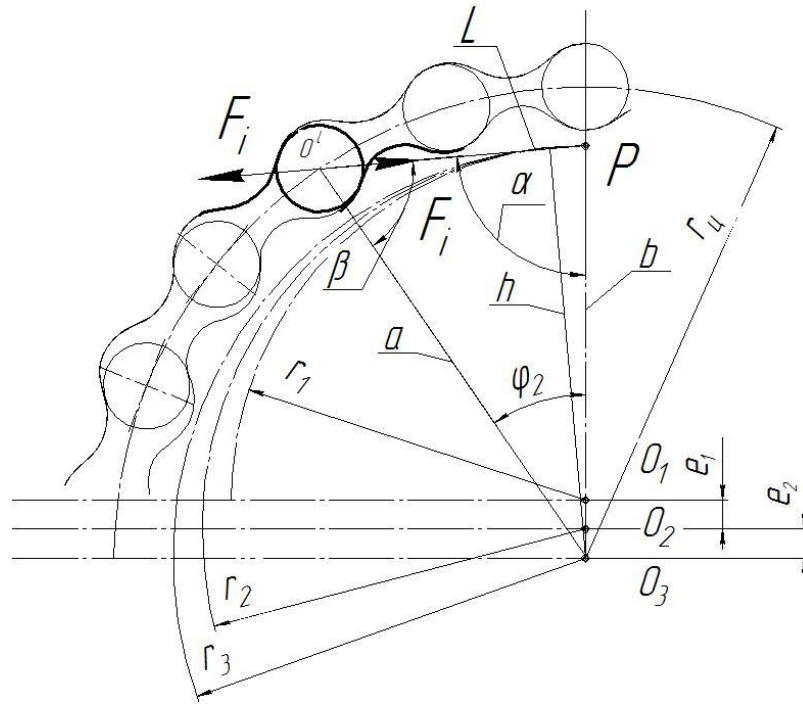


Рис.21. Схема к определению сил в зацепление передачи с ПТКиСО

Существует формула, которая выражает входной момент через усилия в зацепления:

$$T_{\text{ВХ}} = \sum F_i \cdot h_i \quad (19)$$

Плечо  $h$  можно определить геометрически (рис. 21):

$$h_i = b \cdot \sin \alpha_i, \quad (20)$$

где,  $b$  – расстояние от центра профильного колеса (кулачек или венец) до полюса зацепления  $P$ .

Расстояние  $b$  от центра профильного колеса приравнивается к  $r_1$  для кулачка, или  $r_3$  для венца.

Далее с помощью теоремы синусов из треугольника  $O'PO_2$  определяют угол  $\alpha$  поворота профильной нормали относительно вертикальной оси передачи по формуле [14]:

$$\sin \alpha_i = \frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_{\text{Ц}}}{L_i} \Rightarrow \alpha_i = \arcsin \left( \frac{\sin \varphi_{2i} \cdot r_{\text{Ц}}}{L_i} \right) \quad (21)$$

Определяем расстояние  $L_i$  определяют по формуле (13) в зависимости от угла поворота обойми ТК.

После, определяем возникающие силы на  $i$ -м ТК по формуле:

$$\frac{F_i}{h_i} = \frac{F_{\max}}{b}, \quad (23)$$

Для определения максимального усилия в зацепление передачи с ПТК и свободной обоймой через входной крутящий момент, необходимо воспользоваться формулой (19), т.е. подставим полученное выражение в формулу, получим:

$$F_{\max} = \frac{T_{\text{вх}} \cdot b}{\sum h_i^2}. \quad (24)$$

Таким образом, по данному методу можно определить усилия на каждом теле качения в зацеплении передачи с ПТКиСО.

В итоге, по выше предложенным расчетам были определены силы на каждом ТК и суммарные максимальные усилия в передаче на половине профиля окружности, т.е. между телами качения на угле  $180^\circ$ .

Результаты возникающих усилий в передаче приведены в таблице 4 и 5.

Таблица 4 – Расчетные силы в первом модуле

№	Тела качения (при угле $180^\circ$ )						
	1	2	3	4	5	6	7
$F_i, \text{ Н}$	10086	14076	15109	14999	143223	13287	11989
№	8	9	10	11	12	13	-
$F_i, \text{ Н}$	8802	6986	6987	5066	3070	1028	-
$F_{\max}, \text{ Н}$	15110						
Приведённая сила $F, \text{ Н}$	102308						

Таблица 5 – Расчетные силы во втором модуле

	Тела качения (при угле 180°)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_i, \text{Н}$	17447	24121	25327	24264	21993	18927	15284	11213	6846	2302
$F_{max}, \text{Н}$	25327									
Приведённая сила $F, \text{Н}$	133000									

На основании данных таблицы были построены графики распределений сил ТК первой и второй ступени (рис. 22 и 23).

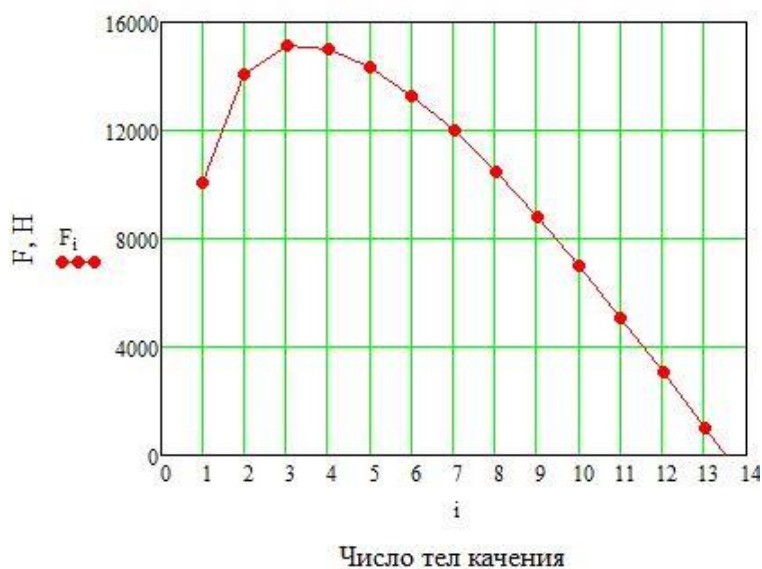


Рис. 22. График усилий на каждом теле качения модуля 1

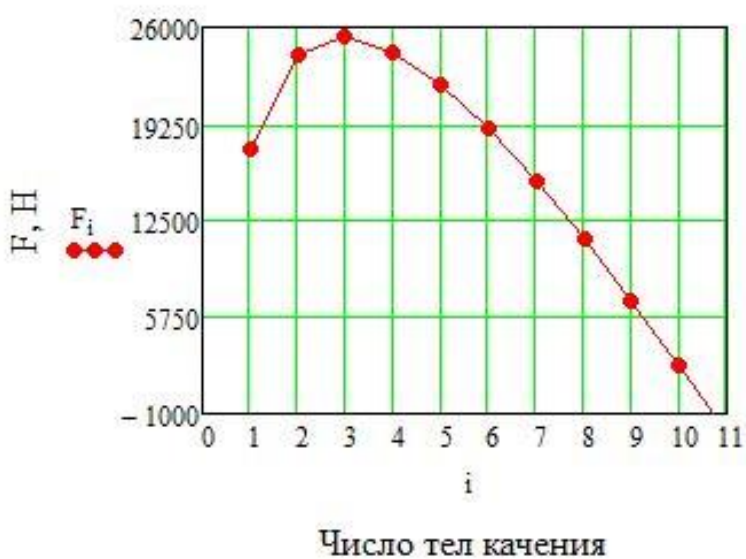


Рис. 23. График усилий на каждом теле качения модуля 2

Исходя из рис. 22 и 23 заметно, что максимальное усилие в зацепление обычно приходится на 3-ое тело качения, что так же отмечено в источниках [14]. Анализируя распределения сил, видно, что максимальные усилия действуют на разные тела. Это обосновывается тем, во впадинах профиля, где радиусы кривизны немного больше радиуса тел качения.

Таким образом, найденные силовые параметры необходимы для дальнейшего проектирования редуктора.

### 2.3.2 Расчет контактных напряжений

Рассмотрим контактные напряжения в передаче. В нашем случае контактные напряжения образуются в местах соприкосновения ТК с циклоидальным профилем кулачка и венца.

Для определения контактных напряжений воспользуемся формулой для определения контактной прочности планетарных циклоидальных передач [9]:

$$(\sigma_H)_{\max} = \sqrt{\frac{F \cdot (R_1 + R_2)}{\pi \cdot b \cdot R_1 \cdot R_2 \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (25)$$

где,  $F$  – нормальная сила в контакте двух тел;

$R_1, R_2$  – радиусы кривизны профилей контактируемых ТК;

$\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты Пуассона.

$E_1, E_2$  – модули упругости двух тел.

$b$  – длина линии контакт, в нашем случае длина ролика,  $b = 30$  мм.

Нормальной силой контакта будет является максимальное усилие  $F_{\max}$  в зацеплении (табл. 4 и 5).

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона колеблется в пределах  $\mu = 0,25...0,35$  [16], примем без существенной погрешности  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

Модуль Юнга для стали  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  МПа [16], примем для обоих контактирующих тел соответственно.

Радиус кривизны  $R_2$  равен радиусу тел качения  $r_{\text{TK}}$ , следовательно  $R_2 = 15$  мм. А радиус кривизны профиля  $R_1$  напротив является величиной переменной в зависимости от поворота колеса на  $180^\circ$ . Так как ролики постепенно переходят из вогнутого контакта с циклоиды колеса к выпуклому контакту.

В статье [15] описывается определения радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари. Исходя из статьи, были найдены радиусы кривизны профиля кулачка и венца для двух модулей.

После выбора всех необходим параметров, были определены максимальные контактные напряжения на поверхностях контактирующих тел, т.е. ролика с профилем кулачка и венца для первого и второго модуля.

Расчетные контактные напряжения приводятся в таблице 6

Таблица 6 – Результаты расчетов контактных напряжений передачи

Число ТК	Первый модуль		Второй модуль	
	для профиля кулачка $\sigma_{\text{H}}$ , МПа	для профиля венца $\sigma_{\text{H}}$ , МПа	для профиля кулачка $\sigma_{\text{H}}$ , МПа	для профиля венца $\sigma_{\text{H}}$ , МПа
I	II	III	IV	V
1	288	272	509	472
2	601	558	1022	925
3	1030	929	1580	1397
4	1455	1279	1910	1687
5	1694	1483	1949	1747
6	1718	1527	1822	1661
7	1624	1469	1619	1495
8	1485	1364	1369	1275
9	1328	1233	1059	991
10	1159	1084	611	573
11	972	913	-	-
12	749	706	-	-
13	431	407	-	-

На основании данных таблицы построены графики распределений контактных напряжений по циклоидальному профилю (рис. 24 и 25) соответственно положению каждого ТК, находящегося в зоне нагружения.

Рассмотрим напряжения в зацеплении первого модуля при  $Z_2=27$ , в соответствии рисунком 24.

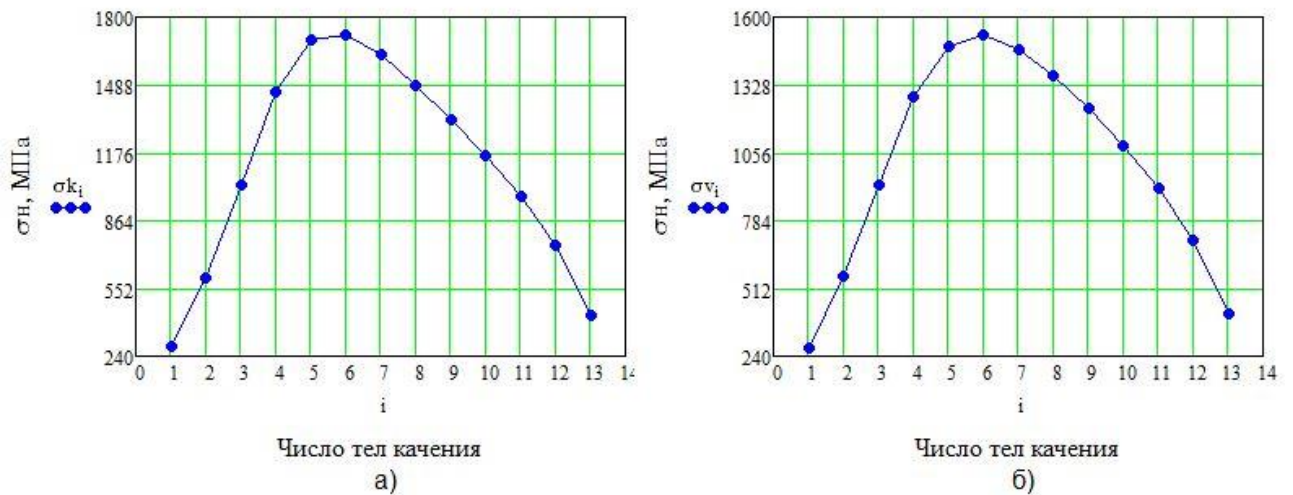


Рис. 24. Изменение контактных напряжений по профилю колес первого модуля  
 а) контактные напряжения на профиле кулачка; б) контактные напряжения на профиле венца

Далее рассмотрим напряжения в зацеплении второго модуля при  $Z_2=21$ , в соответствии рисунком 25.

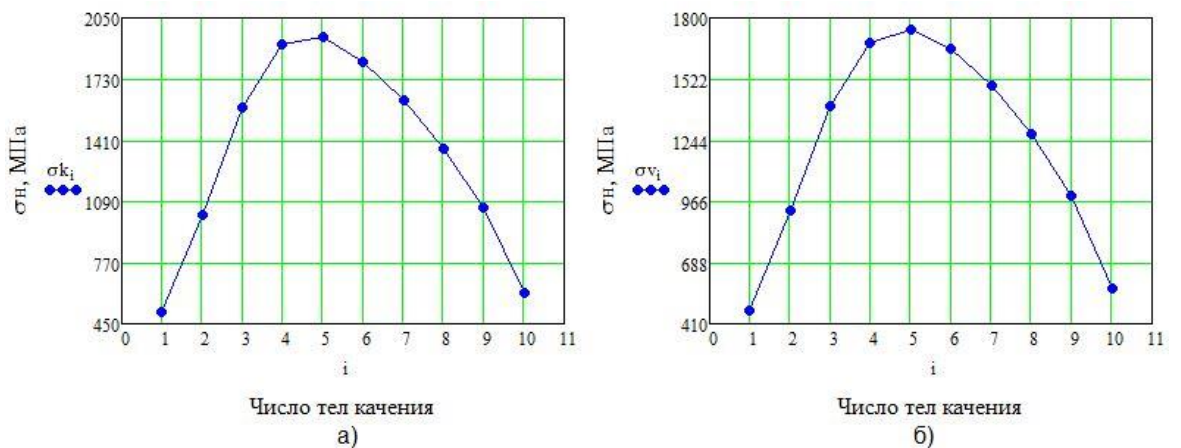


Рис. 25. Изменение контактных напряжений по профилю колес второго модуля  
 а) контактные напряжения на профиле кулачка; б) контактные напряжения на профиле венца

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, максимальная напряжения в зацеплении первого модуля передаче совпадает положению 5-6 тела качения, а во втором модуле совпадает положению 4-5. Поскольку в этих местах контактирующая площадка минимальная.

### 2.3.3 Исследование изменения силовых характеристик при изменении исходных параметров при сохранении габаритных размеров

Рассмотрим изменения и зависимость исходных параметров для первого модуля в некотором диапазоне. Диапазон изменения параметров будем выбирать из условия незначительного изменения габаритных размеров передачи с ПТКиСО.

Число промежуточных тел качения для всех вариантов исходных параметров примем постоянным,  $Z_2 = 27$ . Причем габаритные размеры передачи в вариантах могут колеблется в пределах не более  $\pm 10$  мм.

Существует зависимость эксцентриситета от радиуса центров тел качения ( $r_e$ ) и коэффициента смещения при зацеплении передачи с ПТКиСО [12]:

$$e = \frac{r_e}{Z_2 \cdot \chi} \quad (26)$$

Отсюда, изменяя эксцентриситет  $e$  с шагом 0,1 мм, а коэффициент смещения  $\chi$  с шагом 0,5 мм, определим радиус центров тел качения  $r_e$ , стараясь обеспечить его изменение в пределах  $\pm 10$  мм. Изменяя данные величины получили следующие исходные параметры, представленные виде матриц:

$$e = \begin{pmatrix} 5.1 \\ 5.1 \\ 5 \\ 4.9 \\ 4.8 \\ 4.7 \end{pmatrix}, \quad \chi = \begin{pmatrix} 1.3 \\ 1.35 \\ 1.4 \\ 1.45 \\ 1.5 \\ 1.55 \end{pmatrix}, \quad r_e = \begin{pmatrix} 182.52 \\ 184.518 \\ 189 \\ 191.835 \\ 194.4 \\ 196.695 \end{pmatrix}, \quad r_2 = \begin{pmatrix} 140.4 \\ 137.7 \\ 135 \\ 132.3 \\ 129.6 \\ 126.9 \end{pmatrix}, \quad r_{ib} = \begin{pmatrix} 21.189 \\ 21.4212 \\ 21.942 \\ 22.271 \\ 22.569 \\ 22.835 \end{pmatrix} \begin{matrix} (1) \\ (2) \\ (3) \\ (4) \\ (5) \\ (6) \end{matrix}.$$



Такие параметры, как радиус производящей окружности  $r_2$  обоймы с промежуточными телами и радиус тел качения  $r_{\text{ТК}}$  получились автоматически, т.е. в следствие сочетания выше определенных исходных параметров.

По полученным параметрам были построены графики распределения усилий на телах качения передачи с ПТКиСО (рис. 26). Как видно из рис. 1, второе тело качения подвержено действию постоянной силе в зацеплении вне зависимости от вариантов исходных параметров. Также максимальное усилие в зацепление обычно приходится на 4-ое тело качения, что так же отмечено в источниках [5].

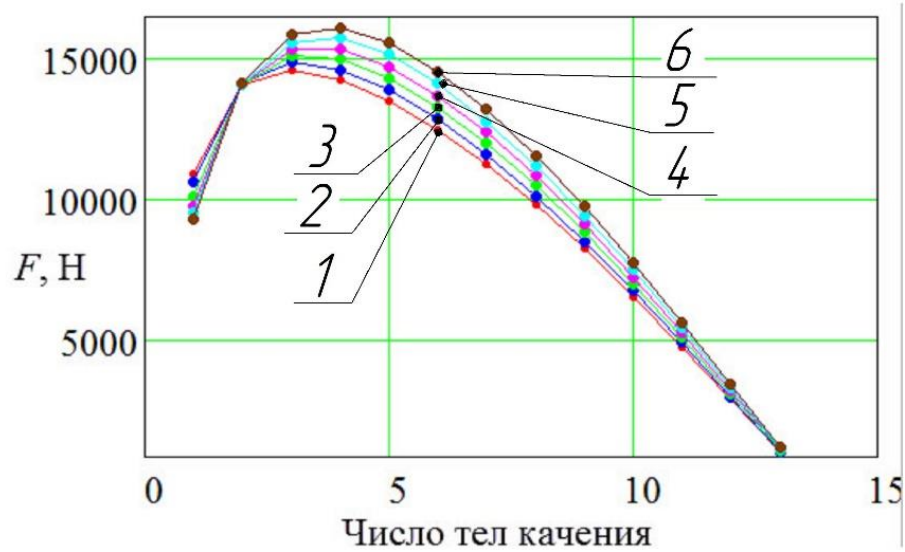


Рис. 26. График изменения сил на телах качения в передаче с ПТКиСО

Дополнительно рассмотрим зависимость изменения сил от эксцентриситета на конкретных телах качения (рис. 26).

