



## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.....</b>	<b>3</b>
<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>ГЛАВА 1 ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РЕДУКТОРА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА.....</b>	<b>6</b>
1.1 Общие сведения о редукторах в комбайнах .....	6
1.2 Аналоги конструктивного исполнения редукторов в комбайнах.....	7
1.3 Анализ устройства редуктора зерноуборочного комбайна.. ..	12
1.4 Требования к конструкции редуктора уборочной техники.....	13
<b>ГЛАВА 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ОПТИМИЗАЦИИ РЕДУКТОРА.....</b>	<b>15</b>
2.1 Сущность параметрической оптимизации конструкторских разрабо- ток.....	15
2.2 Разработка математической формулировки задачи оптимизации параметров редуктора .....	17
2.3 Формирование алгоритма оптимизации параметров редуктора.....	19
2.4 Решение задачи оптимизации параметров редуктора на ПЭВМ.....	20
2.5 Анализ результатов расчетов параметров ПЭВМ.....	25
2.6 Расчет оптимизированного редуктора .....	26
2.7 Анализ расчетов параметрической оптимизации .....	48
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>50</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....</b>	<b>52</b>

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами.**

Тематика настоящей работы соответствует приоритетным направлениям фундаментальных и прикладных научных исследований, на 2016-2024 годы «Системы и комплексы машин», утвержденным Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 12.03.2015 №190.

Государственная программа научны исследований «Механика, металлургия, диагностик машиностроения»

Целью настоящей работы является параметрическая оптимизация редукторов комбайна зерноуборочного .

**Задачи исследования:**

- Анализ структуры и функциональности редукторов;
- Параметрическая оптимизация редуктора. Расчет редуктора исходя из полученных опытов.

**Предмет исследований** — редуктор.

**Положения, выносимые на защиту.**

Параметрическая оптимизация редуктора зерноуборочного комбайна;  
Снижение общего объема редуктора, обеспечение равнопрочности зубчатых зацеплений.

**Личный вклад магистранта** в данную работу заключается в предоставлении высококвалифицированного инженерного и аналитического опыта анализа данных и опытных исследований, сосредотачиваясь на выявлении оптимальных решений для оптимизации редуктора.

**Апробация результатов магистерской диссертации** : Основные результаты исследования были представлены на научно-практической конференция МИТРо 2022 – Машиностроение. Инновации. Технологии. Робототехника: – Гомель, ГГТУ им. П.О.Сухого, 2022.

**Структура и объем диссертации.**

Диссертация изложена на 52 страницах машинописного текста и состоит из введения, общей характеристики работы, 2 глав, заключения, списка используемой литературы. Диссертация включает 2 таблицы, 15 рисунков, библиографию .

## ВВЕДЕНИЕ

Развитие современной машиностроительной индустрии неразрывно связано с постоянным совершенствованием и усложнением используемого оборудования, включая передачи и редукторы. Это обусловлено повышающимися требованиями к функциональным характеристикам, технической эффективности, надежности, экономичности и другим параметрам таких систем. Особое внимание уделяется редукторам, которые играют ключевую роль в передаче и преобразовании механической мощности.

Редукторы, как важные компоненты механических систем, требуют оптимизации своих параметров для обеспечения оптимальной производительности и надежности. Параметрическая оптимизация редукторов становится неотъемлемой частью разработки современных передаточных систем. Она направлена на нахождение оптимальных значений параметров редуктора, таких как зубчатые профили, передаточное отношение, материалы, подшипники и др., чтобы обеспечить наилучшие характеристики в соответствии с требованиями конкретного приложения.

Повышение эффективности редукторов и снижение потерь мощности становятся важными задачами, особенно в условиях постоянно растущих экологических требований и потребности в энергосбережении. Параметрическая оптимизация позволяет создавать более компактные и эффективные редукторы, что способствует повышению конкурентоспособности техники и снижению ее эксплуатационных затрат.

Актуальность данной диссертации подчеркивается в контексте современных вызовов в области сельского хозяйства и машиностроения. В процессе уборочной кампании комбайн выполняет разнообразные функции, и для успешного выполнения этих задач неотъемлемым является надежный и эффективный редуктор.

Редуктор в составе зерноуборочного комбайна играет ключевую роль в переключении и преобразовании механической мощности, обеспечивая работу различных механизмов, таких как жатка, молотилка, и транспортеры. Важность оптимизации параметров редуктора становится явной при рассмотрении сложности и разнообразия выполняемых функций комбайна. Это охватывает не только обеспечение высокой производительности, но и повышение надежности работы машины в условиях интенсивного сельского производства.

С учетом современных тенденций в развитии сельского хозяйства, важность увеличения производительности и снижения эксплуатационных затрат становится критической. Эффективная работа зерноуборочного

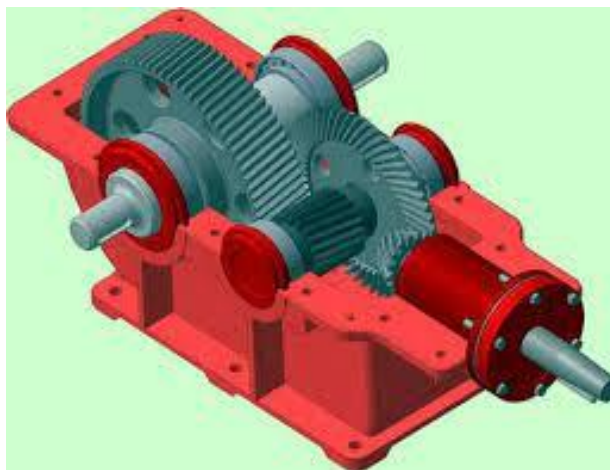
комбайна напрямую связана с производительностью его редуктора. Оптимизация этого ключевого элемента машины позволяет справляться с вызовами сельского хозяйства более эффективно, обеспечивая более энергоэффективную и надежную уборку урожая.

Целью данной работы является проведение опыта с целью оптимизации параметров редуктора, демонстрация изменений в его объеме. Наша задача заключается в изучении влияния различных факторов на работу редуктора и разработке оптимальных настроек, которые позволят снизить объем устройства без ущерба для его функциональности. В ходе исследования мы также стремимся обеспечить равнопрочность зубчатых зацеплений обеих ступеней, повысить долговечность работы зубчатых передач и увеличить ресурс редуктора.

# ГЛАВА 1 ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РЕДУКТОРА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

## 1.1 Общие сведения о редукторах в комбайнах

Редукторы в зерноуборочных комбайнах играют важную роль в механизме передачи движения и обеспечивают оптимальную работу различных систем комбайна. Рисунок 1.1.



**Рисунок 1.1. Редуктор**

### Общие сведения о редукторах в комбайнах

Редукторы в комбайнах представляют собой ключевые компоненты трансмиссии, ответственные за изменение скорости вращения двигателя и передачу этой энергии к различным механизмам комбайна. Они играют важную роль в обеспечении оптимальной работы сельскохозяйственной техники, так как обеспечивают необходимое соотношение момента и скорости вращения для выполнения различных операций, таких как уборка, дробление и очистка урожая.

Редукторы могут иметь различные типы, включая цилиндрические, конические и цилиндрические с зубчатым зацеплением, выбираемые в зависимости от конкретных требований и конструкции комбайна. Они также обладают передаточным числом, которое определяет соотношение между скоростью вращения двигателя и рабочих органов.

Современные редукторы в комбайнах могут быть адаптированы к различным задачам, поддерживая изменяемые передачи и системы управления для оптимизации эффективности. Электронные системы контроля и безопасности могут быть также встроены для автоматической регулировки работы редукторов и обеспечения безопасности механизмов. Кроме того, инновации в материалах и технологиях могут влиять на энергоэффективность и долговечность редукторов. Важным аспектом также является регулярное техническое обслуживание, чтобы обеспечить

надежную и эффективную работу редукторов в условиях сельского хозяйства.

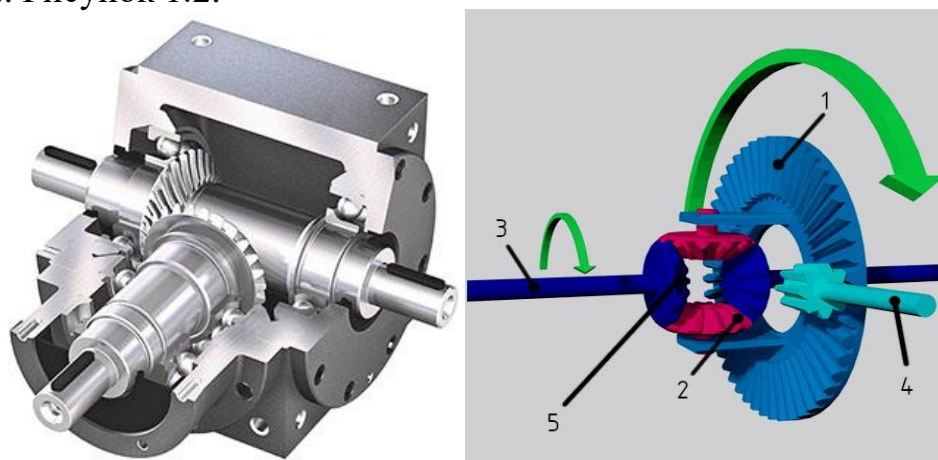
Современные тенденции в разработке редукторов включают в себя стремление к более компактным и легким конструкциям, что может содействовать повышению маневренности комбайна. Также важно отметить, что в редукторах могут использоваться специализированные системы смазки и охлаждения для предотвращения перегрева и износа.

При проектировании редукторов важно учитывать разнообразные климатические и почвенные условия, с которыми комбайн может сталкиваться в разных регионах. Это позволяет создавать надежные и оптимизированные решения, способные эффективно функционировать в различных сельскохозяйственных работах.

## 1.2 Аналоги конструктивного исполнения редукторов в комбайнах

В комбайнах, конструктивное исполнение редукторов может различаться в зависимости от производителя, модели комбайна и его спецификаций. Редукторы и мультипликаторы, которые применяются в комбайнах:

— Конический редуктор: В конических редукторах зубчатые колеса расположены под углом друг к другу, что позволяет изменять направление передачи. Рисунок 1.2.



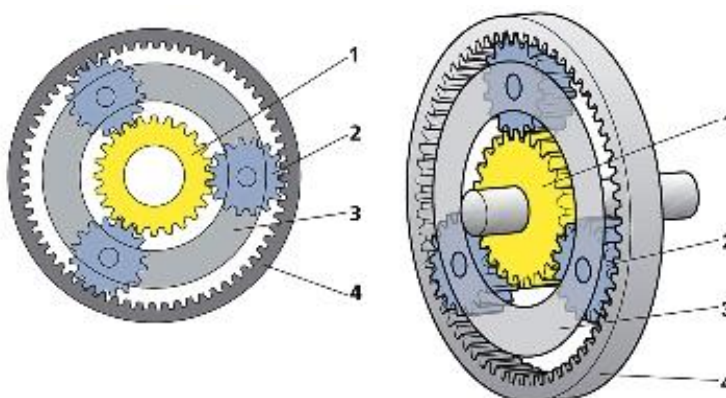
**Рисунок 1.2. 1.-Ведомая шестерня, 2-Сателлит , 3-Полуось, 4-Ведущая шестерня, 5 Шестерня полуоси**

В сельскохозяйственной технике часто применяется в узлах выгрузного шнека. Выгрузной шнек комбайна представляет собой важный механизм для эффективной выгрузки собранного урожая. Рисунок 1.3



**Рисунок 1.3 Выгрузной шнек**

— Планетарный редуктор: Этот тип редуктора имеет центральное зубчатое колесо, которое окружено спутниковыми шестернями. Планетарные редукторы характеризуются высоким передаточным отношением и компактной конструкцией. Рисунок 1.4.



