

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

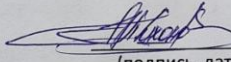
на тему

Автомат для резки хлорвиниловых труб

ПГУ 15.04.05.09.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

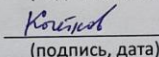
Студент гр. 20ММм1


(подпись, дата)

Тихонов А.А.

(фамилия, инициалы)

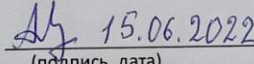
Научный руководитель


(подпись, дата)

Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер


(подпись, дата)

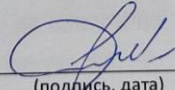
Липов А.В.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., вед. конструктор ООО КБ
«ПУЛЬСАР-ТЕЛЕКОМ»

(должность, место работы)

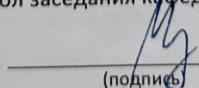

(подпись, дата)

Белашов М.В.

(фамилия, инициалы)

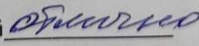
Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

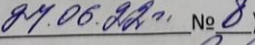
Заведующий кафедрой


(подпись)

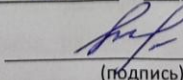
Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой 

(протокол заседания ГЭК от  № 8)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2022

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 2022 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 20ММм1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта, направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Тихонов Антон Алексеевич

2. Научный руководитель магистерской диссертации доцент Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 10 июня 2022 г. по 07 июля 2022 г.

4. Место преддипломной практики ООО «НПК «Кедр-89», г. Пенза

5. Тема магистерской диссертации

Автомат для резки хлорвиниловых трубок

Тема утверждена приказом ПГУ № 817/о от 16.11.2020 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)

Спроектировать автомат для резки хлорвиниловых трубок, со следующими техническими характеристиками: диаметр отрезаемых трубок – 2...12 мм; длина отрезаемых трубок – 15...40 мм; производительность – не менее 1400 шт/мин. Провести анализ напряженно-деформированного состояния элементов разработанной конструкции автомата. Провести экспериментальные исследования технологии резки хлорвиниловых трубок. Разработать технику безопасности эксплуатации станка.

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)
должна содержать обоснование актуальности темы диссертации; цель; объект и методы исследования; научную новизну и практическую ценность работы; анализ исходных данных и техническое задание на проектирование автомата, а именно применение хлорвиниловых трубок, инструмент для резки, технологическое оборудование для резки; разработанную принципиальную (технологическую) схему автомата; разработанную

структурную схему автомата; расчет режимов резания; кинематический и силовые расчеты приводов автомата; результаты разработанной трехмерной модели сборки автомата и анализа напряженно-деформированного состояния элементов конструкции; результаты экспериментальных исследований технологии резки хлорвиниловых труб; разработанную технику безопасности эксплуатации автомата; выводы по работе.

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

1) Цель работы, объект исследования, научная новизна и практическая ценность.

2) Анализ исходных данных и техническое задание на проектирование автомата.

3) Проектирование автомата для резки хлорвиниловых трубок.

4) Разработка трехмерной модели сборки автомата и анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции.

5) Экспериментальные исследования технологии резки хлорвиниловых трубок.

6) Разработка техники безопасности эксплуатации автомата.

7) Апробация работы. Публикации по теме диссертации.

8) Выводы по работе.

8. Особые требования по выполнению разделов:

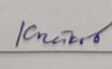
Разработку трехмерной модели деталей и сборки проектируемого автомата выполнить применением программного продукта SolidWorks. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции автомата выполнить в SolidWorks Simulation.

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1) Оформление пояснительной записки	80	до 15.06.2022 г.	Кочетков
2) Оформление презентации	20	до 20.06.2022 г.	Кочетков

Дата выдачи задания 10 июня 2022 г.

Задание к исполнению принял 

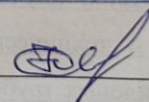
Руководитель работы 

10 июня 2022

Магистерскую диссертацию к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме
К государственной итоговой
аттестации допустить

Декан факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта



С.Ю. Кочетков

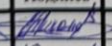
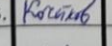
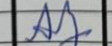
«___» _____ 20

Реферат

Пояснительная записка магистерской диссертации содержит 113 страниц основного текста формата А4, 68 рисунков, 11 таблиц, 13 источников литературы и 3 приложения.

АВТОМАТ ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК, ТРУБКА, РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ, РЕЖИМЫ РЕЗАНИЯ, СТРУКТУРНАЯ СХЕМА, ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ, ТРЕХМЕРНАЯ МОДЕЛЬ, СБОРКА, НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ЭКСПЕРИМЕНТ

В пояснительной записке приведены обоснование актуальности темы диссертации, цель и методы исследования, научная новизна и практическая ценность работы; анализ исходных данных и техническое задание на проектирование автомата для резки хлорвиниловых трубок, а именно, анализ производственных и литературных данных по технологиям резки хлорвиниловых трубок, расчет режимов резания; разработанная принципиальная (технологическая) схема станка; разработанная структурная схема станка; кинематический и силовой расчеты станка; результаты проектирования режущего инструмента; результаты разработанной трехмерной модели сборки станка и анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции; результаты разработки и экспериментальных исследований технологии резки трубки.

					ПГУ 15.04.05.09.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Тихонов А.А.				3	175
Пров.		Кочетков Д.В.			Кафедра «ТОМ», группа 20ММ1		
Н. Контр.		Липов А.В.					
Утв.							
Автомат для резки хлорвиниловых трубок Пояснительная записка							

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК.....	9
1.1 Применение хлорвиниловых трубок.....	9
1.2 Инструмент для резки хлорвиниловых трубок.....	12
1.3 Технологическое оборудование для резки хлорвиниловых трубок	15
1.4 Техническое задание на проектирование автомата для резки хлорвиниловых трубок.....	20
2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК.....	22
2.1 Разработка принципиальной (технологической) схемы автомата.....	22
2.2 Разработка структурной схемы автомата	23
2.3 Расчет режимов резания автомата.....	25
2.4 Кинематический расчет приводов автомата	28
2.4.1 Расчет привода главного движения.....	28
2.4.2 Расчет привода подачи заготовки.....	38
2.4.3 Разработка кинематической схемы автомата.....	71
2.5 Силовой расчет автомата.....	73
3 РАЗРАБОТКА ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ АВТОМАТА И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ	82
4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК.....	108
5 РАЗРАБОТКА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМАТА.....	112
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ	114
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	116

ПРИЛОЖЕНИЕ А – ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК	118
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ.....	138
ПРИЛОЖЕНИЕ В – ПРЕЗЕНТАЦИЯ.....	144

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. При монтаже электрических машин и приборов широко применяются изолирующие хлорвиниловые трубки различных диаметров и длины.

Для резки хлорвиниловых трубок применяются станки-автоматы с различными техническими характеристиками и различных фирм производителей. Основными техническими характеристиками данных станков-автоматов являются: диаметр и длина отрезаемых трубок, а также производительность и качество обработанных поверхностей и т.д.

Анализ ценовой политики фирм производителей данных станков показал, что приобретение этих станков-автоматов является весьма дорогостоящим.

Современные предприятия РФ, имеющие в своем штате инженеров-конструкторов, способны самостоятельно разрабатывать технологическое оборудование для своих нужд. Такие разработки осуществляются не только с целью экономии средств предприятия, но и с целью расширения технологических возможностей создаваемого (проектируемого) оборудования.

Для частного предприятия г. Пензы необходимо разработать конструкцию автомата для резки хлорвиниловых трубок, со следующими техническими характеристиками:

диаметр отрезаемых трубок – 2...12 мм,

длина отрезаемых трубок – 15...40 мм;

производительность – не менее 1400 шт/мин.

Таким образом, тема магистерской диссертации, связанная с проектированием автомата для резки хлорвиниловых трубок является актуальной.

Цель магистерской диссертации – разработать конструкцию автомата для резки хлорвиниловых трубок, со следующими техническими характеристиками:

диаметр отрезаемых трубок – 2...12 мм,
длина отрезаемых трубок – 15...40 мм;
производительность – не менее 1400 шт./мин.

Методы исследования. Теоретические и экспериментальные исследования базируются на основных положениях станкостроения, технологии машиностроения, теории упругости, статической и динамической прочности деталей и их соединение в узлы, теории контактного взаимодействия поверхностей и методе конечных элементов.

Научная новизна. Разработана принципиальная схема автомата для резки хлорвиниловых трубок.

Практическая ценность. Разработана конструкция автомата для резки хлорвиниловых трубок, со следующими техническими характеристиками:

диаметр отрезаемых трубок – 2...12 мм,
длина отрезаемых трубок – 15...40 мм;
производительность – не менее 1400 шт./мин,

и внедрение спроектированного станка-автомата позволяет, без больших затрат, решать определенный круг задач предприятия.

Апробация работы. Основные положения и результаты магистерской диссертации докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

1) XXXII Научно-техническая конференция «Актуальные проблемы науки и образования» ПГУ секция «Металлообрабатывающие станки» (г. Пенза, 13 апреля 2022 год);

2) VIII Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов с международным участием «Инновации технических решений в машиностроении и транспорте» секция «Технологии и оборудование машиностроения» (г. Пенза, 17-18 марта 2022 года).

Публикации. По теме магистерской диссертации опубликована 1 научная статья в сборнике входящем в перечень РИНЦ:

1. Тихонов А.А., Кочетков Д.В., Небылица А.В., Кузин Е.Д. Проектирование конструкции автомата для резки хлорвиниловых трубок с применением программы SolidWorks // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сборник статей VIII Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов с международным участием. – Пенза: Издательство Пензенский государственный аграрный университет, 2022. – С. 238–242.

1 АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК

1.1 Применение хлорвиниловых трубок

С момента изобретения ПВХ на его основе были разработаны тысячи различных продуктов для сотен рынков. Благодаря важной роли этого материала в строительных и конструкционных материалах, в основном из-за его долговечности, присущей ему огнестойкости и большого разнообразия модификаций (от жесткого до эластичного), ПВХ называют «инфраструктурным пластиком» [1]. На рисунке 1.1 представлены хлорвиниловые трубки эластичного типа.



Рисунок 1.1 – Хлорвиниловые трубки

Преимущества ПВХ с точки зрения безопасности, защиты окружающей среды и здоровья наилучшим образом демонстрируются при использовании труб, изготовленных из этого материала.

Пищевой и медицинской промышленности. Материал сохраняет вкус и пищевую ценность продуктов. Вода, проходящая по таким трубопроводам, остается чистой и прозрачной. Прозрачность конструкций позволяет следить, как и в каком количестве подается пища и лекарства.

Химической промышленности. Материал из прозрачных трубок не взаимодействует с химическими веществами и лекарственными препаратами.

Благодаря таким трубопроводам, легко следить за химическими и другими процессами.

Электротехнической промышленности. Трубки ПВХ предназначены для защиты и дополнительной изоляции различных электротехнических устройств, работающие при напряжении до 1000 В постоянного и переменного тока частотой до 50 Гц. Такие трубки изготавливаются по ГОСТ 19034-82. Трубки из поливинилхлоридного пластика. Технические условия.

В зависимости от свойств исходного пластика трубки выпускаются марок, приведенных в таблице 1 [2].

Таблица 1 – Марки выпускаемых трубок

Марка трубки	Марка поливинилхлоридного пластика по ГОСТ 5960	Рецептура сырья	Применяемость в статическом состоянии
ТВ-40	И40-13 И40-13А	230/1 251/1 8/2	При температуре от минус 40 °С до плюс 70 °С
ТВ-40Т	—	230Т	При температуре от минус 40 °С до плюс 70 °С
ТВ-40А	ИТ-105	Т-50	При температуре от минус 40 °С до плюс 70 °С
ТВ-50	—	355	При температуре от минус 50 °С до плюс 70 °С
ТВ-50-14	И-50-14	Э 50-1	То же, с улучшенными изоляционными свойствами
ТВ-60	И60-12	Э 60-1	При температуре от минус 60 °С до плюс 70 °С

Трубки выпускаются размерами, указанными в таблице 2. Длина трубок не должна быть менее 5 м. В зависимости от толщины стенки трубки выпускают I и II исполнения. Трубки II исполнения имеют утолщенную стенку.

Таблица 2 – Основные размеры выпускаемых трубок

Внутренний диаметр		Толщина стенки			
Номин.	Пред. откл.	I исполнение		II исполнение	
		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
0,50	±0,10	0,30	±0,10	-	-
0,75	±0,10	0,30	±0,10	-	-
1,00	±0,20	0,40	±0,10	-	-
1,50	±0,25	0,40	±0,10	-	-
1,75	±0,25	0,40	±0,10	-	-
2,00	±0,25	0,40	±0,10	1,00	±0,20
2,50	±0,25	0,40	±0,10	-	-
3,00	±0,25	0,40	±0,10	1,00	±0,20
3,50	±0,25	0,40	±0,10	-	-
4,00	±0,25	0,60	±0,10	1,20	±0,20
4,50	±0,25	0,60	±0,10	1,20	±0,20
5,00	±0,25	0,60	±0,10	1,20	±0,20
6,00	±0,30	0,60	±0,10	-	-
7,00	±0,50	0,60	±0,10	-	-
8,00	±0,50	0,60	±0,10	-	-
9,00	±0,50	0,60	±0,10	-	-
10,00	±0,50	0,70	±0,10	-	-
12,00	±0,50	0,70	±0,10	-	-
14,00	±0,50	0,70	±0,10	-	-
16,00	±0,80	0,90	±0,10	-	-
18,00	±0,80	0,90	±0,10	-	-
20,00	±1,00	1,15	±0,20	-	-
22,00	±1,00	1,15	±0,20	-	-
25,00	±1,00	1,15	±0,20	-	-
30,00	±1,30	1,40	±0,25	-	-
35,00	±1,30	1,40	±0,25	-	-
40,00	±2,00	1,75	±0,25	-	-
50,00	±2,00	-	-	4,5	±0,80

Трубки при длительном воздействии температур выше 175 °С могут выделять незначительные количества хлористого водорода, предельно допустимые концентрации которого в окружающей среде не более 5 мг/м³. Класс опасности – 3 по ГОСТ 12.1.007. При поднесении открытого пламени трубки загораются без взрыва, по вынесении – затухают. При горении сильно загазовывают помещение. Трубка относится к группе сгораемых, к подгруппе трудно воспламеняющихся по ГОСТ 12.1.044 [2].

Основные физико-механические характеристики ПВХ-трубок приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Основные физико-механические характеристики ПВХ-трубок

Ниже 0,1 %	1,38 г/см ³
Предел текучести при 23 °С	>52 Н/мм ²
Модуль гибкости при 23 °С	>2500 Н/мм ²
Ударная вязкость по Шарпи при 23 °С	>6 кДж/м ²
Ударная вязкость по Шарпи при 0	>3 кДж/м ²
Точка плавления кристаллитов	173 °С
Коэффициент теплового расширения	0,07 – 0,08 мм/м·К
Теплопроводность при 23 °С	0,15 Вт/м·К
Водопоглощение при 23 °С/24 ч	Ниже 0,1 %

1.2 Инструмент для резки хлорвиниловых трубок

Так как трубки поставляются в бухтах (см. рисунок 1.1), а для электротехнических изделий они требуются определенной длины, встает необходимость в их нарезке.

Для резки хлорвиниловых трубок используется как ручной инструмент, так и станки-автоматы с различными техническими характеристиками и различных фирм производителей. Основными техническими характеристиками данных станков-автоматов являются: диаметр и длина

отрезаемых трубок, а также производительность и качество обработанных поверхностей и т.д.

Самым распространенным видом ручного инструмента являются ручные труборезы. Основными типами ручных труборезов являются:

1. Труборезы трещоточного типа. Используются для резки труб ПВХ диаметром 1-5/8 дюйма. Резка производится нажатием одной руки. Стальное лезвие трубореза при изготовлении инструмента подвергается термообработке, имеется замок для безопасного хранения в закрытом виде. Из-за малого размера эти труборезы применяются только для труб малого диаметра. На рисунке 1.2 представлен труборез трещоточного типа.



Рисунок 1.2 – Труборез трещоточного типа

2. Труборезы пружинного типа. Такие труборезы имеют более мощный резак. Эти инструменты часто напоминают зажимы. Труборезы подходят для резки труб из ПВХ диаметром 3/8 – 2 дюйма. На рисунке 1.3 представлен труборез пружинного типа.



Рисунок 1.3 – Труборез пружинного типа

3. Ножницы-гильотина. Инструменты такого типа часто используются в промышленности, позволяя резать трубы, диаметр которых достигает 350 мм. Срез получается гладким и ровным благодаря тефлоновому покрытию лезвия. На рисунке 1.4 представлены ножницы-гильотина.



Рисунок 1.4 – Ножницы-гильотина

Так как при монтаже электрических машин и приборов для изоляции токоведущих элементов необходимо большое количество хлорвиниловых трубок различных длин, использование ручного инструмента ведет к снижению производительности, качеству получаемого среза, а также возможное возникновение проблемы, связанной с профессиональной деформацией в условиях монотонной работы. Все эти недостатки возможно исключить при использовании технологического оборудования, а именно станков-автоматов для резки трубок.

1.3 Технологическое оборудование для резки хлорвиниловых трубок

Проведя анализ рынка, был подобран станок, соответствующий технологическим требованиям – это автомат мерной резки трубки LC100SL, станок предназначен для резки трубки диаметром не более 8 мм. Общий вид автомата представлен на рисунке 1.5.

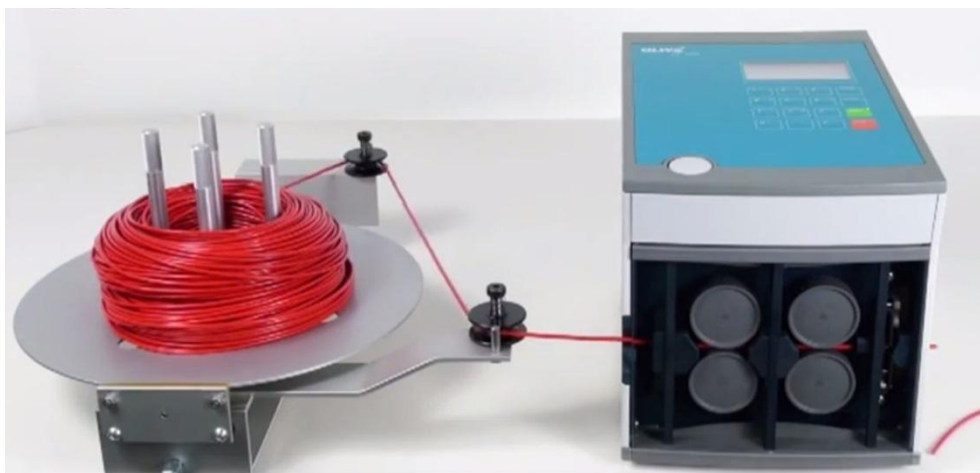


Рисунок 1.5 – Общий вид автомата мерной резки трубки LC100SL

Высокая точность перпендикулярного среза обеспечивается за счет использования гильотинного типа резания, а также применения сменных направляющих под соответствующий диаметр трубки. На рисунке 1.6 показаны ролики протяжки, а также нож-гильотина.



Рисунок 1.6 – Система протяжки трубки, нож и сменные направляющие

Независимая система измерения отдельными роликами обеспечивает высокую точность длины резки заготовок. Простой ввод параметров резки с панели управления и отображение их на четком графическом дисплее. Управление автоматом может полностью осуществляться с персонального компьютера посредством встроенного интерфейса и поставляемого программного обеспечения.

Скорость протяжки нарезаемой трубки регулируемая. Автоматическая остановка процесса резки по завершению программы или при закончившемся нарезаемом материале. Наличие счетчика количества заготовок. В таблице 4 представлены технические характеристики станка.

Таблица 4 – Основные технические характеристики станка

Максимальный диаметр нарезаемого материала, мм	8
Количество заготовок в партии, шт	1 – 999
Длина нарезки, мм	2 – 99999
Скорость подачи трубки, м/с	0,5
Электропитание В/Гц	220/50
Потребляемая мощность, Вт	80
Габариты (Д x Ш x В), мм	295 x 194 x 227
Вес, кг	11

На рисунке 1.7 представлен общий вид станка для резки трубок на заданную длину CM-2022.



Рисунок 1.7 – Общий вид станка для резки трубок на заданную длину
CM-2022

Модель СМ-2022 осуществляет продвижение материала на заданную длину с возможностью установки длины реза до 0,1 мм. На станке возможно осуществлять рез одновременно в 3 потока.

Автомат можно запрограммировать на рез партиями, например, станок осуществляет 100 резов, делает небольшую паузу. Сотрудник за это время меняет емкость для накопления продукции. Станок снова начинает рез новой партии.

Подача материала осуществляется таким образом, что трубка подается перпендикулярно ножу (направляющие по ширине материала заканчиваются в непосредственной близости к режущему ножу). Рез осуществляется по принципу “гильотина” острым лезвием (лезвие + удар по платформе).

В таблице 5 представлены основные технические характеристики станка.

Таблица 5 – Основные технические характеристики станка

Тип реза	Прямой рез
Обработка среза	Холодный рез (острое лезвие)
Ширина режущего ножа, мм	100
Максимальный диаметр трубки, мм	15
Диапазон длины реза, мм	3 – 999999
Производительность, шт/мин	120
Напряжение, В	220
Габариты (Д x Ш x В), мм	750 x 310 x 410
Вес, кг	30

На рисунке 1.8 представлен общий вид станка для резки трубки SP 101.



Рисунок 1.8 – Общий вид станка для резки трубки SP 101

Станок оснащен стальным V – образным лезвием. Этот вид лезвия позволяет производить рез жестких или полужестких трубок с максимальным диаметром 17 мм. На рисунке 1.9 представлена конструкция ножа, рассматриваемого станка.

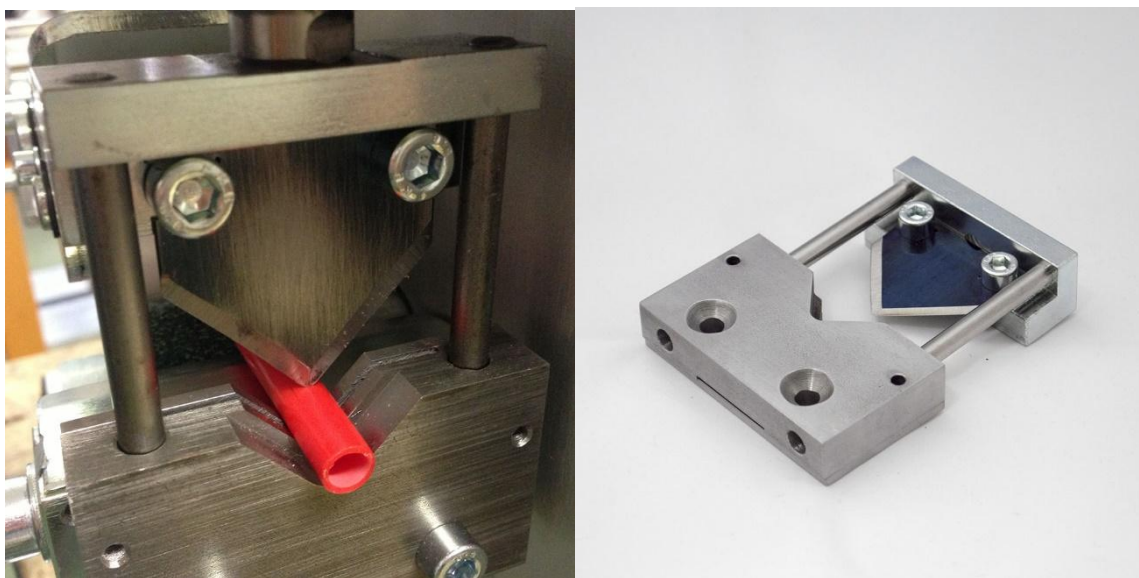


Рисунок 1.9 – Конструкция V-образного ножа

Тянущие ролики профилированы для того, чтобы увеличить мощность вытягивания и центрирование материала под лезвием.

С помощью пульта управления можно устанавливать и изменять время реза, а также скорость двигателя, благодаря чему повышается производительность, а также качество обработки. Регулируемая длина составляет от 10 мм до 100 м. Количество – от 1 до 9999 отрезков.

Станок, разработанный и внедренный в производство новатором М. И. Шутовым, обеспечивает нарезание хлорвиниловых трубок диаметром от 2 до 10 мм и длиной от 1 до 35 мм [3].

Станок (рисунок 1.10) состоит из основания 1, станины 2, плиты 3 для установки электродвигателя 4 постоянного тока, снабженного редуктором для понижения скорости вращения, механизма подачи и резания 5, хлорвиниловой трубки, кривошипного механизма, храповика, кулачка 6, цангового зажима 7, четырех комплектов переходных втулок, выпрямителя и тумблера 8.

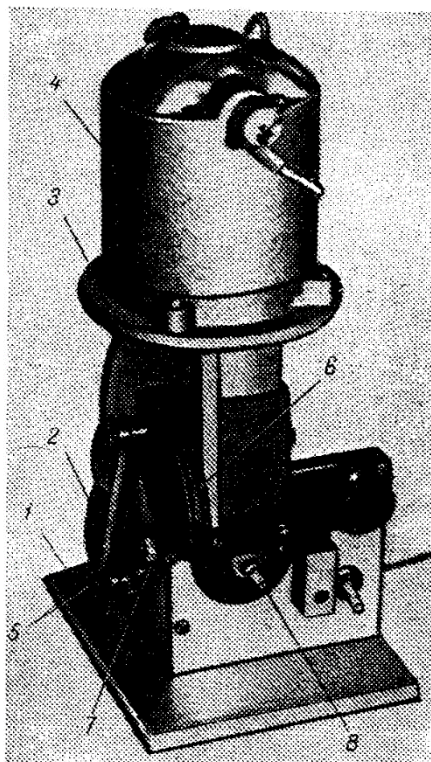


Рисунок 1.10 – Малогабаритный станок для нарезания хлорвиниловых трубок

При нарезании хлорвиниловая трубка вставляется в направляющую втулку и протягивается между роликами, которые начинают вращаться от

электродвигателя, при этом кривошипный механизм с помощью собачки и храповика поворачивает ролик и подает трубку с шаговой подачей автоматически. За один цикл трубка затягивается на установленную длину и одновременно отрезается.

Длина отрезаемой трубки регулируется изменением плеча кривошипного механизма.

Таким образом, применение станков-автоматов для резки трубок, значительно увеличивает производительность, качество получаемой продукции, а также приводит к снижению времени переналадки под другой типоразмер, что является существенным преимуществом по сравнению с ручным инструментом. Однако, приобретение станка для нужд предприятия является затруднительным и экономически не целесообразным. В связи с этим руководство предприятия поставило задачу перед конструкторским отделом, в котором я работаю в должности инженера-конструктора, спроектировать подобный станок. Совместно с руководителем магистерской диссертации ПГУ было разработано техническое задание на проектирование специального автомата для резки хлорвиниловых трубок (см. приложение А), которое легло в основу задания на магистерскую диссертацию.

1.4 Техническое задание на проектирование автомата для резки хлорвиниловых трубок

1) Наименование и область применения:

Автомат для резки хлорвиниловых трубок предназначен для раскроя и резки на задаваемые длины защитных хлорвиниловых трубок, применяемых при сборке электронных схемы в электротехнической промышленности.

Станок должен соответствовать требованиям настоящего технического задания и «Правилам устройства электроустановок».

Автомат должен соответствовать метрической системе мер.

2) Основные параметры:

Основные параметры и размеры автомата для резки хлорвиниловых трубок должны соответствовать настоящему техническому заданию (таблица 6).

Таблица 6 – Основные технические характеристики автомата для резки хлорвиниловых трубок

Технические характеристики	Величина
Габаритные размеры, не более, мм	600/500/1300
Производительность, шт./мин.	Не менее 1400
Мощность, кВт	0,40
Диаметр отрезаемых трубок, мм	От 2 до 12
Частота вращения инструмента, мин ⁻¹	1400
Длина отрезаемых трубок, мм	15
Материал отрезаемых трубок	Поливинилхлорид

Техническое задание с основными техническими требованиями предъявляемые к разрабатываемому автомату для резки хлорвиниловых трубок представлено в приложении А.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК

2.1 Разработка принципиальной (технологической) схемы автомата

Рассмотренные выше станки, позволили выявить и провести анализ следующих схем движения получения из заготовки готового изделия (рисунок 2.1).

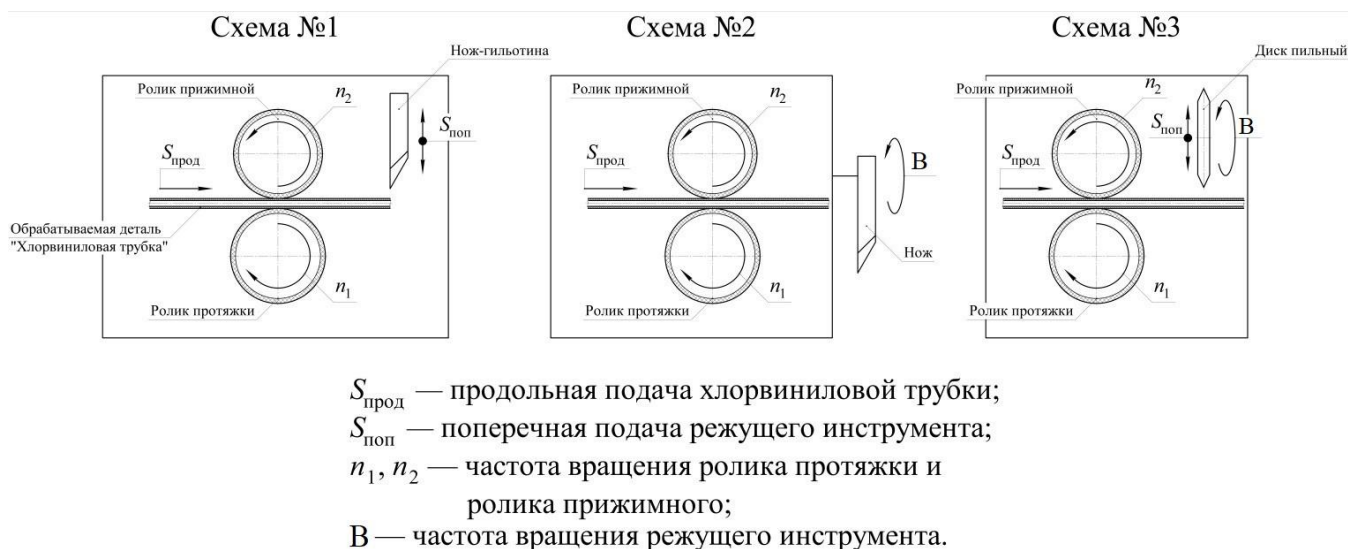


Рисунок 2.1 – Схемы движения

На схеме №1 (рисунок 2.1) представлен следующий принцип работы: трубке с помощью роликов прижимного и протяжки, совершающих вращательные движения n_1 и n_2 соответственно, обеспечивают продольное перемещение $S_{\text{прод}}$ к месту резания, где происходит её останов и последующая отрезка ножом типа гильотины, который совершает возвратно-поступательные движения $S_{\text{поп}}$.