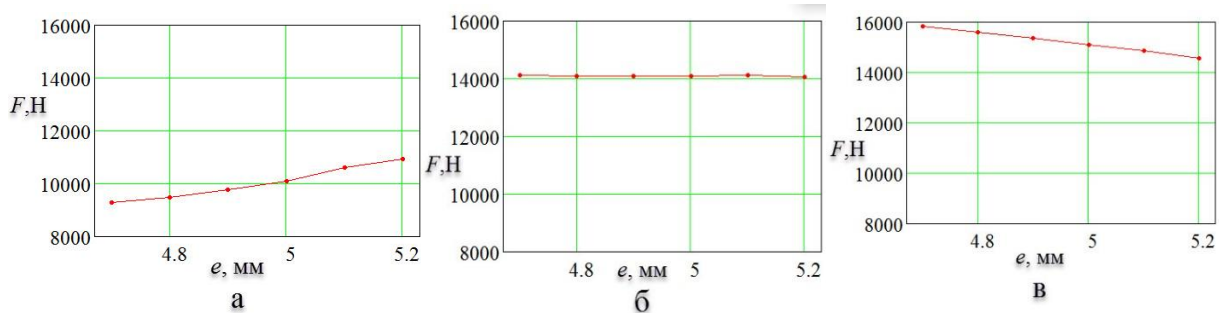


Рис. 27. Изменение сил от эксцентриситета передачи с ПТКиСО:

а) на 1-ом теле качения; б) на 2-ом теле качения; в) на 3-ем теле качения.

Графики (рис. 26 и 27) показывают неоднозначное распределение сил в зацеплении передачи с ПТКиСО. Как видно из графика (рис.27, а), увеличения эксцентриситета приводит к росту силы на первом теле качения. Однако, на втором теле качения (рис. 27. б) с изменением эксцентриситета силы не одинаковы, но очень близки по значению. На третьем теле качения наблюдается постепенное уменьшения сил при увеличении эксцентриситета (рис. 27, в). Для последующих тел качения картина изменения сил остается аналогичной третьему телу качения. Так изменяя исходные параметры передачи, а точнее увеличивая эксцентриситет и одновременно уменьшая коэффициент смещения можно добиться приблизительно равномерного распределения усилий.

Таким образом, при прочих равных условий, увеличение эксцентриситета приводит к увеличению габаритных размеров передачи. Но в тоже время уменьшение коэффициента смещения позволяет добиться относительной стабильности габаритных размеров передачи с ПТКиСО, а также и механизма, спроектированного на ее основе.

#### **2.4 Уравновешивание несбалансированной массы передачи**

Внутреннее профильное колесо (рис. 19 и 20) в передаче устанавливается с эксцентриситетом относительно внешнего. При выбранных исходных данных этот эксцентриситет составляет  $e = 10$  мм и является полным эксцентриситетом передачи и редуктора. В процессе работы из-за эксцентриситета могут возникать вибрации, что негативно влияет на работу механизма. Таким образом, необходимо уравновесить несбалансированные массы. При рабочих скоростях механизма достаточно произвести статическую балансировку генератора, учитывая массы эксцентрика, подшипников и кулачков. Возникающий дисбаланс может быть устранен введением дополнительной массы с противоположным эксцентриситетом. В нашем случаи необходимо уравновесить массу  $m_c = 68.098$  кг противовесами, иначе говоря дисбаланс

передачи равен  $Dc = 340.5$  мм·кг. Уравновешивание масс произойдет если выполнится следующее условие:

$$e_c \cdot m_c = e_y \cdot m_y.$$

Было принято решение уравновешивающую массу  $m_y$  разбить на несколько масс с различными эксцентриситетами (рис. 28 а):

$$e_y \cdot m_y = e_{y1} \cdot m_{y1} + e_{y2} \cdot m_{y2} + e_{y3} \cdot m_{y3}.$$

В результате рассчитали суммарную корректирующую массу грузиков, их эксцентриситеты и подобрали форму грузиков (рис. 28 б).

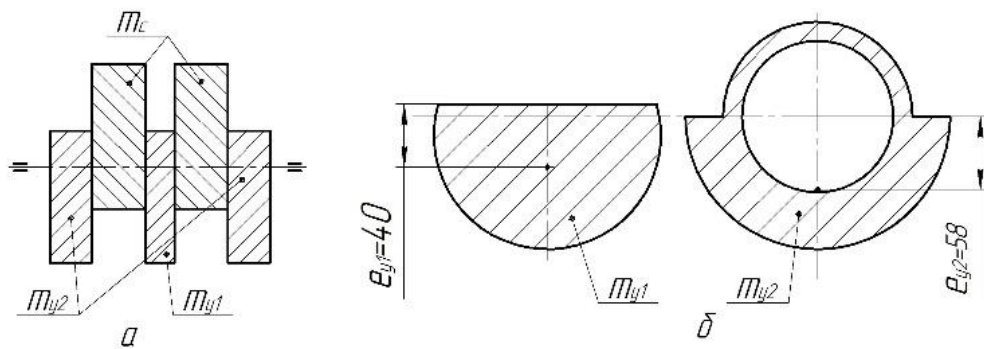


Рис. 28. Противовесы для уравновешивания дисбаланса:

а) схема расположения противовесов; б) форма противовесов.

Таким образом, а этой части работы определили геометрию профилей колес для двух модулей. По найденным координатам построили циклоидальные профили колёс. Рассмотрели и определили распределение усилий и контактных напряжений в зацеплении передачи для дальнейшего проектирования. Провели исследования изменения силовых характеристик при изменении исходных параметров при сохранении габаритных размеров. Так же уравновесили несбалансированную массу в передаче.

### 3 Проектирование главного привода

В данной части рассмотрим основные моменты расчета и конструирования главного привода в целом.

Проектирование главного привода будем производить по выбранной кинематической схеме (рис. 13).

#### 3.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Двигатель является одним из основных элементов механического оборудования, следовательно, в главный привод кроме передачи с ПТКиСО будет входить и электродвигатель.

По техническому заданию известна требуемая мощность электродвигателя  $N_3 = 37$  кВт и частота вращения  $n = 1000$  об/мин. Исходя из заданных параметров был подобран общепромышленный электродвигатель АИР225М6У2 – трехфазный асинхронный серии АИР со степенью защиты IP55 (содержание нетокопроводящей пыли в воздухе до  $100 \text{ мг/м}^3$  и защитой от брызг воды со всех направлений). Основные технические характеристики электродвигателя АИР225М6У2 представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Технические характеристики электродвигателя АИР225М6У2

Мощность $N_3$	$n$ , об/мин	Ток при 380В, А	КПД, %	Кэф. мощн.	Масса, кг
37 кВт	980	71	91	0,84	330

Электродвигатель аналогичен по размерам и параметрам другим двигателям типов: 5А225М2 (4, 6, 8); 5АИ225М4 (2, 6, 8); и А225М6 (2, 4).

Данный редуктор будет находиться в вертикальном положении, целесообразно выбрать электродвигатель с вертикальным креплением через фланец исполнением IM 3011 по ГОСТ 2479-79 (рис. 29).

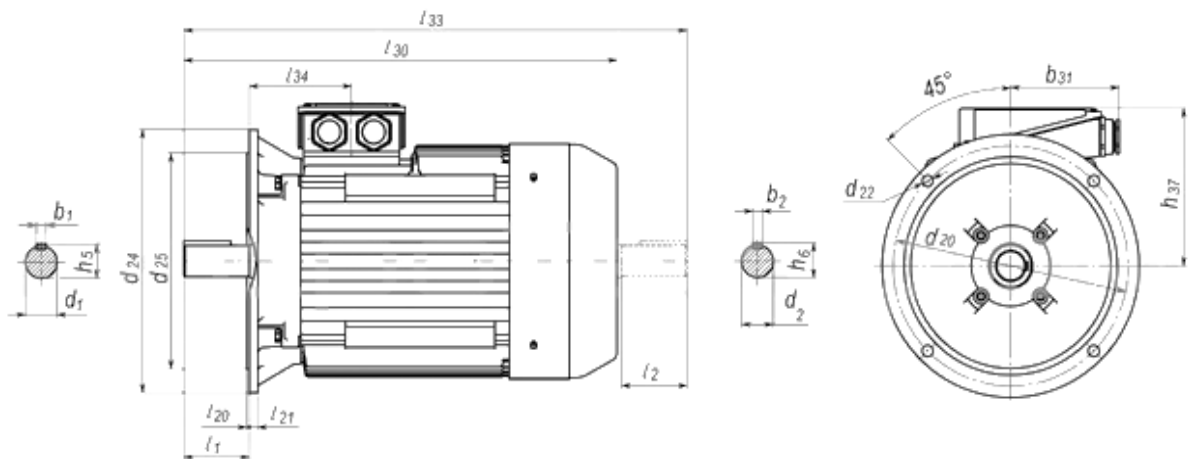


Рис. 29 – Электродвигатель с исполнением IM3011

Перейдем к определению передаточных отношений в передаче. Передаточное отношение второй ступени известно из раздела 2.2.1, т.к. выбор исходных параметров задавался передаточным отношением и равен  $i_2 = 47.7 \approx 49$ . В первой ступени передаточное отношение находится по формуле (27) через число ТК, в нашем  $Z=27$ .

$$i_1 = \frac{Z}{2} = \frac{27}{2} = 13,5 \quad (27)$$

Далее перейдем к определению частот вращения в передаче. Номинальная частота вращения электродвигателя равняется  $n_3 = 980$  об/мин. Отсюда, найдем частоту вращения генератора (рис. 13) через передаточное отношение первой ступени по формуле:

$$n_1 = \frac{n_3}{i_1} \quad (28)$$

Поставив значения в формулу (28), получим:

$$n_1 = \frac{980}{13,5} = 72,593 \text{ об / мин.}$$

По аналогии с первым модуле найдём частоту вращения второго модуля, т.е. выходного венца через передаточное отношение передачи:

$$n_2 = n_{\text{вых}} = \frac{980}{47,7} = 20,6 \text{ об / мин.}$$

По найденный выше параметрам, рассчитаем возникающие крутящие моменты в передаче. Крутящий момент на валу электродвигателя найдем через преобразование угловой скорости по формуле [16]:

$$T_9 = \frac{N_9}{30 \cdot \pi \cdot n_9} \cdot \quad (29)$$

Следовательно, крутящий момент от вала электродвигателя передаиваемый к генератору передачи равен:

$$T_9 = \frac{37 \cdot 10^3}{30 \cdot 3,14 \cdot 980} = 360,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как привод проектируется по дифференциальной кинематической схеме с двумя модулями профилей колес, то будем рассматривать крутящий момент на двух модулях одинаковым по выходным профилям второго модуля звену передачи.

Крутящий момент на выходном венце найдем по формуле:

$$T_6 = T_9 \cdot \eta \cdot i_2, \quad (30)$$

где,  $\eta$  - КПД редуктора, примем  $\eta = 0,85$  [11].

Тогда,

$$T_6 = T_{6blx} = 360,7 \cdot 0,85 \cdot 47,7 \approx 14625 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на выходном кулачке найдем через передаточное отношение между кулачком венцом и момента на выходном венце по формуле:

$$T_k = \frac{T_{6blx}}{i_{21}} = \frac{T_{6blx}}{(Z_5 / Z_4)}, \quad (31)$$

где,  $i_{21}$  - отношение профиля венца и профиля кулачка второго модуля.

Отсюда крутящий момент на кулачке равен:

$$T_k = \frac{360,7}{(22 / 20)} \approx 13300 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, подобрав электродвигатель в зависимости от технических параметров и рассчитали кинематику передачи. Данные параметры пригодиться для дальнейшего проектирования привода.

## 3.2 Выбор подшипников для привода

Подшипники являются неотъемлемой частью в конструкции механизмов, следовательно, необходимы в качестве опор вращающихся циклоидальных профилей колес и опор генератора для передачи с ПТКиСО.

Подбор подшипников будем производить через их долговечность.

### 3.2.1 Выбор подшипника для профилей колес модулей

Долговечность подшипника зависит от многих факторов как от внешних факторов (величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазочного материала и т), так и от динамической грузоподъемности подшипка.

Существует зависимость между номинальной долговечностью, динамической грузоподъемностью и действующей на подшипник нагрузки [17]:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n} \right), \quad (32)$$

где,  $L$  – номинальная долговечность, ч.;

$C$  – динамическая грузоподъемность, Н;

$P$  – динамическая нагрузка, Н;

$p$  – показатель степени, для роликовых подшипников  $p = 10/3$  [17], для шариковых  $p = 3$  [17];

$n$  – частота вращения, об/мин.

Данная формула долговечности выражается через рабочие часы и справедлива, когда частота вращения подшипника постоянная.

Задачу будем решать от обратного, т.е. зададимся нужной долговечностью подшипника и найдем необходимую динамическую грузоподъемность. Отсюда по найденной грузоподъемности подберем подшипник качения.

Таким образом преобразуем формулу (32) через динамическую грузоподъемность и получим:

$$C = F \cdot \sqrt[10]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \quad (33)$$

Перейдем к выбору подшипника для профилей кулачка для двух модулей.

Для данного случая будем рассчитать подшипники на эксплуатацию в течении 5 лет для односменной работы, т.е. номинальная долговечность будет равняться примерно  $L \approx 12000$  часов [3].

Динамической нагрузкой будет являться рассчитанная в разделе 2.3 суммарная приведённая сила (таб. 5) на втором модуле, которая равняется  $F = 133000$  Н.

Частота вращения выберем первого модуля  $n = 72,6$  об/мин, т.к. на втором модуле частота вращения выходного звена меньше.

После уточнения необходимым характеристик найдем динамическую грузоподъёмность по формуле (33):

$$C = 133000 \cdot \sqrt[10]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 72,6}{10^6}} = 435845 \text{ Н.}$$

На основе полученной грузоподъёмности был подобран роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 422526 ГОСТ 8328-75, с характеристиками приведенные в таблице 8.

Таблица 8 – Характеристики подшипника 42322А

Обозначение	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , Н	$C_0$ , Н	$n_{\text{пред}}$ , об/мин (при пластичной смазке)	масса, кг
42526	130	230	64	528000	425000	2200	12

### 3.2.2 Выбор подшипников для генератора

Генератор приставляет собой вал для передачи крутящего моменты от электродвигателя к профилям колес передаче через подшипники.

Выбор подшипников будем производить методом, описанным выше в разделе 3.2.1.



Для того, чтобы перейти к выбору подшипника, необходимо определить возникающие реакции на опорах генератора (рис. 30). Данные реакции будут являться динамической нагрузкой для подбора подшипников.

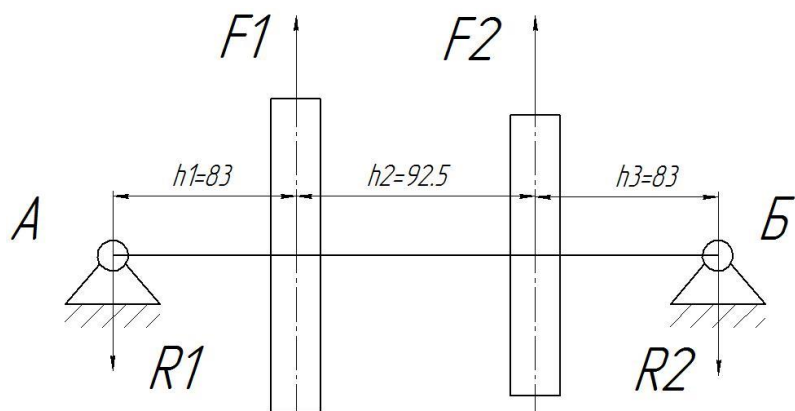


Рис. 30 – Схема расчета реакций на опоры генератора

Расчет реакций на опорах будем производить через уравнения статики [19], когда из условия неподвижной системы записываются уравнения равенства нулю сумм проектных сил на оси и сумм моментов относительно точек А и Б.

Таким образом, были составлены уравнения статики из расчетной схемы (рис. 30), по которым выразили реакции на опорах системой уравнением:

$$\begin{cases} R_1 = \frac{F_2 \cdot h_1 + F_1 \cdot (h_1 + h_2)}{h_1 + h_2 + h_3} \\ R_2 = \frac{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot (h_1 + h_3)}{h_1 + h_2 + h_3} \end{cases} \quad (34)$$

где,  $F_1$  – приведённая сила на профилях колес первого модуля,  $F_1=102308\text{Н}$ ;  
 $F_2$  – приведённая сила на профилях колес второго модуля,  $F_2=133000\text{Н}$ ;  
 $h_1, h_2, h_3$  – плечи сил в соответствии с рисунком 30.

В итоге по системе формул (34) определили реакции опор на генераторе,  $R_1 = 109590\text{Н}$  и  $R_2 = 113706\text{Н}$ . Для расчета грузоподъемности подшипника выбираем наибольшую по значения реакцию  $R_2$ .

После определения нагрузки на подшипник, переходим к определению частоты вращения для подбора подшипника.

Так как генератор получает вращение от вала электродвигателя, то частота вращения будет равна номинальной частоте двигателя  $n_{ном} = 980$  об/мин.

После уточнения вводных параметров определим необходимую динамическую грузоподъёмность по формуле (33):

$$C = 113706 \cdot \sqrt[10]{\frac{4000 \cdot 60 \cdot 980}{10^6}} = 456047 \text{ Н.}$$

Для данного узла было решено подобрать подшипник с эксплуатацией менее 2,5 года, т.к. при увеличении долговечности увеличивается грузоподъёмность подшипника. При увеличении грузоподъёмности подшипника увеличиваются массогабаритные размеры подшипника, а точнее осевые размеры. Следовательно, при увеличении осевых размеров подшипников в свою очередь приведет к увеличению осевого размера привода в целом.

На основе полученной грузоподъёмности и конструктивных соображений был подобран подшипник 42322А ГОСТ 8328-75 роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, с характеристиками приведенные в таблице 10.

Таблица 10 – Характеристика выбранного подшипника

Обозначение	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , Н	$C_0$ , Н	$n_{пред}$ , об/мин (при пластичной смазке)	масса, кг
42322А	110	240	50	468000	310000	2200	11,2

### 3.2.3 Выбор подшипника выходного венца

Выходным звеном в передаче является профиль венца второго модуля, для которого необходимо две опоры.

По конструкции передачи было решено подобрать два разных по массогабаритным размерам подшипника.

Выбор подшипников будем производить по аналогии методом, описанным выше в разделе 3.2.2 с номинальной долговечностью  $L \approx 12000$  часов.

В качестве динамической нагрузкой найдем реакции на опорах венца (рис. 31) путем решения уравнений статики.

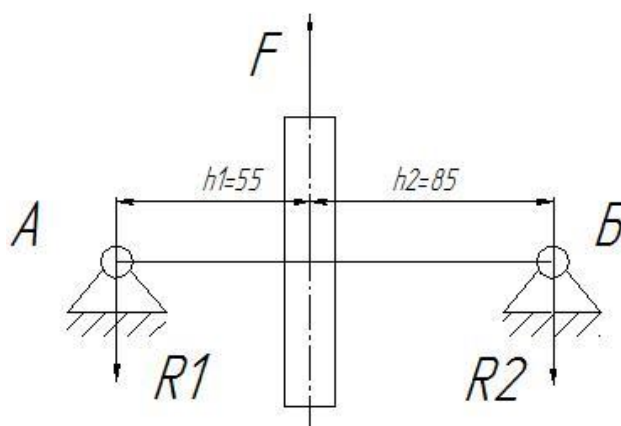


Рис. 31 - Схема расчета реакций на опоры венца

Таким образом, были составлены уравнения статики [19] из расчетной схемы (рис. 31), по которым выразили реакции на опорах системой уравнением:

$$\begin{cases} R_1 = \frac{F \cdot h_2}{h_1 + h_2} \\ R_2 = \frac{F \cdot h_1}{h_1 + h_2} \end{cases},$$

где,  $F$  – приведённая сила на профиле венца,  $F_1=133000\text{Н}$ ;

$h_1, h_2$  – плечи сил в соответствии с рисунком 31.

В итоге по системе формул (34) определили реакции опор на генераторе,  $R_1 = 52250\text{Н}$  и  $R_2 = 80750\text{Н}$ . Для расчета грузоподъемности подшипника выбираем наибольшую по значения реакция  $R_2$ .

Частоту вращения берем выходного звена второго модуля  $n_{\text{вых}} = 20,6$  об/мин.

После уточнения вводных параметров определим необходимую динамическую грузоподъёмность по формуле (33):

$$C = 80705 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{12000 \cdot 60 \cdot 20,6}{10^6}\right)} = 181344\text{Н}.$$

На основе полученной грузоподъёмности и конструктивных соображений были подобраны два подшипника ГОСТ 8338-75 шариковые радиальные однорядные, с характеристиками приведенные в таблице 9.