**Рисунок 1.4. 1-Солнечная шестерня, 2-Сателлитовая шестерня, 3- Водило, 4-Коронная шестерня**

Применяется в жатках любого типа Рисунок 1.5. Обеспечивает компактность, высокую эффективность и надежность в работе. Такой редуктор позволяет точно регулировать скорость и направление вращения режущего устройства. Это важно для оптимального сбора урожая и обеспечивает нужную производительность комбайна. Планетарные редукторы также обеспечивают устойчивость в работе и долгий срок службы в условиях интенсивной эксплуатации.





**Рисунок 1.5. Жатка зерновая**

— Бортовой редуктор – это часть трансмиссии, предназначенная для регулирования скорости. Рисунок 1.6



**Рисунок 1.6 Бортовой редуктор**

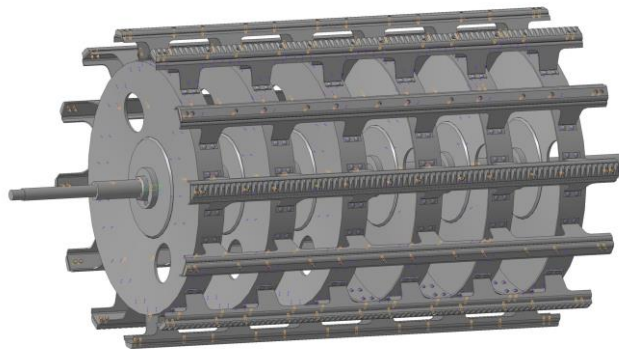
В контексте комбайна, бортовой редуктор, означает редуктор, который расположен по ходу движения комбайна слева и справа на мосту комбайна. Мост часто имеет редукторное устройство для уменьшения оборотов и увеличения крутящего момента, поступающего на колеса.

— Цилиндрический редуктор: Этот тип редуктора имеет пару цилиндрических зубчатых колес, расположенных параллельно друг другу. Он обеспечивает передачу мощности с минимальными потерями и может иметь разные передаточные отношения Рисунок 1.7.

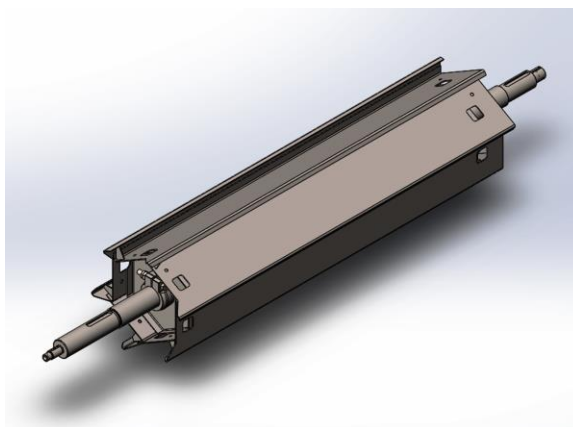


**Рисунок 1.7. Цилиндрический редуктор**

Один из примеров использования цилиндрического редуктора в комбайне - это его применение в узле привода молотильного барабана. Молотильный барабан предназначен для обмолота сельскохозяйственных культур, обеспечивая эффективное извлечение зерна из стеблей. Редуктор, встроенный в привод молотильного барабана, играет ключевую роль в регулировании скорости вращения барабана, что позволяет оптимизировать комбайн к различным условиям и типам урожая. Рисунок 1.8. Так же цилиндрический редуктор используют в битере отбойном Рисунок 1.9.

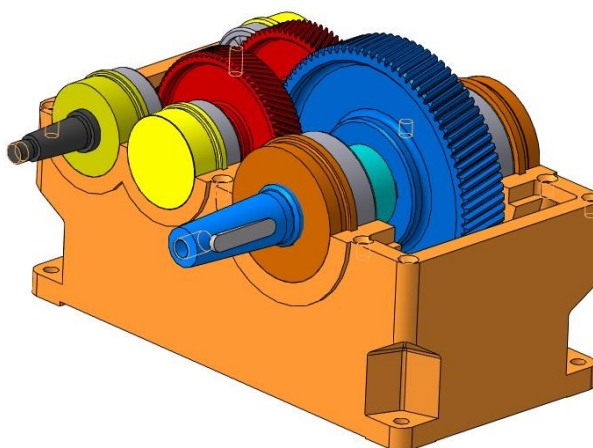


**Рисунок 1.8 Молотильный барабан комбайна**



**Рисунок 1.9 Битер отбойный**

Цилиндрический шевронный редуктор обладает особенностью в виде шевронных зубьев, как показано на Рисунке 1.10. Этот тип редуктора характеризуется способностью обеспечивать плавность хода и имеет более короткую базу по сравнению с цилиндрическим редуктором.



**Рисунок 1.10 Цилиндрический шевронный редуктор**

Шевронные редукторы, благодаря своей конструкции с шевронными зубьями, могут обеспечивать плавное и эффективное перемещение урожая по конвейеру, что особенно важно в процессе уборки и обработки сельскохозяйственных культур. Такие редукторы могут обеспечивать надежную передачу момента и управление скоростью вращения, что важно для оптимизации работы элеваторных систем на комбайне Рисунок 1.11.



**Рисунок 1.11 Элеватор**

### 1.3 Анализ устройства редуктора зерноуборочного комбайна.

Устройство редуктора в зерноуборочных комбайнах является ключевым компонентом, которое обеспечивает передачу мощности от двигателя комбайна к различным рабочим органам, таким как барабан уборочного устройства, винтовой транспортер, вентилятор и другие механизмы.

При проведении анализа устройства редуктора было принято решение о выборе двухступенчатого (шевронного) редуктора как наиболее подходящего варианта для наших потребностей. Этот выбор основан на ряде ключевых факторов, которые определяют преимущества двухступенчатых редукторов в контексте нашей задачи.

Вот обоснование этого выбора:

**Передаточное отношение:** Двухступенчатые редукторы обеспечивают более высокое общее передачное отношение, чем одноступенчатые, что позволяет эффективнее преобразовывать вращательное движение между входным и выходным валами. Это особенно важно в случае, когда требуется значительное снижение оборотов для соответствия параметрам нашей задачи.

**Снижение потерь энергии:** двухступенчатые редукторы обычно имеют меньшие потери энергии по сравнению с многоступенчатыми аналогами. Это связано с меньшим количеством передач и соответственно меньшими трениями и потерями на нагрев. Это позволяет снизить энергопотребление и повысить эффективность работы системы, что важно как с экономической, так и с экологической точки зрения.

**Высокая эффективность:** двухступенчатые редукторы часто обладают более высокой эффективностью по сравнению с другими типами. Это важно для минимизации потерь энергии в системе и обеспечения более экономичной работы устройства.

Простота обслуживания и надежность: Шивронные редукторы известны своей прочностью и надежностью. Они спроектированы для высоких нагрузок и длительной службы в тяжелых условиях.

Компактность: Двухступенчатые редукторы часто обладают компактным дизайном, что важно, если у нас есть ограничения по пространству. Их компактные размеры делают их подходящими для различных приложений.

Одним из ключевых аспектов, подчеркивающих преимущества двухступенчатого редуктора, является его способность поддерживать соосность внутренних компонентов, что играет важную роль в управлении вибрациями. Соосность в редукторе способствует выравниванию и согласованию движения зубчатых колес и других деталей, что существенно снижает вибрации. Это не только повышает комфорт в управлении комбайном, но и снижает износ деталей, что важно для продления срока службы и общей надежности механизма

#### 1.4 Требования к конструкции редуктора уборочной техники.

Конструкция редуктора уборочной техники, такой как комбайны для уборки зерновых культур, должна соответствовать различным требованиям, связанным с особенностями работы в сельском хозяйстве. Вот некоторые общие требования к конструкции редуктора для уборочной техники:

##### Надежность и Долговечность:

Редуктор должен быть спроектирован с учетом высоких нагрузок, которые могут возникнуть при работе в условиях сельского хозяйства. Это включает в себя специальные требования к прочности материалов и конструкции, а также обеспечение долговечности при интенсивной эксплуатации.

##### Защита от Загрязнений:

Уборочная техника часто работает в условиях, где присутствуют пыль, грязь и другие загрязнения. Редуктор должен иметь эффективные средства защиты от внешних частиц, чтобы предотвратить износ и повреждения.

##### Приспособленность к Различным Условиям Поля:

Редуктор должен быть спроектирован с учетом разнообразных условий, с которыми он может сталкиваться в поле, таких как неровности поверхности, камни и другие препятствия.

##### Эффективность и Передаточное Отношение:

Конструкция редуктора должна обеспечивать необходимое передаточное отношение, чтобы эффективно использовать мощность от двигателя уборочной техники. Это позволяет достигать оптимальной производительности при различных режимах работы.

##### Требования по Обслуживанию:

Редуктор должен быть спроектирован с учетом удобства обслуживания. Это включает в себя доступность к ключевым узлам для проведения технического обслуживания, замены деталей и смазки.

**Компактность:**

Конструкция редуктора должна быть компактной и легко интегрироваться в общую систему уборочной техники. Это важно для эффективного использования пространства и обеспечения удобства в процессе сбора урожая.

**Устойчивость к Вибрациям и Ударам:**

Редуктор должен быть способен справляться с вибрациями и ударами, которые могут возникнуть в процессе работы уборочной техники.

**Соблюдение Стандартов и Безопасность:**

Конструкция редуктора должна соответствовать промышленным стандартам и требованиям безопасности, чтобы обеспечивать безопасность оператора и окружающих.

Учитывая эти требования, конструкторы редукторов для уборочной техники должны тщательно анализировать условия эксплуатации и предусматривать необходимые инженерные решения для оптимальной производительности и надежности.

## ГЛАВА 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ОПТИМИЗАЦИИ РЕДУКТОРА

Определение ключевых показателей эффективности мероприятий по оптимизации редуктора в сельскохозяйственной технике:

В рамках исследования проводится оценка воздействия оптимизационных мер на производительность и способность редуктора эффективно передавать мощность. Основной акцент делается на снижении массы после внедрения изменений.

Важным аспектом исследования является также анализ эффективности редуктора в использовании энергии и топлива, что включает в себя измерение экономии ресурсов и соблюдение экологических стандартов. При этом уделяется внимание улучшению надежности и стабильности работы редуктора, а также анализу эффективности системы смазки и средств защиты от загрязнений.

### 2.1 Сущность параметрической оптимизации конструкторских разработок.

Сущность параметрической оптимизация в контексте конструкторских разработок - это метод, который позволяет оптимизировать параметры, редуктора с целью улучшения его характеристик, таких как производительность, надежность, экономичность, снижение массы и другие параметры.

