

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

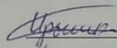
на тему

Станок по производству малозаметной проволоочной сети

ПГУ 15.04.05.01.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

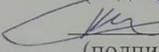
Студент гр. 19ММм2


(подпись, дата)

Ирышков А.М.

(фамилия, инициалы)

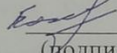
Научный руководитель


(подпись, дата)

Тарасов Д.А.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

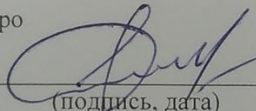

(подпись, дата)

Большаков Г.С.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., начальник конструкторского бюро
АО «ПО «Электроприбор» (г. Пенза)


(подпись, дата)

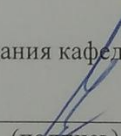
Белашов М.В.

(должность, место работы)

(фамилия, инициалы)

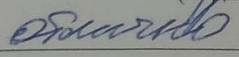
Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

Заведующий кафедрой


(подпись)

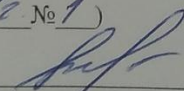
Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой 

(протокол заседания ГЭК от 01.07.21 № 1)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

Реферат

Пояснительная записка содержит 73 листа формата А4, 29 рисунков, 4 таблицы, 15 источников использованной литературы и 3 приложения.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЕ СТАНКИ, МАЛОЗАМЕТНОЕ ПРЕПЯДСТВИЕ, СТАНОК ДЛЯ СКРУЧИВАНИЯ ПРОВОЛОКИ ДЛЯ МАЛОЗАМЕТНОЙ ПРОВОЛОЧНОЙ СЕТИ, УЗЛЫ СТАНКА.

Объектом выпускной квалификационной работы является металлообрабатывающий станок, а в частности станок для скручивания проволоки различного диаметра для изготовления малоаметного препятствия.

Цель данной квалификационной работы – спроектировать технологическое оборудование в виде станка для скручивания проволоки различного диаметра для изготовления малоаметной проволочной сети.

Проведен сбор, обработка и анализ, систематизация и обобщения научно-технической информации, были представлены основные узлы станка и их назначение. Изложены основные методы и возможности применения. Описан принцип работы станка и управления им. Проведены необходимые расчёты.

					ПГУ 15.04.05.01.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Станок по производству малоаметной проволочной сети	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Ирышков	<i>[Подпись]</i>				2	73
Провер.		Тарасов	<i>[Подпись]</i>			Кафедра «ТОМ» группа 19ММм2		
Н. контр.								
Утв.		Дипов	<i>[Подпись]</i>					

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 20 г.

ЗАДАНИЕ

на магистерскую диссертацию

1. Студент группы 19МММ2

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Ирышков Алексей Михайлович

2. Научный руководитель магистерской диссертации

Тарасов Д.А., к.т.н., доцент кафедры «Автоматизированные системы безопасности»

3. Время проектирования с 10 июня 20 21 г. по 01 июля 20 21 г.

4. Место преддипломной практики ЗАО «ЦеСИС НИКИРЭТ»

5. Тема магистерской диссертации

Станок по производству малозаметной проволоочной сети

Тема утверждена приказом ПГУ №1248 а/о от 25.11. 2019 г.

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

Спроектировать технологическое оборудование в виде металлообрабатывающего станка
для производства малозаметной проволоочной сети

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

Введение

Постановка задач для создания специализированного технологического оборудования

Общие сведения о выпускаемом изделии

Кинематический расчет. Выбор чисел зубьев узла скручивания по передаточным
отношениям

Разработка узла барабана

Разработка узла укладчика
 Разработка узла скручивания
 Заключение
 Список использованных источников

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

8. Особые требования по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
Введение	5	14.06.2021	
Постановка задач для создания специализированного технологического оборудования	5	15.06.2021	
Общие сведения о выпускаемом изделии	10	17.06.2021	
Кинематический расчет. Выбор чисел зубьев узла скручивания по передаточным отношениям	10	18.06.2021	
Разработка узла барабана	10	21.06.2021	
Разработка узла укладчика	10	22.06.2021	
Разработка узла скручивания	10	23.06.2021	
Заключение, список использованных источников	10	24.06.2021	
Оформление диссертации	20	28.06.2021	
Разработка презентации	10	01.07.2021	

Дата выдачи задания « 10 » июня 20 21 г. Задание к исполнению принял

Руководитель работы

« 10 » июня 20 21

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
 электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

ОПОП освоена в полном объеме.
 К государственной итоговой
 аттестации допустить

« ____ » ____ 20 ____

Содержание

Введение.....	6
1. Постановка задач для создания специализированного технологического оборудования.....	9
2. Общие сведения о выпускаемом изделии	11
2.1. Назначение выпускаемого изделия и варианты применения.	12
2.2. Технология намотки и скручивания проволоки для изготовления малозаметного проволочного препятствия	17
2.3. Назначение и принцип работы станка.....	23
2.4. Технические характеристики станка.....	28
2.5. Принцип работы станка.....	29
3. Кинематический расчёт. Выбор чисел зубьев узла скручивания по передаточным отношениям	33
3.1. Определение передаточных чисел всех передач привода узла скручивания	35
3.2. Характеристики шаговых двигателей	35
3.3. Определение крутящих моментов и частот вращения на всех валах узла скручивания	37
4. Разработка узла барабана	41
4.1. Определение передаточного отношения, крутящего момента, частоты вращения и выбор двигателя для привода барабана	41
4.2. Геометрический расчёт червячной передачи привода барабана ..	43
5. Разработка узла укладчика	47
5.1. Определение крутящего момента и тягового усилия узла укладчика (винт-гайка).....	47
5.2. Расчет ходового винта на прочность и износостойкость	48
6. Разработка узла скручивания.....	51
6.1. Расчёт основных геометрических размеров зубчатых передач узла скручивания.....	51

6.2. Расчет узла скручивания «шестерня с пальцем» (Расчёт деформации и допускаемых напряжений узла «шестерня с пальцем)	55
Заключение	65
Список использованной литературы.....	66
Приложение А	68
Приложение Б.....	70
Приложение В.....	73

Введение

Российское станкостроение прошло длительный путь своего развития, прежде чем обрело современные черты.

Уровень развития станкостроения – это один из критериев, характеризующих состояние экономики государства, направленность пути его развития. Наличие указанной отрасли, соответствующее качественное и количественное ее состояние способны обеспечить стране технологическую независимость и экономическую безопасность.

Станкостроительная и инструментальная промышленность - отрасли машиностроения, создающие для всех отраслей промышленности металлообрабатывающие и деревообрабатывающие станки, автоматические и полуавтоматические линии, комплексно-автоматического производства для изготовления машин, оборудования и изделий из металла и других конструкционных материалов, кузнечно-прессовое, литейное и деревообрабатывающее оборудование. Станкостроение является зеркалом развития машиностроения, и по развитию этой отрасли во многом можно судить о развитии промышленного потенциала страны.

Количественное и качественное развитие машиностроения в значительной степени зависит от станкостроения. Без развития станков нельзя добиться широкого спектра развития производства, выпуска деталей, непрерывного технического прогресса, роста производительности труда.

В виду положения экономической направленности Российской Федерации об импортозамещении, у многих промышленных производств встала необходимость создания новых и усовершенствования существующих станков. Для создания средств

специальной защиты требуется специальное технологическое оборудование. Причин создания специализированных станков как правило несколько, одной из важных является новый (или уникальный) технологический процесс.

Актуальность работы обусловлена тем, что в наше время в России и в мире, резко увеличилось количество угроз безопасности военных и крупных промышленных объектов, а также, в первую очередь, объектов ядерно-оружейного комплекса и предприятий ядерной энергетики, объектов топливно-энергетического комплекса, химической отрасли и т.п. В этих условиях в России резко возросла потребность в развитии, совершенствовании, а также производстве доступных по цене средств физической защиты, к которым относится и производство малозаметной проволочной сети.

Целью данной квалификационной работы, является проектирование станка для скручивания проволоки различного диаметра для изготовления малозаметной проволочной сети или малозаметного проволочного препятствия.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить основные задачи работы:

- подробно описать назначение, способы и варианты применения малозаметного проволочного препятствия, а также разработать технологию намотки и скручивания проволоки для изготовления данного средства физической защиты;
- разработать общую кинематическую схему станка по производству малозаметной проволочной сети и схемы всех основных узлов;
- определить крутящие моменты и частоты вращения на всех валах узлов данного станка;
- провести расчет допускаемых напряжений, а также расчет на прочность и износостойкость необходимых узлов станка;

- рассчитать и спроектировать основные сборки согласно кинематических схем данных узлов и общей кинематической схемы станка;
- проанализировать и сделать выводы по сделанной работе.

Станок по производству малозаметной проволоочной сети разработанный в данной выпускной работе имеет высокую практическую значимость. С помощью данного станка на предприятии ООО «ЦеСИС НИКИРЭТ» изготавливается дешевое и эффективное средство физической защиты.

1. Постановка задач для создания специализированного технологического оборудования

В связи с возросшей опасностью в мире и новыми угрозами обществу всё большее количество различных стратегически важных объектов (предприятий) и частных лиц, не говоря уже о правительствах стран уделяют огромное внимание безопасности. Одна из первых основ безопасности это охрана периметра (здания, предприятия или военной базы).

Система физической защиты должна гарантировать своевременное прибытие сил ответного действия (охраны) для пресечения выполнения нарушителями их противоправных действий. Одним из важных компонентов системы физической защиты являются инженерные средства защиты (ИСЗ) или инженерные заграждения. Их роль состоит в том, чтобы увеличить время «задержки», необходимое нарушителям для преодоления препятствий, создаваемых в различных точках маршрута, и предоставить силам охраны достаточное время для перехвата и последующей нейтрализации угрозы. Некоторые типы инженерных средств защиты (ИСЗ) способны существенно задерживать продвижения нарушителей и даже нейтрализовать их угрозу.

Инженерные заграждения предназначены для:

- задержания продвижения злоумышленника;
- затруднения его маневра;
- нанесения ему потерь в живой силе и технике;
- создания наиболее благоприятных условий силам охраны для задержания или уничтожения нарушителя.

Большинство заграждений, устанавливаемых на промышленных предприятиях, предназначены предотвращать только акты воровства. Ввиду возрастающей активности

террористов, традиционные заграждения уже не могут считаться эффективными средствами задержки. В связи с этим еще раз нужно упомянуть о том, что концепция задержки имеет чрезвычайно большое значение и каждая дополнительная минута, необходимая для преодоления препятствий, дает силам охраны дополнительное время для перехвата. Причем, по мере того, как нарушители сталкиваются с последовательными, все более трудно преодолимыми препятствиями, им становится все труднее добраться до цели акции, транспортируя при этом свое снаряжение. А в случае нарушения территории объекта извне, заграждение придется преодолевать второй раз на обратном пути, осуществляя отход или унося с собой похищенные ценности.

Кроме видимых и широко распространенных заграждений таких как барьеры, ежи, валы и др. ограждения существуют малозаметные, но очень эффективные препятствия. Одним из таких инженерных заграждений является малозаметная проволочная сеть. Данный вид защиты от проникновения имеет ряд преимуществ, которые будут описаны ниже. При применении малозаметной проволочной сети в комбинации со стандартными видами заграждений вероятность нейтрализации нарушителя стремится к 100 %

2 Общие сведения о выпускаемом изделии

МЗП, или малозаметное препятствие, малозаметная проволочная сеть Путанка – объемное проволочное заграждение, обладающее высокими защитными свойствами. Малозаметное препятствие многие годы использовалось военными для создания труднопреодолимых заграждений, которые, к тому же, очень трудно увидеть. Высокая эффективность МЗП подтверждается годами эксплуатации таких заграждений военными для защиты участков государственной границы и периметра стратегически важных военных объектов. В настоящее время малозаметное препятствие используется также и для защиты многих объектов невоенного назначения.

Малозаметное препятствие МЗП представляет собой проволочное заграждение, состоящее из гирлянд колец, соединенных между собой определенным образом. Для изготовления малозаметной проволочной сети МЗП «Путанка» используется тонкая стальная канатная проволока ГОСТ 7372-79 диаметром 0,4-0,9 мм, которая почти не видна на местности, отсюда и название – малозаметное препятствие, или МЗП. Малозаметное препятствие обычно монтируется в виде параллелепипеда определенной высоты, ширины и протяженности. При монтаже малозаметное проволочное препятствие можно слегка вытянуть в направлении длины, тогда высота и ширина заграждения соответственно уменьшатся.

Выбор варианта монтажа малозаметного проволочного препятствия зависит от многих условий:

- типа охраняемого объекта;
- рельефа местности вокруг объекта;
- наличия крупной растительности;

- наличия строений и сооружений в полосе монтажа малозаметного препятствия.

Комплект «Путанки» разворачивается силами 3-х человек менее чем за 30 минут. При его установке на пути потенциального нарушителя образуется объёмная малозаметная сеть шириной 5 метров и высотой 1,4 метра. Каждый комплект защищает не менее 10 метров периметра.

Малозаметное проволочное препятствие «Путанка» изготавливается нескольких типов, отличающихся диаметром проволоки, количеством гирлянд в составе заграждения и размерами в установленном виде. В собранном виде малозаметное препятствие представляет собой компактный пакет.

Изменение размеров малозаметного проволочного препятствия в собранном и развернутом виде от количества гирлянд и диаметра проволоки в гирляндах представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Изменение размеров малозаметного проволочного препятствия в собранном и развернутом виде от количества гирлянд и диаметра проволоки в гирляндах.

Параметр	Значение		
1	2	3	4
Количество гирлянд в МЗП	52	48	100
Диаметр проволоки в гирляндах, мм	0,4-0,9	0,4-0,9	0,4-0,9
Размеры МЗП в собранном виде, м	1,2x0,6x0,06	1,2x0,6x0,08	1,2x0,6x0,12
Размеры МЗП в развернутом виде, м	10x5x1	10x5x1,4	10x10x1,4

2.1. Назначение выпускаемого изделия и варианты применения

«Матрас» из стальной проволоки (рис.1) не позволяет потенциальному нарушителю мгновенно преодолеть препятствие,

для этого требуется значительное время. Нарушитель, перемещающийся ползком, будет вынужден подняться. «Путанка» цепляется за одежду и обувь, и нарушитель застревает в заграждении. Он буквально попадает в стальные сети и без посторонней помощи освободиться не сможет.

Основные достоинства малозаметного проволочного препятствия:

- Малозаметна на местности.
- Возможно несколько вариантов установки: на поверхности земли, на заграждении, на стене и крыше здания.
- Является труднопреодолимым препятствием на пути движения человека, колесной и гусеничной техники.
- Обеспечивает оперативное развертывание на рубеже охраны.
- Небольшая стоимость.

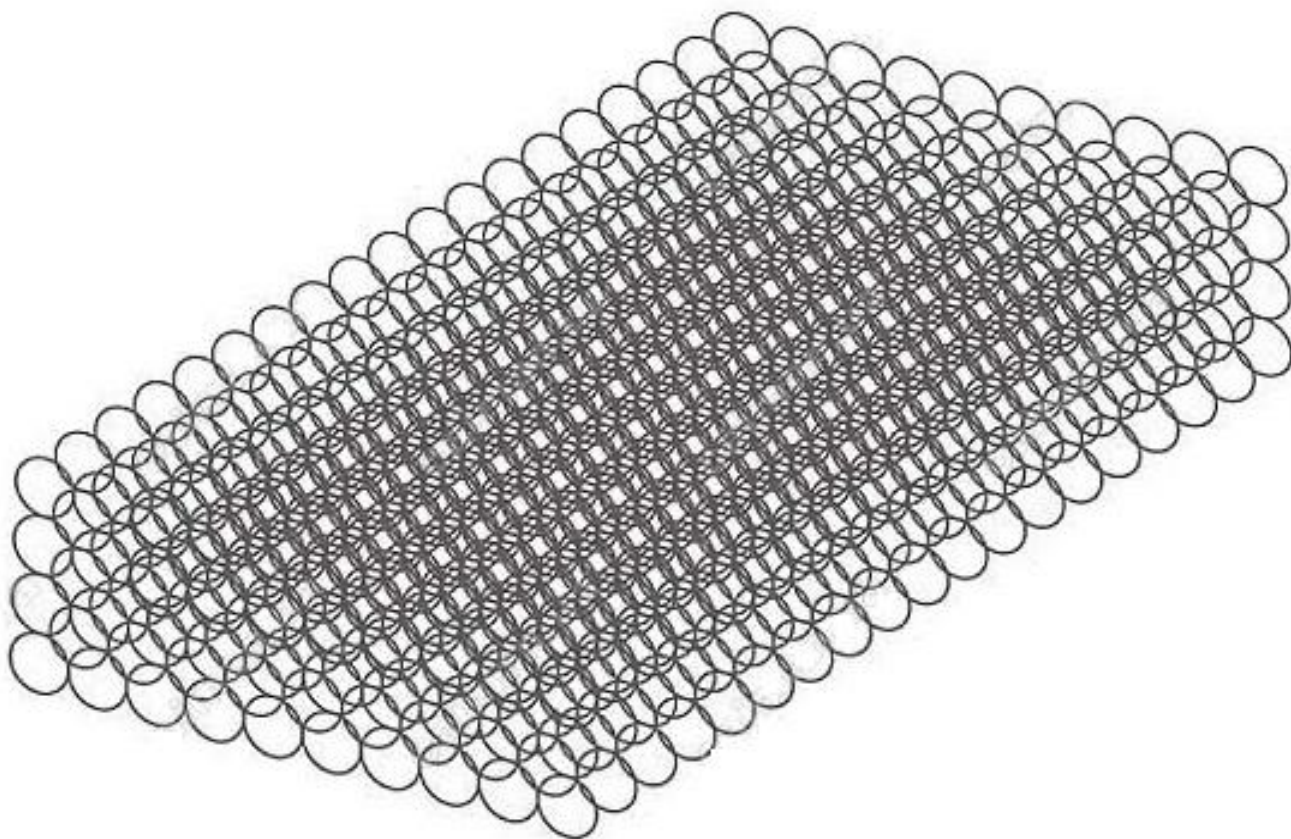


Рисунок 1 – Малозаметная проволочная сеть «Путанка»

Применение противопехотных не взрывных заграждений довольно широко распространено в вооруженных силах. «Путанку» разворачивают на дорогах, в траншеях, для закрытия проходов и повреждений в заграждениях, а также на болотистой местности.

