

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Институт промышленной автоматизации и цифровизации им. А.Буркитбаева

Кафедра индустриальной инженерии

Удербает Т.С.

Повышение износостойкости цилиндрического редуктора токарного станка с  
использованием САD/САЕ систем.

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

Специальность 5В071200 – Машиностроение

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Институт промышленной автоматизации и цифровизации им. А.Буркитбаева

Кафедра индустриальной инженерии

**ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ**

Заведующий кафедрой ИИ  
доктор PhD

\_\_\_\_\_ Арынбеков Б.С.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

### **ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

На тему: «Повышение износостойкости цилиндрического редуктора токарного  
станка с использованием CAD/CAE систем»

По специальности 5В071200 - Машиностроение

Выполнил

Удербает Т.С.

Рецензент

Научный руководитель  
Кандидат технических наук  
ассистент - профессор  
\_\_\_\_\_ Орлова Е.П.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени  
К.И. Сатпаева

Институт промышленной автоматизации и цифровизации им. А.Буркитбаева

Кафедра индустриальной инженерии

5B071200 – Машиностроение

**УТВЕРЖДАЮ**

Заведующий кафедрой ИИ  
доктор PhD

\_\_\_\_\_ Арынбеков Б.С.  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

### **ЗАДАНИЕ**

#### **на выполнение дипломной работы**

Обучающемуся Удербаету Тимуру Серекжановичу

Тема: «Повышение износостойкости цилиндрического редуктора токарного станка с использованием CAD/CAE систем.»

Утверждена приказом ректора университета № 762-б от «27» января 2020 г.

Срок сдачи законченной работы «01» июня 2020ж.

Исходные данные к дипломной работе: Чертеж, геометрический расчет цилиндрического редуктора, проектировачный расчет цилиндрического редуктора, тип нагрузки редуктора, срок службы, передаточное число, момент вращения на входном и выходном валах, частота вращения на входном и выходном валах.

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов:

- a) Исследование способов повышения износостойкости цилиндрического редуктора.
- b) Выявление самого лучшего способа для повышение долговечности редуктора.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): представлены 15 слайдов презентации работы.

Рекомендуемая основная литература: 6 наименований

## ГРАФИК

подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Технологическая часть	11.02-11.03.2020	
Конструкторская часть	12.03-16.04.2020	

### Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Основная часть	Орлова Е.П.		
Нормоконтролер	Орлова Е.П.		

Научный руководитель \_\_\_\_\_ Е.П. Орлова

Задание принял к исполнению обучающийся \_\_\_\_\_ Т.С. Удербаяев

Дата

«11» 02 2020 г.

## АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе рассмотрен цилиндрический одноступенчатый редуктор, и способы повышение его износостойкости и долговечности. На основе исходных данных был произведен геометрический и проектировочный расчет цилиндрического редуктора с помощью приложения «Gears» для системы «Компас-3D». Далее на основе выше перечисленных расчетов был произведен расчет на прочность и на выносливость. Данная дипломная работа включает в себе исследование и анализ всех видов повышение износостойкости зубчатых колес цилиндрического одноступенчатого редуктора.

## АНДАТПА

Берілген дипломдық бір сатылы цилиндрлік бәсеңдеткі қарастырылған және оның тозуға төзімділігі мен беріктігін арттыру жолдары қарастырылған. Алғашқы мәліметтер негізінде «Компас-3D» жүйесіне арналған «Gears» қосымшасының көмегімен бәсеңдеткінің геометриялық және конструкторлық есебі жүргізілді. Одан әрі жоғарыда келтірілген есептеулер негізінде беріктік пен төзімділікке арналған есеп жасалды. Бұл тезис цилиндрлік бір сатылы бәсеңдеткінің берілістерінің тозуға төзімділігінің барлық түрлерін зерттеу мен талдауды қамтиды.

## ANNOTATION

In this thesis, a single-stage cylindrical gearbox is considered, and ways to increase its wear resistance and durability. Based on the initial data, a geometric and design calculation of the cylindrical gearbox was performed using the «Gears» application for the «Компас-3D» system. Further, based on the above calculations, a calculation was made for strength and endurance. This thesis includes a study and analysis of all types of increased wear resistance of gears of a cylindrical single-stage gearbox.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	9
1	Способы повышения износостойкости деталей машин	
1.1	Основные методы упрочнения	10
1.2	Классификация методов отделочно – упрочняющей обработки деталей машин	10
1.3	Методы упрочнения зубчатых колес цилиндрического редуктора	11
2	Расчет на прочность цилиндрической передача	
2.1	Необходимые исходные данные для расчета редуктора	13
2.2	Проектный расчет цилиндрической косозубой передачи	13
3	Расчет цилиндрической передачи с помощью САЕ системы «Компас-3D»	
3.1	Приложение «Gears» для системы «Компас-3D»	18
3.2	Геометрический расчет	19
3.3	Расчет цилиндрического редуктора на выносливость	21
	Выводы	26
	Список использованной литературы	27
	Приложение А	28



## ВВЕДЕНИЕ

Редуктор – механизм, состоящий из зубчатой или червячной передачи. Данный механизм выполняется в виде отдельного узла станка. Название редуктора зависит от вида передачи и от количества ступеней.

Основное назначение редуктора уменьшение частоты ведомого вала при увеличении крутящего момента. В редукторах для передачи движения используются зубчатые колеса.

В большинстве механизмов с электродвигателем имеется цилиндрический редуктор. Это уменьшает количество оборотов и увеличивает мощность устройства. Зубчатый механизм для передачи крутящего момента через зубчатые колеса обладает наибольшей эффективностью, если сопоставлять его с другими методами. Всевозможные типы цилиндрических передач обширно применяются в оборудовании, которое используется в металлургии и машиностроении, автомобилестроении и в электроприборах. Зубчатая передача – это основа любой коробки передач, зубчатые колеса передают крутящий момент и меняют количество оборотов вала. Для цилиндрических зубчатых колес характерна способность вращаться в обоих направлениях.

В простейшей одноступенчатой коробке передач задействована одна пара шестерня и колесо. Если есть 2 или более ступени, количество деталей соответственно увеличивается. Появляются промежуточные оси и ступени. Крышка и корпус редуктора отлиты из чугуна или же сварены из листа, который сделан из низкоуглеродистой стали. Толщина листа 4 - 10 мм, в зависимости от размеров и требуемой мощности передачи.