Таблица 9 – Характеристики выбранных подшипников

Обозначение	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , Н	$C_0$ , Н	$n_{\text{пред}}$ , об/мин (при пластичной смазке)	масса, кг
1000868	340	420	38	178000	182000	1300	11,8
1000956	280	380	46	212000	200000	1600	14,7

### 3.3 Расчет на прочность генератора

Генератор является одной и самой нагруженной деталью в передаче с ПТКиСО. Отсюда следует провести расчет на прочностные способности.

Начнем с предварительного расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям без учета влияния изгиба по формуле [18]:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_K}}, \quad (35)$$

где,  $T$  – крутящий момент на валу, в нашем случае крутящий момент на валу электродвигателя  $T_3 = 360,7$  Нм;

$[\tau]_K$  - допускаемое напряжение, Н/мм<sup>2</sup>;

Допустимое напряжения на кручение примем  $[\tau]_K = 20$  МПа [16] для валов из стали 40Х.

Следовательно, определим минимальный диаметр ступени генератора:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 360,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} \geq 45,13 \text{ мм.}$$

В результате было решено принять минимальный диаметр ступени генератора 110 мм.

Следующие проведем расчет на прочность с помощью программного комплекса SOLIDWORKS Simulation методом конечных элементов.

На генератор действуют усилия в местах крепления профилей кулачков двух модулей. В результате по полученным приведённым силам (табл. 4 и 5) на профилях колес был проведен расчет на прочность в соответствии с рисунками 31 и 32.

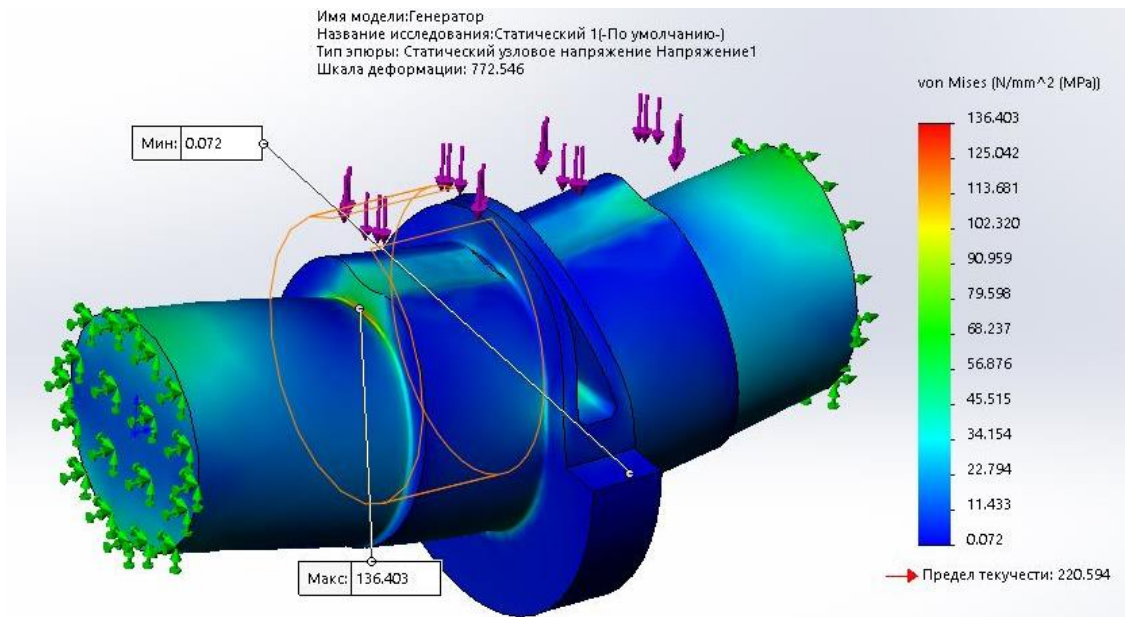


Рис. 31. Эпюра статического напряжения

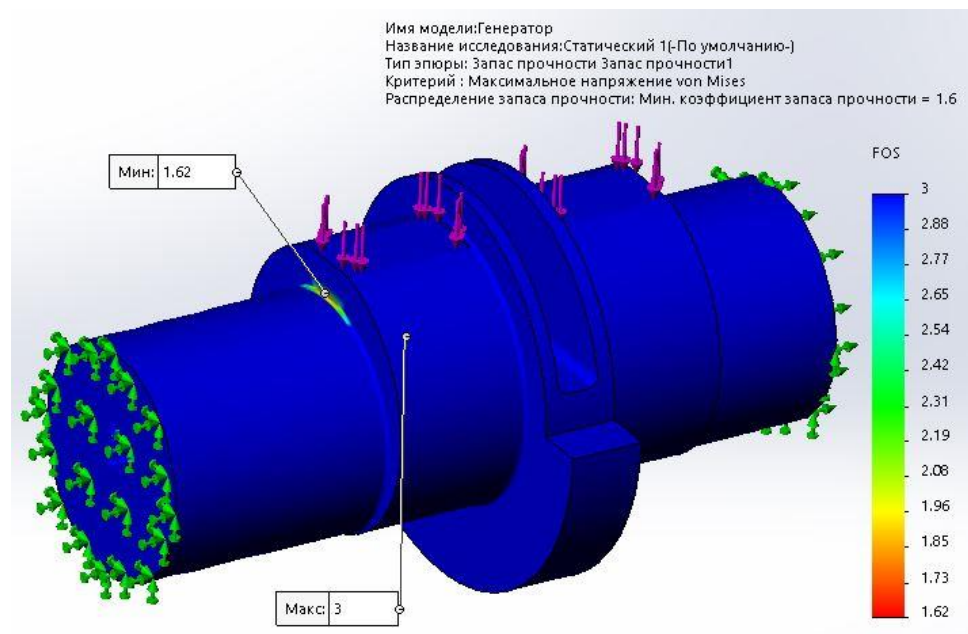


Рис. 32. Эпюра распределения запаса прочности

Из рисунка 31 видно, что максимальное возникающие напряжение равняется около 136,4 МПа и не превышает предел текучести материала 220,6 МПа, следовательно, в генераторе не произойдут пластические деформации.

Из рисунка 32 видно, что минимальный коэффициент запаса равняется  $k_3 = 1,62$  и является допустимым.

Таким образом, расчет на прочность показывают способность конструкции генератора выдерживать прилагаемые в ней нагрузки.

### 3.4 Расчет шлицевых соединений

Для облегчения сборки и технологичности деталей было решено использовать шлицевое прямозубое соединения для профиля кулачка первого модуля с профилем кулачка второго модуля. Так же разделить венец второго модуля на две части с помощью шлицевого соединения.

Шлицевое соединение необходимо проверить на условие среза и смятия в зависимости от сечения зуба.

Рассмотрим шлицевое соединении кулачков.

Начнем с условия прочности на срез по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{i \cdot A_{cp}} \leq |\tau_{cp}|, \quad (36)$$

где,  $F$  – поперечная сила среза, Н;

$i$  – число соединений деталей, в нашем случае число зубьев;

$A_{cp}$  – площадь поперечного сечения срезаемого зуба;

$|\tau_{cp}|$  – допускаемое напряжение.

Поперечную силу найдем среза найдем через крутящий момент кулачков:

$$F = \frac{T_k}{l}, \quad (37)$$

где,  $T_k$  – крутящий момент кулачков, равен  $T_k = 13300$  Н.

$l$  – длина плеча силы от оси вращения генератора до центра сечения зуба, в нашем случае длина равна 129,5 мм.

Тогда, поперечная сила равна:

$$F = \frac{13300 \cdot 10^3}{129,5} \approx 102703 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечения срезаемого зуба находится по площади прямоугольника:

$$A_{cp} = a \cdot b - (2r) , \quad (38)$$

где,  $a$  – длина сечения;

$b$  – ширина сечения;

$r$  – радиус скругления.

В качестве сечения зуба на срез выберем длину и ширину по 25 мм с внутренними радиусами закругления 2 мм.

Тогда,

$$A_{cp} = 25 \cdot 25 - (2 \cdot 2) = 621 \text{ мм}^2 .$$

В качестве материала профилей кулачка будем использовать ШХ15.

Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\tau_{cp}| = 75 \text{ МПа}$  [16].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\tau_{cp} = \frac{102703}{4 \cdot 621 \cdot 10^{-6}} \leq 41,35 \text{ МПа} \leq 75 \text{ МПа} .$$

В итоге, при числе зубьев  $i = 4$  условие на срез выполняется.

После определения на условия на срез перейдем у проверки условия на смятие.

Условие прочности при расчете на смятие определим по формуле:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{i \cdot A_{cm}} \leq |\sigma_{cm}| , \quad (38)$$

где,  $F$  – нагрузка на смятие, Н;

$i$  – число соединений деталей, в нашем случае число зубьев;

$A_{см}$  – площадь поперечного сечения смятия;

$|\sigma_{см}|$  – допускаемое напряжение.

Нагрузку на смятие примем, как и при расчете на срез.

Площадь на смятие зуба рассчитывается по аналогии площади участка среза (38) с включением размером фаски  $f$  зуба:

$$A_{ср} = a \cdot b - 2(f + r) , \quad (39)$$

В качестве сечения зуба на срез выберем длину и ширину по 25 мм с внутренними радиусами закругления 2 мм и фасками 2мм.

Тогда,

$$A_{ср} = 25 \cdot 25 - 2(2 + 2) = 615 \text{ мм}^2 .$$

В качестве материала выходного венца будем использовать ШХ15. Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\sigma_{см}| = 120 \text{ МПа}$  [16].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\sigma_{см} = \frac{102703}{4 \cdot 6115 \cdot 10^{-6}} \leq 41,75 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}.$$

В итоге, при числе зубьев  $i = 4$  условие на смятие выполняется.

Рассмотрим шлицевое соединение двух частей выходного венца передачи.

Данное шлицевое соединение было распытанное по выше описанной методике.

Поперечную силу найдем среза найдем через крутящий момент венца:

$$F = \frac{T_{к}}{l} , \quad (37)$$



где,  $T_k$  – крутящий момент венца, равен  $T_k = 14625$  Н.

$l$  – длина плеча силы от оси вращения генератора до центра сечения зуба, в нашем случае длина равна 188 мм.

Тогда, поперечная сила равна:

$$F = \frac{14625 \cdot 10^3}{188} \approx 112934 \text{ Н}$$

Площадью поперечного сечения срезаемого зуба находится по площади прямоугольника:

$$A_{cp} = a \cdot b - (2r) \text{ ,} \quad (38)$$

где,  $a$  – длина сечения;

$b$  – ширина сечения;

$r$  – радиус скругления.

В качестве сечения зуба на срез выберем длину 20 и ширину по 25 мм с внутренними радиусами закругления 2 мм.

Тогда,

$$A_{cp} = 20 \cdot 25 - (2 \cdot 2) = 496 \text{ мм}^2 \text{ .}$$

В качестве материала профилей венца будем использовать ШХ15.

Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\tau_{cp}| = 75$  МПа [16].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\tau_{cp} = \frac{112934}{4 \cdot 496 \cdot 10^{-6}} \leq 56,9 \text{ МПа} \leq 75 \text{ МПа}.$$

В итоге, при числе зубьев  $i = 4$  условие на срез выполняется.

После определения на условия на срез перейдем у проверки условия на смятие.

В качестве сечения зуба на срез выберем длину и ширину по 25 мм с внутренними радиусами закругления 2 мм и фасками 2мм.

Тогда,

$$A_{cp} = 25 \cdot 25 - 2(2 + 2) = 617 \text{ мм}^2.$$

В качестве материала выходного венца будем использовать ШХ15. Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\sigma_{см}| = 120 \text{ МПа}$  [16].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\sigma_{см} = \frac{112934}{4 \cdot 617 \cdot 10^{-6}} \leq 45,8 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}.$$

В итоге, при числе зубьев  $i = 4$  условие на смятие выполняется.

### 3.5 Расчет болтового соединения и штифта для венца первого модуля

Профиль венца первого модуля должен неподвижной деталью. Было решено использовать для неподвижного соединения венца и крышек корпуса штифтом и болтовым соединением. Отсюда необходимо подобрать штифт.

Аналогично расчету шлицевому соединению в разделе 3.4, необходимо проверить условия на срез и смятия.

Поперечную силу найдем среза найдем через крутящий момент венца:

$$F = \frac{T_k}{l}, \quad (37)$$

где,  $T_k$  – крутящий момент венца, равен  $T_k = 14625 \text{ Н}$ .

$l$  – длина плеча силы от оси вращения генератора до центра сечения зуба, в нашем случае длина равна 238 мм.

Тогда, поперечная сила равна:

$$F = \frac{14625 \cdot 10^3}{238} \approx 62234 \text{ Н}.$$

Площадь участка среза будет являться площадь круга, диаметр сечения круга примем 30 мм.

В качестве материала профилей венца будем использовать ШХ15. Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\tau_{ср}| = 75 \text{ МПа}$  [16].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\tau_{ср} = \frac{112934}{702,24 \cdot 10^{-6}} \leq 67,45 \text{ МПа} \leq 75 \text{ МПа}.$$

В итоге, при диаметре 30 мм проверочное условия на срез выполняется.

После определения на условия на срез перейдем у проверки условия на смятие.

В качестве сечения зуба на срез будет роняться площадью прямоугольника, минимальная длина примем 17 мм, а в качестве высотой будет служить выбранный диаметр 30 мм.

В качестве материала выходного венца будем использовать ШХ15. Минимальное допустимое напряжение на срез данной марки стали равно  $|\sigma_{см}| = 120 \text{ МПа}$  [61].

Таким образом, подобрав нужные величины проверим условие прочности на срез по формуле (36):

$$\sigma_{см} = \frac{62234}{544 \cdot 10^{-6}} \leq 114,4 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}.$$

В результате условия на смятие выполняется, исходя из этого был выбран штифт для диаметра 30 мм и длиной 70 мм ГОСТ 3108-70.

Болтовое соединение на крепления венца первого модуля рассчитали аналогично штифту через срез и смятие по источнику [18].

Расчет показал, что для крепления достаточно 3 болтов резьбой М20.

Таким образом, с точки зрения конструкторских соображений было решено использовать штифт и 7 болтовых соединений.

### 3.6 Расчет выходного вала

Так как, венец второго модуля является выходным звеном, то конец венца необходимо конструктивно сделать виде выходного вала. На этот вал должно крепиться зубчатое колеса для передачи механизму лопаток крутящий момент.

Отсюда следует, необходимо подобрать диаметр выходного вала таким, чтобы выдержал передаваемым через него крутящий момент, т.е проверить на кручение.

Допустимое напряжения на кручение примем  $[\tau]_k = 20$  МПа [16] для валов из стали 40Х.

По формуле (35) определили минимальный диаметр на кручение при крутящем моменте  $T_{вых} = 14625$ Нм:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14625 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} \geq 155 \text{ мм.}$$

Таким образом, диаметр выходного вала примем 160 мм.

Так как, необходимо передать движение зубчатому колесу подберем шпоночное соединение. При диаметра вала 160 мм ГОСТ 24071-80 предлагает шпонку размерами  $b=40$  мм на  $h = 22$  мм. Следовательно, осталось подобрать длину шпонки.

Существует условие проверки напряжения на смятие [18]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \leq |\sigma_{см}|, \quad (37)$$

где,  $T$  – момент на валу, в нашем случае  $T_{вых} = 14625$ Нм;

$d$  – диаметр вала;

$l$  – длина шпонки, примем 140 мм.

$t_1$  – глубина паза вала, равна 13 мм.

Допустимое напряжение примем 80 МПа [16], при колебательных нагрузка.

Отсюда, возникающие напряжение равно:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 14625 \cdot 10^3}{160 \cdot 140 \cdot (22 - 13)} \leq 145,8 \text{ МПа} \leq 80 \text{ МПа}.$$

Из условия на смятие видно, что напряжение возникающие при данном моменте превышает допустимое напряжение на срез. Таким образом, было решено использовать две выбранные шпонки, что бы возникающие напряжение уменьшилось в два раза.

В результате данной главы, были рассчитаны все необходимые проектировочные расчеты и на их основе был спроектирован привод на базе передачи с ПТКиСО. Сборочные чертежи редуктора и привода в целом оформлены и находятся в приложении работы.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4AM51	Грушин Александр Сергеевич

Институт	ИФВТ	Кафедра	ФВТМ
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	машиностроение

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

<p>1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i></p> <p>2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i></p> <p>3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i></p>	<p><i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах</i></p>
---	---

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p>1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i></p> <p>2. <i>Разработка устава научно-технического проекта</i></p>	<p>1. <i>Потенциальные потребители результатов исследования</i></p> <p>2. <i>Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i></p> <p>3. <i>SWOT-анализ</i></p> <p>4. <i>Инициация проекта</i></p>
<p>3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i></p>	<p><i>Оценка сравнительной эффективности исследования.</i></p> <p><i>Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта</i></p>

**Дата выдачи задания для раздела по линейному графику**

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Черепанова Н.В.	канд. филос. наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM51	Грушин Александр Сергеевич		

#### 4.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Научный проект заинтересован в тех потребителях, которые заинтересованы в его разработке. Следовательно, необходимо четко представлять, кто является конечным потребителем проекта или, кто может стать им в будущем и по какой причине они эту разработку приобретают, т. е. в итоге определить свой целевой рынок.

Рассмотрим целевой рынок и проведем сегментирование перемешивателей сыпучих смесей и их аналогом близким по конструктиву и параметрам.

Примем во внимание два критерия для разработки, по типам перемешивателей сыпучих смесей и их главными показателями оборудования. На основании этих критериев построим карту сегментирования рынка в виде таблицы 10.

Таблица 10 - Сегментирование рынка перемешивателей сыпучих смесей

		Типы перемешивателей сыпучих смесей			
		с горизонтальным расположением валов	с турбулентным движением	с планетарным движением	гравитационные с вращающейся емкостью
Главные показатели	Производительность	**	* И **	* И ** И ***	
	Качество производимой смеси		**	* И **	***
	Разновидность изготовления смесей*	**	***	** И ***	** И ***
	Цена	****		**	** И ***

*Примечание: \* - бетонозаводы; \*\* - строительные; \*\*\* - химические производства; \*\*\*\* - компания по разработки и продажи технического оборудования.*

Из анализа сегментов рынка видно, самые универсальные перемешиватели сыпучих материалов являются на базе планетарного механизма (движения). Данный тип является современным и актуальным во многих сферах производства. Мешалки на основе турбулентного движения стабильны во всех производствах. Таким образом, в данных типах перемешивателях ориентируются многие различные предприятия и производства.

Менее актуальными являются простые перемешиватели с горизонтальным расположением валов и. Данные перемешиватели подходят большинство для компании по продаже технологического оборудования и строительных компаний малой масштабноности. Мешалки гравитационные с вращающейся емкостью неактуальны и подходят для бетонопроизводства и мелких операций.

#### **4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения**

Анализ конкурентных технических решений с точки зрения ресурсоэффективности и ресурсосбережения предоставляет возможность провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

Перемешивающие устройства обладают соответствующими конструктивными особенностями и довольно большой мощностью, помогают добиться максимальной растворимости в вязкой жидкости даже твердых частиц суспензии.

Проведем анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения перемешивающих устройства



сыпучих смесей, а точнее конструкции механический перемешивающих устройств и главные приводы. В качестве конкурентных технических решений будем рассматривать планетарно-роторный бетоносмеситель СБ-242-8М выпускаемый в ПАО «Бетонмаш» в Украине и бетоносмеситель серии БП-1500 выпускаемы в ЗАО «Кулонэнергомаш».

Данный анализ выполним с помощью оценочной карты, которая приведена в таблице 11.

Таблица 11 - Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>	К <sub>к2</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
1. Масса оборудования	0,2	4	2	4	0,8	0,4	0,8
2. Удобство в обслуживании	0,1	5	4	2	0,5	0,4	0,5
3. Энергоэкономичность	0,15	4	2	3	0,6	0,3	0,45
4. Надежность	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
5. Уровень шума	0,05	3	2	4	0,15	0,1	0,2
6. Простота эксплуатации	0,05	4	4	3	0,2	0,2	0,15
7. Объем готовой смеси	0,05	4	4	3	0,2	0,2	0,15
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>							
1. Конкурентоспособность продукта	0,05	4	5	4	0,2	0,25	0,2

Продолжение таблицы 11.