Малозаметное препятствие позволяет усилить заградительные свойства основного ограждения периметра (рисунок 2)

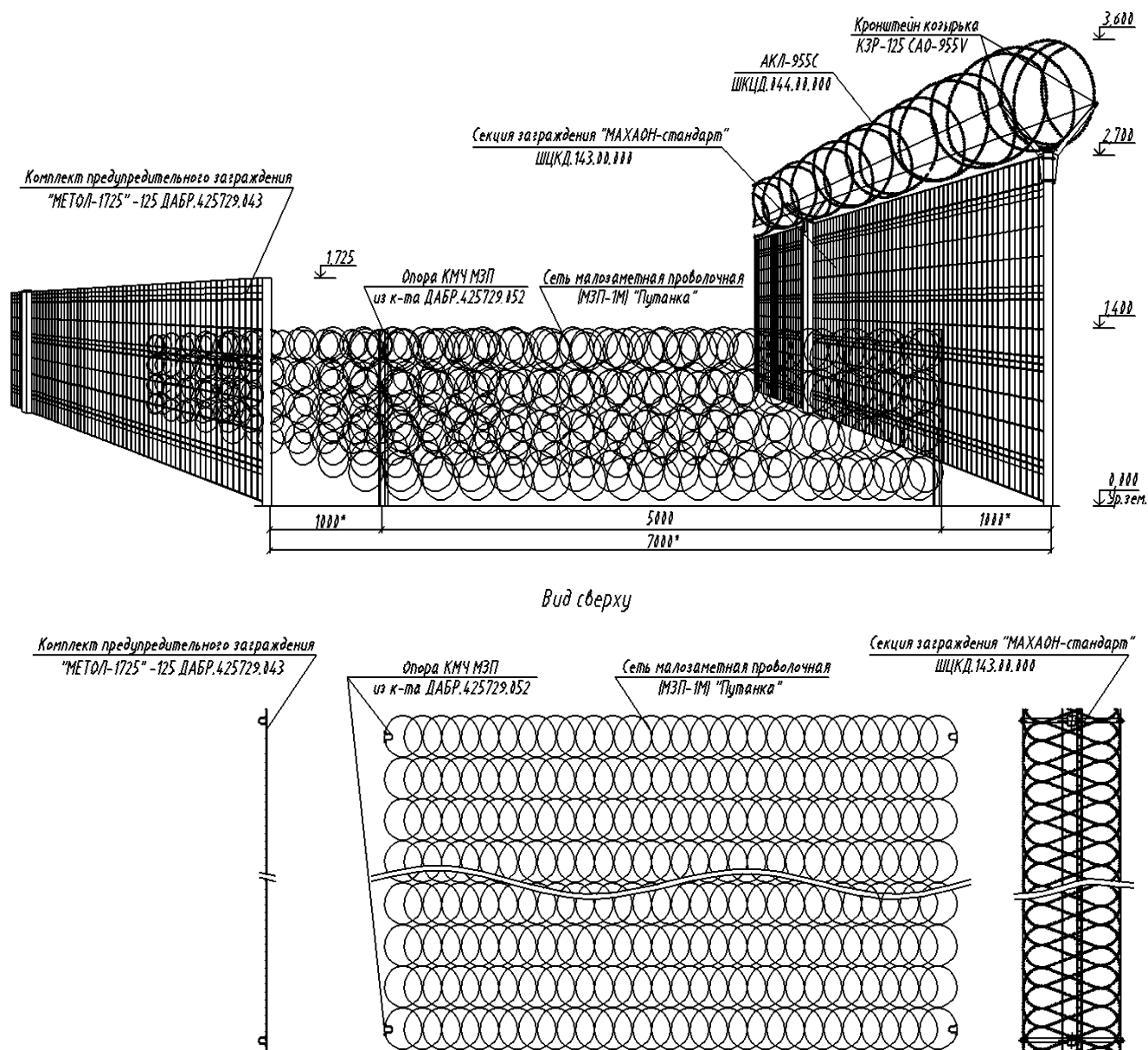


Рисунок 2 - Вариант применения МЗП «Путанка» с другими видами заграждений

При применении «Путанки» вооруженными силами в полевых условиях неоднократно встречались случаи наезда автомобильного

и гусеничного транспорта на препятствия. В результате проволока наматывалась на ось, и дальнейшая эксплуатация транспорта становилась невозможной (рис. 3 и 4). При использовании малозаметного проволочного препятствия «Путанка» по периметру объекта возможно размещение конструкции с креплением одного края препятствия к металлическому, бетонному или любому другому заграждению. При таком размещении высота препятствия увеличивается, затрудняется подход к основному заграждению.



Рисунок 3 - Применение МЗП «Путанка» для остановки колесного транспорта

Изделие используется не только на линии периметра. При помощи специально разработанных кронштейнов оно может размещаться на крышах зданий и отвесных стенах объектов транспортной инфраструктуры и гидротехнических сооружений (рис.5)



Рисунок 4 - Применение МЗП «Путанка» для остановки колесного транспорта

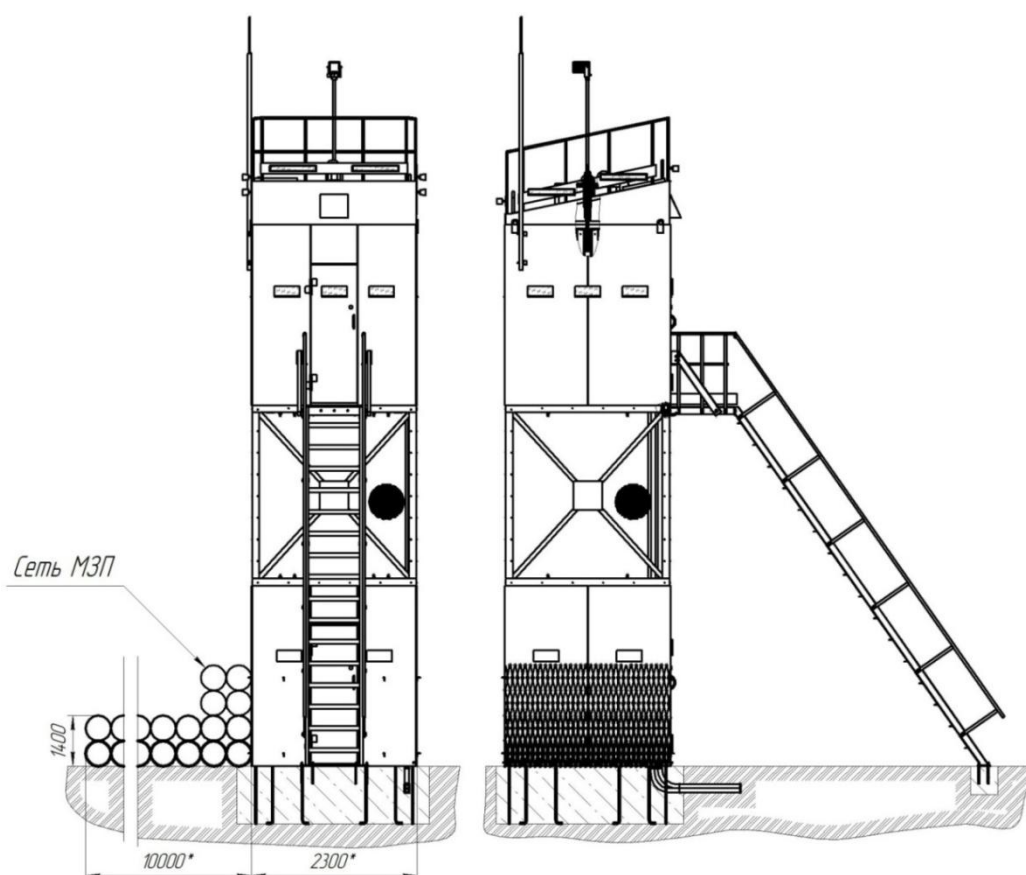


Рисунок 5 - Крепление МЗП к стене вышки наблюдательной

2.2. Технология намотки и скручивания проволоки для изготовления малозаметного проволочного препятствия.

Как описывалось ранее, малозаметное проволочное препятствие представляет собой проволочное заграждение, состоящее из гирлянд колец. Гирлянды колец проволоки смотаны определённым диаметром и скручены между собой с определённым шагом. Гирлянда колец и скрутка проволоки представлены на рис. 6, 7.

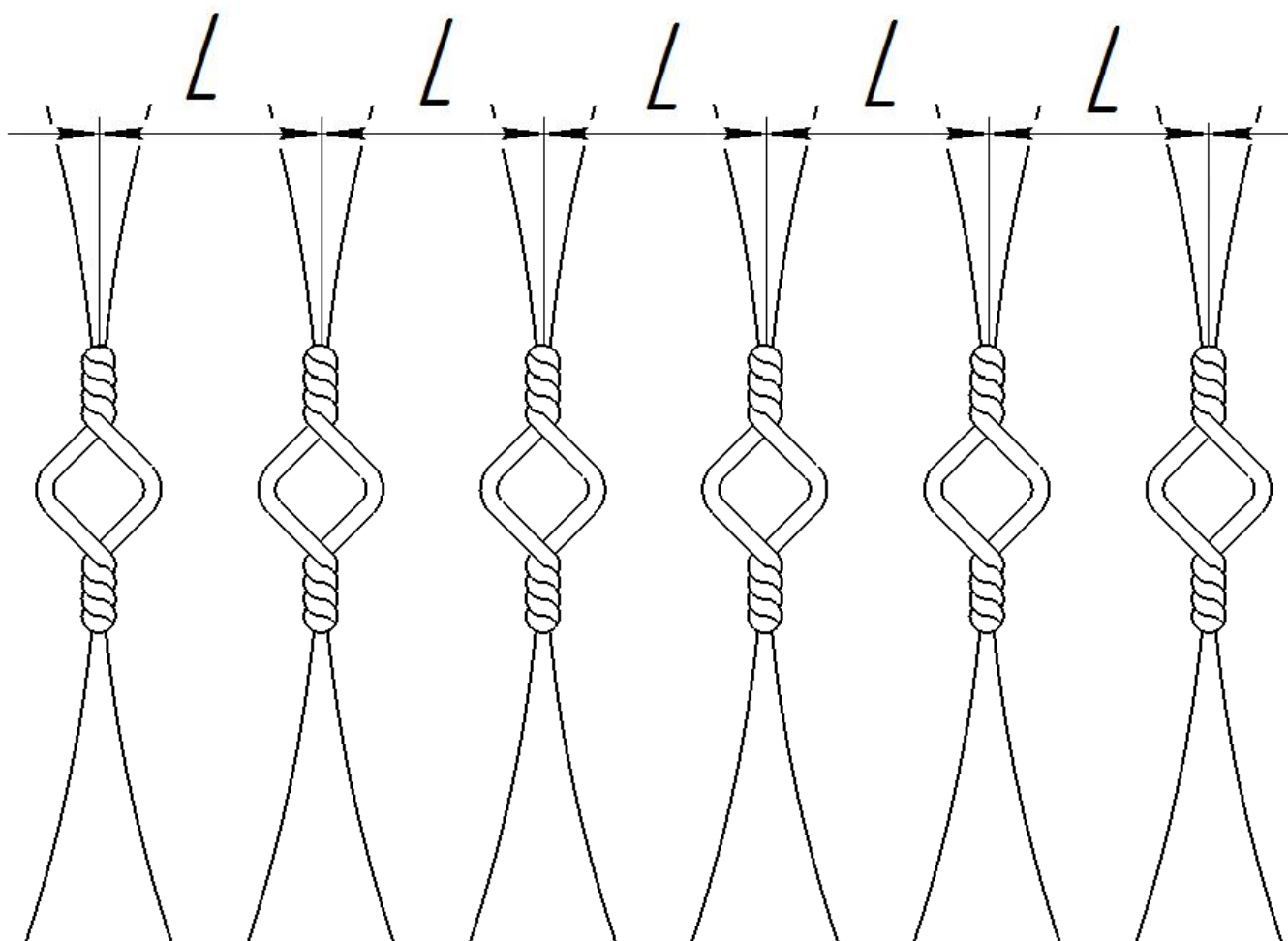


Рисунок 6 - Скрученная проволока

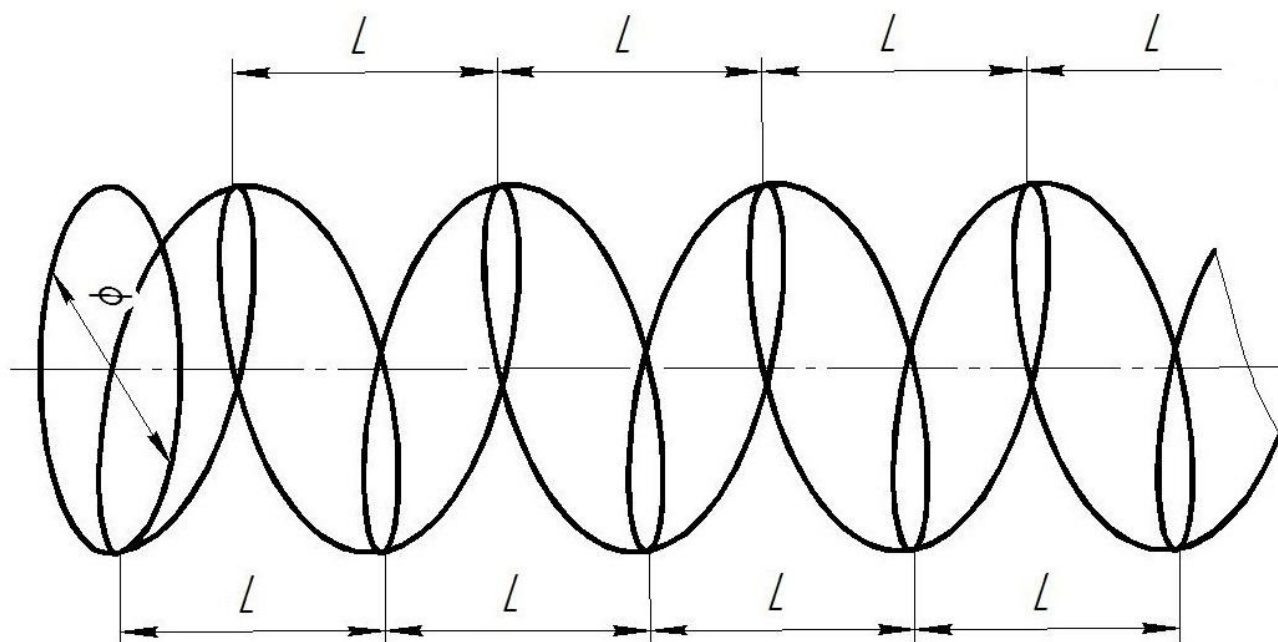


Рисунок 7 - Гирлянда колец

Для создания данных гирлянд колец проектируется специальный станок. Гирлянды колец создают посредством намотки проволоки на барабан заданного диаметра. Укладка проволоки с определённым шагом осуществляется укладчиком. Скрутка проволоки между собой (создание скруток) происходит с помощью скручивающего устройства.

Изготовление малозаметного проволочного препятствия, является пластическая деформация проволоки, что влечет за собой появление в металле деформаций. Известно, что под действием внешних сил все тела изменяют свои размеры и первоначальную форму или по-другому, деформируются. Деформация бывает двух видов: упругой и остаточной.

Пластичность – это способность металлического тела под влиянием внешних усилий остаточно изменять свою форму (при неизменном объеме) без разрушения.

Разрушение – отрыв (разрыв) тела в результате достижения критического значения нормального напряжения; оно может происходить без предшествующей пластической деформации, если сопро-

тивление отрыву меньше сопротивления сдвигу (хрупкие металлы) или после значительной деформации.

Скручивание проволоки (создание скрутки) между собой происходит с помощью одного вращающегося штыря (пальца) расположенного между двумя стационарно закреплёнными штырями (пальцами). Для начала проектирования станка необходимо рассчитать крутящий момент (см. рисунок 8), который нужно приложить для скручивания проволок между собой.

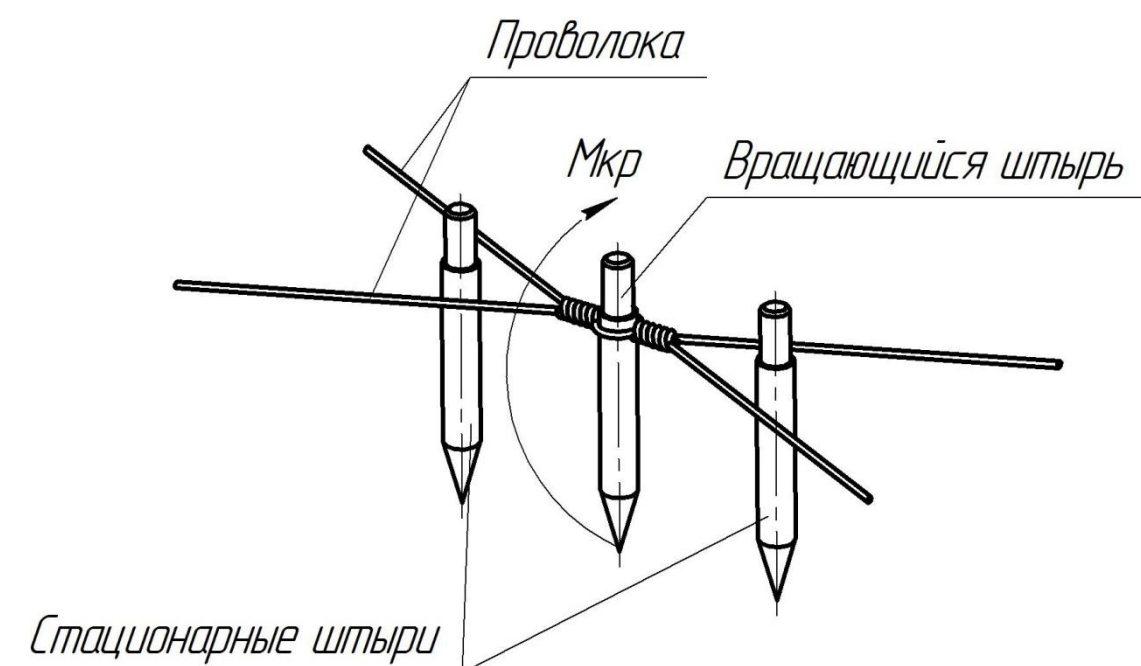


Рисунок 8 - Создание скруток проволоки

Скручивание проволок происходит подобно скручиванию пружин. Поэтому крутящий момент необходимый для создания одной скрутки можно найти по формуле условие прочности при скручивании:

$$\sigma = \frac{K \cdot M_{кр}}{W},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент; W — момент сопротивления изгибу; K - коэффициент формы сечения и кривизны витка; σ - допускаемое напряжение.

Определим необходимый момент для скручивания одной проволоки.

Скручиваемая проволока диаметром 0,4–0,9 мм по ГОСТ 7372-79. В данном ГОСТ указано максимальное σ временное сопротивление разрыву равное 1960 МПа или 19600 кгс/см², примем его за допускаемое напряжение при расчёте так как скручивании проволоки происходит и её растяжение.

Найдём максимальный и минимальный момент кручения для проволоки минимального и максимального диаметра.