Количество зубчатых колес, тип зубьев расположение валов относительно друг друга для всех типов оснащения имеется в ГОСТ. Указывает размеры всех деталей, которые можно использовать в цилиндрических коробках передач с различным количеством ступеней. Наибольшее передаточное число одной пары составляет 6,5. Всего многоступенчатая коробка передач может иметь до 70.

КПД цилиндрических зубчатых редукторов составляет 99 - 98%, максимальный КПД из всех типов редукторов.

Для смазывания зубчатых колес нужно налить масло в поддон, чтобы часть колес были погружены в него. Во время вращения зубья захватывают масло и распыляют его на другие части.

Износостойкость, прочность и устойчивость к коррозии – одни из основных эксплуатационных свойств. Современное производство порой бывает довольно иррациональным. То есть, не обоснованно завышенные требования к прочности и износостойкости, что приводит к удорожанию деталей машин, либо снижается надежность для экономии на сырье. Данная дипломная работа заключается в исследовании рациональных способов повышения износостойкости деталей машин, в частности, цилиндрического одноступенчатого редуктора.

## **1 Способы повышения износостойкости деталей машин**

### **1.1 Основные методы упрочнения**

Существуют способы обработки для упрочнения деталей. Различные способы отделочноупрочняющей обработки, в основе данных способов лежит пластическое деформирование. Практически все требуемые прочностные качества деталей машин могут быть обеспечены с помощью процессов которые достигают результата путем пластического поверхностного деформирования, которые способны проявить все потенциально достижимые возможности материала из которого сделана деталь. Применение данных методов может помочь снизить материалоемкость и повысить износостойкость детали.

Все вышеупомянутые методы могут быть разделены на несколько различных классов:

- отделочноупрочняющая обработка с помощью пластического поверхностного деформирования;
- формообразующая обработка с помощью пластического деформирования.[1]

### **1.2 Классификация методов отделочно – упрочняющей обработки деталей машин**

Имеется 6 основных классов методов упрочнения:

Упрочнение с созданием пленки на поверхности:

- химическое осаждение;
- паровое осаждение;
- осаждение электролитов;
- напыление на поверхности различных износостойких соединений.

Упрочнение с изменением химического состава поверхностного слоя материала:

- диффузионное насыщение;
- воздействие физико – химических и химических процессов.

Изменения структуры поверхности материала:

- физико – термическое воздействие;
- электрофизическое воздействие;
- механическое воздействие;
- наплавка легированным материалом.

Изменение энергетического запаса поверхности материала с целью упрочнения:

- обработка в магнитном поле;
- обработка в электрическом поле.

Упрочнение с помощью наклепа и изменения микрогеометрии поверхности материала:

- обработка резанием;
  - пластическое поверхностное деформирование;
  - различные методы полученные путем комбинирования существующих.
- Упрочнени путем изменения свойств всего объема металла в детали:
- термообработка при положительных температурах;
  - криогенная обработка.[1]

### 1.3 Методы упрочнения зубчатых колес цилиндрического редуктора

Когда мы выбираем материал и способ термической обработки для изготовления зубчатых колес нужно принимать во внимание безотказность, долговечность и габаритные размеры редуктора. Основными характеристиками прочности при расчете зубчатых колес цилиндрического редуктора являются: предел текучести, предел выносливости, относительное удлинение, ударная вязкость и твердость.

Для изготовления редукторов предприятия применяют следующие материалы: сталь, чугун, бронзу и латунь. Стали, которые используются для изготовления зубчатых колес имеют предел твердости от 250 до 330 единиц по Бринеллю. Предел твердости определяется в зависимости от возможностей механической обработки, которая используется для нарезания зубьев. Для стальных поковок существуют категории прочности (КП). КП определяются такими характеристиками как: предел текучести, относительное удлинение, относительное сужение, ударная вязкость и твердость по Бринеллю [1].

Для упрочнения зубчатых колес цилиндрического редуктора чаще всего используют улучшение. Улучшение представляет собой нагревание стали до температуры 800-930<sup>0</sup>С и дальнейшее его в жидкой субстанции, как правило в воде или в масле. Для получения высокой вязкости и пластичности осуществляется отпуск, который производится после повторного нагрева. Улучшение как правило используют для закалки сердцевины зубчатого колеса [2].

Так же для повышения износостойкости стальных деталей широко используют токи высокой частоты (ТВЧ). В основном поверхностному упрочнению ТВЧ подвергаются зубья и впадины зубчатых колес из конструкционных сталей марок: Ст35, Ст40, Ст50, Ст40х, Ст45Х, Ст38ХГН, Ст38ХМ, Ст38ХНМА. Недостатком ТВЧ является то, что происходит значительная деформация в следствии высокого нагрева повехности. Например, при поврехностном упрочнении ТВЧ зубьев косозубых зубчатых колес при воздействие высокой температуры зубья могут выпрямляться. Обработку ТВЧ рекомендуется использовать при окружной скорости не свыше 8 м/с при ширине венца  $b=0.25a_w$ , с большей же шириной-при скорости не свыше 5 м/с. При дальнейшей повышении скорости происходит повышение шума и вибрации, что приводит к снижению срока работы [2].

Наряду с ТВЧ для упрочнения зубчатых колес используются цементация и азотирование. Цементация повышает контактно-усталостную прочность в 3-4 раза, по сравнению с обычной термообработкой, и увеличивает изгибную прочность 1.5 раза. Использование цементации более оправдана при цементировании стали с содержанием углерода меньше чем 0,2%. При цементировании данной группы углеродистых сталей, увеличивает усталостную прочность зубьев. Цементация заключается в поверхностном диффузионном насыщении углеродом. Подвергаются цементации в основном низкоуглеродистые и легированные стали. Азотирование работает на упрочнение поверхностей деталей, которые работают на трение, такие как зубчатые колеса. Азотирование заключается в насыщении поверхности материала азотом в азотирующей среде. Азотирование поверхностей зубьев используется куда реже, чем цементация [2].