Показанный на схеме №3 принцип работы схож со схемой №1: отрезка трубки производится пильным диском, совершающий одновременно вращательное B и возвратно-поступательное $S_{\text{поп}}$ движения.

Реализация движений, представленных на схемах №1 и №3, приводит к сложной механизаций, пониженной производительности вследствие

необходимости остановки трубки перед её отрезкой и требуют внедрения автоматики, реализация движений представленных на схеме №2 – свободна от указанных сложностей и недостатков.

В связи с выше изложенным, принято решение осуществлять дальнейшее проектирование автомата для резки хлорвиниловых трубок, согласно техническому заданию, реализующее движения по схеме №2.

2.2 Разработка структурной схемы автомата

Прежде чем приступить к разработке станка, составляется его структурная схема. Структурная схема отражает связи между узлами и механизмами станка без уточнения вида звеньев, передающих энергию или управляющие сигналы.

Структурная схема разрабатывается на основании принципиальной технологической схемы станка, которая дает полное представление о принципах работы, видах заготовки и инструмента, движениях рабочих (исполнительных) органов станка [7].

Разработка структурной схемы выполняется в следующей последовательности:

1) Определяем движения формообразования:

Формообразующим движением является вращательное движения режущего инструмента (водило) $\Phi_V(B_1)$. Формообразующее движение $\Phi_V(B_1)$ – простое, поэтому необходимо настроить только один параметр – скорость вращения V (м/мин).

Формообразующие движения с меньшей скоростью, измеряемой величиной подачи S называются движениями подачи Φ_S . В данном случае это $\Phi_S(\Pi_1)$, которое также является простыми, следовательно, необходимо настроить один параметр – скорость подачи V (мм/об).

2) Определяем установочные движения:

Установочное движение U_1 предназначено для создания исходного положения заготовки и режущего инструмента перед движением формообразования. В нашем случае, это будет обеспечиваться за счет ролика нажимного, усилие нажатия на трубку которого, регулируется за счет пружины растяжения-сжатия.

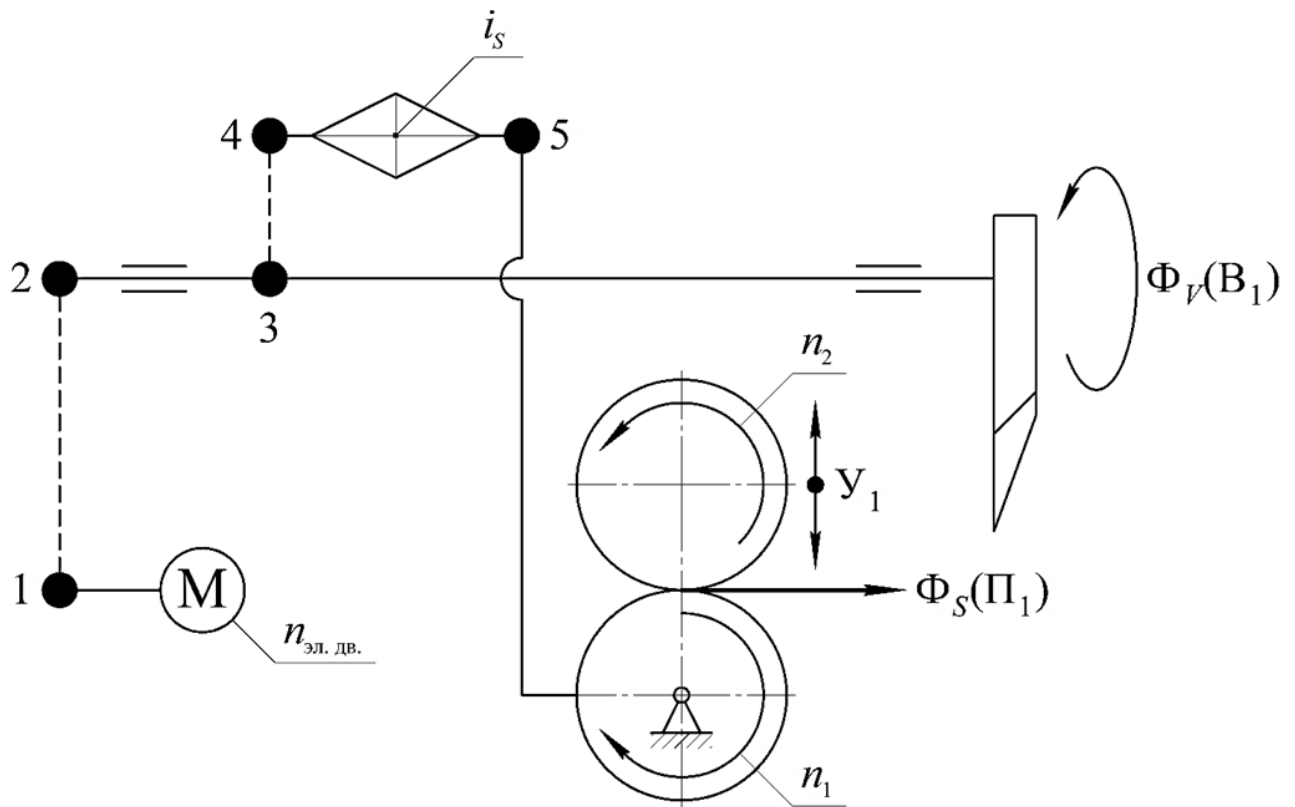


Рисунок 2.2 – Структурная схема автомата для резки хлорвиниловых трубок

На рисунке 2.2 обозначены: узлы механических связей: 1, 2, 3, 4, 5; i_s – орган настройки.

Таким образом, разработанная структурная схема станка представлена на рисунке 2.2 и принимается для дальнейшего проектирования автомата.

2.3 Расчет режимов резания автомата

Исходные данные для расчета режимов резания:

- тип трубки – 305;
- конструктивное исполнение – пластмассовая;
- экструдированный состав – поливинилхлоридный.

В качестве режущего инструмента выступает спроектированная конструкция специального ножа (водило). Водило – узел в составе деталей: державка, нож, крепление ножа к державке – винты. Конструкция инструмента представлена на рисунке 2.3.

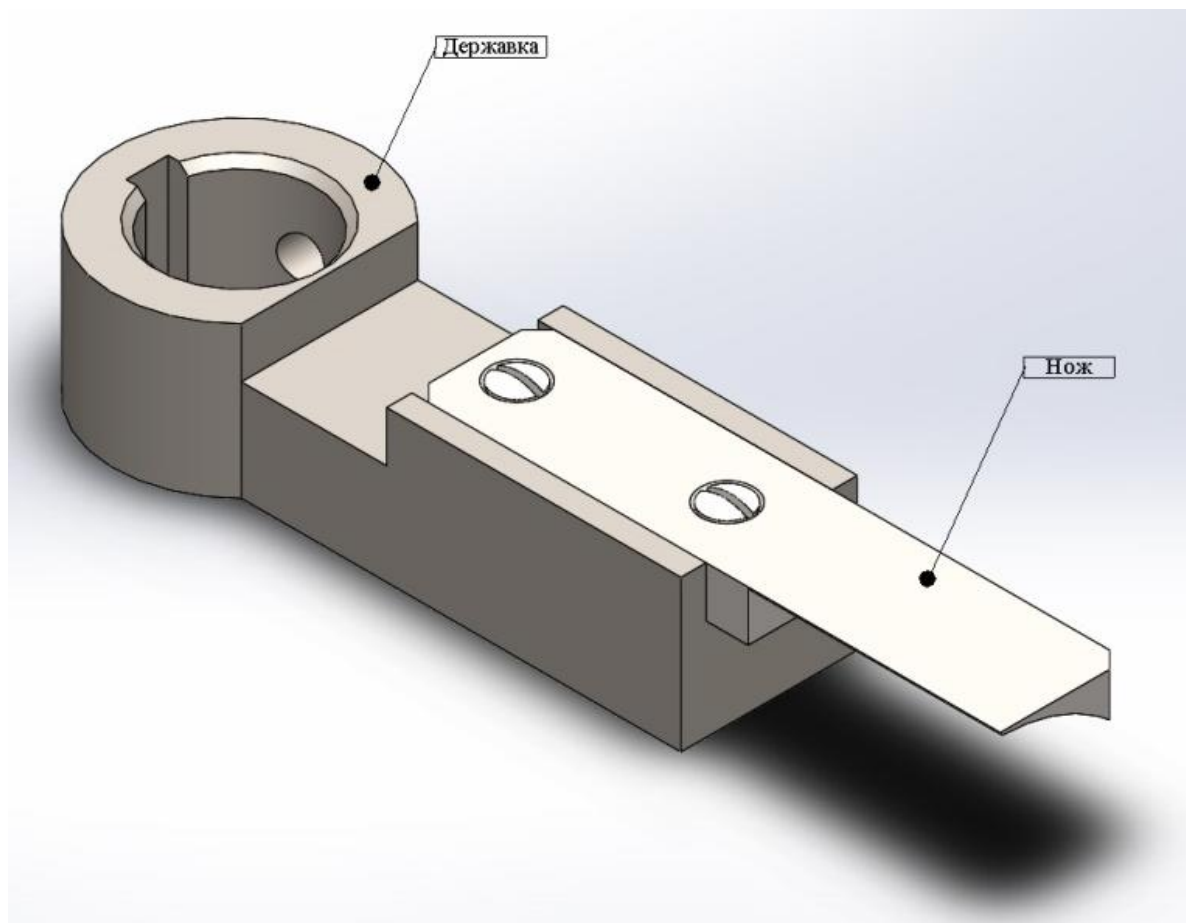


Рисунок 2.3 – Конструкция режущего инструмента

Нож изготовлен из инструментальной стали У8А. Узел крепится на торце червячного вала с помощью шпонки и винта для предотвращения осевого перемещения.

Расчет режимов резания был выполнен в соответствии со следующей схемой нагружения (рисунок 2.4).

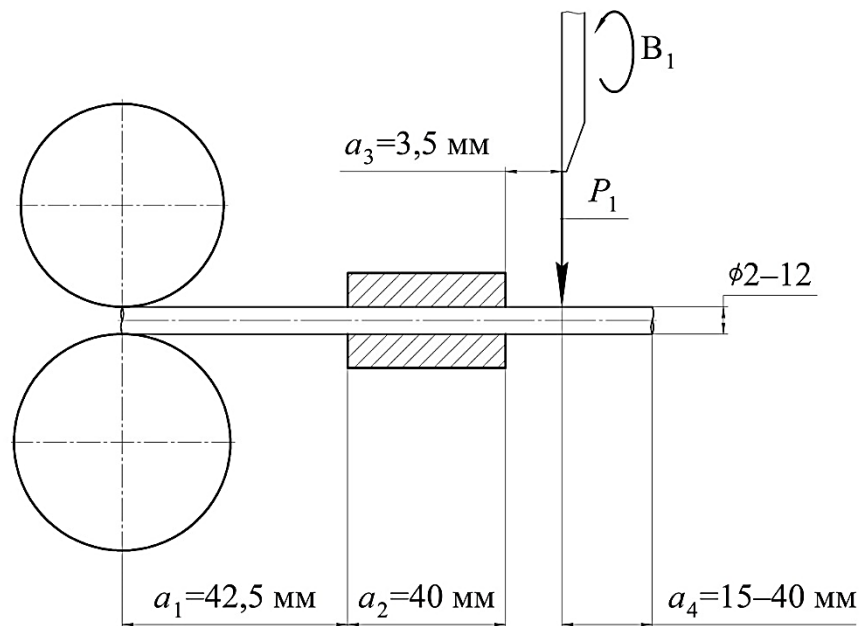


Рисунок 2.4 – Расчетная схема

Мощность на валах определяется по формулам [4]:

$$P_1 = P_{дв} = 0,40 \text{ кВт},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{п.п.} \cdot \eta_{пп} = 0,4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,38 \text{ кВт}.$$

где $\eta_{п.п.} = 0,96$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{пп.} = 0,99$ – КПД пары подшипников.

Вращающие моменты на каждом валу привода [4] (см. рисунок 2.7):

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{0,40}{1400} = 2,73 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{0,38}{1400} = 2,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Искомая сила в её точке приложения будет равна:

$$F = \frac{T}{l},$$

где $l=0,0865$ м – плечо силы, равное длине режущего инструмента.

Тогда,

$$F = \frac{2,6}{0,0865} = 30 \text{ Н.}$$

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен спроектированный нож (см. рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 – Спроектированный нож

Результаты проведенных экспериментальных исследований представлены в главе 4.

2.4 Кинематический расчет приводов автомата

2.4.1 Расчет привода главного движения

Проектирование станка начинается с кинематического расчета привода.

Определяем суммарную длину трубки, подаваемой на порезку за одну минуту по формуле:

$$L = 1400 \cdot l ,$$

где L – суммарная длина трубки на порезку в 1 минуту;

1400 мин^{-1} – производительность автомата (см. приложение А – Техническое задание);

$l = 15 \text{ мм}$ – значение длины отрезаемой трубки.

Тогда,

$$L = 1400 \cdot 15 = 21000 \text{ мм} ,$$

Определенная выше величина L (длина трубки на порезку в одну минуту) соответствуют длине трубки L' , подаваемой роликом протяжки на порезку определяется по формуле:

$$L' = V \cdot T ,$$

где L' – длина трубки подаваемой на порезку роликом протяжки;

V – окружная скорость ролика протяжки, м/сек;

$T = 60 \text{ сек}$ – время протяжки.

Окружная скорость V определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{60000} ,$$

где d_p – диаметр ролика протяжки;

n_p – частота вращения ролика протяжки, мин^{-1} .

Тогда,

$$L' = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{60000} \cdot 60 .$$

Принимаем $d_p = 96 \text{ мм}$, определяем значение ролика n_p протяжки.

$$n_p = \frac{L'}{\pi \cdot d_p}.$$

Тогда,

$$n_p = \frac{L'}{3,14 \cdot 96} = \frac{L'}{301,6},$$

$$n_p = \frac{21000}{301,6} = 69,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность электродвигателя распределяется на мощность для резки трубки – $P_{р.тр.}$ и для протяжки трубки – $P_{пр.тр.}$.

Требуемая мощность $P_{р.тр.} = 0,05 \text{ кВт}$;

Требуемая мощность $P_{пр.тр.} = 0,15 \text{ кВт}$.

Суммарная требуемая мощность составляет:

$$\sum P = P_{р.тр.} + P_{пр.тр.} = 0,05 + 0,15 = 0,20 \text{ кВт}.$$

Требуемую мощность электродвигателя определяем по формуле:

$$P_{дв} = \frac{P}{\eta_{общ}},$$

где $\eta_{общ}$ – общий КПД (см. рисунок 2.9),

$$\eta_{общ} = \eta_{р.п.} \cdot \eta_{п.п.} \cdot \eta_{ч.п.} \cdot \eta_{п.п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.п.},$$

где $\eta_{р.п.} = 0,96$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{п.п.} = 0,99$ – КПД пары подшипников;

$\eta_{з.п.} = 0,95$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{ч.п.} = 0,75$ – КПД червячной передачи.

Значения КПД приняты из таблицы 1.1 [4].

Тогда,

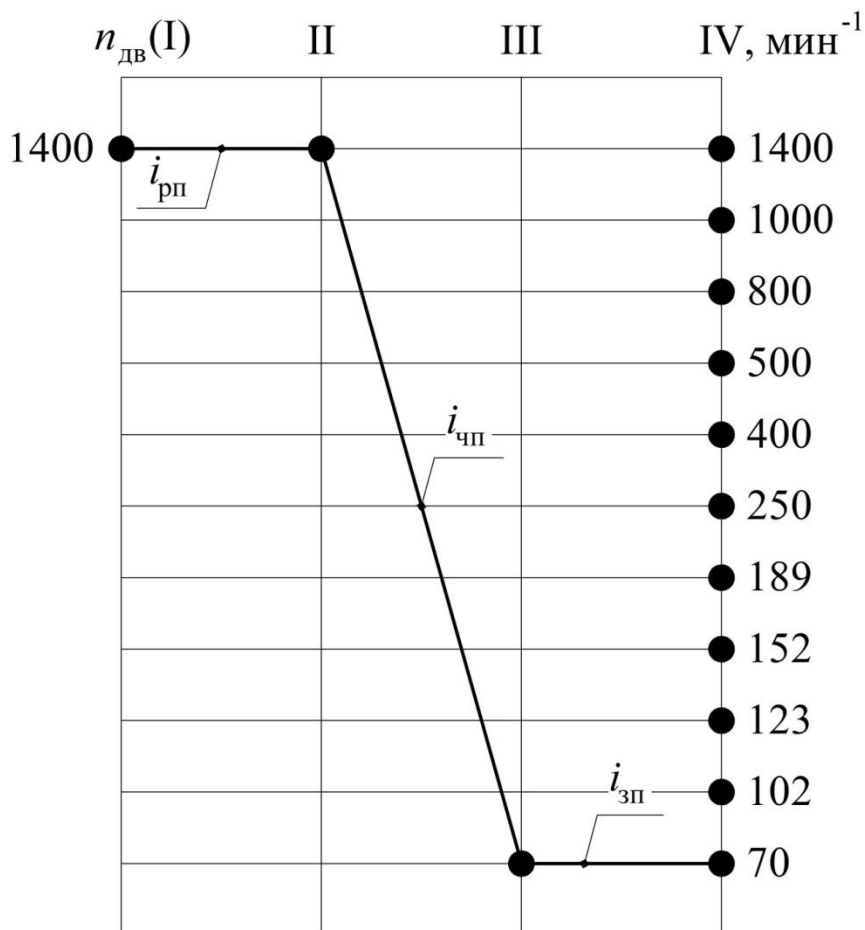
$$\eta_{общ} = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,75 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,66.$$

Следовательно,

$$P_{дв} = \frac{0,20}{0,66} = 0,3 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа АОЛ 22-4, у которого $P_{\text{дв}} = 0,4 \text{ кВт}$,
 $n_{\text{дв(мак)}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$.

На рисунке 2.6 представлен график частот вращения приводов проектируемого автомата.



$i_{\text{рп}}$ – передаточное число ременной передачи;

$i_{\text{чп}}$ – передаточное число червячной передачи;

$i_{\text{зп}}$ – передаточное число зубчатой передачи

Рисунок 2.6 – График частот вращения приводов проектируемого автомата

На рисунке 2.7 представлена кинематическая схема проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок вместе с приводом подачи заготовки.

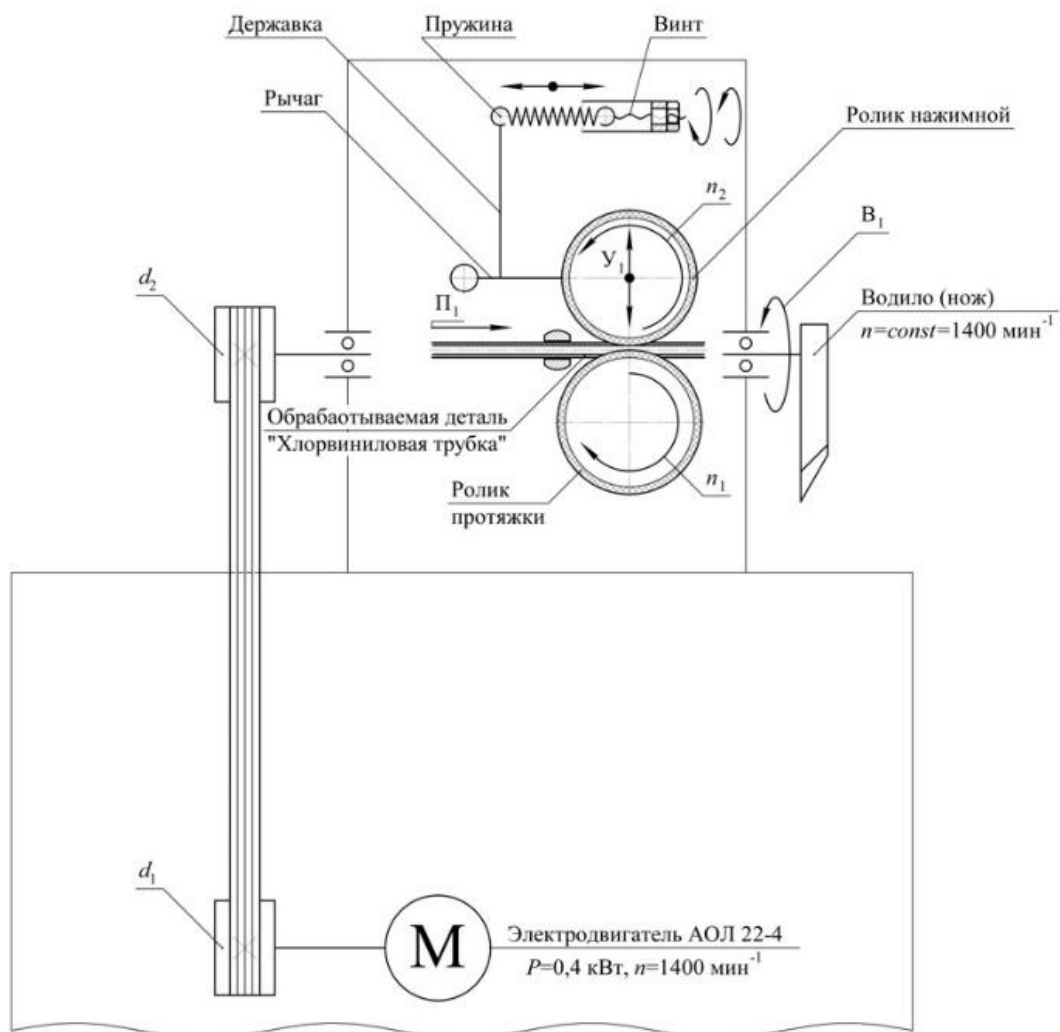
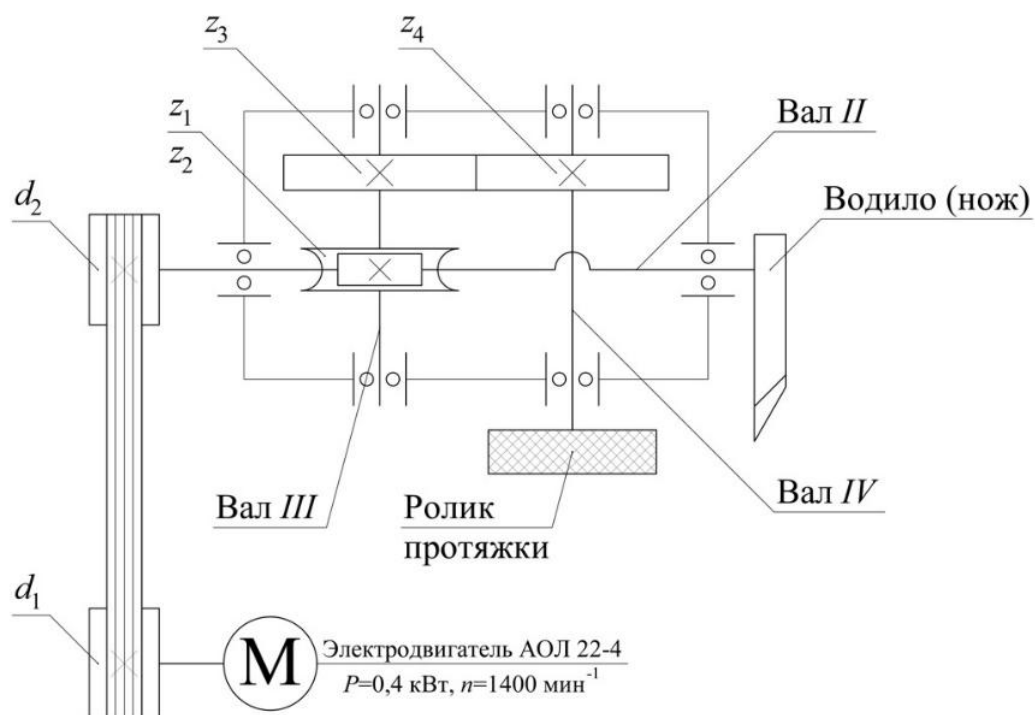


Рисунок 2.7 – Кинематическая схема автомата для резки хлорвиниловых трубок (предварительный вариант)

Расчет ременной передачи

Исходные данные (получены при кинематическом расчете):

$$T_1 = 2,73 \text{ Н} \cdot \text{м}, n_1 = 1400 \text{ мин}^{-1}, u = 1.$$

Для обеспечения передаточного отношения $u_{\text{пр}}$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Принимаем профиль $SPZ(YO)$ (из таблицы 4.1 [4]) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}} = 63 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p = 8,5 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 56 \text{ мм}^2$.

Диаметр ведущего шкива определяется по формуле [11]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{\text{к д в}}},$$

где $C = 38 \dots 42$ — для ремней нормального сечения;

$C = 20$ — для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 20 \cdot \sqrt[3]{2,7} = 27,9 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [4, с. 96], принимаем $d_1 = 63 \text{ мм}$.

Скорость ремня [4]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где n_1 — частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 1400}{60000} = 4,6 \text{ м/с}.$$

Диаметр ведомого шкива [4]:

$$d_2 = d_1 i_{\text{пр}} (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ — относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 63 \cdot 1 \cdot (1 - 0,015) = 62,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 63 \text{ мм}$.

Уточняем передаточное отношение [4]:

$$i_{\text{пн}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{пн}} = \frac{63}{63 \cdot (1 - 0,015)} = 1,01.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния [4]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [4],

принимаем $c = 1,5$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,5 \cdot 63 = 94,5 \text{ мм}.$$

Определяем длину ремня [4]:

$$L_p = 2 a_{\text{опт}} + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a_{\text{опт}}},$$

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{63 + 63}{2} = 63 \text{ мм},$$

$$\Delta = \frac{63 - 63}{2} = 0 \text{ мм},$$

$$L_p = 2 \cdot 94,5 + 3,14 \cdot 63 = 386,82 \text{ мм}.$$

Принимаем $L_p = 630 \text{ мм}$ [4].

Далее необходимо уточнить межосевое расстояние [4]:

$$a = \frac{L_p - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L_p - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8 \Delta^2},$$

$$a = \frac{630 - 3,14 \cdot 63}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(630 - 3,14 \cdot 63)^2 - 8 \cdot 0^2} = 216 \text{ мм}.$$

Угол между ветвями ремня определяем по формуле [4]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a},$$

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin 0 = 0^{\circ}.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [4]:

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^{\circ},$$

$$\alpha = (180 - 0) = 180^{\circ}.$$

Число пробегов ремня [4]:

$$U = \frac{1000 \cdot V}{L_p},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 4,6}{630} = 7,3 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем эквивалентный диаметр шкива [4]:

$$d_e = d_1 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{pa})} \right),$$

$$d_e = 63 \cdot \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1)} \right) = 63 \text{ мм}.$$

Определяем полезное напряжение [4]:

$$\sigma_t = (27,1 - 5,1 \cdot \lg U) W_p^{-0,421} - 49 \frac{W_p}{d_e} - 1,12 \cdot 10^{-3} V^2,$$

$$\sigma_t = (27,1 - 5,1 \cdot \lg 7,3) \cdot 8,5^{-0,421} - 49 \frac{8,5}{63} - 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot 4,6^2 = 2,6 \text{ МПа}.$$

Определяем допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи:

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_t C_\alpha}{C_p},$$

где $C_\alpha = 1,24 \cdot (1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) = 1,24 \cdot (1 - e^{-\frac{180}{110}}) = 1$; $C_p = 1,0$ из таблицы 4.2 [4].

Тогда,

$$[\sigma_t] = \frac{2,6 \cdot 1}{1,0} = 2,6 \text{ МПа}.$$

Определяем число ремней в передаче:

$$z' = \frac{F_t}{[\sigma_t] A},$$

где $F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 2,7}{63} = 85,7 \text{ Н}.$

Тогда,

$$z' = \frac{85,7}{2,6 \cdot 56} = 0,6.$$

При таком числе ремней коэффициент $C_z = 0,95$ [4].

Требуемое число ремней:

$$z = \frac{0,6}{0,95} = 0,63.$$

Принимаем $z=1$.

Фактический коэффициент тяги [4]:

$$\varphi = \frac{\varphi_0 C_a}{C_p},$$

$$\varphi = \frac{0,67 \cdot 1}{1} = 0,67.$$

Сила начального натяжения ремня определяется по формуле [4]:

$$F_0 = \frac{F_t}{2\varphi} = \frac{85,7}{2 \cdot 0,67} = 63,9 \text{ Н}.$$

Сила натяжения ведущей ветви ремня [4]:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 63,9 + \frac{85,7}{2} = 106,8 \text{ Н}.$$

Сила (действующую на вал) определяется по зависимости [4]:

$$F = 2 F_0 z \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 63,9 \cdot 1 \cdot 1 = 127,8 \text{ Н}.$$

Максимальное расчетное напряжение в ремне по зависимости:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 61,25 \cdot \frac{W_p}{d_e} + 1,4 \cdot 10^{-3} V^2 =$$

$$= \frac{106,8}{1 \cdot 56} + 61,25 \cdot \frac{8,5}{63} + 1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4,6^2 = 10,2 \text{ МПа}.$$

Число циклов [4]:

$$\lg N = 13,6 - \frac{\sigma_{\max} W_p^{0,421}}{6,375} = 13,6 - \frac{10,2 \cdot 8,5^{0,421}}{6,375} = 9,66; N = 1,12 \cdot 10^9 \text{ циклов}.$$

Ресурс ремня (средний) определяем по зависимости:

$$L_{\text{hcp}} = \frac{N}{7200 U S_T} = \frac{1,12 \cdot 10^9}{7200 \cdot 7,3 \cdot 4,5} = 4735,32 \text{ ч}.$$

В таблице 7 представлены результаты проектного расчета клиноременной передачи выполненный в САПР КОМПАС-3D, а в таблице 8 результаты проверочного расчета передачи. Полученные результаты также доказывают, что ременная передача соответствует критериям работоспособности.