Момент сопротивления W для проволоки 0,4 мм находим по формуле:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1 \cdot 0,04^3 = 0,0000064 \text{ см}^3;$$

Момент сопротивления W для проволоки 0,9 мм находим по формуле:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1 \cdot 0,09^3 = 0,0000729 \text{ см}^3.$$

Коэффициент формы сечения и кривизны витка:

$$K = \frac{4c-1}{4c-4}$$

Значение индекса пружины c можно принимать в зависимости от диаметра проволоки. При диаметре проволоки 0,4...0,9 значение индекса пружины $c=12$,

отсюда $K = \frac{4 \cdot 12 - 1}{4 \cdot 12 - 4} = 1,06$

Таким образом максимальный необходимый момент для скручивания 1 проволоки диаметром 0,04 см равен:

$$M_{\text{кр. 1 пр. 0,4}} = \frac{19600 \cdot 0,0000064}{1,06} = 0,12 = 0,012 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Максимальный необходимый момент для скручивания 1 проволоки диаметром 0,09 см равен:

$$M_{\text{кр. 1 пр. 0,9}} = \frac{19600 \cdot 0,0000729}{1,06} = 1,35 = 0,135 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Исходя из того что максимальное количество проволок в одной скрутке может достигать $t=4$ шт. Максимальный крутящий момент необходимый для осуществления данной операции для проволоки диаметром 0,4 мм равен:

$$M_{\text{кр. 1 скр. 0,4}} = M_3 = M_{\text{кр. 1 пр. 0,4}} \cdot t = 0,13 \cdot 4 = 0,48 = 0,048 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный крутящий момент необходимый для осуществления данной операции для проволоки диаметром 0,9 мм равен:

$$M_{\text{кр. 1 скр. 0,9}} = M_3 = M_{\text{кр. 1 пр. 0,9}} \cdot t = 1,43 \cdot 4 = 5,4 = 0,54 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Разрабатываемый станок должен обеспечивать высокую производительность.

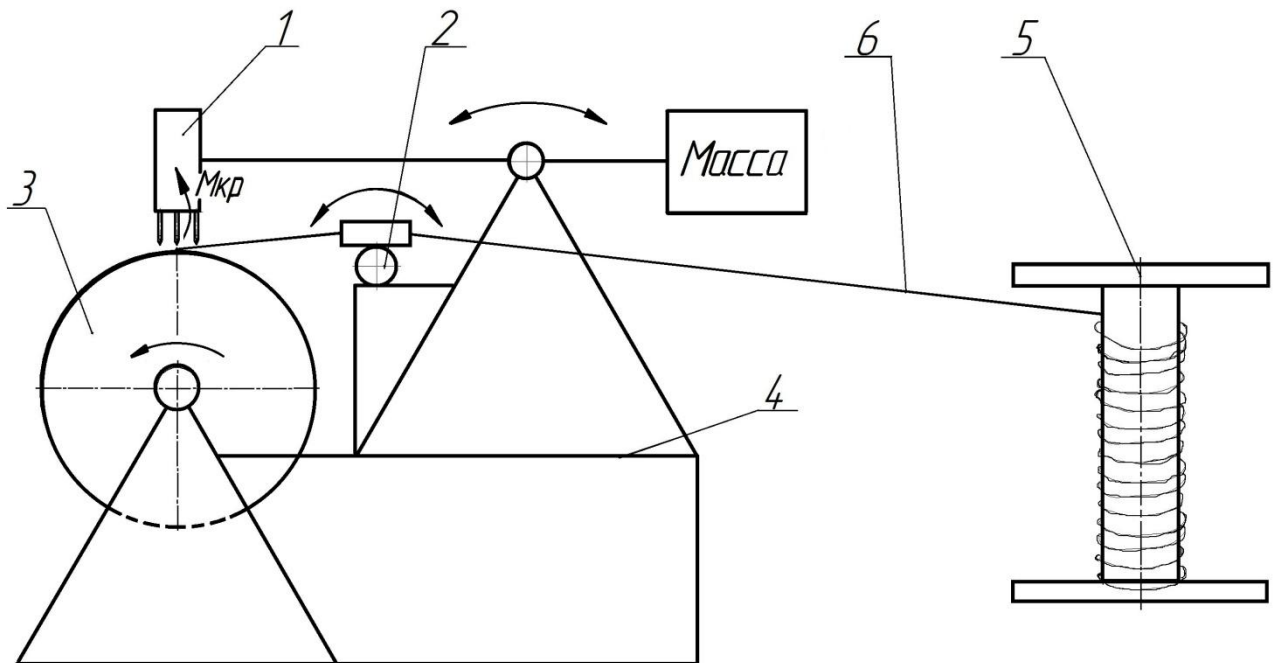


Рисунок 9 - Схема станка

Схематично станок представлен на рисунке 9, где скручивающее устройство 1, укладчик проволоки 2, барабан 3, каркас 4, бобина (бухта с проволокой) 5 и наматываемая проволока 6.

Чтобы обеспечить высокую производительность необходима высокая скорость намотки проволоки на барабан и соответственно высокая скорость движения укладчика проволоки на барабан.

Изобразим общую кинематическую схему станка включающую в себя все основные узлы см. рисунок 10:

- скручивающее устройство;
- укладчик;
- барабан;
- привод барабана.

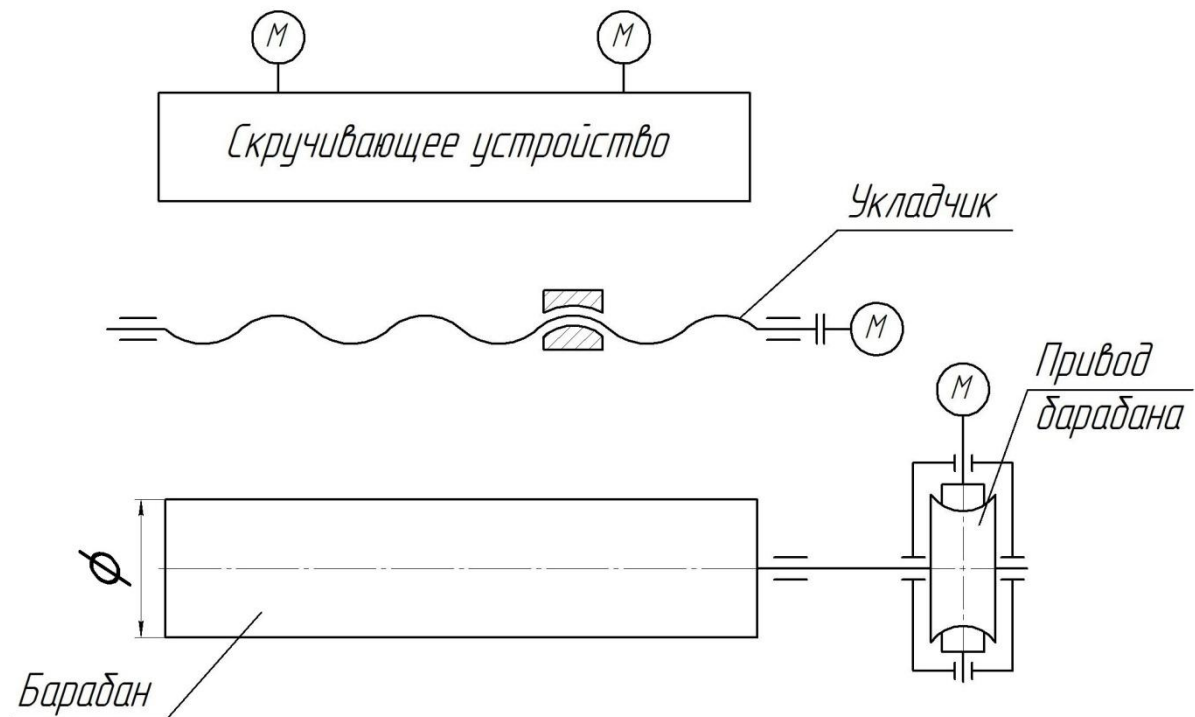


Рисунок 10 -Общая кинематическая схема станка

Принимаем диаметр барабана равным 500 мм. Скорость вращения барабана должна быть около 1 оборота в секунду. Скорость вращения двигателя привода барабана $n_{эд}=1500$ об/мин. Усилие F необходимое для наматывания проволоки на барабан равно 160 Н.

Зная необходимое усилие наматывания и диаметр барабана найдём необходимый крутящий момент на валу барабана:

$$M_{\text{кр. б}} = F \cdot \frac{d}{2} = 16 \cdot 0,25 = 4 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Выводы.

Описана технология намотки проволоки для изготовления малозаметного проволочного препятствия. Определена общая схема станка для намотки и скручивания проволоки. Разработана общая кинематическая схема станка. Рассчитан максимальный необходимый крутящий момент для скручивания одной проволоки диаметром 0,9 мм, а также рассчитан крутящий момент на валу барабана.

2.3. Назначение и принцип работы станка

Станок предназначен для скручивания проволоки различного диаметра для изготовления гирлянд сети малозаметного препятствия. В качестве заготовки к станку подходит проволока в бухтах, диаметра из диапазона в таблице 1.

Как описывалось ранее функционально станок можно разделить на несколько частей (рисунок 11):

- Рама (каркас);
- барабан и привод барабана;
- укладчик с направляющей;
- устройство скручивающее;
- пульт и шкаф управления.

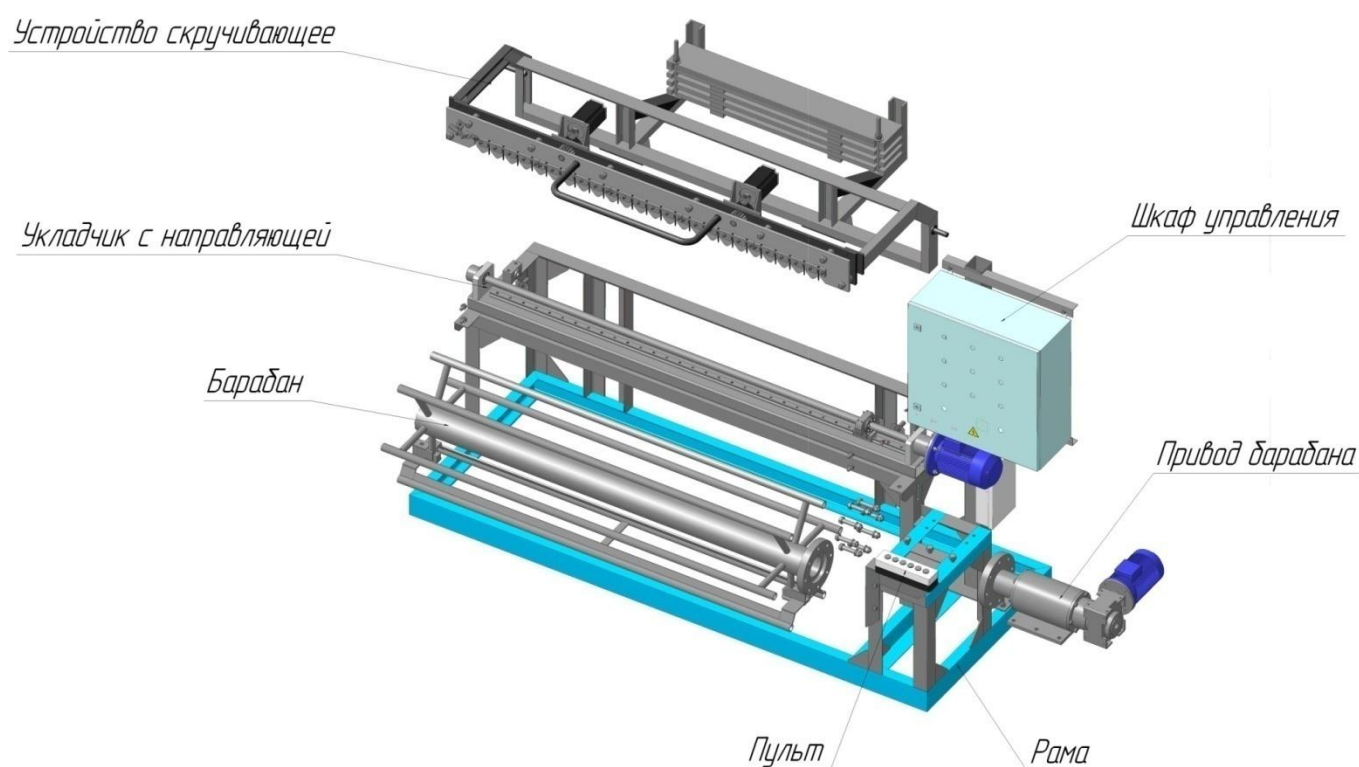


Рисунок 11 - Станок для изготовления гирлянд сети малозаметного препятствия.

Рама станка обладает достаточной прочностью и жесткостью, а также объединяет все части станка в единое целое. Каркас представляет собой сварную металлическую конструкцию. На каркасе располагаются подшипниковые опоры и датчики положения.

Барабан представляет собой сварную металлическую конструкцию, имеет консольное крепление посредством фланцев на приводе барабана и необходим для наматывания проволоки с катушки (условно не показана).

Привод барабана приводит в движение барабан посредством асинхронного двигателя и червячного редуктора, также на оси движения барабана установлен энкодер для синхронизации с двигателем укладчика (рисунок 12).

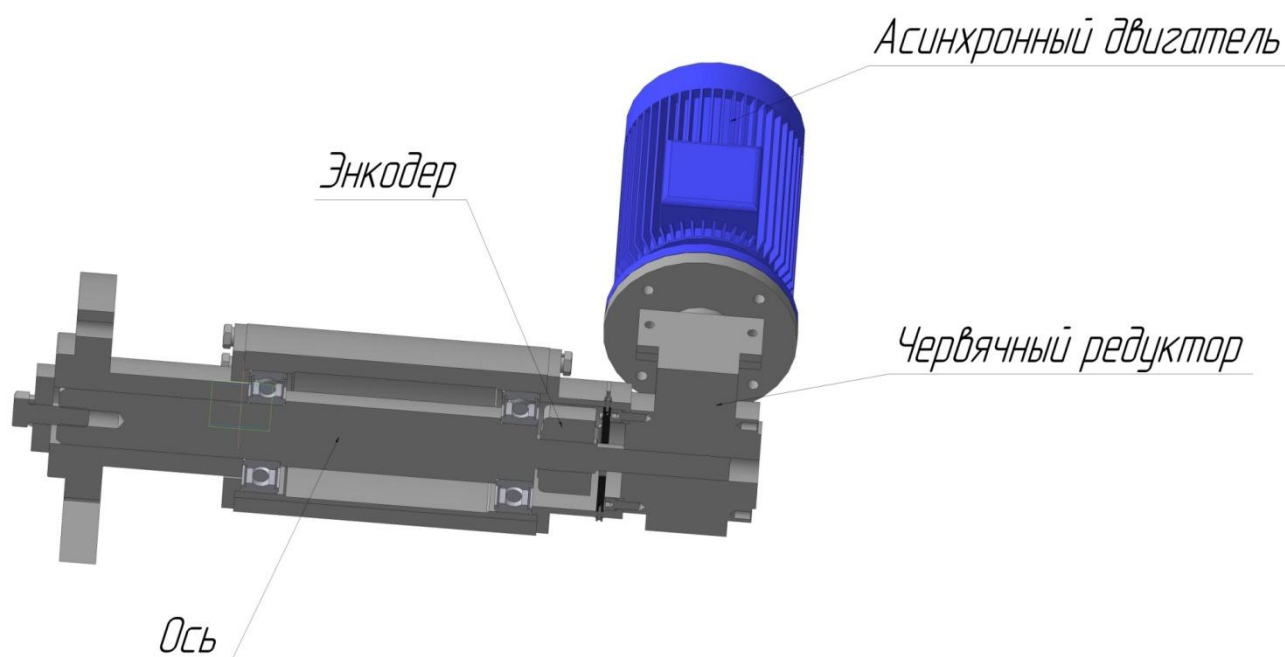


Рисунок 12 - Привод барабана.

Укладчик предназначен для выравнивания проволоки и равномерной ее укладки по всей длине барабана. Представляет собой механическую конструкцию с выравнивающими роликами, которая перемещается по направляющей. Приводится в движение асинхронным двигателем, через направляющий вал.

Устройство скручивающее предназначено для скручивания витков проволоки намотанной на барабан. Представляет собой конструкцию с механически связанными шестеренками. Приводится в движение двумя шаговыми двигателями механически связанными через шестеренки. Устройство скручивающее закреплено на коромысле (кронштейне). Коромысло на осях закреплено к раме и имеет возможность перемещения. Для перемещения коромысла с меньшим усилием, устройство скручивающее сбалансировано грузом (рисунок 13).

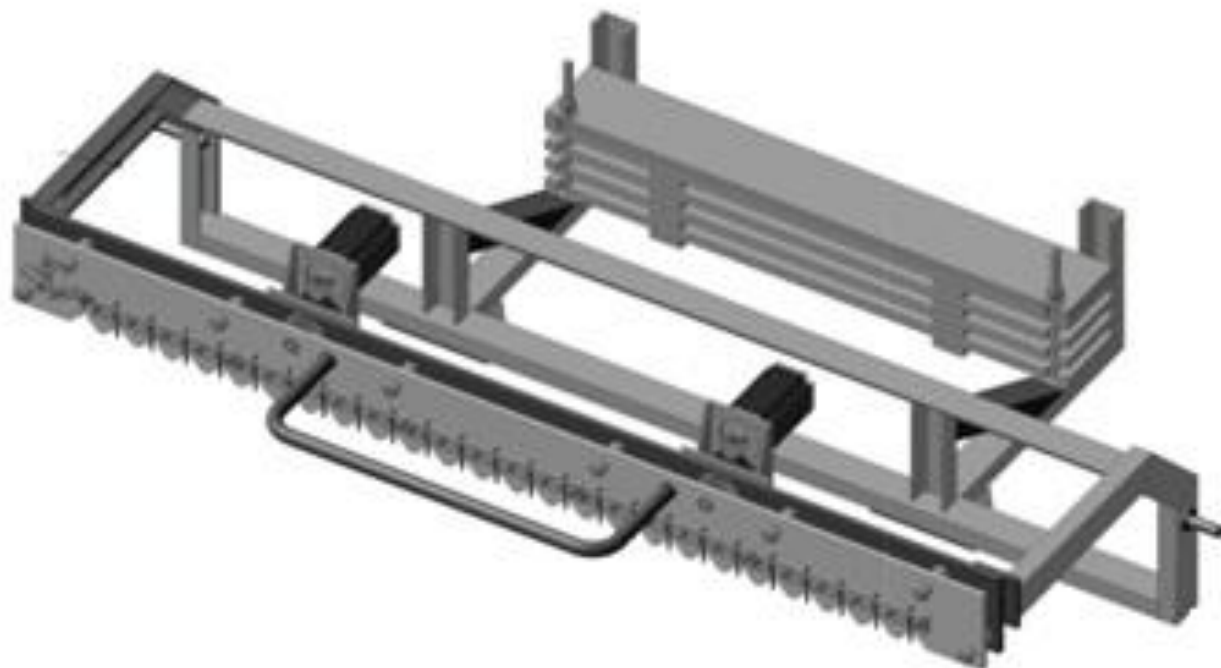


Рисунок 13 - Устройство скручивающее

Пульт управления выполнен в виде выносного поста, имеет в своем составе органы управления и индикации и предназначен для эргономичного управления устройством.