2. Цена	0,15	4	3	4	0,6	0,45	0,6
3. Послепродажное обслуживание	0,05	5	1	5	0,25	0,05	0,25
4. Уровень проникновения на рынок	0,05	5	1	5	0,25	0,05	0,25
<b>Итого</b>	<b>1</b>	<b>46</b>	<b>31</b>	<b>40</b>	<b>4,15</b>	<b>2,9</b>	<b>3,85</b>

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum B_i \cdot B_i, \quad (39)$$

где  $K$  – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

$B_i$  – вес показателя (в долях единицы);

$B_i$  – балл  $i$ -го показателя.

Таким образом, из проведённого анализа видно, что разрабатываемый перемешиватель сыпучих материалов с главным приводом на базе передачи с промежуточными телами качения является конкурентоспособным оборудованием. По сравнению с конкурентными разработками, будущий перемешиватель имеет значительные преимущества по следующим параметрам:

- надёжный;
- энергосберегающий;
- удобства в обслуживании и ремонте;
- массогабаритные параметры уменьшены.

### 4.3 SWOT-анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Данный анализ позволяет выявить и структурировать сильные и слабые стороны научной работы, а также потенциальные возможности и угрозы.

Таблица 12 - Анализ SWOT

	<p align="center"><b>Сильные стороны</b></p> <p><b>научно исследовательского проекта:</b></p> <p>С1. Компактность конструкции передачи;</p> <p>С2. Получения высокого КПД в одной ступени;</p> <p>С3. Получения высоких нагрузочных способностей;</p> <p>С4. Высокий продолжительный срок л службы;</p> <p>С5. Высокая надежность;</p> <p>С6. Ресурсосберегающие и энергоэффективные способности.</p>	<p align="center"><b>Слабые стороны</b></p> <p><b>научно исследовательского проекта:</b></p> <p>Сл1. Дифференциальная схема передачи;</p> <p>Сл2. Статическое уравнивание дисбаланса генератора передачи;</p> <p>Сл3. Высокая стоимость передачи по сравнению со стоимостью передач других типов;</p> <p>Сл4. Необходимость высоких требования точности изготовления;</p>
<p><b>Возможности:</b></p> <p>В1. Получения больших крутящих моментов;</p> <p>В2. Возможность получения больших передаточных чисел;</p> <p>В3. Получения малого углового зазора около;</p> <p>В4. Снижение трудоемкости на обслуживание.</p> <p>В5. Уменьшения массы оборудования</p>	<p>С2В2 – при сохранение нагрузочной способности, передаточное число может вырастить в 5 – 6 раз, чем у зубчатых передача;</p> <p>С1В4 – простота конструкции позволяет снизить время на обслуживании;</p> <p>С1В5 – Уменьшения массы и габаритных размеров в перемешиватели в целом, за счет компактности передачи.</p>	<p>Сл1В2 – обеспечения больших передаточных чисел за счет дифференциальной схемы передачи.</p> <p>Сл1В3 – За счет усредненной погрешности изготовления получить общий угловой зазор в 4-6 раз меньше.</p>

Продолжение таблицы 12.

<p><b>Угрозы:</b>          У1. Вероятность теплового нагрева из-за сил скольжения и трения.          У2. Увеличения осевых массогабаритных размеров;          У3. Низкой точности изготовления деталей.</p>	<p>С4У1 – при длительной эксплуатации может привести к нагреву и преждевременному износу деталей.          С5У3 – Уменьшения надежности за счет не точного изготовления деталей.</p>	<p>Сл1У2 – внедрения дифференциальной схемы может привести к увеличению осевых размеров передачи.</p>
---	--	---

Таким образом, проведенный выше анализ показал, что главный привод на базе передачи с ПТКиСО имеет множество как сильных, так и слабых сторон. Видно, что передача имеет множества возможностей, которые выполнимы за счет совокупности и комбинаций сильных и слабых сторон. За счет проектирования главного привода на базе передачи с ПТКиСО позволит получить улучшенные характеристики перемешивателя сыпучих смесей в целом. Данные улучшенные характеристики приведут к конкурентоспособности и стабильного внедрения перемешивателя на рынок технического оборудования.

#### 4.4 Инициация проекта

Посредством стадий процессов инициации научного проекта определяют первоначальные цели, внутренние и внешние заинтересованные стороны проекта.

Инициация проекта включает следующие процедуры:

- цели и результат проекта;
- организационная структура проекта;
- ограничения и допущения проекта.

#### 4.4.1. Цели и результат проекта

Таблица 13 – Заинтересованные стороны проекта

<b>Заинтересованные стороны проекта</b>	<b>Ожидания заинтересованных сторон</b>
Бетонные заводы	Производства и изготовление товарного бетона и его продажа
Строительные предприятия	Изготовления сыпучих смесей для возведения строительных объектов
Компании по разработки и продажи технологического оборудования	Разработка и производство технологического оборудования для приемки, дозирования, смешивания, пневматического транспортирования, складирования сыпучих материалов

Таблица 14 – Цели и результат проекта

<b>Цели проекта:</b>	Разработка и исследование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с промежуточными телами качения.
<b>Ожидаемые результаты проекта:</b>	Анализ конструкций и параметров перемешивателей сыпучих материалов на рынке технологического оборудования, разработка конструкторской документации и расчетной документации для изготовления и дальнейшего проектирования главного привода на базе передачи с ПТКиСО.
<b>Критерии приемки результата проекта:</b>	Законченная научно-исследовательская работа, авторы которой имеют список публикаций и участие на международных конференциях.
<b>Требования к результату проекта:</b>	<p style="text-align: center;"><b>Требования:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Результат проекта должен иметь актуальное теоретическое и практическое значение</li> <li>2. Анализ рынка перемешивателей</li> <li>3. Расчетная документация</li> <li>4. Конструкторская документация</li> <li>5. Выполнения проекта в срок с дальнейшим проектированием разработки</li> </ol>

#### 4.4.2 Организационная структура проекта

Таблица 15 – Рабочая группа проекта

№ п/п	ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функции	Трудо- затраты, дни
1	<b>Ефременков Е.А.</b> , к.т.н., место работы: Национальный исследовательский Томский политехнический университет, доцент	Научный руководитель проекта	Отвечает за реализацию проекта, полученных в ходе проекта, редактирование и издание статей, патентов.	100
2	<b>Грушин А.С.</b> магистрант, Национальный исследовательский Томский политехнический университет	Исполнитель по проекту	Отвечает за выполнение разработки и исследование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с промежуточными телами качения.	500
3	<b>Ибатуллин М.Т.</b> , магистран, Национальный исследовательский Томский политехнический университет	Исполнитель по проекту	Отвечает за выполнение проектирования механизма планетарного движения рабочего органа перемешивателя	500
4	<b>Сабирьянова К.Ф.</b> , магистрантка, Национальный исследовательский Томский политехнический университет	Исполнитель по проекту	Отвечает за выполнение конструирование и исследование корпусных и ответственных деталей перемешивателя	500
<b>ИТОГО:</b>				<b>500</b>

### 4.4.3 Ограничения и допущения проекта

Таблица 16 – Ограничения проекта

<b>Фактор</b>	<b>Ограничения/ допущения</b>
3.1. Бюджет проекта	Отсутствуют
3.1.1. Источник финансирования	Отсутствуют
3.2. Сроки проекта:	
3.2.1. Дата утверждения плана управления проектом	01.09.2015
3.2.2. Дата завершения проекта	16.06.2017
3.3. Прочие ограничения и допущения	
3.3.1. Использование в качестве электродвигателя тип 4AM180M4У2	Ограничения
3.3.2. Масса перемешивателя в целом не более 3000 кг.	Ограничения

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4AM51	Грушин Александр Сергеевич

Институт	ИФВТ	Кафедра	ФВТМ
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	машиностроение

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</li> <li>– опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера), электрической, пожарной и взрывной природы)</li> <li>– негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</li> <li>– чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</li> </ul>	<p>Исследование проводилось в учебно-научной межотраслевой междисциплинарной лаборатории «Моделирование физико-химических процессов в современных технологиях» института физики высоких технологий (ИФВТ). При выполнении исследовательской работы существует вероятность воздействия следующих производственных факторов: шума, тепловыделений, недостаточной освещенности, электрического тока, физической и эмоциональной перегрузки, умственного перенапряжения. Рабочее помещение по опасности относится к 1 группе, т.е. пожарная нагрузка относительно мала. В лаборатории в процессе работы образуются такие вещества как пыль, и аэрозоли. Для их удаления применяют вытяжную вентиляцию, для снижения выбросов этих веществ в атмосферу применяют фильтры.</p>
<p>2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>При выполнении работы все данные были приняты по нормативам и стандартам РФ.</p>

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li> </ul>	<p>Условия труда работающих характеризуются возможностью воздействия на них следующих вредных производственных факторов: высоким уровнем шума, недостаточной освещенности рабочего места, наличие пониженной или повышенной температурой, вред электромагнитным и ионизирующим излучениям, отклонение от нормативных значений влажности воздуха.</p>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li> </ul>	<p>К опасным факторам относится статического электричества, повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека, а также возникновение пожара</p>
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> <li>– разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p>В лаборатории в процессе работы образуются такие вещества как пыль, и аэрозоли. Для их удаления применяют вытяжную вентиляцию, для снижения выбросов этих веществ в атмосферу применяют фильтры. Вследствие использования работниками душевых, туалетов, а также средств хозяйственного назначения, образуются жидкие отходы, для удаления которых</p>



	<i>применяют канализационную систему. Система канализации подсоединена к городской канализационной сети, поэтому полная очистка сточных вод на нем не проводится.</i>
<p>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– перечень возможных ЧС на объекте;</li> <li>– выбор наиболее типичной ЧС;</li> <li>– разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</li> <li>– разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</li> <li>– разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</li> </ul>	<i>Возможными чрезвычайными ситуациями при выполнении проекта являются: поражение электрическим током, замыкание электрической цепи, и как следствие, пожар. Для предотвращения ЧС необходимо осуществлять меры по технике безопасности на рабочем месте и должны быть описаны в каждой инструкции охраны труда.</i>
<p>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</li> </ul>	<i>Расстояния между рабочими зонами, параметры освещения и микроклимата соответствуют нормам. Эффективный и безопасный труд возможен только в том случае, если производственные условия на рабочем месте отвечают всем требованиям международных стандартов в области охраны труда.</i>

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Штейнле А.В.	канд. мед. наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ51	Грушин Александр Сергеевич		

## 5 Социальная ответственность

Данный раздел посвящен условиям, в которых происходит научно-исследовательская деятельность, в нашем случае конструирование механизма перемешивания смесей.

Под социальной ответственностью следует понимать такой комплекс мероприятий, который направлен на обеспечение безопасности человека в среде обитания, сохранение его здоровья, разработку методов и средств защиты путем снижения влияния вредных и опасных факторов до допустимых значений, выработку мер по ограничению ущерба в ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций мирного и военного времени.

Сам процесс конструирования смесителя, в отличие его производства и эксплуатации не наносит большого ущерба окружающей среде, поэтому этот раздел в первую очередь посвящен безопасности и здоровью операторов ЭВМ - конструкторов.

На рабочем месте должны быть предусмотрены меры защиты от возможного воздействия опасных и вредных факторов производства. Данные факторы оговариваются правовыми, техническими и санитарно-техническими нормами. Перед началом тех или иных работ, проводится инструктаж трудящегося ответственным лицом, инженером по ТБ, непосредственным руководителем. Эти нормативные документы обязывают к созданию на рабочем месте условий труда, при которых влияние опасных и вредных факторов на работающих либо устранено совсем, либо находится в допустимых пределах.

Целями данного раздела является:

- обнаружение и изучение вредных факторов окружающей среды рабочего;
- минимизация выявленных факторов до безопасных пределов, согласно нормативным документам, или их исключение по возможности;
- определение оптимальных условий труда инженера;

## **5.1 Техногенная безопасность**

### **5.1.1 Анализ вредных факторов производственной среды**

В научно исследовательской работе используется ЭВМ, которое установлено на рабочем месте. Рабочее место представляет собой пару столов, установленных буквой «Г», стула и книжного шкафа с литературой. В том же помещении находится вентилятор, принтер и сканер.

Возможными вредными условиями для такого рабочего места могут быть:

- высокий уровень шума;
- недостаточная освещенность рабочего места;
- пониженная или повышенная температура рабочей зоны;
- отклонение от нормативных значений влажности воздуха.

#### **5.1.1.1 Шум на рабочем месте**

С физиологической точки зрения шум – звук, мешающий разговорной речи и негативно влияющий на здоровье человека.

Являясь одним из самых распространённых вредных факторов, шум негативно влияет не только на органы слуха, но и на нервную и вегетативную системы, а через них и на внутренние органы. Долговременное влияние шума, уровень которого, превышает допустимые нормы, может вызывать значительные изменения функционального состояния организма. Люди, работающие в условиях повышенного шума, могут испытывать головные боли, снижение работоспособности и внимания, быструю утомляемость. Длительное воздействие интенсивного шума может приводить к перераздражению клеток звукового анализатора и его утомлению, а затем к стойкому снижению остроты слуха.

Функциональные изменения центральной нервной системы под влиянием шума происходят раньше, чем диагностируется нарушение слуховой деятельности. С точки зрения психики, наблюдается подавленное настроение, понижение внимания, задерживаются интеллектуальные процессы, повышается нервная возбудимость. У работников умственного труда происходит снижение темпа работы, её качества и производительности.

Действие шума может привести к заболеваниям желудочно-кишечного тракта, сдвигам в обменных процессах (нарушение основного, витаминного, углеводного, белкового, жирового, солевого обменов).

Таким образом, воздействие шума может привести к сочетанию профессиональной тугоухости (неврит слухового нерва) с функциональными расстройствами центральной нервной, вегетативной, сердечнососудистой и других систем, которые могут рассматриваться как профессиональное заболевание — шумовая болезнь.

Основными источниками шума в помещении являются принтер, вентиляторы системы воздушного охлаждения, трансформаторы, внешний шум с улицы, шум вызванный речью скопления людей.

Согласно [20], уровень шума на рабочем месте инженеров, работающих с компьютером не должен превышать 50 - 60 дБА.

Обычно в рабочем помещении находится не один источник шума. При расчете берут в расчет все действующие источники. Для суммирования уровней интенсивности звука, создаваемых различными источниками, можно пользоваться методом суммирования двух источников. Для этого уровни интенсивности, создаваемые в рабочем пространстве, выписывают отдельно для каждого из источников в порядке убывания. Далее находят суммарный уровень двух первых источников по формуле:

$$L_{\Sigma}=L_1+\Delta L, \quad (39)$$

где,  $L_1$ - больший из двух уровней интенсивности звука, дБ;

$\Delta L$ - добавка, зависящая от разности уровней интенсивностей рассматриваемых источников  $L_1$  и  $L_2$ .

Полученное значение принимают за один источник, и находят добавку которую дает следующий источник.

Уровни звукового давления источников шума, действующих на конструктора на его рабочем месте, представлены в таблице 17.

Таблица 17- Уровни звукового давления источников шума

<b>Источник шума</b>	<b>Уровень шума, дБ</b>
Шум, создаваемый в следствие общения	55
Шум извне помещения	50
Вентилятор	45
Принтер	45
Сканер	42
Жесткий диск	40
Монитор	17
Клавиатура	10

Сведем расчеты интенсивности звука в таблицу 18

Таблица 18- Суммарный уровень интенсивности звука

$L_1$ , дБ	$L_2$ , дБ	$\Delta L$ , дБ	$L_{\Sigma}$ , дБ
55	50	5	56,2
56,2	45	11,2	56,6
56,6	45	11,6	57
57	42	15	57,2
57,2	40	17,2	57,4
57,4	17	40,4	57,4
57,4	10	47,4	57,4

Полученное значение не превышает допустимый уровень шума для рабочего места оператора, равный 65 дБ. Такой результат объясняется тем, что современные технические средства обладают весьма низкими шумовыми характеристиками. Современные пластиковые окна уменьшают шум с улицы до минимума, а высокий уровень производственной культуры не допускает громких разговоров во время работы.

### 5.1.1.2 Освещение на рабочем месте

Подавляющее количество информации поступает человеку через зрение. При этом свет - ключевой элемент нашей способности видеть. От степени освещенности зависит не только степень утомляемости и здоровье, но и психическое состояние человека.

Освещение подразделяется на естественное, где источник Солнце, и на искусственное, где источниками служат лампы различного вида. Также возможно совмещенное освещение. Естественное освещение лучше о спектральном составе, но не всегда возможно обеспечить его наличие в помещении.

Рабочее место конструктора должно иметь как естественное, так и искусственное освещение.

Правильно организованное производственное освещение улучшает условия зрительной работы, способствует повышению производительности труда, снижает утомляемость, благотворно влияет на производственную среду, оказывая положительное психологическое воздействие на работающего, повышает безопасность труда и снижает травматизм.

Недостаточность освещения приводит к напряжению зрения, ослабляет внимание, приводит к наступлению преждевременной утомленности. Чрезмерно яркое освещение вызывает ослепление, раздражение и резь в глазах. Неправильное направление света на рабочем месте может создавать резкие тени, блики, дезориентировать работающего.

Согласно СНиП II-4-79 в помещениях вычислительных центров необходимо применять систему комбинированного освещения. Уровни освещённости при этом должны составлять 1000-1500 лк и могут быть обеспечены дневным светом, если он имеется, или электрическим светом от общего или локализованного освещения, например, настольных ламп или комбинацией дневного и естественного света. В качестве источников искусственного освещения обычно используются люминесцентные лампы типа ЛБ или ДРЛ, которые попарно объединяются в светильники, которые должны располагаться над рабочими поверхностями равномерно.

Требования к освещенности в помещениях, где установлены компьютеры:

- при выполнении зрительных работ высокой точности общая освещенность должна составлять 300лк, а комбинированная - 750лк;

- при выполнении работ средней точности - 200 и 300лк соответственно.

Кроме того, все поле зрения должно быть освещено достаточно равномерно - это основное гигиеническое требование. Иными словами, степень освещения помещения и яркость экрана компьютера должны быть примерно одинаковыми, т.к. яркий свет в районе периферийного зрения значительно увеличивает напряженность глаз и, как следствие, приводит к их быстрой утомляемости.

Удовлетворительное естественное освещение проще создать в небольших помещениях на 5-6 рабочих мест, а больших помещений с числом работающих более 20, лучше избегать. В случае, если экран ПЭВМ обращен к окну, должны быть предусмотрены специальные экранизирующие устройства.

При правильном проектировании освещения помещения необходимо правильно подбирать схему размещения, количество осветителей и их типа. Широкое применение получили люминесцентные лампы, которые по сравнению с лампами накаливания имеют ряд существенных преимуществ:

- по спектральному составу света они близки к дневному, естественному свету;

- обладают более высоким КПД (в 1,5-2 раза выше, чем КПД ламп накаливания);
- обладают повышенной светоотдачей (в 3-4 раза выше, чем у ламп накаливания);
- более длительный срок службы.