## 2 Расчет на прочность цилиндрической передача

### 2.1 Необходимые исходные данные для расчета редуктора

В зависимости от типа производства, выбираем материал зубчатых колес, вид термической обработки, и так же выбираем твердость зубьев. Так же на вышеперечисленные характеристики влияют требования к габаритам редуктора, его массе и стоимости изготовления.

Исходные данные: тип производства – мелкосерийное; срок службы  $t=10000$  часов; частота вращения на входном  $n_1=475$  об/мин; частота вращения на выходном валу  $n_2=133,8$ ; крутящий момент на входном валу  $T_1=56,4$  Н·мм; крутящий момент на выходном валу  $T_2=194,2$  Н·мм; передаточное число  $u=3,5$ ; тип нагрузки – нереверсивный [3].

Для изготовления колес используем сталь 40Х. Твердость зубьев принимаем для шестерни на 20-30 НВ больше, чем для колеса.  $HV_1=260\dots280$ , соответственно принимаем среднее значение  $HV_1=270$ ,  $HV_2=240\dots260$ ,  $HV_2=250$ .

При расчете общего коэффициента полезного действия (КПД) нужно учитывать КПД всех элементов передачи. Так как редуктор одноступенчатый, то КПД редуктора совпадает с КПД цилиндрической косозубой передачи:

$$\eta_{ц.п}=0,96\dots0,98=0,97$$

КПД соединительных муфт составляет:

$$\eta_m=0,98. \eta=0,98 \cdot 0,97=0,95.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P=2,5 \cdot 10^3 / 0,95=2,6 \text{ кВт}$$

Выбираем асинхронный электродвигатель стандартной мощности  $P=3$  кВт.

### 2.2 Проектный расчет цилиндрической косозубой передачи

Расчет межосевого расстояния:

$$a_w = k_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{k_{H\beta} \cdot T_2 / u^2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \psi_{ba}}. \quad (1)$$

где  $k_a$  – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $k_a=430$  МПа.

$k_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки. [3]

При проектных расчетах принимают  $k_{H\beta}=1,2\dots1,5$ , принимаем  $k_{H\beta}=1,2$ .

$\psi_{ba}=b^2 / a_w$  – коэффициент ширины колеса. Принимаем  $\psi_{ba}=0,315$  [3].

$$a_w = 430(3,55+1) \cdot \sqrt[3]{1,2 \cdot 194,21/3,55^2 \cdot 536^2 \cdot 0,315} = 115,24$$

Межосевое расстояние округляем в большую сторону до стандартного, принимаем  $a_w = 125$  мм.

Назначем нормальный модуль по соотношению  $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w \geq 2$  мм, имеем  $m_n = (0,01 \dots 0,02)125 = (1,25 \dots 2,5)$  мм. Принимаем  $m_n = 2$ .

Определяем число зубьев шестерни. Наклон зубьев зубчатых колес  $\beta = 10^\circ$ .

$$z_1 = 2a_w \cdot \cos\beta / m_n \cdot (1+u), \quad (2)$$

$$z_1 = 2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ / 2 \cdot (1+3,55) = 27.$$

Принимаем  $z_1 = 27$ . Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u = 27 \cdot 3,55 = 96$ .

Определяем ширину зубчатых колес.

$$\begin{aligned} b_2 &= \psi_{ba} \cdot a_w \\ b_2 &= 0,315 \cdot 125 = 39,4 \end{aligned} \quad (3)$$

Округляем до стандартного значения  $b_2 = 40$  мм.

Ширину зубчатого венца шестерни назначаем на  $(5 \dots 8)$  мм больше, то есть

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 8) \text{ мм}, \quad (4)$$

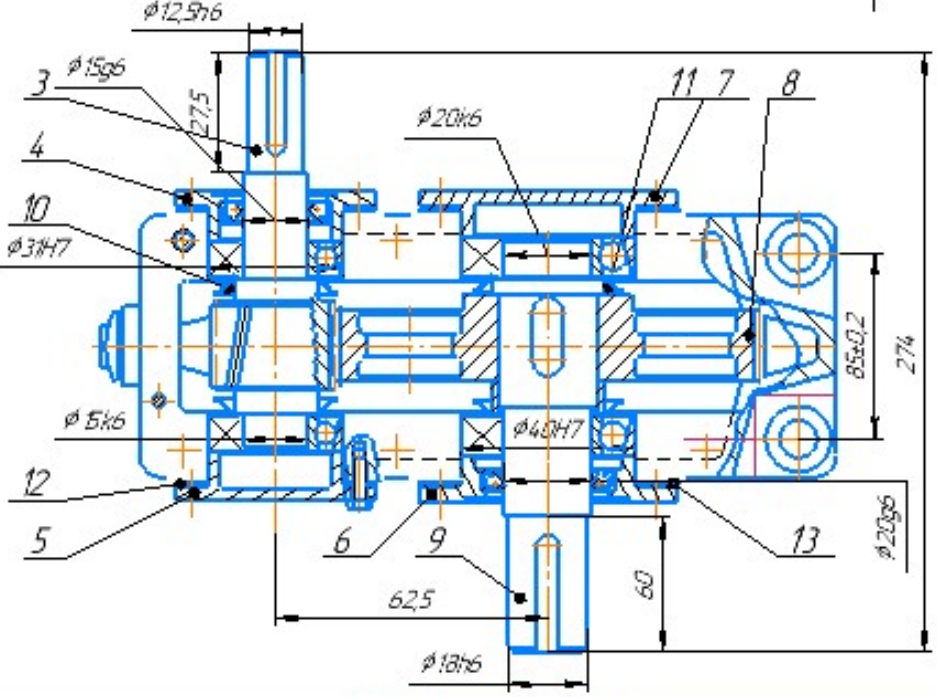
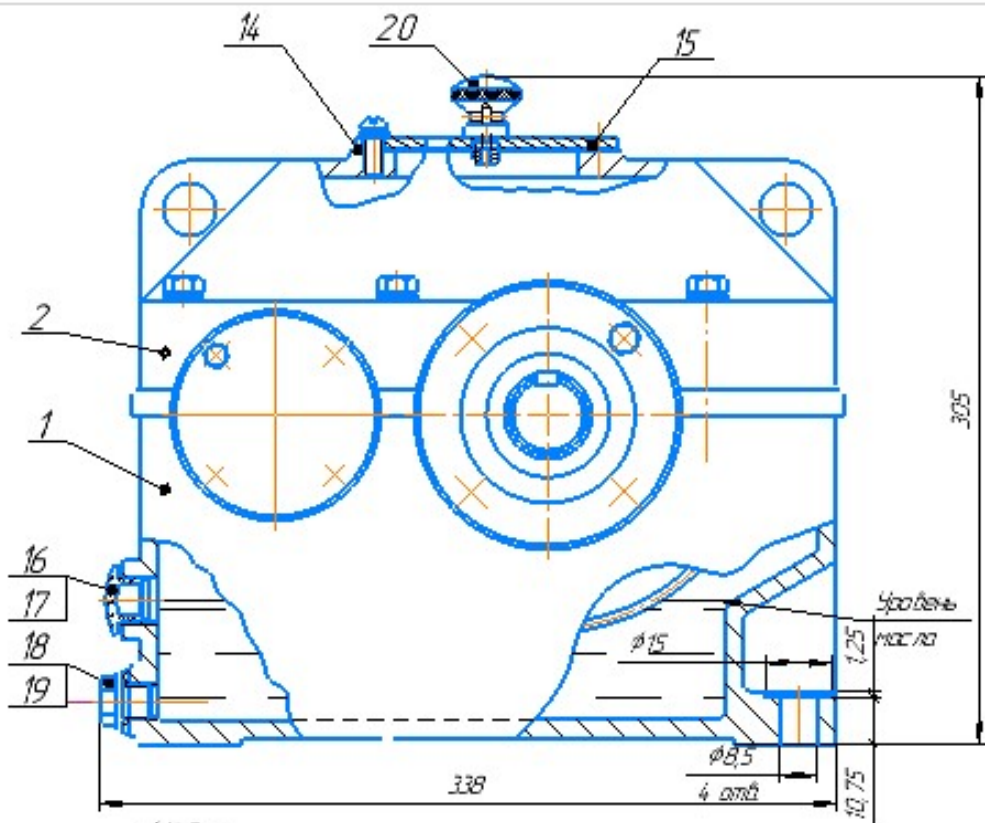
$$b_1 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_1 = 45$  мм.