Шкаф управления предназначен для управления работой изделия в полуавтоматическом режиме. Обеспечивает управление в соответствии с алгоритмом программируемого логического контроллера в зависимости от сигналов с ПУ.

Конструктивно ШУ представляет собой металлический шкаф с дверцей, на которой размещены органы управления и индикации. Внутри ШУ расположена панель для крепления элементов и клемма для провода защитного заземления. В нижней части находятся гермовводы для подключения силовых и сигнальных кабелей от всех внешних устройств. Внешний вид ШУ приведен на рисунках 11, 14.

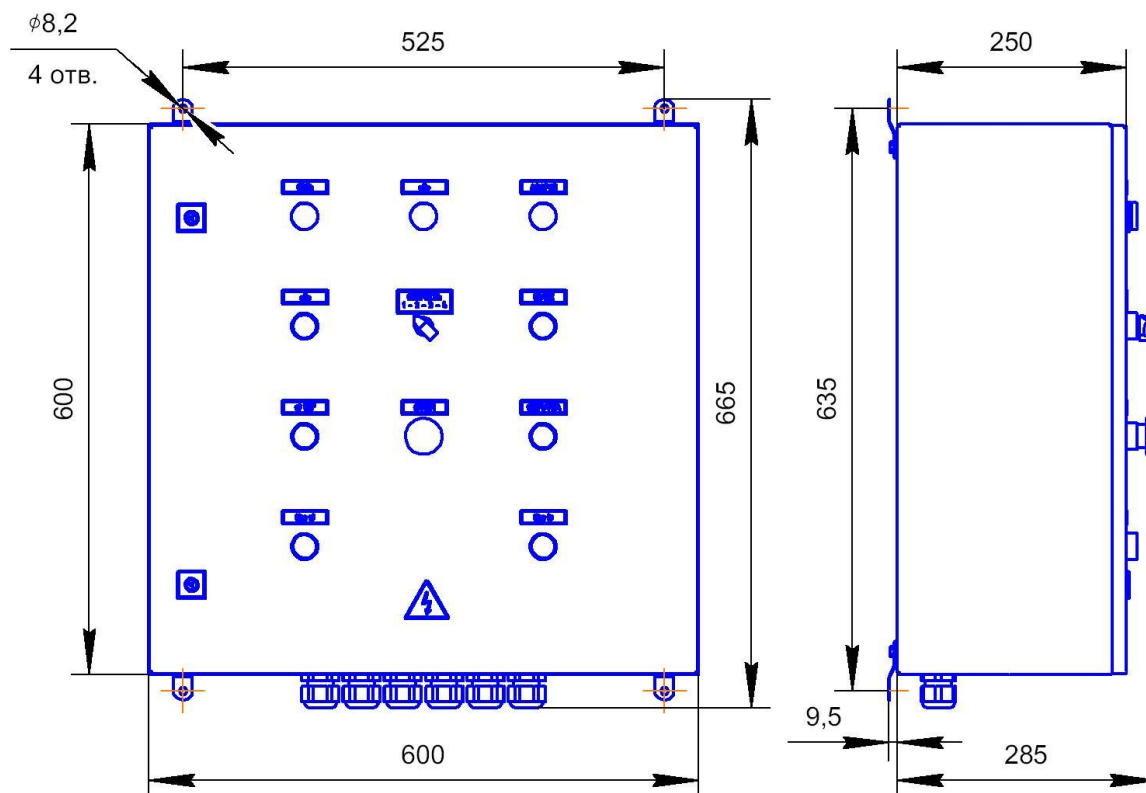


Рисунок 14 - Внешний вид шкафа управления.

Технические характеристики ШУ:

- Габаритные размеры ШУ - 665x600x285 мм;
- Масса ШУ - не более 30 кг;
- Напряжение питания ШУ - 220В;
- Потребляемая мощность ШУ – не более 1кВт.

Внутри ШУ расположена съемная монтажная панель, на которой закреплены:

- DIN-рейка, на которую установлены программируемый логический контроллер; четыре резистора и два блока питания (48 В); два преобразователя частоты;

- два блока управления шаговыми двигателями, закреплённые на внешнем алюминиевом радиаторе и DIN-рейка, на которую установлены автоматический выключатель и блок питания (24 В);

- DIN-рейка на которую установлены клеммы для подсоединения проводов сечением от 0,5 до 4,0 мм².

На дверце ШУ расположены:

- кнопки управления: «ПУСК», «СКРУТКА», «СТОП», «0», «Шаг 0» и «Шаг 1»;
- световые индикаторы «СЕТЬ», «0» и «АВАРИЯ»;
- переключатель режимов работы «Барaban», «Скрутка», «Укладчик», «Работа».

2.4. Технические характеристики станка

Параметры и характеристики изделия приведены в таблице 2.

Таблица 2 –Параметры и характеристики изделия

Параметры	Значения
Принцип действия	полуавтоматический
Применяемая проволока (ГОСТ7372-79)	От 0,4 до 0,9 мм
Диаметр намотки барабана	500±10 мм
Количество петель намотки	25 шт.
Количество витков одной скрутки	По 3 шт. встречно
Количество подающих катушек	1
Максимальная масса устройства	650 ±10 кг
Рабочее напряжение	220 В
Максимальная потребляемая мощность	не более 3 кВт

Габаритные размеры изделия 2557х1543х1620 мм (длина/ширина/высота).

Электропитание изделия осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В (+ 10 %; - 15%) частотой (50±1) Гц.

Изделие сохраняет работоспособность в непрерывном круглосуточном режиме в условиях – УХЛ4 по ГОСТ 15150–69 (помещение, предохраняющее от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков) с диапазоном рабочих температур плюс 15 до плюс 35°С.

2.5. Принцип работы станка

Включение ШУ производится автоматическим выключателем, при этом должен загореться индикатор «Сеть».

Раздельное управление механизмом барабана (переключатель режимов работы в положении «Барабан»):

- индикатор ПКВ «Работа» мигает с определенной частотой, Гц;
- при нажатии и удержании кнопки «Шаг 5» барабан вращается со скоростью 11 об/мин., направление вращения к оператору;
- при отпускании кнопки «Шаг 5» барабан останавливается;
- при кратковременном нажатии кнопки «0» барабан вращается со скоростью 11 об/мин., направление вращения к оператору, индикатор «0» мигает, при достижении начальной нулевой точки (определяется энкодером барабана) барабан останавливается, индикатор «0» горит.

Раздельное управление механизмом скрутки (переключатель режимов работы в положении «Скрутка»):

- индикатор ПКВ «Работа» мигает;
- при нажатии и удержании кнопки «Шаг 5» двигатели механизма скрутки включаются, скорость вращения 30 об/мин., направление вращения, против часовой стрелки;
- при отпускании кнопки «Шаг 5» двигатели механизма скрутки выключаются;

- при нажатии и удержании кнопки «Шаг 0» двигатели механизма скрутки включаются, скорость вращения 30 об/мин., направление вращения по часовой стрелки;
- при отпускании кнопки «Шаг 0» двигатели механизма скрутки останавливаются;
- при кратковременном нажатии кнопки «0» двигатели механизма скрутки вращаются со скоростью 30 об/мин., направление вращения по часовой стрелке, индикатор «0» мигает с некоторой частотой, при достижении начальной нулевой точки (определяется датчиком скрутки) двигатели механизма скрутки останавливаются индикатор «0» горит.

Раздельное управление механизмом укладчика (переключатель режимов работы в положении «Укладчик»):

- индикатор ПКВ «Работа» мигает;
- при нажатии и удержании кнопки «Шаг 0» укладчик перемещается влево, со скоростью 14 мм/сек.
- при отпускании кнопки «Шаг 0» укладчик останавливается;
- при нажатии и удержании кнопки «Шаг 0» укладчик перемещается вправо, со скоростью 14 мм/сек.
- при отпускании кнопки «Шаг 0» укладчик останавливается;
- при кратковременном нажатии кнопки «0» укладчик перемещается, со скоростью 14 мм/сек, индикатор «0» мигает, при достижении начальной нулевой точки (определяется энкодером укладчика) укладчик останавливается индикатор «0» горит. Направление перемещения автоматически определяется положением укладчика относительно начальной нулевой точки.

Совместная работа механизмов в полуавтоматическом режиме (переключатель режимов работы в положении «Работа»):

- индикатор ПКВ «Работа» горит;

- в этом режиме индикатор «0» отображает состояние всех механизмов. Если хотя бы один из механизмов не находится в начальной нулевой точке, индикатор «0» не горит;
- при кратковременном нажатии кнопки «0» все механизмы перемещаются в начальные нулевые точки, индикатор «0» мигает с некоторой частотой. По достижению всеми механизмами начальных нулевых точек, индикатор «0» горит. Внимание: Начать работу в полуавтоматическом режиме можно, только если индикаторы «0» и «Работа» горят;
- Закрепив проволоку на барабане кратковременно нажать кнопку «Пуск»;
- барабан начинает вращаться, наматывая на себя проволоку, укладчик перемещается, обеспечивая установленный шаг намотки. При этом барабан делает 48 оборотов, а укладчик перемещается 2 раза из крайнего правого положения в крайнее левое положение и обратно. В крайних положениях скорость барабана и укладчика уменьшается. Скорость вращения барабана и перемещение механизма скрутки пропорциональна и синхронизирована при помощи энкодеров. Скорость вращения барабана и перемещения укладчика можно изменять при помощи переменного резистора на панели преобразователя частоты UZ1 в ШУ;
- после остановки барабана и укладчика обрезать и закрепить проволоку. Кратковременно нажать кнопку «Скрутка». Барабан повернется для первой скрутки;
- опустить механизм скрутки и кратковременно нажать кнопку «Скрутка». Произойдет первое скручивание проволоки;
- поднять механизм скрутки, при этом барабан и механизм скрутки повернутся для второй скрутки;
- опустить механизм скрутки и кратковременно нажать кнопку «Скрутка». Произойдет второе скручивание проволоки;

- поднять механизм скрутки, при этом все механизмы переместятся в начальные нулевые точки, индикатор «0» горит;
- намотанная и скрученная проволока снимается с барабана.

Аварийные режимы и блокировки:

- начать работу в полуавтоматическом режиме можно при нахождении всех механизмов в начальных нулевых точках (индикатор «0» горит), механизм скрутки поднять;
- опускание механизма скрутки приводит к выключению и блокировке двигателей барабана и укладчика;
- выход укладчика при перемещении, за установленные габариты (определяется энкодером укладчика) приводит к выключению двигателя укладчика. При превышении правого габарита индикатор «Авария» мигает, при превышении левого габарита индикатор «Авария» мигает;
- с превышением номинального момента вращения любого двигателя, происходит выключение всех двигателей, индикатор «Авария» горит;
- при аварийных ситуациях предусмотрена остановка всех двигателей, нажатием кнопки «Стоп» на ШУ либо на ПКВ. Внимание в полуавтоматическом режиме с нажатием кнопки «Стоп» на ШУ либо на ПКВ происходит сброс алгоритма и работу следует начать с начала полуавтоматического режима.

Результатом работы на станке, будет гирлянда скрученной проволоки представленная на рисунке 7.

3 Кинематический расчёт. Выбор чисел зубьев по передаточным отношениям

Для начала необходимо спроектировать самый сложный узел станка - скручивающее устройство. Количество скруток в гирлянде равно 25 штук. Каждый вращающийся палец должен двигаться синхронно с другими 25 пальцами. Решением данной задачи является встраивание каждого из вращающихся пальцев в зубчатое колесо и связать все зубчатые колёса в зубчатую передачу (см. рисунок 15). Количество зубьев на зубчатых колёсах Z_2 равно количеству зубьев Z_3 . Применение двух двигателей сводит возможность заедания зубчатых колёс к минимуму.

3.1 Определение передаточных чисел всех передач привода узла скручивания

Принимаем передаточное отношение $Z_1/Z_{дв}=2,5$; $Z_2/Z_{1м}=1$; $Z_3/Z_2=1$.

Для выбора двигателя и создания кинематической схемы нужно знать необходимые усилия скручивания проволоки. Так как необходимо точное позиционирование каждого пальца (см. рисунок 16) необходим электродвигатель с минимальным инерционным эффектом (проскальзывание). Обычные асинхронные двигатели не могут обеспечить данного условия. Поэтому подбор двигателя будем осуществлять из шаговых двигателей.

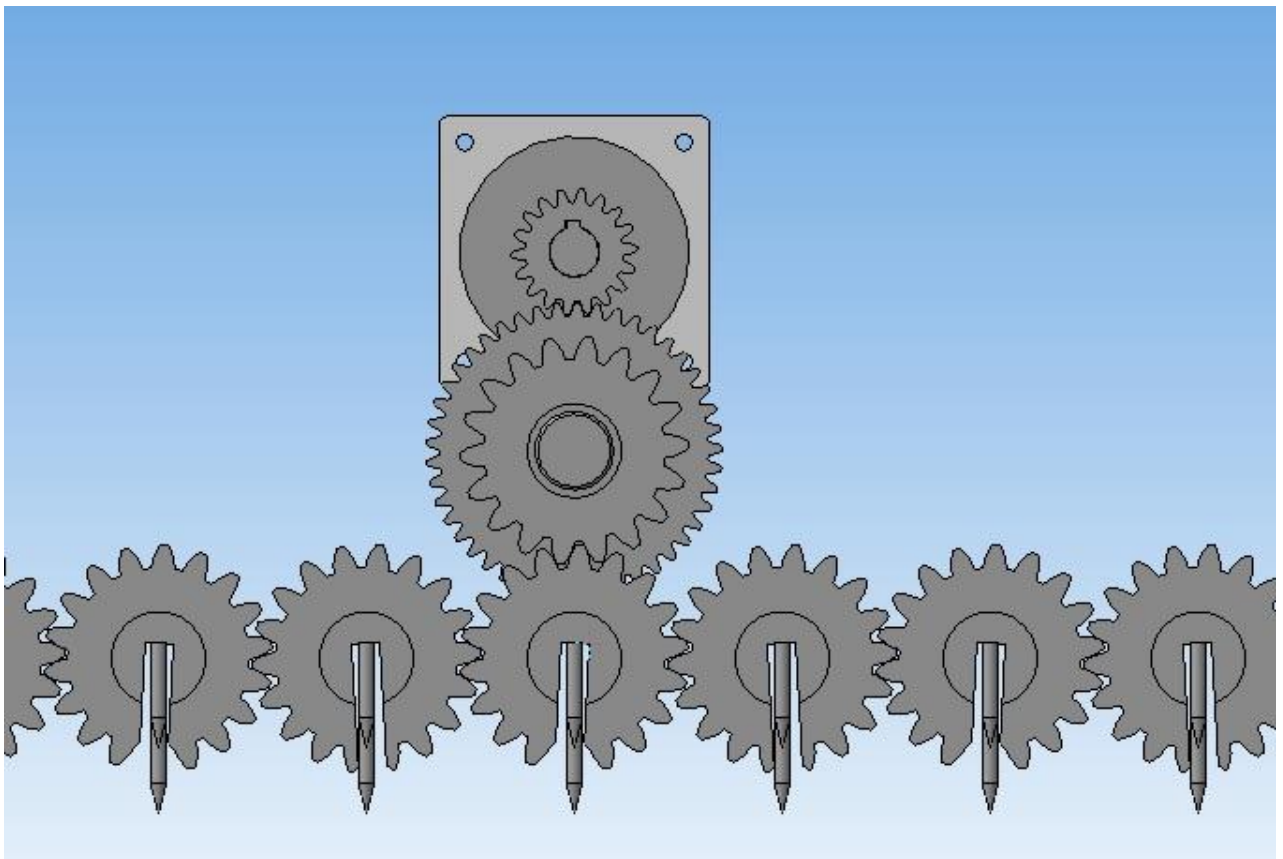


Рисунок 16 - Зубчатые колёса с пальцами

3.2. Характеристики шаговых двигателей

Так как шаговый двигатель не предназначен для непрерывного вращения в его параметрах не указывают мощность. Шаговый дви-

гатель - маломощный двигатель по сравнению с другими электродвигателями.

Одним из определяющих параметров шагового двигателя является шаг ротора, то есть угол поворота ротора, соответствующий одному импульсу. Шаговый двигатель делает один шаг в единицу времени в момент изменения импульсов управления. Величина шага зависит от конструкции двигателя: количества обмоток, полюсов и зубьев. В зависимости от конструкции двигателя величина шага может меняться в диапазоне от 90 до 0,75 градусов. С помощью системы управления можно еще добиться уменьшения шага пополам используя соответствующий метод управления.

Шаговые электродвигатели – это двигатели постоянного тока, которые перемещаются дискретно (прерывисто). Они имеют несколько катушек, которые организованы в группы, называемые "фазы". При активации каждого этапа в последовательности, мотор вращает, один шаг за один раз.

С помощью компьютерного контроля можно добиться очень точного позиционирования и контроля скорости. Именно поэтому шаговые двигатели – незаменимы в тех областях, где требуется очень точное управление движением.

Шаговые двигатели различаются размерами и техническими характеристиками.

Преимущества:

Шаговые двигатели имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами двигателей. Одним из самых впечатляющих является их способность к точности. Стандартный шаговый двигатель имеет точность угла $\pm 5\%$. Эта ошибка не накапливается от шага к шагу. Это значит, что обычный шаговый двигатель может сделать один единственный шаг и путь $1.8^\circ \pm 0.09^\circ$. Тогда он может сделать один миллион шагов и при этом путь $1,800,000^\circ \pm 0.09^\circ$. Эта

характеристика дает шаговому двигателю практически идеальную повторяемость.

Особенности шаговых двигателей:

Точность и воспроизводимость – возможность точного позиционирования.

Высокая чувствительность и быстрый разгон – шаговые двигатели имеют низкую инерция ротора, позволяющую им быстро разогнаться. Это делает шаговые двигатели отличным выбором для коротких, быстрых движений.

Отличный крутящий момент для своих размеров.

Позиционирование и стабильность – в отличие от других типов двигателей, шаговые двигатели могут быть полностью приведены в неподвижное состояние.

У большинства шаговых двигателей крутящий момент указан в кг·см, Для удобства расчет будет в тех же единицах измерения.

3.3. Определение крутящих моментов и частот вращения на всех валах узла скручивания

Так как скруток в гирлянде $n=25$ штук. Рассчитаем момент кручения необходимый для всех скруток.

$$M_{\text{кр. об } 0,4} = M_{\text{кр. 1 скр } 0,4} \cdot n = 0,48 \cdot 25 = 12 = 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{кр. об. } 0,9} = M_{\text{кр. 1 скр } 0,9} \cdot n = 5,4 \cdot 25 = 135 = 13,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Разброс значений крутящего момента для диаметров проволоки от наименьшего до максимального равен 12...135 кг·см.