Параметрическая оптимизация является важным инструментом в различных областях, включая инженерное проектирование, научные исследования. Её важность объясняется несколькими ключевыми факторами:

— Улучшение производительности и эффективности: Параметрическая оптимизация позволяет находить оптимальные значения параметров системы, которые максимизируют или минимизируют целевые характеристики. Это может включать в себя увеличение производительности машины или системы, снижение энергопотребления, увеличение надежности и т.д.

— Экономия ресурсов: Оптимизация параметров позволяет сокращать использование ресурсов, таких как материалы, энергия и время. Это имеет большое значение в производстве, где оптимизация процессов и деталей может снизить издержки.

— Улучшение качества продукта: Параметрическая оптимизация позволяет создавать продукты с более высокими характеристиками качества. Например, в автомобильной индустрии оптимизация параметров двигателя может повысить экономичность и экологичность автомобиля.

— Оптимизация к изменяющимся условиям: В некоторых областях, таких как авиационная или космическая промышленность, параметрическая оптимизация позволяет адаптировать системы к различным условиям эксплуатации, учитывая разные режимы полета или миссии.

— Сокращение времени разработки: Оптимизация параметров может существенно сократить время, необходимое для разработки новых продуктов или систем. Это особенно важно в быстро меняющихся отраслях и конкурентных рынках.

— Научные исследования: В научных исследованиях параметрическая оптимизация используется для определения оптимальных условий экспериментов, анализа данных и обобщения результатов.

— Принятие обоснованных решений: Параметрическая оптимизация обеспечивает объективную основу для принятия решений. Вместо интуитивных или случайных подходов она позволяет опираться на анализ и математическую модель.

Задачи, которые параметрическая оптимизация может помочь решать, включают в себя оптимизацию конструкций, производственных процессов, распределение ресурсов, прогнозирование, управление рисками, анализ данных и многие другие. Важно подчеркнуть, что параметрическая оптимизация имеет широкий спектр применений и может быть использована в разных отраслях и дисциплинах для достижения лучших результатов.

Конструкторская деятельность охватывает широкий спектр задач и процессов, связанных с разработкой новых продуктов и систем. Важно понимать, что многие аспекты этой деятельности могут быть оптимизированы с целью повышения эффективности и качества конструкторских разработок. Вот некоторые из основных особенностей конструкторских разработок и аспектов, которые могут быть оптимизированы:

1. Исследование и концептуализация: В начальной стадии проекта конструкторы проводят исследования и разрабатывают концепции продукта. Оптимизация в этом контексте может включать в себя более эффективный процесс исследования и выявления потребностей рынка.
2. Проектирование и анализ: Конструкторы разрабатывают детали, компоненты и системы, учитывая функциональные, структурные и эстетические аспекты. Оптимизация в этом этапе может включать в себя сокращение времени на разработку, улучшение производительности и снижение издержек.
3. Моделирование и симуляция: Использование компьютерного моделирования и симуляции позволяет предварительно оценивать производительность и характеристики продукта. Оптимизация моделей и методов симуляции может сэкономить время и ресурсы.



4. Выбор материалов и процессов: Оптимизация в выборе материалов и технологических процессов может повысить прочность, снизить износ, улучшить экологичность и снизить издержки производства.
5. Управление рисками: Идентификация и управление рисками в конструкторских разработках могут быть оптимизированы с помощью анализа вероятности и последствий различных сценариев.
6. Итеративный процесс: Конструкторская деятельность часто является итеративным процессом, где продукт проходит через несколько этапов улучшений и оптимизации. Оптимизация этого процесса может ускорить достижение целей проекта.
7. Эргономика и дизайн: Оптимизация включает в себя такие аспекты, как удобство использования продукта, его внешний вид и визуальный стиль.
8. Тестирование и верификация: Оптимизация процессов проверки и тестирования продукта помогает обнаруживать и устранять дефекты более эффективно.
9. Учет экологических и социальных факторов: С учетом растущего интереса к устойчивости и социальной ответственности, оптимизация включает в себя оценку и учет влияния продукта на окружающую среду и общество.
10. Оптимизация параметров продукта: Это непосредственно связано с вашей темой. Оптимизация параметров продукта, таких как размеры, форма, материалы и характеристики, позволяет создавать более эффективные и конкурентоспособные решения.

Оптимизация в конструкторской деятельности может привести к созданию более качественных, надежных и эффективных продуктов, а также сократить затраты и время на разработку. Она играет важную роль в различных отраслях, включая машиностроение, электронику, медицину и многие другие.

## 2.2 Разработка математической формулировки задачи оптимизации параметров редуктора

Для создания наиболее совершенных и экономичных механизмов и машин важно получить оптимальный вариант входящих в них редукторов. Показатель, на основе которого оценивается принятое решение, является критерием оптимальности решаемой задачи, а функция, выражающая значение критерия через управляемые параметры, называется целевой функцией (функцией цели, функцией отклика).

В общем случае цель расчета (определение значения критерия оптимальности) функционально можно представить зависимостью:

$$Y = F(X, K) \quad (2.1)$$

$\mathbf{X}$  – компонентный вектор управляемых переменных  $\mathbf{x}_j$ ;

$\mathbf{K}$  – компонентный вектор неуправляемых (постоянных для данной задачи) переменных - передаваемые нагрузки, например материалы и термообработка зубчатых колес, условия работы МЗП и т.д.

В решаемой работе задач управляемыми (искомыми) параметрами редуктора, однозначно определяющими его конструктивный вариант, приняты следующие:

- передаточные отношения  $\mathbf{u}_i$  ступеней редуктора;
- диаметры  $\mathbf{d}_{wj}$  начальных окружностей шестерен;
- отношения  $\mathbf{q}_{\pi j}$  рабочей ширины зубчатого венца шестерни к ее начальному диаметру;
- числа  $\mathbf{z}_{ij}$  зубьев шестерен;
- углы  $\beta_j$  наклона линии зуба шестерен;
- коэффициенты  $\mathbf{x}_{kj}$  смещения исходного контура.

Все величины (за исключением  $\beta_j$  и  $\mathbf{x}_{kj}$ ), если в дальнейшем это специально не оговорено, предполагаются положительными.

В качестве управляемых переменных можно использовать другие параметры, что автоматически ведет к усложнению сформированной математической моделью (ММ).

Считая неуправляемые переменные постоянными для конкретной задачи, примем в качестве целевой функции функцию  $\mathbf{F}(\mathbf{X})$ , которая каждому фиксированному значению набора  $\mathbf{X}=\{\mathbf{u}_j, \mathbf{d}_{wj}, \mathbf{q}_{\pi j}, \mathbf{z}_{ij}, \mathbf{B}_j, \mathbf{x}_{1j}, \mathbf{x}_{2j}, \mathbf{j}=1,t\}$  искомым параметрам ставит в соответствие некоторое определенное значение набора  $\mathbf{W}(\mathbf{X})$  технических показателей зубчатых передач. Для одноступенчатой передачи  $\mathbf{X}=(\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_7)=\mathbf{u}(\mathbf{u}, \mathbf{d}_w, \mathbf{q}_{\pi}, \mathbf{z}, \mathbf{B}, \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2)$  (показатели будут являться точками в гиперпараллелепипеде с координатными осями  $\mathbf{u}, \mathbf{d}_w, \mathbf{q}_{\pi}, \mathbf{z}, \mathbf{B}, \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2$ ).

Для двухступенчатой передачи характер целевой функции  $\mathbf{F}(\mathbf{X})$  выразится гиперповерхностями, описываемыми уравнениями вида:

$$\mathbf{F}\{\mathbf{u}_j, \mathbf{d}_{wj}, \mathbf{q}_{\pi j}, \mathbf{z}_{ij}, \beta_j, \mathbf{x}_{kj}, \geq \mathbf{C}\} \quad (2.2)$$

Где  $\mathbf{C}$  – величина, постоянная для каждой поверхности.

Множество всех возможных вариантов обозначим  $\mathbf{R}$ . Если  $\mathbf{X}$  – допустимое решение, т.е. работоспособная передача, то  $\mathbf{X} \in \mathbf{R}$ . Множество допустимых зубчатых передач  $\mathbf{X}$  будет определяться рядом равенств и неравенств.

Используя введенные обозначения, сформулируем задачу параметрического синтеза оптимального редуктора.

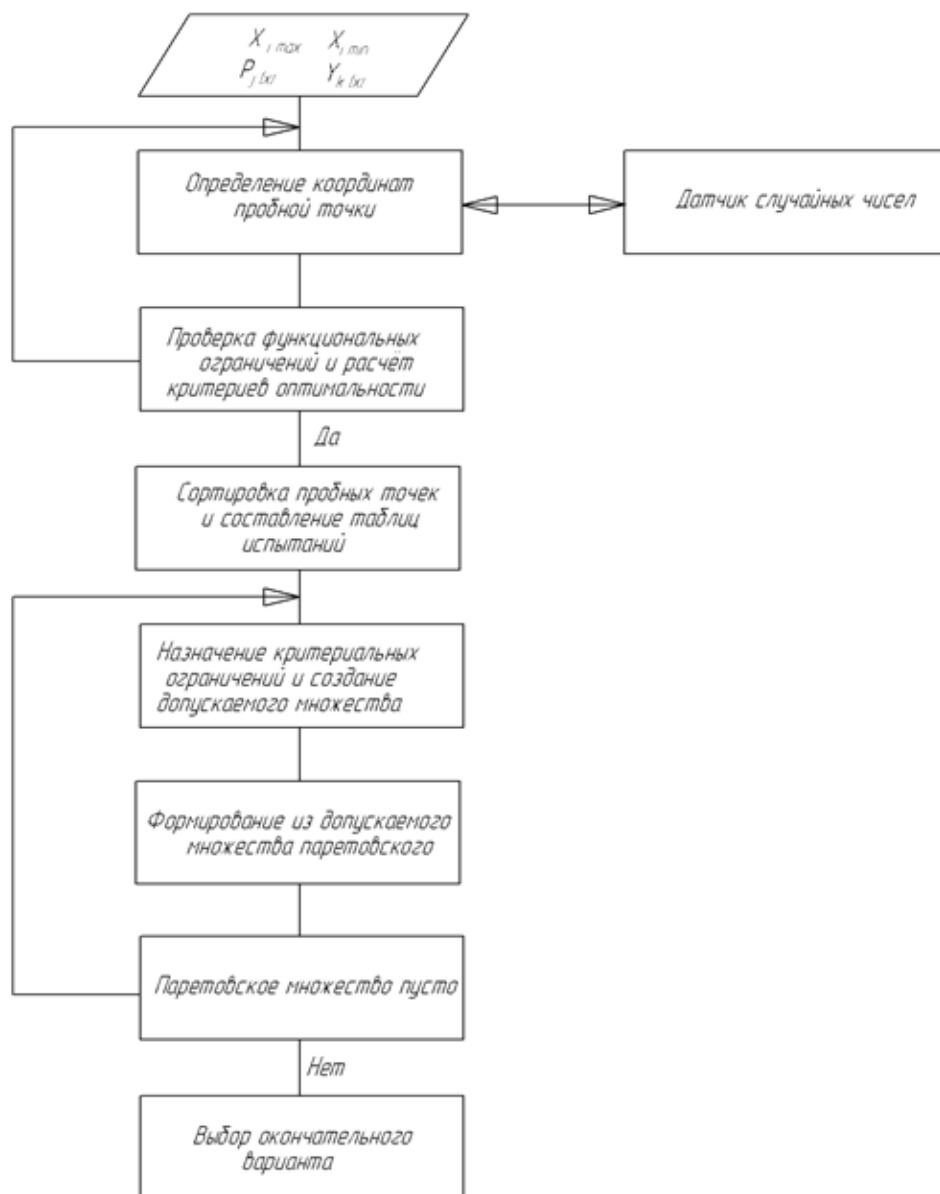
При заданной целевой функции  $\mathbf{F}(\mathbf{X})$  и ограничениях, определяющих множество допустимых решений  $\mathbf{X}$  для заданной схемы редуктора, найти такие значения  $\mathbf{x}_i$  вектора  $\mathbf{X}$ , для которого целевая функция  $\mathbf{F}(\mathbf{X})$  принимает экстремальное (минимальное или максимальное) значение на множестве  $\mathbf{R}$ , т.е.:

$$f(\mathbf{X}) = \text{extr} \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{F}(\mathbf{X}) \\ \mathbf{X} \in \mathbf{R} \end{array} \right\} \quad (2.3)$$

Данная задача является задачей параметрической оптимизации, решение которой известными классическими методами затруднено, и поэтому требуется применение методов математического программирования.