Проанализируем, как происходит освещение на рабочем месте. Размеры источников естественного освещения – окон: 2,5х1,5. Искусственное освещение обеспечивается шестью лампами. Высота комнаты- 3 м, площадь 100 м<sup>2</sup>

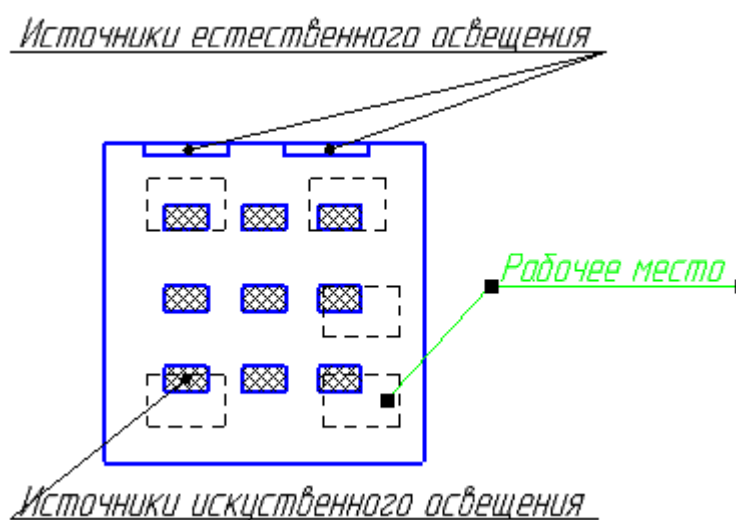


Рис. 33. Схема освещения рабочего места

Для светильников с люминесцентными лампами, где известен световой поток, расчет сводится к формуле:

$$N=(E_H k_3 S_z)/(\Phi n \eta) \quad (40)$$

где, N-число светильников;

$\Phi$ - световой поток, 2700х4= 10800лм;

$E_H$  - нормированная минимальная освещенность, лк. Работу специалиста, в соответствии с этой таблицей, можно отнести к разряду точных работ, следовательно, минимальная освещенность будет  $E = 400$ лк;

$S_z$  - площадь освещаемого помещения (в нашем случае  $S = 100$ м<sup>2</sup>);

$z$  – коэффициент неравномерности освещения(при оптимальном расположении светильников 1,1-1,2; пусть  $z = 1,15$ );



$k_3$ - коэффициент запаса, учитывающий уменьшение светового потока лампы в результате загрязнения светильников в процессе эксплуатации, при чистке светильников не реже двух раз в год  $k_3=1,45$ ;

$\gamma$ -коэффициент затемнения, примем равным 1;

$n$ -число рядов светильников, определяющихся из соотношения

$\eta$  - коэффициент использования светового потока, (зависит от типа светильника, коэффициентов отражения светового потока от стен, потолка, пола, а также геометрических размеров помещения и высоты одвеса светильников, что учитывается комплексной характеристикой- индексом помещения:

$$i=AB/[h(A+B)], \quad (41)$$

где,  $A$  и  $B$  – длина и ширина помещения в плане;

$h$  – высота подвеса светильников над рабочей поверхностью, при уровне рабочей поверхности-0,8м,

$$h=3-0,8=3,2\text{м.}$$

Расстояние между рядами светильников примем 2,5 м, тогда при ширине зала 10 м,  $n=5$ .

По формуле (41), равно  $i=1,78$ ,

Тогда по формуле (40):

$$N=(400 \times 1,45 \times 100)/(3 \times 10800 \times 0,5 \times 1)=3,5=4\text{шт.}$$

Таким образом светильники будут располагаться в 3 ряда, по 4 светильника в каждом.

### 5.1.1.3 Микроклимат на рабочем месте

Под микроклиматом понимают метеорологические условия на рабочем месте, которые включают в себя сочетание температуры, относительной влажности, скорости движения и запыленности воздуха. Эти параметры оказывают влияние на человека как отдельно, так и в сочетании, и оказывают

большое влияние на здоровье человека и работоспособность технических средств, в нашем случае – ЭВМ.

Факторы, влияющие на микроклимат, можно разделить на две группы: нерегулируемые (местный климат) и регулируемые (особенности и качество строительства зданий и сооружений, интенсивность теплового излучения от нагревательных приборов, кратность воздухообмена, количество людей и животных в помещении и др.)

Длительное воздействие на человека неблагоприятных условий резко ухудшает его самочувствие, снижается производительность труда, и приводит к заболеванию.

Низкая температура - местное или общее охлаждение организма, причина простудных заболеваний или обморожения (неправильное расположение относительно кондиционера\вентилятора).

Высокая относительная влажность при высокой температуре способствует перегреву организма; при низкой усиливает теплоотдачу с поверхности кожи, что ведет к переохлаждению.

Воздействие высокой температуры быстро утомляет, может привести к перегреву организма и тепловому удару.

Низкая влажность вызывает пересыхание слизистых оболочек дыхательных путей.

ГОСТ 12.1.005-88 устанавливает нормы производственного микроклимата: оптимальные и допустимые значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, с учетом степени сложности работ, времени года и избытков явной теплоты. Оптимальные параметры в этом случае, такие которые при систематическом и длительном воздействии на человека обеспечивают нормальное функциональное и тепловое состояние организма, без напряжения реакций терморегуляции. Допустимые параметры могут вызывать функциональные и тепловые состояния организма, не выходящие за пределы приспособительных возможностей, не вызывающие

ухудшения здоровья, но вызывающих дискомфорт и ухудшение работоспособности.

В таблице 19 представлены допустимые и оптимальные параметры на рабочем месте инженера – конструктора.

Таблица 19 - допустимые и оптимальные параметры на рабочем месте инженера – конструктора.

Температура наружного воздуха, °С	Параметры воздушной среды на постоянных рабочих местах					
	Оптимальные			Допустимые		
	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения, м/с, не более	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения, м/с, не более
Ниже +10	20-22	40-60	0,2	18-22	Не более 70	0,3
Выше +10	20-25	40-60	0,5	Не более чем на 3 °С выше наружного воздуха в 13 ч дня самого жаркого месяца, но не выше 28°С	70 при 24°С и ниже, 65 при 25°С, 60 при 25°С, 55 при 27°С, 50 при 28°С	0,3

#### 5.1.1.4 Электромагнитное и ионизирующее излучения на рабочем месте

ЭВМ являются источниками широкополосных электромагнитных и ионизирующих излучений. Электромагнитное (ЭМ) излучение, оказывает наибольшее влияние на иммунную, нервную, эндокринную и половую систему.

Иммунная система под воздействием ЭМ излучения, уменьшает выброс в кровь специальных ферментов, выполняющих защитную функцию, происходит ослабление системы клеточного иммунитета.

Изменения в нервной системе видны невооруженным глазом. Как уже отмечалось выше, признаками расстройства являются раздражительность, быстрая утомляемость, ослабление памяти, нарушение сна, общая напряженность, люди становятся суетливыми.

Допустимые значения параметров ионизирующих электромагнитных излучений от монитора компьютера представлены в таблице 28.

Допустимые значения параметров неионизирующих электромагнитных излучений (в соответствии с СанПиНом 2.2.2.542-96).

Таблица 20 - Допустимые значения параметров ионизирующих электромагнитных излучений от монитора компьютера

Наименование параметра	Допустимые значения
Напряженность электрической составляющей электромагнитного поля на расстоянии 50см от поверхности видеомонитора	10В/м
Напряженность магнитной составляющей электромагнитного поля на расстоянии 50см от поверхности видеомонитора	0,3А/м
Напряженность электростатического поля не должна превышать: для взрослых пользователей средних специальных и высших учебных заведений	20кВ/м 15кВ/м

При воздействии ЭМП на биологический объект происходит преобразование электромагнитной энергии внешнего поля в тепловую, что сопровождается повышением температуры тела или локальным избирательным нагревом тканей, органов, клеток, особенно с плохой терморегуляцией (хрусталик, стекловидное тело, семенники и др.). Тепловой эффект зависит от интенсивности облучения.

Защитные меры от действия ЭМП сводятся, в основном, к применению защитного экранирования и сокращению времени пребывания в зоне действия поля (работы с ПЭВМ).

## **5.1.2 Анализ опасных факторов на рабочем месте**

### **5.1.2.1 Статическое электричество**

Статическое электричество - совокупность явлений, связанных с возникновением, сохранением и релаксацией свободного электрического заряда на поверхности или в объеме диэлектриков или на изолированных проводниках.

Исследования показали, что при образовании заряда с большим электрическим потенциалом вокруг них создается электрическое поле повышенной напряженности, оказывая влияние на нервную, сердечнососудистую, нейрогуморальную и другие системы организма.

Для предотвращения образования и защиты от статического электричества необходимо использовать нейтрализаторы и увлажнители, а полы должны иметь антистатическое покрытие. Допустимые уровни напряженности электростатических полей не должны превышать 20 кВ в течение 1 часа.

Одним из распространенных методов устранения электростатических зарядов — ионизация воздуха. Образующиеся при работе ионизатора ионы нейтрализуют заряды статического электричества. Таким образом, бытовые ионизаторы воздуха не только улучшают аэрозионный состав воздушной среды

в помещении, но и устраняют образующиеся электростатические заряды. На производстве наиболее распространены электрические ионизаторы.

В качестве индивидуальных средств защиты могут применяться антистатическая обувь, антистатические халаты, заземляющие браслеты для защиты рук и другие средства, обеспечивающие электростатическое заземление тела человека.

Применение средств защиты работающих обязательно в тех случаях, когда фактические уровни напряженности электростатических полей на рабочих местах превышают 60 кВ/м .

### **5.1.2.2 Поражение электрическим током**

Как и всякое электрическое оборудование ЭВМ является потенциальной причиной поражения электрическим током. Оказавшиеся под напряжением оборудование в результате пробоя изоляции, не подают сигналов предупреждающих человека. Реакция человека возникает лишь при протекании тока через тело. Обычно чувствительным для человека является пропускание тока силой более 1 мА.

Проходя через тело человека ток вызывает сложное воздействия вызывая воздействия:

- термическое - ожоги отдельных участков тела, нагрев тканей и биологических сред, что вызывает функциональные расстройства;
- электролитическое – разложение органической жидкости, крови и проявляется в изменении их физико – химического состава;
- механическое- разрыв мышечных тканей.

Эти воздействия могут привести к электрической травме – повреждению организма вызванному воздействием электрического тока.

Рабочее помещение по опасности относится к 1 группе, т.е. пожарная нагрузка относительно мала.

Категория персонала - I (неэлектротехнический персонал), т.е это люди, прошедшие только первичный инструктаж.

Рабочее место удовлетворяет всем требованиям безопасности жизнедеятельности: нет доступа к токоведущим частям, все источники питания пронумерованы, корпуса компьютеров заземлены.

### **5.1.2.3 Пожарная безопасность**

Пожарная безопасность обеспечивается системой предотвращения пожара и системой пожарной защиты.

Пожаром называют неконтролируемый процесс горения, наносящий материальный ущерб и создающий угрозу жизни людей.

Во всех служебных помещениях обязательно должен быть «План эвакуации людей при пожаре», регламентирующий действия персонала в случае возникновения очага возгорания и указывающий места расположения пожарной техники. Горение сопровождается, выделением большого количества тепла, дыма и свечением.

В ЭВМ большая плотность расположения элементов электронных схем. При этом питание электричеством происходит через электропровода. При протекании через них тока, выделяется большое количество теплоты. Отдельные узлы могут нагреваться до больших температур, вследствие чего, возможно оплавление и возникновение короткого замыкания. Для предотвращения этого используют вентиляторы, различные системы охлаждения, например водяное.

Также причинами пожаров могут являться: неосторожное обращение с огнём; несоблюдение правил эксплуатации производственного оборудования и электрических устройств; самовозгорание веществ и материалов; разряды статического электричества; грозовые разряды; поджоги.

Горючими компонентами в помещениях являются: строительные материалы для акустической и эстетической отделки помещений, перегородки, двери, полы, перфокарты и перфоленты, изоляция кабелей и др.

По пожарной и взрывопожарной опасности здания подразделяют на категории: А,Б,В,Г,Д. Рабочее место конструктора относится к категории Д-материалы в помещении негорючие и в холодном состоянии.

Предусмотренные в лаборатории средства пожаротушения (согласно требованиям противопожарной безопасности СНиП 2.01.02.-85) огнетушитель ручной углекислотный ОУ-5, пожарный кран с рукавом. Кроме того, каждое помещение корпуса оборудовано системой противопожарной сигнализации.

## **5.2 Региональная безопасность**

Данный раздел не актуален для данной работы, потому что в процессе разработки конструкторской документации не происходит загрязнения ни атмосферы, ни литосферы, ни гидросферы.

## **5.3 Организационные мероприятия обеспечения безопасности**

Для наиболее эффективного трудового процесса больше значение имеют правильное расположение рабочего места, удобное положение человека при работе, использование эргономичного оборудования. Все это уменьшает утомляемость, предотвращают возникновение профессиональных заболеваний.

Выполнение сотрудником различных работ на ЭВМ требует длительного статического напряжения мышц спины, шеи, рук, ног, что приводит к быстрому развитию утомления. Эти недомогания накапливаются постепенно и получили название «синдром длительных статических нагрузок» (СДСН).

Для операторов ЭВМ актуальна проблема усталости глаз. Для предотвращения этого рекомендуется делать специальную гимнастику для глаз, и соблюдать правильную позу при работе.

Профессиональные заболевания операторов:

- тендовагинит — воспаление сухожилий кисти, запястья, плеча;
- тендосиновит — воспаление синовиальной оболочки сухожильного



основания кисти и запястья;

- синдром запястного канала (СЗК) - вызывается ущемлением срединного нерва в запястном канале. Накапливающаяся травма вызывает образование продуктов распада в области запястного канала, в результате чего вначале возникает отек, а затем СЗК

Эти заболевания обычно наступают в результате непрерывной работы на неправильно организованном рабочем месте.

Профилактические мероприятия по снижению вредного воздействия оборудования (ЭВМ):

- частые перерывы при работе с ЭВМ;
- эргономические усовершенствования, (исключение неудобных поз и длительного напряжения);
- снабжение сотрудников витаминно-минеральным комплексом;
- использование фильтров-экранов (снижение зрительного утомления и защита пользователей от электростатического воздействия и частично от воздействия электрической составляющей электромагнитного поля);
- проветривание помещения с машинами.

При поступлении на работу с каждым с сотрудником проводится инструктаж по технике безопасности, что незамедлительно фиксируется в соответствующем журнале.

#### **5.4 Особенности законодательного регулирования проектных решений**

К работе на персональном компьютере допускаются лица, прошедшие обучение безопасным методам труда, вводный инструктаж, первичный инструктаж на рабочем месте [ТОИ Р-45-084-01].

Нормальная продолжительность рабочего времени для работников предприятия не должна превышать 40 часов в неделю. Сокращенная продолжительность рабочего времени устанавливается для работников в

возрасте от 16 до 18 лет - 36 часов в неделю, а для лиц в возрасте от 15 до 16 лет (учеников в возрасте от 14 до 15 лет, которые работают в период каникул) - 24 часа в неделю. Для работников, занятых на работах с вредными условиями труда не больше 26 часов в неделю. Продолжительность работы накануне праздничных нерабочих дней сокращается на один час. Ночным считается время с 22 часов вечера до 6 часов утра.

## **5.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Так как научно-исследовательская деятельность происходит в основном на ЭВМ, то имеется риск поражения током и возникновения пожара. Для избегания этого необходимо знать и следовать технике безопасности на рабочем месте.

При обнаружении обрыва проводов питания, неисправности заземления и других повреждений электрооборудования, появления запаха гари пользователь ЭВМ обязан немедленно отключить питание и сообщить об аварийной ситуации руководителю отдела (ответственному) и дежурному электрику.

При попадании человека под напряжение, необходимо немедленно освободить его от действия тока путем отключения электропитания, или, если это невозможно, используя подручные средства, и до прибытия врача оказать потерпевшему первую медицинскую помощь, вызвать скорую медицинскую службу и доложить руководству.

При возгорании оборудования отключить питание и принять меры к тушению очага пожара при помощи огнетушителя, вызвать пожарную команду и сообщить о происшествии ответственному по пожарной безопасности отдела.

В случае, невозможности самостоятельного тушения возникшего пожара, необходимо эвакуироваться согласно плану, представленному на рисунке 34, предварительно плотно закрыв за собой дверь.

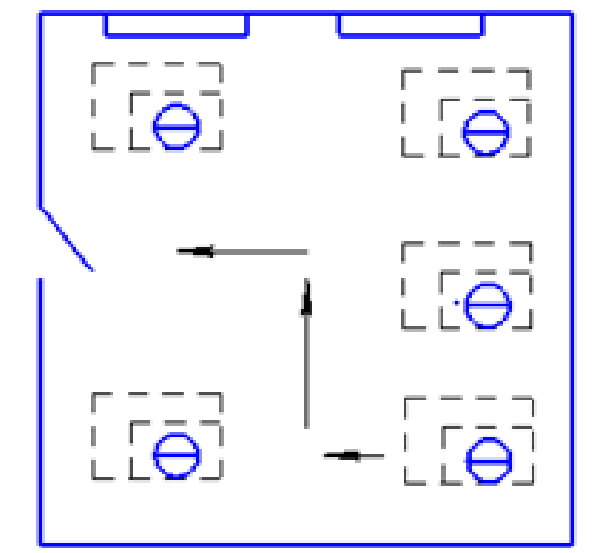


Рис. 34. План эвакуации из комнаты

Также необходимо изучить план эвакуации как с этажа, где расположено помещение, так и из самого здания (рис. 35):



Рис. 35. План эвакуации из здания

## Заключение

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ современных механизмов для перемешивателя сыпучих материалов. В ходе анализа были оценены достоинства и недостатки конструкций главных приводов перемешивателей. Так же был проведен анализ механических передач с промежуточными телами качения на достоинства и недостатки и на основе анализа было принято решения проектирование и исследования главного привода на базе передачи с ПТКиСО.

В ходе разработки и проектирования передачи с ПТКиСО была определена геометрия циклоидальных профилей колес. Определены распределения усилий в зацеплении и контактные напряжения на профилях колес. Подобрали массу грузиков для статического уравнивания несбалансированной массы передачи. Так же рассмотрели все необходимые конструкторские расчёты для проектирования привода.

В качестве исследования был выбран анализ изменения силовых характеристик при изменении исходных параметров при сохранении габаритных размеров.

Результатом исследования является, что увеличение эксцентриситета приводит к увеличению габаритных размеров передаче, но в тоже время уменьшение коэффициента смещения позволяет добиться относительной стабильности габаритных размеров передачи с ПТКиСО, а также и механизма, спроектированного на ее основе.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения» были рассмотрены потенциальные потребители результатов исследования. Так же рассмотрели конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения перемешивающих устройства сыпучих материалов. Произведен SWOT анализ и составлена инициация проекта.

В разделе «Социальная ответственность» был произведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды, вредных веществ, производственного шума, освещенность помещения, пожарной безопасности, защита в ЧС.

## Список публикаций

1. Грушин А.С., Ефременков Е. А., Ефременкова С. К. Анализ технических характеристик передач с ПТК для использования в космических аппаратах // IV Всероссийского молодежного Форума с международным участием «инженерия для освоения космоса». – Томск, 2016. - Т.1. – С.196.
2. Грушин А.С., Сабирьянова К.Ф., Ефременков Е.А., Проектирование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передаче с промежуточными телами качения // Международная научно-практическая конференция «Актуальные направления научных исследований: перспективы развития». – Чебоксары, 2017 – С.241-246.
3. Грушин А.С., Ефременков Е. А., Проектирование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с промежуточными телами качения // VIII Всероссийская научно-практическая конференция для студентов и учащейся молодежи «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении». – Томск, 2017 – С.15-17.

## Список использованных источников

1. Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов. - М.: Машиностроение, 1973. - 216 с.
2. <http://www.sicoma.ru>
3. <http://www.betonmash.com>
4. <http://kazkem.ru/>
5. [http://www.pks.su/catalog/oborudovanie\\_cs/mixer/mixer\\_plm\\_plm1/](http://www.pks.su/catalog/oborudovanie_cs/mixer/mixer_plm_plm1/)
6. [http://www.smc.tomsk.ru/ru/34/?id\\_cat=56](http://www.smc.tomsk.ru/ru/34/?id_cat=56)
7. Э.Н. Панкратов. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера проектировщика. – Томск: ТГУ, 1998, - 295 с.
8. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
9. Беляев А.Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. - Томск: ТПУ, 1992. – 231 с.
10. Черемнов А.В., Ан И-Кан, Ивкина О.П. Синтез пространственной передачи с промежуточными телами качения с улучшенными качественными характеристиками // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 312. – № 1. – С. 26–30.
11. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – № 1. – С. 131–135.
12. Efremenkov E.A. Calculation of Temperature of Heating of Speed Reducers On The Basis of Transmissions with IRB// IFOST 2006: The 1st International Forum on Strategic Technology (Ulsan, October 18-20, 2006) / University of Ulsan, Republic of Korea. — Ulsan: 2006. — P. 342-343.
13. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.