Таблица 7 – Проектный расчет клиноременной передачи,
выполненный в САПР КОМПАС-3D

Наименование и обозначение параметра		Ведущий *1 шкив		Ведомый *2 шкив	
Исходные данные					
Предварительное передаточное отношение	u_0	1			
Предварительное межцентровое расстояние, мм	a_0	216			
Передаваемая мощность, кВт	N	0,4			
Частота вращения ведущего шкива, об/мин	n_1	1400			
Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы	k_f	1,1			
Тип ремня	—	кордшнуровой			
Определяемые параметры					
Диаметр шкива, мм	d_p	63		63	
Действительное передаточное отношение	u	1,01			
Действительное межцентровое расстояние, мм	a	216			
Обозначение ремня	—	УО ТУ 38-40534-75			
Длина ремня, мм	L	630			
Количество ремней	z	1			
Угол дуги обхвата (контакта с ремнём) на малом шкиву	β	180°00'			
Окружная скорость, м/с	v	4,618		4,572	
Угол канавки шкива	α	34°00'		34°00'	
Наружный диаметр шкива, мм	d_e	68		68	
Глубина канавок шкива, мм	$h + b$	12		12	
Ширина канавки по наружному диаметру шкива, мм	b_1	10,029		10,029	
Расстояние между осями канавок, мм	e	12		12	
Расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива, мм	f	8		8	
Ширина шкива, мм	M	16		16	
Расчет на выносливость					
Расчётное напряжение, МПа	σ_F	1,687			
Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma_F]$	2,599			
Коэффициент запаса	—	1,541			

Таблица 8 – Проверочный расчет клиноременной передачи,
выполненный в САПР КОМПАС-3D

Наименование и обозначение параметра		Ведущий *1 шків		Ведомый *2 шків	
Исходные данные					
Предварительное передаточное отношение	u_0	1			
Предварительное межцентровое расстояние, мм	a_0	101,1			
Частота вращения ведущего шкива, об/мин	n_1	1400			
Кoeffициент динамичности нагрузки и режима работы	k_f	1,1			
Тип ремня	—	кордшнуровой			
Определяемые параметры					
Диаметр шкива, мм	d_p	63		63	
Действительное передаточное отношение	u	1,01			
Действительное межцентровое расстояние, мм	a	216			
Обозначение ремня	—	УО ТУ 38-40534-75			
Длина ремня, мм	L	630			
Количество ремней	z	1			
Угол дуги обхвата (контакта с ремнём) на малом шкиву	β	180°00'			
Окружная скорость, м/с	v	4,618		4,572	
Угол канавки шкива	α	34°00'		34°00'	
Наружный диаметр шкива, мм	d_e	68		68	
Глубина канавок шкива, мм	$h + b$	12		12	
Ширина канавки по наружному диаметру шкива, мм	b_1	10,029		10,029	
Расстояние между осями канавок, мм	e	12		12	
Расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива, мм	f	8		8	
Ширина шкива, мм	M	16		16	
Допускаемая мощность, кВт	$[N_F]$	0,611			
Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma_F]$	2,599			

2.4.2 Расчет привода подачи заготовки

На рисунке 2.7 представлена кинематическая схема проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок вместе с приводом подачи заготовки.

Исходные данные: $l = 15 \text{ мм}$ — длина отрезаемой трубки; $T_d = \pm 1 \text{ мм}$ — допуск на длину; производительность 1400 штук в минуту.

Определяем частоту вращения каждого вала [4] (см. рисунки 2.6 и 2.7):

$$n_1 = n_{дв} = 1400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{рп}}} = \frac{1400}{1} = 1400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{чп}}},$$

где $i_{\text{рп}}$ – передаточное число ременной передачи;

$i_{\text{зп}}$ – передаточное число зубчатой передачи;

$$i_{\text{чп}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20 \text{ – передаточное число червячной передачи.}$$

Тогда,

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{чп}}} = \frac{1400}{20} = 70 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{зп}}},$$

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 15 \text{ мм}$ необходимая частота вращения ролика протяжки $n_p = 69,6 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае $i_{\text{зп}} = 1$, поэтому принимаем $z_1 = z_2 = 55$, т.к. $n_3 = 70 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда,

$$n_4 = \frac{70}{1} = 70 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на каждом валу привода [4]:

$$P_1 = P_{\text{дв}} = 0,40 \text{ кВт},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0,4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,38 \text{ кВт},$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0,38 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 0,32 \text{ кВт},$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0,32 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,31 \text{ кВт}.$$

Вращающие моменты на каждом валу привода [4]:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{0,40}{1400} = 2,73 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{0,38}{1400} = 2,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{0,32}{70} = 43,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{70} = 42,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проектный расчет на прочность червячной передачи

Исходные данные: $T_1 = 2,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_2 = 43,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $u = 20$; $n_1 = 1400 \text{ мин}^{-1}$;

$n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$; червяк – архимедов, сталь 45, $HRC_s = 45 \dots 55$.

При $u = 20$ – число витков червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса $z_2 = u \cdot z_1 = 20 \cdot 2 = 40$.

Выбираем материал червячного колеса.

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$V_c = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

$$V_c = \frac{4,5 \cdot 1400}{10^4} \cdot \sqrt[3]{43,7} = 2,21 \text{ м/с}.$$

По таблице 3.1 [4] принимаем материал червячного колеса – бронза БрА9Ж4 (литьё в кокиль):

$$[\sigma_H] = 460 \text{ МПа}; [\sigma_F] = 184 \text{ МПа}.$$

Определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{K'_\beta \cdot T_2}{[\sigma_H]^2}},$$

где $K'_\beta = 1$ – предварительное значение концентрации нагрузки [4].

Тогда,

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 43,7}{460^2}} = 36,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $a'_w = 45 \text{ мм}$.

Коэффициент диаметра червяка принимаем $q = 20$.

Осевой модуль:

$$m' = \frac{2a'_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 45}{40 + 20} = 1,5 \text{ мм}.$$

Для соблюдения сочетания m' , q и z_1 , принимаем $m' = 1,5 \text{ мм}$.

Коэффициент смещения [4]:

$$x = \frac{a'_w}{m} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{45}{1,5} - \frac{20 + 40}{2} = 0.$$

В передачах без смещения:

$$\gamma = \gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{20} = 5^\circ 42'.$$

Уточнение расчетных параметров и размеров червячной передачи путем проверочного расчета ее на прочность производят в следующем порядке:

Коэффициент нагрузки [4]:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

При постоянном режиме нагружения $K_{H\beta} = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\alpha}$ выбирается в зависимости от степени точности колеса и окружной скорости.

Окружная скорость червячного колеса:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 1,5 \cdot 40 \cdot 70}{60000} = 0,22 \text{ м/с}.$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\alpha} = 1,02$.

Тогда,

$$K_H = 1 \cdot 1,02 = 1,02.$$

Скорость скольжения в передаче:

$$V_{w1} = \frac{\pi \cdot m \cdot (q + 2x) \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 1,5 \cdot (20 + 2 \cdot 0) \cdot 1400}{60000} = 2,2 \text{ м/с},$$

$$V_c = \frac{V_{w1}}{\cos \gamma_w} = \frac{2,2}{\cos 5^\circ 42'} = 2,21 \text{ м/с}.$$

Расчетное контактное напряжение [4]:

$$\sigma_H = \frac{5300 \cdot (q + 2x)}{z_2} \cdot \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w \cdot (q + 2x)} \right]^3} \cdot K_H \cdot T_2 \leq [\sigma_H],$$

$$\sigma_H = \frac{5300 \cdot 20}{40} \cdot \sqrt{\left[\frac{40 + 20}{45 \cdot 20} \right]^3} \cdot 1,02 \cdot 43,7 = 304 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то окончательно принимаем $a'_w = 45$; $z_1 = 2$; $z_2 = 40$;
 $m = 1,5 \text{ мм}$; $q = 20$; $x = 0$.

Определение геометрических размеров передачи.

Червяк:

Делительный диаметр: $d_1 = m \cdot q = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ мм}$;

Начальный диаметр: $d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 1,5 \cdot (20 + 2 \cdot 0) = 30 \text{ мм}$;

Диаметр вершин витков: $d_{a1} = d_1 + 2m = 30 + 2 \cdot 1,5 = 33 \text{ мм}$;

Диаметр впадин витков: $d_{f1} = d_1 - 2h'_f \cdot m = 30 - 2 \cdot 1,2 \cdot 1,5 = 26,4 \text{ мм}$;

Длину нарезанной части червяка b_1 определяем по формуле [4]:

$$b_1 = (10 + 5,5 |x| + z_1) \cdot m - c = (10 + 2) \cdot 1,5 = 18 \text{ мм}.$$

Червячное колесо:

Диаметр начальной (делительной) окружности:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм};$$

Диаметр окружности вершин зубьев в среднем сечении:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m = 60 + 2 \cdot 1 \cdot 1,5 = 63 \text{ мм};$$

Диаметр наибольший:

$$d_{aM_2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2};$$

$$d_{aM_2} < 63 + \frac{6 \cdot 1,5}{2 + 2};$$

$$d_{aM_2} < 65,25 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_f^* - x) = 60 - 2 \cdot 1,5 \cdot 1,2 = 56,4 \text{ мм}.$$

Ширина венца: $b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,355 \cdot 45 = 15,9 \text{ мм}.$

где $\psi_a = 0,355.$

Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса определяют по формуле [4]:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot T_2 \cdot \cos \gamma_w}{1,3 \cdot m^2 \cdot d_2 \cdot (q + 2x)},$$

где $K_F = 1,02$ – коэффициент нагрузки;

$Y_F = 1,55$ – коэффициент формы зуба для червячного колеса, определяемы в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса.

Тогда,

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,02 \cdot 1,55 \cdot 43,7 \cdot 0,9}{1,3 \cdot 1,5^2 \cdot 60 \cdot 20} = 39 \text{ МПа} < [\sigma_F].$$

Определяем коэффициент полезного действия червячной передачи, учитывающий потери на трение в зацеплении:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

где $\varphi = f(V_c)$ – угол трения.

Принимаем $\varphi = 2^\circ 25'$ из табл. 3.7 [4].

Тогда,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ 42'}{\operatorname{tg}(5^\circ 42' + 2^\circ 25')} = 0,7.$$

Червячную передачу в связи с невысоким КПД и большим выделением теплоты проверяют на нагрев. Температура нагрева масла:

$$t_{\text{паб}} = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta)}{k_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + 20^\circ \leq [t_{\text{паб}}] = 95^\circ \text{C},$$

где $k_T = 12 \dots 18$ – коэффициент теплоотдачи, принимаем $k_T = 18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}};$

$A = 20 \cdot a_w^{1,7}$ – общая поверхность охлаждения корпуса, м²;

$\psi = 0,25 \dots 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую раму или плиту, принимаем $\psi = 0,3$.

$$A = 20 \cdot 0,045^{1,7} = 0,1 \text{ м}^2.$$

Тогда,

$$t_{\text{пab}} = \frac{1000 \cdot 0,38 \cdot (1 - 0,7)}{18 \cdot 0,1 \cdot (1 + 0,3)} + 20^\circ = 69^\circ\text{C} < [t_{\text{пab}}] = 95^\circ\text{C}.$$

Определение сил в зацеплении.

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке [4]:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 43,7}{60} = 1457 \text{ Н}.$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 2,6}{30} = 173 \text{ Н}.$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1457 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 530 \text{ Н}.$$

Результаты геометрического расчета, выполненного в САПР КОМПАС-3D, представлены в таблице 9, результаты расчета на прочность цилиндрической червячной передачи при действии максимальной нагрузки приведены в таблице 10. Полученные результаты также доказывают, что червячная передача соответствует критериям работоспособности.

Таблица 9 – Результаты геометрического расчета цилиндрической червячной передачи, выполненного в САПР КОМПАС-3D

Наименование и обозначение параметра		Червяк ^{*1}	Червячное ^{*2} колесо
Исходные данные			
Число витков (зубьев)	z_1, z_2	2	40
Модуль, мм	m	1,5	
Коэффициент диаметра червяка	q	20	
Вид червяка	—	ZA	
Исходный контур	—	ГОСТ 19036-94	
Угол профиля исходного контура	α_x	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки витка червяка исходного контура	h_{a1}^*	1	
Коэффициент радиального зазора у поверхности впадин червяка (исходного контура червячного колеса)	c^*	0,2	0,2
Коэффициент расчётной толщины витка червяка	s^*	1,571	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка червяка	ρ_{f1}^*	0,3	
Степень точности	—	8-C	8-C
Коэффициент смещения червяка	x	0	
Направление линии витка	—	правое	
Определяемые параметры			
Межосевое расстояние, мм	a_w	45 ± 0,071	
Передаточное число	u	20	
Делительный диаметр, мм	d	30	60
Начальный диаметр червяка, мм	d_{w1}	30	
Делительный угол подъема	γ	5°42'38"	
Начальный угол подъема	γ_w	5°42'38"	
Высота витка червяка, мм	h_1	3,3	
Высота головки витка червяка, мм	h_{a1}	1,5	
Диаметр вершин, мм	d_a	33	63
Диаметр впадин, мм	d_f	26,4	56,4
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	d_{a2}	65,25	
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	30	
Ширина венца зубчатого колеса, мм	b_2	24	
Радиус кривизны переходной кривой червяка, мм	ρ_{f1}	0,45	
Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса, мм	R_{a2}	13,5	
Радиус выемки впадин червячного колеса, мм	R_{f2}	16,8	
Угол скашивания торцев зубчатого венца червячного колеса	Φ_2	48°05'21"	

Продолжение таблицы 9

Наименование и обозначение параметра		Значение
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>		
Расчётный шаг червяка, мм	P_1	4,712
Ход витка, мм	P_{z1}	9,425
Делительная толщина по хорде витка червяка, мм	$\bar{s}_{a1}$	$2,345^{+0,17}_{-0,25}$
Высота до хорды витка червяка, мм	$\bar{h}_{a1}$	1,5
Диаметр измерительного ролика, мм	D	2,588
Размер червяка по роликам, мм	M_1	$33,715^{+0,182}_{-0,182}$
Условие $M_1 > d_{a1}$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено
Делительная толщина по хорде зуба червячного колеса в нормальном сечении, мм	$\bar{s}_{a2}$	$2,344_{-0,09}$
Высота до хорды зуба червячного колеса, мм	$\bar{h}_{a2}$	1,522
Минимальное значение коэффициента смещения червяка	x_{min}	-1,34
Условие отсутствия подрезания зубьев червячного колеса $x \geq x_{min}$	—	выполнено
Максимальное значение межосевого расстояния	a_{wmax}	47,82
Торцовая толщина по хорде на поверхности вершин зуба червячного колеса	$\bar{s}_{at2}$	1,141
Минимально рекомендованное значение торцовой толщины зуба на поверхности вершин, мм	$0,6 \cdot m$	0,9
Условие отсутствия заострения зубьев червячного колеса $a_w \leq a_{wmax}$, $\bar{s}_{at2} \geq 0,6 \cdot m$	—	выполнено
Наименьшая суммарная длина контактных линий	$\bar{l}_{min}$	36,18
Коэффициент перекрытия	ϵ	1,847
Рекомендованное минимальное значение коэффициента перекрытия	—	1,2

Таблица 10 – Расчет на прочность цилиндрической червячной передачи, выполненный в САПР КОМПАС-3D, при действии максимальной нагрузки

Наименование и обозначение параметра		Червяк * ¹	Червячное колесо * ²
Исходные данные			
Число витков (зубьев)	z_1, z_2	2	40
Модуль, мм	m	1,5	
Кэффициент диаметра червяка	q	20	
Вид червяка	—	ZA	
Угол профиля исходного контура	α_x	20°00'00"	
Степень точности	—	8-C	8-C
Кэффициент смещения червяка	x	0	
Межосевое расстояние, мм	a_w	45	
Передаточное число	u	20	
Твердость поверхности червяка, HRC	—	45	
Материал венца червячного колеса	—	БрАЖ9-4 ГОСТ 18175-78	
Расчетная нагрузка (крутящий момент на червячном колесе), Н*м	T_{max}	43,7	
Частота вращения червяка, об/мин	n_{max}	1400	
Определяемые параметры			
Скорость скольжения, м/с	v_s	2,21	
Расчёт на контактную прочность			
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	343,769	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	460	
Кэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	1,338	
Расчёт на прочность при изгибе			
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	50,592	
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FFmax}	184	
Кэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	3,637	

Проектный расчет на прочность зубчатой передачи

Для станков шестерни и колеса следует изготавливать из одинаковых марок сталей с термической обработкой по двум вариантам [4].

Из таблицы 2.1 [4] выбираем материал для шестерни и колеса:

- Сталь 45, с термообработкой:
- Улучшение зубьев колеса + закалка ТВЧ HB 269...302;
- Улучшение зубьев шестерни + закалка ТВЧ HRC, 50...55.

Допускаемые напряжения при расчетах на контактную и изгибную выносливость необходимо определять с учетом режима нагружения зубьев и требуемого ресурса передачи L_h (ч):

$$L_h = L_{\Gamma} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} = 5 \cdot 365 \cdot 0,67 \cdot 24 \cdot 0,3 = 8803,8 \text{ ч.}$$

Определяем допускаемые напряжения для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ [4]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_N,$$

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ – длительный предел контактной выносливости (таблица 2.2 [4]),

$$\overline{H}_{HRC_1} = \frac{50 + 55}{2} = 52,5 \text{ МПа},$$

$$\overline{H}_{HB_2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \text{ lim } 1} = 17 \cdot \overline{H}_{HRC_1}^{\text{пов}} + 200 = 17 \cdot 52,5 + 200 = 1092,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \text{ lim } 2} = 2 \cdot \overline{H}_{HB_2} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

где Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев; при $R_a = 10 \dots 2,5$ мкм (фрезерование) $Z_{R1} = 0,9$; $Z_{R2} = 0,9$;

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние скорости, принимаем $Z_{V1} = 1,02$; $Z_{V2} = 1,03$;

S_H – коэффициент запаса контактной прочности (таблица 2.2 [4]), принимаем $S_{H1} = 1,3$; $S_{H2} = 1,2$;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_K}} \text{ – коэффициент долговечности,}$$

$$N_{H \text{ lim}} \text{ – число циклов нагружения зуба, } N_{H \text{ lim}} = \overline{H}_{HB}^3 \leq 12 \cdot 10^7;$$

$$N_{H \text{ lim } 1} = (10 \cdot \overline{H}_{HRC_1})^3 = (10 \cdot 52,5)^3 = 14,4 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

принимаем $N_{H \text{ lim } 1} = 14 \cdot 10^7$ циклов;

$$N_{H \text{ lim } 2} = (10 \cdot \overline{H}_{HB_2})^3 = (10 \cdot 285,5)^3 = 23,3 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

принимаем $N_{H \text{ lim } 2} = 23 \cdot 10^6$ циклов.

N_{HE} – требуемый ресурс рассчитываемого зубчатого колеса [4]:

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^3 + \alpha_3 \cdot \beta_2^3),$$

где c – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один оборот: $c_1=1$; $c_2=1$;

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot 70 \cdot 8803,8 = 37 \cdot 10^6 \text{ ЦИКЛОВ},$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 1 \cdot 70 \cdot 8803,8 = 37 \cdot 10^6 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

Коэффициент долговечности:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{14,4 \cdot 10^7}{37 \cdot 10^6}} = 1,25,$$

принимаем $z_{N1} = 1,25$;

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{23,3 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0,92,$$

принимаем $z_{N2} = 1$.

Тогда,

$$[\sigma_H]_1 = \frac{1092,5 \cdot 0,9 \cdot 1,02}{1,3} \cdot 1,25 = 964,34 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{641 \cdot 0,9 \cdot 1,03}{1,2} \cdot 1 = 495,2 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2),$$

$$[\sigma_H] = 1,23 \cdot [\sigma_H]_2,$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (964,34 + 495,2) = 656,8 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H] = 1,23 \cdot 495,2 = 609,1 \text{ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma_H] = 609,1 \text{ МПа}$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ [4]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} y_N,$$

где $\sigma_{F \lim}$ – длительный предел выносливости при «отнулевом» цикле нагружений (таблица 2.3 [4]):

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 300 = 525 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot \overline{H_{HB_2}} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа};$$

S_F – коэффициент запаса изгибной прочности (таблица 2.3 [4]), принимаем

$$S_{F_1} = 1,7; \quad S_{F_2} = 1,7;$$

$$Y_N = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \text{ – коэффициент долговечности;}$$

m_F – показатель степени кривой усталости; $m_{F_1} = 9$; $m_{F_2} = 6$;

N_{FE} – требуемый ресурс рассчитываемого зубчатого колеса:

$$N_{FE} = 60 \cdot c_n \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^{m_F} + \alpha_3 \cdot \beta_2^{m_F}),$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 70 \cdot 8803,8 = 37 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 70 \cdot 8803,8 = 37 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$Y_{N_1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0,78,$$

принимаем $Y_{N_1} = 1$,

$$Y_{N_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0,78,$$

принимаем $Y_{N_2} = 1$.

Тогда,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{525}{1,7} \cdot 1 = 308,8 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{500}{1,7} \cdot 1 = 294 \text{ МПа}.$$

Предварительные геометрические размеры передачи определяют расчетом на контактную выносливость зубьев [4].

Исходные данные:

$$T_1=43,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2=42,3 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad n_2=70 \text{ мин}^{-1}; \quad u=1; \quad [\sigma_H] = 609,1 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_1 = 308,8 \text{ МПа}, \quad [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа}.$$

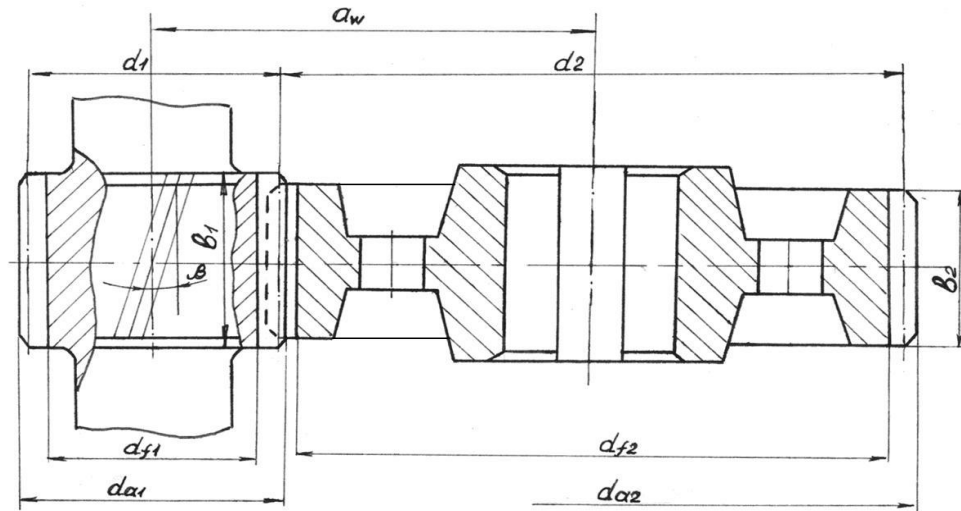


Рисунок 2.8 – Цилиндрическая зубчатая передача

Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a'_w = k(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

где знак «+» относится к внешнему зацеплению, а «-» к внутреннему;

k – коэффициент, зависящий от поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса, $k=8$,

$$a'_w = 8 \cdot (1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{42,3}{1^2}} = 55,7 \text{ мм}.$$

Уточняем [4]:

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

где $K_a = 450$, $\Psi_{ba} = 0,1$, $K_H = 1,4$ [4].

$$a_w = 450 \cdot (1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4 \cdot 42,3}{609,1^2 \cdot 1^2 \cdot 0,1}} = 106,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $a_w = 110 \text{ мм}$.

Ширина венца колеса [4]:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w,$$

$$b_2 = 0,1 \cdot 110 = 11 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 11 \text{ мм}$.

Ширина венца шестерни:

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2.$$

$$b_1 = 1,12 \cdot 11 = 12,32 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 12 \text{ мм}$.

Значение нормального модуля:

$$m_{\min} \leq m_n \leq m_{\max}.$$

Минимальный модуль $m_{\min}$ определяем по зависимости [4]:

$$m_{\min} = K_m \cdot \frac{K_F \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]_2},$$

где $K_m = 3400$ – для прямозубых колес;

K_F – коэффициент нагрузки, принимаемый равным $K_H = 1,4$.

Тогда,

$$m_{\min} = 3400 \cdot \frac{1,4 \cdot 43,7 \cdot (1 + 1)}{110 \cdot 11 \cdot 294} = 1,2 \text{ мм}.$$

Максимально допустимый модуль $m_{\max}$ [4]:

$$m_{\max} = \frac{2 a_w \cos \beta}{z_{1\min} (u \pm 1)} \approx \frac{2 a_w}{17 (u \pm 1)},$$

$$m_{\max} = \frac{2 \cdot 110}{17 \cdot (1 + 1)} = 6,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $m_n = 2 \text{ мм}$.

Суммарное число зубьев определяем по зависимости [4]:

$$z_{\Sigma} = z_2 \pm z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m_n}.$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 110}{2} = 110.$$

Число зубьев шестерни [4]:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1} > z_{1\min}.$$

$$z_{1\min} = 17,$$

$$z_1 = \frac{110}{1 + 1} = 55.$$

Число зубьев колеса [4]:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1,$$

$$z_2 = 110 - 55 = 55.$$

Фактическое значение передаточного числа:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1},$$

$$u_{\phi} = \frac{55}{55} = 1.$$

Выполняем проверочный расчет на контактную выносливость [4]:

$$\sigma_H = \frac{Z_{\sigma}}{a_w \cdot u_{\phi}} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (u_{\phi} \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{\sigma} = 9600$ для прямозубых передач.

Тогда,

$$\sigma_H = \frac{9600}{110 \cdot 1} \sqrt{\frac{1,4 \cdot 42,3 \cdot (1 + 1)^3}{11}} = 573 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 609,1 \text{ МПа}.$$

Выполняем проверочный расчет на выносливость зубьев шестерни и колеса при изгибе [4]:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot T \cdot K_F \cdot \cos \beta}{m_n^2 \cdot b \cdot z} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\varepsilon} \leq [\sigma_F],$$

где $K_F = 1,95$ – коэффициент нагрузки [4];

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (таблица 2.6 [4]).

При отсутствии смещения:

$$X=0 - Y_{FS1} = 3,64; Y_{FS2} = 3,64.$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right].$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия [4],

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{55} + \frac{1}{55} \right) \right] = 1,76,$$

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{1,76} = 0,6;$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 \cdot 43,7 \cdot 1,95}{2^2 \cdot 11 \cdot 55} \cdot 3,64 \cdot 0,6 = 153,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 308,82 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2000 \cdot 42,3 \cdot 1,95}{2^2 \cdot 12 \cdot 55} \cdot 3,64 \cdot 0,6 = 141 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа}.$$

Определяем геометрический размер передачи [4].

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m_n z,$$

$$d_1 = 2 \cdot 55 = 110 \text{ мм},$$

$$d_2 = 2 \cdot 55 = 110 \text{ мм},$$

проверка определения делительных диаметров колес:

$$d_1 + d_2 = 2 \cdot a_w$$

$$110 + 110 = 2 \cdot 110 - \text{условие выполняется};$$

– диаметр вершин зубьев определяем по формуле [4]:

$$d_a = d + 2m_n(1 + x),$$

$$d_{a1} = 110 + 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 114 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = 110 + 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 114 \text{ мм};$$

– диаметр впадин зубьев[4]:

$$d_f = d - 2,5 m_n \cdot (1 + 0,8 x),$$

$$d_{f1} = 110 - 2,5 \cdot 2 \cdot (1 + 0,8 \cdot 0) = 105 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 110 - 2,5 \cdot 2 \cdot (1 + 0,8 \cdot 0) = 105 \text{ мм}.$$

Определяем силы в зацеплении (рисунок 2.9) [4]:

– окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1},$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 43,7}{110} = 794,5 \text{ Н};$$

– радиальную силу определяем по формуле[4]:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ,$$

$$F_r = 794,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 286 \text{ Н}.$$

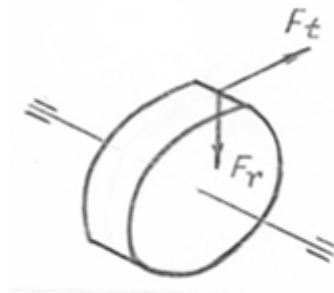


Рисунок 2.9 – Схема сил, действующих на вал от зубчатых колес
в цилиндрической передаче

На рисунке 2.10 представлена кинематическая схема автомата для резки хлорвиниловых трубок, которая разработана с учетом проведенных выше расчетов привода главного движения и привода подачи.

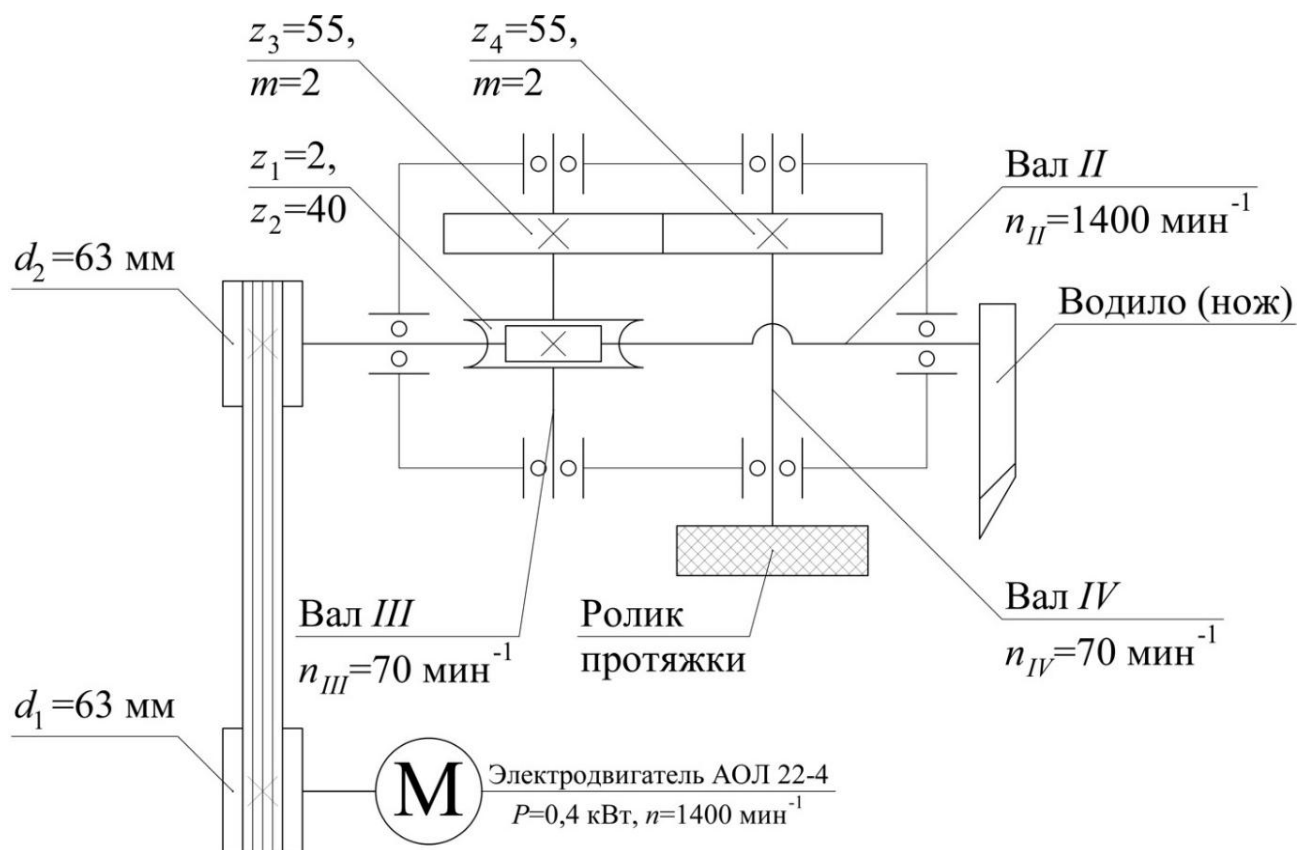


Рисунок 2.10 – Кинематическая схема проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок (окончательный вариант)

В процессе проектирования станка, руководством предприятия была поставлена задача расширить номенклатуру нарезаемых трубок, а именно возможность нарезки трубки различной длины (см. приложение А – Техническое задание).