Далее расчет будет вестись по максимальному значению крутящего момента.

Рассчитаем крутящий момент и скорость вращения на всех валах.

Момент кручения M_2 равен:

$$M_2 = M_{\text{кр. об.}} / P,$$

где P — количество шаговых электродвигателей, $P=2$.

$$M_2 = 143/2 = 67,5 = 6,75 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Момент кручения M_1 равен:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{Z_{1\text{ м}}}{Z_2},$$

где $\frac{Z_{1\text{ м}}}{Z_2}$ передаточное отношение равное 1.

$$M_1 = 67,5 \cdot 1 = 67,5 = 6,75 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Момент кручения $M_{\text{дв}}$ равен:

$$M_{\text{дв}} = M_1 \cdot \frac{Z_{\text{дв}}}{Z_1},$$

где $\frac{Z_{\text{дв}}}{Z_1}$ передаточное отношение равное 0,4.

$$M_{\text{дв}} = 67,5 \cdot 0,4 = 27 = 2,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Рассчитаем обороты вращения каждого из валов.

Исходя из условий скорость скруток должна быть не менее чем 1 оборот в секунду.

Таким образом скорость вращения $n_3 = n_2 = 60$ об/мин.

Скорость вращения n_1 равна:

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{Z_2}{Z_{1\text{ м}}} = 60 \cdot 1 = 60 \text{ об/мин},$$

Скорость вращения $n_{\text{дв}}$ равна:

$$n_{\text{дв}} = n_1 \cdot \frac{Z_1}{Z_{\text{дв}}} = 60 \cdot 2,5 = 150 \text{ об/мин},$$

Для скручивающего устройства выбираем шаговый двигатель FL86STH156-6204.

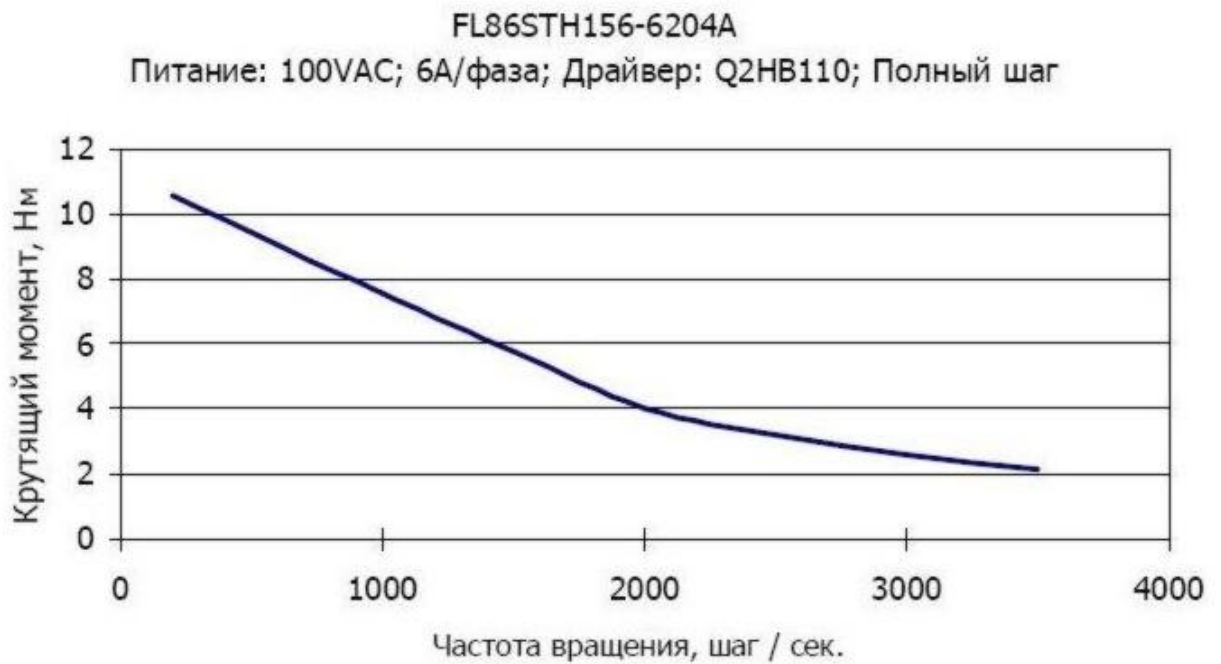


Рисунок 17 - Нагрузочные характеристики двигателя.

Один шаг шагового двигателя равен $1,8^\circ$. Находим количество шагов за один оборот:

$$t = 360^\circ / 1,8^\circ = 200 \text{ шагов.}$$

Выбираем частоту вращения шагового двигателя 1000 шаг/сек исходя из диапазона рисунок 17.

Находим частоту вращения в об/мин:

$$n_{\text{дв}} = \frac{1000}{t} \cdot 60;$$

$$n_{\text{дв}} = \frac{1000}{200} \cdot 60 = 300 \text{ об/мин};$$

Найдем частоты вращения каждого из валов

$$n_1 = n_{\text{дв}} \cdot \frac{Z_{\text{дв}}}{Z_1},$$

где $\frac{Z_{\text{дв}}}{Z_1}$ передаточное отношение равное 0,4.

$$n_1 = 300 \cdot 0,4 = 120 \text{ об/мин};$$

Скорость вращения n_2 равна:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Z_{1\text{м}}}{Z_2},$$

где $\frac{Z1 \text{ м.}}{Z2}$ передаточное отношение равное 1.

$$n2 = 120 \cdot 1 = 120 \text{ об/мин};$$

Скорость вращения $n3=n2=60$ об/мин.

Найдём момент кручения каждого из валов.

Согласно рисунку 13 крутящий момент $M_{дв}$ при $n_{дв}=300$ об/мин (1000 шаг/сек) равен 7 Н·м или 70 кг·см.

Момент кручения $M1$ равен:

$$M1 = M_{дв} \cdot \frac{Z1}{Z_{дв}},$$

где $\frac{Z1}{Z_{дв}}$ передаточное отношение равное 2,5.

$$M1 = 70 \cdot 2,5 = 175 = 17,5.$$

Момент кручения $M2$ равен:

$$M2 = M1 \cdot \frac{Z2}{Z1 \text{ м}},$$

где $\frac{Z2}{Z1 \text{ м}}$ передаточное отношение равное 1.

$$M2 = 175 \cdot 1 = 175 = 17,5 \text{ Н·м.}$$

Найдены предварительные значения крутящих моментов и оборотов на валах скручивающего устройства.

4. Разработка узла барабана

4.1. Определение передаточного отношения, крутящего момента, частоты вращения и выбор двигателя для привода барабана

Определим общее передаточное отношение привода барабана:

$$u_{\text{общ}} = n_{\text{дв}}/n_{\text{бар}} = 1500/60 = 25$$

Передаточное число 25 соответствует 1-му ряду значений червячной передачи.

Определим необходимое значение крутящего момента двигателя для привода барабана:

$$M_{\text{дв. б.}} = \frac{M_{\text{кр.б.}}}{u_{\text{общ}}} = 4/25 = 0,16 \text{ кг}\cdot\text{м} = 1,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Для выбора электродвигателя нужно знать не только количество оборотов двигателя, но и необходимую мощность двигателя.

Определяем потребную мощность двигателя:

$$P_{\text{дв.}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}},$$

где $P_{\text{пр}}$ – потребная мощность привода (мощность на выходе);

$\eta_{\text{пр}}$ – общий КПД привода.

Мощность $P_{\text{пр}}$ находим по формуле:

$$P_{\text{пр.}} = \frac{M_{\text{дв. б.}} \cdot n_{\text{эд}}}{9550} = \frac{1,6 \cdot 1500}{9550} = 0,251 \text{ кВт} = 251 \text{ Вт.}$$

Определяем общий КПД привода барабана:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{п}},$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД одной пары подшипников;

$\eta_{\text{ч}}$ – КПД червячной передачи.

Средние значения коэффициентов полезного действия элементов привода приведены в таблице 3.

Таблица 3 -Средние значения коэффициентов полезного действия элементов привода.

Тип передачи	η	Тип передачи	η
Зубчатая (с опорами): цилиндрическая	0,96...0,98	Червячная, при передаточном числе: свыше 30	0,7...0,8
коническая	0,95...0,97	свыше 14 до 30	0,75...0,85
Планетарная:		свыше 8 до 14	0,8...0,9
одноступенчатая	0,9...0,95	Ременная (все типы)	0,94...0,96
двухступенчатая	0,85...0,9	Цепная	0,92...0,95
		Муфта соединительная	0,98
		Подшипники качения (одна пара)	0,99

Принимаем из таблицы 3:

$$\eta_{\pi}=0,99;$$

$$\eta_{\text{ч}}=0,8.$$

Тогда,

$$\eta_{\text{пр}}=0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,8 \cdot 0,99=0,78,$$

$$P_{\text{дв}}=\frac{0,251}{0,78}=0,322 \text{ кВт}=322 \text{ Вт}$$

После этого подбираем электродвигатель с мощностью $P_{\text{дв}}$ и частотой вращения вала $n_{\text{дв}}$, близкими к полученным. При этом $P_{\text{дв}}$ должна быть равна или больше требуемой. Можно выбрать электродвигатель меньшей мощности, но в этом случае он будет работать с перегрузкой.

Выбираем двигатель с синхронной частотой 1500 мин^{-1} , марки АИР63В4, $P_{\text{дв}}=0,37 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв}}=1340 \text{ мин}^{-1}$.

После окончательного выбора $n_{\text{дв}}$ определяем частоту вращения барабана:

$$n_{\text{бар}}=\frac{1340}{25}=0,9 \text{ мин}^{-1}$$

Полученная частота вращения барабана почти равна 1 обороту в минуту. Разница составляет лишь 10%. Окончательно принимаем полученный результат частоты вращения барабана.

4.2. Геометрический расчёт червячной передачи привода барабана

Определяющие параметры червячной передачи:

- Межосевое расстояние $a_w = 63$ мм;

Основные параметры червячной передачи см. рисунок 18:

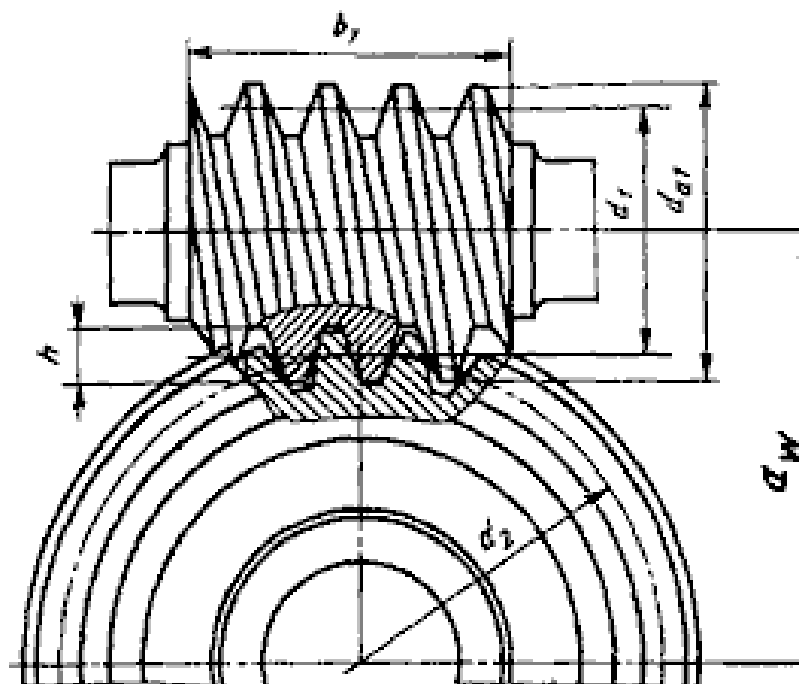


Рисунок 18 - Червячная передача

(Основные параметры червячной передачи - Межосевое расстояние 63 мм; $u = 25$):

- Число витков червяка $Z_1 = 2$;
- Число зубьев зубчатого колеса $Z_2 = 50$;
- Модуль $m = 2$ мм;
- Коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$;

Дополнительные параметры червячной передачи:

- Угол профиля в осевом сечении червяка $\alpha_{x1} = 20$;

Результаты расчета:

Расчёт геометрических параметров по ГОСТ 19650-97.

Коэффициент смещения:

$$x = a_w/m - 0,5 \cdot (Z_2 + q) = 63/2 - 0,5 \cdot (50 + 12,5) = 0,25.$$

Тип червяка - ZА (архимедов).

Делительный угол подъёма:

$$\gamma = \arctg(Z_1/q) = \arctg(2/12,5) = 0,15866 \text{ Рад} = 9,09^\circ.$$

Определение основных коэффициентов исходного червяка (ГОСТ 19036– 94)

Коэффициент радиального зазора у поверхности впадин червяка:

$$c^*_1 = 0,2.$$

Коэффициент высоты витка:

$$h^*_1 = 2,0 + c^*_1 = 2 + 0,2 = 2,2.$$

Коэффициент высоты головки витка:

$$h^*_{a1} = 1.$$

Коэффициент высоты ножки витка:

$$h^*_{f1} = 1,0 + c^*_1 = 1 + 0,2 = 1,2.$$

Коэффициент граничной высоты витка:

$$h^*_{l1} = 2.$$

Коэффициент глубины захода:

$$h^*_w = 2.$$

Коэффициент расчётной толщины витка:

$$S^* = 0,5 \cdot \pi = 0,5 \cdot 3,14159 = 1,5708.$$

Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой:

$$\rho^*_{f1} = 0,3.$$

Продолжение расчёта геометрических параметров по ГОСТ 19650-97.

Начальный угол подъёма:

$$\gamma_w = \arctg(Z1/(q+2 \cdot x)) = \arctg(2/(12,5+2 \cdot 0,25)) = 0,15265 \text{ Рад} = 8,75^\circ.$$

Коэффициент высоты витка:

$$h^* = 2+0,2 \cdot \cos(\gamma) = 2+0,2 \cdot \cos(0,15866) = 2,19749.$$

Угол профиля в нормальном сечении червяка:

$$a_n = \arctg(\tg(a_{x1}) \cdot \cos(\gamma)) = \arctg(\tg(0,34907) \cdot \cos(0,15866)) = 0,34468 \text{ Рад}.$$

Минимальное значение смещения коэффициента смещения червяка:

$$x_{\min} = h^*_{a1} - \frac{z_2 \cdot \sin^2(a_x)}{2} = 1 - \frac{50 \cdot \sin^2 20}{2} = -2,92444.$$

Максимальное значение смещения коэффициента смещения червяка:

$$x_{\max} = 0,05 \cdot Z2 - 0,64 + h^*_{a1} - 0,024 \cdot a_{x1} = 0,05 \cdot 50 - 0,64 + 1 - 0,024 \cdot 20 = 3,34.$$

Делительный диаметр червяка:

$$d1 = q \cdot m = 12,5 \cdot 2 = 25 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d2 = Z2 \cdot m = 50 \cdot 2 = 100 \text{ мм}.$$

Начальный диаметр червяка:

$$d_{w1} = (q+2 \cdot x) \cdot m = (12,5+2 \cdot 0,25) \cdot 2 = 26 \text{ мм}.$$

Высота витка червяка:

$$h1 = h^*_{a1} \cdot m = 0,2 \cdot 2 = 0,4 \text{ мм}.$$

Высота головки витка червяка:

$$h_{a1} = h^*_{a1} \cdot m = 1 \cdot 2 = 2 \text{ мм}.$$

Диаметр витков червяка:

$$d_{a1} = d1 + 2 \cdot h^*_{a1} \cdot m = 25 + 2 \cdot 1 \cdot 2 = 29 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубчатого червячного колеса:

$$d_{a2} = d2 + 2 \cdot (h^*_{a1} + x) \cdot m = 100 + 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 2 = 105 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса при $K=2$:

$$d_{ae2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + K} = 105 + \frac{6 \cdot 2}{2 + 2} = 108 \text{ мм}.$$

Радиус кривизны переходной кривой червяка:

$$\rho_{f1} = \rho_{f1}^* \cdot m = 0,3 \cdot 2 = 0,6 \text{ мм}.$$

Длина нарезной части червяка:

$$b_1 = \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2 + \frac{\pi \cdot m}{2}} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{108}{2}\right)^2 - \left(63 - \frac{29}{2}\right)^2 + \frac{3,14 \cdot 2}{2}} = \sqrt{2916 - 2352,25 + 3,14} = 23,81$$

мм .

Т.к. Z_1 равно 2, тогда

Ширина венца зубчатого колеса:

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 29 = 21,75 \text{ мм}.$$

Округляем данное значение до 22 мм.

Радиус выемки:

$$r_k = 0,5 \cdot d_1 - h_{a1} = 0,5 \cdot 25 - 2 = 10,5 \text{ мм}.$$

Произведен расчет червячной передачи привода барабана. Если технологические возможности не позволяют изготовить червячную передачу, то необходимо приобрести червячный редуктор с передаточным числом равным 25.

5. Разработка узла укладчика

Передача «винт-гайка» служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Она обладает простой конструкцией, компактностью при высокой нагрузкоспособности, высокой надежностью, плавностью и бесшумностью, возможно осуществлять медленные перемещения при большой точности.

Согласно схеме рисунок 10 предварительно выбираем винт трапецеидальный Tr 30x6. Определим тяговое усилие на гайке узла укладчика создаваемое от вращения винта двигателем АИР63В4, $P_{дв}=0,37$ кВт, $n_{дв}=1340$ мин⁻¹.

5.1. Определение крутящего момента и тягового усилия узла укладчика (винт-гайка)

Находим крутящий момент двигателя:

$$M_{кр} = \frac{9550 \cdot P_{дв}}{n_{дв}} = \frac{9550 \cdot 0,37}{1340} = 2,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тяговое усилие на винте Tr 30x6 (нагрузка):

$$Q = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где d_2 – средний диаметр резьбы винта; β – угол подъема винтовой линии; ρ – угол трения.

Угол подъема винтовой линии при шаге винта $P=6$:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{6}{3,14 \cdot 27} = 0,0708,$$

отсюда $\beta = 4,05^\circ$.

Угол трения:

$\operatorname{tgr} = 0,1$, отсюда $\rho = 5,71^\circ$,

$$Q = \frac{2 \cdot 2,64}{0,027 \cdot 0,172} = 114 \text{ Н}$$

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т. е. должны быть износостойкими и иметь невысокий

коэффициент трения. Винты выполняют из сталей марок Ст5, 45, 50, 40Х, 40ХГ. Гайки выполняют из оловянных бронз марок Бр010Ф1, БрОС4-4-4, антифрикционных чугунов марок АЧВ-1, АЧС-3.

