

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»  
Политехнический институт  
Факультет материаловедения и металлургических технологий  
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

РАБОТА ПРОВЕРЕНА  
Рецензент

\_\_\_\_\_ / Яковлева К.Ю. /  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ / Радионова Л.В. /  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

***РАЗРАБОТКА УЧАСТКА ВОЛОЧЕНИЯ ТИТАНОВОЙ ПРОВОЛОКИ И  
ПРУТКОВ***

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ МАГИСТРА

ЮУрГУ – 15.04.02 – 2020 – 121 – 00.00.00 ПЗ

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_ ст. преподаватель  
Сарафанов Александр Евгеньевич  
\_\_\_\_\_ 2020 г

Руководитель работы

\_\_\_\_\_ ст. преподаватель  
Сарафанов Александр Евгеньевич  
22.06. 2020 г.

Автор работы

\_\_\_\_\_ студент группы П-245  
Бабинцев Артем Юрьевич  
22.06 2020 г.

Челябинск 2020

## АННОТАЦИЯ

Бабинцев А.Ю. Разработка участка роликового волочения. – Челябинск: ЮУрГУ, П-245; 2020, 86 с. 47 ил., 15 табл., библиограф. список – 18 наим., 8 листов чертежей.

Данная выпускная квалификационная дипломная работа выполнена с целью разработки участка роликового волочения титановой проволоки ВТ1-0.

В дипломной работе подобрано вспомогательное оборудование, разработано и описано основное оборудование участка волочения.

Разработана система автоматизации стана.

Приведен план расположения оборудования.

Разработаны режимы деформации и проведен расчет энергосиловых параметров при волочении титановой проволоки ВТ1-0, с использованием роликовой волоки конструкции «ЮУрГУ».

Проведено исследование жесткости станины роликовой волоки с применением пакета программы SOLIDWORKS.

Разработана техническая схема изготовления рабочего ролика.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. ОБЗОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И МЕХАНИЗМОВ В РОССИИ И ЗА РУБЕЖОМ .....	5
2. РАСЧЕТ УСИЛИЯ ВОЛОЧЕНИЯ ПО ПРОХОДАМ.....	15
3. РАСЧЕТ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ВОЛОЧЕНИЯ.....	19
4. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ТЯНУЩЕГО УСТРОЙСТВА.....	21
5. ВЫБОР КРАТНОСТИ ПО ОТЖИГАМ .....	23
6. ВЫБОР ОТЖИГОВОЙ ПЕЧИ .....	25
7. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ НЕПРИВОДНОЙ ФИГУРКИ .....	26
8. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ТЯНУЩЕГО УСТРОЙСТВА .....	27
9. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ПРОТИВО- НАТЯЖЕНИЯ.....	31
10. РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ПЕРЕВАЛКИ ВАЛКОВ .....	33
11. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ НАМОТОЧНОГО АППАРАТА ....	35
12. РАЗРАБОТКА НАМОТОЧНОГО УСТРОЙСТВА.....	37
12.1. Определение действующих усилий на намоточное устройство ...	37
12.2. Выбор и расчет элементов привода.....	39
12.3. Расчет ременной передачи от моталки к раскладчику .....	48
12.4. Расчет винтовой передачи .....	51
12.5. Прочностной расчет вала моталки .....	54
13. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СТАНА .....	57
14. РАЗРАБОТКА ПЛАНА РАСПОЛОЖЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ.....	61
15. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ СТАНА И ЕГО КОНСТРУКЦИИ.....	63
16. РАСЧЕТ ОСИ РОЛИКА .....	65
17. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО РОЛИКА .....	68
18. ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ СТАНИНЫ РОЛИКОВОЙ ВОЛОКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАКЕТА ПРОГРАММЫ SOLIDWORKS ...	73
18. ВОПРОСЫ БЖД.....	76
18.1. Охрана труда.....	76
18.2. Техника безопасности технологического процесса.....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	82
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	83

## ВВЕДЕНИЕ

Обработка давлением титана и его сплавов имеет много общего с обработкой нержавеющей стали. У титана и его сплавов очень узкий интервал температур для обработки давлением. Его можно нагревать в электрических или пламенных печах. В последнем случае его изолируют от непосредственного контакта с пламенем.

Волочение проволоки из титана затрудняется налипанием и задиранием металла, что ведет к увеличению брака. Для предотвращения этого на поверхность титановых заготовок анодированием наносят окисную пленку, препятствующую контакту титана с металлом роликовой волоки. При волочении обрабатываемый металл в виде заготовки постоянного поперечного сечения вводится в зазор роликовой волоки и протягивается через него.

Пониженная пластичность металла при волочении обуславливает ведение серийных процессов волочения с небольшими частными деформациями. Это же явление не позволяет применять и значительные суммарные деформации, приводит к необходимости применения частых промежуточных отжигов. Особенностью процесса волочения является интенсивное скольжение между поверхностью рабочих роликов и обрабатываемым изделием в условиях высоких давлений, развивающихся в очаге деформации, что приводит к выжиманию смазки, налипанию или навариванию металла на поверхность волоки, задиру поверхности проволоки, прекращению процесса волочения. В этих условиях особое значение имеет состояние поверхностей рабочих роликов и качество материала смазки [1].

## 1. ОБЗОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И МЕХАНИЗМОВ В РОССИИ И ЗА РУБЕЖОМ

На сегодняшний день известны следующие конструкции роликовых волок.

1.1. Для производства арматурной проволоки с двухсторонним рифлением наружной поверхности используют клетки роликовых волок [2]: двухроликовые (Рисунок 1.1а), с опорными роликами (Рисунок 1.1б), с опорными роликами и рабочими роликами малого диаметра (Рисунок 1.1в).

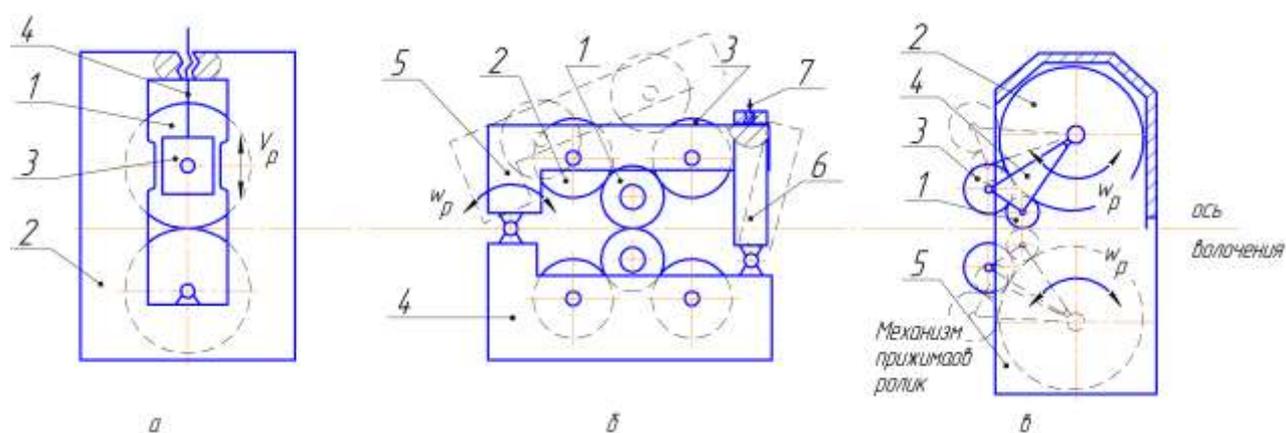


Рисунок 1.1.- Принципиальные схемы роликовых волок: а – двухроликовые; б - с опорными роликами; в - с опорными роликами и рабочими роликами малого диаметра

Двухроликовые волокни (Рисунок 1.1а) включают два неприводных ролика 1, нижний из которых установлен на неподвижной оси в корпусе клетки 2, а ось верхнего ролика расположена в подушках 3, которые с помощью нажимных винтов 4 перемещаются в вертикальном направлении ( $v_p$ ) в направляющих корпуса 2 при регулировке положения роликов в процессе волочения.

Роликовые волокни с опорными роликами (Рисунок 1.1б) содержат две симметричные опорные группы роликов, каждая из которых состоит из рабочего ролика 1, установленного между двумя опорными валками (роликами) 2 и 3 равного диаметра. Оси вращения роликов нижней опорной группы установлены в неподвижном основании корпуса клетки 4, которое шарнирно связано с верхней подвижной половиной корпуса 5, где

расположены оси вращения опорных роликов верхней группы. В рабочем положении регулировка роликов 1 осуществляется при повороте верхней половины клетки 4 ( $w_p$ ) с помощью нажимного винта 6, который связан с подвижной траверсой 7. Положение подвижной части корпуса и траверсы 7 при замене рабочих роликов 1 показано пунктиром.

Роликовые волокна с опорными роликами и рабочими роликами малого диаметра (Рисунок 1.1в) содержат (4,5) две симметрично расположенные опорные группы роликов, каждая из которых содержит рабочий ролик 1, установленный между опорным роликом 2 большего диаметра и опорным прижимным роликом 3, которые расположены внутри качающихся рычагов 4. При этом ось вращения опорного ролика 2 и качающегося рычага 4 установлена неподвижно в корпусе клетки 5, а оси вращения прижимного 3 и рабочего роликов 1 расположены внутри качающихся рычагов ( $w_p$ ), положение которых в процессе волочения определяется прижимным механизмом, связанным с корпусом клетки 5 и на рисунке 1в условно не показанном. Положение качающихся рычагов при замене рабочих роликов вне корпуса клетки показано пунктиром [2].

1.2. Роликовая волока для волочения фасонной и круглой проволоки повышенной точности, с механизмами групповой радиальной и осевой регулировки рабочих роликов (Рисунок 1.2) [3].

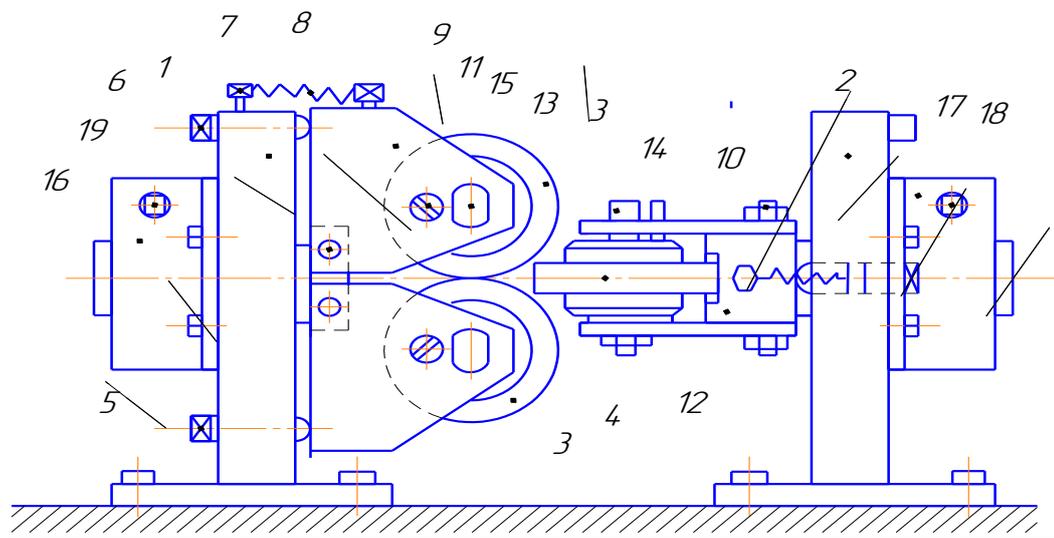


Рисунок 1.2. – Принципиальная схема четырехволоковой волоки

Роликовая волока для производства фасонных и круглых профилей содержит две последовательно установленные стойки 1 и 2, на которых смонтированы взаимно перпендикулярные пары рабочих роликов 3 и 4. При этом стойки 1 и 2 удалены друг от друга таким образом, что расстояние  $L$  между осями роликов 3 и 4 является минимально возможным.

Групповая синхронная радиальная регулировка рабочих роликов осуществляется посредством вращения гайки, зафиксированной от осевого смещения упорными подшипниками, установленными в корпусе 16(17), который закреплен болтами на стойке 1(2). На гайке, взаимодействующей с резьбовым участком штока, выполнен червячный венец, связанный с установленным в корпусе червяком 18, при вращении которого осуществляется поворот гайки, вследствие чего шток, совершает возвратно-поступательное перемещение перпендикулярно стойке 1 вместе с роликодержателем и установленным в нем роликовым узлом. Нажимные винты 5, 6 и отжимные пружины 8, установленные выше оси роликов, препятствуют перемещению роликодержателей 11, вследствие чего последние поворачиваются вокруг осей 9, 10 шарниров, изменяя при этом расстояние между осью волочения и роликами.

Индивидуальная радиальная регулировка роликов осуществляется нажимными винтами 5, 6, при вращении которых роликодержатели 11 поворачиваются вокруг осей 9, 10 шарниров, изменяя положение роликов относительно оси волочения. Индивидуальная осевая регулировка роликовых узлов осуществляется дополнительным перемещением роликодержателя 11 вдоль оси шарнира [3].

Роликовая волока работает следующим образом.

Заготовка с размывателя подается к волочильному стану, на котором установлено роликовое устройство. Для свободного прохождения переднего конца заготовки через калибры ролики в каждой паре устройства разводятся механизмом групповой радиальной регулировки. Затем передний конец заготовки проводится через роликовые калибры, захватывается клещами и с

помощью тянущего барабана на заправочной скорости начинают протягивать заготовку и одновременно устанавливать механизмом групповой регулировки необходимый зазор между рабочими роликами в первой паре, а затем и во второй паре роликов. На выходе из устройства проверяются размеры профиля, и если корректировки размеров профиля не требуется, то стан разгоняется на рабочую скорость.

1.3. Двухклетевой блок трехроликовых клеток для получения шестигранной проволоки (Рисунок 1.3) [3].

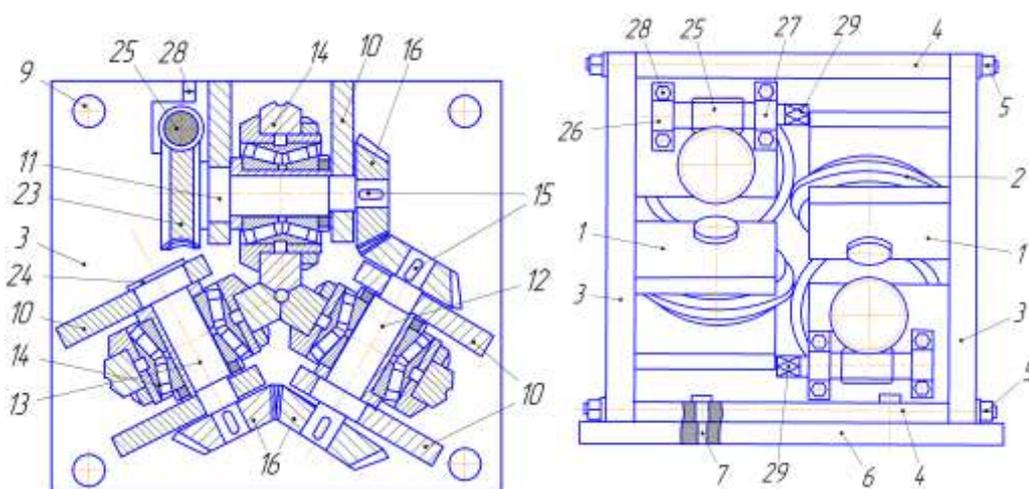


Рисунок 1.3. – Двухклетевой блок трехроликовых волок

Двухклетевой блок трехроликовых клеток состоит из двух трехроликовых клеток 1 с приводными роликами 2, расположенными под углом  $120^\circ$  друг к другу, при этом одна из клеток развернута относительно другой под углом  $180^\circ$ . Стойки 3 клеток 1 соединены между собой четырьмя стяжками 4 с помощью гаек 5, а нижние стяжки 4 жестко закреплены к основанию 6 блока болтами.