С учетом этого, была разработана кинематическая схема, представленная на рисунке 2.11.

Для быстрой переналадки станка предусмотрено размещение зубчатых цилиндрических колес за пределами корпуса, т.е. их консольное расположение. В связи невозможности обеспечения системы смазывания трущихся пар, было принято решение одно из зубчатых колес выполнить из материала – Текстолит ПТК ГОСТ 5-78.

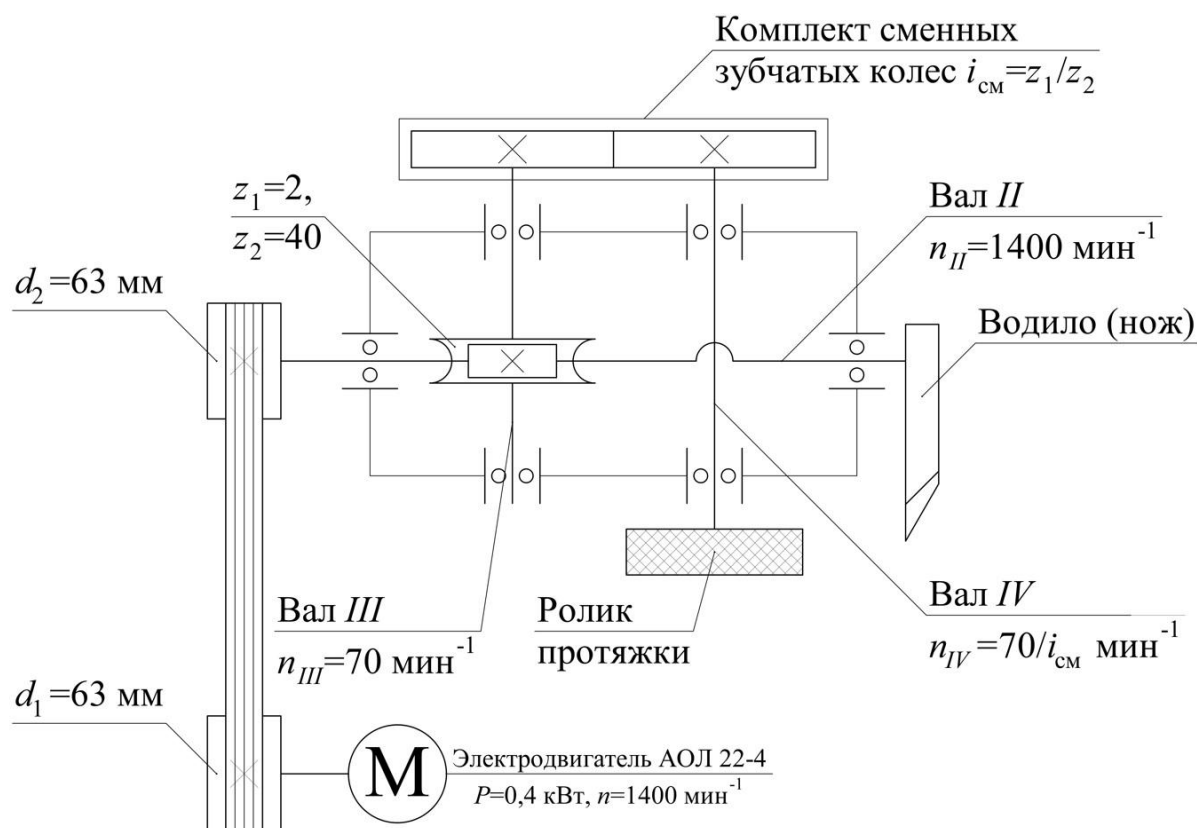


Рисунок 2.11 – Модернизированная кинематическая схема проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок

Определяем суммарную длину трубки, подаваемой на порезку за одну минуту для комплектов сменных зубчатых колес А – Д, по формуле:

$$L_{\text{А-Д}} = 1400 \cdot l_{\text{А-Д}},$$

где $L_{\text{А-Д}}$ – суммарная длина трубки на порезку в 1 минуту;

1400 мин^{-1} – производительность автомата (см. Приложение А – Техническое задание);

$l_{\text{А-Д}}$ – значение длины отрезаемых трубок для комплектов сменных зубчатых колес А – Д.

Комплект А:

$$L_{\text{А}} = 1400 \cdot l_{\text{А}}.$$

$$L_{\text{А}} = 1400 \cdot 15 = 21000 \text{ мм}.$$

Комплект Б:

$$L_{\text{Б}} = 1400 \cdot l_{\text{Б}}.$$

$$L_{\text{А}} = 1400 \cdot 22 = 30800 \text{ мм}$$

Комплект В:

$$L_{\text{В}} = 1400 \cdot l_{\text{В}}.$$

$$L_{\text{В}} = 1400 \cdot 27 = 37800 \text{ мм}.$$

Комплект Г:

$$L_{\text{Г}} = 1400 \cdot l_{\text{Г}},$$

$$L_{\text{Г}} = 1400 \cdot 32 = 44800 \text{ мм}.$$

Комплект Д:

$$L_{\text{Д}} = 1400 \cdot l_{\text{Д}}.$$

$$L_{\text{Г}} = 1400 \cdot 40 = 56000 \text{ мм}.$$

Определенные выше величины $L_{\text{А-Д}}$ (длины трубок на порезку по комплектам А – Д в одну минуту) соответствуют длинам трубок $L'_{\text{А-Д}}$, подаваемых роликом протяжки для каждого комплекта и определяются по формуле:

$$L'_{\text{А-Д}} = V \cdot T,$$

где $L'_{\text{А-Д}}$ – длина трубки подаваемой на порезку роликом протяжки;

V – окружная скорость ролика протяжки, м/сек;

$T = 60 \text{ сек}$ – время протяжки.

Окружная скорость V определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{р}} \cdot n_{\text{р}}}{60000},$$

где $d_{\text{р}}$ – диаметр ролика протяжки;

$n_{\text{р}}$ – частота вращения ролика протяжки, мин^{-1} .

$$n_{\text{р}} = \frac{L'_{\text{А-Д}}}{\pi \cdot d_{\text{р}}}.$$

$$n_p = \frac{L'_{A-D}}{3,14 \cdot 96} = \frac{L'_{A-D}}{301,6}.$$

Определяем значение n_p для каждого комплекта сменных зубчатых колес.

Комплект А:

$$n_p = \frac{L'_A}{301,6}.$$

$$n_p = \frac{21000}{301,6} = 69,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Комплект Б:

$$n_p = \frac{L'_B}{301,6}.$$

$$n_p = \frac{30800}{301,6} = 102 \text{ мин}^{-1}.$$

Комплект В:

$$n_p = \frac{L'_B}{301,6}.$$

$$n_p = \frac{37800}{301,6} = 125 \text{ мин}^{-1}.$$

Комплект Г:

$$n_p = \frac{L'_Г}{301,6}.$$

$$n_p = \frac{44800}{301,6} = 149 \text{ мин}^{-1}.$$

Комплект Д:

$$n_p = \frac{L'_Д}{301,6}.$$

$$n_p = \frac{56000}{301,6} = 186 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения и вращающий момент четвертого вала определяем по формулам:

$$n_4 = n_p ,$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4}.$$

Для комплекта А:

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 15 \text{ мм}$ необходимая частота вращения ролика протяжки $n_p = 69,6 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае $i_{3п} = 1$, поэтому принимаем $z_1 = z_2 = 55$, т.к. $n_3 = 70 \text{ мин}^{-1}$.

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{70} = 42,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для комплекта Б:

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 22 \text{ мм}$, необходима частота вращения $n_p = 102 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае передаточное отношение –

$$i_{3п(z_1-z_2)} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{70}{102} = 0,69 ,$$

принимаем $i_{3п(z_1-z_2)} = 0,69$, $\sum z = 110$, $z_1 = 65$, следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 110 - 65 = 45 .$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{102} = 29 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для комплекта В:

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 27 \text{ мм}$, необходима частота вращения $n_p = 123 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае передаточное отношение –

$$i_{3п(z_1-z_2)} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{70}{123} = 0,57 ,$$

принимаем $i_{3п(z_1-z_2)} = 0,57$, $\sum z = 110$, $z_1 = 70$, следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 110 - 70 = 40 .$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{123} = 24,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для комплекта Г:

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 32 \text{ мм}$, необходима частота вращения $n_p = 152 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае передаточное отношение –

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{IV}}} = \frac{70}{152} = 0,46,$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 0,46$, $\sum z = 110$, $z_1 = 75$, следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 110 - 75 = 35.$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{152} = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для комплекта Д:

Для обеспечения длины отрезаемой трубки $l = 40 \text{ мм}$, необходима частота вращения $n_p = 189 \text{ мин}^{-1}$. В таком случае передаточное отношение –

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{IV}}} = \frac{70}{189} = 0,37,$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 0,37$, $\sum z = 110$, $z_1 = 80$, следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 110 - 80 = 30.$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,31}{189} = 15,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рисунке 2.12 представлен график чисел оборотов проектируемого станка.

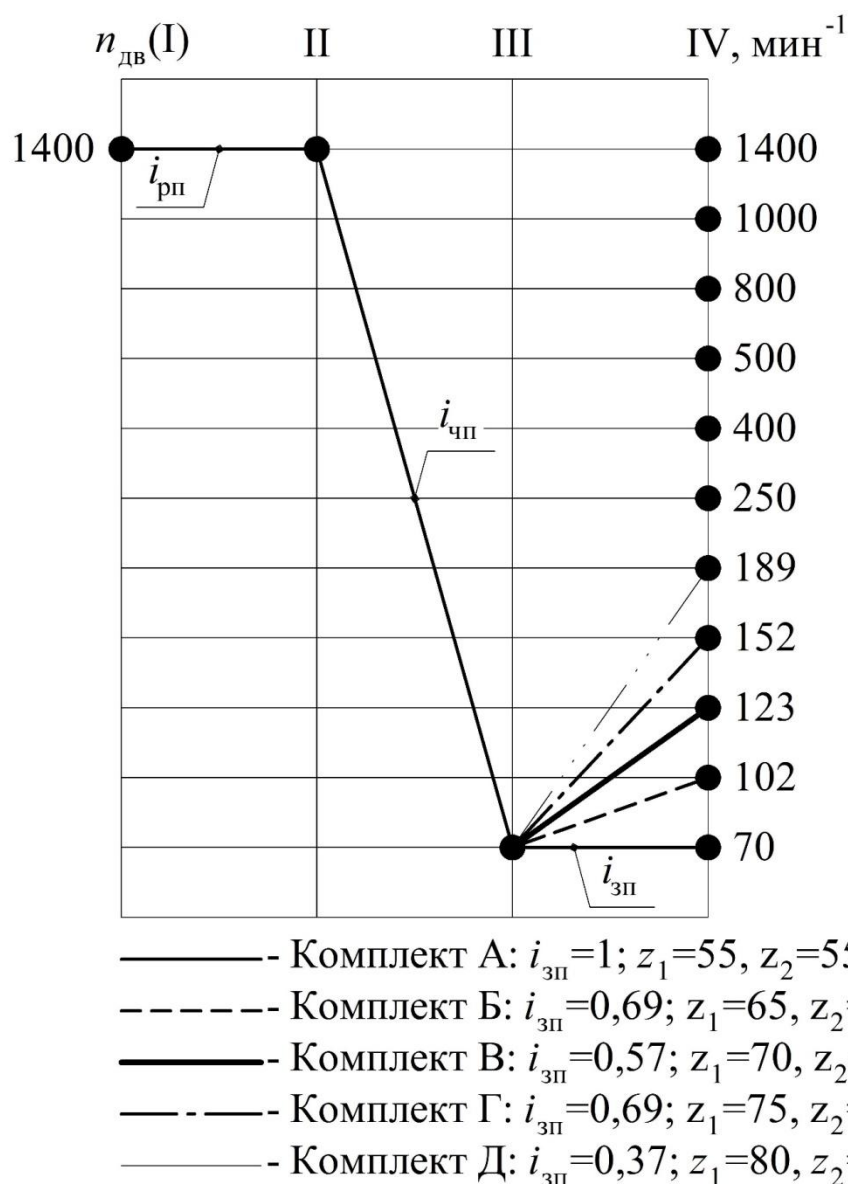


Рисунок 2.12 – График чисел оборотов проектируемого станка

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [8, с. 82, ф. 3]:

$$m_k = \frac{d_{\omega}}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot K_{H\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

$$m_{из} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}},$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «-» – внутреннему;

m_k – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_{ω} – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

K_d – вспомогательный коэффициент, принимаемый для пары прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н · м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [8, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

Ψ_{bd} – отношение ширины b венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни d_ω , принимается равным 0,1...0,4;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [8, с. 83–85];

$m_{нз}$ – модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм;

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [8, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [8, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [8, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатого колеса – Текстолит ПТК ГОСТ 5-78, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}$ [5].

Тогда,

Комплект А:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 55, \quad i_{3п(z_1-z_2)} = 1, \quad T_3 = 43,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,1,$$

$$K_{H\beta} = 1, \quad K_{F\beta} = 1, \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,66,$$

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{43,7 \cdot 1 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,1 \cdot 621,3^2}} = 1,83 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{43,7 \cdot 1 \cdot 3,66}{55^2 \cdot 0,1 \cdot 325}} = 1,64 \text{ мм}.$$

Следовательно, для комплекта А принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

Комплект Б:

$$z_1 - z_2 : z_2 = 45, i_{3п(z_1-z_2)} = 1,4, T_3 = 29 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,1, K_{H\beta} = 1,$$

$$K_{F\beta} = 1, \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, Y_F = 3,5,$$

$$m_k = \frac{770}{45} \cdot \sqrt[3]{\frac{29 \cdot 1 \cdot (1,4 + 1)}{1,4 \cdot 0,1 \cdot 621,3^2}} = 1,86 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{29 \cdot 1 \cdot 3,5}{45^2 \cdot 0,1 \cdot 325}} = 1,62 \text{ мм}.$$

Следовательно, для комплекта Б принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

Комплект В:

$$z_1 - z_2 : z_2 = 40, i_{3п(z_1-z_2)} = 1,75, T_3 = 24,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,1,$$

$$K_{H\beta} = 1, K_{F\beta} = 1, \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, Y_F = 3,4,$$

$$m_k = \frac{770}{40} \cdot \sqrt[3]{\frac{24,1 \cdot 1 \cdot (1,75 + 1)}{1,75 \cdot 0,1 \cdot 621,3^2}} = 1,91 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{24,1 \cdot 1 \cdot 3,4}{40^2 \cdot 0,1 \cdot 325}} = 1,62 \text{ мм}.$$

Следовательно, для комплекта В принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

Комплект Г:

$$z_1 - z_2 : z_2 = 35, i_{3п(z_1-z_2)} = 2,1, T_3 = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,1,$$

$$K_{H\beta} = 1, K_{F\beta} = 1, \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, Y_F = 3,4,$$

$$m_k = \frac{770}{35} \cdot \sqrt[3]{\frac{19,5 \cdot 1 \cdot (2,1 + 1)}{2,1 \cdot 0,1 \cdot 621,3^2}} = 1,99 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{19,5 \cdot 1 \cdot 3,4}{35^2 \cdot 0,1 \cdot 325}} = 1,66 \text{ мм}.$$

Следовательно, для комплекта Г принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

Комплект Д:

$$z_1 - z_2 : z_2 = 30, \quad i_{3n(z_1-z_2)} = 2,6, \quad T_3 = 15,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,1,$$

$$K_{H\beta} = 1, \quad K_{F\beta} = 1, \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,3,$$

$$m_k = \frac{770}{30} \cdot \sqrt[3]{\frac{15,7 \cdot 1 \cdot (2,6 + 1)}{2,6 \cdot 0,1 \cdot 621,3^2}} = 2,1 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{15,7 \cdot 1 \cdot 3,3}{30^2 \cdot 0,1 \cdot 325}} = 1,7 \text{ мм}.$$

Следовательно, для комплекта Д принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m \cdot z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

$$d_f = d - 2,5m,$$

– ширина венца колес [4]:

$$b = (8 \cdots 10)m.$$

Комплект А,

$$z_1 = 55, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 55 = 110 \text{ мм},$$

$$d_a = 110 + 2 \cdot 2 = 114 \text{ мм},$$

$$d_f = 110 - 2,5 \cdot 2 = 105 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

$$z_2 = 55, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 55 = 110 \text{ мм},$$

$$d_a = 110 + 2 \cdot 2 = 114 \text{ мм},$$

$$d_f = 110 - 2,5 \cdot 2 = 105 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

Комплект Б:

$$z_1 = 65, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 65 = 130 \text{ мм},$$

$$d_a = 130 + 2 \cdot 2 = 134 \text{ мм},$$

$$d_f = 130 - 2,5 \cdot 2 = 125 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

$$z_2 = 45, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 45 = 90 \text{ мм},$$

$$d_a = 90 + 2 \cdot 2 = 94 \text{ мм},$$

$$d_f = 90 - 2,5 \cdot 2 = 85 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

Комплект В:

$$z_1 = 70, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 70 = 140 \text{ мм},$$

$$d_a = 140 + 2 \cdot 2 = 144 \text{ мм},$$

$$d_f = 140 - 2,5 \cdot 2 = 135 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

$$z_2 = 40, m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 80 + 2 \cdot 2 = 84 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 80 - 2,5 \cdot 2 = 75 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

Комплект Г:

$$z_1 = 75, m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 75 = 150 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 150 + 2 \cdot 2 = 154 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 150 - 2,5 \cdot 2 = 145 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

$$z_2 = 35, m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 70 + 2 \cdot 2 = 74 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 70 - 2,5 \cdot 2 = 65 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

Комплект Д:

$$z_1 = 80, m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 80 = 160 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 160 + 2 \cdot 2 = 164 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 160 - 2,5 \cdot 2 = 155 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

$$z_2 = 30, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 30 = 60 \text{ мм},$$

$$d_a = 60 + 2 \cdot 2 = 64 \text{ мм},$$

$$d_f = 60 - 2,5 \cdot 2 = 55 \text{ мм},$$

$$b = (8 \cdots 10) \cdot 2 = (16 \cdots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 16 \text{ мм}$.

Определение действующих в передаче контактных напряжений [3, с. 49, ф. 2.36]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_\omega} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_K \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H],$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, принимаем для пары прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяем по таблице 16 [8, с. 83];

d_ω – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм.

Действующие в передаче напряжения изгиба [3, с. 49, ф. 2.37]:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \leq [\sigma_F],$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяем по таблице 16 [8, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбираем по таблице 18 [8, с. 85];

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha},$$

где ϵ_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле [8, с. 45, ф. 2.24]:

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})],$$

Принимаем материал зубчатого колеса – Текстолит ПТК ГОСТ 5-78,
допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}$.

Комплект А:

$$z_1 - z_2: z_1 = 55, i_{3n(z_1 - z_2)} = 1, T_3 = 43,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,1, K_{H\beta} = 1,$$

$$K_{F\beta} = 1 \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, Y_F = 3,66, d_1 = 110 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(\frac{1}{55} + \frac{1}{55})] = 1,8,$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,8} = 0,64,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{110} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 43,7 \cdot (1+1)}{16 \cdot 1}} = 406,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 621 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 43,7 \cdot 3,66 \cdot 1 \cdot 0,64}{16 \cdot 2^2 \cdot 55} = 58,2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 325 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

Комплект Б:

$$z_1 - z_2: z_2 = 45, i_{3n(z_1 - z_2)} = 1,44, T_4 = 29 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,1, K_{H\beta} = 1,$$

$$K_{F\beta} = 1 \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, Y_F = 3,5, d_2 = 90 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(\frac{1}{65} + \frac{1}{45})] = 1,7,$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{90} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 29 \cdot (1,44 + 1)}{16 \cdot 1,44}} = 416,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 621 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 29 \cdot 3,5 \cdot 1 \cdot 0,67}{16 \cdot 2^2 \cdot 45} = 47,2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 325 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

Комплект В:

$$z_1 - z_2: z_2 = 40, \quad i_{3n(z_1-z_2)} = 1,75, \quad T_4 = 24,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,1,$$

$$K_{H\beta} = 1, \quad K_{F\beta} = 1 \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,4, \quad d_2 = 80 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2(\frac{1}{70} + \frac{1}{40})] = 1,7,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{80} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 24,1 \cdot (1,75 + 1)}{16 \cdot 1,75}} = 410,9 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 621 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 24,1 \cdot 3,4 \cdot 1 \cdot 0,67}{16 \cdot 2^2 \cdot 40} = 42,9 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 325 \text{ МПа},$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

Комплект Г:

$$z_1 - z_2: z_2 = 35, \quad i_{3n(z_1-z_2)} = 2,1, \quad T_4 = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,1, \quad K_{H\beta} = 1,$$

$$K_{F\beta} = 1 \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,4, \quad d_2 = 70 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2(\frac{1}{75} + \frac{1}{35})] = 1,7,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 19,5 \cdot (2,1 + 1)}{16 \cdot 2,1}} = 409,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 621 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 19,5 \cdot 3,4 \cdot 1 \cdot 0,67}{16 \cdot 2^2 \cdot 35} = 39,6 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 325 \text{ МПа},$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

Комплект Д:

$$z_1 - z_2: z_2 = 30, \quad i_{3n(z_1-z_2)} = 2,6, \quad T_4 = 15,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,1, \quad K_{H\beta} = 1,$$

$$K_{F\beta} = 1 \quad \sigma_{HP} = 621 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 325 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,4, \quad d_2 = 60 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2(\frac{1}{80} + \frac{1}{30})] = 1,7,$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67 ,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{60} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 15,7 \cdot (2,6 + 1)}{16 \cdot 2,6}} = 415,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 621 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 15,7 \cdot 3,4 \cdot 1 \cdot 0,67}{16 \cdot 2^2 \cdot 30} = 37,3 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 325 \text{ МПа} ,$$

условия выполняются.

2.4.3 Разработка кинематической схемы автомата

На рисунке 2.13 представлена кинематическая схема автомата для резки хлорвиниловых трубок, которая разработана с учетом проведенных выше расчетов привода главного движения и привода подачи.

Принцип работы станка-автомата заключается в следующем (см. рисунок 2.13) [13]. Нарезка трубки производится водилом (ножом), закрепленным на валу-червяке (Вал II), который получает вращательное движение (B_1) от двигателя через ременную передачу. Протяжка трубки (II_1) на нарезку с вращающегося штатива производится с помощью ролика протяжки, передача крутящего момента которому обеспечивается от комплекта сменных зубчатых колес, а также червячную пару. Поджим трубки создается с помощью ролика нажимного, закрепленного на боковой поверхности корпуса, а изменение усилия нажима осуществляется за счет изменения длины пружины винтом с гайкой, что позволяет также протягивать трубки с разными наружными диаметрами. Применение резиновых бандажей позволяет увеличить коэффициент трения пары резина – пластик, с уменьшением силы нажима ролика нажимного на трубки, что уменьшает их деформацию в радиальном направлении. Благодаря комплекту сменных зубчатых колес регулируется длина трубок, которая изменяется в пределах от 15 до 40 мм.

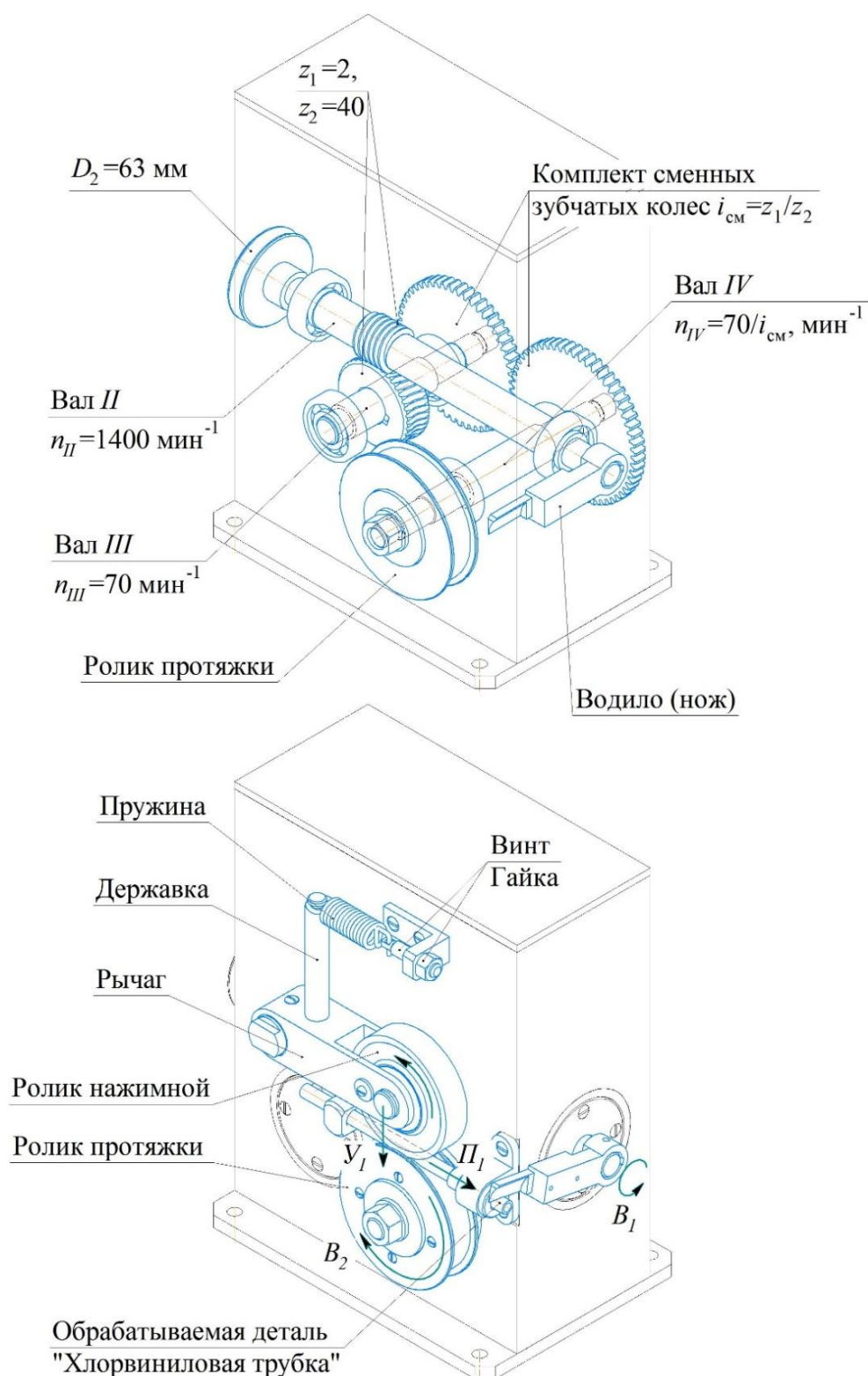


Рисунок 2.13 – Кинематическая схема автомата для резки хлорвиниловых трубок

2.5 Силовой расчет автомата

Расчет валов на сопротивление усталости

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу $M_{кII} = 2,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- силы, действующие на вал от червячной передачи: окружная $F_{t_1} = 173 \text{ Н}$ (действует в вертикальной плоскости); радиальная $F_{r_1} = 530 \text{ Н}$ (действует в горизонтальной плоскости), осевая $F_{a1} = 1457 \text{ Н}$;
- радиальная сила от ременной передачи: $F_p = 127,8 \text{ Н}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по компоновке: $a = 46 \text{ мм}$; $b = 61 \text{ мм}$; $c = 171 \text{ мм}$.