14. Кобза Е.Е., Ефременков Е.А., Демидов В.Н. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – № 2. – С. 22–26.
15. Ефременков Е.А. Определение допустимых значений радиуса тела качения при проектировании передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой // Вестник ИжГТУ, №4 (60). Издательство ИжГТУ – 2013. – С. 13-17.
16. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах / В. И.Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2006.
17. Подшипники качения: Справочник - каталог / Коросташевский Р.В., Нарышкин В.Н., Старостин В.Ф. , Под ред. Нарышкина В.Н., Коросташевского Р.В., - М.: Машиностроение, 1984.-280 с.
18. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах / В. И.Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. Т. 2. – М.: Машиностроение, 2006.
19. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для вузов.— 10-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1986.— 416 с.
20. Охрана труда в вычислительных центрах. Учеб. пос. для студентов // Ю.Г. Сибаров и др. – М.: МАЛИКО, 1990. – 192с



## Приложение А

### Раздел на иностранном языке

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM51	Грушин А.С.		

Консультант кафедры ФВТМ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Ефременков. Е.А.	кан.тех.наук		

Консультант – кафедры ИЯФТ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
старший преподаватель	Квашнина О.С.			

## 1 Analysis of modern mechanisms for agitator of loose mixtures

There are a large number of companies and industries that use agitators for loose and liquid mixtures at present. Industrial mixing machines are applied in almost any area including food, oil, gas, chemical, fiber, textile and other industries. Depending on their application, mixing machines (agitators) can differ according to their functions, characteristics and working parameters [0].

The main purposes of mixers include [0]:

- acceleration of chemical processes in the mixed components;
- mixing solids in liquids;
- increasing the intensity of heating and cooling;
- maintaining the desired temperature of the mixture.

Agitation devices have appropriate design features and a rather large power to achieve maximum solubility of suspension solids in a viscous fluid.

Industrial mixing machines are characterized by a simple design and consist of three main parts: [0]

- a mixer (impeller) which is a working element of the device;
- a shaft disposed in a device or tank horizontally (or vertically), or at a certain angle;
- a drive which is started directly from an electric engine or via reducer.

According to the task given by "Promdetal" it is necessary to develop an agitator of loose mixtures (concrete mixes, mortars, etc.) as a replacement of the mixing device which is out of production at present. The agitator must possess the following technical characteristics: an electric motor of  $N_3=37$  kW power, volume of dry components loading of  $V_c=1500$  liters, volume of a ready batch of  $V_r=1000-1200$  liters, and mass of no more than 4000 kg.

The objective of this master's paper is to develop and study the main drive for the loose mixtures agitator based on the transmission with intermediate rolling elements. To achieve this objective, it is necessary to solve the following problems:

- to analyze the designs of the existing mixing machines for loose mixtures;

- to evaluate the advantages and disadvantages of the agitators' main drives;
- to develop the component arrangement of the agitator's main drive;
- to perform kinematic calculations;
- to perform power calculations;
- to design the agitator's main drive.

We will consider the mechanical mixers of loose materials the estimated market of technological equipment in Russia.

Let us consider loose mixture agitators made abroad.

The Italian company Sicoma offers an improved, modernized and economic concrete mixing machine of the MR brand (Fig. 1) used for obtaining both flexible and rigid concrete mixes. These mixing devices are normally called planetary concrete mixing machines due to the use of the planetary mechanism for altering shovels in their design.

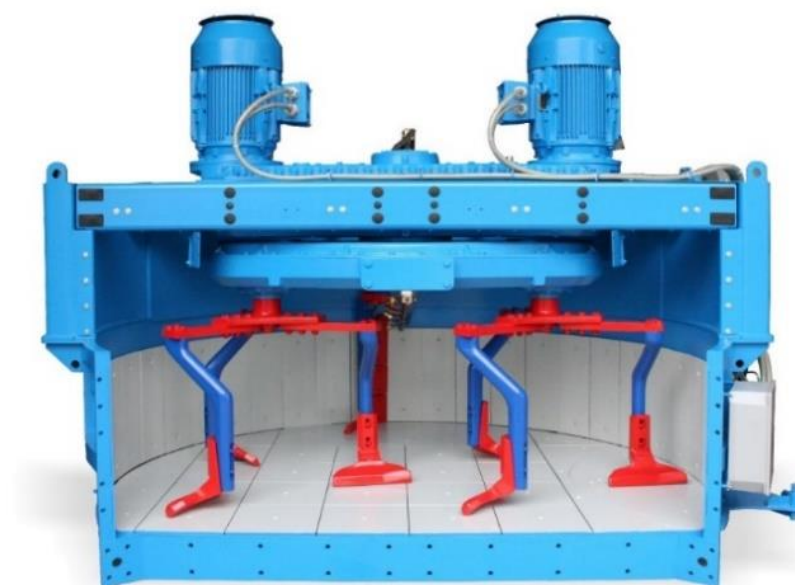


Fig. 1. Planetary concrete mixing machine (Sicoma, Italy)

A planetary concrete mixing machine is a cyclical concrete mixer, the working bodies of which perform a complex motion in the dish-shaped tank. The Sicoma company offers a variety of these devices of standard sizes with various technical characteristics [2]. The main technical characteristics of the MR concrete mixing machine are given in Table 1.

Table 1 - Technical characteristics of the MR equipment.

Model	Loading volume, m <sup>3</sup>	Volume of a ready batch, m <sup>3</sup>	Diameter, mm	Drive power, kW	Weight, kg	Price,€
MP 375/250	0.375	0.25	1260	7.5	950	15292
MP565/375	0.565	0.375	1580	11	1400	21070
MP750/500	0.75	0.5	1820	18.5	200	26940
MP1125/750	1.125	0.75	200	30	2700	33004
MP1500/1000	1.5	1.0	2200	55	3600	43462

As stated on the manufacturer's website [2], one of the features of the MR mixers is application of a special reducer with a big horizontal case for oil.

The described design ensures qualitative greasing of cogwheels of a reducer and improved oil cooling, which, in turn, provides for increased reliability of a reducer when starting a loaded mixer and prevention of oil overheat in continuous operation.

The shortcoming of this mixing machine is the use of three electric motors. The electric motors are directly connected to the planetary mechanism of the shoulder blades. The use of three electric motors results in increased weight of the equipment and power consumption. In addition, the Sicoma company is a foreign company and taking account of the present political and economic situation in the world, there can be difficulties with the delivery of the equipment and (or) accessories. Another disadvantage of these mechanisms is high cost.

Let us consider a planetary-rotary concrete mixing machine SB-242-8M (Fig.2) made in the neighboring country.

This agitator is produced in PJSC «Betonmash» in Ukraine. According to information given on their website [5], PJSC «Betonmash» is the only manufacturer of the planetary type mixers in the CIS territory.

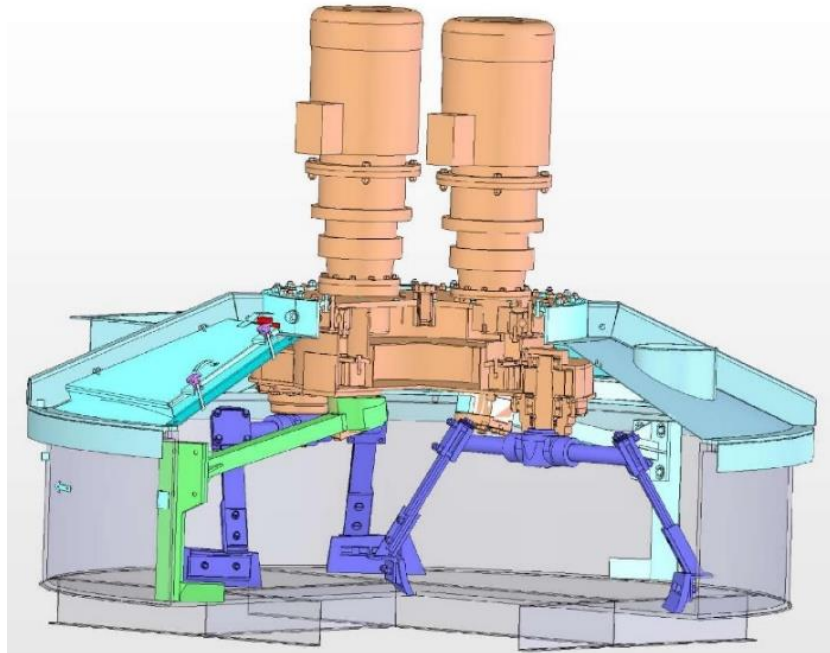


Fig. 2. Planetary-rotary concrete mixing machine SB-242-8M

Concrete mixing machine SB-242-8M possesses the following characteristics: volume of the dry source material is 1500 liters; volume of a ready batch of concrete mixes is 1000 liters; quantity of planetary rotors is two items. This device can mix various mixes, namely, light concrete (foam concrete, wood concrete), heavy concrete (for cross ties, fiber concrete), special high-strength concrete, cement and limy mortars, plaster mixes, damp and dry fertilizers, chemicals, dry construction mixes [5].

The use of the planetary rotor mechanism (Fig. 3) provides the counterflow movement of the mixing blades and more intense mixing process as compared to rotor mixers. The planetary rotor mechanism is powered by two electric motors.

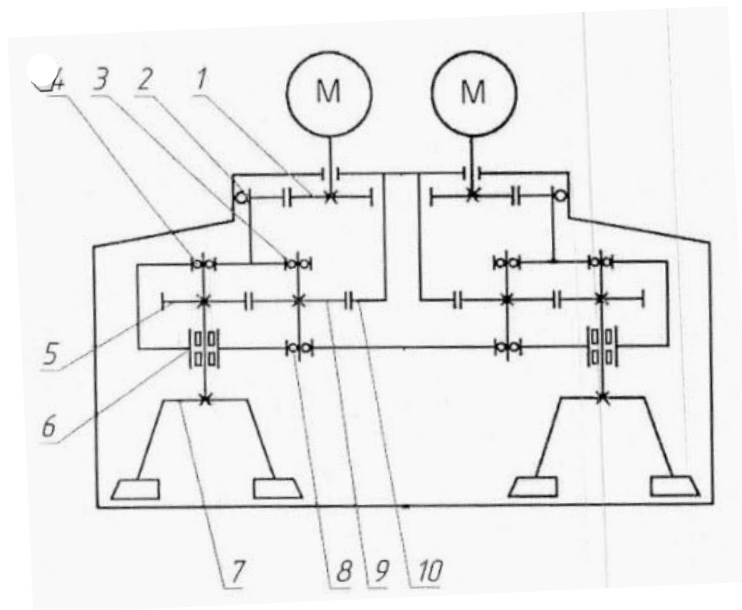


Fig. 3. Kinematic schematic diagram of a planetary-rotary concrete mixing machine SB-242-8M

The electric motor rotates a gear wheel, which is mounted on a shaft and is in gearing with a cogwheel that is connected by a planet carrier. Two pair satellites are installed in a planet carrier. Internal wheels are in gearing with a motionless central wheel. Thus, the internal satellites are rolled on a motionless central wheel at rotation of a planet carrier. They initiate the rotational motion of the outside satellites on the shaft of which the mixing blades are fixed.

The shortcoming of a planetary-rotary concrete mixing machine SB-242-8M is design complexity, i.e. the use of two electric motors. This design increases the size and weight of the equipment. Firstly, the use of two electric motors leads to excessive consumption of electric power. Secondly, electric motors demand synchronous work that, in turn, leads to complicated control system. It is also important that the manufacturer is located in East Ukraine. This is the fact that can result in difficulties with the delivery of the equipment or components.

Thus, the considered foreign agitators have a common shortcoming, i.e. difficulty with the delivery of the equipment and components. Now we will consider domestic mixers of loose mixtures.

There is a concrete mixing machine of the BP series produced by CJSC «Kulonenergomash». In a line of series of mixers produced by CJSC «Kulonenergomash» there is a distinguishing according to the parameters such as the power of the electric motor and the tank capacity.

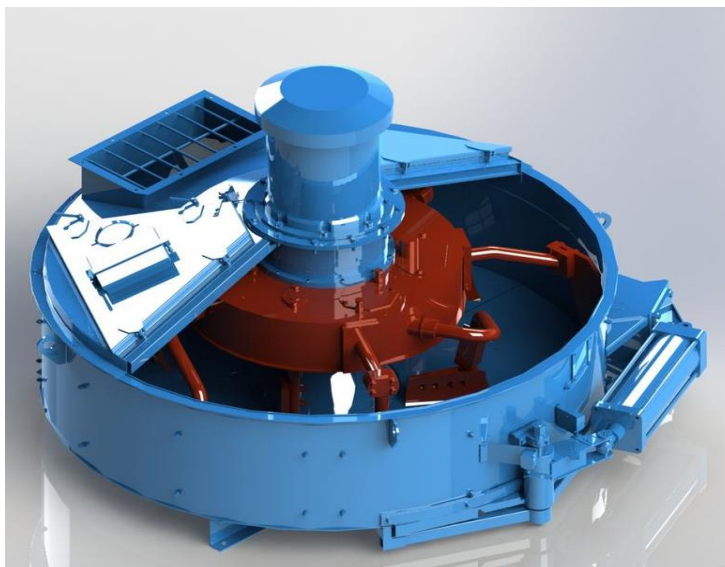


Fig. 4. Concrete mixing machine of the BP series

According to the manufacturer [4], concrete mixing machines of the BP series possess high reliability ensured by a reduction gear of their own design. Technical characteristics and design of the reduction gear are not specified on the manufacturer's site but it is stated that a reduction gear has a single support point and is located at the top of the concrete mixing machine [0].

The shortcoming of these mixers is their component arrangement, namely, the location of the reduction gear inside the agitator chamber and presence of the connected bulky device with mixing blades. This reduces the working volume of the chamber and allows appearance of the dead zones where mixing is not done. In addition, such arrangement would lead to inconvenience when performing maintenance works on the reduction gear.

Apart from concrete mixing machines, there are devices for mixing the reagents solutions, drilling solutions and other liquids.

The «Promkomplektservis» company offers two types of blade mechanical mixers PLM and PLM1 (Fig 5). Their purpose is to prevent the formation of a deposit in drilling solutions, solutions of reagents and other liquids with a density up to 2.2 g/cm<sup>3</sup> in tanks with a volume up to 40 m<sup>3</sup> and height up to 2200 mm. Standard size mixers differ in power and shaft rotation speed.

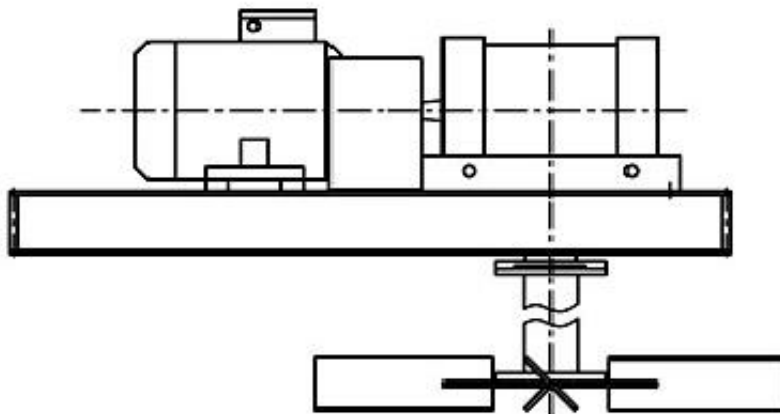


Fig. 5. PLM and PLM1 mechanical mixers

Mechanical mixers of PLA type use a single-stage worm reduction gear as a drive. Therefore, the drive of these mixers has low efficiency and high heating of the case parts. Thus, a cooling system is required, which leads to an increase in the dimensions and weight of the device.

The SIMACO company offers an advanced analog mixer of PLM type for drilling fluid - PBRT-GK-turbo (Fig. 1.5). These devices are analogs of PLM mixers. The main difference is the use of the drive on the base of wave gearing with intermediate rolling elements.





Fig. 6. Drilling fluid mixing machine PBRT-GK-turbo made by SIMACO company.

The company offers three standard sizes of mixers, each of which differs in the power of the electric motor and weight (Table 1).

Table 2 – Technical characteristics of PBRT-GK-turbo devices.

Parameter	PBRT -40- GK -1500- 22-900-turbo U2	PBRT -55- GK -1500- 22-900-turbo U2	PBRT -75- GK -1500- 22-900-turbo U2
Height h, mm (depending on the motor configuration)	495 (AIML) 520 (BA) 480 (4BP)	510 (AIML) 545 (BA) 510 (4BP)	510 (BA) 510 (4BP)
Diameter of a mixer $D_M$ , mm	900	900	900
Diving depth $L_B$ , mm	1600	1600	1600
Motor type	100L4Y2 IM3081 IP54	112M4Y2,5 IM3081 IP54	132S4Y2 IM3081 IP54
Power/Tension/Frequency, kW / In/Hz	4/380/50	5.5/380/50	7.5/380/50
Rotating speed of a mixer, rpm	66	66	66
Mass, kg	170	180	190

PBRT-GK-turbo mixing machine consists of an electric motor, a reduction gear, a frame, a shaft and a mixer. A reduction gear is a harmonic drive with intermediate rolling elements. The harmonic drive increases efficiency and high

torques. Overall dimensions of the harmonic drive allows us to reduce overall dimensions of the equipment as compared to other [gear](#). The working body design reminds a turbine wing. This form reduces a preparation time of a drilling fluid and eliminates bottom deposits.

PBRT-GC-turbo mechanical mixer has a minus which is the absence of a tank for the mixture. Customers need to order a tank (container) additionally. One more limitation is a bad quality of mixing of loose and liquid mixes with high density. This can cause caking of some of the material on the bottom surface and side zones of the tank leading to the appearance of dead zones.

The modernized mixers of PBRT-GK-turbo type are an example of the perspective use of transmission with intermediate rolling elements as the main drive. It has allowed improving technical characteristics of PBRT-GK-turbo mixers.

Transmission with intermediate rolling elements is most effective for the use in planetary mixing machines.

The advantages of this type of drive are:

- 1) Compactness of the design. In comparison with other gears for mechanisms with the same gearing ratio and torque, transmissions with intermediate rolling elements are 3 - 16 times smaller in size and can be 3 - 10 times lighter depending on a standard size.
- 2) High transmission ratio. The transmission ratio is higher than that of gear.
- 3) High efficiency. In transmission with intermediate rolling elements the power transmission is carried out by rolling movements allowing the efficiency values at one stage of not less than 0.85-0.9.
- 4) Small moment of inertia and high dynamic level. The general moment of inertia of mobile links mass is small and is comparable with the moment of inertia of an electric motor rotor that allows transmissions to quickly initiate the start-up, stop and change in the rotation direction, which is very difficult for gear-type planetary mechanisms.

5) Small angular gap. Due to the higher rigidity of the kinematic links of the transmission, multipara gearing, averaging of the production error, at nominal loading the general angular gap of transmissions is 3 - 6 times smaller as compared to gear transmissions including wave drives.

6) High torque, high reloading potential and high rigidity of kinematic links. The small angle of gearing does not make possible to have more than 2 teeth in contact at the same time. It limits the transmitted torque. Such drives provide the gearing angle of more than  $90^\circ$ , which means that multipara gearing is achieved. It allows transmitting a torque of 10 - 15 times higher than with conventional tooth gearings and virtually without elastic deformations.

7) Increased speed. High efficiency allows using transmissions in animators, which considerably expands a scope of their application.

8) High reliability and long service life. Drives with intermediate rolling elements are characterized by solid design and original configuration, which solves a problem of self-installation of power elements and optimum redistribution of loading between them.

Working capacity and reliability of the equipment depends on the complex of the technical characteristics mentioned above.

## **1.2 Analysis of mechanical transmission with intermediate rolling elements**

Let us consider the main types of transmissions with intermediate rolling elements in order to determine the most suitable transmission when designing the main drive for a mixing machine. Transmissions with intermediate rolling elements are distinguished according to the direction of the transmission movement (radial and face) and spatial arrangement (spatial and flat).