Трехроликовая клетка 1 представляет собой стойку 3, в центре которой выполнено сквозное отверстие 8 для подвода заготовки к калибру, а по углам четыре отверстия 9 под стяжки 4. На стойке закреплены под углом  $120^\circ$  один к другому три пары параллельных между собой щек 10 с отверстиями под эксцентриковые оси 11, 12 и 13, на эксцентричных участках которых установлены роликподшипниковые узлы 14, а на концах осей смонтированы

конические шестерни 16, с помощью которых оси связаны между собой зубчатым зацеплением. На цилиндрическом выступе 23 горизонтальной оси 11 нарезан зубчатый венец червячного колеса, взаимодействующий с червяком 25, установленным на двух опорах 26 и 27. На конце червяка 25 выполнен хвостовик 29 под ключ. При вращении червяка 25, горизонтальная ось 11 поворачивается вокруг оси, при этом синхронно поворачиваются эксцентриковые оси 12 и 13, изменяя при этом расстояние между осью прокатки и роликами 2.

1.4. Роликовая головка (Рисунок 1.4), опорная конструкция которой выполнена в виде катков, а корпус установлен на них с возможностью поворота вокруг своей оси и снабжен средством фиксации его положения в позициях, соответствующее числу роликов головки [2].

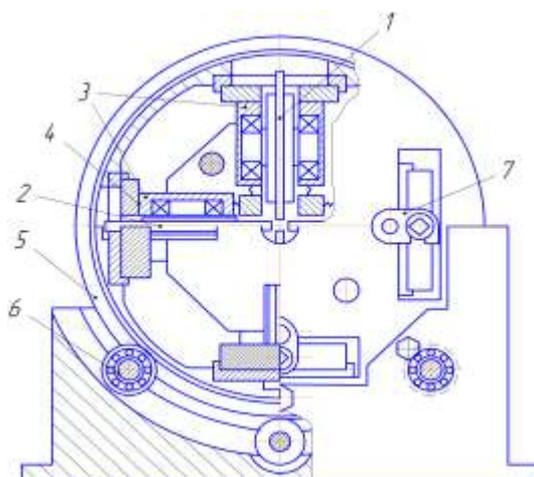


Рисунок 1.4. – Роликовая головка

Роликовая головка для волочения профилей, содержащая пару вертикальных 1 и горизонтальных 2 роликов, установленных в подушках 3, смонтированных в общей, имеющей возможность перемещения вдоль оси волочения кассете 4, размещенной в цилиндрическом корпусе с окнами 5, который установлен на опорной конструкции 6. С целью обеспечения монтажа и демонтажа подушек с роликами, опорная конструкция выполнена в виде катков, а корпус установлен на них с возможностью поворота вокруг своей оси и снабжен средством фиксации его положения в позициях, соответствующих числу роликов головки.

1.5. Роликовая головка для волочения фасонных профилей (Рисунок 1.5), содержит корпус с радиальными пазами и размещёнными в них ползунами с рабочими роликами. Механизм радиального перемещения роликов в виде поворотного диска с зубчатой нарезкой, установленного соосно в корпусе с возможностью взаимодействия с ползуном. Так же роликовая волока снабжена дополнительным механизмом радиального перемещения в виде поворотного от привода диска с зубчатой нарезкой, установленного концентрично основному. При этом зубчатая нарезка на дополнительном и основном дисках выполнена по спирали Архимеда на их торцах, а на ползунах также выполнена соответствующая нарезка по спирали Архимеда и одни ползуны установлены во взаимодействии с основным диском, а другие – с дополнительным.

Роликовая волока состоит из корпуса 1, внутри которого и соосно с ним концентрично установлены основной 2 и дополнительный 3 диски, ползунов 4,5, в которых установлены рабочие ролики 6,7 и стержни 8. С одной стороны дисков 2,3, обращённых к ползунам, выполнена нарезка по спирали Архимеда, по линии, образуемой при наложении равномерного вращения и равномерного движения по радиусу.

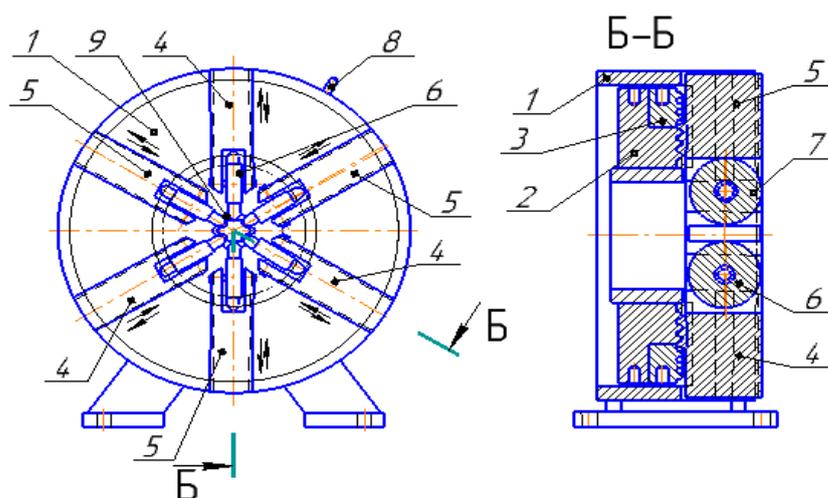


Рисунок 1.5 –Волока с шестивалковым калибром.

При необходимости замены рабочих роликов в роликовой волоке, вначале вращением дисков 2,3 ползуны вместе с рабочими роликами извлекаются из

корпуса 1. Затем происходит замена рабочих роликов, и ползуны вновь ставятся в корпус 1 [11].

1.6. В волоках фиксированной установкой деформирующих роликов (Рисунок 1.6) [12].

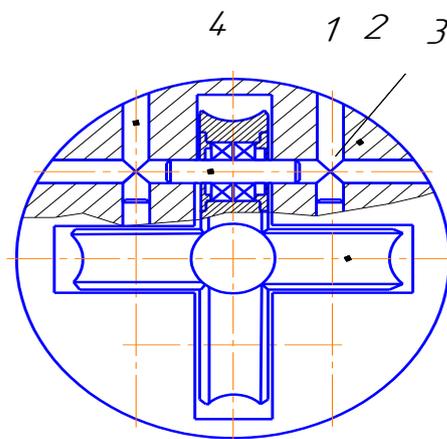


Рисунок 1.6. – Роликовая волока с установкой осей валков непосредственно в станине

Деформирующие ролики монтируются с помощью подшипников на осях 1, закрепленных в отверстиях 5 станины 2. Жесткое крепление осей не позволяет перемещать ролики для изменения размеров калибра. Из-за этого недостатка, а также из-за значительных габаритов и массы станины волоки данной конструкции не нашли широкого применения.

1.7. Четырехроликовая волока конструкции ЮУрГУ (Рисунок 1.7) имеет клиновый механизм установки роликов.

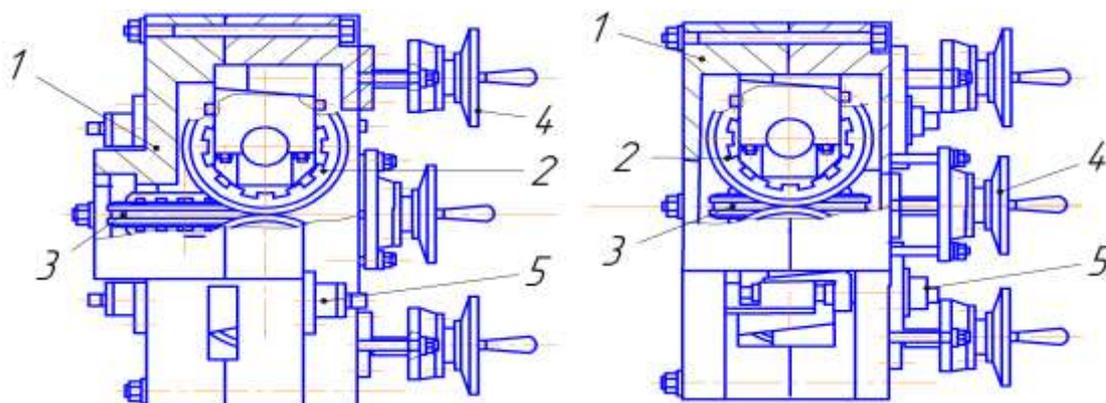


Рисунок 1.7. - Четырехроликовая волока конструкции ЮУрГУ

Четырехроликовые волоки предназначены для изготовления волочением фасонной и круглой проволоки из различных металлов и сплавов. Волока

состоит из корпуса 1, в котором размещены два горизонтальных рабочих ролика 2 и два вертикальных рабочих ролика 3. Рабочие ролики установлены на подшипниках качения. Для регулировки роликов в радиальном и осевом направлениях предусмотрены клиновые механизмы 4 и 5.

Преимущества данной конструкции по сравнению с существующими роликовыми волоками:

- простота конструкции;
- возможность получения круглой проволоки высокого качества с устойчивым протеканием процесса деформации за счет смещения пар роликов по оси волочения;
- возможность использования роликовой волоки для производства различных профилей;
- универсальность конструкции роликовой волоки для производства различных профилей.

1.8. В основу роликовых волок с многовалковым калибром бесстанинного типа положен принцип жесткой связи осей роликов. При этом выбрано три типа многовалковых калибров. Схемы роликовых волок бесстанинного типа с калибрами, образованными различным количеством роликов и их расположением представлены на рисунке трехроликным калибром (Рисунок 1.8а), четырехроликным калибром (Рисунок 1.8б) и четырехроликным калибром со смещенными парами роликов (Рисунок 1.8в) [13].

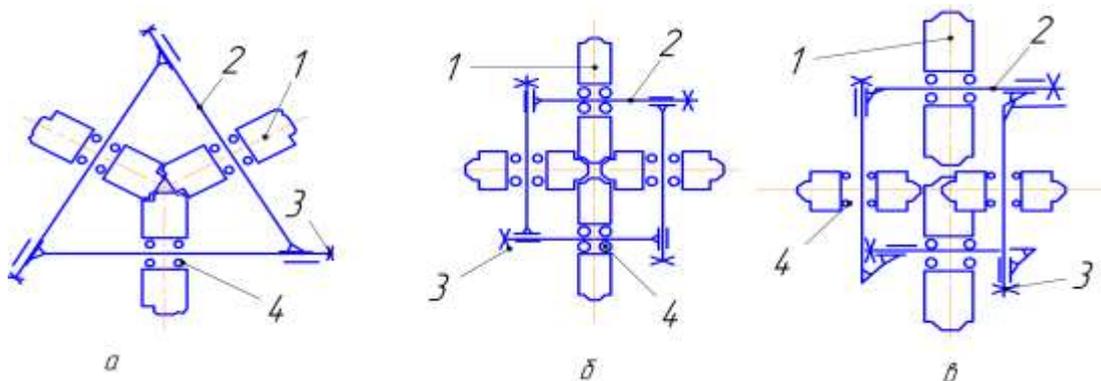


Рисунок 1.8. – Схемы роликовых волок бесстанинного типа

Роликовые волокна такого типа достаточно просты и имеют минимальное количество деталей. Каждая волока состоит из одинаковых осей 2, имеющих с одной стороны утолщения с охватывающей поверхностью, а с противоположной стороны охватываемую поверхность такого же диаметра. Оси 2 соединяются между собой, образуя жесткую раму. Фиксирование осей обеспечивается гайками 3. На оси 2 через подшипники 4 установлены деформирующие ролики 1. Заданное положение роликов определяется касанием смежных валков по опорным поверхностям, которое известно как схема сборки в «замок». Такое соединение осей позволяет отказаться от использования станины. Минимальное количество нагруженных деталей, и схема соединения осей обеспечивает не значительные габаритные размеры и высокую жесткость роликовых волок.

1.9. Устройство волоки с трехроликовым калибром данного типа показано на рисунке 1.9 [14].

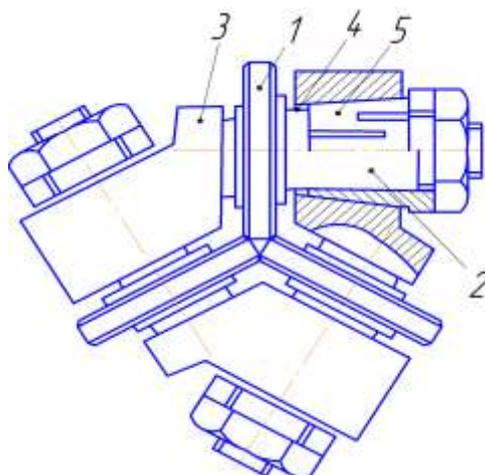


Рисунок 1.9. – Клеть-волока с трехвалковым калибром

Деформирующие ролики 1 посредством подшипников установлены на осях 2. Каждая ось выполнена с утолщениями 3. В утолщениях имеются конусные отверстия 4, в которые помещены конусные втулки 5, а в их отверстия вставлены концы смежных осей валков. Каждая ось одним концом жестко закреплена в отверстии утолщения другой оси с помощью гайки 6. Этим обеспечивается последовательное соединение осей, дающее возможность их осевого смещения и фиксации в заданном положении.

1.10. Волока с опорными роликами в поворотных обоймах (Рисунок 1.10.), опирающихся на радиально подвижные подушки. Роликовая волока содержит корпус 1, рабочие ролики 2, опорные ролики 3, попарно в одной плоскости, установленные в обоймах 4, опирающихся на подушки 5 по цилиндрическим поверхностям радиуса  $R$ , регулировочные устройства: нажимные винты или клинья 6, упор –полный винт.

В устройстве опорные ролики 2, установлены в обоймах-рычагах 8, опирающихся на эксцентриковые оси 9 по цилиндрическим поверхностям радиуса  $R$ , эксцентриковые оси расположены в отверстиях корпуса 1. Регулируемые упоры 10 и 11 выполнены в виде пластины 10 с прорезями для выступающих частей роликов, надетой на концы регулировочных винтов 11.