Последовательность расчета:

Составляем расчётную схему вала (рисунок 2.14, а).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 2.14, б):

$$\sum M_A = 0; F_{t_1} \cdot b + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{BX} \cdot (b + c) = 0 ,$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t_1} \cdot b + F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{b + c} = \frac{173 \cdot 0,061 + 1457 \cdot 0,015}{0,061 + 0,171} = 139,7 \text{ Н} ;$$

$$\sum M_B = 0 ; R_{AX} \cdot (b + c) + F_{t_1} \cdot c + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 ,$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t_1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{b + c} = \frac{173 \cdot 0,171 - 1457 \cdot 0,015}{0,061 + 0,171} = 33,3 \text{ Н} .$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_x = 0 ; -R_{AX} + F_{t_1} - R_{BX} = -33,3 + 173 - 139,7 = 0 .$$

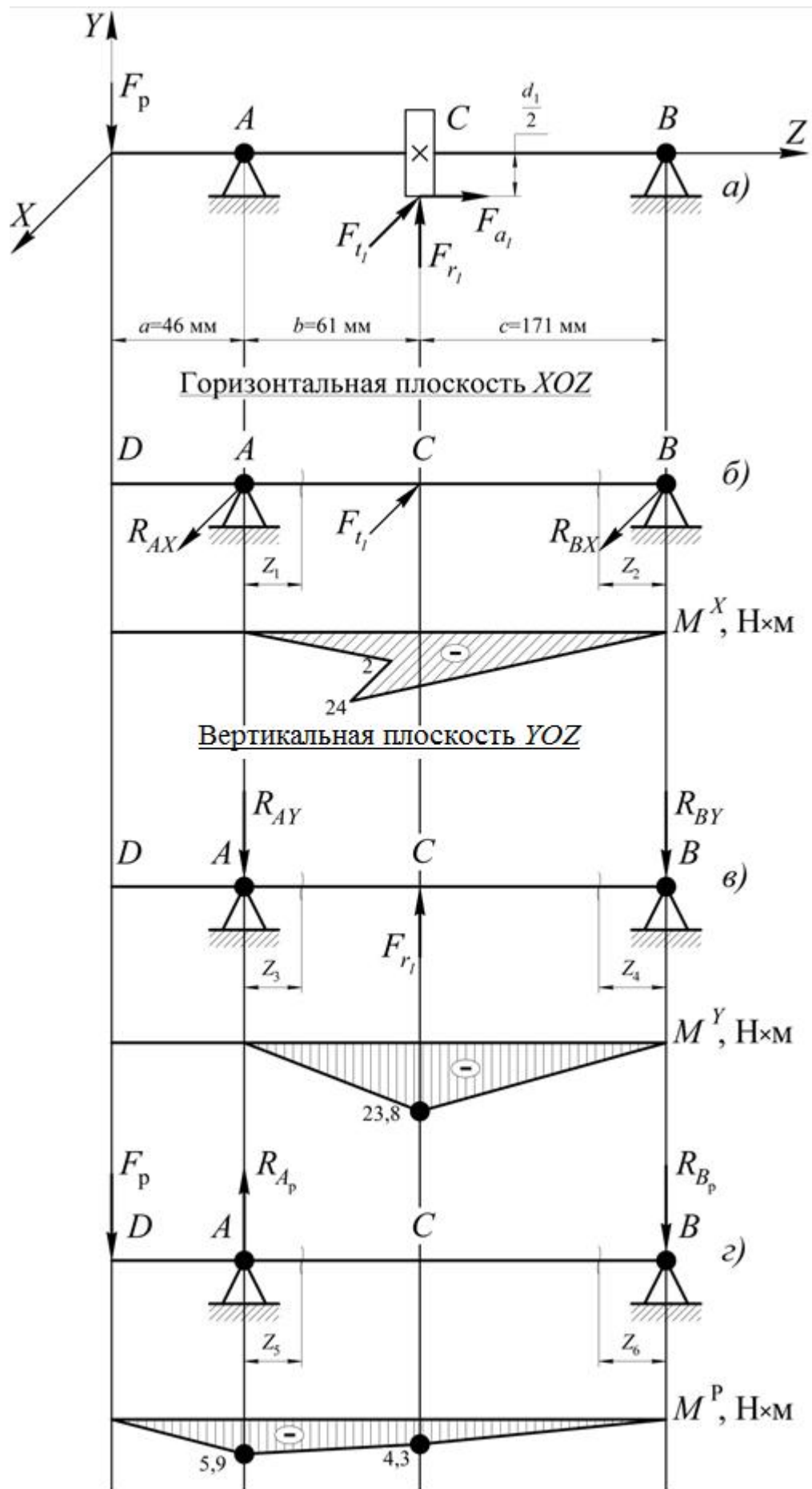


Рисунок 2.14 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 2.14, в):

$$\sum M_A = 0 ; F_{r1} \cdot b - R_{BY} \cdot (b + c) = 0 ,$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot b}{b + c} = \frac{530 \cdot 0,061}{0,061 + 0,171} = 139,4 \text{ Н} ,$$

$$\sum M_B = 0 ; -R_{AY} \cdot (b + c) + F_{r1} \cdot c = 0 ,$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r1} \cdot c}{b + c} = \frac{-530 \cdot 0,171}{0,061 + 0,171} = -390,6 \text{ Н} .$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0 ; -R_{AY} + F_{r1} - R_{BY} = -390,6 + 530 - 139,4 = 0 .$$

Определяем опорные реакции от силы F_p (рисунок 2.14):

$$\sum M_A = 0 ; F_p \cdot a - R_{Bp} \cdot (b + c) = 0 ,$$

$$R_{Bp} = \frac{F_p \cdot a}{b + c} = \frac{127,8 \cdot 0,046}{0,061 + 0,171} = 25,3 \text{ Н} ,$$

$$\sum M_B = 0 ; F_p \cdot (a + b + c) - R_{Ap} \cdot (b + c) = 0 ,$$

$$R_{Ap} = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{127,8 \cdot (0,046 + 0,061 + 0,171)}{0,061 + 0,171} = 153,1 \text{ Н} .$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0 ; -F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = -127,8 + 153,1 - 25,3 = 0 .$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Ap} = \sqrt{33,3^2 + 390,6^2} + 153,1 = 545,1 \text{ Н} ,$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bp} = \sqrt{139,7^2 + 139,4^2} + 25,3 = 222,6 \text{ Н} .$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (см. рисунок 2.14):

$$M_{Z_1}^x = -R_{AX} \cdot Z_1 (0 \leq Z_1 \leq b) ,$$

$$M_{Z_1=0}^x = 0 ; M_{Z_1=b}^x = -R_{AX} \cdot b = -33,3 \cdot 0,061 = -2 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{Z_2}^x = -R_{BX} \cdot Z_2 (0 \leq Z_2 \leq c) ,$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = 139,7 \cdot 0,171 = -24 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– в вертикальной плоскости (см. рисунок 2.14):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq b) ,$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = -390,6 \cdot 0,061 = -23,8 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{Z_4}^Y = -R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c) ,$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = -R_{BY} \cdot c = -139,4 \cdot 0,171 = -23,8 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– изгибающий момент от силы F_p (см. рисунок 2.14):

$$M_{Z_5}^P = -F_p \cdot Z_5 \quad (0 \leq Z_5 \leq a) ,$$

$$M_{Z_5=0}^P = 0; M_{Z_5=a}^P = -F_p \cdot a = -127,8 \cdot 0,046 = -5,9 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^P = -R_{Bp} \cdot Z_6 \quad (0 \leq Z_6 \leq c) ,$$

$$M_{C=0}^P = 0; M_{C=c}^P = -R_{Bp} \cdot c = -25,3 \cdot 0,171 = -4,3 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^P = \sqrt{24^2 + 28,2^2} + 5,9 = 43 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Принимаем материал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-2013, $[\sigma]=900 \text{ МПа}, \sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}, \tau_{-1} = 230 \text{ МПа}, \psi_\sigma = 0, \psi_\tau = 0$. Механическая обработка вала – тонкая обточка, вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Расчет на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение C) расчетный коэффициент запаса прочности определяется по формуле [4], а коэффициенты S_σ и S_τ – по формулам [4]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5 \dots 2,5 ;$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{K_{\tau D} \cdot \tau_a}, \text{ так как } \psi_\sigma = 0, \psi_\tau = 0 .$$

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}},$$

Так как $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$, то $K_L=1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяются по формулам [4]:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}.$$

Для этих концентраторов по таблицам 6.3 и 6.4 [4] находим значения K_{σ} и K_{τ} .

Для ступенчатого перехода с галтелью ($d=14$ мм, $t=2,5$ мм, $r=1,5$ мм) приняты по таблице 6.5 [4]:

$$\text{при } \frac{r}{d} = \frac{1,5}{14} = 0,1; \frac{t}{r} = \frac{2,5}{1,5} = 1,6 \text{ и } [\sigma]=900 \text{ МПа}, K_{\sigma} = 1,6; K_{\tau} = 1,4.$$

Для шпоночной канавки, выполненной пальцевой фрезой:

$$K_{\sigma} = 1,6; K_{\tau} = 1,4.$$

По таблице 6.6 [4] $K_d = 0,95$, по таблице 6.7 [4] $K_F=1,08$, коэффициент $K_V=1$, так как вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Тогда,

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{1,6}{0,95} + 1,08 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 1,76;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{1,4}{0,95} + 1,08 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 1,55.$$

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_C}{W_H};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot T}{2 \cdot W_P},$$

где моменты сопротивления W_H и W_P [4]:

$$W_H = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 14^3}{32} = 269 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 14^3}{16} = 539 \text{ мм}^3;$$

Следовательно,

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot 43}{269} = 159,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot 2,6}{2 \cdot 539} = 2,4 \text{ МПа}.$$

Тогда,

$$S_\sigma = \frac{380 \cdot 1}{1,76 \cdot 159,8} = 1,5;$$

$$S_\tau = \frac{230 \cdot 1}{1,55 \cdot 2,4} = 61,8;$$

$$S = \frac{1,5 \cdot 61,8}{\sqrt{1,5^2 + 61,8^2}} = 1,5 \geq [S] = 1,5 \dots 2,5$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

По аналогичной методике был проведен расчет валов III и IV, установлено, что коэффициент запаса прочности для вала III – $S=3,4$, а для вала IV – $S=3,6$.

Таким образом, валы удовлетворяют условию прочности по сопротивлению усталости. Причем данные результаты подтверждаются исследованиями методом конечных элементов, результаты которого представлены в главе 3.

Выбор подшипников качения

Исходные данные:

$d=20$ мм – диаметр опорной части вала;

$F_{r1}=R_A=545,1$ Н, $F_{r2}=R_B=222,6$ Н – радиальные нагрузки, действующие на вал;

$n=1400$ мин⁻¹ – частота вращения внутреннего кольца подшипника;

$L_h=6000$ ч – требуемый ресурс подшипника;

Выбираем предварительно [4] шарикоподшипники легкой серии 204, у которого динамическая радиальная грузоподъемность $C_r=25,5$ кН, а статическая радиальная грузоподъемность $C_{or}=13,7$ кН, $d=20$ мм, $D=47$ мм, $B=14$ мм (рисунок 2.15).

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку [4]:

$$P_{ri} = (V \cdot X_i \cdot F_{ri} + Y_i \cdot F_{ai}) \cdot K_\phi \cdot K_T \cdot \sqrt[p]{\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^p + \alpha_3 \cdot \beta_2^p},$$

где i – номер опоры ($i=1, 2$);

V – коэффициент вращения ($V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника);

F_{ri} – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

F_{ai} – осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

X_i, Y_i – коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузок;

K_ϕ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, $K_\phi=1,3 \dots 1,5$ – для редукторов, принимаем $K_\phi=1,4$;

K_T – коэффициент, учитывающий температуру подшипникового узла, при температуре ≤ 100 °С, $K_T=1$;

P – показатель степени (для шариковых подшипников $P=3$).

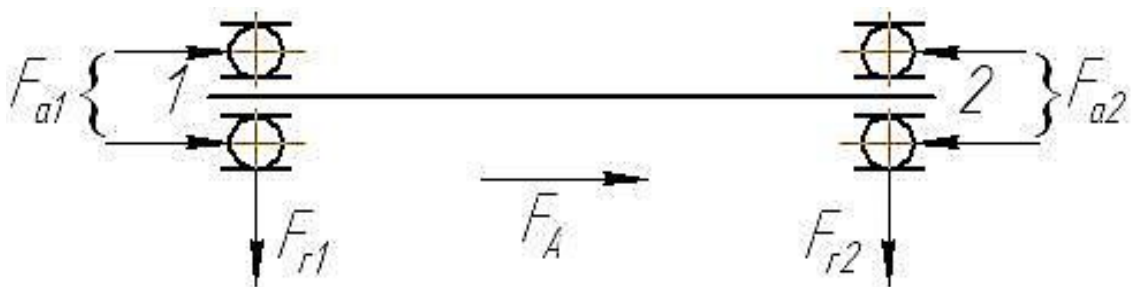


Рисунок 2.15 – Схема установки шариковых подшипников

Тогда,

$$P_{r1} = (1 \cdot 1 \cdot 545,1 + 1 \cdot 1457) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2803 \text{ Н},$$

$$P_{r2} = (1 \cdot 1 \cdot 222,6 + 1 \cdot 1457) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2351 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре 1.

Ресурс подшипника [4]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L \geq L_{h\text{тр}},$$

где n – частота вращения кольца, мин^{-1} ,

L – ресурс подшипника, млн. оборотов.

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot (C_r / P_r)^P,$$

где a_1 – коэффициент долговечности, $a_1=1$ [4],

a_{23} – коэффициент, учитывающий качество металла деталей подшипника и условия эксплуатации.

Тогда,

$$L = 1 \cdot 0,75 \cdot (25500 / 2803)^3 = 564,7 \text{ млн. оборотов.}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1400} \cdot 564,7 = 6723 \text{ ч} > L_{h\text{тр}} = 6000 \text{ ч},$$

Принимаем подшипник 204 серии.

Проверка на отсутствие остаточных деформаций в зоне контакта тел качения с кольцами проводится по условию [4]:

$$P_{or} \leq C_{or},$$

где P_{or} – эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н;

C_{or} – статическая радиальная грузоподъемность, Н.

При совместном действии на подшипник радиальной F_r и осевой F_a нагрузок эквивалентная статическая нагрузка определяется как наибольшее значение из двух [4]:

$$P_{or} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a,$$

где X_o , Y_o – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно, таблица 7.2 [4].

Выбираем $X_o=0,6$; $Y_o=0,5$.

Тогда,

$$P_{or} = 0,6 \cdot 545,1 + 0,5 \cdot 1457 = 1056 \text{ Н} > F_{r1} = 545,1 \text{ Н},$$

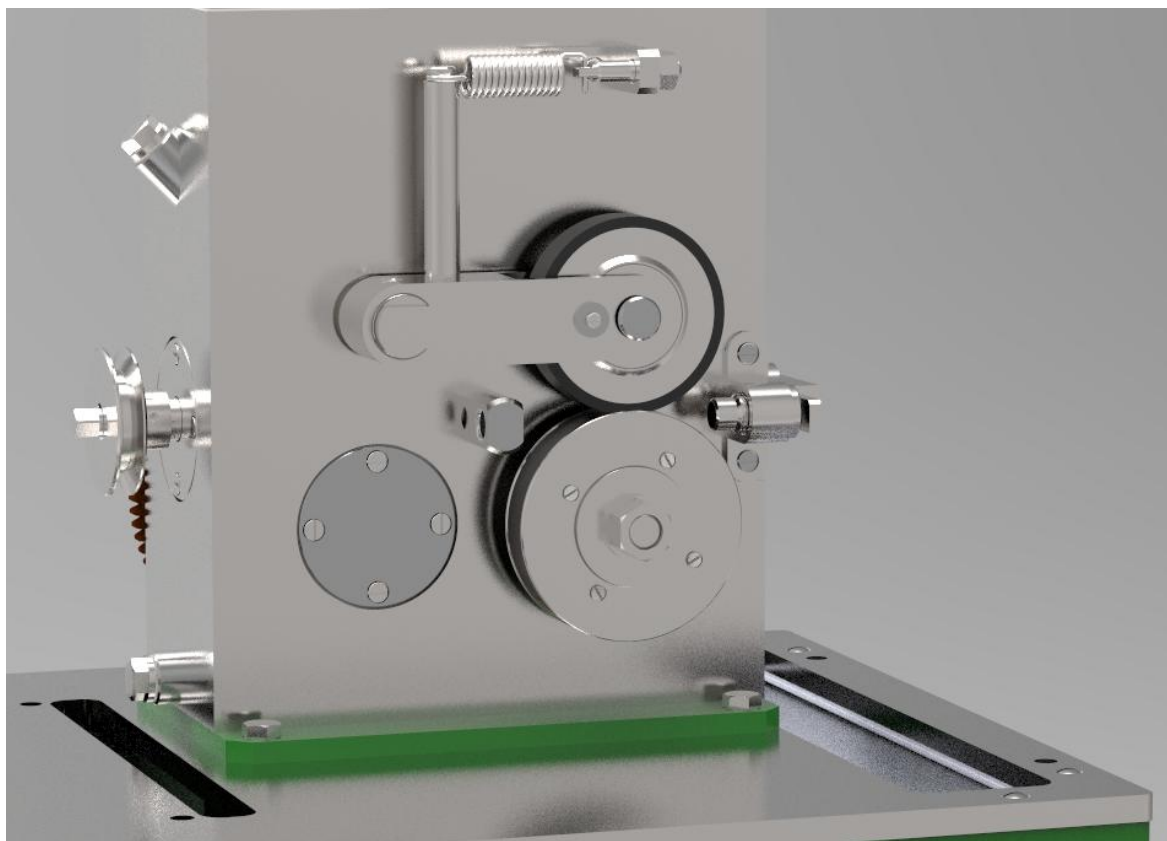
следовательно, принимаем

$$P_{or} = 10\,560 \text{ Н} < C_{or} = 13\,700 \text{ Н}.$$

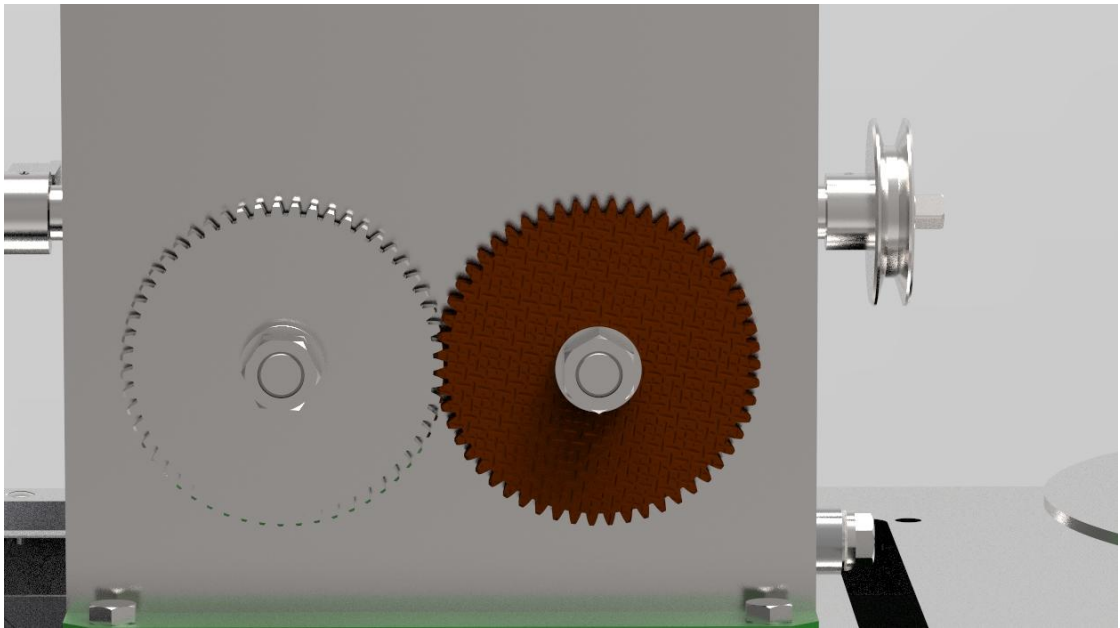
Подшипник пригоден. При заданном ресурсе вероятность безотказной работы данного подшипника будет выше 90%.

3 РАЗРАБОТКА ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ АВТОМАТА И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

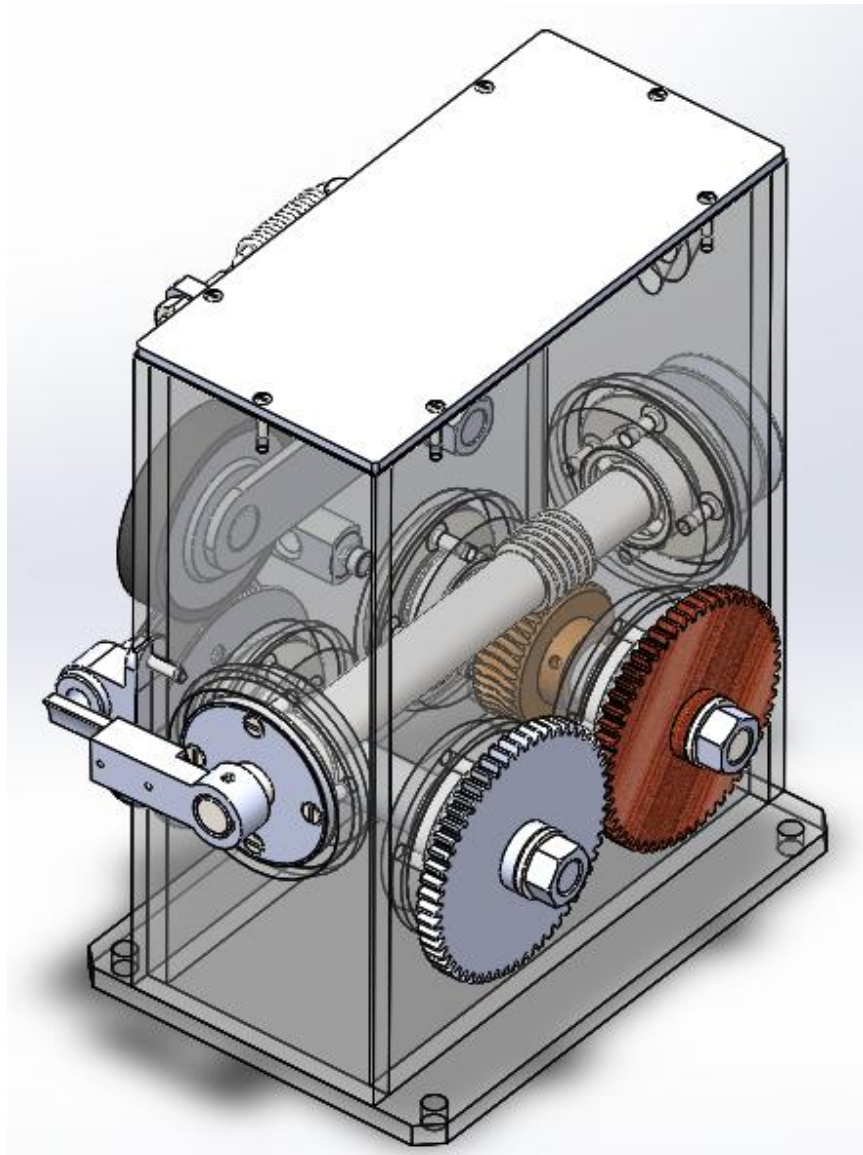
Трехмерное компьютерное моделирование конструкции станка-автомата выполнялось в CAD-программе *SolidWorks* (рисунок 3.1). Используя имеющиеся данные, проведенные теоретические расчеты элементов конструкции, были выполнены трехмерные модели деталей проектируемого станка. В процессе моделирования применялись технологии сопряжения деталей (сборки), позволяющие выявлять геометрические неточности на этапе проектирования [10, 11]. Также, с помощью приложения *SolidWorks Simulation*, методом конечных элементов были выполнены расчеты на прочность и жесткость элементов конструкции станка.



a)



б)



в)



г)

Рисунок 3.1 – Трехмерная твердотельная сборка проектируемого станка-автомата

Ниже представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции проектируемого автомата, с целью проверки критериев работоспособности. Исследования проводились в программном пакете приложения *SolidWorks Simulation*.

Анализ НДС вала II

На рисунке 3.2 представлена твердотельная модель вала II, выполненная с применением CAD – программы *SolidWorks*.

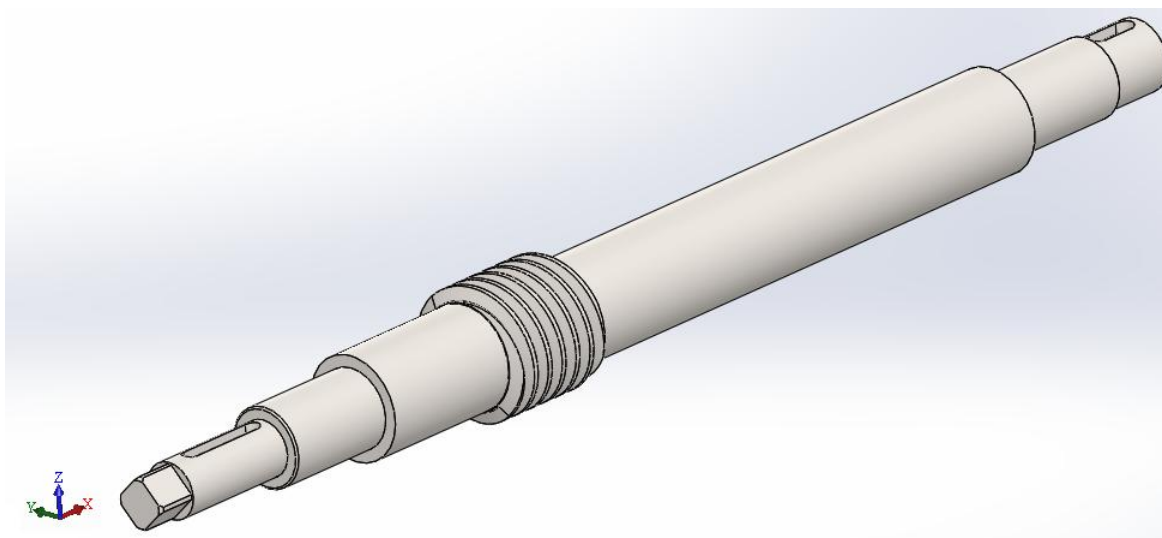


Рисунок 3.2 – Твердотельная модель вала II

На рисунке 3.3 представлены физико-механические свойства материала исследуемых валов.

Свойства материала

Материалы в библиотеке по умолчанию не могут редактироваться. Необходимо скопировать материал в настроенную пользователем библиотеку и затем его отредактировать.

Тип модели:

Единицы измерения:

Категория:

Имя:

Описание:

Источник:

Sustainability:

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	2.1e+011	Н/м^2
Коэффициент Пуассона	0.28	Не применимо
Модуль сдвига	7.9e+010	Н/м^2
Массовая плотность	7800	кг/м^3
Предел прочности при растяжении	399826000	Н/м^2
Предел прочности при сжатии		Н/м^2
Предел текучести	220594000	Н/м^2
Коэффициент теплового расширения	1.3e-005	/К
Теплопроводность	43	Вт/(м·К)

Рисунок 3.3 – Физико-механические свойства материала исследуемых валов

При исследовании вала МКЭ в САЕ – системе *Simulation* были использованы граничные условия (нагрузки и ограничения) представленные на рисунке 3.4.

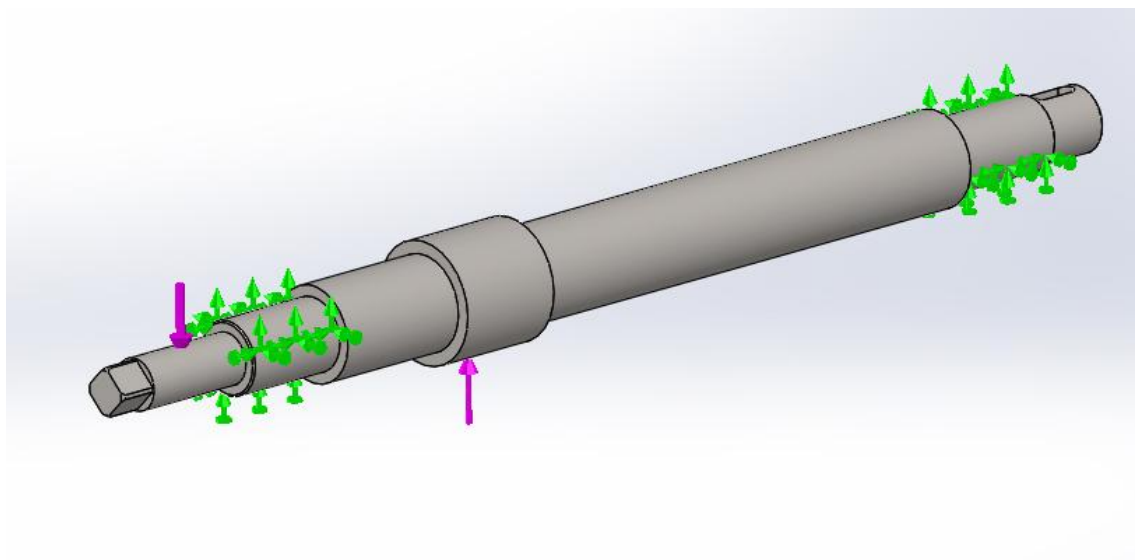


Рисунок 3.4 – Расчетная модель вала II

На рисунке 3.5 представлено нанесение сетки на твердотельную модель вала.

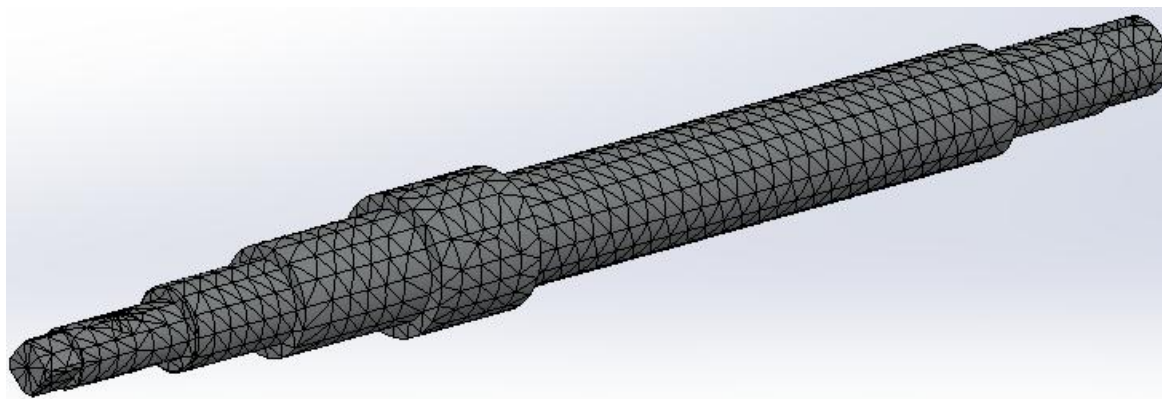


Рисунок 3.5 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.6 представлена эпюра напряжений вала II, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу – 113МПа. На рисунке 3.7 представлены результаты исследования перемещений, т.е. жесткости вала II, установлено, что максимальные перемещения – 2,3 мкм.

Таким образом, минимальный коэффициент запаса прочности данного вала равен 1,9 (результаты исследования МКЭ – см. рисунок 3.8).