На рисунке 1 изображен выполненный сборочный чертеж цилиндрического редуктора. Чертеж выполнен по данным полученным из результатов проектировочного аналитического расчета, а так же из программного расчета, результаты которого показаны в таблице 1. На рисунке 2 показан выполненный чертеж ведомого зубчатого колеса.

Так как «Компас-3D» имеет возможность построение 3D моделей деталей, то были построены модели ведущего зубчатого колеса, которая изображена на рисунке 3, и ведомого колеса, которая так же изображена на рисунке 4.

ДР5В7120020.01



Лист 1 из 1  
 Число позиций 14  
 Число позиций 14  
 Число позиций 14  
 Число позиций 14  
 Число позиций 14

				ДР.5В7120020.01		
				Редуктор цилиндрический		
				Лист	Масло	Масло
				12		
				Колл. И. У. им. Г. М. Г. Г.		
				Формат А3		

Рисунок 1 – Сборочный чертеж цилиндрического редуктора

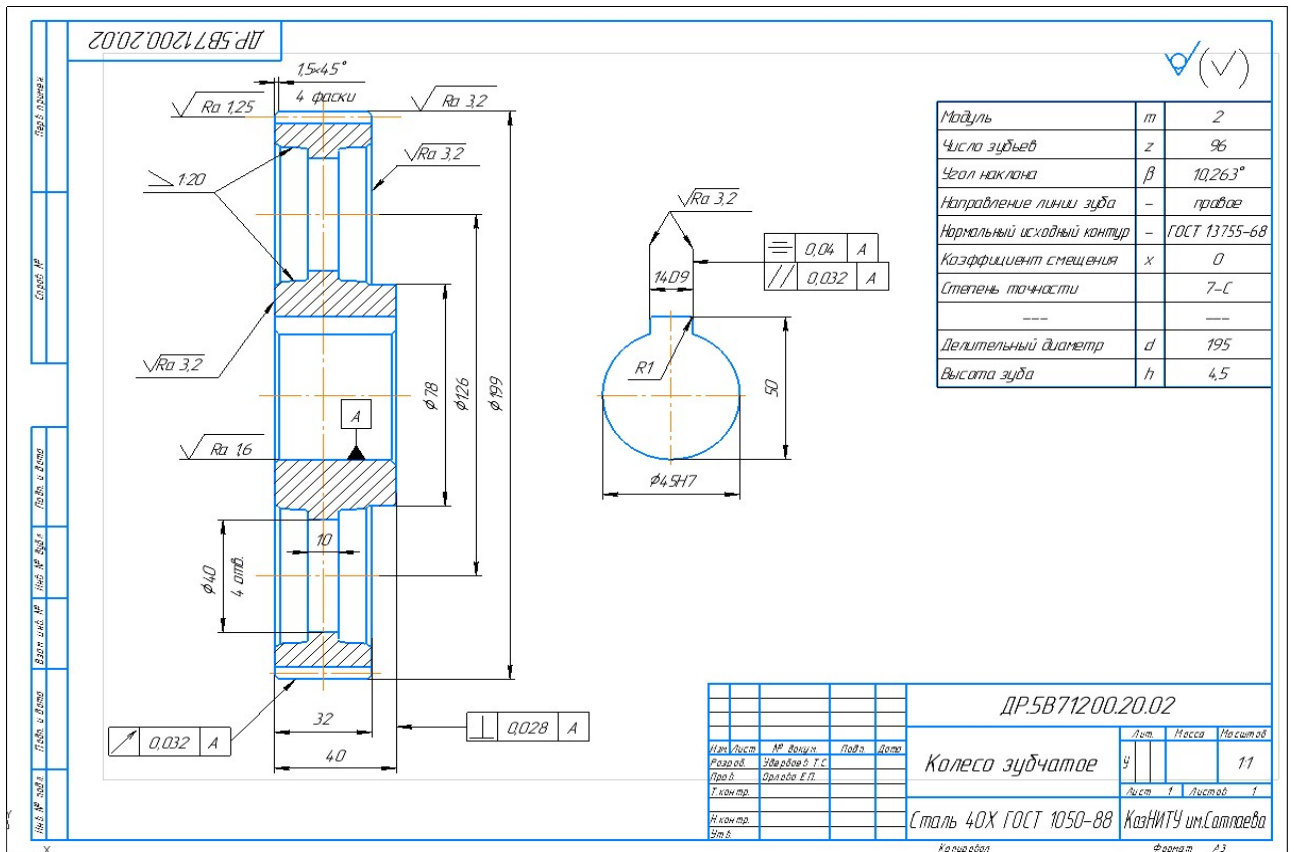