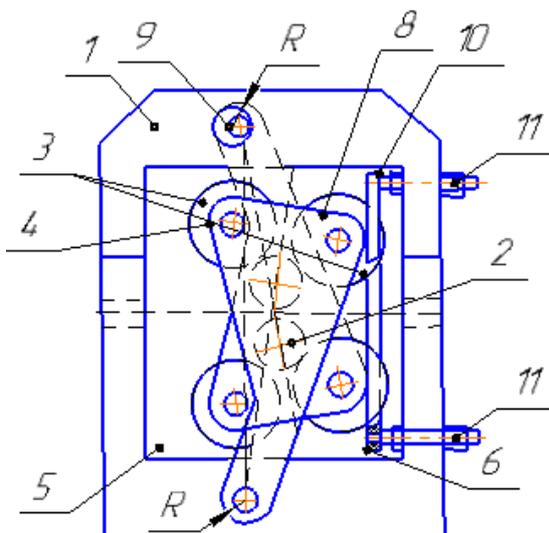


Рисунок 1.10. - Волока с опорными роликами в поворотных обоймах.

Главным преимуществом волоки с опорными роликами в поворотных обоймах является устранение перегрузки опорных роликов на выходной стороне волоки, проявлением чего является увеличение контактной долговечности и срока службы роликов до начала усталостного разрушения поверхностей разрушения [15].

В конечном счёте сокращаются расход роликов, число перевалок и потери времени на перевалки (особенно при замене опорных роликов), повышается производительность процесса волочения.

## 2. РАСЧЕТ УСИЛИЯ ВОЛОЧЕНИЯ ПО ПРОХОДАМ

Сила волочения  $P$  является одним из главных показателей всего процесса волочения, и ее величина для диаметра заготовки зависит от влияния многих факторов, главными из которых являются: прочность и пластичность протягиваемого металла; величина относительного обжатия  $\delta$ ; геометрия волочильного инструмента; коэффициент внешнего трения  $f$  в зоне деформации [4].

Расчет усилия волочения производим по формуле:

$$P = 1,4 \cdot \delta_T \cdot \ln(\lambda_n) \cdot F_T, \text{ кН}, \quad (1)$$

где  $\delta_T$  – средний предел текучести металла для сплава ВТ1-0 равный 420 Н/мм<sup>2</sup>;

$\lambda_n$ -коэффициент вытяжки;

$F_T$ - горизонтальная проекция площади контакта проволоки с роликами:

$$F_T = \frac{3}{4} \cdot b_n \cdot l_d, \text{ мм}^2, \quad (2)$$

где  $b_n$ -ширина прутка по проходам;

$l_d$ - длина очага деформации:

$$l_d = \sqrt{(h_{n-1} - h_n) \cdot R_B}, \text{ мм}. \quad (3)$$

$R_B$ - радиус ролика;

$h_n$ -длина прутка по проходам.

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1.- Усилия волочения в зависимости от прохода

	$d_{п.}, \text{мм}$	$\lambda$	$l_d, \text{мм}$	$F_T, \text{мм}^2$	$P, \text{Н}$
1	9,13	1,2	8,81	60,29	6463,4
2	8,33	1,2	8,41	52,58	5637,4
3	7,61	1,2	8,04	45,86	4916,9
4	6,94	1,2	7,68	40	4288,5
5	6,34	1,2	7,34	34,89	3740,4
6	5,79	1,2	7,01	30,43	3262,4

Продолжение таблицы 2.1. - Усилия волочения в зависимости от прохода

7	5,28	1,2	6,69	26,54	2845,4
8	4,82	1,2	6,4	23,15	2481,8
$\Sigma P, H$					33636,1

Изменения усилия волочения по проходам показаны на рисунке 12.1.

Усилие в первых проходах достаточно высокое, а затем постепенно снижается, что можно объяснить уменьшением площади поперечного сечения прутка, а значит и уменьшением площади контакта металла с роликами.

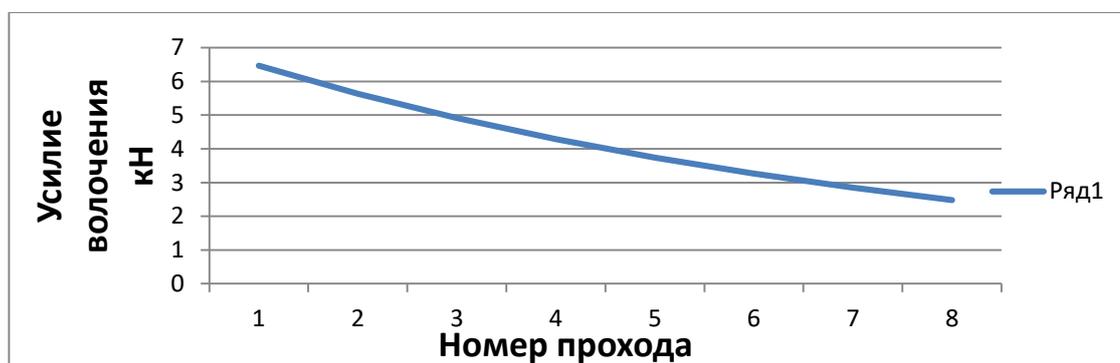


Рисунок 2.1.-Изменение силы волочения по проходам

Удельное давление на ролик определяем по выражению:

$$p_c = \beta \cdot n_\sigma \cdot \sigma_{SC}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

Где  $\beta$ – коэффициент Лодэ, равный 1;

$n_\sigma$ – коэффициент напряженного состояния:

При  $\frac{l_d}{h_c} < 1$   $n_\sigma$  определяем по методике А.И. Целикова:

$$n_\sigma = \left( \frac{l_d}{h_c} \right)^{-0,4}, \quad (5)$$

При  $\frac{l_d}{h_c} > 1$   $n_\sigma$  определяем по методике М.Я. Бровмана:

$$n_\sigma = 0,5 \cdot \left( \frac{l_d}{h_c} + \frac{h_c}{l_d} \right), \quad (6)$$

где  $l_d$  – длина очага деформации;

$h_c$  – средняя высота в очаге деформации:

$$h_c = \frac{h_0 + h_1}{2} \text{ мм.}, \quad (7)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 8

Таблица 2.2.- Удельное давление на ролики в зависимости от прохода

	$h_c, \text{мм}$	$l_d/h_c$	$n_\sigma$	$p_c, \text{МПа}$
1	9,56	0,92	1	421,43
2	8,73	0,96	1	420,29
3	7,97	1,01	1	420,02
4	7,27	1,06	1	420,62
5	6,64	1,1	0,96	403,58
6	6,06	1,16	0,94	396,29
7	5,53	1,21	0,93	389,12
8	5,05	1,27	0,91	382,09

Среднее удельное давление, показанное на рисунке 2.2, постепенно убывает, что свидетельствует о равномерности нагружения роликов.

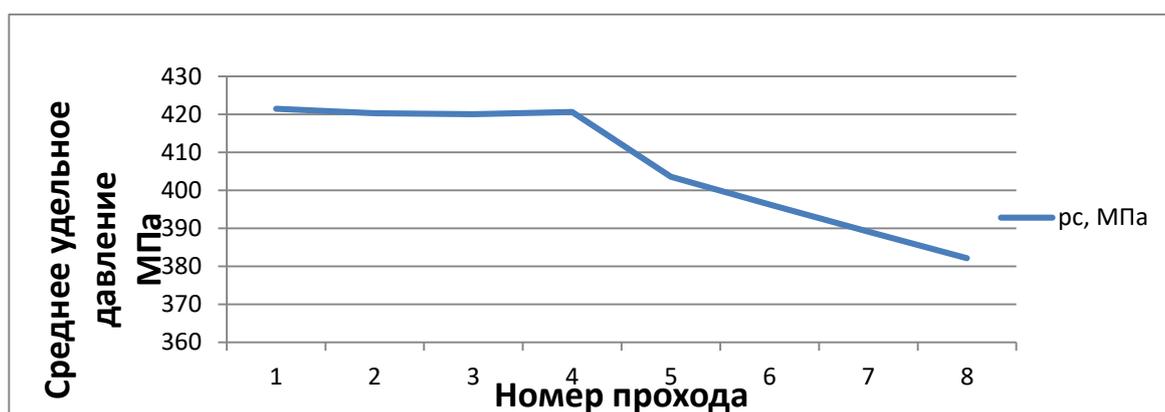


Рисунок 2.2.-Изменение среднего удельного давления прокатки по проходам

В результате процесса волочения на ролики действуют силы, в случае возрастания которых, может последовать быстрый износ роликов, что может отразиться на качестве проката.

Рассчитаем действующее давление металла на рабочие ролики по формуле:

$$P_M = p_C \cdot F_T, \quad (8)$$

Таблица 2.3. – Давление на рабочие ролики

	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{M,кН}$	25,4	22,1	19,3	16,8	14,1	12,1	10,3	8,8

С каждым проходом, давление со стороны металла на ролики падает, из-за уменьшения поперечного сечения проволоки.

### 3. РАСЧЕТ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ВОЛОЧЕНИЯ

Скоростной режим волочения на непрерывных станах определяется с учетом закона постоянства секундных объёмов, который заключается в том, что за единицу времени через каждую клетку волочильного стана проходит одинаковый объём металла:

$$v_i \cdot S_i = const, \quad (9)$$

где  $v_i$  и  $S_i$  – скорость выхода и площадь поперечного сечения прутка в каждой клетке.

Скорость волочения в каждой клетке находится по формуле:

$$V_n = \frac{S_{n+1} \cdot V_{n+1}}{S_n} \text{ м/с}, \quad (10)$$

где  $S_{n+1}$  – площадь поперечного сечения прутка после прохода;

$V_{n+1}$  – скорость выхода после прохода;

$S_n$  – площадь поперечного сечения прутка до прохода.

Угловую скорость вращения тянущего барабана определяем по формуле:

$$\omega_b = \frac{V_n}{R_b} \text{ об/мин.}, \quad (11)$$

где  $V_n$  – линейная скорость волочения, м/с;

$R_b$  – радиус барабана, равный 0,2 м.

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1.- Скоростные режимы прокатки до отжига

	$S, \text{мм}^2$	$V, \text{м/с.}$	$\omega_b, \text{об/мин}$
1	65,42	6,1	291,3
2	54,51	7,3	348,5

Продолжение таблицы 3.1. - Скоростные режимы прокатки до отжига

3	45,43	8,8	420,2
4	37,86	10,5	501,3
1	31,86	12,7	606,4
2	26,29	15,2	725,7
3	21,91	18,2	869
4	18,26	21,9	1045,6

На рисунке 3.1 представлена линейная зависимость возрастания скорости волочения по проходам.

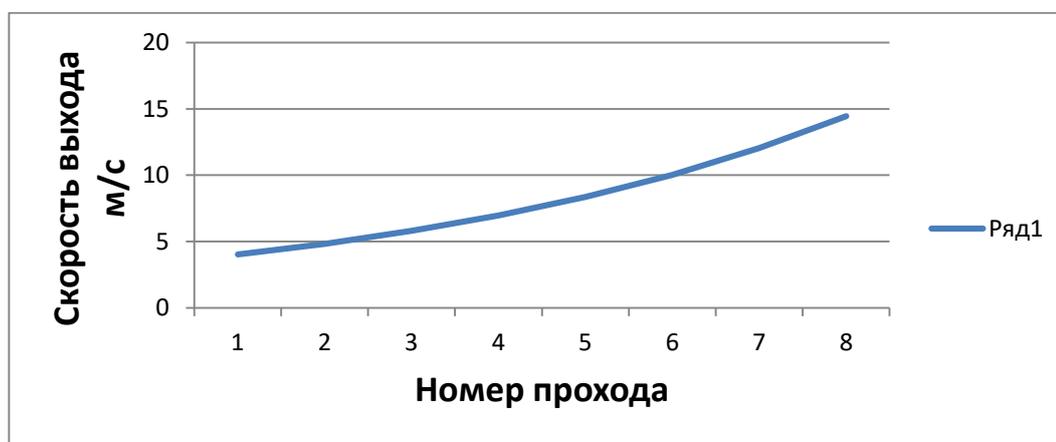


Рисунок 3.1.-Изменение скорости волочения по проходам

#### 4. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ТЯНУЩЕГО УСТРОЙСТВА

Мощность на валу электродвигателя определяем по формуле:

$$N_{дв} = \frac{n_2 \cdot M_{дв.}}{9550}, \quad (12)$$

где  $n_2$ -частота вращения вала электродвигателя, принимаю равной 1500 об/мин;

$M_{дв.}$ -крутящий момент на электродвигателе:

$$M_{дв.} = \frac{M_{кр}}{i \cdot \eta} \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (13)$$

где  $i$ -передаточное число редуктора;

$\eta$ -коэффициент полезного действия, для цилиндрического двухступенчатого редуктора равный 0,85;

$M_{кр.}$ -крутящий момент на барабане:

$$M_{кр.} = P \cdot R_{б.} \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (14)$$

где  $P$ - усилие волочения;

$R_{б.}$  –радиус барабана.

Результаты расчетов сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1.- Расчет мощности привода тянущего устройства

	$i$	$M_{кр.}, \text{кН} \cdot \text{м}$	$M_{дв.}, \text{кН} \cdot \text{м}$	$N_{дв.}, \text{кВт}$
1	5,1	1,293	0,295	2,8
2	4,3	1,127	0,309	2,9
3	3,6	0,983	0,324	3,1
4	3	0,858	0,339	3,2
5	2,5	0,748	0,355	3,3
6	2,1	0,652	0,371	3,5
7	1,7	0,569	0,388	3,7
8	1,4	0,496	0,407	3,8

Из расчета видно, что максимальная мощность на валу электродвигателя приходится на последнюю клеть. Исходя из максимального значения мощности, выбираем электродвигатель.

## 5. ВЫБОР КРАТНОСТИ ПО ОТЖИГАМ

При разработке технологических маршрутов волочения, необходимо учитывать изменение прочностных характеристик, на которые значительное влияние оказывает степень деформации [4].

На предельную величину частных деформаций влияет интенсивность упрочнения металла или сплава и коэффициент запаса, используемый в данном переходе волочения. При высоких коэффициентах запаса снижается производительность и увеличивается расход энергии.

Степень деформации в каждой клетке определим по формуле:

$$\varepsilon = \frac{S_H - S_K}{S_H} \cdot 100\%, \quad (15)$$

где  $S_H$ - площадь прутка перед обжатием;

$S_K$ -площадь прутка после обжатия.

Для титанового сплава ВТ1-0 общее обжатие между отжигами составляет 30-60%.

Результаты расчетов сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1.- Степень деформации по проходам

	1	2	3	4		5	6	7	8
$\varepsilon, \%$	16,7	30,6	42,1	51,8	отжиг	16,7	30,6	42,1	51,8

Степень деформации в каждой клетке возрастает, как представлено на рисунке 5.1. После четвертой клетки проводится отжиг.