Определили тяговое усилие на гайке узла укладчика создаваемое от вращения винта двигателем АИР63В4, $P_{дв}=0,37$ кВт, $n_{дв}=1340$ мин⁻¹ равное 114 Н.

5.2. Расчет ходового винта на прочность и износостойкость

Исходные данные:

Диаметр винта:

- Наружный диаметр винта $d = 30$ мм;
- Внутренний диаметр винта $d_1 = 23$ мм;

Геометрия ходовых винтов рисунок 19:

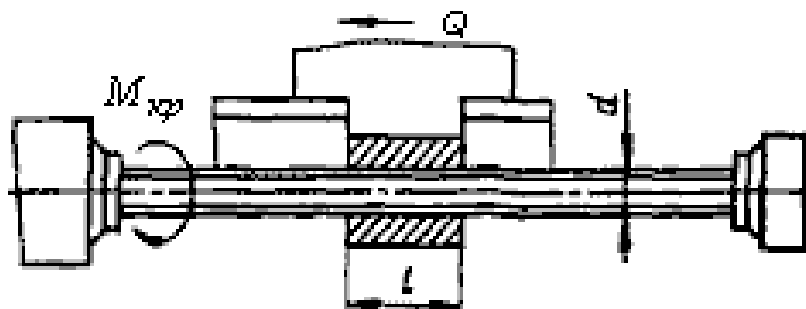


Рисунок 19 -Геометрия ходовых винтов

- Длина гайки $l = 46$ мм;
- Ход винтовой линии $S = 1966$ мм;
- Число заходов резьбы $z = 1$;

Прочностные характеристики материала винтов:

(при статической нагрузке; Ст. 40Х ГОСТ 4543-71):

- Предел текучести материала винта $[s_T] = 330$ МПа;
- Допускаемое напряжение на растяжение $[s_p] = 200$ МПа;

Упругие характеристики:

- Модуль упругости материала винта $E = 210000$ МПа;

Опоры винта рисунок 20.

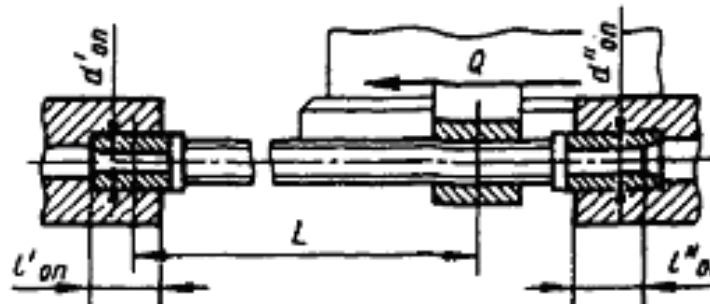


Рисунок 20 -Опоры ходовых винтов

- Диаметр левой опоры винта $d'_{оп} = 52$ мм;
- Диаметр правой опоры винта $d''_{оп} = 52$ мм;
- Длина левой опоры винта $l'_{оп} = 25$ мм;
- Длина правой опоры винта $l''_{оп} = 25$ мм;

Усилия:

- Тяговое усилие $Q = 114$ Н;

Расчет ходовых винтов (начало расчета)

Вид пары трения - сталь по бронзе.

Коэффициент трения принимается $f = 0,1$.

Угол трения:

$$\rho = \arctg(f) = \arctg(0,1) = 0,06989 \text{ рад.}$$

Средний диаметр винта:

$$d_2 = (d + d_1)/2 = (30 + 23)/2 = 26,5 \text{ мм.}$$

Расчет на прочность.

Угол подъема винтовой линии резьбы:

$$\beta = \arctg(S/(\pi \cdot d_2)) = \arctg(1966/(3,14159 \cdot 26,5)) = 1,52848 \text{ рад.}$$

КПД передачи:

$$\eta = \tg(\beta)/\tg(\beta + \rho) = \tg(1,52848)/\tg(1,52848 + 0,06989) = 0,65138.$$

КПД передачи равен 65 %.

Допускаемое напряжение в материале винта:

$$[\sigma_B] = [\sigma_T]/3,25 = 330/3,25 = 101,53846 \text{ МПа.}$$

Расчетная площадь сечения винта:

$$F_B = 0,785 d_1^2 = 0,785 \cdot 23^2 = 415,265 \text{ мм}^2 .$$

Приведенное напряжение винта:

$$\sigma_{пр} = \frac{Q}{F_B} \cdot \sqrt{1 + 1,6 \left(\frac{S}{\eta \cdot d_1} \right)^2} = \frac{114}{415,265} \cdot \sqrt{1 + 1,6 \left(\frac{1966}{0,65138 \cdot 23} \right)^2} \\ = 45,56891 \text{ МПа}$$

$\sigma_{пр} = 45,56891 \leq [\sigma_B] = 101,5385$ (44,87845% от предельного значения) - условие выполнено.

Расчет на износостойкость

Рабочая высота резьбового профиля:

$$t_2 = (d - d_1)/2 = (30 - 23)/2 = 3,5 \text{ мм} .$$

Среднее давление на рабочих поверхностях резьбы:

$$q = (1/\pi) (Q S)/(l z d_2 t_2) = \\ = (1/3,14159) \cdot (114 \cdot 1966)/(46 \cdot 1 \cdot 26,5 \cdot 3,5) = 16,72117 \text{ Н/мм} .$$

Материал гайки - бронза.

Винтовые передачи - другие ответственные передачи.

Допускаемое давление на единицу длины зуба принимается $[q] = 18 \text{ Н/мм}$.

$q = 16,72117 \leq [q] = 18$ (93% от предельного значения) - требуемое условие выполняется.

6. Разработка узла скручивания

6.1. Расчёт основных геометрических размеров зубчатых передач узла скручивания

Расчёт основных геометрических размеров зубчатых передач согласно ГОСТ 16532-70.

Исходные данные первой ступени зубчатой передачи:

Коэффициенты смещения:

- Смещение шестерни $x_1 = 0$ мм;
- Смещение колеса $x_2 = 0$ мм;

Угловые параметры передачи:

- Основной угол наклона линии зуба $\beta = 0^\circ$;
- Угол профиля (значение по ГОСТу - 20°) $\alpha = 20^\circ$;

Основные параметры передачи:

- Число зубьев шестерни $Z_1 = 18$ (согласно рисунку 15z_{дв});
- Число зубьев колеса $Z_2 = 45$ (согласно рисунку 15z₁);
- Модуль передачи $m = 2$ мм;

Геометрические размеры зубчатых передач:

- Ширина венца шестерни $b_1 = 20$ мм;
- Ширина венца колеса $b_2 = 20$ мм;

Угол профиля зуба в торцевом сечении:

$$\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg}(\alpha\pi/180)/\cos(\beta)) = \arctg(\operatorname{tg}(20 \cdot 3,14159/180)/\cos(0)) = 0,34907 \text{ Рад}.$$

Угловая функция угла зацепления принимается в зависимости от α_t

$$\operatorname{inv}\alpha_t = 0,0149.$$

Угловая функция угла зацепления:

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}\alpha_{tw} &= 2 (x_1+x_2) \operatorname{tg}(\alpha\pi/180)/(Z_1+Z_2)+\operatorname{inv}\alpha_t = \\ &= 2 \cdot (0+0) \cdot \operatorname{tg}(20 \cdot 3,14159/180)/(18+45)+0,0149 = 0,0149. \end{aligned}$$

Угол зацепления принимается $\alpha_{tw} = 0,34903$ Рад.

Межосевое расстояние передачи:

$$a_w = (Z_1 + Z_2) m / (2 \cos(\beta)) \cos(\alpha_t) / \cos(\alpha_{tw}) = \\ = (18 + 45) \cdot 2 / (2 \cdot \cos(0)) \cdot \cos(0,34907) / \cos(0,34903) = 62,99908 \text{ мм} .$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = m Z_1 / \cos(\beta) = 2 \cdot 18 / \cos(0) = 36 \text{ мм} .$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m Z_2 / \cos(\beta) = 2 \cdot 45 / \cos(0) = 90 \text{ мм} .$$

Диаметр основной окружности эвольвенты шестерни:

$$d_{b1} = d_1 \cos(\alpha_t) = 36 \cdot \cos(0,34907) = 33,82888 \text{ мм} .$$

Диаметр основной окружности эвольвенты колеса:

$$d_{b2} = d_2 \cos(\alpha_t) = 90 \cdot \cos(0,34907) = 84,57221 \text{ мм} .$$

Диаметр вершин шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m (h_a^* + x_1) = 36 + 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 40 \text{ мм} .$$

Диаметр вершин колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 m (h_a^* + x_2) = 90 + 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 94 \text{ мм} .$$

Диаметр впадин шестерни:

$$d_{f1} = d_1 - 2 m (h_a^* + x_1) = 36 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 32 \text{ мм} .$$

Диаметр впадин колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2 m (h_a^* + x_2) = 90 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0) = 86 \text{ мм} .$$

Угол профиля зуба шестерни в точках на окружности вершин:

$$\alpha_{\alpha 1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) = \arccos(33,82888 / 40) = 0,56288 \text{ Рад} .$$

Угол профиля зуба колеса в точках на окружности вершин:

$$\alpha_{\alpha 2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) = \arccos(84,57221 / 94) = 0,4517 \text{ Рад} .$$

Составляющая коэффициента торцевого перекрытия шестерни:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = Z_1 (\operatorname{tg}(\alpha_{\alpha 1}) - \operatorname{tg}(\alpha_{tw})) / (2 \pi) = \\ = 18 \cdot (\operatorname{tg}(0,56288) - \operatorname{tg}(0,34903)) / (2 \cdot 3,14159) = 0,76501 .$$

Составляющая коэффициента торцевого перекрытия колеса:

$$\varepsilon_{\alpha 2} = Z_2 (\operatorname{tg}(\alpha_{\alpha 2}) - \operatorname{tg}(\alpha_{tw})) / (2 \pi) =$$

$$=45 \cdot (\operatorname{tg}(0,4517)-\operatorname{tg}(0,34903))/(2 \cdot 3,14159) = 0,8682 .$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 0,76501 + 0,8682 = 1,63321 .$$

Эквивалентное число зубьев шестерни:

$$Z_{v1} = Z_1/(\cos(\beta))^3 = 18/(\cos(0))^3 = 18 .$$

Эквивалентное число зубьев колеса:

$$Z_{v2} = Z_2/(\cos(\beta))^3 = 45/(\cos(0))^3 = 45 .$$

Передаточное число зубчатой передачи:

$$u = Z_2/Z_1 = 45/18 = 2,5 .$$

Исходные данные второй и третьей ступени зубчатой передачи:

Коэффициенты смещения:

- Смещение шестерни $x_1 = 0,5$ мм;
- Смещение колеса $x_2 = 0,5$ мм;

Угловые параметры передачи:

- Основной угол наклона линии зуба $\beta = 0$ Град;
- Угол профиля (значение по ГОСТу - 20 град) $\alpha = 20$ Град;

Основные параметры передачи:

- Число зубьев шестерни $Z_1 = 18$;
- Число зубьев колеса $Z_2 = 45$;
- Модуль передачи $m = 3,5$ мм;

Геометрические размеры зубчатых передач:

- Ширина венца шестерни $b_1 = 30$ мм;
- Ширина венца колеса $b_2 = 30$ мм;

Угол профиля зуба в торцевом сечении:

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(\alpha\pi/180)/\cos(\beta)) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(20 \cdot 3,14159/180)/\cos(0)) = 0,34907 \text{ Рад} .$$

Угловая функция угла зацепления принимается в зависимости от α_t

$$\operatorname{inv} \alpha_t = 0,0149 .$$

Угловая функция угла зацепления:

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = 2 (x_1+x_2) \operatorname{tg}(\alpha\pi/180)/(Z_1+Z_2)+\operatorname{inv}\alpha_t = \\ = 2 \cdot (0,5+0,5) \cdot \operatorname{tg}(20 \cdot 3,14159/180)/(18+18)+0,0149 = 0,03512 .$$

Угол зацепления принимается $\alpha_{tw} = 0,4585$ Рад .

Межосевое расстояние передачи:

$$a_w = (Z_1+Z_2) m/(2 \cos(\beta)) \cos(\alpha_t)/\cos(\alpha_{tw}) = \\ = (18+18) \cdot 3,5/(2 \cdot \cos(0)) \cdot \cos(0,34907)/\cos(0,4585) = 66,01918 \text{ мм} .$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = m Z_1/\cos(\beta)=3,5 \cdot 18/\cos(0) = 63 \text{ мм} .$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m Z_2/\cos(\beta)=3,5 \cdot 18/\cos(0) = 63 \text{ мм} .$$

Основной диаметр шестерни:

$$d_{b1} = d_1 \cos(\alpha_t)=63 \cdot \cos(0,34907) = 59,20055 \text{ мм} .$$

Основной диаметр колеса:

$$d_{b2} = d_2 \cos(\alpha_t)=63 \cdot \cos(0,34907) = 59,20055 \text{ мм} .$$

Диаметр вершин шестерни:

$$d_{a1} = d_1+2 m (h_a^*+x_1)=63+2 \cdot 3,5 \cdot (1+0,5) = 73,5 \text{ мм} .$$

Диаметр вершин колеса:

$$d_{a2} = d_2+2 m (h_a^*+x_2)=63+2 \cdot 3,5 \cdot (1+0,5) = 73,5 \text{ мм} .$$

Диаметр впадин шестерни:

$$d_{f1} = d_1-2 m (h_a^*+x_1)=63-2 \cdot 3,5 \cdot (1+0,5) = 52,5 \text{ мм} .$$

Диаметр впадин колеса:

$$d_{f2} = d_2-2 m (h_a^*+x_2)= 63-2 \cdot 3,5 \cdot (1+0,5) = 52,5 \text{ мм} .$$

Угол профиля зуба шестерни в точках на окружности вершин:

$$\alpha_{\alpha 1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1})=\arccos(59,20055/73,5) = 0,63436 \text{ Рад} .$$

Угол профиля зуба колеса в точках на окружности вершин:

$$\alpha_{\alpha 2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2})=\arccos(59,20055/73,5) = 0,63436 \text{ Рад} .$$

Составляющая коэффициента торцевого перекрытия шестерни:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = Z_1 (\operatorname{tg}(\alpha_{\alpha 1})-\operatorname{tg}(\alpha_{tw}))/ (2 \pi) =$$

$$=18 \cdot (\operatorname{tg}(0,63436)-\operatorname{tg}(0,4585))/(2 \cdot 3,14159) = 0,69394 .$$

Составляющая коэффициента торцевого перекрытия колеса:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha 2} &= Z_2 (\operatorname{tg}(\alpha_{\alpha 2})-\operatorname{tg}(\alpha_{tw}))/ (2 \pi) = \\ &=18 \cdot (\operatorname{tg}(0,63436)-\operatorname{tg}(0,4585))/(2 \cdot 3,14159) = 0,69394 .\end{aligned}$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 0,69394 + 0,69394 = 1,38788 .$$

Эквивалентное число зубьев шестерни:

$$Z_{v1} = Z_1 / (\cos(\beta))^3 = 18 / (\cos(0))^3 = 18 .$$

Эквивалентное число зубьев колеса:

$$Z_{v2} = Z_2 / (\cos(\beta))^3 = 18 / (\cos(0))^3 = 18 .$$

Передаточное число зубчатой передачи:

$$u = Z_2 / Z_1 = 18 / 18 = 1$$

6.2. Расчет узла скручивания «шестерня с пальцем» (Расчёт деформации и допускаемых напряжений узла «шестерня с пальцем»

Произведем расчёт деформации и допускаемых напряжений «шестерни с пальцем» в программном комплексе САПР для проектирования и расчета Solidworks.

Для проведения расчёта создана 3D модель шестерни с пальцем. Шестерня имеет 18 зубьев с модулем передачи $m=3,5$, согласно расчёта второй и третьей ступени зубчатой передачи приведенной выше. Каждая такая шестерня с пальцем находится в соединении (сопряжении) с другими аналогичными шестернями. Для начала расчёта необходимо установить закрепление шестерни и приложить соответствующий крутящий момент равный $0,54 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что является максимальным крутящим моментом необходимым для скручивания проволоки диаметром $0,9 \text{ мм}$.

Запускаем Solidworks, открываем нашу сборку 3D модели «Шестерня с пальцем» и нажимаем на вкладку Solidworkssimulation.

Начинаем новое исследование и выбираем «статическое».

В команде «соединения»→«контакты компонентов» устанавливаем связь двух деталей между собой. Производим определение типа контакта. В пункте «тип контакта» выбираем «связанные» детали. Во вкладке компоненты обязательно необходимо поставить галочку «глобальный контакт». И в пункте «параметры» устанавливаем «совместная сетка». Данные действия необходимы чтобы при расчёте программа воспринимала две сопряженные детали как одну целую (см рисунок 21). Далее нажимаем ОК (зеленую галочку) и приступаем к следующему шагу расчета.

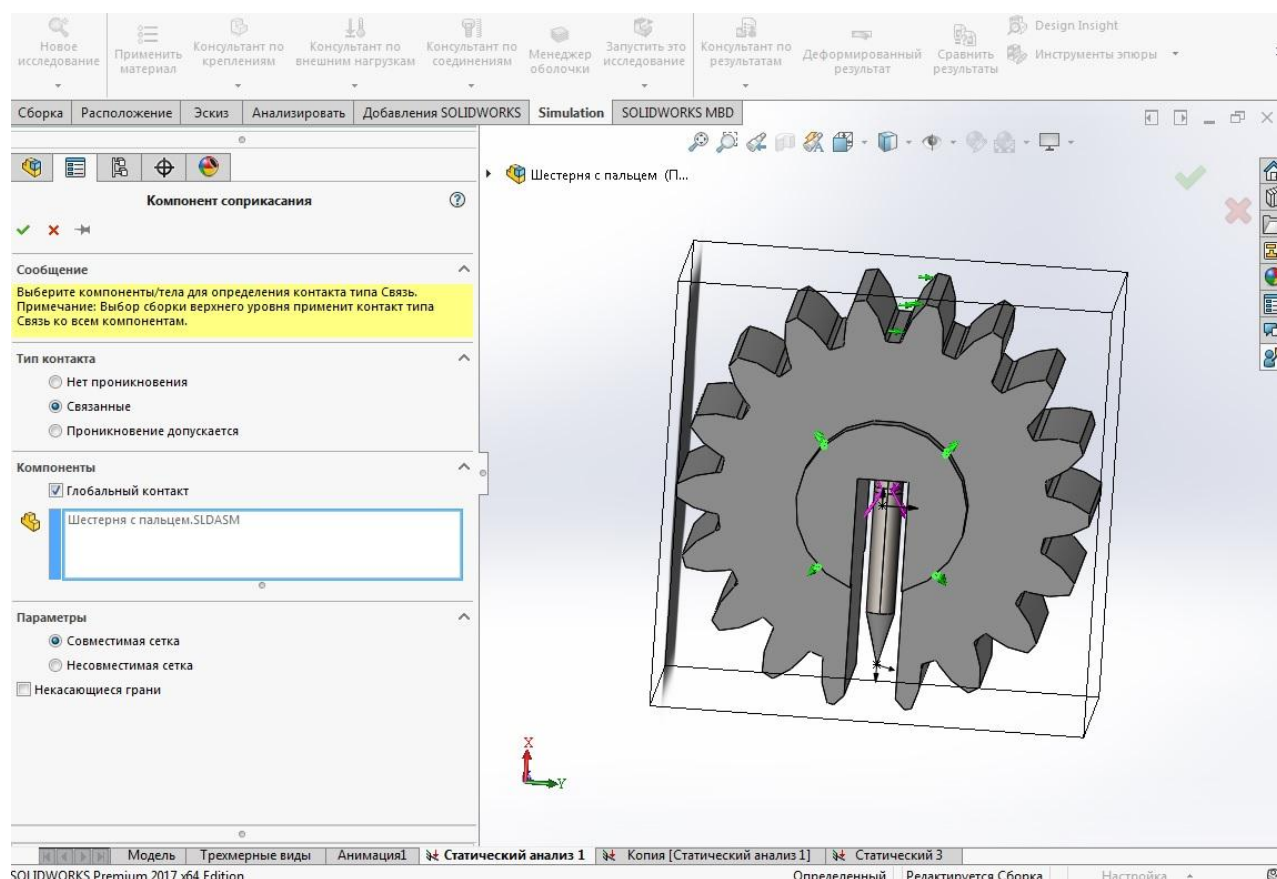


Рисунок 21 - Контакты компонентов

Как упоминалось выше необходимо произвести закрепление данной 3D модели («шестерня с пальцем») с максимально приближенной точностью её установки и закрепления в реальном станке по изготовлению малозаметного проволочного препятствия.