Рисунок 2 – Чертеж ведомого зубчатого колеса

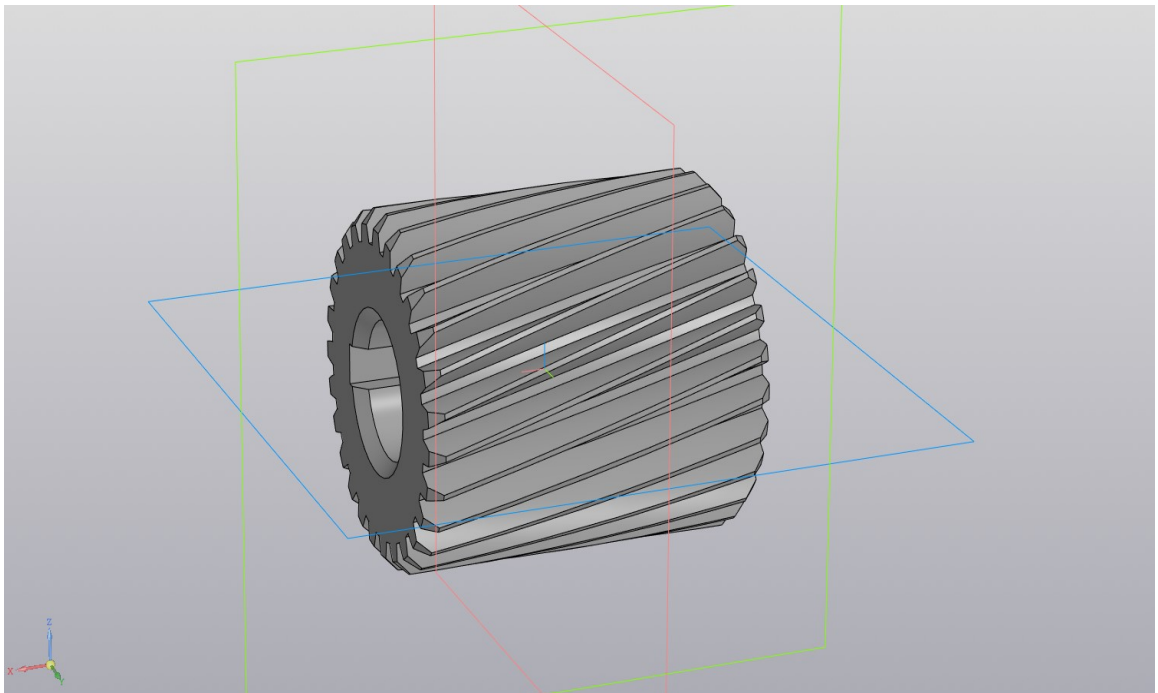


Рисунок 3 – 3D модель ведущего зубчатого колеса



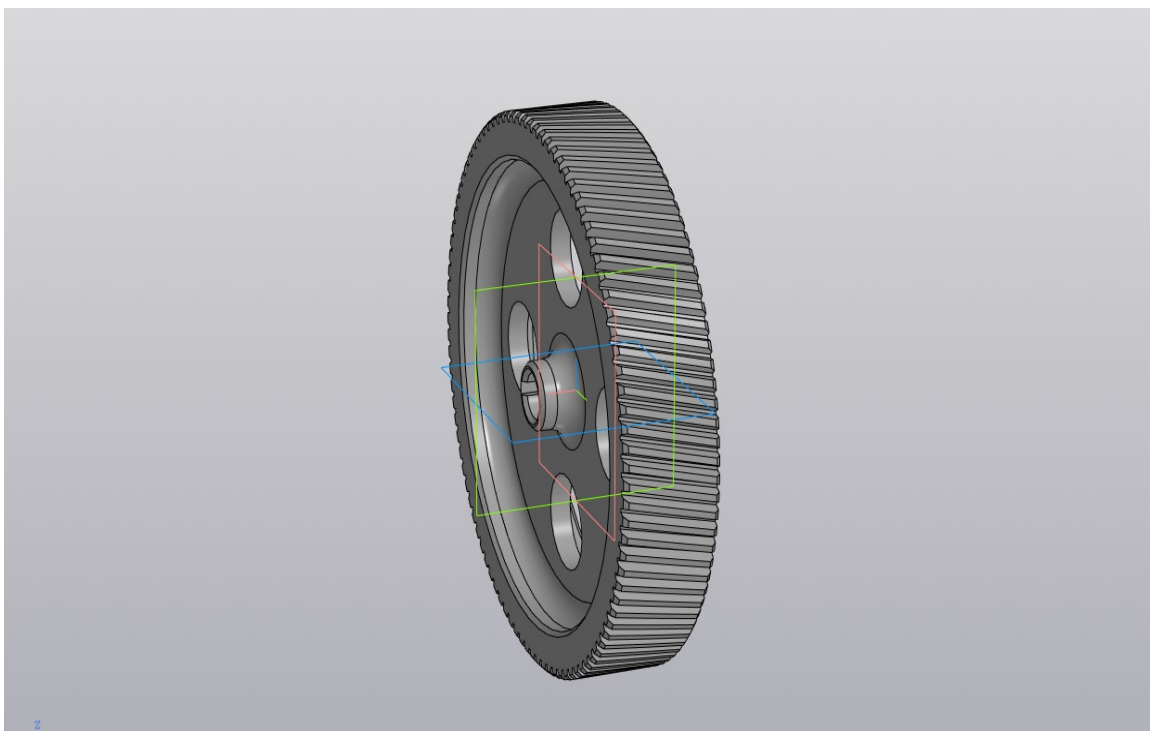


Рисунок 4 – 3D модель ведомого зубчатого колеса

### 3 Расчет цилиндрической передачи с помощью САЕ системы «Компас-3D»

#### 3.1 Приложение «Gears» для системы «Компас-3D»

С помощью приложения «Gears» для «Компас-3D» возможно выполнить геометрический, проектировочный расчеты, а так же расчеты на долговечность и прочность редуктора любого вида. Так как в данной дипломной работе рассматривается износостойкость цилиндрического редуктора, то далее будут рассмотрены расчеты на прочность и долговечность зубчатых колес при использовании различных методах упрочнения материала. Для начала был выполнен геометрический расчет передачи. Так как результаты полученные в ходе геометрического расчет необходимы для дальнейших расчетов.