### 2.3 Формирование алгоритма оптимизации параметров редуктора

Алгоритм основан на численном анализе пространства управляемых параметров редуктора. Общая структура алгоритма представлена на рисунке 2.1. Поиск оптимального решения включает в себя четыре этапа.



**Рисунок 2.1** Схема алгоритма оптимизации

**1 этап** - составление таблиц испытаний. Выполняется последовательно, с помощью датчика случайных чисел с повышенной равномерностью, построенного на основе ЛП-последовательности. Выбираются  $N$  пробных точек,  $X_1, X_2, \dots, X_n$ , равномерно расположенных в области поиска, ограниченной параметрическими ограничениями. При этом координаты каждой точки определяются по формуле:

$$x_{ij} = x_{i \min} + \xi_{ij}(x_{i \max} - x_{i \min}) \quad j=1 \dots N \quad i=1 \dots n \quad (2.4)$$

где  $n$  – число параметров ( $\geq 5$ );

$\xi_{ij}$  – случайное число в диапазоне  $[0,1]$ ;

$N$  – число испытаний;

$x_{i \max}, x_{i \min}$  – минимальные (максимальные) значения варьируемых параметров.

В каждой из точек области поиска проверяются функциональные ограничения,  $P_1(x_i), \dots, P_g(x_i)$  и в случае их выполнения вычисляются значения всех критериев  $X_1(x_i), \dots, X_f(x_i)$ . В случае невыполнения хотя бы одного из функциональных ограничений критерию автоматически присваивается заведомо большее число (например, 9999).

Далее по каждому критерию составляется таблица испытаний (допустимых вариантов), в которой значения  $Y_k(x_1), \dots, Y_k(x_n)$  располагаются в порядке возрастания с указанием , соответствующих числу ( $N$ ) пробных точек (своих для каждого  $Y_k$ ).

**2 этап** - назначение критериальных ограничений. Этап выполняется проектировщиком на основе анализа таблиц испытаний. По каждому из критериев конструктор указывает номер точки, в которой критерий принимает экстремальное значение.

**3 этап** - формирование паретовского множества. Этап выполняется автоматически. Сначала определяются все точки, удовлетворяющие всем критериальным ограничениям. При этом возможна ситуация, что в силу назначения проектировщиком жестких критериальных ограничений такие точки не обнаружатся. В этом случае необходимо вернуться к этапу 2 и ослабить требования к редуктору, либо изменить исходные данные и решить задачу повторно.

**4 этап** - определение окончательного варианта из паретовского множества проектных решений.

## 2.4 Решение задачи оптимизации параметров редуктора на ПЭВМ

Задача оптимизации формально представляется как задача нелинейного программирования, включающая: процедуру анализа, выбор управляемых параметров и назначение границ их изменения, а также определение функциональных ограничений и критериев оптимальности.

Внутренние параметры редуктора делятся на постоянные и управляемые, последними варьируют в процессе поиска оптимального решения. К постоянным параметрам были отнесены такие параметры как: внешний вид колес первой и второй ступеней, передаточное отношение второй ступени (конической передачи); окружная сила; скорость ленты; диаметр барабана; коэффициент суточной загрузки и срок службы редуктора.

Параметры и ограничения:

1. Постоянные параметры:

- Общее передаточное число;
- окружная сила, кН;
- скорость ленты, м/с;
- диаметр барабана, мм;
- коэффициент суточной загрузки;
- срок службы редуктора, г.

2. Переменные (управляемые) параметры:

- передаточное отношение первой ступени;
- передаточное отношение первой ступени;
- отношение ширины венца к межосевому расстоянию для первой ступени,  $\psi_{ba}$ ;
- внешний окружной модуль для зубчатой передачи;
- коэффициент ширины зубчатого венца  $k_{be}$ .

3. Функциональные ограничения:

- проверка допускаемого отклонения при вычислении точного передаточного числа для конической передачи;
- проверка контактных напряжений для конической передачи;
- проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба для конической передачи;
- прочностные возможности по контактной выносливости для цилиндрической передачи;
- прочностные возможности по выносливости на изгиб для цилиндрической передачи.

4. Критерии оптимальности:

Критерии оптимальности - показатели или характеристика объекта, по которому оценивается качество проектирования. В данном случае критериями оптимальности являются: межосевое расстояние тихоходной ступени, межосевое расстояние быстроходной ступени, объем редуктора, равнопрочность зубчатых зацеплений обеих ступеней

1. Объем редуктора

$$V = H \cdot B \cdot L, \quad (2.5)$$

## 2. Равнопрочность зубчатых зацеплений

$$a_{\text{равнопрочность}} = \frac{a_m}{a_b}, \quad (2.6)$$

### 5. Оптимизируемые параметры

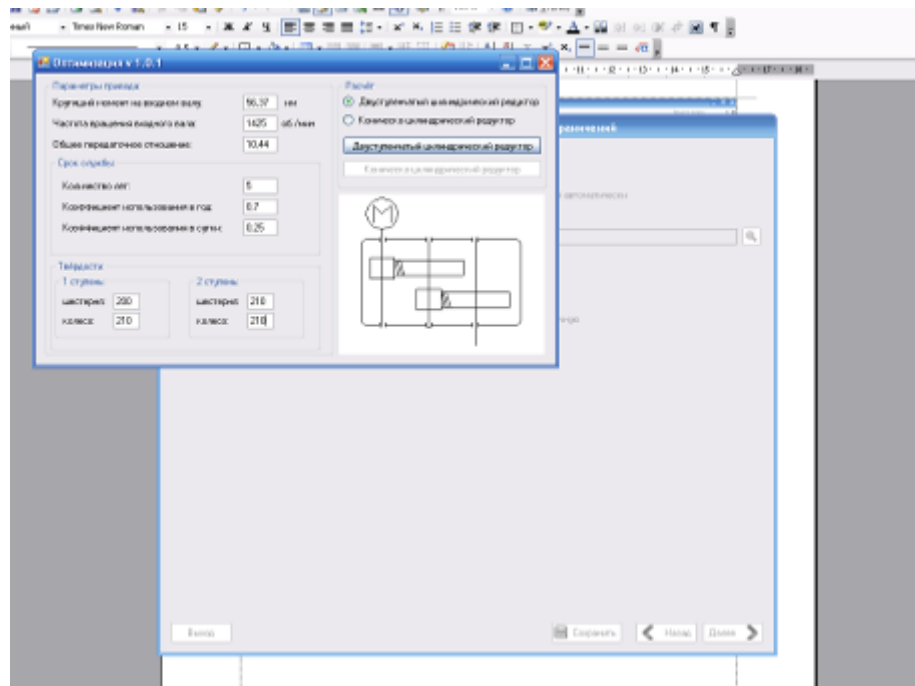
1. Передаточное отношение второй (тихоходной) ступени,  $u_2$ .
2. Коэффициент ширины конической шестерни относительно диаметра,  $\psi_{bd}^k$ ;
3. Коэффициент ширины цилиндрической шестерни относительно диаметра,  $\psi_{bd}^u$ ;
4. Модуль зацепления быстроходной передачи,  $m_1$ ,
5. Модуль зацепления тихоходной передачи,  $m_2$ .
6. Число зубьев конической шестерни,  $z_1$ ;
7. Число зубьев цилиндрической шестерни,  $z_2$ .

Для оптимизации редуктора, ранее проектируемого в курсе детали машин, использовалось специализированное программное обеспечение.

Данная программа предназначена для оптимизации параметров приводов двух видов:

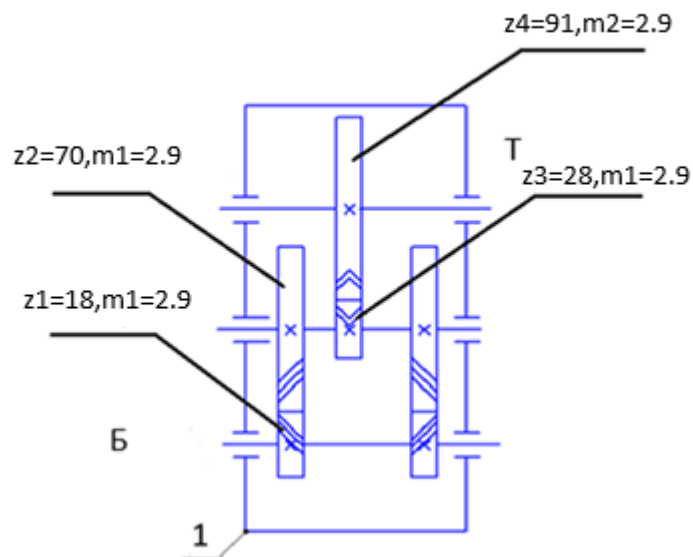
1. двухступенчатый, с первой конической ступенью, а второй – цилиндрической;
2. двухступенчатый цилиндрический, (шевронной).

Для оптимизации необходимо приложение «opt.exe» - предназначенное для принятия решений в условии многокритериальности рисунок 2.3, а также пользовательский модуль(приложение) «Optimization.exe» - приложение предназначенное для расчёта критериев оптимальности и значений функций ограничения, и другие файлы.



**Рисунок 2.2 приложение «opt.exe»**

Исходные параметры редуктора перед оптимизацией .



**Рисунок 2.3-Кинематическая схема редуктора**

Исходные данные:

Мощность РДВ= 4кВт, пДВ= 950 мин-1

Цилиндрической передача (тихоходной)

$U=3,25$ - передаточное число;

$L_h=10000$ ч- время работы передачи;

$m_n=2,9$ ;

$z_1=28$ ;

$z_2=91$ ;

Материал шестерни – Сталь 35Л, нормализация, твердость 190 НВ;

Материал колеса – Сталь 35Л, нормализация, твердость 170 НВ.

Цилиндрической шевронной передачи(тихоходной)

$U= 3,88$  - передаточное число;

$L_h= 10000$ ч - время работы передачи;

$m_n= 2.9$ ;

$z_1= 18$ ;

$z_2= 70$ ;

Материал шестерни – Сталь 35Л нормализация, твердость 207НВ ;

Материал колеса – Сталь 35Л нормализация, твердость 190НВ.