Закрепление узла производим по цилиндрическим поверхностям вращения шестерни. Нажимаем правой кнопкой мыши по команде «крепление» и в выпадающем контекстном меню выбираем тип крепления «Зафиксированный шарнир». Указываем цилиндрическую грань вращения шестерни (см рисунок 22) с одной стороны. Аналогично производим закрепление цилиндрической грани вращения шестерни с противоположной стороны.

Кроме закрепления цилиндрических граней вращения узла необходимо зафиксировать шестерню от поворота. Нажимаем правой кнопкой по команде «крепления» и в выпадающем контекстном меню выбираем тип крепления «Зафиксированная геометрия». Во вкладке «дополнительно» выбираем пункт использовать справочную геометрию и указываем грань любого зуба шестерни (см рисунок 23)

После выполненных действий узел «шестерня с пальцем» закреплена по цилиндрическим граням вращения шестерни, а также зафиксирована от поворота по средством закрепления зуба шестерни.

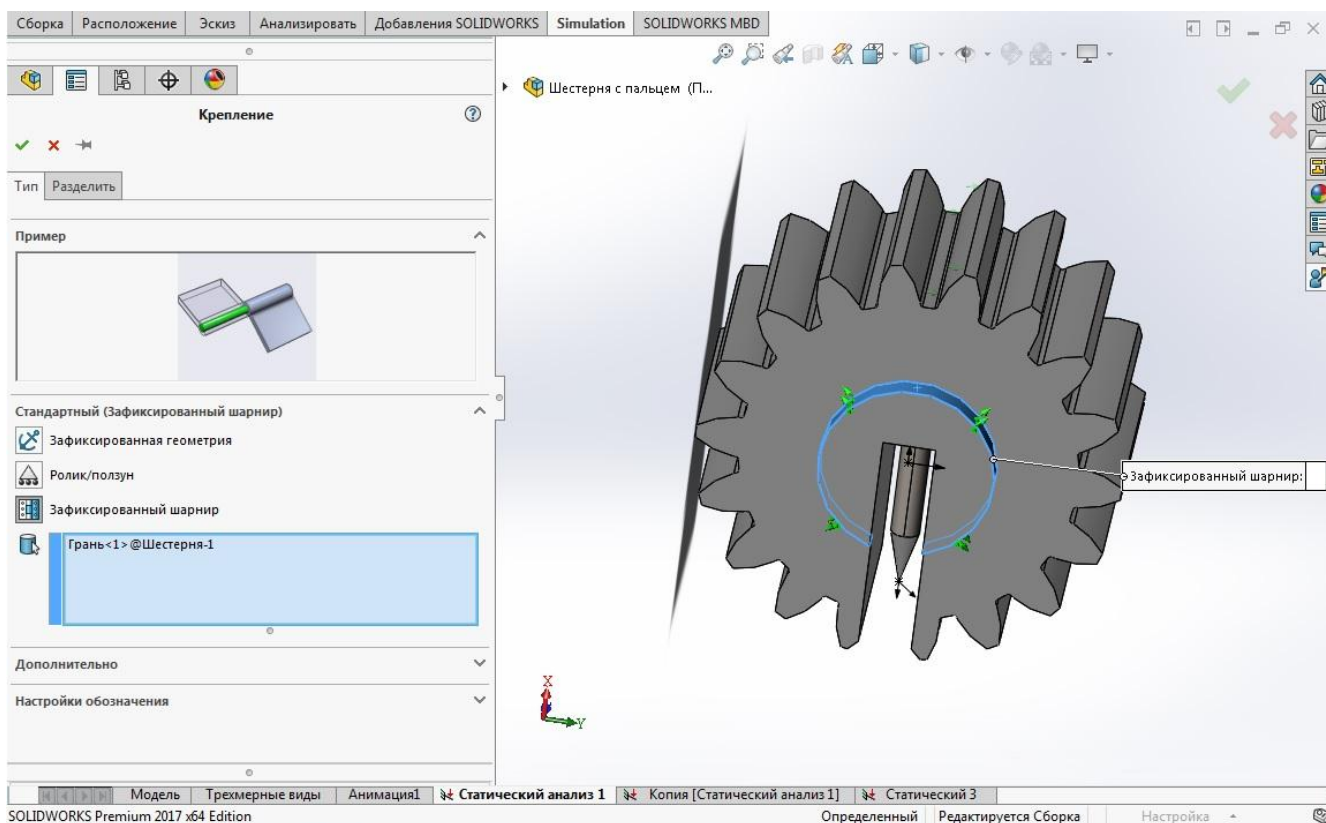


Рисунок 22 - Закрепление узла

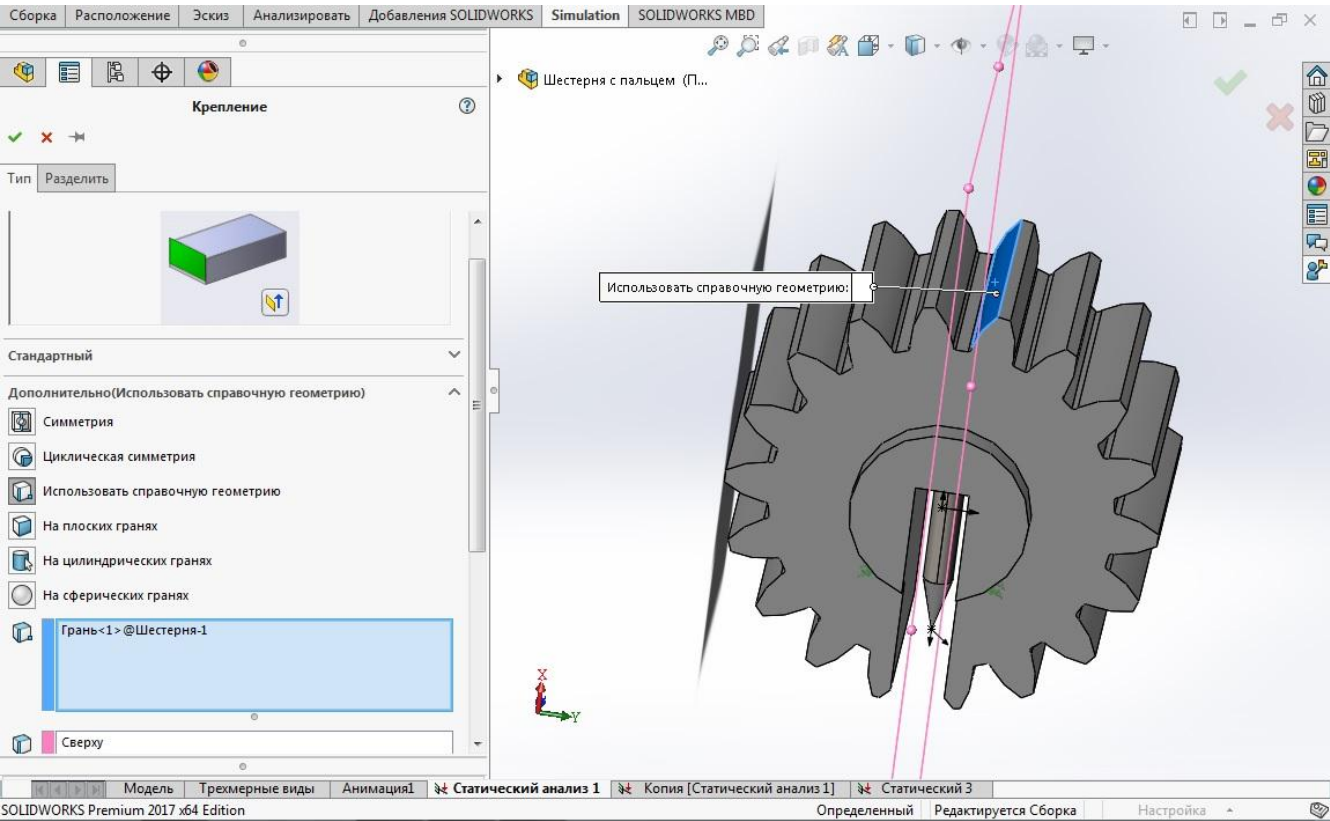


Рисунок 23 - Закрепление узла

Следующим шагом для создания расчёта это приложение крутящего момента к пальцу узла.

Для приложения нагрузки рассекаем грань пальца взаимодействующую со скручиваемой проволокой. Для этого в сборке создаем две стандартные плоскости перпендикулярные пальцу. Из сборки выбираем редактировать деталь «палец» и выбираем команду «вставка» → «кривая» → «линия разъёма» и рассекаем деталь двумя поверхностями. Затем соответственно к этим поверхностям прикладываем крутящий момент относительно цилиндрической поверхности шестерни.

Создаём сетку с параметрами указанными в таблице 4.
Таблица 4 -Сетка детализация.

Имя исследования	Статический анализ 1 (-По умолчанию-)
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Сетка на основе кривизны
Точки Якобиана	4 точек
Макс. размер элемента	10.0443 mm
Мин. размер элемента	2.00886 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	78232
Всего элементов	52523
Максимальное соотношение сторон	30.17
Процент элементов с соотношением сторон < 3	90.9
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0.663
% искаженных элементов (якобиан)	0
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Выкл
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:00:16
Имя компьютера	

Нажимаем выполнить расчёт и приступаем к анализу результатов.

Анализ результатов расчёта.

Рассмотрим сначала результат расчёта по напряжению (см. рисунок 24).

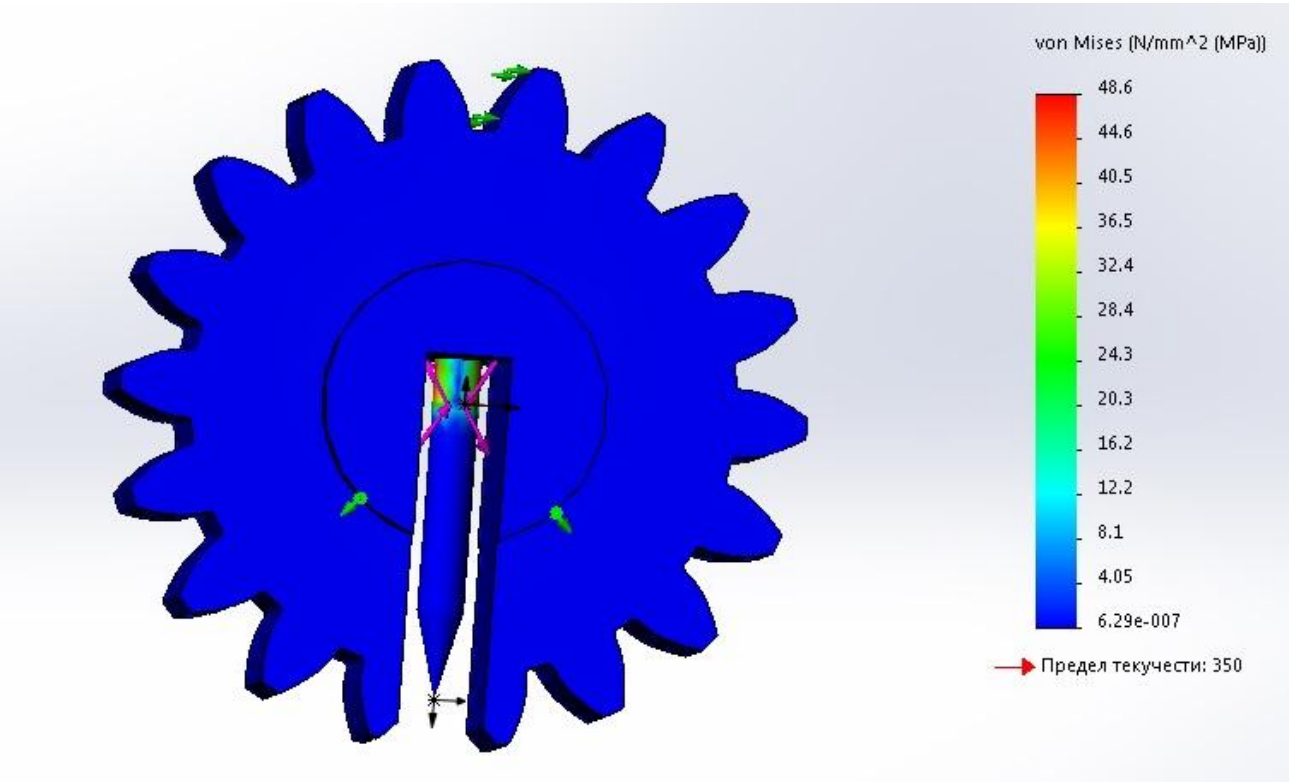


Рисунок 24 - Напряжение

Согласно рисунок 18 максимальное напряжение возникает в пальце и равно 48.6 МПа. Материал пальца принимаем нелегированную качественную сталь с пределом текучести равным 350 МПа.

Вычислим коэффициент запаса прочности:

$$k = \frac{\sigma_B}{\sigma_{расч.}} = \frac{350}{48,6} = 7,2.$$

Запас прочности равен 7,2. При таком запасе прочности для детали палец можно применять обычную углеродистую сталь (например Ст 3).

В соответствии с данным запасом прочности рассчитаем максимально допустимый крутящий момент который можно приложить:

$$M_{кр\ max} = M_{кр.\ 1\ скр\ 0,9} \cdot k = 0,54 \cdot 7,2 = 3,89\ Н \cdot м$$

Ниже будут приведены расчеты в программном комплексе САПР для проектирования и расчета Solidworks с максимальным крутящим моментом 4 Н·м для проверки и подтверждения наших расчетов см. рисунки 27, 28 и 29.

Рассмотрим результаты расчета по статическому перемещению (рисунок 25).

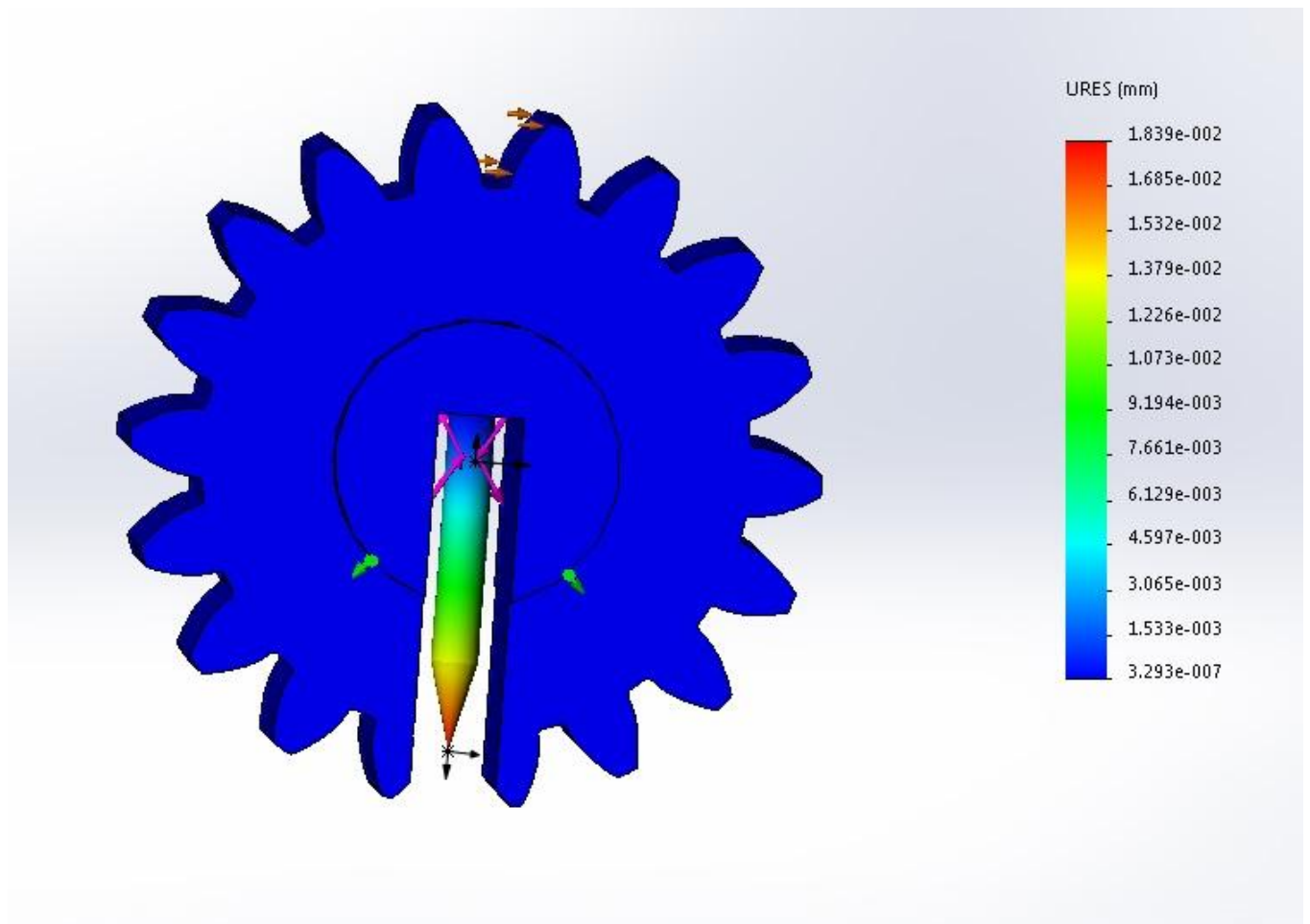


Рисунок 25 - Статическое перемещение

Максимальное перемещение пальца составляет 0,018 мм, что никак не может отрицательно отразиться на работе станка.