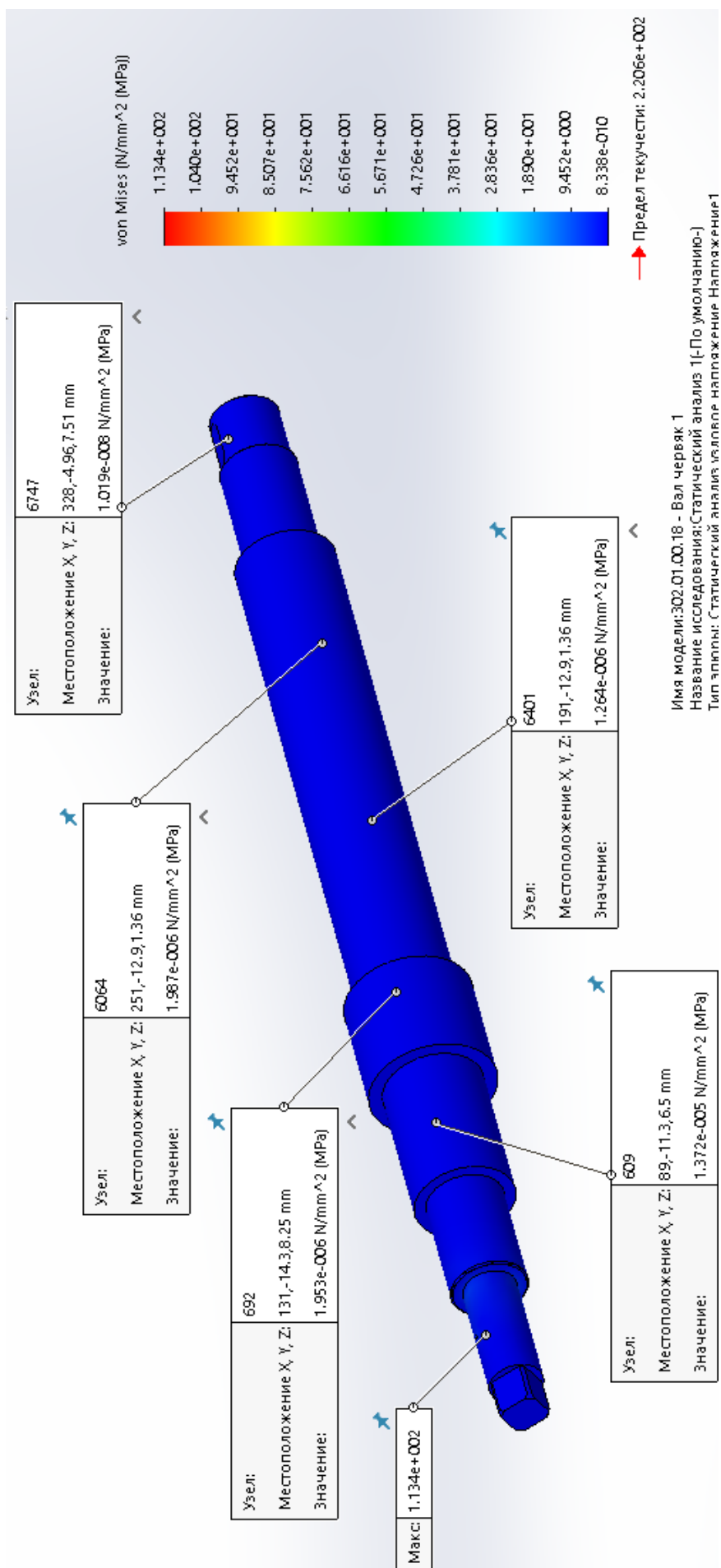


Рисунок 3.6 – Эпюра напряжений вала II

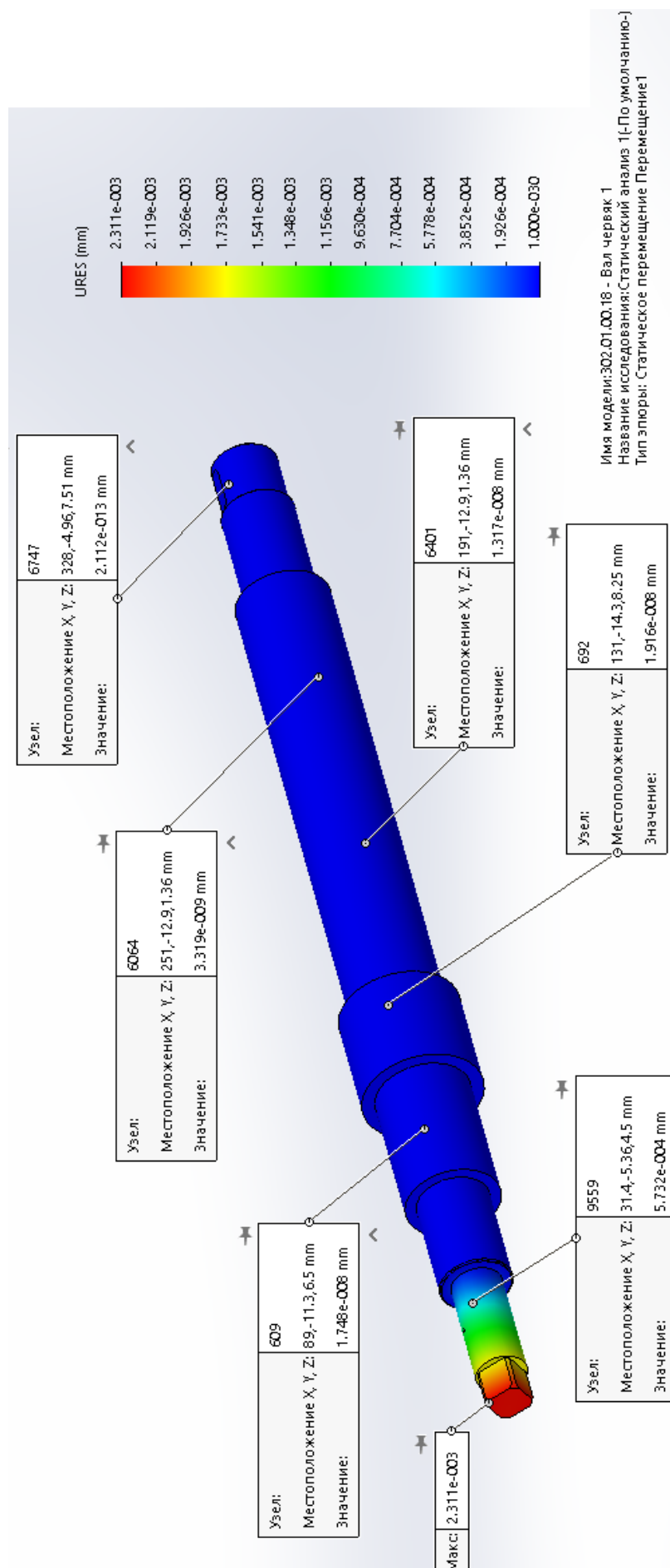


Рисунок 3.7 – Эпюра перемещений вала II

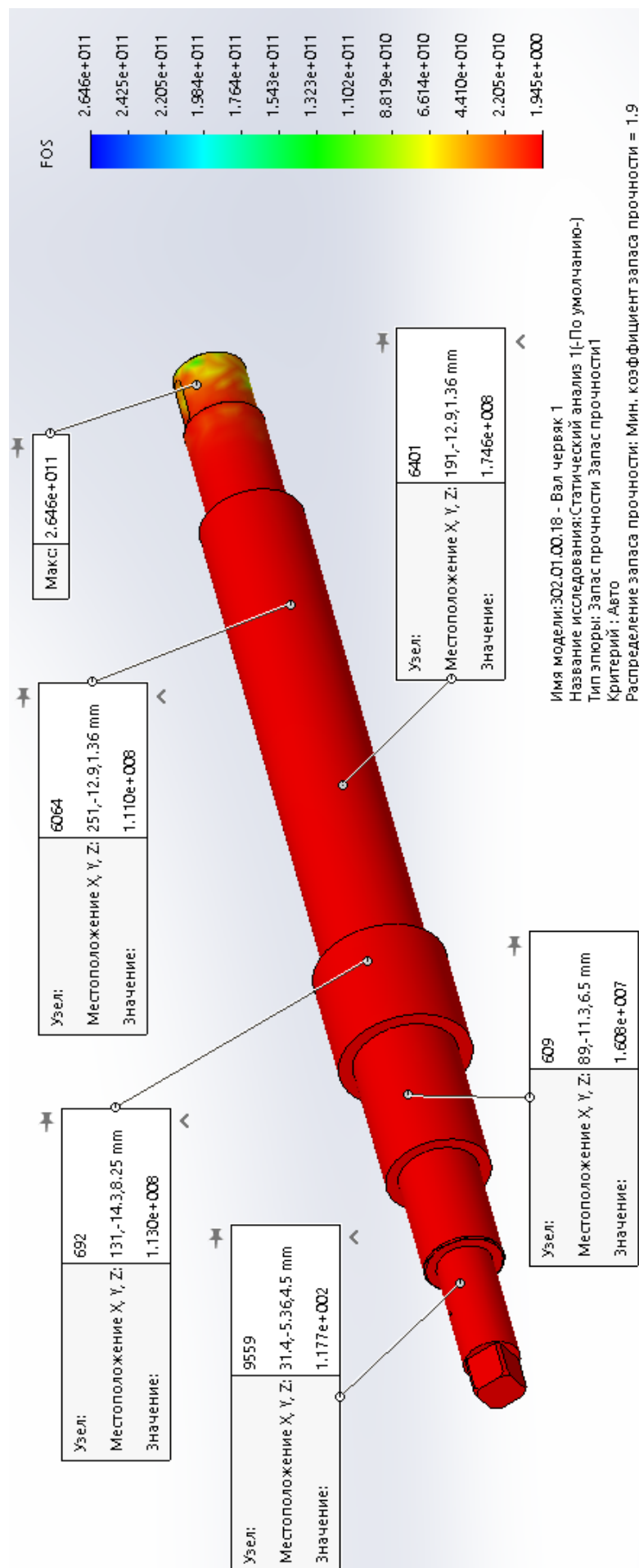


Рисунок 3.8 – Эпюра запаса прочности вала II

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

При исследовании МКЭ запас прочности на 21,05% больше чем определенный по аналитическим зависимостям. Это объясняется тем, что при расчете МКЭ полностью учитывалась геометрия вала – ступени, проточки и т.д., а также направление приложения нагрузок [12].

Анализ НДС вала III

На рисунке 3.9 представлена твердотельная модель вала III.

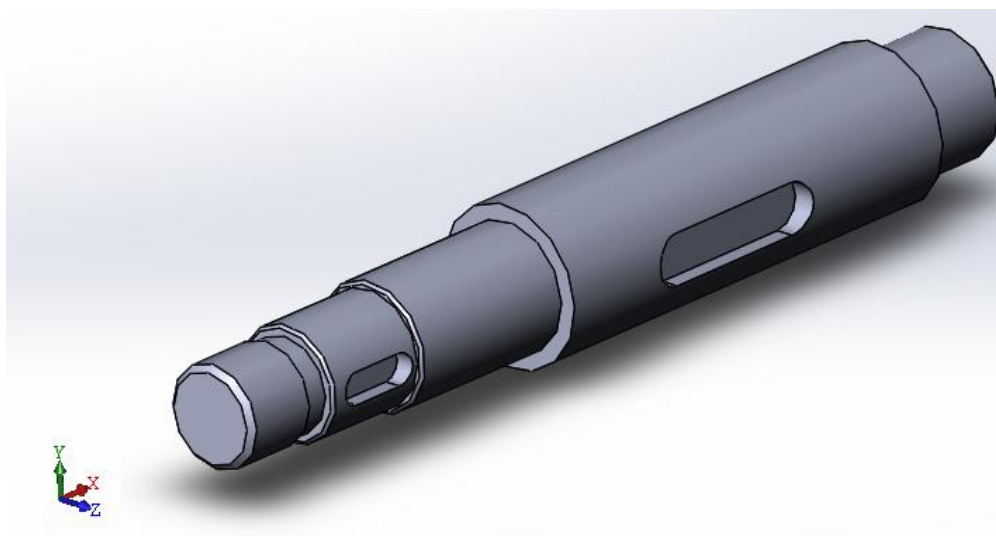


Рисунок 3.9 – Твердотельная модель вала III

Граничные условия (нагрузки и ограничения) представлены на рисунке 3.10.

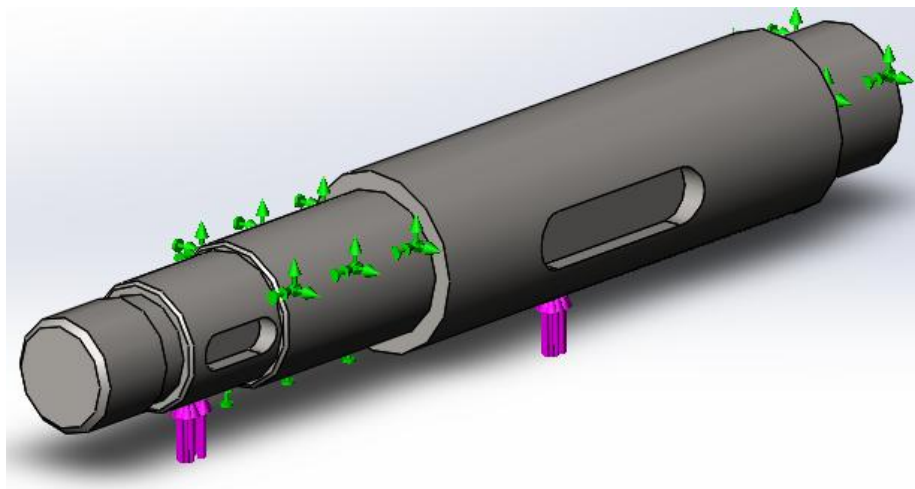


Рисунок 3.10 – Расчетная модель вала III

На рисунке 3.11 представлено нанесение сетки на твердотельную модель вала.

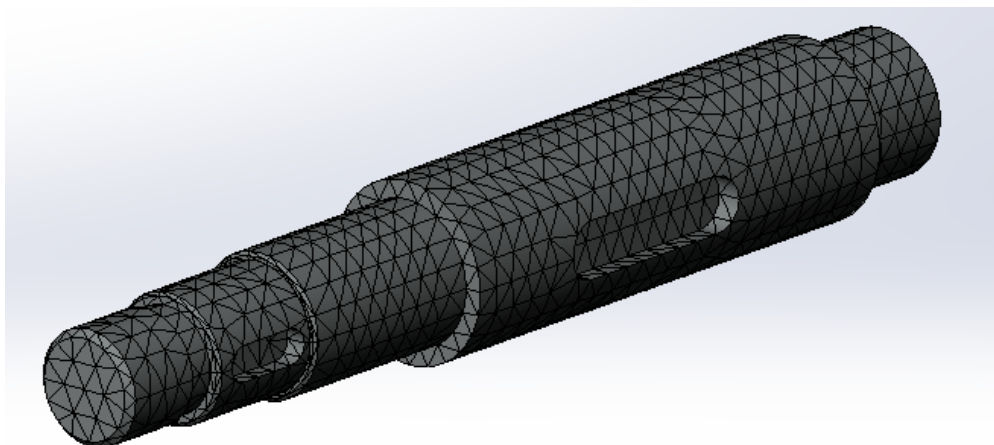


Рисунок 3.11 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.12 представлена эпюра напряжений вала III, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу – 73МПа. На рисунке 3.13 представлены результаты исследования перемещений вала III, установлено, что максимальные перемещения – 2 мкм.

Таким образом, минимальный коэффициент запаса прочности данного вала равен 3 (результаты исследования МКЭ – см. рисунок 3.14).

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

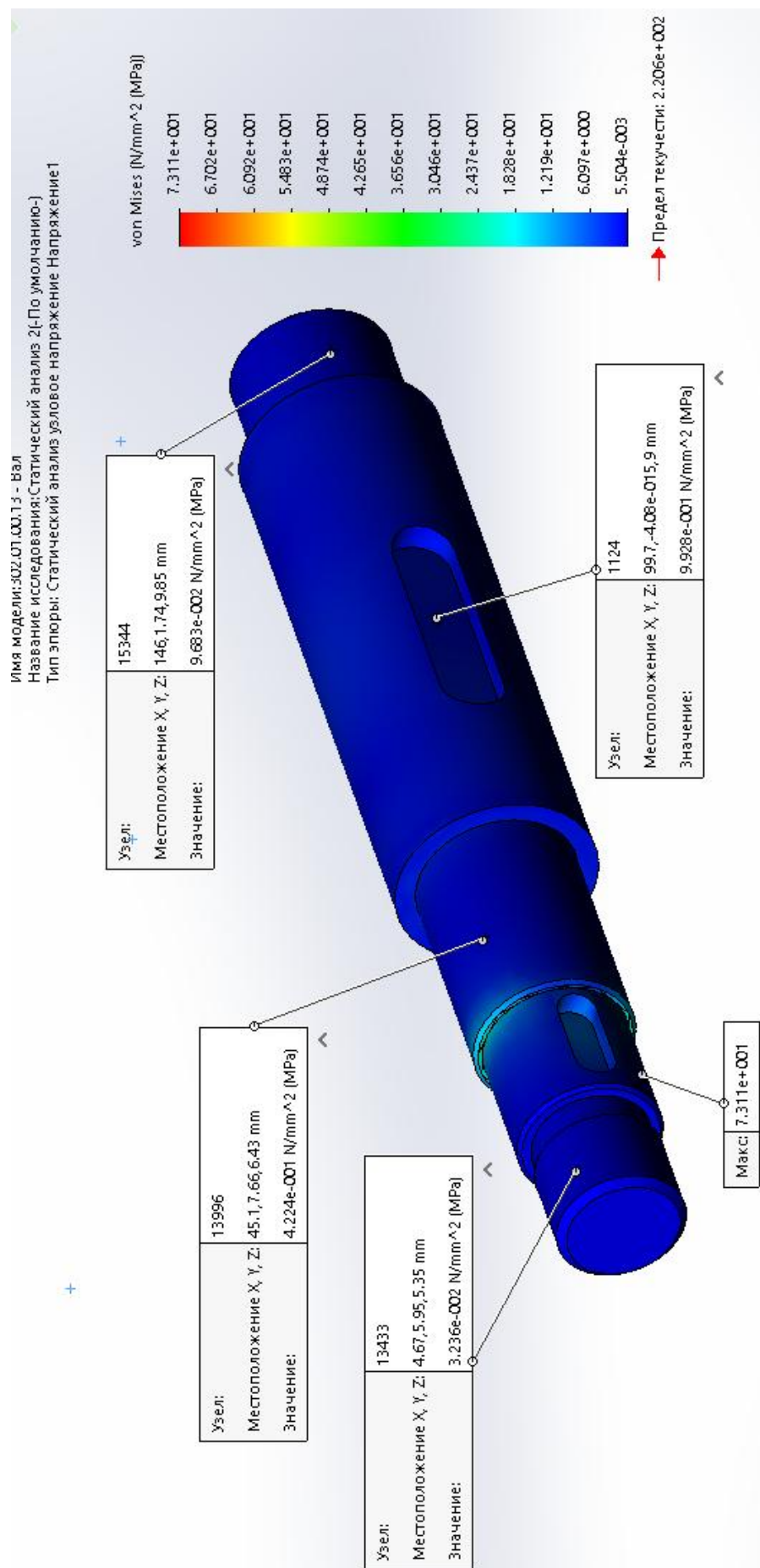


Рисунок 3.12 – Эпюра напряжений вала III

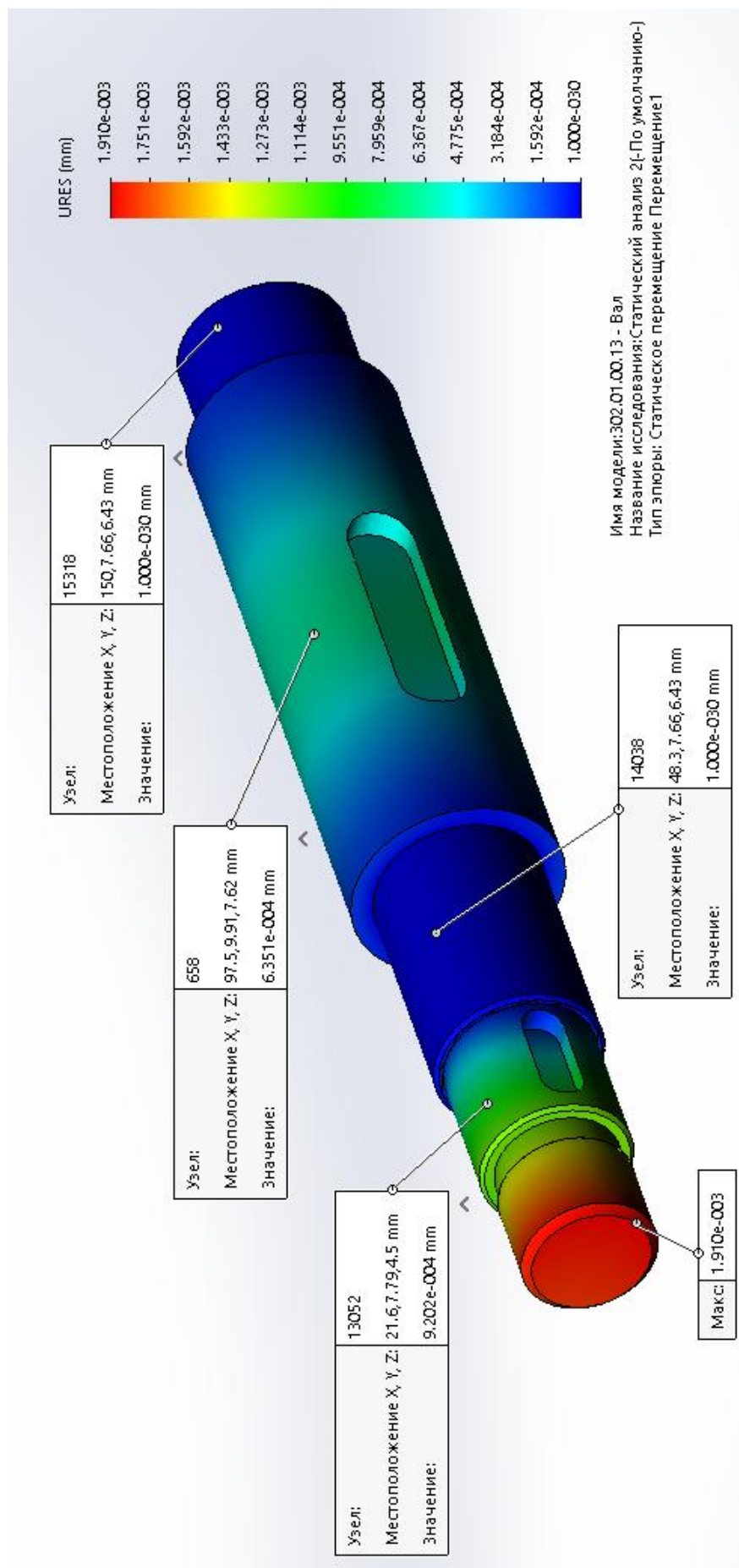


Рисунок 3.13 – Эпюра перемещений вала III

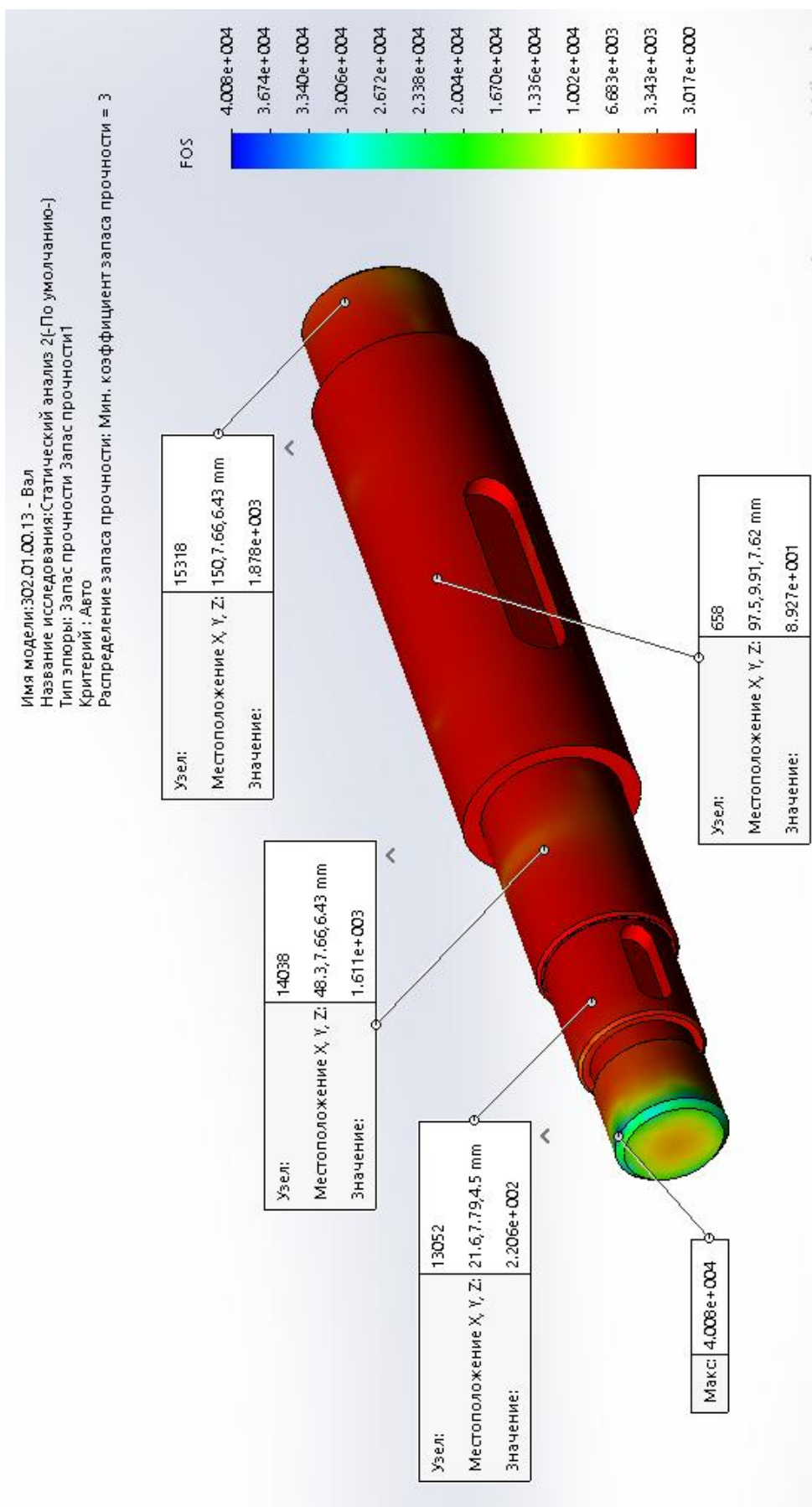


Рисунок 3.14 – Эпюра запаса прочности вала III

Анализ НДС вала IV

На рисунке 3.15 представлена твердотельная модель вала IV.

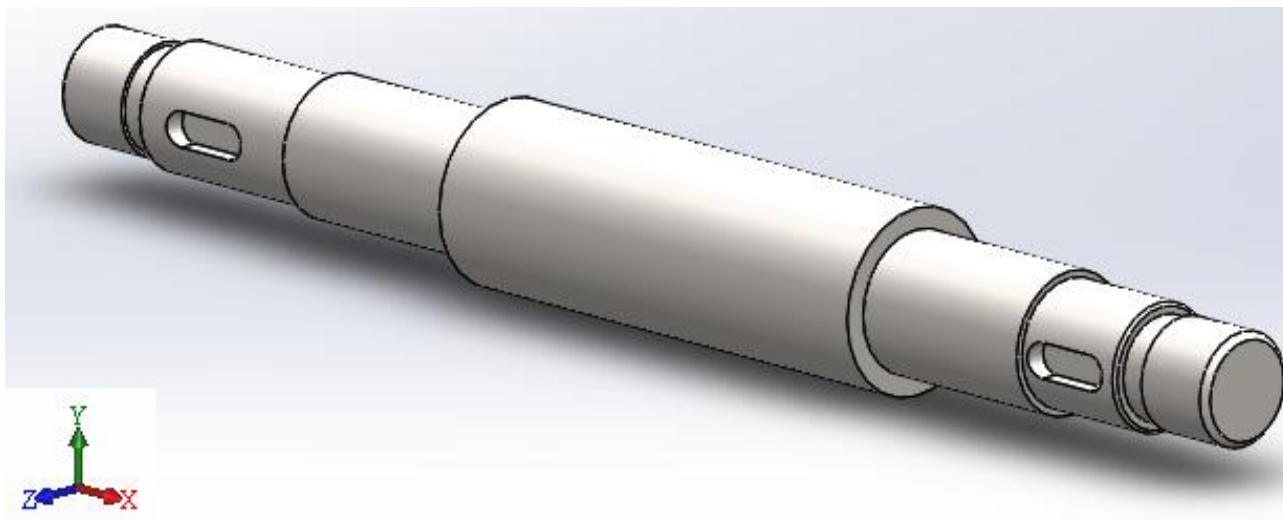


Рисунок 3.15 – Твердотельная модель вала IV

Граничные условия (нагрузки и ограничения) представлены на рисунке 3.16.

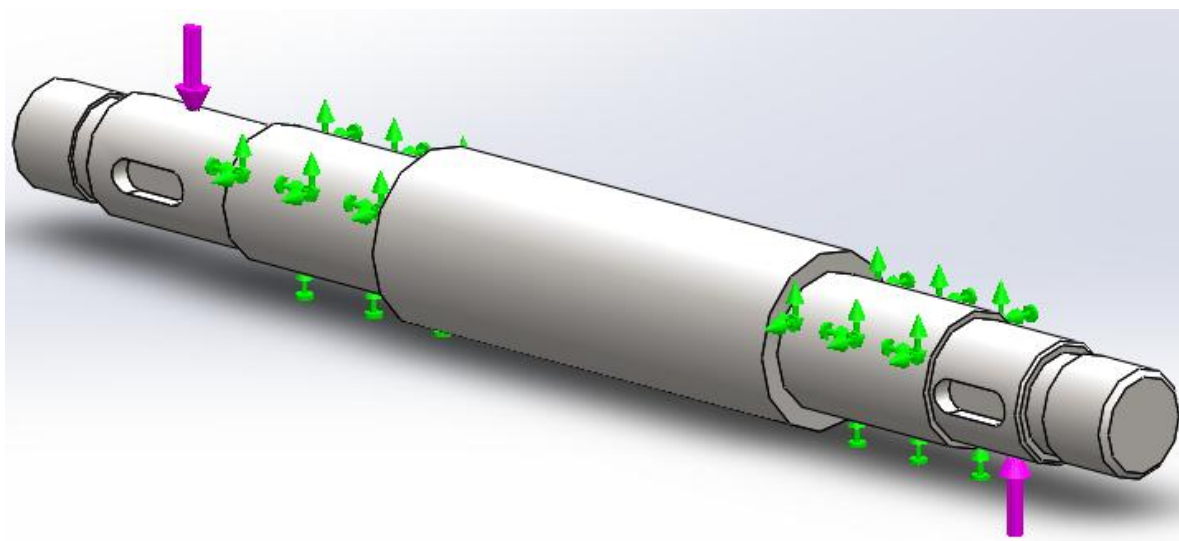


Рисунок 3.16 – Расчетная модель вала IV

На рисунке 3.17 представлено нанесение сетки на твердотельную модель вала.