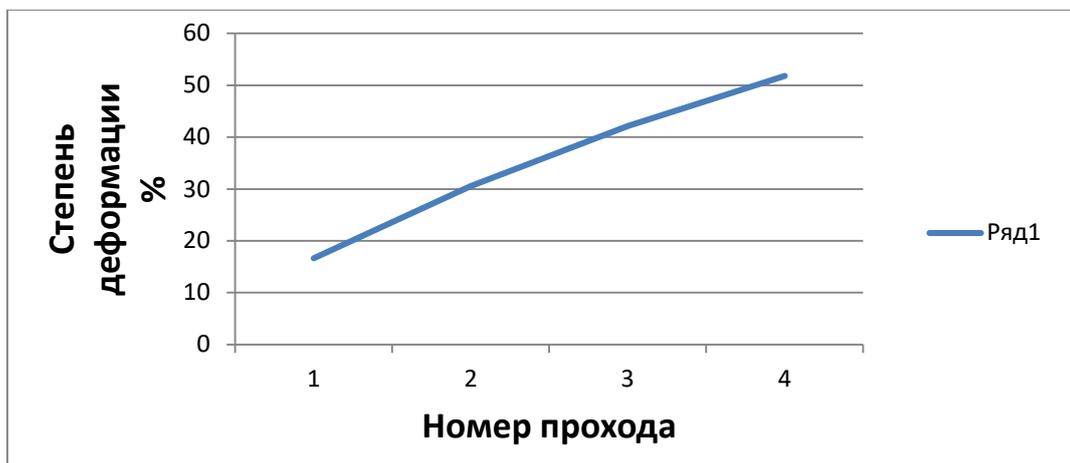


Рисунок 5.1.-Изменение степени деформации по проходам

Из представленных данных можно сделать заключение, что для осуществления волочения сплава ВТ1-0 при заданных режимах волочения, на участке потребуются четыре роликовые волокна, чтобы на выходе получить пруток требуемого профиля.

## 6. ВЫБОР ОТЖИГОВОЙ ПЕЧИ

Для уменьшения остаточных напряжений, образующихся в результате волочения, после четвертого прохода, проволоку необходимо подвергнуть неполному отжигу. Для этих целей выбрана горизонтальная вакуумная ретортная печь Термионик Т4 на рисунке 6.1.



Рисунок 6.1. – Печь для термообработки ВТ1-0

Таблица 6.1. – Основные характеристики печи

Наименование параметра	Термионик Т4
Внешние размеры, мм, (Д-Ш-В)	2300-1700-2300
Размеры пространства, доступного для размещения садки, мм, (диаметр-глубина)	500, 500
Максимальная длительная температура в рабочей зоне, °С	650
Мощность, Вт	380
Вес садки (не более), кг	2000

## 7. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ НЕПРИВОДНОЙ ФИГУРКИ

Неприводная фигурка (Рисунок 7.1.) представляет собою сварной каркас, установленный на платформе, с механизмом качания для предотвращения обрыва проволоки при большом её натяжении. Диаметр сварного каркаса расширяется к основанию, что обеспечивает плотное прилегание бунта без проскальзывания.

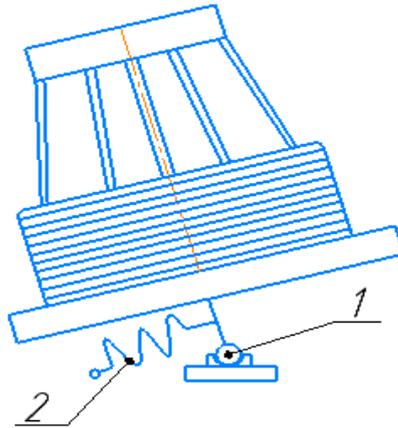


Рисунок 7.1.- Неприводная фигурка

В основании фигурки шарнир (1), позволяющий ей наклоняться в разные стороны. Пружиной (2), фигурка удерживается под нужным углом, не давая бунту слететь.

## 8. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ТЯНУЩЕГО УСТРОЙСТВА

В качестве тянущего устройства выступают приводные барабаны. Скорости всех барабанов регулируют так, чтобы проволока подвергалась непрерывному волочению без проскальзывания. Поэтому, каждый барабаны имеет собственный электропривод, состоящий из асинхронного электродвигателя, редуктора и системы управления.

На рисунке 8.1. приведена кинематическая схема тянущего устройства.

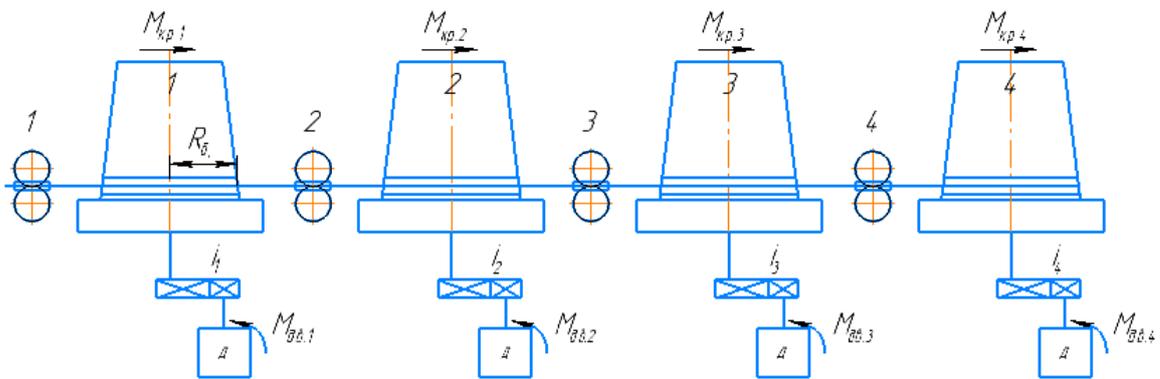


Рисунок 8.1.– Кинематическая схема тянущего устройства.

Для выбора привода, необходимо рассчитать максимальную потребляемую мощность каждого из барабанов. Для расчетов воспользуемся следующими формулами:

Мощность на валу электродвигателя определяем по формуле:

$$N_{дв} = \frac{n_2 \cdot M_{дв.}}{9550}; \quad (16)$$

где  $n_2$ -частота вращения вала электродвигателя, принимаю равной 1500 об/мин;

$M_{дв.}$ -крутящий момент на электродвигателе:

$$M_{дв.} = \frac{M_{кр}}{i \cdot \eta}, \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (17)$$

где  $i$ -передаточное число редуктора;

$\eta$ -коэффициент полезного действия, для цилиндрического двухступенчатого редуктора равный 0,97;

$M_{кр.}$  -крутящий момент на барабане:

$$M_{кр.} = P \cdot R_{б.}, \text{кН} \cdot \text{м} \quad (18)$$

где  $R_{б.}$  –радиус барабана, принимаю равным 0,2 м;

$P$ - усилие волочения.

Результаты расчетов сведены в таблицу 8.1.

Таблица 8.1.- Энергосиловые параметры

барабан	$M_{кр.}$ , кН · м	$M_{дв.}$ , кН · м	$N_{дв.}$ ,кВт
1	0,748	0,355	3,3
2	0,652	0,371	3,5
3	0,569	0,388	3,6
4	0,496	0,407	3,8

Исходя из полученных значений, в качестве привода тянущих барабанов выбран соосный цилиндрический мотор-редуктор, который представляет из себя комплексный механизм в виде электромеханического узла, совмещающего в себе работающие в паре редуктор и электродвигатель. Такие устройства находят обширное применение во многих отраслях промышленности, что обусловлено их основными преимуществами [16]:

- компактность и сравнительно малые габариты и масса позволяют встраивать мотор-редукторы в конструкцию различных машин и аппаратов;
- высокий КПД во много обеспечивается малыми тепловыми потерями в передаче вследствие трения зубьев;
- цилиндрические мотор-редукторы могут быть установлены как горизонтально, так и вертикально;

– монтаж агрегатов может производиться с помощью лап, фланцев или насадочных приспособлений.



Рисунок 8.2. –Цилиндрический соосный мотор-редуктор 4МЦ2С

Для первого блока:

Мотор-редуктор 4МЦ2С-100. 604,4.5,5.G130.ЦУЗ

Частота вращения вала  $n_{\text{ВЫХ}}$ -604,4 мин<sup>-1</sup>;

Крутящий момент выходного вала  $M_{\text{ВЫХ}}$ -748,6Н·м;

Передаточное число  $i_1$ -5,1;

Мощность- 5,5кВт.

Для второго блока:

Мотор-редуктор 4МЦ2С-100. 725,2.5,5.G130.ЦУЗ

Частота вращения вала  $n_{\text{ВЫХ}}$ -725,2 мин<sup>-1</sup>;

Крутящий момент выходного вала  $M_{\text{ВЫХ}}$ -652,4 Н·м;

Передаточное число  $i_1$ -4,3;

Мощность- 5,5 кВт.

Для третьего блока:

Мотор-редуктор 4МЦ2С-100. 870,2.5,5.G130.ЦУЗ

Частота вращения вала  $n_{\text{ВЫХ}}$ -870,2 мин<sup>-1</sup>;

Крутящий момент выходного вала  $M_{\text{ВЫХ}}$ -569,1 Н·м;

Передаточное число  $i_1$ -3,6;

Мощность- 5,5 кВт.

Для четвертого блока:

Мотор-редуктор 4МЦ2С-100. 1044,3.5,5.G130.ЦУЗ

Частота вращения вала  $n_{\text{ВЫХ}}$ -1044,3 мин<sup>-1</sup>;

Крутящий момент выходного вала  $M_{\text{ВЫХ}}$ -496,4 Н·м;

Передаточное число  $i_1$ -3;

Мощность- 5,5 кВт.

## 9. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ПРОТИВО-НАТЯЖЕНИЯ

Скорости вращения промежуточных барабанов осуществляются регулировкой противонатяжения при исключении возможности скольжения проволоки по барабану. Станы этого типа аналогичны другим многократным станам и состоят из нескольких последовательно расположенных барабанов с находящимися между ними волокнами. В качестве привода для каждого барабана устанавливают электродвигатели постоянного тока с регулируемой скоростью. Скорости всех барабанов регулируют так, чтобы проволока подвергалась непрерывному волочению без проскальзывания. При применении двигателей постоянного тока это регулирование достигается электрической схемой путем применения реостата, механически связанного с натяжными роликами, (Рисунок 9.1) Проволока 1, огибая барабан 2, направляется вокруг натяжного ролика 3, а затем вокруг ролика 4 в роликую волоку 5 и на следующий барабан и т.д. При повороте нажимного ролика, связанного с реостатом 6, осуществляется регулировка напряжения в обмотке возбуждения предшествующего электродвигателя 7. Таким образом, если якорь электродвигателя будет вращаться со слишком большой скоростью, отчего петля будет нарастать, то скорость якоря будет уменьшаться и наоборот.

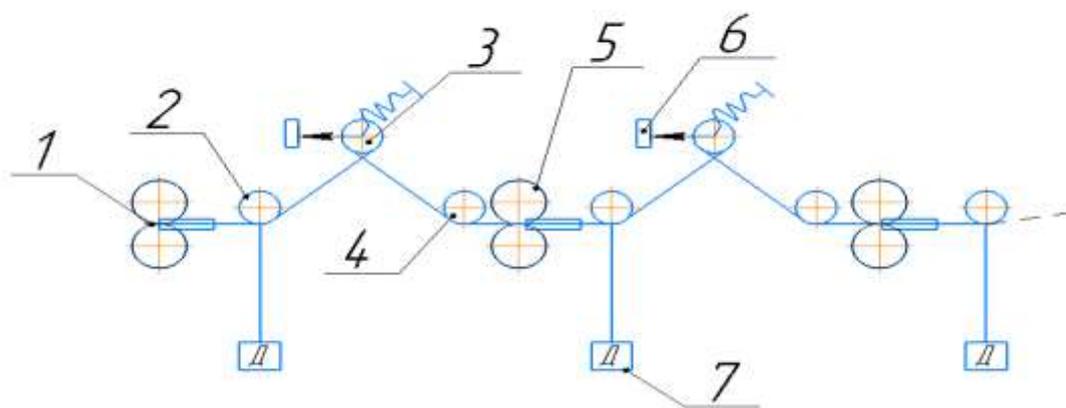


Рисунок – 9.1. Схема автоматического регулирования скорости волочения стана петлевого типа.

Станы с противонатяжением обладают следующими преимуществами:

1. При переходе проволоки с одного тянущего барабана на другой не происходит скручивания;
2. При помощи автоматизированной регулировки скорости тянущих барабанов существует возможность регулировать заднее натяжение проволоки;
3. Нагрев проволоки значительно уменьшает наличие противонатяжения, что позволяет улучшить качество проволоки и повысить скорость волочения;
4. Широкий диапазон вытяжек.

Главными недостатками станов данной конструкции являются:

1. Сложная заправки проволоки в стан;
2. При прохождении через ролики добавляются дополнительные изгибы проволоки;
3. Узкий диапазон регулирования противонатяжения осуществляется механическим путем;
4. Применение электродвигателей постоянного тока делает конструкцию более дорогой и сложной.

## 10. РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ПЕРЕВАЛКИ ВАЛКОВ

Перевалка валков осуществляется в случаях износа рабочих поверхностей ручьев или переходе на волочение другого профиля.

Перевалку валков роликовой волоки необходимо производить на специальном поворотном стенде (Рисунок 10.1).

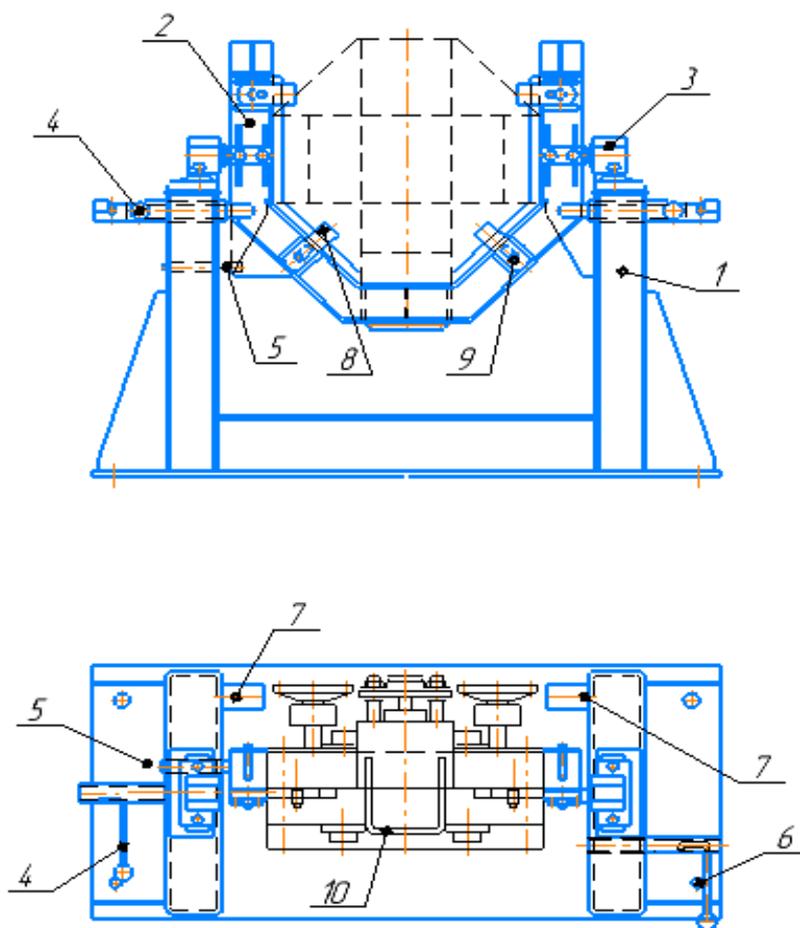


Рисунок 10.1.- Стенд для перевалки валков

Стенд для перевалки узлов рабочих валков роликовой волоки состоит из следующих основных узлов:

- станины 1;
- люльки 2.