Параметрические ограничения:

1. Область параметрических ограничений:
2. Общее передаточное число должно быть 12,6
3. Модуль зацепления быстроходной передачи,  $2 \leq m_1 \leq 5$ ;
4. Модуль зацепления тихоходной передачи,  $2 \leq m_2 \leq 5$ ;
5. Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра  $\psi_{bdк}=0,2$ ;
6. Коэффициент ширины цилиндрической шестерни относительно диаметра,  $\psi_{bdц} = 0,5$ ;
7. Число зубьев шестерни,  $15 \leq z_1 \leq 100$ ;
8. Число зубьев колеса,  $15 \leq z_2 \leq 100$ .



## 2.5 Анализ результатов расчетов параметров ПЭВМ.

После многократного проведения опытов было проведено обширное исследование. Исходя из полученных данных и результатов, системой было отобрано 20 наиболее репрезентативных опытов. Эти опыты были выбраны с учетом их значимости, достоверности и влияния на конечные результаты. Таким образом, дальнейший анализ будет базироваться на этом наборе приближенных опытов, представляющих наилучшее отражение характеристик и функционала программы таблицу 2.1

Таблица 2.1 Критерий оптимальности.

№	Модуль зацепления 1-й ступени	Число зубьев шестерни 1-й ступени	Модуль зацепления 2-й ступени	Число зубьев шестерни 2-й ступени	Передаточное число 2-й ступени	Объем дм <sup>3</sup>	Равнопрочность Зубчатых зацеплений
54	2,5	27	2,5	80	4	24,591	1.251
102	2,8	27	2,8	84	4.3	24,952	1.270
32	3,0	17	3,0	88	4.4	25,334	1.281
95	3,2	28	3,0	78	3,2	25,575	1.293
140	3,2	24	3,2	90	4,2	25,697	1.312
50	3,5	18	4	76	3.8	26,243	1.321
36	2,8	26	2,8	96	3,8	27,799	1.333
14	3.3	16	3.3	90	4.3	27,954	1.343
85	3,8	22	3,8	78	4,4	28,537	1.352
47	3	22	4	82	3,7	28,546	1.366
188	3	22	3	84	5	28,622	1.387
19	3,2	26	3,2	80	5	29,034	1.391
34	3	25	3	78	4.1	29,243	1.436
81	4	30	4	94	4	29,345	1.442
99	4	32	4	88	3,8	30,665	1.453
31	2,4	30	2,4	88	4,6	31,658	1.462
63	4	26	4	76	3.6	31,886	1.485
90	3,8	27	4	84	5	31,890	1.495
22	4,2	26	4,2	88	3,4	32.500	1.523
88	2,5	22	2,5	86	4.5	32.953	1.540

На основе результатов опытов сделаем заключение, что наиболее оптимальным вариантом является 54-й опыт так как по критериям оптималь-

ности "Объем дм<sup>3</sup>", «Равнопрочность зубчатых передач» является лучшим результатом.

## 2.6 Расчет оптимизированного редуктора

Кинематическая схема редуктора рисунок 2.1

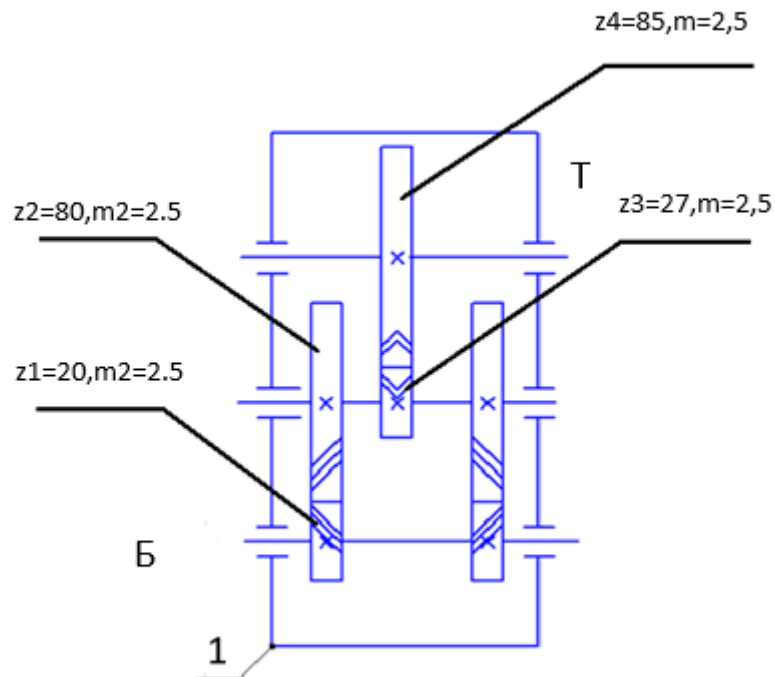


Рисунок 2.4-Кинематическая схема

### 1. Редуктор

Определение силовых и кинематических параметров

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3.14 \cdot 950}{30} = 99.4 \text{ c}^{-1} \quad (2.7)$$

$n_{\text{дв}} = 950 \text{ мин}^{-1}$  - для вала двигателя, далее определяем соответственно для быстроходного, промежуточного, тихоходного и приводного валов.

$$\begin{aligned}
n_1 &= n_{\text{дв}} = 950^{-1} \\
n_2 &= \frac{n_1}{u_{\text{у1}}} = \frac{950}{4} = 237,5 \text{ мин}^{-1} \\
n_3 &= \frac{n_2}{u_{\text{у2}}} = \frac{237,5}{3,15} = 75,4 \text{ мин}^{-1} \\
n_4 &= \frac{n_3}{u_{\text{отк}}} = \frac{75,4}{1,98} = 38 \text{ мин}
\end{aligned} \tag{2.8}$$

Определяем угловые скорости валов

$\omega_{\text{дв}} = 99,4 \text{ с}^{-1}$ , далее соответственно для быстроходного, промежуточного, тихоходного валов.

$$\begin{aligned}
\omega_{\text{дв}} &= \omega_1 = 99,4 \text{ с}^{-1} \\
\omega_2 &= \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14}{30} 237,5 = 24,86 \text{ с}^{-1} \\
\omega_3 &= \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14}{30} 75,4 = 7,9 \text{ с}^{-1} \\
\omega_4 &= \frac{\pi n_{\text{отк}}}{30} = \frac{3,14}{30} 38 = 3,97 \text{ с}^{-1}
\end{aligned} \tag{2.9}$$

Определяем мощности на валах:

$$\begin{aligned}
P_1 &= P_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{н}} = 3,529 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3,459 \text{ кВт}; \\
P_2 &= P_1 \cdot \eta_{\text{у1}} \cdot \eta_{\text{н}} = 3,459 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,322 \text{ кВт}; \\
P_3 &= P_2 \cdot \eta_{\text{у2}} \cdot \eta_{\text{н}} = 3,322 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,19 \text{ кВт}; \\
P_4 &= P_3 \cdot \eta_{\text{отк}} \cdot \eta_{\text{н}} = 3,19 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3 \text{ кВт};
\end{aligned} \tag{2.10}$$

Определяем крутящие моменты на валах

$$\begin{aligned}
T_{\text{дв}} &= 9550 \cdot P_{\text{мп}} / n_{\text{дв}} = 9550 \cdot 3,529 / 950 = 35,48 \text{ Н}\cdot\text{м} \\
T_1 &= 9550 \cdot P_1 / n_{\text{дв}} = 9550 \cdot 3,459 / 950 = 34,77 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_2 &= 9550 \cdot P_2 / n_{\text{у1}} = 9550 \cdot 3,322 / 237,5 = 133,57 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_3 &= 9550 \cdot P_3 / n_{\text{у2}} = 9550 \cdot 3,19 / 75,4 = 404,03 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_4 &= 9550 \cdot P_4 / n_{\text{отк}} = 9550 \cdot 3 / 38 = 753,94 \text{ Н}\cdot\text{м};
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Результаты расчетов заносим в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Значения частот вращения, мощностей и крутящих моментов на валах.

Вал	Частота вращения	Угловая скорость $\omega, c^{-1}$	Крутящий момент Т, Нм	Мощность Р, кВт
I	950	99,4	34,77	3,459
II	237,5	24,86	133,57	3,322
III	75,4	7,9	404,03	3,19
IV	38	3,97	753,94	3

#### Расчет быстроходной ступени

Исходные данные:

$T=133,57/2=66,785$  Нм - вращающий момент на колесе;

$n= 950$  мин<sup>-1</sup> - частота вращения шестерни;

$U=4$ - передаточное число;

$L_n=10000$ ч- время работы передачи;

Материал шестерни – Сталь 35Л нормализация, твердость 190НВ;  
[14,табл3.2]

Материал колеса – Сталь 35Л нормализация, твердость 170НВ ;  
[14,табл3.2]

Допускаемые контактные напряжения[14,с.13]

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \lim} Z_N Z_R Z_V / S_H; \quad (2.44)$$

где  $\sigma_{H \lim}$ [2;с.13;табл.2.2]– предел контактной выносливости:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot HB + 70 \quad (2.45)$$

Для шестерни :

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 170 + 70 = 410 \text{ МПа}$$

$S_H$  – Коэффициент запаса прочности; минимальное значение коэффициента запаса прочности для зубьев с однородной структурой(улучшенных, объемно-закаленных)  $S_{H1}=1.1$ , для зубчатых колес поверхностным упрочнением  $S_{H1}= 1,2$  [2, с. 13]

$$S_{H1} = 1,1; S_{H2} = 1.1,$$

$Z_N$  – коэффициент долговечности учитывает влияние ресурса при  $N_k \leq N_{Hlim}$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} \quad (2.46)$$

При  $N_k \leq N_{Hlim}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} \quad (2.47)$$

где  $N_{Hlim} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости [2, с. 13]

для шестерни:  $N_{Hlim1} = 30 \cdot 190^{2,4} = 0,88 \cdot 10^7$

для колеса:  $N_{Hlim2} = 30 \cdot 170^{2,4} = 0,68 \cdot 10^7$

В расчётах на контактную выносливость учитываем переменность режима нагружения при определении коэффициента долговечности  $Z_N$ : вместо назначенного ресурса  $N_K$  подставляем эквивалентное число циклов  $N_{HE}$  [2, с. 16]

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_K; \quad (2.48)$$

$$\mu_H = \sum_i \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^{\frac{q}{2}} \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right] \quad (2.49)$$

где  $N_K = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h$  - ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup>, и времени работы  $L_h$ , час ;  $n_3$  – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его полный оборот:

для шестерни:  $N_{K1} = 60 \cdot 950 \cdot 1 \cdot 10000 = 57 \cdot 10^7$

для колеса:  $N_{K2} = 60 \cdot 237,5 \cdot 1 \cdot 10000 = 14,25 \cdot 10^7$

$$\mu_H = \left[ \left( \frac{1T_i}{T_{max}} \right)^{6/2} \cdot \frac{0,35L_h}{L_h} \right] + \left[ \left( \frac{0,5T_1}{T_{max}} \right)^{6/2} \cdot \frac{0,65L_h}{L_h} \right] = 0,43$$

$$N_{HE1} = 0,43 \cdot 57 \cdot 10^7 = 24,58 \cdot 10^7$$

$$N_{HE2} = 0,43 \cdot 14,25 \cdot 10^7 = 6,15 \cdot 10^7$$

Так как  $N_k \geq N_{Hlim}$ , то

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{0,88 \cdot 10^7}{57 \cdot 10^7}} = 0,81$$