The Austrian CYCLO Getriebebau transmission (Fig. 7) is described in [1]. This transmission is based on cycloidal gearing and is a lantern transmission, since the wheels with a cycloidal profile are in contact with the fingers. These fingers are installed in the mechanism casing. This transmission has no rolling elements, but plugs

4 are installed on the driving pin (Fig. 7). This transmission is characterized by a compact design, high transmission ratio in one stage 50-120, with a transmitted power from 1.7 to 30 kW [1]. The disadvantage of this transmission is relatively low efficiency (0.75 – 0.86). Such efficiency is explained by the losses in gearing arising due to relative sliding of the parts under loading and at contact of the face fingers with cams openings.

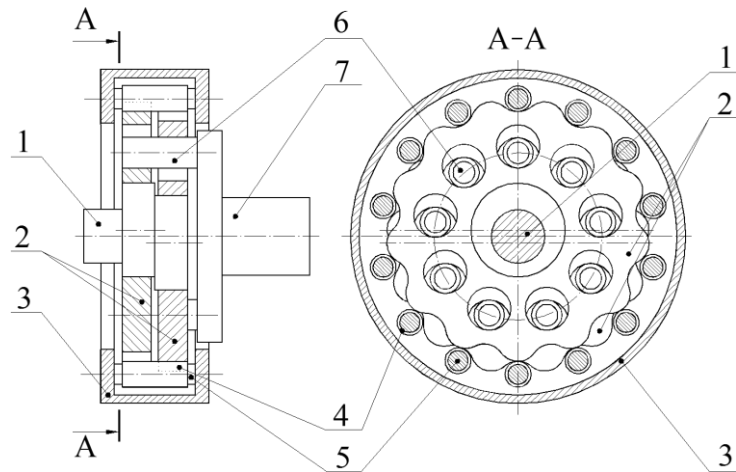


Figure 7. Schematic diagram of CYCLO Getriebebau transmission:

- 1) generator; 2) cams; 3) motionless central wheel; 4) plugs; 5) plugs axes; 6) fingers of an output shaft; 7) output shaft.

There is a face transmission with intermediate rolling elements (Figure 8). In this transmission, the spherical rolling elements are placed in slots found at an end face of the disk of the input shaft. They are in gearing with profile surfaces executed at an end face of the disk of the output shaft [5].

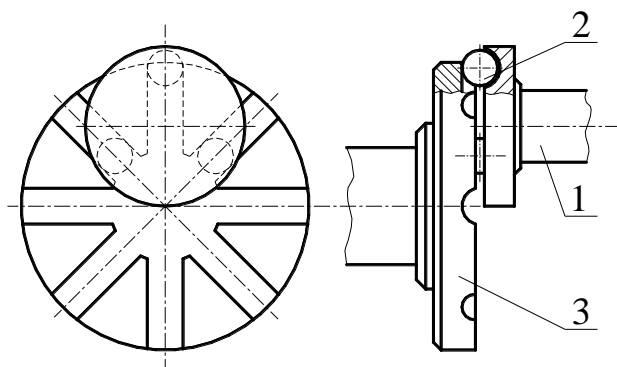


Figure 8. Schematic diagram of face transmission with intermediate rolling elements:

- 1) input shaft; 2) rolling balls; 3) output link.

Face transmissions possess compact size, lowered noise characteristics, increased load capacity (in comparison with cylindrical evolving transmissions), high efficiency (to 0.95). The shortcomings of the face transmission are discrete number of transmission ratio (in certain cases, it does not allow receiving optimum transmission); small transmission ratio in one step; significant increase in radial dimensions when increasing the transmission ratio; fast wearing of the balls slots due to sliding friction under loading between the rolling bodies and a spherical surface of a slot.

Spatial transmission with rolling elements is shown in Figure 9. It contains rolling elements in slots that are found on the disk of an input shaft. However, disk surface is not flat, it is conic. Rolling balls are rolled on the cycloidal profile found on the conic surface of the output shaft [6].

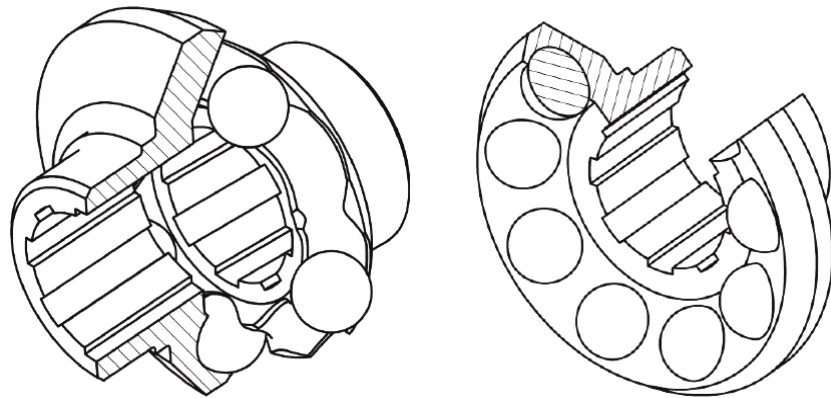


Fig. 9. Spatial transmission with intermediate rolling elements

This spatial transmission can transfer movement at an angle, which is a positive factor for transmissions with rolling elements. The shortcomings of this transmission are similar to the previous design: discretization of transfer numbers, small transmission ratio in one step; slipping in gearing and existence of excess contact that leads to reduction of load capacity of the mechanism and general efficiency [6].

The improvement of the previous spatial transmission with rolling elements is the transmission presented in Figure. 10, in which excess contact is eliminated and the free separator holding the rolling bodies at a certain angular distance is introduced. The self-adjusting transmission with rolling elements [6] is so synthesized. The considered

transmission with rolling elements has the increased efficiency, it is compact and is capable of transferring efforts and speed at an angle to an input shaft. The disadvantage of this transmission is the technological complexity of obtaining a cycloidal profile on the conic surface and low transmission number in one step.

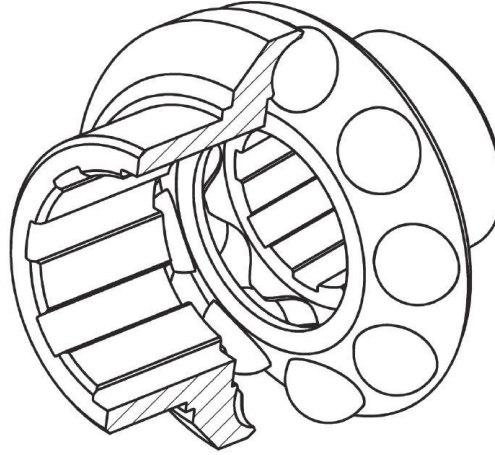


Fig. 10. Synthesized self-adjusting transmission with rolling elements

Let us consider the plane transmissions with rolling elements. The radial transmission with rolling elements (Fig. 11) was calculated by professor A.E Belyaev at the Tomsk Polytechnic Institute [3]. This transmission contains freely rotating rolling bodies representing cylinders (rollers) or spheres (balls). This transmission has good technical characteristics: big gear ratio in one step (to 60); high efficiency (to 0.85; theoretically to 0.94); capability to transfer power to 85 kW; compactness; smoothness of operation and continuity of kinematic closing. The real efficiency is lower than theoretical one, which is explained by the existence in gearing a slip of rolling bodies 2 in separator notches 3 (Fig. 11). Since a separator is an output link, frictional forces under loading reach a considerable value, reducing efficiency. There are different ways to lower slipping in gearing, but it leads to increased mass-dimensional parameters of the transmission.

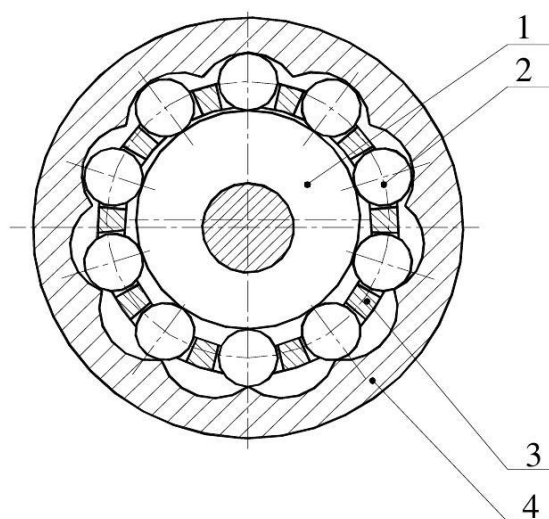


Fig. 11. Schematic diagram of transmission with intermediate rolling elements:

*1) generator; 2) intermediate rolling elements; 3) separator; 4) ring gear.*

This transmission was improved and put into production by the Tekhnotron organization. Mechanisms based of this gear are widely applied in mechanical engineering at the moment. The disadvantage of this gear is significant heating (100-120°C) of the case parts at continuous operation, which results in premature wear of the parts.

There is also a transmission with intermediate rolling elements and a free frame (holder) – a separator (Fig. 12). The separator holds rolling bodies in a specified angular position and does not participate in torque transfer. Operation of the parts I gearing is mainly performed on compression, which increases reliability of the transmission and the mechanisms designed on its basis. This transmission possesses high efficiency (to 0.97), broad range of transmission ratio in one step (from 2 to 30-40), compact sizes, continuity of contact and multipara gearing. All this allows us to provide high loading capacity of the transmission preserving its compact size [4].

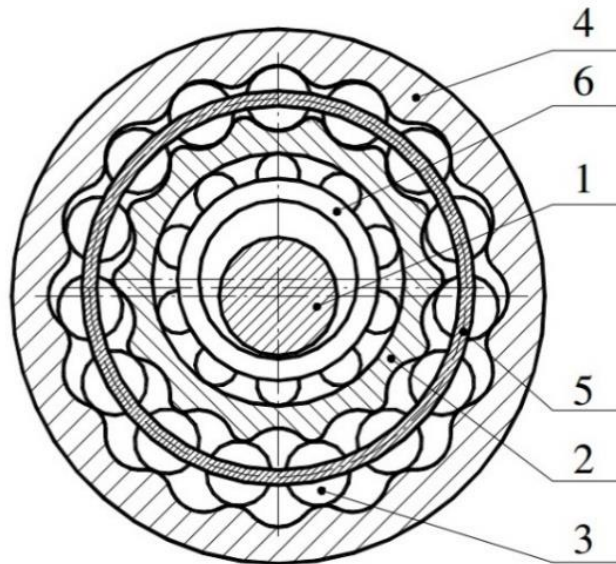


Fig. 12. Schematic diagram of the transmission with rolling elements and a free frame:  
 1) generator; 2) cams; 3) rollers; 4) ring gear; 5) frame-separator; 6) bearing

The shortcoming of the transmission with intermediate rolling elements with unloaded separator is the planetary movement of an output link in one-stage configuration. The cam 2 or a ring gear 4 (Fig. 12) can be an output link. To transform planetary movement into rotary one, it is necessary to introduce a compensating coupling or a constructive change in the design.

The analysis of the transmissions with intermediate rolling elements indicates that plane transmissions with rolling elements are the most technologically developed. They possess higher transmission ratio in one step as compared to spatial transmissions. All transmissions with intermediate rolling elements are characterized by compact size, but only plane transmissions with intermediate rolling elements provide compactness in combination with a high transmission ratio, efficiency and loading capacity. Transmissions with intermediate rolling elements and a free frame provide a full complex of high technical characteristics (Fig. 12). Mass-dimensional parameters of this transmission are 5% lower than the parameters of the transmissions, applied in industry. The efficiency of transmission can reach 0.97 that is comparable to evolvent transmissions at a higher (by 4-5 times) gear ratio. This transmission has a



wider range of gear ratios in one step, which allow more flexibility in designing the main drive for the loose mixtures agitator.

Thus, the decision is made to design the main drive of the mixing machine for loose mixtures on the basis of the transmission with intermediate rolling elements and a free frame (holder). It will ensure compact design, high reliability, high efficiency and lower energy consumption.

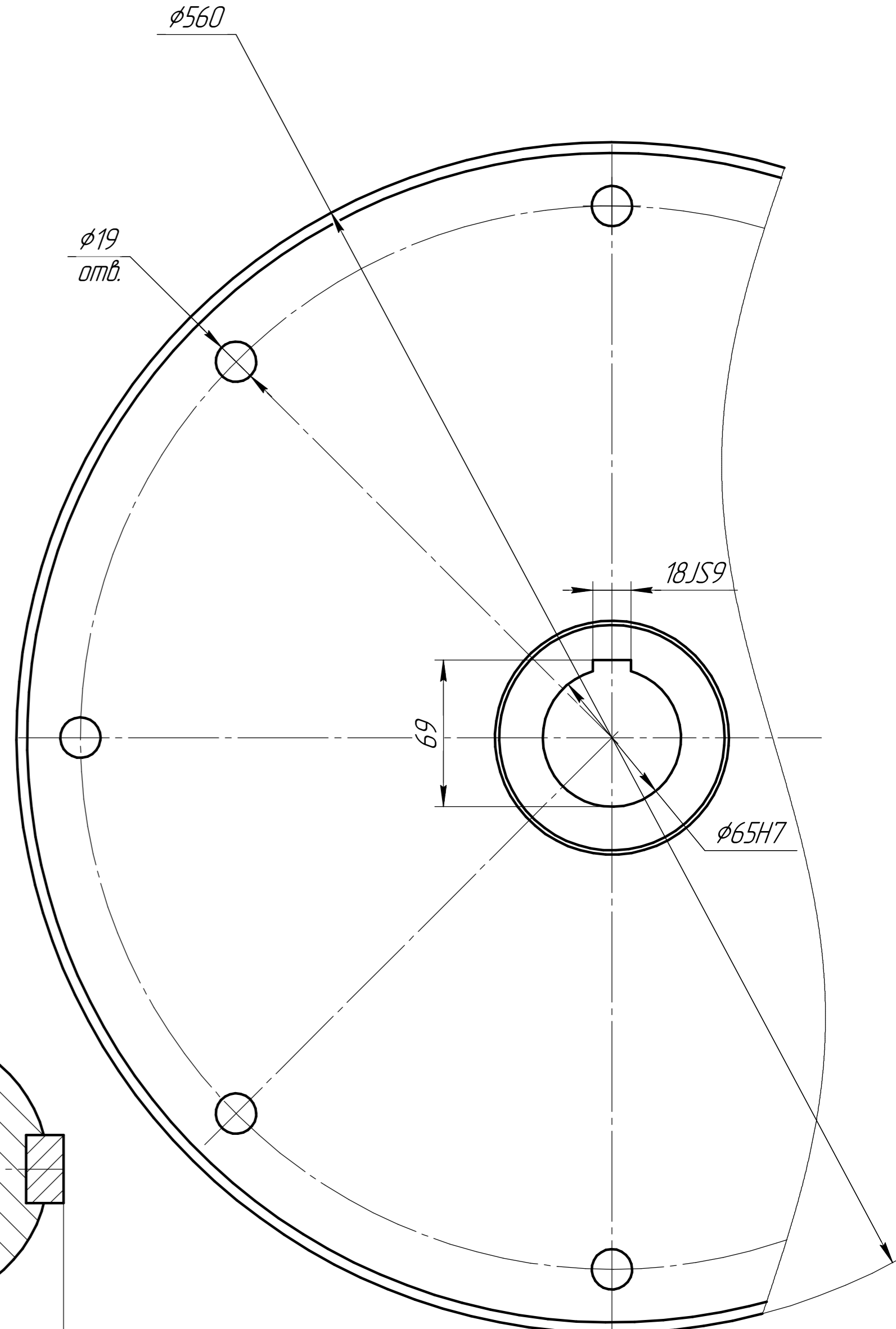
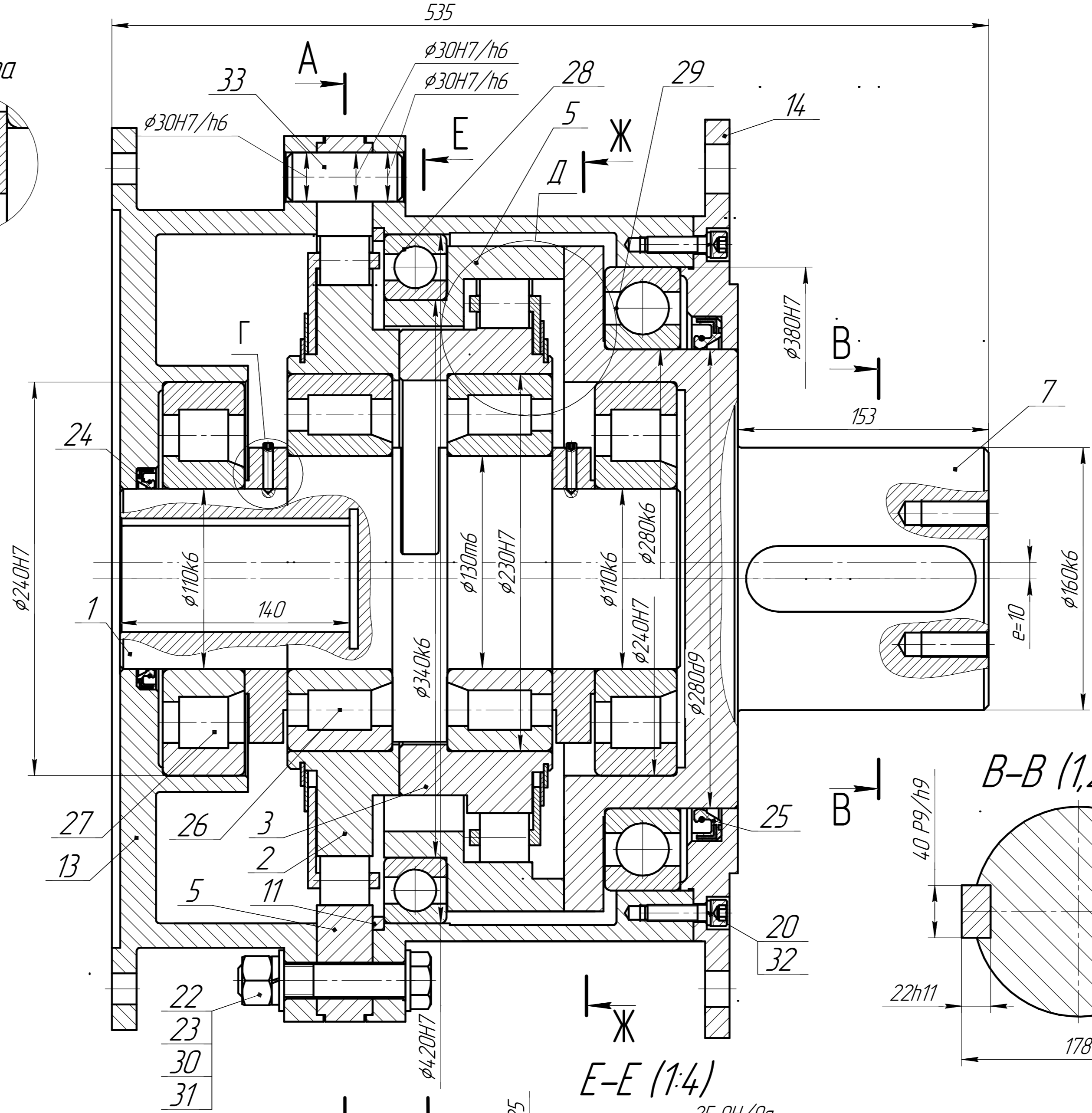
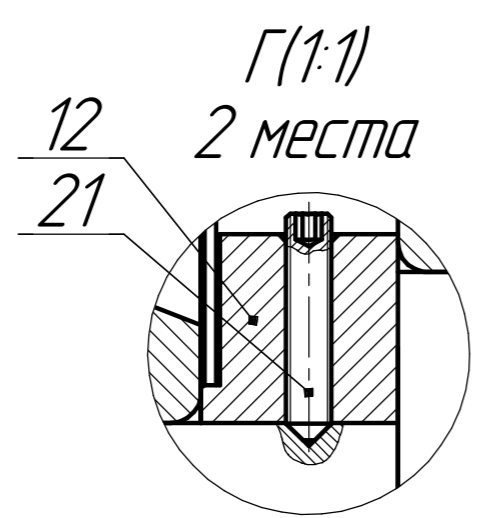
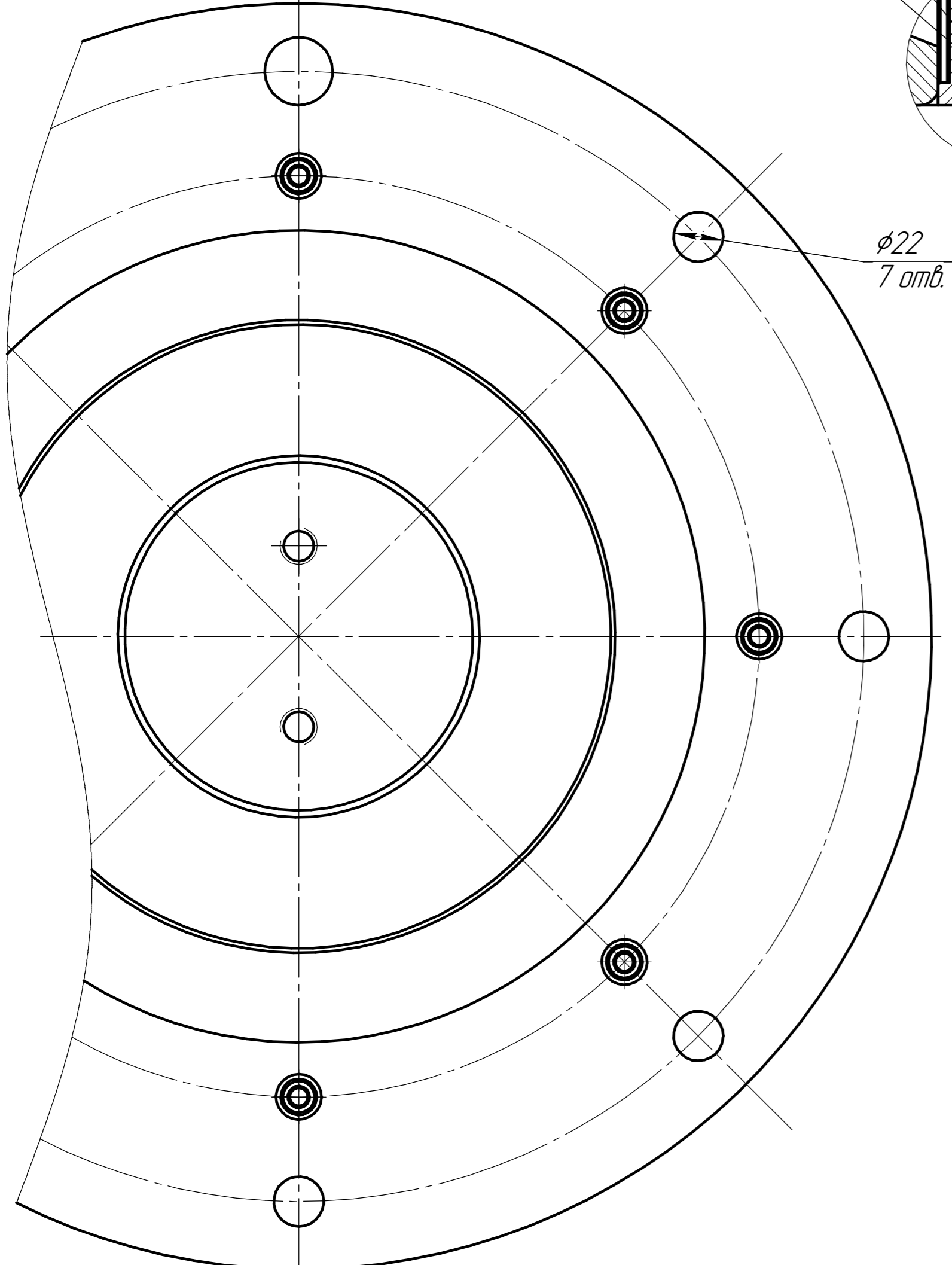
## Приложение Б