Сварная конструкция станины 1 выполнена из двух вертикальных стоек жестко соединенных между собой поперечиной. В вертикальных стойках станины установлены фиксатор 4 и упор 5 крепления люльки в вертикальном

положении, фиксатор 6 и упоры 7 крепления люльки в горизонтальном положении.

В основании станины выполнены 4 отверстия для установки фундаментных болтов.

Люлька 2 сварной конструкции в виде U-образной формы предназначена для установки в неё роликовой волоки при перевалке рабочих валков.

Корпус люльки при помощи двух, установленных в подшипниковые узлы 3, крепится к стойкам станины 1 с возможностью поворота его в вертикальной плоскости.

Для фиксации станины роликовой волоки в корпусе люльки предусмотрены упоры и прижимные планки 8, которые крепятся болтами с гайками 9.

Для поворота люльки в вертикальной плоскости к основанию корпуса люльки приварена ручка 10.

## 11. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ НАМОТОЧНОГО АППАРАТА

Для расчетов выбрана проволочная моталка (Рисунок 11.1) конструкции Алматинского завода тяжелого машиностроения.

Для формирования витков при укладке проволоки на катушке применено автоматически переключаемое винтовое приспособление или вилка, перемещающаяся вдоль катушки по винту. Шаг укладки регулируется скоростью вращения винта.

Для настройки скорости перемещения катушки применен фрикционный вариатор направления вращения винта. В устройстве винт располагается параллельно оси катушки.

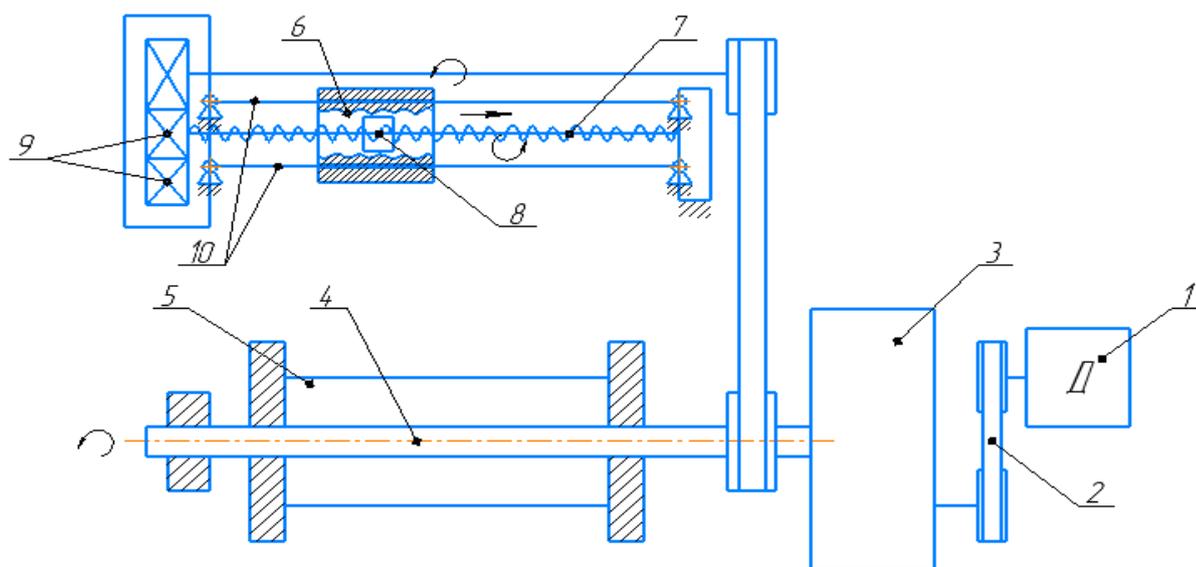


Рисунок 11.1.-Кинематическая схема намоточного аппарата конструкции АЗТМ

Привод намоточного аппарата осуществляется от электродвигателя 1, через клиноременную передачу 2 и коробку передач 3 на основной вал 4.

Намоточный аппарат имеет неподвижную вдоль оси катушку 5, а узел устройства раскладки подвижен. Скорость перемещения раскладчика 6 регулируется в зависимости от толщины проволоки и скорости волочения.

Для раскладки проволоки на катушке применен винтовой механизм с автоматическим переключением направления вращения винта 7. Винт расположен параллельно оси катушки, а поддерживающий и направляющий ролики жестко закреплены на гайке 8, перемещающейся вдоль катушки по винту. При подходе гайки раскладчика в одно из крайних положений катушки, регулируемым по длине упором производится переключение пары шестерен 9, что приводит к реверсированию вращения винта и направлению раскладчика в обратном направлении. Шаг раскладки регулируется в зависимости от скорости вращения винта. Механизм раскладки перемещается вдоль винта по двум направляющим 10, на опорах скольжения. Винт приводится в движение с помощью зубчатых зацеплений в узле задней бабки. Вся конструкция установлена на плите.

## 12. РАЗРАБОТКА НАМОТОЧНОГО УСТРОЙСТВА

При разработке намоточного устройства необходимо:

- 1) Определить действующие усилия;
- 2) Выбрать и рассчитать элементы привода;
- 3) Рассчитать ременную передачу;
- 4) Рассчитать винтовую передачу;
- 5) Привести прочностной расчет вала.

### 12.1. Определение действующих усилий на намоточное устройство

Определим силу, действующую на вал, как равнодействующую от силы натяжения проволоки и веса бунта (Рисунок 12.1) [5].

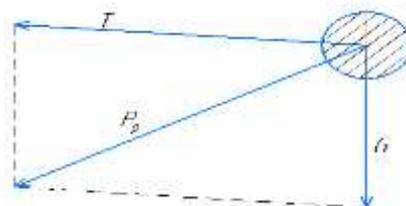


Рисунок 12.1.–Схема направления равнодействующей силы

$$P_p = \sqrt{T^2 + G^2}, \quad (19)$$

где G-вес бунта, равный 1т. или 9800 Н

T- сила натяжения проволоки:

$$T = \frac{P}{e^{f \cdot \psi}}, \quad (20)$$

где P-усилие волочения проволоки, равное 6463,4 Н;

e – основание натурального логарифма, равное 2,72;

f – коэффициент трения между проволокой и барабаном 0,03;

$\psi$  – угол охвата барабана:

$$\psi = 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (21)$$

где  $n$  – количество витков проволоки, принимаю равным 11.

$$\psi = 2 \cdot 3,14 \cdot 11 = 68,7 \text{ рад.}$$

$$T = \frac{6463,4}{2,72^{0,03 \cdot 37,7}} = 980 \text{ Н.}$$

$$P_p = \sqrt{980^2 + 9800^2} = 9,8 \text{ кН.}$$

### 12.1.2. Определение расчетной мощности электродвигателя

Мощность двигателя моталки можно рассчитать по формуле [7]:

$$N_{\text{дв.}} = (M_{\text{изг.}} + M_{\text{нат.}}) \cdot \frac{2 \cdot V_{\text{н.}}}{D_{\text{б.}}} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad (22)$$

где  $M_{\text{изг.}}$  - момент пластического изгиба:

$$M_{\text{изг.}} = \frac{\delta_{\text{т.}} \cdot \pi \cdot D_{\text{п.}}^3}{32}, \quad (23)$$

где  $D_{\text{п.}}$  - диаметр проволоки, равный  $8 \cdot 10^{-3}$  м;

$\delta_{\text{т.}}$  - предел текучести для Стали 45 равный 360 МПа [6];

$$M_{\text{изг.}} = \frac{360 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 18,1 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Момент от усилия натяжения рассчитываем по формуле:

$$M_{\text{нат.}} = T \cdot R_{\text{б.}}, \quad (24)$$

где  $T$  - усилие натяжения, равное 980 Н;

$R_{\text{б.}}$  - радиус барабана моталки – 0,4 м.

$$M_{\text{нат.}} = 980 \cdot 0,4 = 392 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$V_{\text{н.}}$  - скорость наматывания проволоки, равная 5 м/с;

$\eta$  - к.п.д. привода моталки, принимаю равным 0,95.

$$N_{\text{дв.}} = (18,1 + 392) \cdot \frac{2 \cdot 5}{0,8} \cdot \frac{1}{0,95} = 5,4 \text{ кВт.}$$

### 12.1.3. Выбор электродвигателя

По результатам расчета мощности и числа оборотов барабана моталки выбираем электродвигатель АИР132М8 [16].

В таблице 12.1 приведена характеристика выбранного электродвигателя [16].

Таблица 12.1.-Техническая характеристика электродвигателя

Электродвигатель	Мощность, кВт	Число оборотов, об/мин.	КПД, %	Масса, кг
АИР132М8	5,5	1500	87	82

## 12.2. Выбор и расчет элементов привода

### 12.2.1. Расчет ременной передачи от электродвигателя к валу барабана

К достоинствам ременных передач (Рисунок 12.2) относятся: простота конструкции и малая стоимость, плавность хода и безударность работы; легкость ухода и обслуживания.

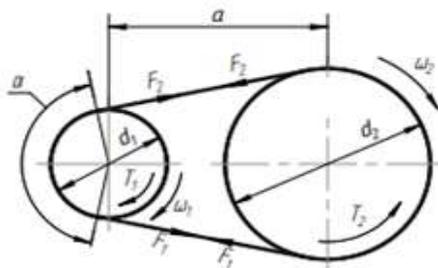


Рисунок 12.2.- Схема ременной передачи

Для понижения числа оборотов от электродвигателя к валу барабана, установлена коробка передач с передаточным  $i=4$ .

### 9.2.2. Выбор сечения ремня [6]

При  $N_{дв.} = 5,5 \text{ кВт}$  и  $n_{дв.} = 1500 \text{ об/мин}$  по графику на рисунке 12.3 принято сечение ремня В.

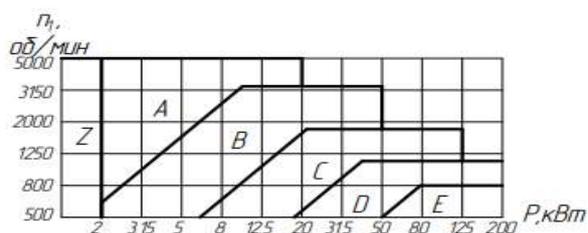


Рисунок 12.3.- Номограмма для выбора сечения ремня

### 12.2.3. Определение требуемого числа ремней [17]

Определяем необходимое количество ремней  $z$  для заданной мощности двигателя по формуле:

$$z \geq \frac{N_{дв.} \cdot C_p}{[p]} \geq \frac{N_{дв.} \cdot C_p}{N_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z \cdot C_u}, \quad (25)$$

где  $N_0$ -мощность, допускаемая для передачи одним ремнём;

$C_L$ -коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

$C_\alpha$ -коэффициент угла обхвата;

$C_z$ -коэффициент, учитывающий число ремней в передаче;

$C_p$ -коэффициент режима работы;

$C_u$ -коэффициент передаточного отношения.

$$z \geq \frac{5,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 0,83 \cdot 0,92 \cdot 1,14} \geq 3,5.$$

Для удобства эксплуатации и монтажа передачи, рекомендуется ограничивать  $z \leq 7$ , т.к. число ремней получилось равным 4, значит сечение ремня выбрано верно.

### 12.2.4. Расчет диаметра меньшего шкива [17]

Диаметр меньшего шкива, рассчитаем по формуле:

$$d_1 = 3 \cdot \sqrt[3]{M_{вых р.}}, \quad (26)$$

Определим номинальный момент на ведущем шкиве по формуле:

$$M_{\text{вых р.}} = \frac{N_{\text{дв.}}}{\omega_{\text{дв.}}}, \quad (27)$$

где  $N_{\text{дв.}}$  - мощность электродвигателя, равная 5,5кВт;

$\omega_{\text{дв.}}$  -угловая скорость двигателя,  $\text{с}^{-1}$ .

$$\omega_{\text{дв.}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв.}}}{30}, \quad (28)$$

$$\omega_{\text{дв.}} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

$$M_{\text{вых р.}} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{157} = 35 \text{ (Н} \cdot \text{м)} = 35032 \text{Н} \cdot \text{мм.}$$

$$d_1 = 3 \cdot \sqrt[3]{35032} = 100 \text{ мм.}$$

По данным ГОСТ 1284.3-96 выбираем диаметр шкива равным 160 мм.

#### 12.2.5. Расчет диаметра большего шкива [17]

Диаметр большего шкива, рассчитаем по формуле:

$$d_2 = i_{12} \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (29)$$

где  $i_{12}$  - передаточное число барабана, рассчитываем по формуле:

$$i_{12} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\text{в.}} \cdot i}, \quad (30)$$

$n_{\text{в.}}$  - частота вращения рабочего вала моталки:

$$n_{\text{в.}} = \frac{V_{\text{б.}}}{R_{\text{б.}} \cdot 2 \cdot \pi}, \quad (31)$$

где  $V_{\text{б.}}$  - максимальная скорость вращения барабана, равная 5м/с;

$$n_{\text{в.}} = \frac{5 \cdot 60}{0,4 \cdot 2 \cdot 3,14} = 119,4 \text{ об/мин.}$$

$$i_{12} = \frac{1500}{119,4 \cdot 4} = 3,1.$$

$\varepsilon$  -скольжение ремня, принимаем равным 0,015.

$$d_2 = 3,1 \cdot 160 \cdot (1 - 0,015) = 488,6 \text{ мм.}$$

По данным ГОСТ 1284.3-96 выбираем диаметр шкива равным 500 мм.