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{0,68 \cdot 10^7}{6,94 \cdot 10^7}} = 0,86$$

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

Принимаем  $Z_{R1,2} = 0,9$

$Z_V$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

Принимаем  $Z_{v1,2} = 1,1$

В итоге имеем:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{450 \cdot 0,81 \cdot 0,9 \cdot 1,1}{1,1} = 328,83 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{410 \cdot 0,86 \cdot 0,9 \cdot 1,1}{1,1} = 316,84 \text{ МПа}$$

Для цилиндрических передач с непрямыми зубьями в связи с расположением линии контакта под углом к полюсной линии допускаемые напряжения можно повысить до значения:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H1}) \quad (2.50)$$

при выполнении условия:

$$[\sigma]_H \leq 1,2[\sigma]_{Hmin}$$

$$[\sigma]_H = 0,45(328,83 + 316,84) = 290,55 \text{ МПа}$$

$$290,55 \text{ МПа} \leq 395 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба

Определяем по следующей формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}; \quad (2.51)$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости вычисляем по формуле [2; с.15; табл.2.3]:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75HB = 1,75 \cdot 190 = 332,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,75HB = 1,75 \cdot 170 = 297,5 \text{ МПа};$$

$S_{F1,2} = 1,7$  – коэффициент запаса прочности; [2, с.15]

$Y_n$  – коэффициент долговечности ( $1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax}$ );

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_k}} \quad (2.52)$$

где  $q = 9$ ;  $Y_{Nmax} = 2,5$ ; [2, с.15] :

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости; [2,с.15]

Назначенный ресурс  $N_K$  вычисляем так же, как и при расчётах по контактным напряжениям:

$$\text{Для шестерни : } N_{K1} = 60 \cdot 960 \cdot 1 \cdot 10000 = 57 \cdot 10^7$$

$$\text{Для колеса : } N_{K2} = 60 \cdot 237,5 \cdot 1 \cdot 10000 = 14,25 \cdot 10^7$$

В расчётах на выносливость при изгибе для определения коэффициента долговечности  $Y_N$  вместо  $N_K$  подставляем эквивалентное число циклов  $N_{FE}$ :

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_K;$$

$$\mu_F = \sum_i \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^q \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right];$$

$$\mu_H = \left[ \left( \frac{1T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot \frac{0,35L_h}{L_h} \right] + \left[ \left( \frac{0,5T_1}{T_{max}} \right)^6 \cdot \frac{0,65L_h}{L_h} \right] = 0,36 \quad (2.53)$$

$$N_{FE1} = 0,36 \cdot 57 \cdot 10^7 = 20,53 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = 0,36 \cdot 14,25 \cdot 10^7 = 5,13 \cdot 10^7$$

В результате имеем:

Так как  $N_k > N_{Flim} (4 \cdot 10^6)$  то принимаем  $N_k = N_{Flim}$  и тогда  $Y_N = 1$

$Y_{R1,2} = 1$  – коэффициент, учитывающий

влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями

[2,с.15];

$Y_{A1,2} = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). [2,с.16]

$$[\sigma]_{F1} = \frac{332,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 195,59 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{297,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 175 \text{ МПа}$$

Так как редуктор имеет раздвоенную ступень, расчет ступени выполняются по методике расчета косозубой цилиндрической передачи. Однако поскольку ступень состоит из двух пар колес (двух элементарных передач, включенных в поток преобразуемой механической энергии параллельно), очевидно, каждая пара зубчатых колес передает половину мощности (половину крутящего момента) и должна иметь в два раза меньший коэффициент расчетной ширины зубчатого венца, то есть при выполнении расчета принимают  $T1=0,5T1A$ ,  $\psi_{ba}=0,5 \psi_{ba1}$

Кроме того, угол наклона зубьев  $\beta$  выбирают в пределах  $25^\circ \dots 40^\circ$ , так как эти простейшие передачи, по существу, образуют шевронную передачу

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости определяется по формуле:

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (2.54)$$

где  $K_a$  – коэффициент для косозубой передачи,  $K_a=43$

$u$  – передаточное число передачи;

$T$  – вращающий момент на валу колеса;

$K_{HВ}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки,  $K_{HВ}=1.092$ ;

$[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца,  $\psi_{ba}=0,2$ . [13, с. 35];

Подставим значения в формулу:

$$a_w = 43(4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{66,785 \cdot 1,092 \cdot 10^3}{[290,55]^2 4^2 0,2}} = 138,07 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66  $a_w=140$  мм [14, табл.13.15];

Определяем модуль передачи.

Нормальный модуль зацепления принимаем последующей рекомендации:  $m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = 1,6 \div 3,5$

Принимаем по ГОСТ 9563-60,  $m_n = 2,5$  мм, [13, с. 35]. (В силовых передачах  $m_n \geq 1,5$  мм.)

Определяем угол наклона зубьев и суммарное число зубьев.

Принимаем предварительно угол наклона зубьев  $\beta=28^\circ$ , для косозубых  $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$ , для шевронных  $\beta=25^\circ \dots 40^\circ$  [2, с. 23] и определяем число зубьев:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u + 1)m_n}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 25}{(4 + 1)2,5} = 20,3 \quad (2.55)$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние;

$m_n$  – нормальный модуль зацепления;

Принимаем  $z_1=20$

Определяем числа зубьев колеса [13, с. 322]

Число зубьев равно:

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

где  $u$  – передаточное число редуктора,  $u=4$ ;



$$z_2 = 20 \cdot 4 = 80$$

Принимаем  $z_2 = 80$

Уточняем передаточное число [13, с. 322]:

$$z_{1\phi} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_{1\phi} = \frac{80}{20} = 4 \quad (2.56)$$

Уточняем угол наклона зубьев [13, с. 322]:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w}, \quad (2.57)$$

где  $m_n$  – модуль передачи;

$a_w$  – межосевое расстояние;

$$\cos \beta = \frac{(20 + 80) \cdot 2,5}{2 \cdot 140} = 0,8929$$

Принимаем  $\angle \beta = 26^{\circ}46'$

Определяем основные размеры колеса и шестерни.

Делительный диаметр шестерни [13, с. 322]:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1, \quad (2.58)$$

где  $m_n$  – модуль передачи;

$z_1$  – число зубьев шестерни,  $z_1 = 20$ ;

$\cos \beta$  – косинус угла наклона зубьев,  $\cos \beta = 0,8929$

$$d_1 = \frac{2,5}{0,8929} 20 = 56 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса [13, с. 324]:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2, \quad (2.59)$$

где  $z_2$  – число зубьев колеса,  $z_2 = 80$ .

$$d_2 = \frac{2,5}{0,8929} 80 = 224 \text{ мм}$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$a_w = \frac{56 + 224}{2} = 140 \text{ мм} \quad (2.60)$$

Определим диаметры впадин зубьев [14, с. 63]:

$$d_a = d_1 - 2,4m_n \quad (2.61)$$

$$d_{f1} = 56 - 2,4 \cdot 2,5 = 49,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 224 + 2,4 \cdot 2,5 = 217,75 \text{ мм}.$$

Определим диаметры вершин зубьев [13, с. 323]:

$$d_a = d_1 + 2m_n$$

$$d_{a1} = 56 + 2 \cdot 2,5 = 61 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 224 + 2 \cdot 2,5 = 229 \text{ мм}. \quad (2.62)$$

Определяем ширину колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (2.63)$$

где  $\psi_{ba}$  коэффициент ширины венца,  $\psi_{ba} = 0,2$ ;

$a_w$  – межосевое расстояние,  $a_w = 140$  мм

$$b_2 = 0,2 \cdot 140 = 28 \text{ мм}.$$

Определяем ширину шестерни [14, с. 63]:

$$b_1 = b_2 + 5$$

$$b_1 = 28 + 5 = 33 \text{ мм}. \quad (2.64)$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{ba} = \frac{b_1}{d_1};$$

$$\psi_{ba} = \frac{33}{56} = 0,58$$

Определяем окружные скорости и значения степени точности изготовления шестерни и колеса [13, с. 323]:

$$v = \frac{\omega \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}; \quad (2.65)$$

где  $\omega$ -угловая скорость вала шестерни

$d_1$  – делительный диаметр шестерни.

$$v = 99,4 \cdot 56 / 2 \cdot 10^3 = 2,78 \text{ м/с.}$$

Определяем коэффициент нагрузки, проверяем зубья на контактное напряжение

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}, \quad (2.66)$$

Где  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,  $K_{H\beta} = 1,04$ , [13, табл. 3.5];

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями,  $K_{H\alpha} = 1,05$  [13, табл. 3.4];

$K_{H\nu}$  – динамический коэффициент,  $K_{H\nu} = 1$ , [13, табл. 3.6].

$$K_H = 1,04 \cdot 1,03 \cdot 1 = 1,071$$

Проверяем зубья на контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \quad (2.67)$$

где  $a_\omega$  – межосевое расстояние.

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{66,785 \cdot 1,071 \cdot (4+1)^3}{28 \cdot 4^2}} = 272,47 \text{ МПа} \quad (2.68)$$

270-коэффициент для непрямозубых колес .

$$\sigma_H = 272,47 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 290,55 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{272,47 - 290,55}{290,55} \cdot 100\% = 6,63\%$$

Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma_H]$ ) не более 10% и перегрузка ( $\sigma_H > [\sigma_H]$ ) до 5%. [14 с. 62],.

Определяем силы, действующие в зацеплении.

Определяем окружную силу [13, с. 324]

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1}$$

где  $T$  – вращающий момент на валу шестерни;

$d_1$  – делительный диаметр шестерни.

$$F_t = 2 \cdot 34,77 \cdot 10^3 / 56 = 1241,79 \text{ Н} \quad (2.69)$$

Определяем радиальную силу [13, с. 324]:

$$F_t = Ft \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (2.70)$$

где  $\angle \alpha$  - угол зацепления в нормальном сечении, [13, с. 324]:

$\angle \beta$  - угол наклона зубьев

$$F_t = 1241,79(\operatorname{tg}20/\cos25^{\circ}46')=506,21\text{Н}$$

Определяем осевую силу:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad F_a = 1241,79 \cdot \operatorname{tg}26^{\circ}46' = 626,33\text{Н} \quad (2.71)$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{FA}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.72)$$

Здесь коэффициент нагрузки  $K_F = K_{FB} K_{FV}$  (см. с.42).

По табл. 3.7 [13] при  $\psi_{bd} = 1.102$ , твердости НВ < 350 и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор  $K_{FB} = 1,1$ .

По табл. 3.8 [13] для 8-й степени точности, скорости  $v=0.98\text{м/с}$   $K_{FV} = 1$ .

Таким образом, коэффициент:

$$K_F = 1,1 \cdot 1,1 = 1,21;$$

$Y_F$  - коэффициент формы зуба шестерни и косозубчатого колеса определяем интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев [14, табл.4.4с. 67];

$$Z_{v1} = \frac{Z_n}{\cos^3 \beta},$$

$$Z_{v1} = \frac{18}{\cos^3 26^{\circ}46'} = 28,1 \quad (2.73)$$

$$Z_{v1} = \frac{72}{\cos^3 26^{\circ}46'} = 98,8$$

$$Y_{F1} = 3,81 \text{ и } Y_{F2} = 3,6$$

Допускаемое напряжение по формуле :

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}, \quad (2.74)$$

По табл. 3.9[13] для стали при твердости HB < 350  $\sigma_{F \text{ limb}}^0 = 1.8HB$ .