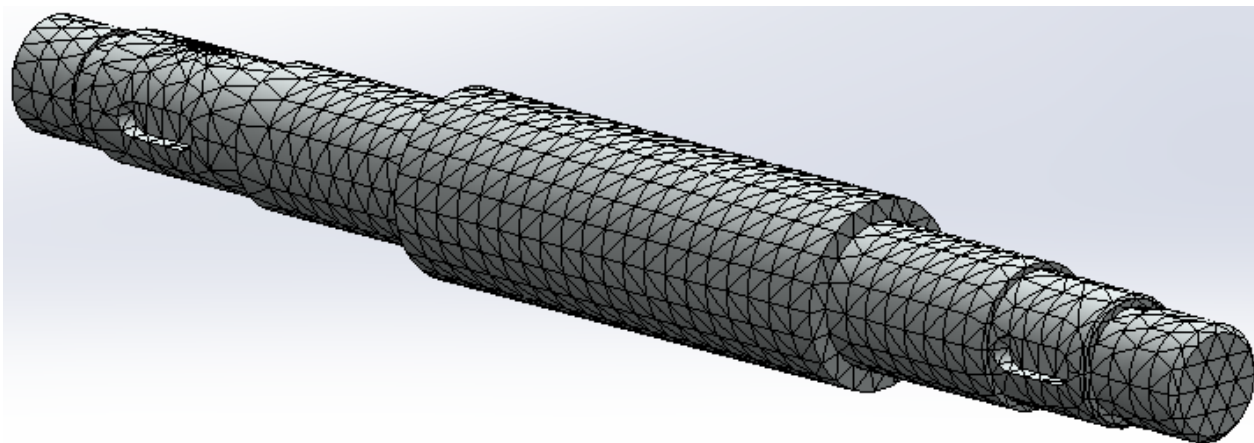


Рисунок 3.17 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.18 представлена эпюра напряжений вала IV, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу – 68МПа. На рисунке 3.19 представлены результаты исследования перемещений вала IV, установлено, что максимальные перемещения – 2 мкм.

Таким образом, минимальный коэффициент запаса прочности данного вала равен 3,2 (результаты исследования МКЭ – см. рисунок 3.20).

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

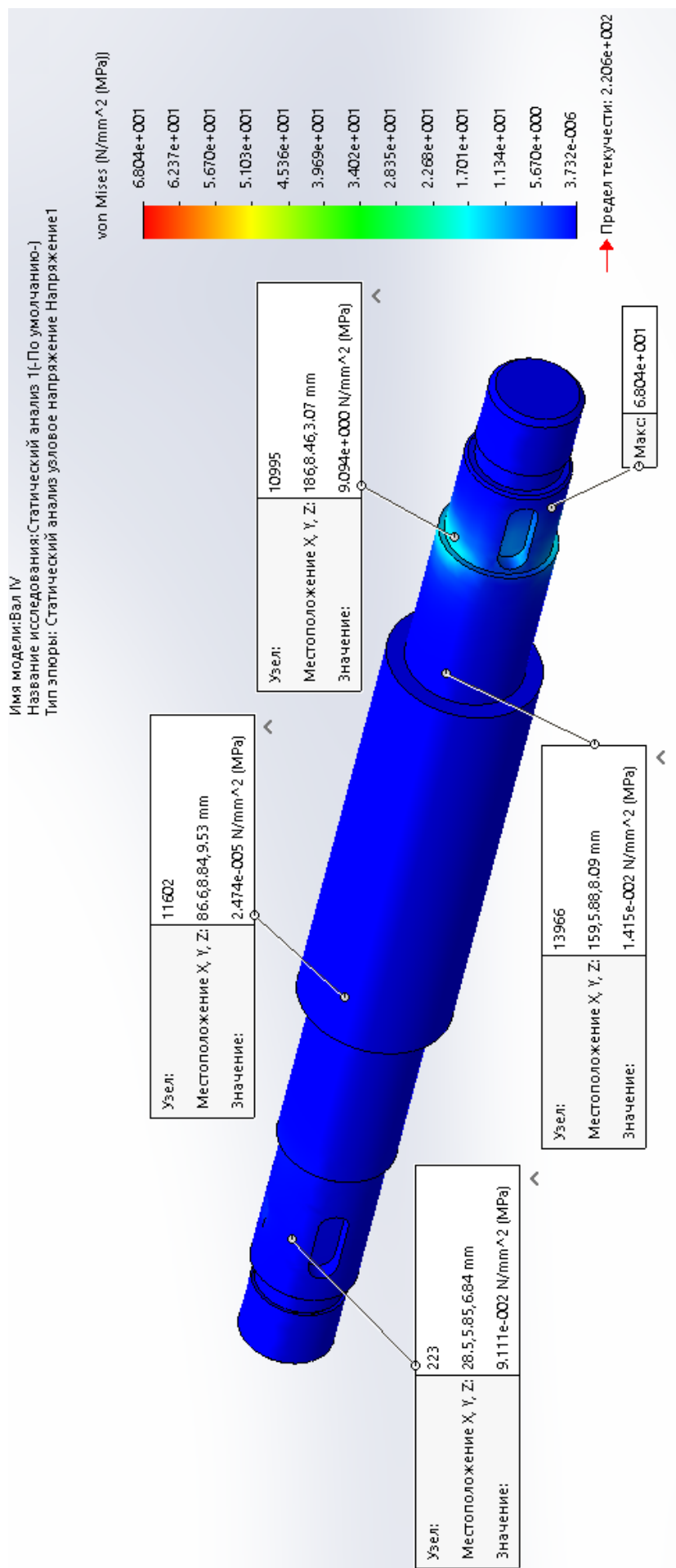


Рисунок 3.18 – Эпюра напряжений вала IV

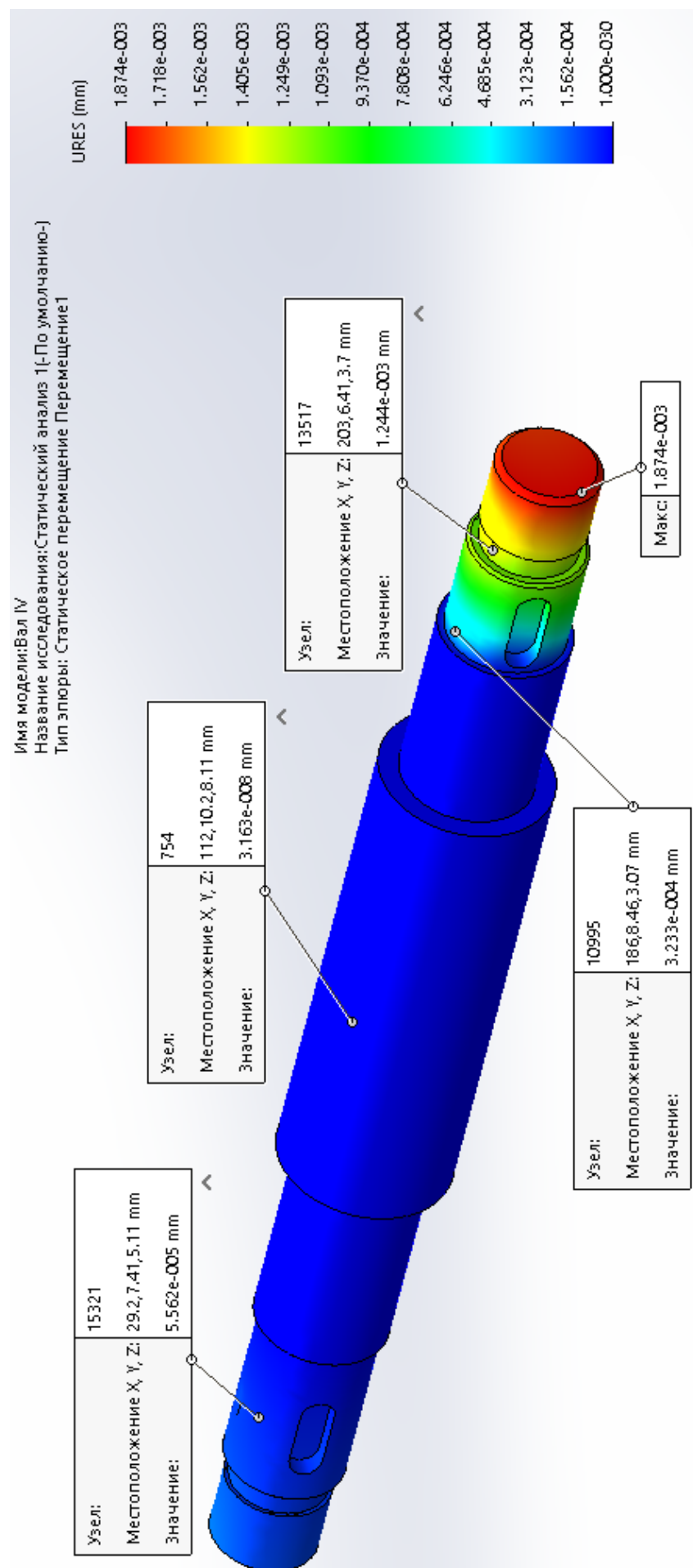


Рисунок 3.19 – Эпюра перемещения вала IV

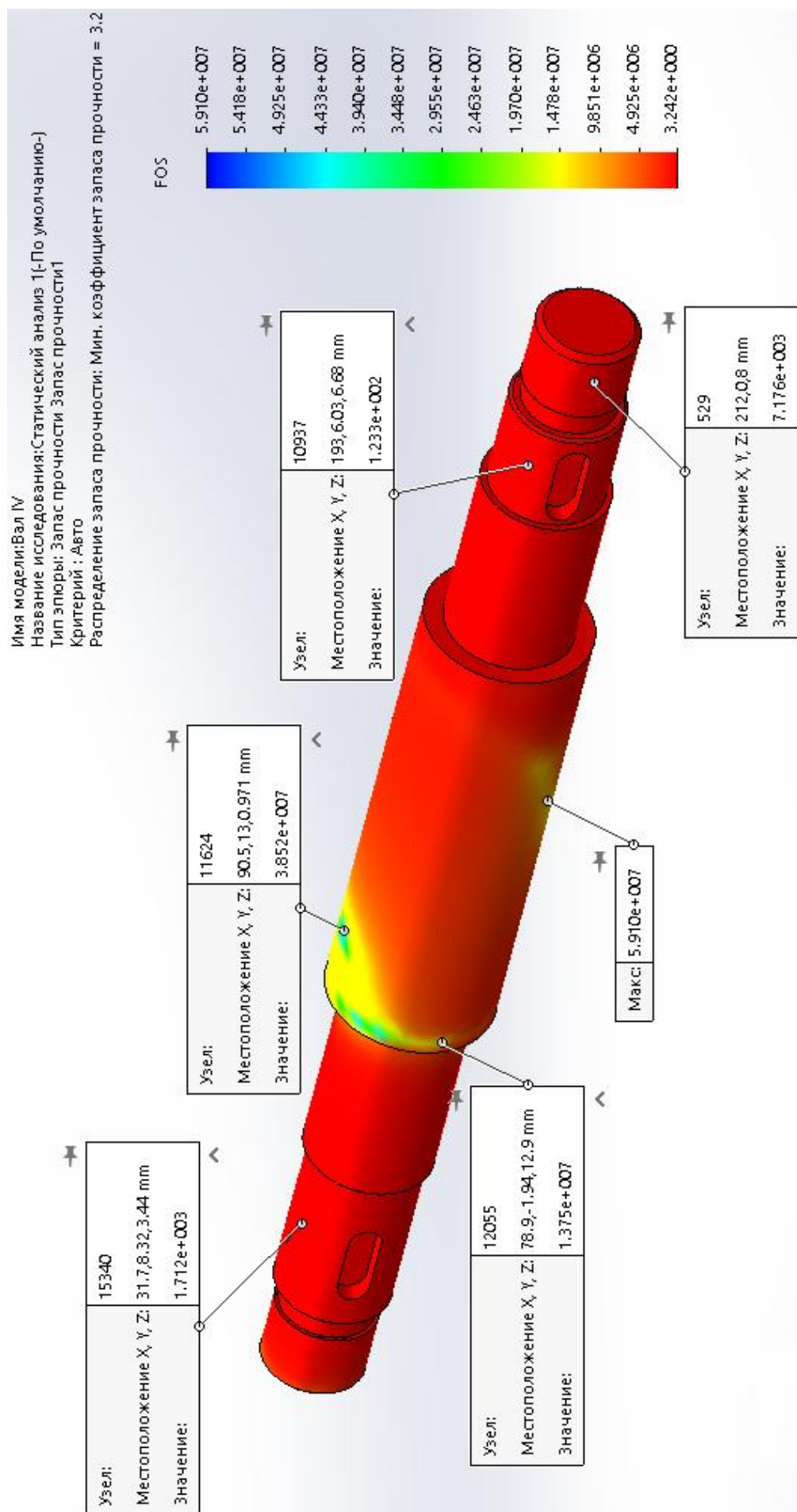


Рисунок 3.20 – Эпюра запаса прочности вала IV

Анализ НДС шпоночных соединений вала II

При установке деталей машин на валах необходимо обеспечить их надежное базирование и передачу вращающего момента.

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении – напряжение среза τ (рисунок 3.21) [9].

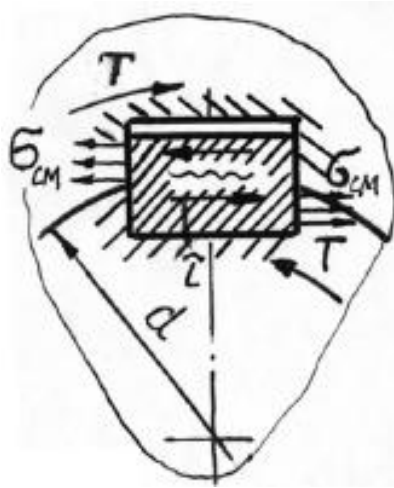


Рисунок 3.21 – Расчетная схема шпоночного соединения

На рисунке 3.22 представлена твердотельная модель вала II с установленными шпонками №1 (Шпонка 4x4x25 ГОСТ 23360-78) и №2 (Шпонка 5x5x14 ГОСТ 23360-78) соответственно.

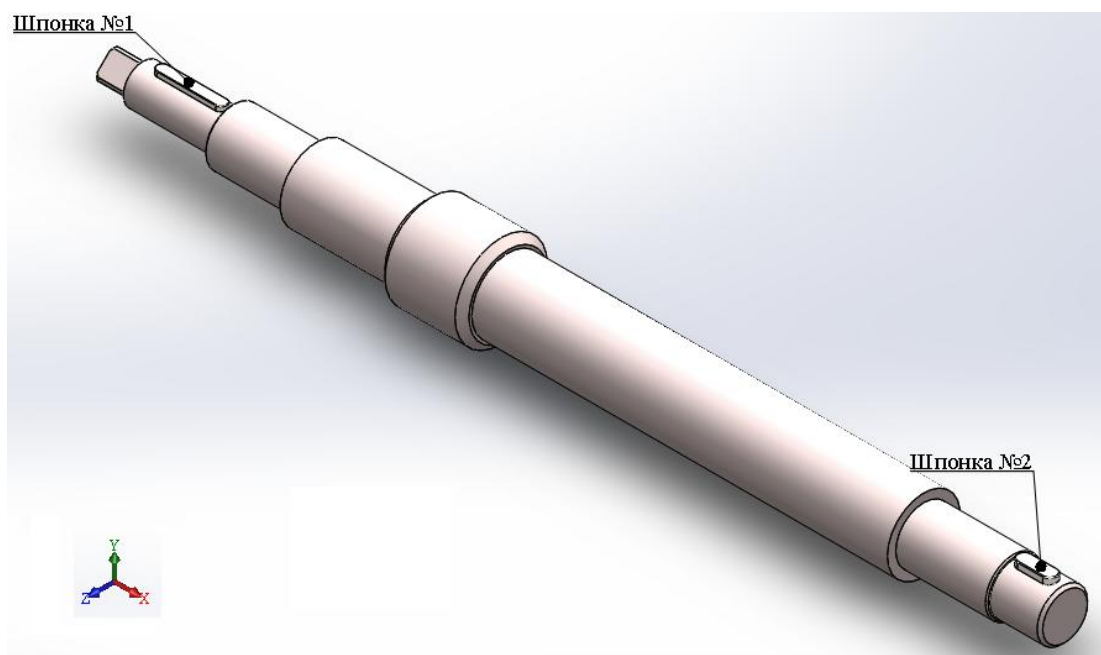


Рисунок 3.22 – Твердотельная модель вала II с установленными шпонками

Граничные условия (нагрузки и ограничения) представлены на рисунке 3.23.

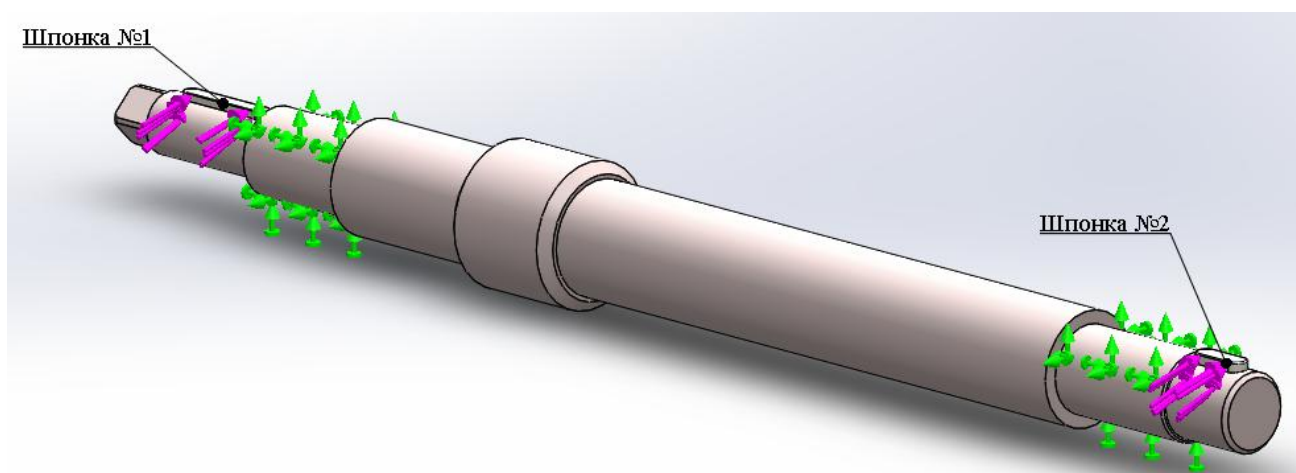


Рисунок 3.23 – Расчетная модель вала II

На рисунке 3.24 представлено нанесение сетки на твердотельную модель исследуемого вала с установленными шпонками.

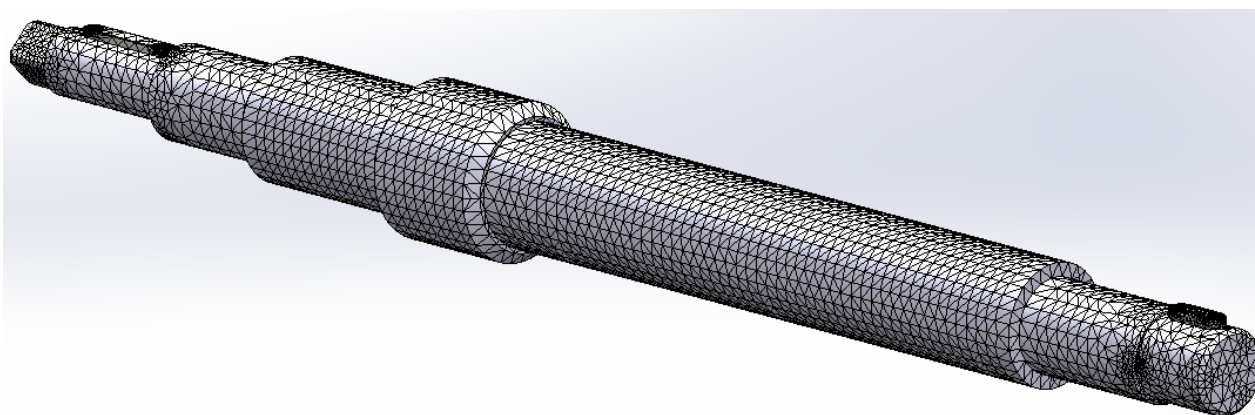


Рисунок 3.24 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.25 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №1, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу 29 МПа – это удовлетворяет условию прочности соединения.

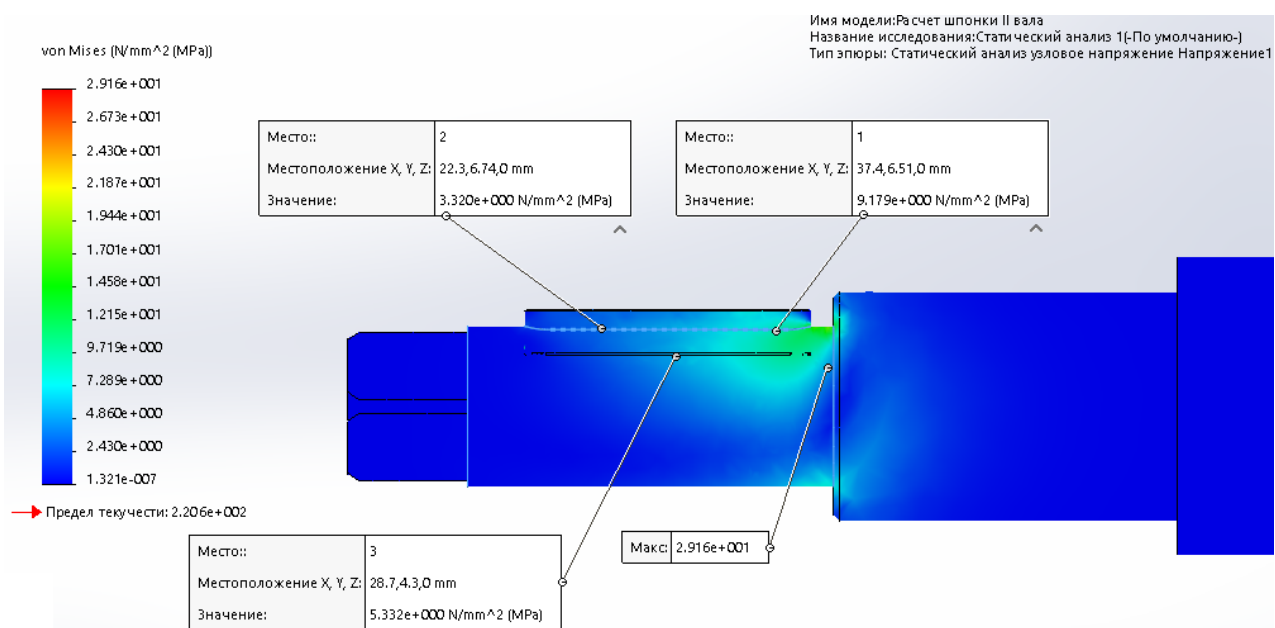


Рисунок 3.25 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №1

На рисунке 3.26 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №2, величина максимальных напряжений по Мизесу 12 МПа – это удовлетворяет условию прочности.

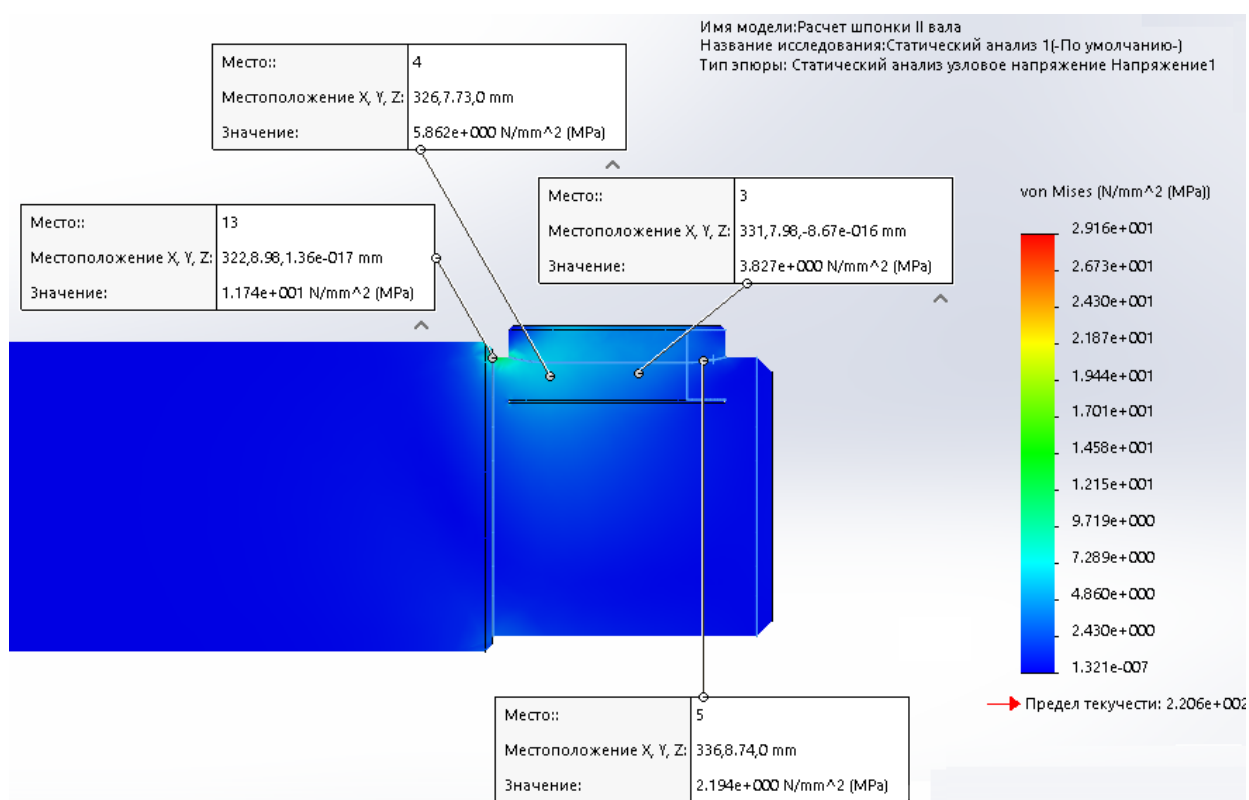


Рисунок 3.26 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №2

На рисунке 3.27 представлена твердотельная модель вала III с установленными шпонками №1 (Шпонка 5x5x14 ГОСТ 23360-78) и №2 (Шпонка 8x7x32 ГОСТ 23360-78) соответственно.

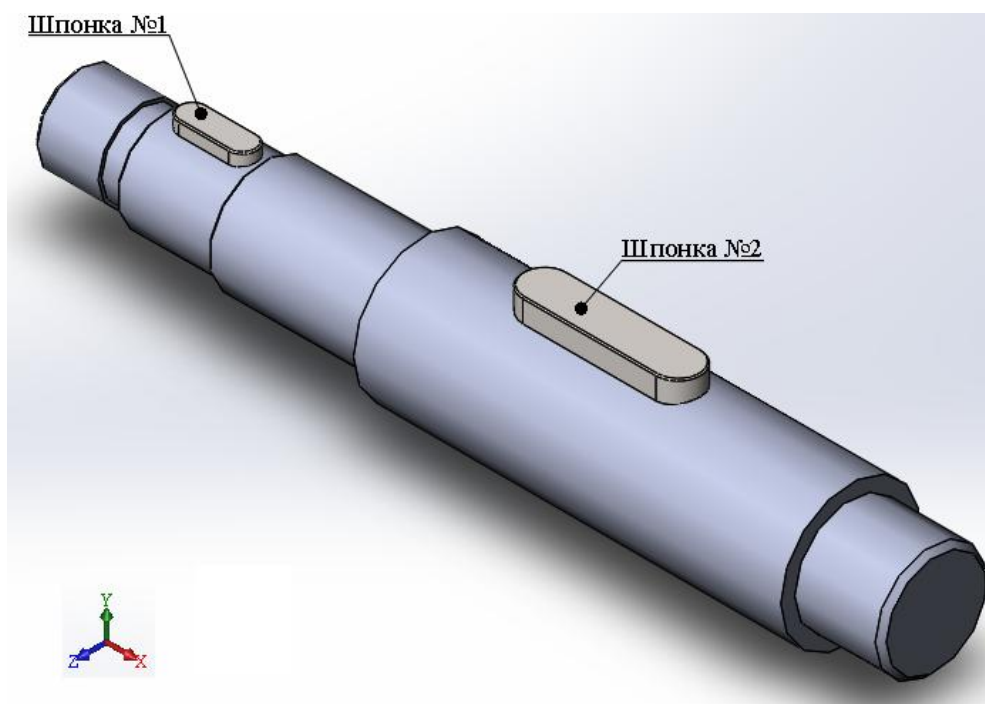


Рисунок 3.27 – Твердотельная модель вала III с установленными шпонками

Граничные условия (нагрузки и ограничения) представлены на рисунке 3.28.