#### 12.2.6. Уточнение значения передаточного отношения [17]

$$i_{12} = \frac{d_2}{(d_1 \cdot (1 - \varepsilon))}, \quad (32)$$

$$i_{12} = \frac{500}{(160 \cdot (1 - 0,015))} = 3,2.$$

### 12.2.7. Рекомендуемое межосевое расстояние [17]

При отсутствии конструктивных ограничений значение  $a'$  определяется по эмпирической формуле:

$$a' = 1,2 \cdot d_2, \quad (33)$$

$$a' = 1,2 \cdot 500 = 600 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние шкивов  $a'$  следует принять в интервале:

$$a'_{min.} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h, \quad (34)$$

где  $h$ -высота сечения ремня, для сечения D равная 19мм;

$$a'_{min.} = 0,55 \cdot (160 + 500) + 10,5 = 373,5 \text{ мм.}$$

$$a'_{max.} = 2(d_1 + d_2), \quad (35)$$

$$a'_{max.} = 1320 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние  $a$  принимаю равным 1000 мм.

### 12.2.8. Расчет длины ремня [17]

Расчётная длина ремня определяется по формуле:

$$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4 \cdot a}, \quad (36)$$

$$L' = 2 \cdot 1000 + 3,14 \cdot \frac{(160 + 500)}{2} + \frac{(160 + 500)^2}{4 \cdot 1000} = 3145,1 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 1284.1-80 принимаем длину ремня  $L_p = 3550$  мм.

12.2.9. Уточненное значение межосевого расстояния  $a$ , соответствующее стандартной длине ремня [17]

Уточняем межосевое расстояние по формуле:

$$a = 0,25 \left[ (L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 2y} \right], \quad (37)$$

где  $L_p$  -расчётная длина ремня;

$$W = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2), \quad (38)$$

$$W = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (160 + 500) = 1036,2 \text{ мин.}^{-1}$$

$$y = (d_1 + d_2)^2, \quad (39)$$

$$y = (160 + 500)^2 = 435600 \text{ мм.}$$

$$a = \frac{\left[ 2513,8 + \sqrt{(3550 - 1036,2)^2 - 2 \cdot 435600} \right]}{4} = 1212 \text{ мм.}$$

#### 12.2.10. Расчет угла обхвата [9]

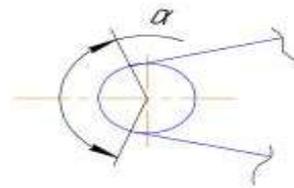


Рисунок 12.4. –Угол обхвата

Угол обхвата меньшего шкива, рассчитываем по формуле:

$$a_1^0 = 180^0 - 57,3^0 \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{a}, \quad (40)$$

$$a_1^0 = 180^0 - 57,3^0 \cdot \frac{(160 + 500)}{1212} = 148^0 8'.$$

#### 12.2.11. Уточненное число ремней [17]

$$z \geq \frac{N_{дв.} \cdot C_p}{N_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z \cdot C_u}, \quad (41)$$

$$z \geq \frac{5,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{1,64 \cdot 10^3 \cdot 1,09 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,95} \geq 4,7.$$

По результатам расчета, число ремней принимаю равным 5.

12.2.12. Сила предварительного натяжения одного ремня из комплекса ремней передачи. [16]

Предварительное натяжение ветвей клинового ремня, рассчитываем по формуле:

$$F_0^{(1)} = \frac{0,85 \cdot N_{\text{дв.}} \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V_p \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V_p^2, \quad (42)$$

где  $V_p$  – скорость ремня, рассчитываем по формуле:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{дв.}}}{60}, \quad (43)$$

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 0,16 \cdot 1500}{60} = 12,6 \text{ м/с.}$$

$\Theta$ - погонная масса ремня, при сечении В равная 0,18кг;

$$F_0^{(1)} = \frac{0,85 \cdot 5,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,09}{5 \cdot 12,6 \cdot 0,92} + 0,18 \cdot 12,6^2 = 134,1 \text{ Н.}$$

12.2.13. Сила предварительного натяжения одной ветви комплекта ремней передачи [16]

$$F_0 = F_0^{(1)} \cdot z, \quad (44)$$

$$F_0 = 134,1 \cdot 5 = 670,5 \text{ Н.}$$

12.2.14. Натяжение ветвей комплекта ремней передачи, нагруженной номинальной мощностью Р [17]

1) Натяжение  $F_1$  ведущей ветви комплекта ремней, рассчитаем по формуле:

$$F_1 = F_0 + \left( \frac{M_{\text{ввых р.}}}{d_1} \right), \quad (45)$$

$$F_1 = 670,5 + \left( \frac{140127}{160} \right) = 1546,3 \text{ Н.}$$

2) Натяжение  $F_2$  ведомой ветви комплекта ремней, рассчитаем по формуле:

$$F_2 = F_0 - \left( \frac{M_{\text{ввых р.}}}{d_2} \right), \quad (46)$$

$$F_2 = 670,5 - \left( \frac{140127}{500} \right) = 389,7 \text{ Н.}$$

12.2.15. Равнодействующая  $F_R$  расчетных натяжений ветвей передачи и угол  $\beta$  [17]

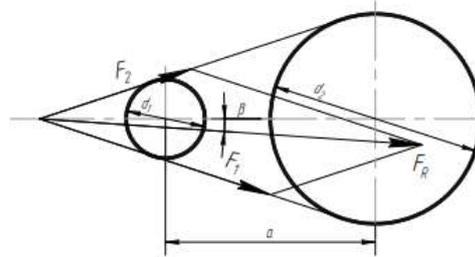


Рисунок 12.5.- Графический расчет равнодействующей силы натяжения ветвей ремня.

Равнодействующую  $F_R$ , рассчитываем по формуле:

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(180^\circ - \alpha_1^0)}, \quad (47)$$

$$F_R = \sqrt{1546,3^2 + 389,7^2 + 2 \cdot 1546,3 \cdot 389,7 \cdot \cos(31^\circ)} = 3587,7 \text{ Н.}$$

12.2.16. Наибольшая сила  $F_{\max.}$  натяжения передачи, воспринимаемая валами [17]

Наибольшая сила  $F_{\max.}$  натяжения передачи, рассчитывается по формуле:

$$F_{\max.} = 1,5 \cdot F_R, \quad (48)$$

$$F_{\max.} = 1,5 \cdot 3587,7 = 5381,5 \text{ Н.}$$

12.2.17. Расчет ремня на долговечность

Рабочий ресурс ремней, рассчитываем по формуле:

$$H_0 = \frac{N_0}{3600 \cdot V \cdot \chi} \cdot \left[ \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max.}} \right)^m \cdot C_i \cdot C_{н.} \right], \quad (49)$$

где  $N_0$ -базовое число циклов перемены напряжений,  $N_0 = 10^7$ ;

$V$ -частота пробегов, рассчитываем по формуле:

$$V = \frac{V_p}{L_p} \leq [V] = 10, \quad (50)$$

$$V = \frac{12600}{3550} = 3,5.$$

$x$ -число шкивов, равное 2;

$\sigma_{-1}$ -предел выносливости, для клиновых ремней  $\sigma_{-1} = 9 \text{ МПа}$  [6];

$\sigma_{max.}$ -максимальное напряжение в сечении ремня:

$$\sigma_{max.} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_V + \sigma_U, \quad (51)$$

где  $\sigma_0$ -напряжение от предварительного натяжения  $\sigma_0 = 1,5$  при  $V \leq 5$ ;

$\sigma_F$ -расчетное полезное напряжение:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{A \cdot z}, \quad (52)$$

где  $A$ -площадь сечения ремня, равная 230мм;

$F_t$ -окружная сила:

$$F_t = \frac{N_{дв.}}{V_p}, \quad (53)$$

$$F_t = \frac{5,5 \cdot 10^3}{12,6} = 436,5 \text{ Н.}$$

$$\sigma_F = \frac{436,5}{230 \cdot 5} = 0,38 \text{ МПа.}$$

$\sigma_V$ -напряжение от центробежных сил:

$$\sigma_V = q \cdot V_p^2 \cdot 10^{-6}, \quad (54)$$

где  $q$ -плотность ремня,  $q=1100 \text{ кг/м}^3$ ;

$$\sigma_V = 1100 \cdot 12,6^2 \cdot 10^{-6} = 0,17 \text{ МПа.}$$

$\sigma_U$ -напряжение от изгиба ремня на малом шкиве:

$$\sigma_U = E \cdot \frac{h}{d_1}, \quad (55)$$

где  $E$  –модуль упругости материала ремня  $E=90 \div 200 \text{ МПа}$ ;

$h$ - высота сечения ремня, для сечения  $B$  равная 10,5мм;

$$\sigma_U = 90 \cdot \frac{10,5}{160} = 5,9 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max.} = 1,5 + \frac{0,38}{2} + 0,17 + 5,9 = 7,8 \text{ МПа.}$$

$C_i$ - коэффициент, учитывающий передаточное число:

$$C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{i_{12}}, \quad (56)$$

$$C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{3,2} = 2,2.$$

$C_H$  - коэффициент влияния нагрузки, при постоянной нагрузке  $C_H = 1$ ;

$m$  - показатель степени для клиновых ремней, равный 8;

$$H_0 = \frac{10^7}{3600 \cdot 3,5 \cdot 2} \cdot \left[\left(\frac{9}{7,8}\right)^8 \cdot 2,2 \cdot 1\right] = 2706,3 \text{ ч.}$$

Рабочий ресурс ремней, при тяжёлом режиме работы, должен быть не менее 1000 часов. Материал шкивов –СЧ18.

Т.к 2706,3ч. >1000ч., значит ремень выбран верно.

Таблица 12.2. – Результаты расчёта клиноременной передачи

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения	Числовая величина
Сечение ремня		B		
Расчетная длина ремня		$L_p$	мм	3550
Число ремней		$z$	шт	5
Диаметр расчетный шкива 1		$d_1$	мм	160
Диаметр расчетный шкива 2		$d_2$	мм	500
Передаточное отношение		$i_{12}$		3,2
Межосевое расстояние		a	мм	1212
Межосевое расстояние	номинальное	$a'_{max.}$	мм	2080
	наименьшее для компенсации вытяжки ремня	$a'_{min.}$	мм	582,5
Наибольшая сила натяжения передачи		$F_{max.}$	Н	5381,5

Продолжение таблицы 12.2. – Результаты расчёта клиноременной передачи

Угол отклонения вектора от линии центра шкивов	$\beta$	градус	148°8'
Допускаемое биение	$B_{1,2}$	мм	0,15
Допускаемый дисбаланс	$D$	Н·м	0,06

### 12.3. Расчет ременной передачи от моталки к раскладчику

Проведем расчет передаточного отношения ременной передачи от моталки к раскладчику.

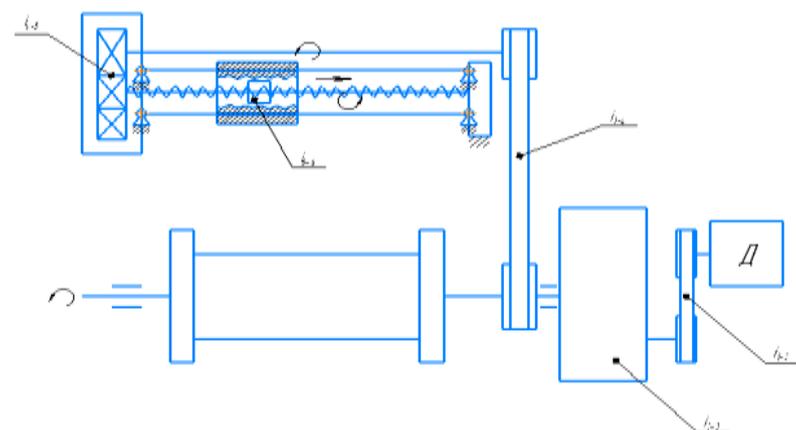


Рисунок 12.6.- Схема передаточных отношений

Определим передаточное число  $i_{3-4}$  второй клиноременной передачи (рисунок 12.6) из условия:

$$i_{1-2} \cdot i_{2-3} \cdot i_{3-4} \cdot i_{4-5} \cdot i_{5-6} = \frac{n_{\text{ДВ.}}}{n_{\text{В.}}}, \quad (57)$$

$$i_{3-4} = \frac{n_{\text{ДВ.}}}{n_{\text{В.В.}} \cdot i_{1-2} \cdot i_{2-3} \cdot i_{4-5} \cdot i_{5-6}}, \quad (58)$$

где  $n_{\text{ДВ.}}$  - частота вращения электродвигателя, равная 1500 об/мин;

$i_{1-2}$  - передаточное число ременной передачи от двигателя к валу, равное 3,2;

$i_{2-3}$ -передаточное число коробки передач принимаю равным 4;

$i_{4-5}$ -передаточное число пары шестерен, равно 1,5;

$i_{5-6}$ -передаточное число раскладчика проволоки рассчитываю по формуле:

$$i_{5-6} = \frac{2 \cdot \pi}{P \cdot \eta}, \quad (59)$$

где  $P$ -шаг резьбы =8мм;

$\eta$ -к.п.д. для трапецеидальной резьбы, равный 30%;

$$i_{5-6} = \frac{2 \cdot 3,14}{8 \cdot 0,3} = 2,6.$$

Частоту вращения винта  $n_{в.}$  Рассчитываем по формуле:

$$n_{в.в.} = \frac{\omega_{в.} \cdot 30}{\pi}, \quad (60)$$

где  $\omega_{в.}$ -угловая скорость винта раскладчика, рассчитываем по формуле:

$$\omega_{в.} = \frac{V_{б.}}{C_{б.}}, \quad (61)$$

где  $C_{б.}$ -длина дуги диаметра барабана:

$$C_{б.} = 2 \cdot \pi \cdot R_{б.}, \quad (62)$$

$$C_{б.} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,4 = 2,5(\text{м}).$$

$$\omega_{в.} = \frac{5}{2,5} = 2(\text{с}^{-1}).$$

$$n_{в.в.} = \frac{2 \cdot 30}{3,14} = 19,1.$$

$$i_{3-4} = \frac{1500}{19,1 \cdot 3,2 \cdot 4 \cdot 1,5 \cdot 2,6} = 1,6.$$

Расчет ременной передачи от моталки к раскладчику произведен по методике [17]. Результаты расчета сведены в таблицу 12.3.

Таблица 12.3.–Результаты расчёта клиноременной передачи

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения	Числовая величина
Сечение ремня		$B$		
Расчетная длина ремня		$L_p$	мм	1250
Число ремней		$z$	шт	4
Диаметр расчетный шкива 1		$d_1$	мм	125
Диаметр расчетный шкива 2		$d_2$	мм	200
Передаточное отношение		$i_{34}$		1,6
Межосевое расстояние Наибольшая сила натяжения передачи	номинальное	$a$	мм	240
	наибольшее Для компенсации вытяжки ремня	$a'_{max.}$	мм	650
	наименьшее Для компенсации вытяжки ремня	$a'_{min.}$	мм	189,3
Наибольшая сила натяжения передачи		$F_{max.}$	Н	1990,7
Угол отклонения вектора от линии центра шкивов		$\beta$	градус	$122^{\circ}6'$
Допускаемое биение		$B_{1,2}$	мм	0,15
Допускаемый дисбаланс		$D$	Н·м	0,2

#### 12.4. Расчет винтовой передачи

Основным критерием работоспособности передачи скольжения является износостойкость [18]. Для предотвращения износа ограничивают среднее давление в резьбе  $p$  допускаемым давлением  $[p]$ :

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot d_{\text{н.}} \cdot H \cdot z_{\text{в.}}} \leq [p], \quad (63)$$

где  $Q$ - сила действующая на проволоку при перемещении раскладчика по винту, которую рассчитываем по формуле:

$$Q = \frac{W_{\text{x}}}{l_{\text{пр.}}}, \quad (64)$$

где  $l_{\text{пр.}}$ -плече действия толкающей силы, принимаю равным 0,02 м;

$W_{\text{x}}$ - момент сопротивления сечения проволоки, рассчитываем по формуле:

$$W_{\text{x}} \approx 0,1 \cdot D_{\text{пр.}}^3, \quad (65)$$

$$W_{\text{x}} \approx 0,1 \cdot 8^3 = 51,2 \text{ мм.}$$

$$Q = \frac{51,2}{20} = 2,6 \text{ (Н)}.$$

$[p]$ - допускаемое давление в резьбе, для сталь-бронза  $[p] = 12$  МПа [17];

$H$ -высота гайки;

$z$ -число витков гайки.