Рассмотрим результаты расчета по эквивалентной деформации (рисунок 26).

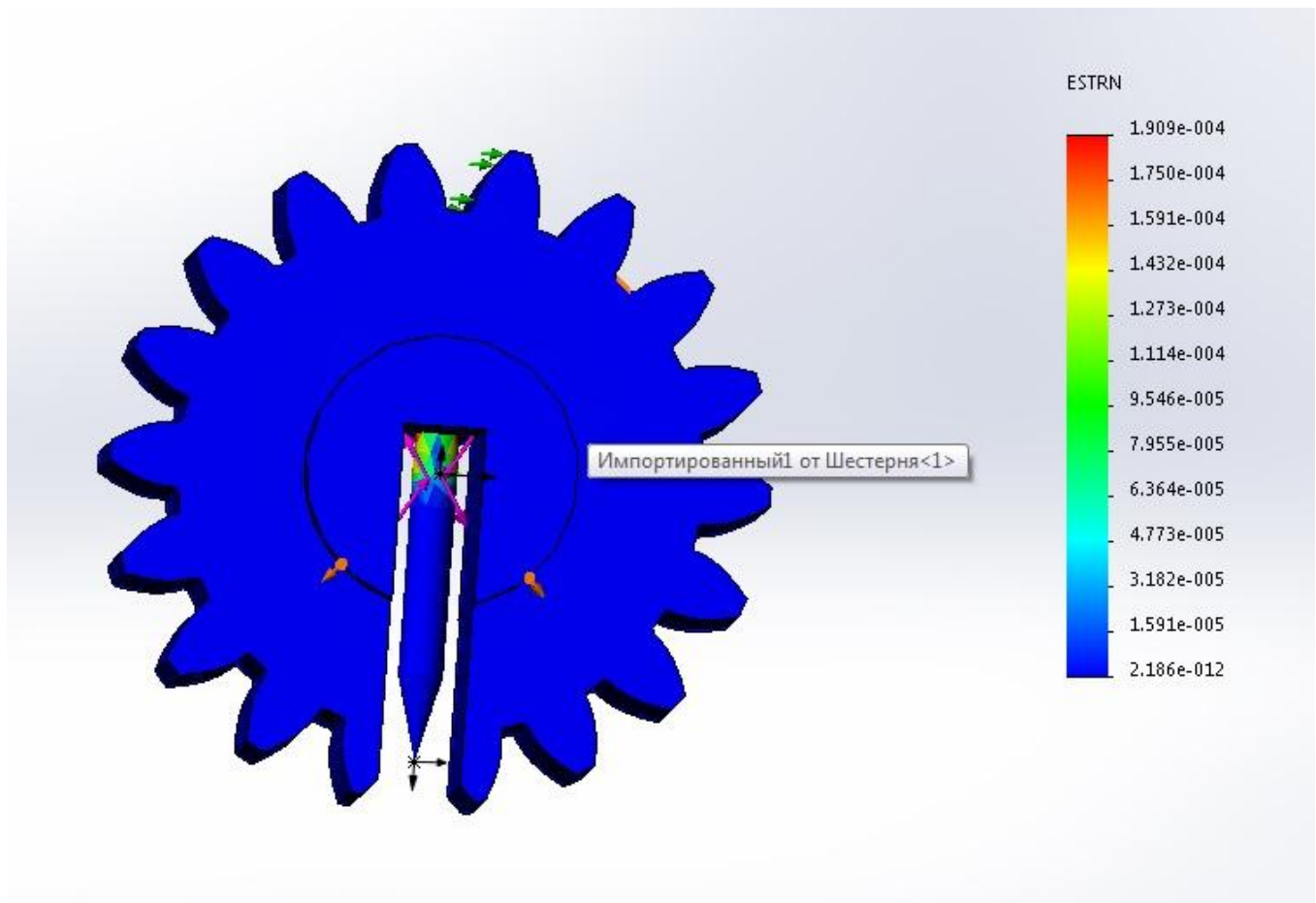


Рисунок 26 - Эквивалентная деформация

Рассмотрим результаты расчетов при максимальном крутящем моменте 4 Н·м.

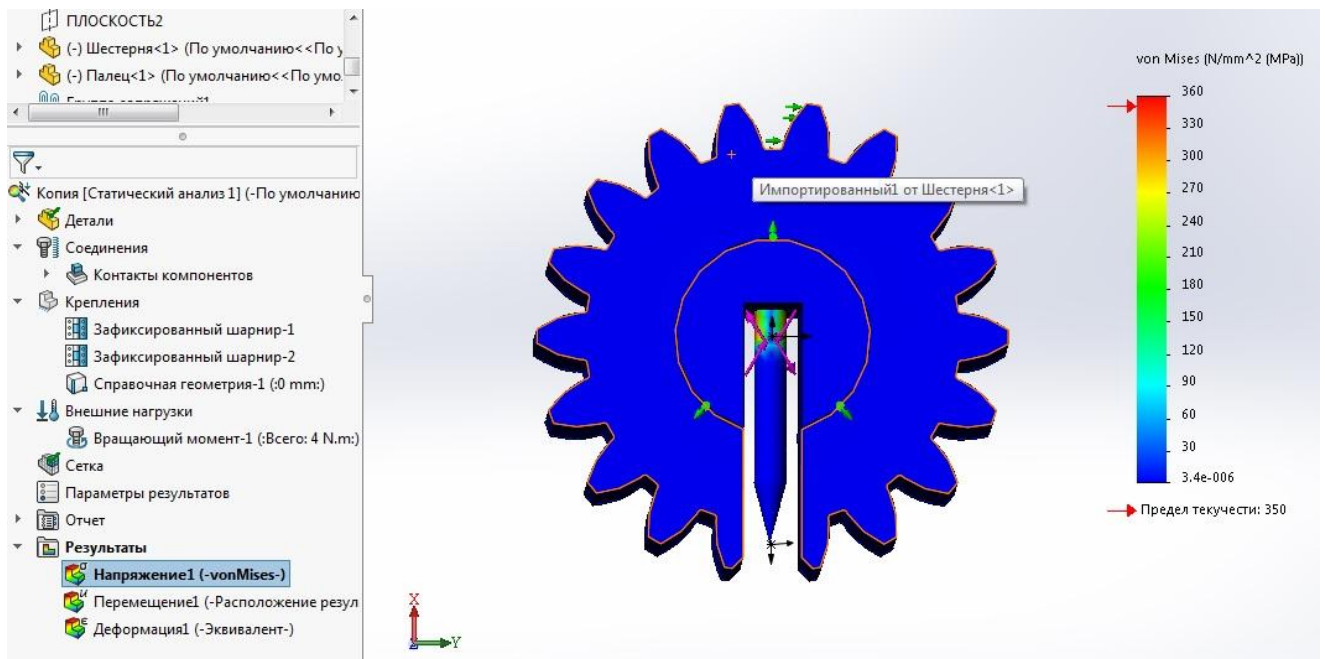


Рисунок 27 - Напряжение при максимальном крутящем моменте

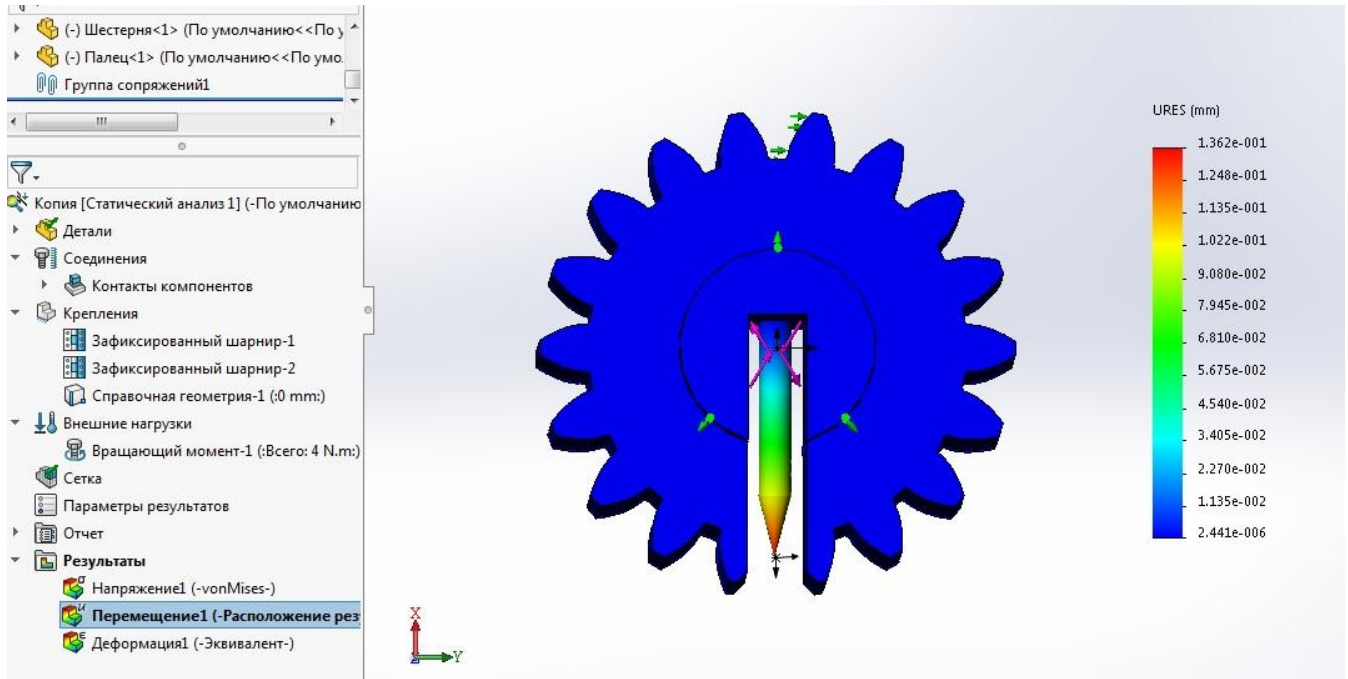


Рисунок 28 - Статическое перемещение при максимальном крутящем моменте

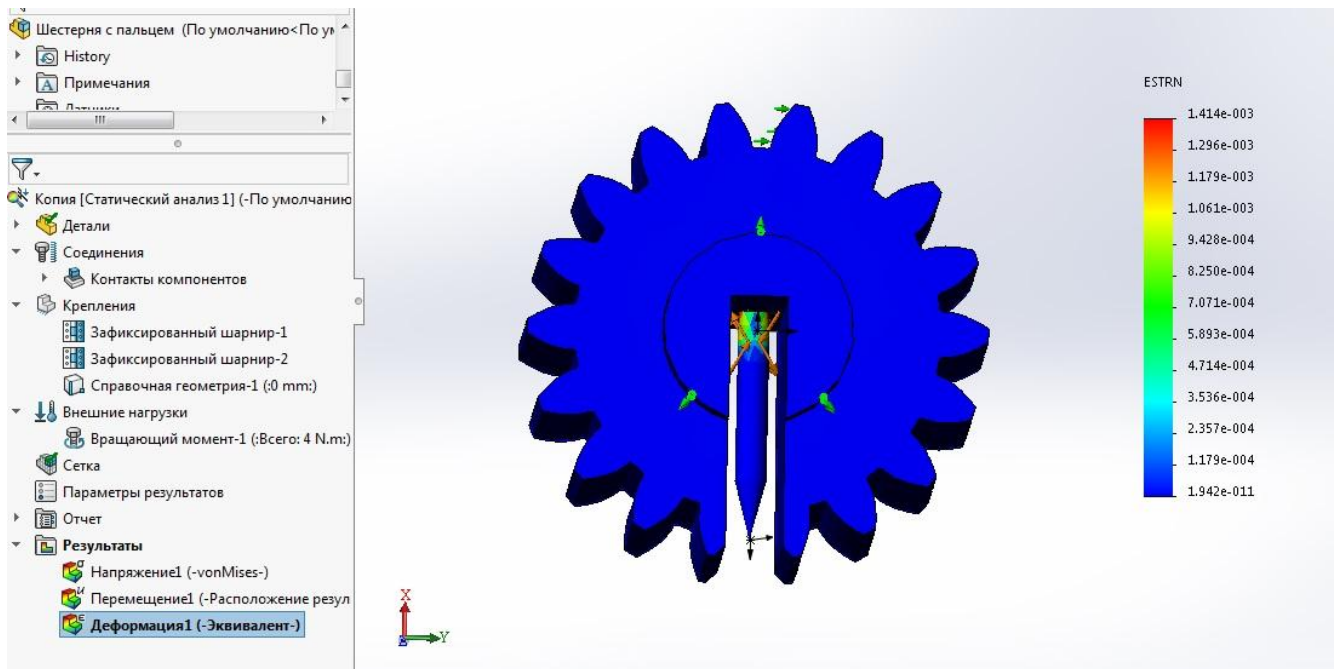


Рисунок 29 - Эквивалентная деформация при максимальном крутящем моменте

Вывод: согласно результатам исследования возникающие напряжения минимум в семь раз меньше допустимых, т.е. коэффициент запаса прочности равен 7,2. Максимальные перемещения пальца

незначительны. Максимально допустимый крутящий момент который можно приложить равен 3,89 Н·м.

Заключение

Проведен сбор, обработка и анализ, систематизация и обобщения научно-технической информации.

Была описана технология создания и скручивания из проволоки изготавливаемого изделия (гирлянд малозаметного проволочного препятствия), а также были представлены основные варианты и методы ее установки. Изложены основные принципы и возможности успешного применения данного изделия в реальных условиях.

В процессе создания станка для изготовления гирлянд малозаметного проволочного препятствия была разработана принципиальная схема работы данного оборудования, была разработана общая кинематическая схема специального станка, а также кинематические схемы узлов данного оборудования.

Были спроектированы и произведены расчёты основных узлов станка. Сделан расчёт деформации и допускаемых напряжений «шестерни с пальцем» в программном комплексе САПР для проектирования и расчета Solidworks.

Описаны принципы работы предложенного станка. Даны основные технические характеристики данного оборудования.

Разработанное оборудование может быть изготовлено и реализовано как крупным предприятием, специализирующимся на обработке металлоизделий и металлоконструкций, так и малому бизнесу похожего профиля, а также строительным организациям, осуществляющим возведение заградительных систем.

Список использованной литературы

1. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 1 / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. — М.: Машиностроение, 2011.
2. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2011. ; ил. ЭБС Лань.
3. Михеев И. И. Приводы главного движения и шпиндельные узлы металлорежущих станков: Учеб. Пособие. — Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-т, 1994. — 168с.
4. Анурьев В.И. в 3-х томах, Т.2. Издание переработанное и дополнено М.: Машиностроение, 1992.
5. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие под ред. И.И. Михеева и Е.Н. Ярмоленко. — Пенза: Изд-во Пенз. Гос. Ун-т, 2003. — 100с.
6. Белов В.В., Хесин Г.И. Штампы для листовой штамповки. Расчёты и конструирование: Справочник / Белов В.В., Хесин Г.И. — М.: Машиностроение, 1988. — 290 с.
7. Аникин В.М., Лукашин Ю.С.. Справочник конструктора штампов для холодной штамповки / Аникин В.М., Лукашин Ю.С — Л.: МАШГИЗ Москва, 1960. — 292 с.
8. Справочник технолога-машиностроения. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 496 с.
9. В. Л. Робертс Холодная прокатка стали. Из – во Металлургия, Москва 1982 – 316 с.
10. Чижиков Ю.М. Прокатываемость стали и сплавов. Из-во Металлургиздат, Москва 1961 – 257 с.

11. Металлорежущие станки: Учебник для машиностр. втузов/Под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985.-256с.
12. Урок.рф: [Электронный ресурс]. URL:
https://урок.рф/library/privodi_stankov_213043.html (дата обращения 27.02.2020)
13. Электронная библиотека: [Электронный ресурс]. URL:
http://libraryno.ru/5-5-3-raspredelenie-osevoy-nagruzki-vinta-po-vitkam-rez-by-2013_detali_mashin/ (дата обращения 14.02.2020)
14. Met-all.org: [Электронный ресурс]. URL:
<http://met-all.org/oborudovanie/stanki-sverlilnye/sverlilnyj-ustrojstvo-nastolnyj.html> (дата обращения 24.01.2020)
15. Novaso: [Электронный ресурс]. URL:
<https://www.novaso.ru/elektroinstrumenty/sverlenie-metalla.html> (дата обращения 24.01.2020)

Приложение А

Акт об окончании натурных испытаний
станка МЗП РЗ.722.00.000

УТВЕРЖДАЮ

Начальник отдела приводной и
специальной техники

ЗАО «ЦеСИС НИКИРЭТ»

«12» _____ 2019г.
Н.А. ШалашилинАкт № А_И_0035_19
об окончании натурных испытаний
станка МЗП РЗ.722.00.000
(16.07.2019г.)

Комиссия ЗАО «ЦеСИС НИКИРЭТ» в составе:

Члены комиссии: - начальник отдела

- инженер-конструктор I кат.

- начальник технологического отдела

Шалашилин Н.А.
Ирышков А.М.
Пижонков С.И.

Целью проведения натурных испытаний являлась проверка работоспособности опытного образца станка РЗ.722.00.000 для изготовления МЗП в реальных условиях и выявления недостатков конструкции с последующим их устранением.

Испытания изделия проводились в ручном и автоматическом режиме с проволокой диаметром 0.4 мм и 0.9 мм.

Управляющая программа ШУ работала в штатном режиме – не требует перезагрузки и перенастройки.

Станок РЗ.722.00.000 показал свою полную работоспособность и необходимость его использования в производстве.

Испытания показали, что никаких отклонений, влияющих на работу самого изделия и электрооборудование, не выявлено. Посторонние шумы в механических частях станка отсутствуют.

Проволока наматывается на барабан плавно и равномерно, без рывков и провисания.

Укладчик передвигается плавно, шаг намотки проволоки выдерживается на всей длине барабана.

Пальцы скручивающего устройства попадают точно в назначенные места с минимальными воздействиями оператора. Скручивающее устройство работает стабильно, без заеданий.

Все вышеупомянутые характеристики позволяют качественно наматывать и скручивать проволоку и в установленное, программой ШУ, время без лишнего вмешательства в сам процесс.

Рекомендации комиссии:

1. Станок РЗ.722.00.000 признать годным.
2. Службе маркетинга внести изделие в перечень продаваемой продукции ЗАО «ЦеСИС НИКИРЭТ».

- инженер-конструктор I кат.
- начальник технологического отдела

Ирышков А.М.
Пижонков С.И.

Приложение Б

Технологический процесс изготовления гирлянд

Приложение В

Презентация