Приложение Gears представляет собой дополнение для системы «Компас-3D». В интерфейсе приложения для начала нужно выбрать типа передачи, для которой будет производится расчет. Интерфейс изображен на Рисунке 5. После выбора передачи, расчеты нужно совершать по порядку, так как не сделав геометрический расчет нельзя совершить расчет на прочность и проектировочный расчет.

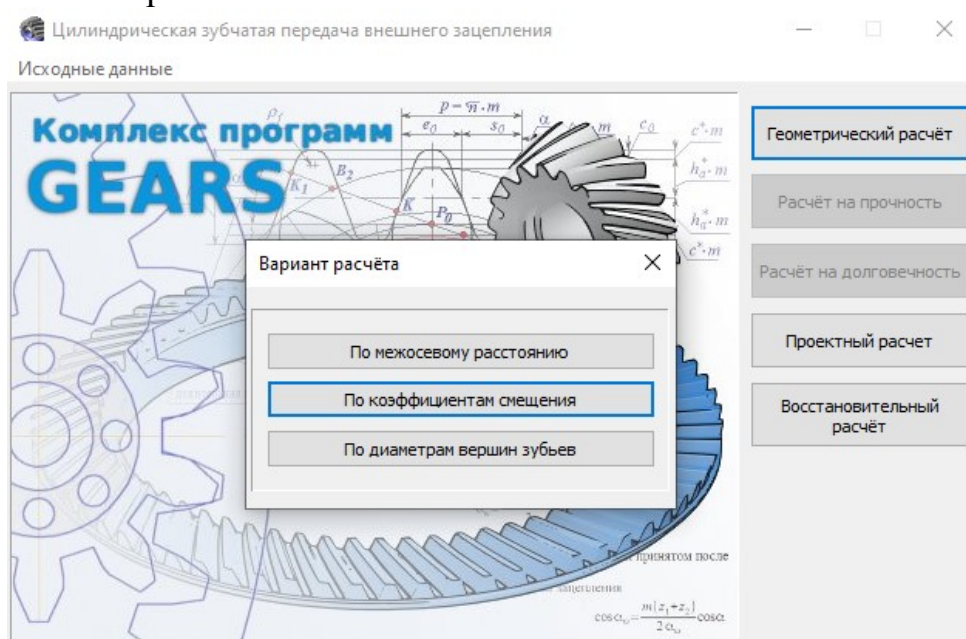


Рисунок 5 – Интерфейс приложения «Gears»

В случае расчета цилиндрического редуктора в данной дипломной работе, был выбран расчет по межосевому расстоянию. Исходными данными для данного расчета являются: число зубьев зубчатых колес, ширина венца, наклон зубьев (при условии если цилиндрическая передача косозубая). При дальнейших расчетах, есть возможность выбрать материал зубчатых колес из каталога, так же есть возможность редактировать уже имеющийся материал.

Результаты всех расчетов могут быть записаны в документе Microsoft Office word в виде таблиц.

### 3.2 Геометрический расчет

Таблица 1 - Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>a1</sup> копесо	Ведомое <sup>a2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	27	96
Модуль, мм	$m_n$	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	10°00'00"	
Направление линии зуба	—	левое	правое
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-68	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	45	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	-0,0002	0
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	3,556	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>124,897 ± 0,045</b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	54,833	194,962
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	58,832	198,962
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	49,832	189,962
Начальный диаметр, мм	$d_w$	54,833	194,961
Основной диаметр, мм	$d_b$	51,433	182,872
Угол зацепления	$\alpha_w$	20°16'59"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	<b>2,774<sup>0,08</sup><sub>-0,13</sub></b>	<b>2,774<sup>0,08</sup><sub>-0,18</sub></b>
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	1,495	1,495
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках,	$\rho_s$	10,961	35,25
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	4,106	29,015
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>21,455<sup>0,055</sup><sub>-0,125</sub></b>	<b>70,708<sup>0,08</sup><sub>-0,18</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	275,776	245,134
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>а1</sup> копесо	Ведомое <sup>а2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	10,584	34,88
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	14,282	39,191
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	–	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	3,5	3,5
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	24°00'12"	21°28'43"
Диаметр окружности, проходящей через центр	$d_D$	56,302	196,519
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	9,725	34,252
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	–	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	59,706 <sup>-0,159</sup> <sub>-0,284</sub>	200,019 <sup>-0,251</sup> <sub>-0,418</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	–	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	–	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	3,141 <sup>0,06</sup> <sub>0,13</sub>	3,142 <sup>0,09</sup> <sub>0,18</sub>
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,647	-4,858
Условие отсутствия подрезания зуба $x \geq x_{min}$	–	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба,	$\rho_f$	3,734	28,024
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	–	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля	$d_p$	52,084	191,858
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты	$d_{II}$	51,972	191,268
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	–	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин,	$s_{ms}$	1,464	1,615
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при	$0,4 \cdot m_n$	0,8	
Условие отсутствия заострения $s_{ms} \geq 0,4 \cdot m_n$	–	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках	$\theta_p$	-1,68478	-0,75014
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	1,7	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента	–	1	
Коэффициент осевого перекрытия	$\varepsilon_\beta$	1,105	
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	2,806	



### 3.3 Расчет цилиндрического редуктора на выносливость

Ниже представлены расчеты, которые показывают параметры зубчатых колес цилиндрической передачи без использования какой-либо улучшающей операции материала.