Введу незначительных усилий, действующих на раскладчик, при раскладывании проволоки, из неравенства (61) примем основные параметры резьбы из ГОСТ24737-81 для трапецеидального профиля:

Таблица 12.4. –Параметры трапецеидальной однозаходной резьбы

Номинальный диаметр резьбы $d_n$ .	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
			$D_4$	$d_2 = D_2$	$d_3$	$D_1$
20	8	20	20,5	19	17,5	18

Резьба, параметры которой определены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, по этой причине проверку резьбы винта и гайки на эту деформацию не производят.

#### 12.4.1. Проверка резьбы на условие самоторможения [18]

Рассчитаем угол подъема винтовой линии, по формуле:

$$\psi = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \quad (66)$$

$$\psi = \arctan \frac{8}{3,14 \cdot 20} = 7^{\circ}2'.$$

Рассчитаем приведенный угол трения, по формуле:

$$\varphi' = \arctan \frac{f}{\cos(r)}, \quad (67)$$

где  $f$ -коэффициент трения, для смазанного винта  $f=0,1$ .

$r$ - угол наклона рабочей стороны профиля резьбы, для трапецеидальной  $r=15$ .

$$\varphi' = \arctan \frac{0,1}{\cos(15^{\circ})} = 5^{\circ}9'.$$

Поскольку  $\varphi' > \psi$ , условие самоторможения выполняется.

#### 12.4.2. Проверка винта на прочность [8]

Крутящий момент, действующий в опасном сечении винта, рассчитываем по формуле:

$$T_{в.} = Q \cdot \frac{d_{ср.}}{2} \cdot tg(\psi + \varphi'), \quad (68)$$

$$T_{в.} = 2,6 \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot tg(7^{\circ}2' + 5^{\circ}9') = 6 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассчитаем эквивалентное напряжение по IV теории прочности:

$$\delta_{экр.} = \sqrt{\delta_{сж.}^2 + 3 \cdot \phi_{кр.}^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{T_{в.}}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2}, \quad (69)$$

$$\delta_{экр.} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2,6}{3,14 \cdot 17,5^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{6 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 17,5^3}\right)^2} = 1,4 \cdot 10^{-5} \text{ (МПа)}.$$

Допускаемое напряжение сжатия винта, рассчитаем по формуле:

$$[\delta]_{сж.} = \frac{\delta_{т.}}{[s]}, \quad (70)$$

где  $\delta_{т.} = 360$  МПа предел текучести для Стали 45[6];

[s]-допускаемый запас прочности, равный 5.

$$[\delta]_{сж.} \approx 72 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность винта обеспечена, т.к.  $\delta_{экр.} < [\delta]_{сж.}$ .

#### 12.4.3. Проверка винта на устойчивость [17]

Вычислим радиус инерции поперечного сечения винта, по формуле:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_3}{4}, \quad (71)$$

$$i = \frac{17,5}{4} = 4,4 \text{ (мм)}.$$

Рассчитаем гибкость винта, по формуле:

$$l = \frac{m \cdot L}{i}, \quad (72)$$

где  $m$ - коэффициент приведения, равный 1;

$L$  примем равным 600мм.

$$l = \frac{1 \cdot 600}{4,4} = 136,4.$$

Этому значению гибкости, соответствует коэффициент понижения допускаемого напряжения  $\varphi=0,74$ . Приняв допускаемое напряжение сжатия винта  $[\delta]_{сж.} = 106\text{МПа}$ , определим допускаемое напряжение на устойчивость:

$$\varphi \cdot [\delta]_{сж.} = 0,74 \cdot 106 = 78,4(\text{МПа}).$$

Рассчитаем напряжение сжатия винта, по формуле:

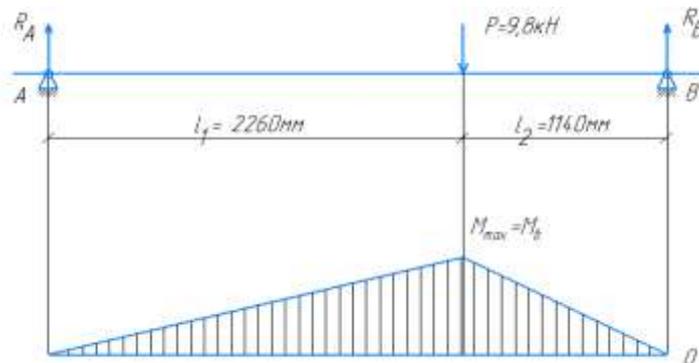
$$\delta_{сж.} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2}, \quad (73)$$

$$\delta_{сж.} = \frac{4 \cdot 2,6}{3,14 \cdot 17,5^2} = 10,8 \cdot 10^{-3}(\text{МПа}).$$

Устойчивость винта обеспечена, т.к.  $\delta_{сж.} < \varphi \cdot [\delta]_{сж.}$ .

## 12.5. Прочностной расчет вала моталки

### 12.5.1. Расчет на статистическую прочность рабочего вала моталки [7]



### Рисунок 12.7.- Схема нагружения вала моталки

Допускаемые напряжения для стали 50Х при диаметре вала 90 мм, определены с пятикратным запасом прочности:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{в.}}{5} = \frac{1080}{5} = 216 \text{ МПа.}$$

Для определения максимального изгиба воспользуемся неравенством:

$$\sigma_{и.} = \frac{M_{max}}{W_{и.}} \leq [\sigma], \quad (74)$$

Максимальный изгибающий момент определим по условию:

$$M_{max} = R_{в} \cdot l_1, \quad (75)$$

где  $R_{в}$ - реакция опоры в точке В;

$l_1$ -длина плеча приложения силы Р.

Из уравнения суммарного момента в точке А (Рисунок 12.7)найдем реакцию опоры  $R_{в}$ :

$$\sum M_A = R_{в} \cdot (l_1 + l_2) - P \cdot l_1 = 0.$$

$$R_{в} = \frac{P \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}, \quad (76)$$

$$R_{в} = \frac{10800 \cdot 2,26}{3,4} = 7178,8 \text{ Н,}$$

$$M_{max} = 7178,8 \cdot 2,26 = 15224,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Рассчитаем момент сопротивления сечения изгиба вала моталки:

$$W_{и} = \frac{\pi \cdot d_{в}^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_{в}^3, \quad (77)$$

где  $d_{в}$ -диаметр вала моталки, равный 90мм.

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,09^3 = 72,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{15224,1}{72,9 \cdot 10^{-6}} = 208,8 \text{ МПа.}$$

208,8 МПа <  $[\sigma] = 216$  МПа, следовательно условие прочности выполняется.

### 13. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СТАНА

Система управления прямоточным волочильным станом должна удовлетворять основным технологическим требованиям процесса. Первым требованием является постоянство секундного объема в роликовых волоках, т.е. объем металла, проходящий в единицу времени через определенное сечение очага деформации, формируемого рабочим инструментом, не меняется при переходе от одного сечения к другому в процессе непрерывной обработки.

$$V_{\Pi}^{\text{ВХ.}} = V_{\Pi}^{\text{ВЫХ.}}$$

где  $V_{\Pi}^{\text{ВХ.}}$ ,  $V_{\Pi}^{\text{ВЫХ.}}$  – секундный объем металла на входе и выходе из очага деформации, соответственно.

Вторым основным требованием к системе относится регулирование величины противонатяжения. Так как основным критерием образования дефектов продукции и аварийных остановов в непрерывных волочильных станах является обрыв проволоки или её провисание, то поддержание стабильного требуемого значения противонатяжения является основной задачей для эффективного и правильного технологического процесса. К тому же в работах показано, что для оптимального протекания технологического процесса необходимо поддерживать оптимальную величину противонатяжения  $T_i$ , лежащую в пределах от 5% до 30 % от величины соответствующей ей силе волочения  $P_i$ . Помимо этого, поддержание заданной величины противонатяжения повышает экономическую и энергетическую эффективность за счет снижения затрат на расходные материалы (понижение обрывности проволоки), снижение износа волок из-за трения, снижения количества брака продукции. Исходя из сформулированных требований система управления электроприводами стана должна обеспечивать регулирования таких величин, как скорость волочения и величина силы противонатяжения.

Систему управления электроприводом тянущего барабана 1 целесообразно настроить на регулирование скорости, а барабанов 2,3 и 4 на регулирование противонатяжения  $Q_2$ ,  $Q_3$  и  $Q_4$ , соответственно. На рисунке 13.1 показана схема функциональной системы управления электроприводами четырехкратного прямоточного волочильного стана.

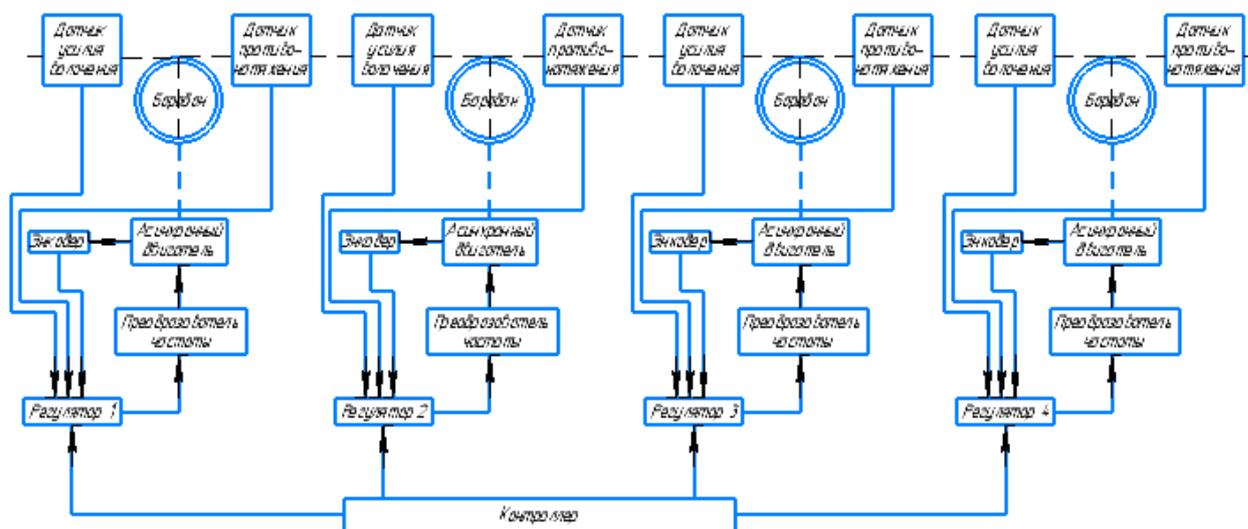


Рисунок 13.1.- Функциональная схема системы управления электроприводами трехкратного прямоточного волочильного стана.

Принцип работы схемы следующий. САУ прямоточным волочильным станом посылает сигнал на САУ скоростью  $\omega_{дв\_зад}$  – скорость, которую необходимо установить на первом асинхронном двигателе, а на САУ противонатяжением передается сигнал  $T_{2\_зад}$  зад и  $T_{3\_зад}$  – противонатяжения, которое затем необходимо установить во втором третьем и четвертом очагах деформации. Величина задания на противонатяжения выбирается из промежутка от 5 до 30% от показания соответствующего усилия волочения. В случае отклонения противонатяжения от заданного значения сигнал с датчика изменяется, например, уменьшается, тем самым увеличивая разность сигналов на входе регулятора противонатяжения, а значит задание на скорость тоже увеличивается. Это приводит к увеличению момента двигателя, который кратковременно увеличит скорость, за счет чего величина противонатяжения снизится.

САУ скоростью представлена в виде двухконтурной системы подчиненного регулирования с отрицательными обратными связями по току и по скорости. На схеме обозначены  $W_{PC}$  и  $W_{PT}$  – передаточные функция регулятора скорости и тока соответственно, ПЧ – преобразователь частоты; АД – асинхронный двигатель, ДС  $k$ , ДТ  $k$  – коэффициенты передачи датчиков скорости и тока, соответственно,  $\omega_{зад}$  – сигнал задания угловой скорости,  $\omega$  – угловая скорость вращения вала асинхронного двигателя.

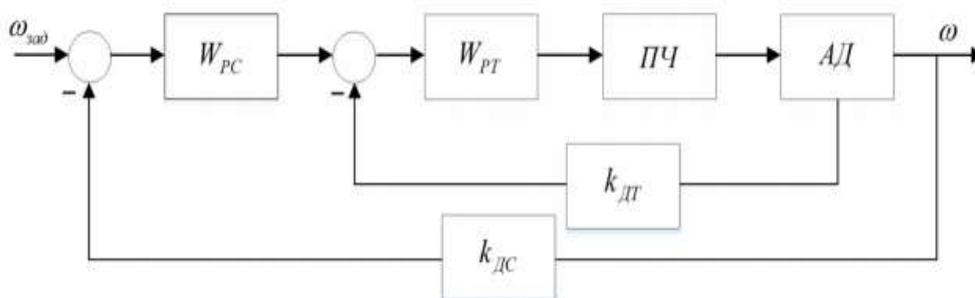


Рисунок 13.2. – Структурная схема подчиненного управления асинхронный двигателем по скорости

Структура построения электропривода асинхронного двигателя с подчиненным регулированием имеет ряд преимуществ, таких как: высокая точность воспроизведения сигнала, высокое быстродействие [8]. Такой метод управления реализуется следующим образом. Объектом управления в такой системе является асинхронный двигатель. Переменные состояния этого объекта – это скорость вращения вала двигателя  $\omega$  и ток  $i$ . Это означает, что у системы управления будет два контура. Они строятся вложенными друг в друга, причем более инерционный контур (в данной модели – контур скорости) является внешним, а менее инерционный – внутренним (контур тока). В каждом контуре располагается регулятор, на который подается

разность сигнала с предыдущего каскада и сигнала выхода контура. Такая структура позволяет независимо и поочередно настраивать все контуры управления. Настройку следует производить, начиная с внутреннего контура. Согласно вышеописанным преимуществам структуры подчиненного

регулирования САУ противонатяжением, также следует строить основываясь на принципах подчиненного регулирования с отрицательными обратными связями. Структурная схема такой системы показана на рисунке 13.2.