Для шестерни:  $\sigma_{F \text{ limb}}^0 = 1,8 \cdot 190 = 342 \text{ МПа}$ ;

Для колеса:  $\sigma_{F \text{ limb}}^0 = 1,8 \cdot 170 = 306 \text{ МПа}$ ;

$[S_F] = [S_F]' [S_F]''$  - коэффициент безопасности [см. пояснения к формуле С.24)] где  $[S_F]' = 1,75$  (1, с.44),  $[S_F]'' = 1$  (для поковок и штамповок). Следовательно,  $[S_F] = 1,75$ .

Допускаемые напряжения.

Для шестерни:

$$[\sigma_F] = 342/1,75 = 195 \text{ МПа}$$

Для колеса:

$$[\sigma_F] = 306/1,75 = 175 \text{ МПа}$$

Находим отношения  $[\sigma_F]/Y_F$ :

Для шестерни:

$$195/3,81 = 51,29$$

Для колеса:

$$175/3,6 = 48,57$$

Дальнейший расчет следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Определяем коэффициенты  $Y_B$  и  $K_{Fa}$  для средних значений коэффициента торцового перекрытия.

$e_a = 1,5$  и 8-й степени точности  $K_F = 0,92$

Проверяем прочность зуба колеса по формуле

$$\sigma_F = \frac{1390,8 \cdot 1,21 \cdot 3,6 \cdot 0,93 \cdot 0,92}{30 \cdot 2,5} = 72,45 \leq [\sigma_F]$$

$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$  Условие прочности выполнено.

Расчёт цилиндрической передачи(тихоходная)

Исходные данные:

$T = 404,03 \text{ Нм}$  - вращающий момент на колесе;

$n = 234,5 \text{ мин}^{-1}$  - частота вращения шестерни;

$U = 3,15$  - передаточное число;

$L_h = 10000 \text{ ч}$  - время работы передачи;

Материал шестерни – Сталь 35Л нормализация, твердость 207НВ ;

Материал колеса – Сталь 35Л нормализация, твердость 190НВ ;

Допускаемые контактные напряжения [14, с.13]

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_V / S_H; \quad (2.12)$$

где  $\sigma_{H \text{ lim}}$  [2; с.13; табл.2.2] – предел контактной выносливости:

$$\sigma_{H \text{ lim}1} = 2 \cdot \text{НВ} + 70 \quad (2.13)$$

Для шестерни

$$\sigma_{H \text{ lim}1} = 2 \cdot 207 + 70 = 484 \text{ МПа}$$

Для колеса

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

$S_H$  – Коэффициент запаса прочности; минимальное значение коэффициента запаса прочности для зубьев с однородной структурой (улучшенных, объемно-закаленных)  $S_{H1} = 1,1$ , для зубчатых колес поверхностным упрочнением  $S_{H1} = 1,2$  [2, с. 13]

$$S_{H1} = 1,1; S_{H2} = 1,1,$$

$Z_n$  – коэффициент долговечности учитывает влияние ресурса при  $N_k \leq N_{H \text{ lim}}$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_k}} \quad (2.14)$$

При  $N_k \leq N_{H \text{ lim}}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_k}} \quad (2.15)$$

где  $N_{H \text{ lim}} = 30 \text{ НВ}_{\text{cp}}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости [2, с. 13]

для шестерни:  $N_{Hlim} = 30 \cdot 207^{2,4} = 1,09 \cdot 10^7$

для колеса:  $N_{Hlim_2} = 30 \cdot 190^{2,4} = 0,88 \cdot 10^7$

В расчётах на контактную выносливость учитываем переменность режима нагружения при определении коэффициента долговечности  $Z_N$ : вместо назначенного ресурса  $N_K$  подставляем эквивалентное число циклов  $N_{HE}$  [2, с. 16]

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_K ; \quad (2.16)$$

$$\mu_H = \sum_i \left[ \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^{\frac{q}{2}} \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right] \quad (2.17)$$

где  $N_K = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h$  - ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , и времени работы  $L_h$ , час ;

$n_3$  - число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его полный оборот:

для шестерни:  $N_{K1} = 60 \cdot 237,5 \cdot 1 \cdot 10000 = 14,25 \cdot 10^7$

для колеса:  $N_{K2} = 60 \cdot 75,4 \cdot 1 \cdot 10000 = 4,52 \cdot 10^7$

$$\mu_H = \left[ \left( \frac{1T_i}{T_{max}} \right)^{6/2} \cdot \frac{0,35L_h}{L_h} \right] + \left[ \left( \frac{0,5T_1}{T_{max}} \right)^{6/2} \cdot \frac{0,65L_h}{L_h} \right] = 0,43$$

$$N_{HE1} = 0,43 \cdot 14,25 \cdot 10^7 = 6,15 \cdot 10^7$$

$$N_{HE2} = 0,49 \cdot 4,52 \cdot 10^7 = 1,95 \cdot 10^7$$

Так как  $N_k \geq N_{Hlim}$ , то

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{1,09 \cdot 10^7}{14,25 \cdot 10^7}} = 0,88$$

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{0,88 \cdot 10^7}{4,52 \cdot 10^7}} = 0,92$$

$Z_R$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

Принимаем  $Z_{R1,2} = 0,9$

$Z_V$  - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

Принимаем  $Z_{v1,2} = 1,1$

В итоге имеем:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{484 \cdot 0,88 \cdot 0,9 \cdot 1,1}{1,1} = 382,97 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{450 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 1,1}{1,1} = 373,24 \text{ МПа}$$

Для цилиндрических передач с непрямыми зубьями в связи с расположением линии контакта под углом к полюсной линии допускаемые напряжения можно повысить до значения:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H1}) \quad (2.18)$$

при выполнении условия:

$$[\sigma]_H \leq 1,2[\sigma]_{Hmin}$$

$$[\sigma]_H = 0,45(382,97 + 373,24) = 340,3 \text{ МПа}$$

$$340,3 \text{ МПа} \leq 460 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба

Определяем по следующей формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}; \quad (2.18)$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости вычисляем по формуле [2; с.15; табл.2.3]:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75HB = 1,75 \cdot 207 = 362,25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,75HB = 1,75 \cdot 190 = 332,5 \text{ МПа};$$

$S_{F1,2} = 1,7$  – коэффициент запаса прочности; [2, с.15]

$Y_n$  – коэффициент долговечности ( $1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax}$ );

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_k}} \quad (2.19)$$

где  $q = 9$ ;  $Y_{Nmax} = 2,5$ ; [2, с.15] :

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости; [2, с.15]

Назначенный ресурс  $N_k$  вычисляем так же, как и при расчётах по контактным напряжениям:

$$\text{Для шестерни: } N_{k1} = 60 \cdot 237,5 \cdot 1 \cdot 10000 = 14,25 \cdot 10^7$$



Для колеса:  $N_{K2} = 60 \cdot 75,4 \cdot 1 \cdot 10000 = 4,52 \cdot 10^7$

В расчётах на выносливость при изгибе для определения коэффициента долговечности  $Y_N$  вместо  $N_K$  подставляем эквивалентное число циклов  $N_{FE}$ :

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_K;$$

$$\mu_F = \sum_i \left[ \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right];$$

$$\mu_H = \left[ \left( \frac{1T_i}{T_{\max}} \right)^6 \cdot \frac{0,35L_h}{L_h} \right] + \left[ \left( \frac{0,5T_1}{T_{\max}} \right)^6 \cdot \frac{0,65L_h}{L_h} \right] = 0,36 \quad (2.20)$$

$$N_{FE1} = 0,36 \cdot 14,25 \cdot 10^7 = 5,93 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = 0,36 \cdot 4,52 \cdot 10^7 = 1,88 \cdot 10^7$$

В результате имеем:

Так как  $N_k > N_{Flim}(4 \cdot 10^6)$  то принимаем  $N_k = N_{Flim}$  и тогда  $Y_N = 1$

$Y_{R1,2} = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями [2,с.15];

$Y_{A1,2} = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями[2,с.15];

$$[\sigma]_{F1} = \frac{484 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1.7} = 213,09 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{450 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.1}{1.7} = 195,59 \text{ МПа}$$

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости определяется по формуле:

$$a_w = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (2.21)$$

где  $K_a$ – коэффициент для косозубой передачи,  $K_a=43$

$u$  – передаточное число передачи;

$T$ – вращающий момент на валу колеса;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки,  $K_{H\beta}=1.092$

$[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца,  $\psi_{ba}=0,5$ . [13, с. 35];

Подставим значения в формулу

$$a_w = 43(3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{404,03 \cdot 1,092 \cdot 10^3}{[340,3]^2 \cdot 3,15^2 \cdot 0,5}} = 158,42 \text{ мм} \quad (2.22)$$

Принимаем ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66  $a_w=160$  мм [14, табл.13.15];

Определяем модуль передачи.

Нормальный модуль зацепления принимаем последующей рекомендации:  $m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = 1,6 \div 3,5$

Принимаем по ГОСТ 9563-60,  $m_n = 2,5$  мм, [13, с. 35]. (В силовых передачах  $m_n \geq 1,5$  мм.)

Определяем угол наклона зубьев и суммарное число зубьев.

Принимаем предварительно угол наклона зубьев  $\beta=28^\circ$ , для косозубых  $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$ , для шевронных  $\beta=25^\circ \dots 40^\circ$  и определяем число зубьев:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u + 1)m_n}$$
$$z_1 = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 28}{(3,15 + 1)2,5} = 27,23 \quad (2.23)$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние;

$m_n$  – нормальный модуль зацепления;

Принимаем  $z_1=27$

Определяем числа зубьев колеса [13, с. 324]

Число зубьев равно:

$$z_2 = z_1 \cdot u \quad (2.24)$$

где  $u$  – передаточное число редуктора,  $u=3,15$ ;

$$z_2 = 27 \cdot 3,15 = 85,05$$

Принимаем  $z_2=85$

Уточняем передаточное число [13, с. 324]:

$$z_{1\phi} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_{1\phi} = \frac{85}{27} = 3,1148 \quad (2.25)$$

Уточняем угол наклона зубьев [13, с. 324]:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w}, \quad (2.26)$$

где  $m_n$  – модуль передачи;

$a_w$  – межосевое расстояние;

$$\cos \beta = \frac{(27 + 85) \cdot 2,5}{2 \cdot 160} = 0,8750$$

Принимаем  $\angle \beta = 28^{\circ}57'$

Определяем основные размеры колеса и шестерни.