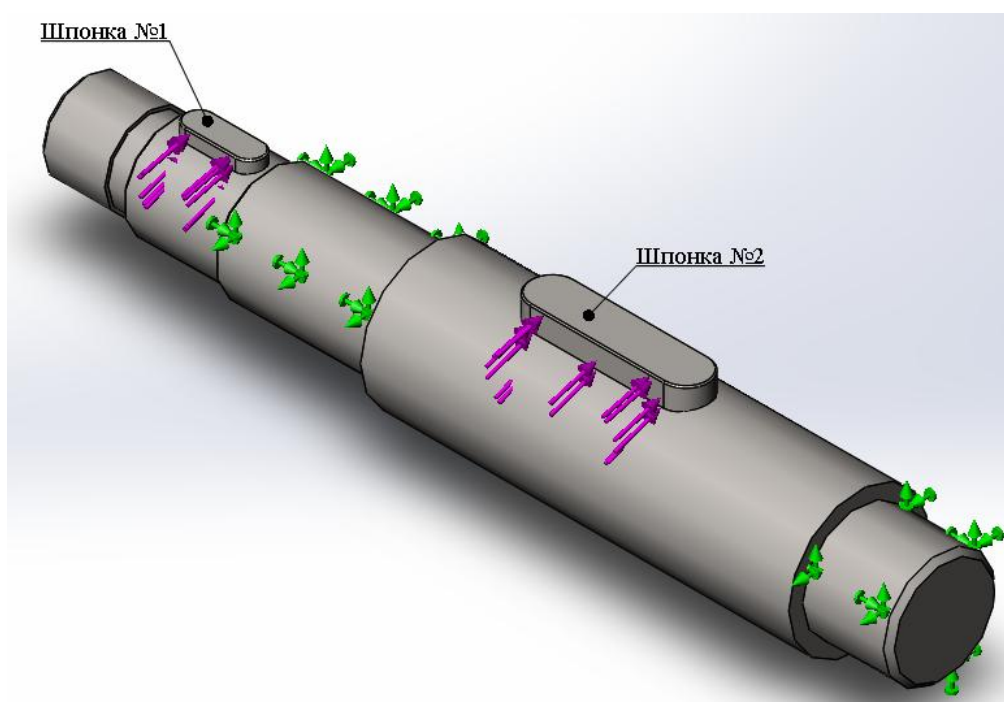


Рисунок 3.28 – Расчетная модель вала III

На рисунке 3.29 представлено нанесение сетки на твердотельную модель исследуемого вала с установленными шпонками.

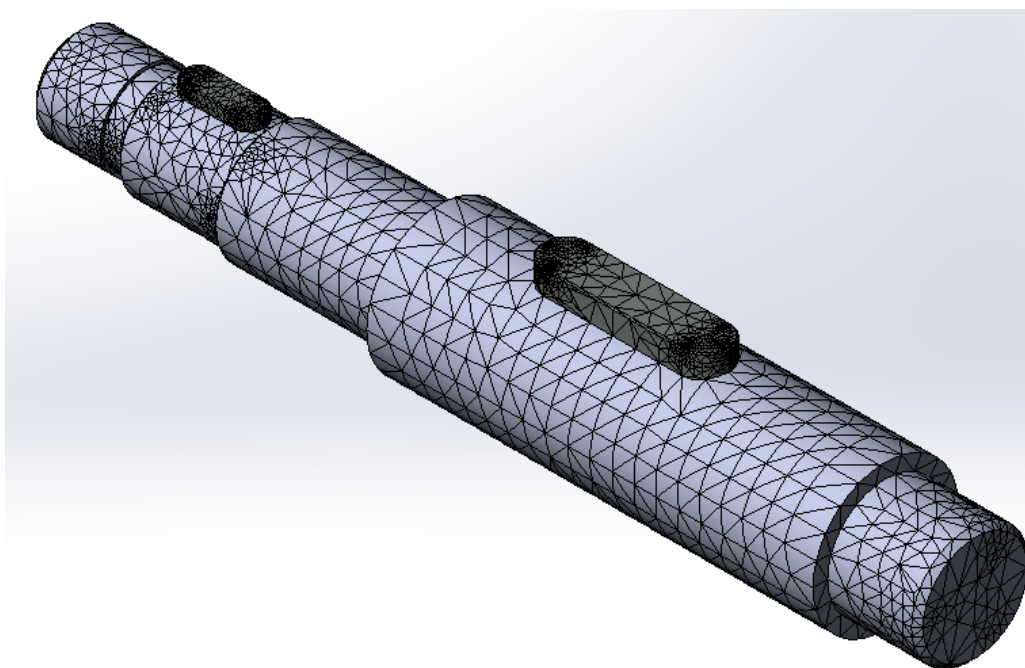


Рисунок 3.29 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.30 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №1, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу 189 МПа – это удовлетворяет условию прочности соединения.

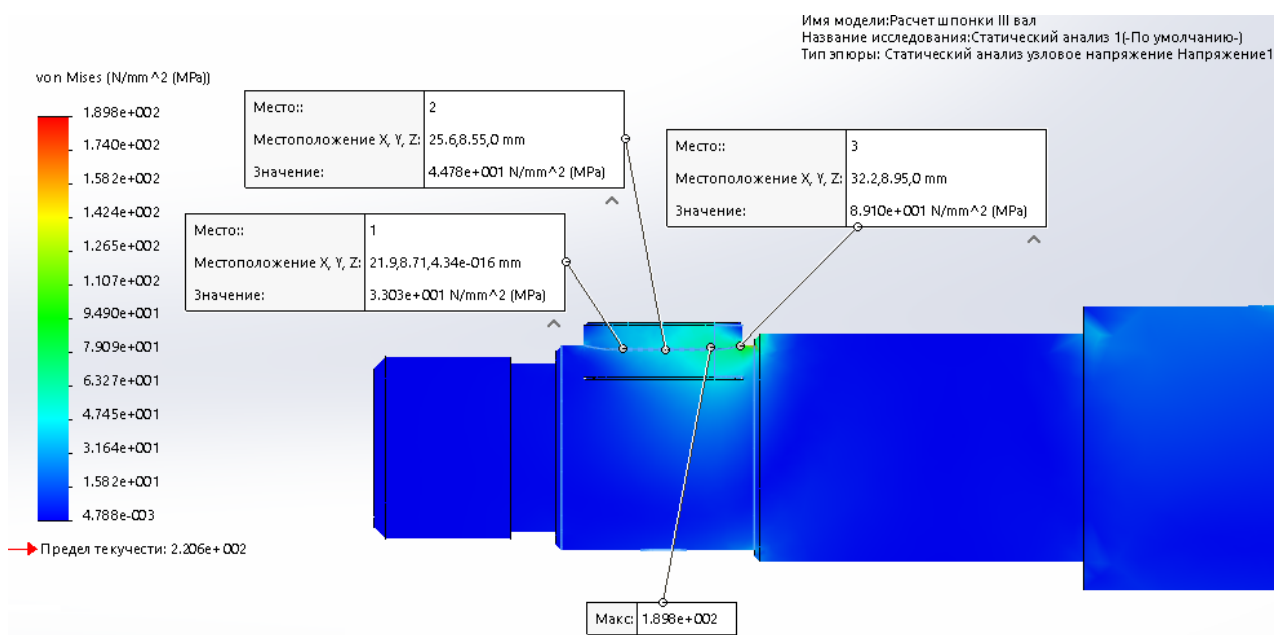


Рисунок 3.30 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №1

На рисунке 3.31 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №2, величина максимальных напряжений по Мизесу 31 МПа – это удовлетворяет условию прочности.

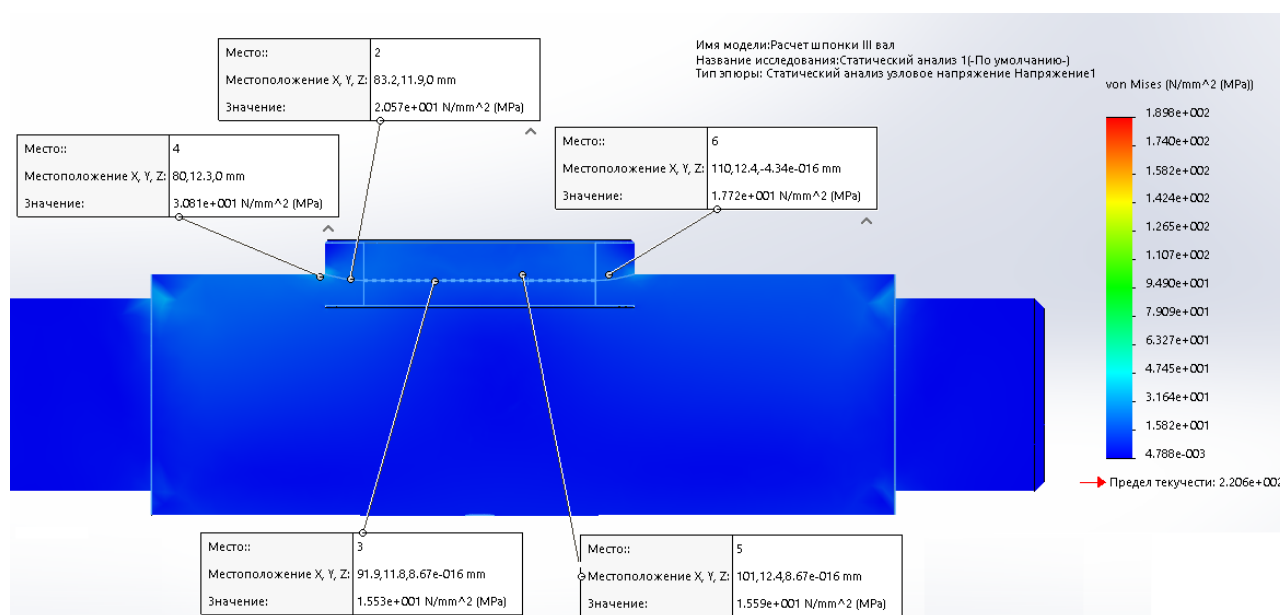


Рисунок 3.31 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №2

На рисунке 3.32 представлена твердотельная модель вала IV с установленными шпонками (Шпонка 5x5x14 ГОСТ 23360-78).

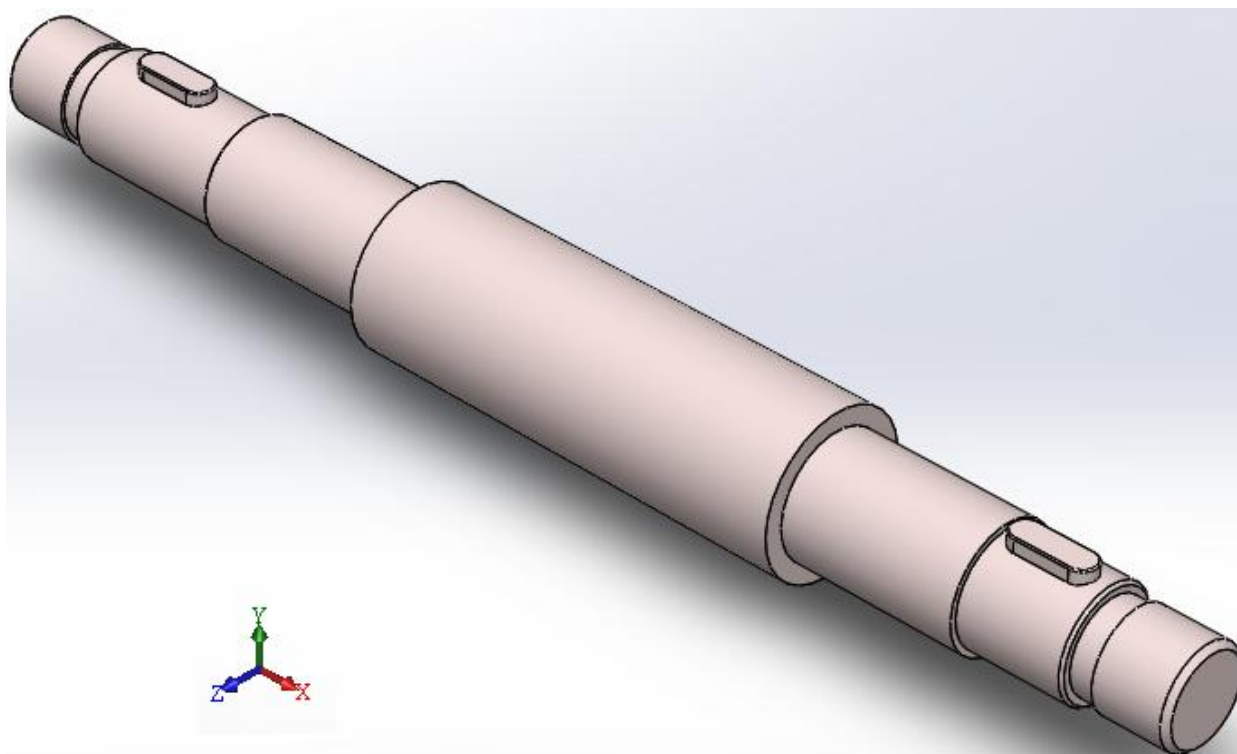


Рисунок 3.32 – Твердотельная модель вала IV с установленными шпонками

Граничные условия (нагрузки и ограничения) представлены на рисунке 3.33.

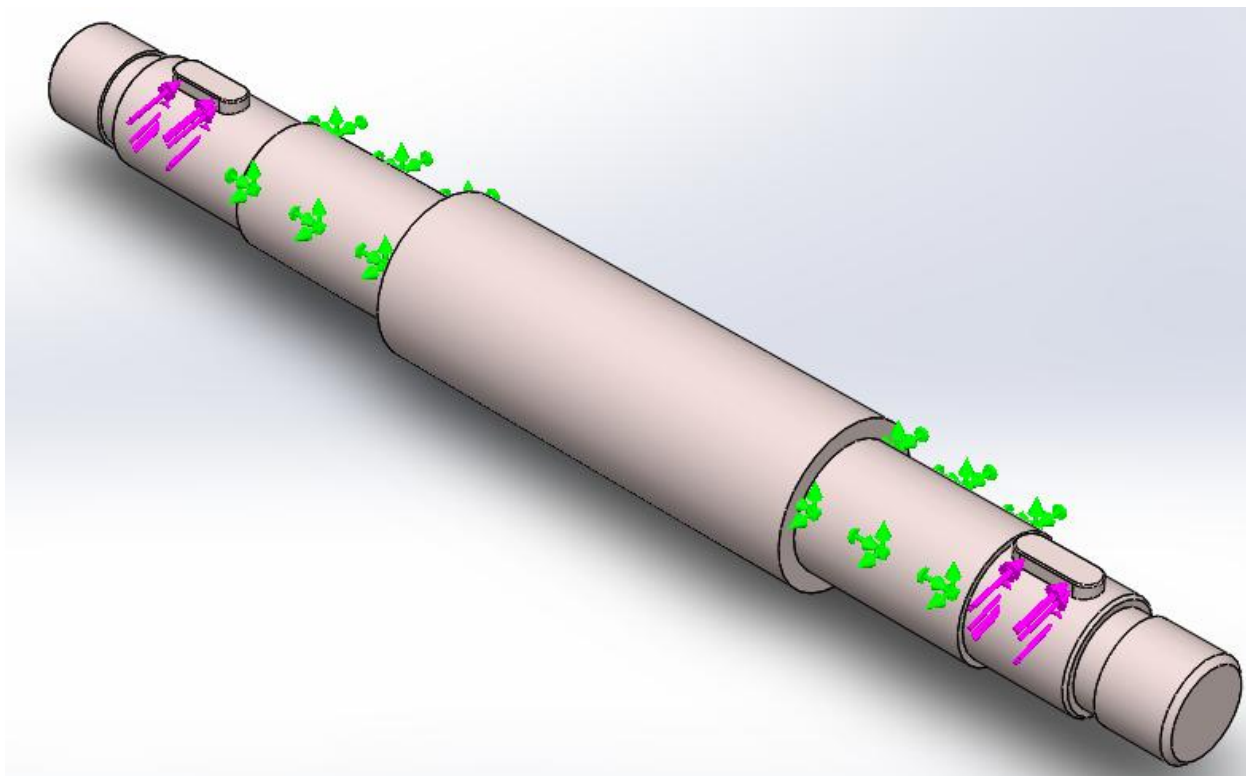


Рисунок 3.33 – Расчетная модель вала IV

На рисунке 3.34 представлено нанесение сетки на твердотельную модель исследуемого вала с установленными шпонками.

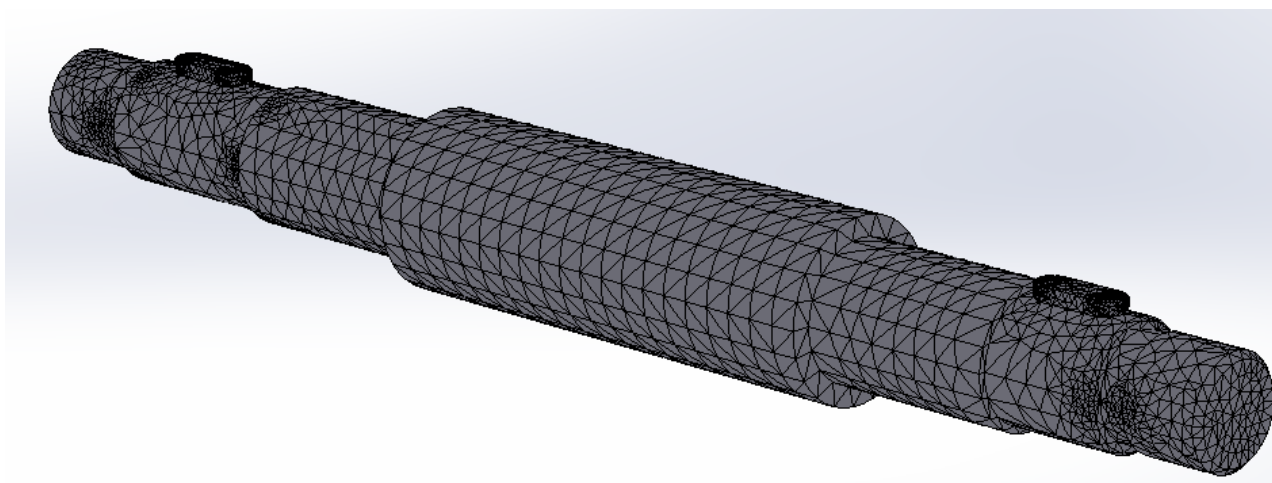


Рисунок 3.34 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 3.35 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №1, установлено, что величина максимальных напряжений по Мизесу 141 МПа – это удовлетворяет условию прочности соединения.

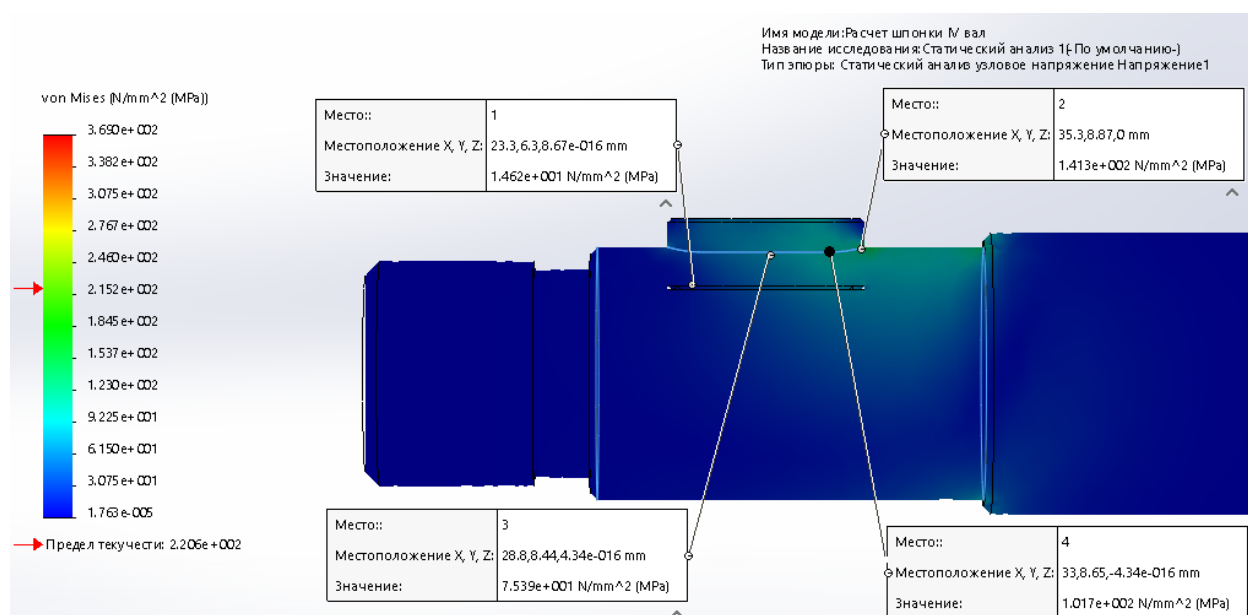


Рисунок 3.35 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №1

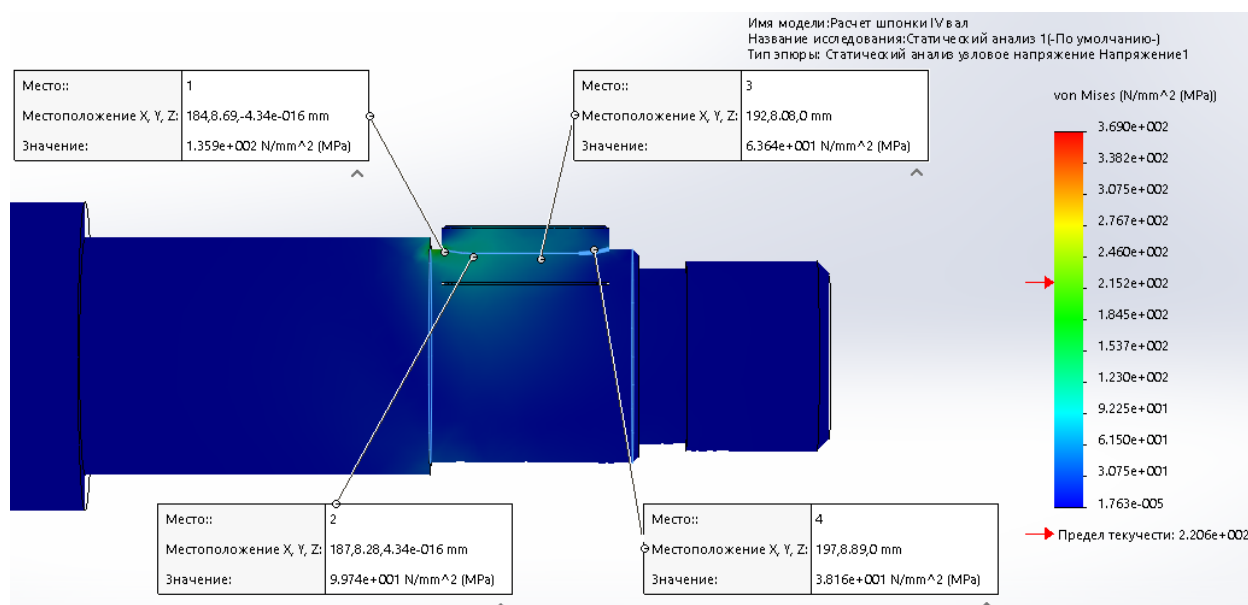


Рисунок 3.36 – Эпюра напряжений в месте установки шпонки №2

На рисунке 3.36 представлена эпюра напряжений в шпоночном соединении №2, величина максимальных напряжений по Мизесу 136 МПа – это удовлетворяет условию прочности.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

ТЕХНОЛОГИИ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК

Для проведения экспериментальных исследований была разработана установка, представленная на рисунке 4.1. Экспериментальный стенд состоит из следующих элементов: электродвигателя марки АОЛ 22-4 ($P_{дв} = 0,4 \text{ кВт}$, $n_{дв(max)} = 1400 \text{ мин}^{-1}$), частотного преобразователя. На выходном конце двигателя устанавливался спроектированный режущий инструмент (водило) (см. рисунки 2.3, 2.5, 4.2).

Инструмент был изготовлен из стали марки Ст3сп ГОСТ 380-2005. Объект исследования – ПВХ-трубка, закреплена в направляющей втулке, которая в свою очередь установлена на штативе (рисунок 4.3).

Зазор между торцом втулки и торцом ножа выставлялся $\approx 4 \text{ мм}$, для обеспечения жесткости при резке.



Рисунок 4.1 – Экспериментальный стенд



Рисунок 4.2 – Изготовленный нож



Рисунок 4.3 – Штатив с закрепленной ПВХ-трубкой

Для проведения исследования процесса резки были отобраны трубки $\varnothing 5$ и $\varnothing 8$ мм. Исследования проводились при частоте вращения вала электродвигателя $n=1400 \text{ мин}^{-1}$ для обеспечения требуемой производительности заявленной в техническом задании (приложение А).

На рисунке 4.4 представлены фотографии отрезанных хлорвиниловых трубок.

Анализ «мест» отреза показал, что качество резки по предложенной технологии с помощью спроектированного ножа удовлетворяет требованиям, предъявляемым к «отрезам» трубок для изоляции токоведущих элементов.



Рисунок 4.4 – Отрезанные ПВХ-трубки различного диаметра

Эксперимент показал, что спроектированная конструкция ножа, а также выбранная схема движения проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок, вполне работоспособна. Отрезанные трубки различной длины вполне удовлетворяют требованиям к заготовкам для изоляции токоведущих элементов.

5 РАЗРАБОТКА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМАТА

Рабочее место у станка – это место с повышенной опасностью. Вращающиеся с большой скоростью заготовки и части машины, стружка представляют угрозу жизни и здоровью человека. Поэтому правила техники безопасности при эксплуатации станка – первое, что должен знать работник.

Еще на начальных этапах проектирования станка необходимо предусматривать разработку правил техники безопасности и эксплуатации.

Работа на станках всех типов требует соблюдение техники безопасности эксплуатации станка во избежание получения травм оператора станка и окружающих.

При работе на специальном автомате для резки хлорвиниловых трубок следует выполнять ниже приведенные правила техники безопасности и эксплуатации:

- 1) Станок надежно заземлить;
- 2) Резку трубок производить только с защитным кожухом, закрывающим механизм резки;
- 3) В процессе загрузки и выгрузки трубки станок выключать;
- 4) Перед запуском станка обязательно произвести проверку натяжения клиноременной передачи, отсутствие загрязнения рабочих поверхностей шкивов, ремня, а также рабочих резиновых поверхностей роликов нажимного и протяжки;
- 5) Выполнить проверку: наличие стрелок направления вращения вала электродвигателя и диска штатива, таблички по подбору комплекта зубчатых колес с данными по длине отрезаемых трубок, наличие элементов и надежность крепления зубчатых колес, шкивов, водила на валах;
- 6) Перед запуском автомата в рабочем режиме провести обкатку механизмов в течение одного часа, при этом: механизмы должны работать плавно, без стуков, заеданий, вибрации;

7) В случае возникновения во время работы посторонних шумов, ударов, заеданий остановить автомат, выяснить причину возникновения неполадок, устранить их с последующим продолжением работы изделия;

8) Обслуживающий персонал должен изучить устройство и порядок работы изделия, инструкцию по технике безопасности и производственной санитарии.

Следует отметить, что по окончании разработки конструкции станка, настоящую технику безопасности необходимо расширить в процессе эксплуатации станка-автомата, проработав такие аспекты, как: требования безопасности в аварийных ситуациях, в процессе и по окончании обработки.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Анализ производственных и литературных данных по технологиям резки хлорвиниловых трубок применяемых для изоляции токоведущих элементов показал, что существует большое количество дорогостоящих станков-автоматов работающих по различным технологиям и с различным инструментом резки, причем в основном зарубежного изготовления.

2. Разработана принципиальная (технологическая) схема автомата для резки хлорвиниловых трубок. Также разработаны структурная и кинематическая схемы станка-автомата.

3. Спроектирован инструмент для резки хлорвиниловых трубок с учетом геометрии и материала обрабатываемой детали и формообразующих движений станка-автомата.

4. Разработана трехмерная модель конструкции сборки автомата для резки хлорвиниловых трубок в САД-программе SolidWorks.

5. Проведенный анализ напряженно-деформированного состояния ответственных элементов конструкции автомата методом конечных элементов показал, что конструкция соответствует критериям работоспособности, предъявляемым в машиностроении.

6. Проведенные экспериментальные исследования показали, что спроектированная конструкция ножа, а также выбранная схема движения проектируемого автомата для резки хлорвиниловых трубок, вполне работоспособна. Отрезанные трубки различной длины вполне удовлетворяют требованиям к заготовкам для изоляции токоведущих элементов.

7. Предложены мероприятия по технике безопасности при эксплуатации спроектированного автомата.

8. Для построения и вывода более детальных закономерностей, в рамках выполняемых исследований, требуется проведение дополнительных экспериментальных исследований. Однако уже полученные результаты позволяют сделать основной вывод, что спроектированный станок-автомат,

обеспечивает функциональные возможности, соответствующие операции резки хлорвиниловых трубок применяемых для изоляции токоведущих элементов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шерышев, М. А. Производство профильных изделий из ПВХ / М. А. Шерышев, Н. Н. Тихонов. — Санкт-Петербург : НОТ, 2012. — 614 с. — ISBN 978-5-91703-029-6.
2. ГОСТ 19034-82. Трубки из поливинилхлоридного пластика. Технические условия: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 02.06.82 N 2254: дата введения 01.01.1984 г.
3. Головин Г.М., Пешков Е.О. Специальные станки в приборостроении. — М.: МАШГИЗ, 1952. — 230 с.
4. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. — Изд. 4-е, доп. — Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. — 200 с.
5. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. — М.: Машиностроение, Том 1, 1986. — 656 с.
6. Никитина И.П. Оборудование машиностроительного производства : лекции / Никитина И.П. — Оренбург : Оренбургский государственный университет, ЭБС АСВ, 2006. — 157 с.
7. Врагов Ю.Д., Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонетики). — М.: Машиностроение, 1978. — 208 с., ил. В пер.: 95 к.
8. Михеев И.И., Кинематический расчет приводов станков: Учеб. Пособие/ И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко — Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. — 100 с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора — машиностроителя: в 3-х т.: Т. 3. — 9-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2006. — 928 с.
10. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. — М.: ДМК, 2007. — 784 с.

11. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 544 с.

12. Поротников Е.М., Журенко А.Ю., Бугаев В.Г. SolidWorks – мощный инструмент трехмерного моделирования. – Владивосток: ДВГТУ, 2008. – 316 с.

13. Тихонов А.А., Кочетков Д.В., Небылица А.В., Кузин Е.Д. Проектирование конструкции автомата для резки хлорвиниловых трубок с применением программы SolidWorks // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : сборник статей VIII Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов с международным участием. – Пенза: Издательство Пензенский государственный аграрный университет, 2022. – С. 238–242.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ
НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТА
ДЛЯ РЕЗКИ ХЛОРВИНИЛОВЫХ ТРУБОК

ПРИЛОЖЕНИЕ Б – НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ

ПРИЛОЖЕНИЕ В – ПРЕЗЕНТАЦИЯ