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A2			ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
A4			ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
<u>Сборочные единицы</u>						
A1		1	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.00 СБ	Редуктор с ПТК	1	
<u>Детали</u>						
		2	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.01	Зубчатое колеса	1	
		3	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.02	Шайба	1	
		4	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.03	Пластина стопорная	1	
<u>Стандартные изделия</u>						
		6		Болт М16х455.58.019 ГОСТ 7798-70	2	
		7		Болт М18х105.58.019 ГОСТ 7798-70	8	
		8		Гайка М18-6Н.5.019 ГОСТ 5915-70	8	
		9		Шайба 18.65Г 016 ГОСТ 6402-70	8	
		10		Шайба А.18.05.019 ГОСТ 11371-78	7	
		11		Шпонка 40х22х140 ГОСТ23360-78	2	
<u>Прочие изделия</u>						
		12		Электродвигатель АИР225М6У2 с исполнением ИМ3011	1	
<b>ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.00.00 ПЗ</b>						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Грушин				Лит.	Лист
Пров.	Ефременков					Листов
Н.контр.						1
Утв.					<b>ИФВТ гр. 4АМ51</b>	



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.00 СБ	Сборочный чертеж		
A4			ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.00 ПЗ	Пояснительная записка		
<u>Детали</u>						
		1	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.01	Генератор	1	
		2	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.02	Кулачок первый	1	
		3	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.03	Кулачок второй	1	
		4	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.04	Венец первый	1	
		5	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.05	Венец второй	1	
		6	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.06	Ролики	48	
		7	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.07	Вал выходной	1	
		8	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.08	Сепаратор	1	
		9	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.09	Сепаратор	1	
		10	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.10	Кольцо	2	
		11	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.11	Втулка	1	
		12	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.12	Грузик	2	
		13	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.13	Крышка	1	
		14	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.14	Крышка	1	
		15	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.15	Корпус	1	
		16	ИФВТ.ПСМ-1200.4АМ5114.1.01.01.16	Стопорное кольцо	4	
<u>Стандартные изделия</u>						
		20		Винт М10-6gx40.58.019 ГОСТ 11738-84	8	
		21		Винт М6-6gx30.22Н ГОСТ 8878-93	2	
ИФВТ.ПСМ-12004АМ5114.1.01.01.00 ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Грушин				Лит.	Лист
Пров.	Ефременков					1
Н.контр.					ИФВТ	
Утв.					гр. 4АМ51	
Редуктор с ПТК						
Копировал						
Формат А4						





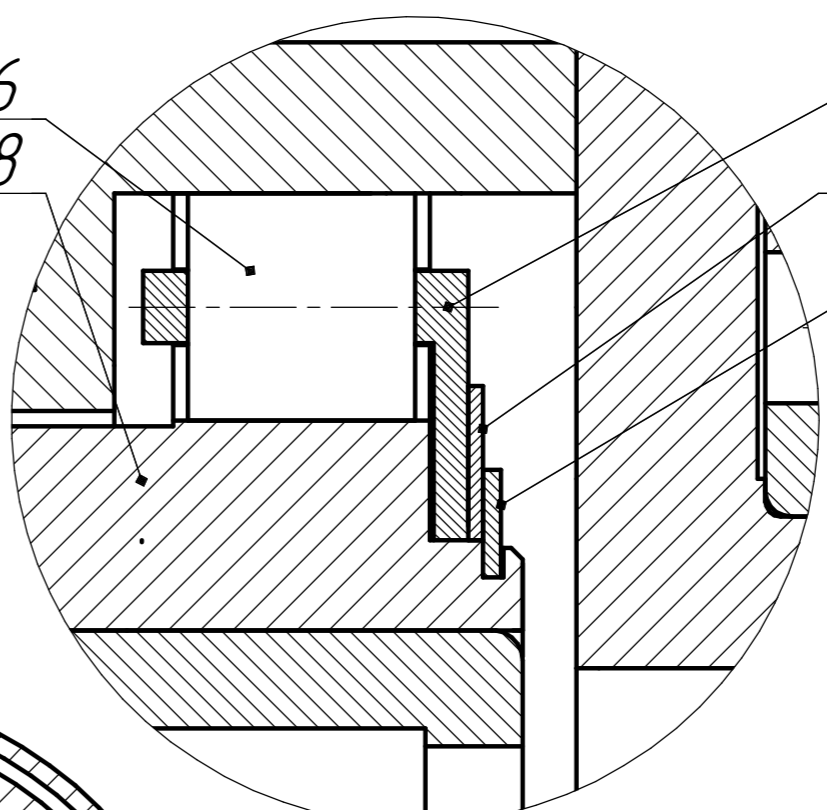
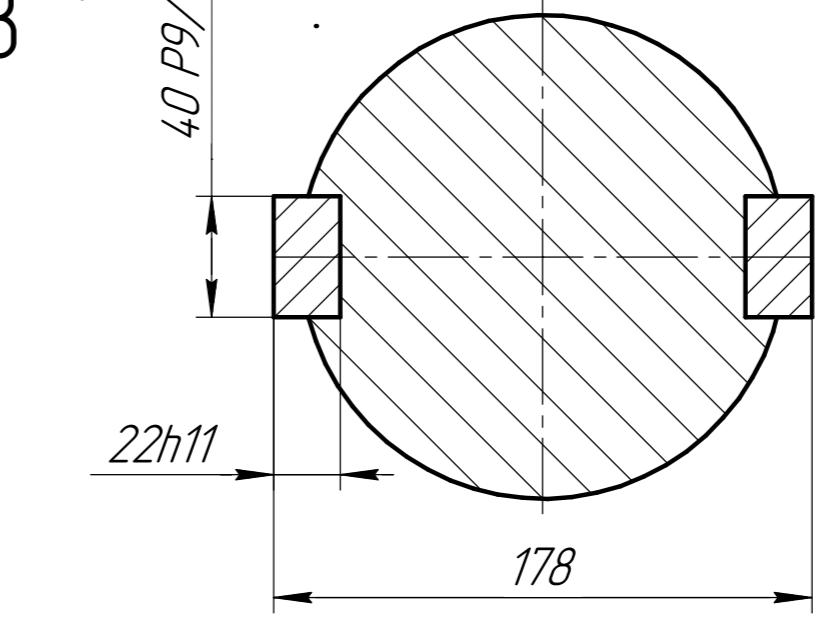
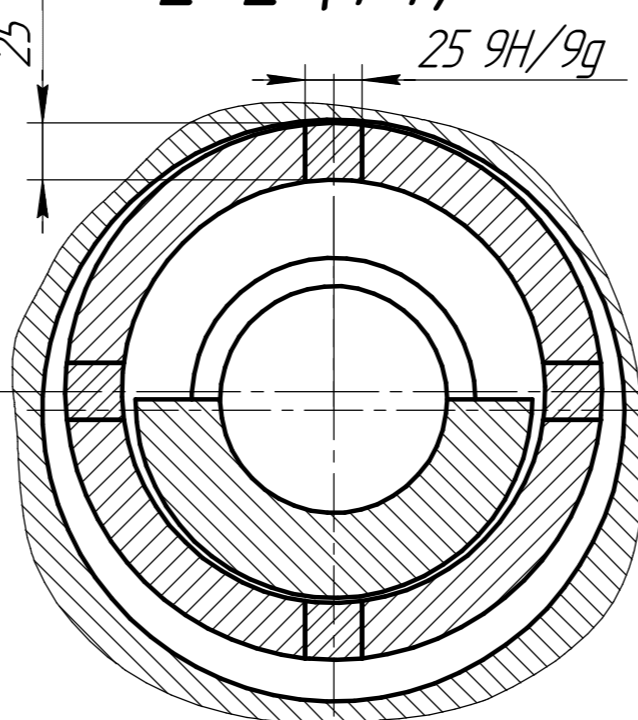
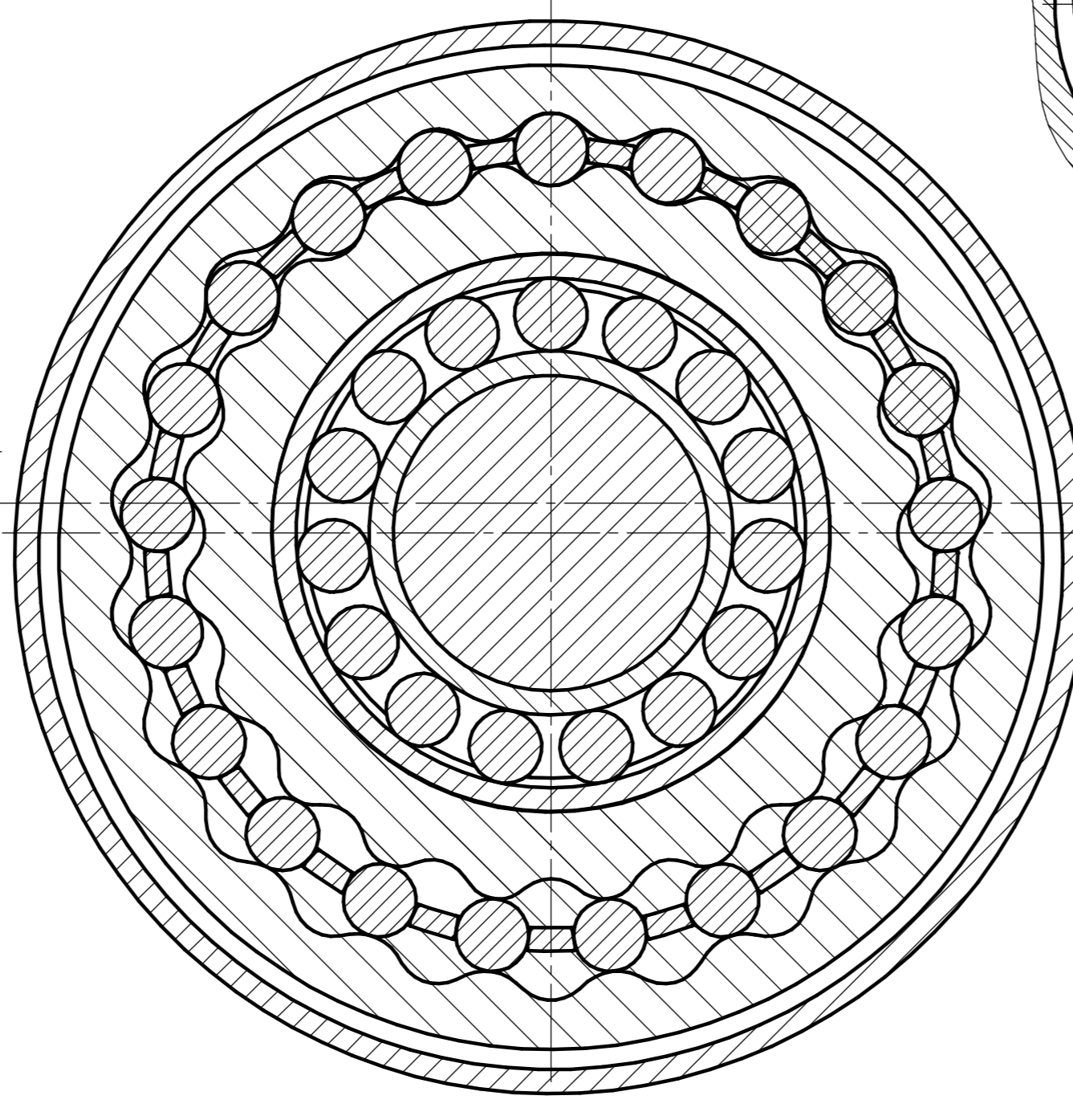
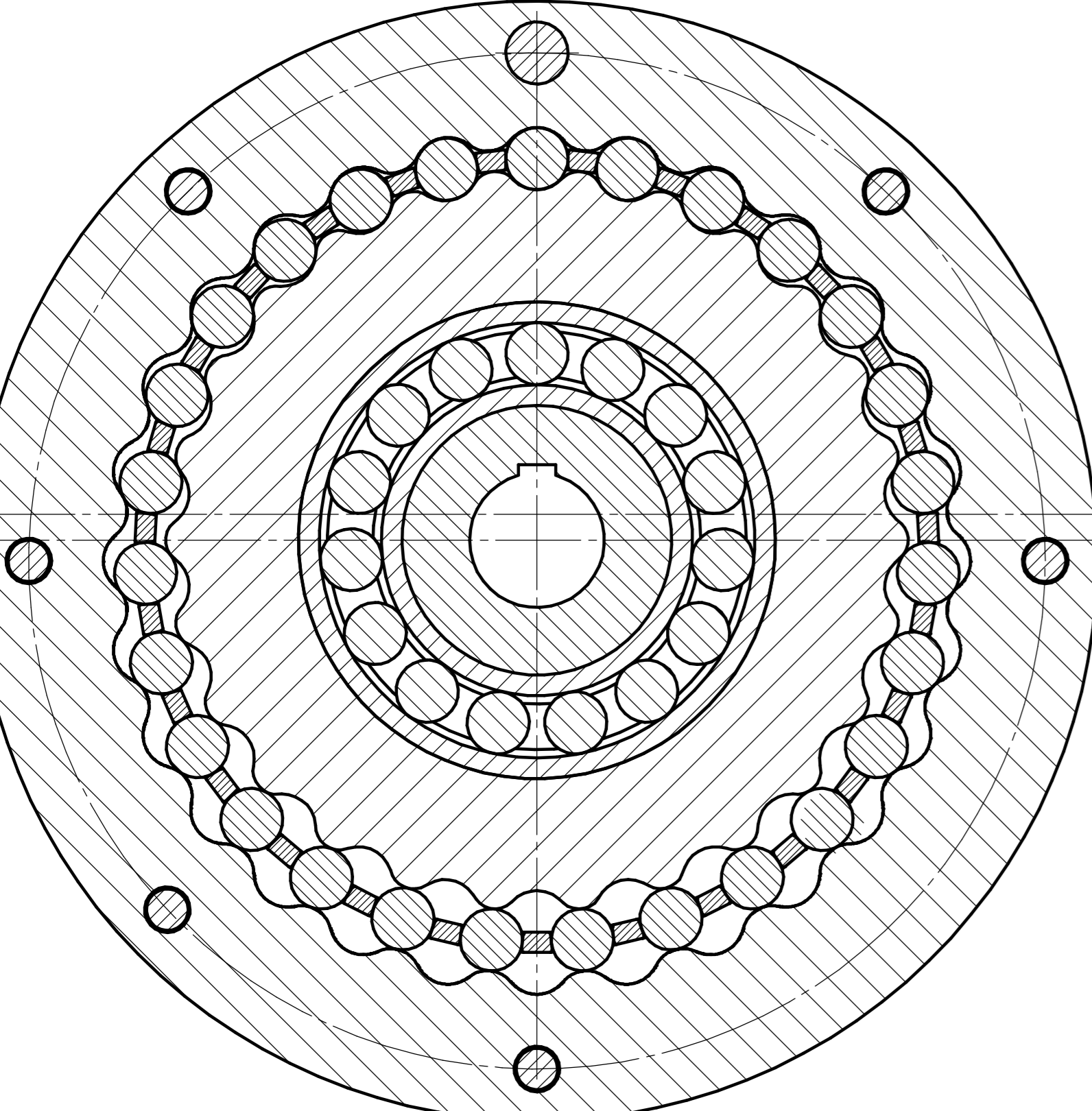
A-A (1:2,5)

Б-Б (1:2,5)

E-E (1:4)

B-B (1,25)

Д (1:1)



Технические характеристики:

- 1 Вращающий момент на выходном валу  $T_{вых} = 14625$  Нм.
- 2 Частота вращения выходного вала  $n_{вых} = 20,6$  об/мин.
- 3 Передаточное отношение редуктора  $i = 4,9$ .
- 4 Коэффициент полезного действия редуктора не менее 0,85.
- 5 Общий эксцентриситет редуктора  $e = 10$  мм.

Технические требования:

- 1 Покрытие корпусных деталей, кроме базовых поверхностей: Грунт эмаль Акрус-эпокс С ТУ 2312-001-934.75776-2006. Толщина не менее 140 мкм. Эмаль Акрус-полиур ТУ 2312-002-934.75776-2006. Цвет серый RAL 7047. Толщина не менее 60 мкм. 5.3 Класс покрытия IV. Условия эксплуатации УХЛ1. Спокр. = 0,34 м<sup>2</sup>.
- 2 Обкатить привод в течение 2 часов.
- 3 Циклоидальные профили колес и ролики при монтаже предварительно смазать пластиной смазкой ЦИАТИМ-221.

ИФВТ.ПСМ-12004АМ5114.10101.00 СБ				Лист	Масса	Масштаб
Редуктор с ПТК				205	12	
сборочный чертеж				Лист	Листов	1
ИФВТ				гр. 4АМ51		
Формат А1						