Делительный диаметр шестерни [13, с. 324]:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1, \quad (2.27)$$

где  $m_n$  – модуль передачи;

$z_1$  – число зубьев шестерни,  $z_1 = 24$ ;

$\cos \beta$  – косинус угла наклона зубьев,  $\cos \beta = 0,8750$

$$d_1 = \frac{2,5}{0,8750} 27 = 77,14 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса [13, с. 322]:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2, \quad (2.28)$$

где  $z_2$  – число зубьев колеса,  $z_2 = 85$

$$d_2 = \frac{2,5}{0,8750} 85 = 242,86 \text{ мм}$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$a_w = \frac{77,14 + 242,86}{2} = 160 \text{ мм} \quad (2.29)$$

Определим диаметры впадин зубьев [14, с. 63]:

$$d_a = d_1 - 2,4m_n \quad (2.30)$$

$$d_{f1} = 77,14 - 2,4 \cdot 2,5 = 70,89 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 242,86 + 2,4 \cdot 2,5 = 236,612 \text{ мм}.$$

Определим диаметры вершин зубьев [13, с. 323]:

$$d_a = d_1 + 2m_n$$

$$d_{a1} = 77,14 + 2 \cdot 2,5 = 82,14 \text{ мм}; \quad (2.31)$$

$$d_{a2} = 242,86 + 2 \cdot 2,5 = 247,86 \text{ мм}.$$

Определяем ширину колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (2.32)$$

где  $\psi_{ba}$  коэффициент ширины венца,  $\psi_{ba} = 0,5$ ;

$a_w$  – межосевое расстояние,  $a_w = 160$  мм

$$b_2 = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ мм}.$$

Определяем ширину шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 \quad (2.33)$$

$$b_1 = 80 + 5 = 85 \text{ мм}.$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{ba} = \frac{b_1}{d_1};$$

$$\psi_{ba} = \frac{85}{77,14} = 1,102 \quad (2.34)$$

Определяем окружные скорости и значения степени точности изготовления шестерни и колеса [13, с. 323]:

$$v = \frac{\omega \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}; \quad (2.35)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала шестерни

$d_1$  – делительный диаметр шестерни.

$$v = 24,86 \cdot 77,14 / 2 \cdot 10^3 = 0,96 \text{ м/с.}$$

Определяем коэффициент нагрузки, проверяем зубья на контактное напряжение

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}, \quad (2.36)$$

Где  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,  $K_{H\beta} = 1,04$ , [13, табл. 3.5];

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями,  $K_{H\alpha} = 1,05$  [13, табл. 3.4];

$K_{H\nu}$  – динамический коэффициент,

$K_{H\nu} = 1$ , [13, табл. 3.6].

$$K_H = 1,04 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,092 \quad (2.37)$$

Проверяем зубья на контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{T \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \quad (2.38)$$

где  $a_\omega$  – межосевое расстояние.

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{404,03 \cdot 1,092 \cdot (3,15+1)^3}{80 \cdot 3,15^2}} = 336,34 \text{ МПа}$$

270-коэффициент для непрямозубых колес .

$$\sigma_H = 336,34 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 340,29 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{336,34 - 340,29}{340,29} \cdot 100\% = 1,17\%$$

Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma_H]$ ) не более 10% и перегрузка ( $\sigma_H > [\sigma_H]$ ) до 5%. [14 с. 62].

Определяем силы, действующие в зацеплении.

Определяем окружную силу

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1} \quad (2.39)$$

где  $T$  – вращающий момент на валу шестерни;

$d_1$  – делительный диаметр шестерни.

$$F_t = 2 \cdot 133.57 / 77,14 = 3463,05 \text{ Н}$$

Определяем радиальную силу

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (2.40)$$

где  $\angle \alpha$  – угол зацепления в нормальном сечении, [13, с. 324]:

$\angle \beta$  – угол наклона зубьев

$$F_r = 3463,05 (\operatorname{tg} 20^\circ / \cos 28^\circ 57') = 1440,51 \text{ Н}$$

Определяем осевую силу:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (2.40)$$

$$F_a = 3463,05 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ 57' = 1916,05 \text{ Н}$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{FA}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.41)$$

Здесь коэффициент нагрузки  $K_F = K_{FB} K_{FV}$  (см. с.42).

По табл. 3.7 [13] при  $\psi_{bd} = 1.102$ , твердости НВ < 350 и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор

$$K_{FB} = 1,1.$$

По табл. 3.8 [13] для 8-й степени точности, скорости  $v=0.98 \text{ м/с}$

$$K_{FV} = 1.$$

Таким образом, коэффициент:

$$K_F = 1,1 \cdot 1,1 = 1,21;$$

$Y_F$  – коэффициент формы зуба шестерни и косозубчатого колеса опре-

деляем интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев [14,табл.4.4с. 67];

$$Z_{v1} = \frac{Z_n}{\cos^3 \beta},$$

$$Z_{v1} = \frac{27}{\cos^3 28^{\circ}57} = 40,3 \quad (2.42)$$

$$Z_{v1} = \frac{85}{\cos^3 27^{\circ}53} = 109$$

$$Y_{F1} = 3,7 \text{ и } Y_{F2} = 3,61$$

Допускаемое напряжение по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}, \quad (2.43)$$

По табл. 3.9[13] для стали при твердости НВ < 350  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1.8HB$ .

$$\text{Для шестерни: } \sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 207 = 372,6 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } \sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 190 = 342 \text{ МПа}$$

$[S_F] = [S_F]' [S_F]''$  - коэффициент безопасности [см. пояснения к формуле С.24)] где  $[S_F]' = 1,75$  (1, с.44),  $[S_F]'' = 1$  (для поковок и штамповок). Следовательно,  $[S_F] = 1,75$ .

Допускаемые напряжения.

$$\text{Для шестерни: } [\sigma_F] = 372,6/1,75=213 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma_F] = 342/1,75=195 \text{ МПа}$$

Находим отношения  $[\sigma_F]/Y_F$ :

Для шестерни:

$$213/3,7=57,51$$

Для колеса

$$195/3,6=54,29$$

Дальнейший расчет следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Определяем коэффициенты  $Y_B$  и  $K_{Fa}$  для средних значений ко-

ээффициента торцового перекрытия

$$e_a = 1,5 \text{ и } 8\text{-й степени точности } K_F = 0,92$$

Проверяем прочность зуба колеса по формуле

$$\sigma_F = \frac{3463,05 \cdot 1,21 \cdot 3,6 \cdot 0,93 \cdot 0,92}{80 \cdot 2,5} = 71,91 \leq [\sigma_F]$$

$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$  Условие прочности выполнено.

## 2.7 Анализ расчетов параметрической оптимизации.

В современном мире технологий, постоянное совершенствование механических устройств становится неотъемлемой частью инженерной деятельности. В этом контексте, наша работа фокусируется на разработке инновационных методов оптимизации механизмов. В рамках данной главы рассмотрим результаты исследования, направленного на уменьшение объема редуктора — ключевого элемента многих технических систем.

Результаты данного исследования представляют собой важный вклад в область инженерии, обеспечивая устойчивый прогресс в создании компактных, но в то же время более мощных и эффективных механических систем.

Объем редуктора:

$$V = (a_1 + a_2 + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}) \cdot (b_1 + b_2 + 2k) \cdot d_{\max} = H \cdot B \cdot L$$

где  $H$  - высота;  $B$  - ширина;  $L$  - длина.

Расчет объема редуктора до оптимизации:

$$V = 440 \cdot 230 \cdot 270 = 27,200,360 \text{ мм}^3 \approx 27,2 \text{ дм}^3$$

Расчет объема оптимизированного редуктора:

$$V = 440 \cdot 230 \cdot 243 = 24,591,360 \text{ мм}^3 \approx 24,59 \text{ дм}^3$$

Вычисляем разность объема по формуле:

$$V_o = 56,9 - 53,2 = 2,61 \text{ дм}^3$$

Это существенное снижение объема является показателем эффективности проведенных мероприятий по оптимизации. Объем редуктора снизился до 2,61 дм<sup>3</sup>.

Равнопрочность зубчатых зацеплений:



Так как межосевое расстояние тихоходной ступени имеет пару, вращающий момент на валу колеса составляет :  $T_{\text{общ}} = 133.57$ .

Из расчетов, равнопрочность зубчатых зацеплений определяется по формуле составила :

$$a_{\text{равнопрочность}} = \frac{a_m}{a_{\delta}} = 1.251$$

Этот результат является следствием проведенной оптимизации параметров, и он подчеркивает, что эта оптимизация способствует значительному улучшению долговечности редуктора. Такие значения равнопрочности зубчатых зацеплений указывают на возможность продления срока службы редуктора и уменьшение вероятности его выхода из строя на протяжении продолжительного периода эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного эксперимента исследованы основные аспекты оптимизации параметров редуктора с целью снижения его объема при сохранении функциональной эффективности. Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Параметрическая оптимизация редукторов является важным этапом в разработке передаточных систем, направленным на повышение их эффективности и снижение потерь мощности.
2. В ходе проведенных опытов было выявлено влияние различных факторов, таких как зубчатые профили, передаточное отношение, материалы и подшипники, на работу редуктора.
3. Оптимизация параметров редуктора позволила снизить его объем до 2,61 дм<sup>3</sup> при сохранении функциональности, что свидетельствует о возможности создания более компактных и эффективных передаточных систем.
4. Важным аспектом выявленным в результате параметрической оптимизации является повышение равнопрочности зубчатых зацеплений который составил 1.251
5. Полученные результаты имеют практическую значимость, поскольку сокращение объема редуктора способствует повышению конкурентоспособности техники и снижению ее эксплуатационных затрат.

Таким образом, проведенная работа подтверждает важность параметрической оптимизации редукторов в современной машиностроительной индустрии и демонстрирует практические результаты в форме существенного снижения объема оптимизированного редуктора. В дальнейшем, эти исследования могут служить основой для разработки новых передаточных систем с улучшенными характеристиками и эффективностью.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высш.шк., 2004. – 309 с.: ил.
2. Тюняев А.В. Расчет зубчатых передач на прочность: Учебное пособие/АлтГТУ им. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1999. - 51с..
3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. -492с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Изд. центр «Академия», 2003. - 496с.
5. Грувер М., Зиммерс Э. САПР и автоматизация производства: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. - 528 с
6. Попов В. Б. Кадач Т. В. Оптимизация параметров закрытых зубчатых передач. - метод. Указания к курс. и диплом. проектированию. Гомель, 2009.
7. Попов В. Б., Кадач Т. В. Принятие решений при автоматизированном проектировании типовых зубчатых редукторов. Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. - 2007. №1 стр. 22 - 28.
8. Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин: Справ. Пособие/А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Высш.шк., 1986. –400 с.: ил
- 9.Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие. Изд-е 2-е, переаб. И дополн. – Калининград: «Янтарный сказ», 2002. – 454 с.: ил., черт. – Б. ц.
- 10.Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учеб. пособие для машиностроит. вузов . М., «Высш. школа», 1975. 551 с. с ил
11. Расчет и конструирование открытых механических передач : метод. указания к курсовому проекту по дисциплинам «Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика» для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов, Е. М. Глушак. — Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. - 47 с. (№3754).
- 12.Конструирование и расчет валов. Подбор подшипников качения: метод. указания №3341 к контрол. работе по разделу «Валы, оси и их опоры» для студентов машиностр. специальностей заоч. формы обучения/авт.-сост. А.И. Столяров. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006, – 77 с.
13. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие для учащихся машиностроительных техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.: ил

14. Богуславский А. А. Информационно-коммуникационные технологии в подготовке учителя технологии и учителя физики: сборник материалов научно-практической конференции. Ч. 2. КОМПАС-3D в образовании. - Коломна: Московский государственный социально-гуманитарный институт, 2010. 141 с