Таблица 2 – Расчет на выносливость цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>а1</sup> копесо	Ведомое копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	27	96
Модуль, мм	$m_n$	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	10°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	45	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	-0,0002	0
Степень точности	–	7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи	–	6	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 40Х ГОСТ 4543-2016	
	$\sigma^2$	Сталь 40Х ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	–	28	25
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	$N_{Hlim}$	20,53
	изгиб	$N_{Flim}$	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	$\sigma_{Hlimb}$	610	610
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (контакт)	$a_{HG}$	0,6	
Коэффициент безопасности (контакт)	$S_H$	1,1	1,1
Показатель кривой выносливости (контакт)	$q_H$	6	6
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа	$\sigma_{Flimb}$	472,5	472,5
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (изгиб)	$a_{FG}$	0,6	
Коэффициент безопасности (изгиб)	$S_F$	1,7	1,7
Показатель кривой выносливости (изгиб)	$q_F$	6	6
Коэффициент, учитывающий шероховатость	$Z_R$	1	1
Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	$Y_A$	1	1
Планируемый ресурс работы, час	$L_p$	10000	

Так как поставлена задача, выяснить наилучший способ повышение износостойкости материала, с помощью CAE системы «Компас-3D» можно увидеть как изменятся характеристика материала Ст40Х при воздействии на него различных способов улучшения его механических свойств.

Чтобы выявить преимущества или недостатки того или иного способа обработки, нужно выявить допустимое напряжение и предел выносливости зубчатых колес, при контакте и при изгибе. Для того, чтобы получить прочностные характеристики в приложении «Gears», необходимо при выборе материала редактировать его и менять способ обработки стали на необходимые нам. На Рисунке 6 показано, как изменить способ обработки материала.

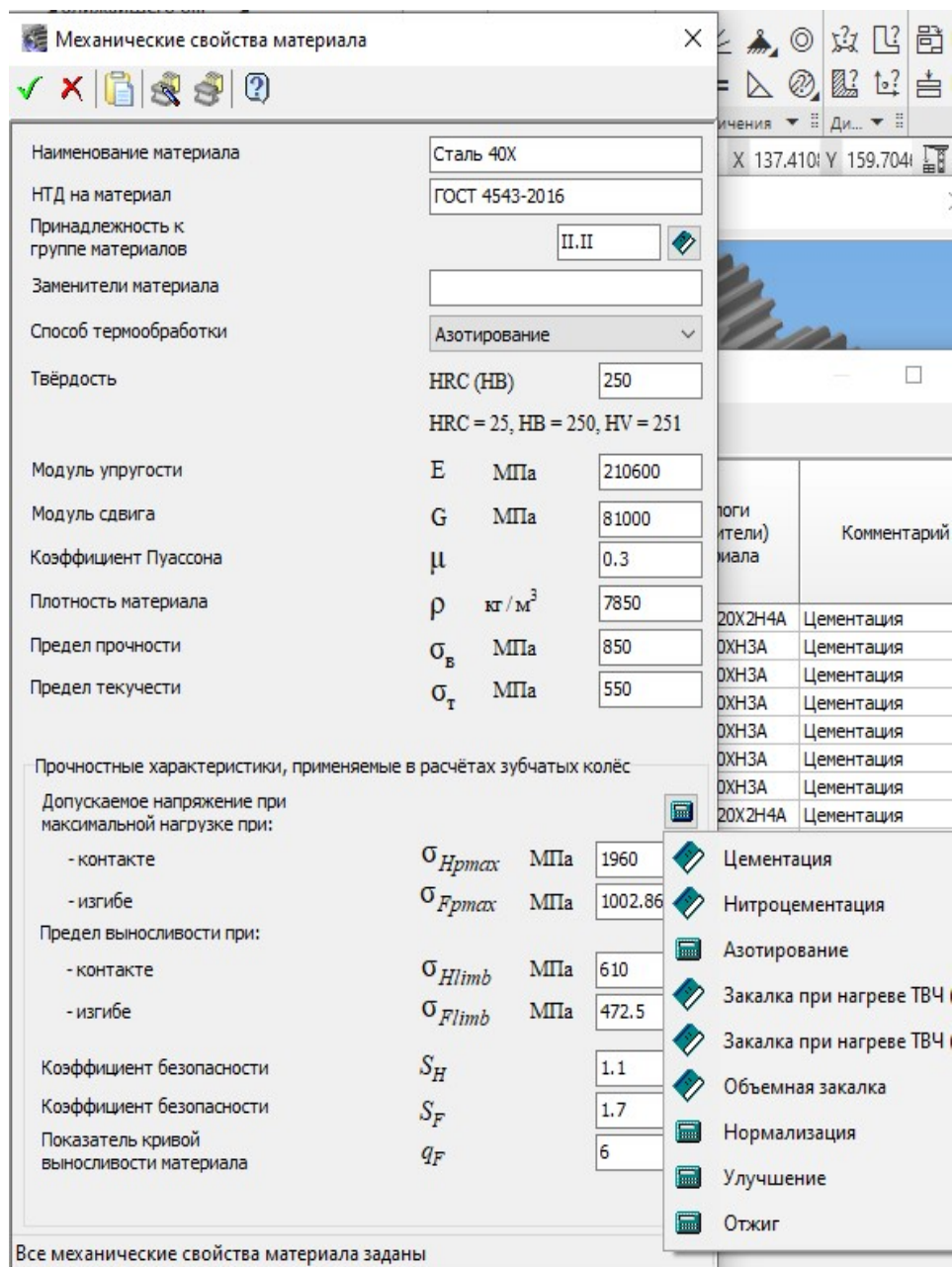


Рисунок 6 – Окно редактирования выбранного материала в приложении «Gears»

При редактировании материала, то есть конкретно его способа обработки, прочностные характеристики зубчатого колеса меняются автоматически. На рисунках 7, 8, 9, 10, 11 изображены прочностные характеристики при

улучшении, закалки ТВЧ, цементации, нитроцементации и азотировании соответственно.

Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте	$\sigma_{H_{pmax}}$	МПа	1540
- изгибе	$\sigma_{F_{pmax}}$	МПа	928.57

Предел выносливости при:

- контакте	$\sigma_{H_{limb}}$	МПа	570
- изгибе	$\sigma_{F_{limb}}$	МПа	437.5

Коэффициент безопасности  $S_H$  1.1

Коэффициент безопасности  $S_F$  1.7

Показатель кривой выносливости материала  $q_F$  6

Все механические свойства материала заданы

Рисунок 7 – Прочностные характеристики материала Ст40Х при улучшении

Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте	$\sigma_{H_{pmax}}$	МПа	1540
- изгибе	$\sigma_{F_{pmax}}$	МПа	1028.57

Предел выносливости при:

- контакте	$\sigma_{H_{limb}}$	МПа	625
- изгибе	$\sigma_{F_{limb}}$	МПа	480

Коэффициент безопасности  $S_H$  1.1

Коэффициент безопасности  $S_F$  1.7

Показатель кривой выносливости материала  $q_F$  6

Все механические свойства материала заданы

Рисунок 8 – Прочностные характеристики материала Ст40Х при ТВЧ

Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте	$\sigma_{H_{pmax}}$	МПа	1100
- изгибе	$\sigma_{F_{pmax}}$	МПа	1142.86

Предел выносливости при:

- контакте	$\sigma_{H_{limb}}$	МПа	575
- изгибе	$\sigma_{F_{limb}}$	МПа	820

Коэффициент безопасности  $S_H$  1.2

Коэффициент безопасности  $S_F$  1.55

Показатель кривой выносливости материала  $q_F$  6

Все механические свойства материала заданы

Рисунок 9 – Прочностные характеристики материала Ст40Х при цементации

Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте	$\sigma_{H_{pmax}}$	МПа	1100
- изгибе	$\sigma_{F_{pmax}}$	МПа	1257.14

Предел выносливости при:

- контакте	$\sigma_{H_{limb}}$	МПа	575
- изгибе	$\sigma_{F_{limb}}$	МПа	750

Коэффициент безопасности  $S_H$  1.2

Коэффициент безопасности  $S_F$  1.55

Показатель кривой выносливости материала  $q_F$  6

Все механические свойства материала заданы

Рисунок 10 – Прочностные характеристики материала Ст40Х при нитроцементации



Прочностные характеристики, применяемые в расчётах зубчатых колёс

Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке при:

- контакте	$\sigma_{Hpmax}$	МПа	753
- изгибе	$\sigma_{Fpmax}$	МПа	1028.57
Предел выносливости при:			
- контакте	$\sigma_{Hlimb}$	МПа	1050
- изгибе	$\sigma_{Flimb}$	МПа	674
Коэффициент безопасности	$S_H$		1.2
Коэффициент безопасности	$S_F$		1.55
Показатель кривой выносливости материала	$q_F$		6

Все механические свойства материала заданы

Рисунок 11 - Прочностные характеристики материала Ст40Х при азотировании

Наибольшее допускаемое напряжение при контакте достигается при улучшении и обработке ТВЧ, оно равно 1540 МПа. Наибольшее допускаемое напряжение при изгибе достигается при нитроцементации, которое равно 1257,14 МПа. Максимальный предел выносливости при контакте достигается при использовании азотирования, а предел выносливости при изгибе при цементации.

При рассмотрении исключительно по допускаемым напряжениям при контакте и изгибе, то предпочтительней выбирать улучшение и обработку ТВЧ. Если же рассматривать предел выносливости по при контакте и изгибе, то предпочтительнее будет азотирование.

Так как допускаемые напряжения при максимальной нагрузке в случае цилиндрической передачи это самая важная прочностная характеристика, то предпочтительнее будет выбирать улучшение и обработку ТВЧ. Данные расчеты объясняют почему в машиностроение, при конструировании передач, которые включают в себя зубчатые колеса в основном используют улучшение и обработку ТВЧ.

## ВЫВОДЫ

С помощью полученных данных, мы можем анализировать, какой вид обработки предпочтительней в каждом отдельном случае. Знание точных значений предела выносливости и допускаемого напряжения при использовании того или иного вида обработки материала, можно выбрать оптимальный материал и вид его обработки при проектировании детали машины, в частности зубчатых колес.

Приложение «Gears» позволяет максимально рационально использовать ресурсы, чтобы проект был экономически выгоден. Так же с помощью расчетов в данной дипломной работе, были выявлены самые подходящие виды обработки материала для изготовления зубчатого колеса. Были рассмотрены самые распространенные виды улучшения материалов зубчатых колес. Так как зубчатые колеса являются главной деталью цилиндрической передачи, то путем повышения долговечности зубчатых колес, можно повысить и износостойкость и безотказность самого редуктора.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Ельцов В.В. Восстановление и упрочнение деталей машин, 2015
- 2 Семенов А.П. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей машин, 1992
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование – М.;Машиностроение, 2004
- 4 Лещинский Л.К. Плазменное поверхностное упрочнение, 1990
- 5 Лахтин Ю.М. Материаловедение: Учебник для ВУЗов, 3-е издание – М.;Машиностроение, 1990
- 6 Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М. Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов, 2-е издания – М.;Машиностроение, 1988

## Приложение А

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
А3				Сборочный чертёж		
<i>Детали</i>						
		1		Корпус	1	
		2		Крышка корпуса	1	
		3		Вал-шестерня	1	
		4		Крышка	1	
		5		Крышка	1	
		6		Крышка	1	
		7		Крышка	1	
А3		8		Колесо зубчатое	1	
		9		Вал	1	
		10		Шайба маслоотражательная	2	
		11		Шайба маслоотражательная	2	
		12		Прокладка	2	
		13		Прокладка	2	
		14		Прокладка	1	
		15		Крышка люка	1	
		16		Маслоуказатель 1-22	1	
		17		Прокладка	1	
		18		Пробка сливная	1	
		19		Прокладка	1	
		20		Отдушина	1	
<b>ДР.5В71200.20</b>						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Удербиев Т.С.			Лист	Листов
Пров.		Орлова Е.П.			9	1 2
Н.контр.					КазНИТУ им.Самоева	
Утв.						
Редуктор цилиндрический						
Копировал				Формат А4		