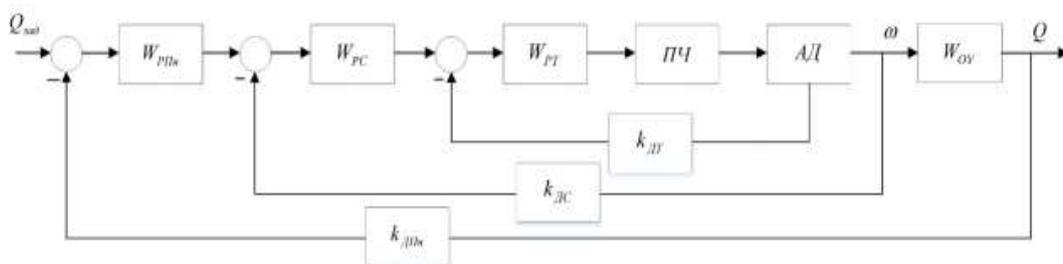


Рисунок 13.3. – Структурная схема подчиненного управления асинхронным двигателем по противонатяжению

На рисунке 13.3.  $W_{PC}$  – передаточная функция регулятора противонатяжения,  $W_{OY}$  – передаточная функция объекта управления, ДПн  $k$  – коэффициенты передачи датчика противонатяжения,  $Q_{зад}$  – сигнал задания на противонатяжение,  $Q$  – сила противонатяжения в соответствующем промежутке. Для того чтобы определить значение регуляторов, в частности регулятора противонатяжения, необходимо знать передаточную функцию объекта управления  $W_{OY}$ . При данной структуре системы объектом управления будет являться очаг деформации, соответствующий разрабатываемому приводу.

## 14. РАЗРАБОТКА ПЛАНА РАСПОЛОЖЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

В разработанном технологическом процессе оборудование расположено по ходу обработки изделия, то есть по ходу технологического процесса.

Главная технологическая линия участка волочения расположена таким образом, чтобы была максимально использована производственная площадь, и созданы удобства обслуживания и ремонта оборудования.

На спроектированной поточной линии оборудование размещено к представлено на рисунке 14.1.

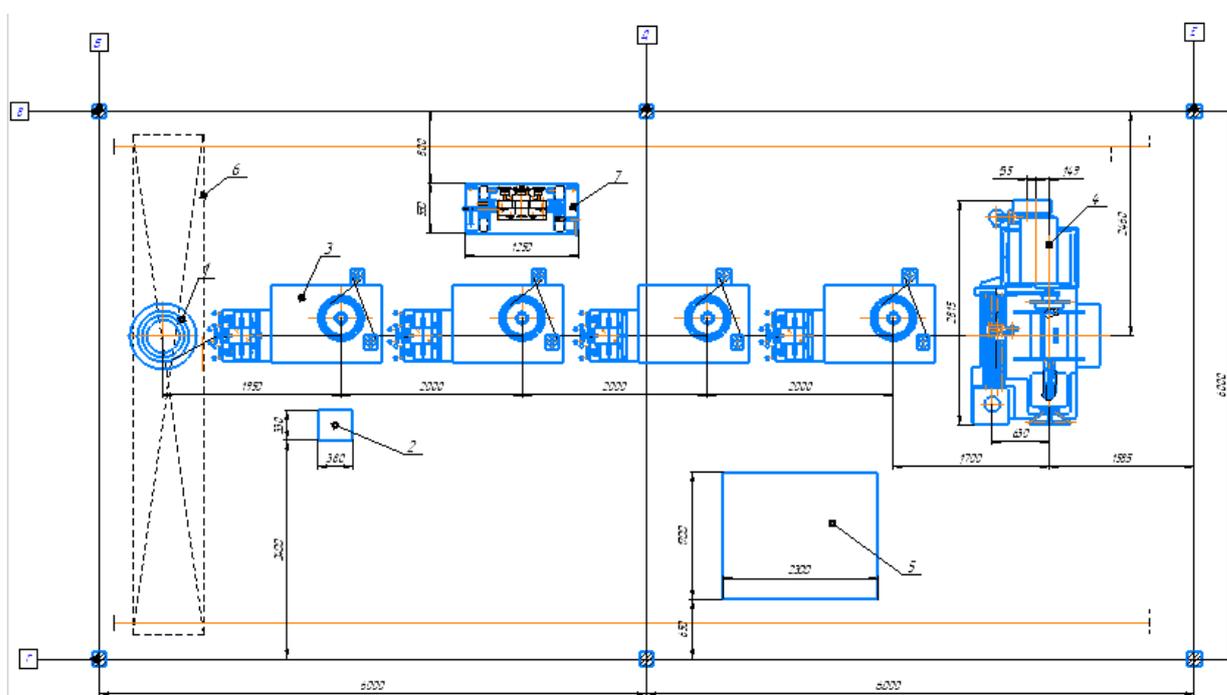


Рисунок 14.1.- План расположения оборудования

При таком расположении оборудования, проволока с бунта неприводной фигурки (1), концы которой предварительно заточены в устройстве (2), задается в волочильный стан (3), где осуществляется деформация титановой проволоки, до необходимого поперечного сечения. Далее, краном (4), грузоподъёмностью 8т., бунт последнего барабана стана, доставляется в печь (5) для отжига, после чего отожжённый бунт снова задают в волочильный

стан. После второго прохода, проволока необходимого поперечного сечения, скручивается на катушку намоточного аппарата (6).

Так же, для замены валков и настройки зазора роликовой волоки, предусмотрен перевалочный стенд (7).

## 15. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ СТАНА И ЕГО КОНСТРУКЦИИ

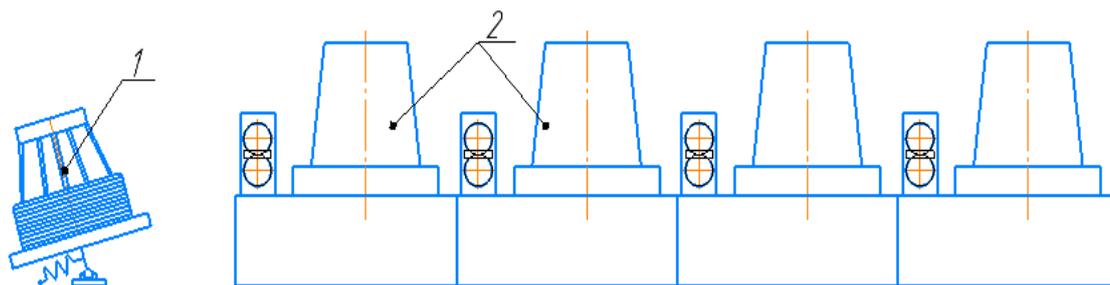


Рисунок 15.1. – Стан волочильный прямоточный

1 – Разматывающая фигурка; 2 – Волочильная машина.

Разработанный волочильный прямоточный стан (Рисунок 15.1.) состоит из разматывающей фигурки 1, на которую устанавливается бунт проволоки и с которой осуществляется её подача и непосредственно самой волочильной машины 2.

Разматывающая фигурка 1 в свою очередь состоит из стойки и разматывающего барабана с диаметром у основания конуса 500 мм. На разматывающей фигурке предусмотрено самоторможение, это решение позволяет предотвращать самораскручивание барабана фигурки в случае обрыва проволоки. Торможение осуществляется с помощью ленточного тормоза, закреплённого в средней части стойки фигурки. Лента тормоза имеет постоянный по величине натяг, который обеспечивается пружиной сжатия, величина натяга может регулироваться как в большую, так и в меньшую сторону.

Волочильная машина 2 состоит из 4 модулей (блоков), которые являются взаимозаменяемыми и могут быть установлены в любом количестве и в любом порядке. Это обеспечивается унификацией конструкции волочильных блоков и тем, что в конструкции используется индивидуальный привод тянущих барабанов, а не групповой. Каждый волочильный модуль имеет свою независимую раму, на которой установлены: роликовая волока; узел тянущего барабана.

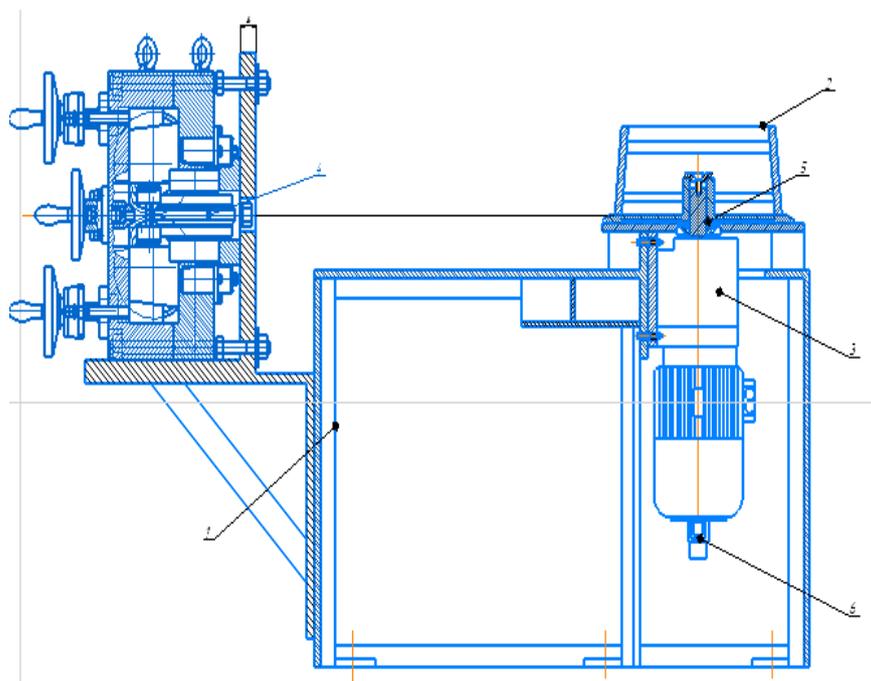


Рисунок 15.2.– Блок волочильный. 1 – Рама; 2 – Тянущий барабан; 3 – Соосный цилиндрический моторредуктор; 4 – Роликовая волока; 5 – Упорный подшипник; 6 – Узел энкодера.

Волочильный модуль (блок) (Рисунок 15.2.) состоит из рамы 1 на которую монтируются все узлы блока, роликовая волока 4 и барабан 2 с приводом.

На раме также установлен соосный цилиндрический мотор-редуктор 3, который и обеспечивает вращение тянущего барабана 2. Между мотор-редуктором и тянущим барабаном установлен упорный подшипник 5, который позволяет перенести вес тянущего барабана с вала мотор-редуктора на корпус редуктора. Данное техническое решение позволяет повысить надёжность и срок эксплуатации мотор-редуктора. Для возможности управления электродвигателем по скорости, на его задней крышке установлен инкрементальный энкодер 6, позволяющий с высокой точностью определять скорость вращения вала электродвигателя.

## 16. РАСЧЕТ ОСИ РОЛИКА

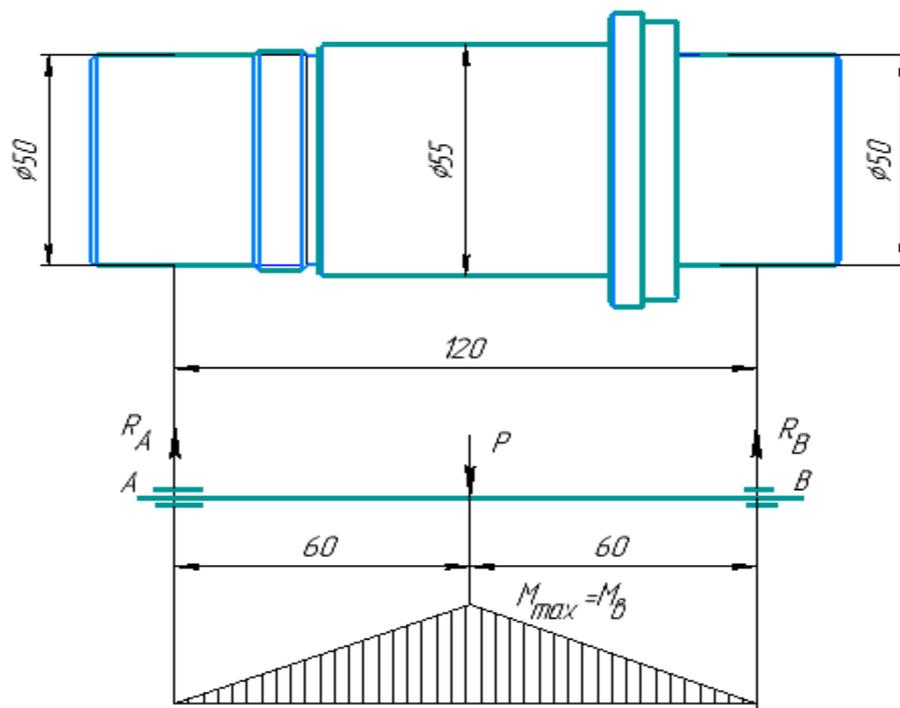


Рисунок 16.1. –Расчетная схема оси ролика

Допускаемые напряжения стали 45 при диаметре заготовки не более 80 мм, из которой сделана ось, определены с трехкратным запасом прочности [6]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{в.}}}{3} = \frac{650}{3} = 216 \text{ МПа},$$

Для определения максимального напряжения изгиба воспользуемся неравенством:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma], \quad (78)$$

Максимальный изгибающий момент определим по условию:

$$M_{\text{max}} = R_{\text{В}} \cdot l_1, \quad (79)$$

где  $R_{\text{В}}$ - реакция опоры в точке В;

$l_1$ -длина плеча приложения силы Р.

Из уравнения суммарного момента в точке А (Рисунок 16.1) найдем реакцию опоры  $R_B$ :

$$\sum M_A = R_B \cdot (l_1 + l_2) - P \cdot l_1 = 0.$$
$$R_B = \frac{P \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}, \quad (80)$$

$$R_B = \frac{42062 \cdot 0,06}{0,12} = 21031 \text{Н.}$$

$$M_{max} = 21031 \cdot 0,06 = 1261,9 \text{Н} \cdot \text{м.}$$

Рассчитаем момент сопротивления сечения изгиба оси ролика:

$$W_{и} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3, \quad (81)$$

$$W_{и} = 0,1 \cdot 0,055^3 = 16,6 \cdot 10^{-6} \text{м}^3.$$

$$\sigma_{и} = \frac{1261,9}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 76 \text{МПа.}$$

$76 \text{МПа} < [\sigma] = 216 \text{МПа}$ , следовательно условие прочности выполняется.

Выполним проверку оси ролика на срез и смятие:

$[\tau_{ср.}] = 100 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжение на срез;

$[\sigma_{см.}] = 280 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжение на смятие [6];

Рассчитаем напряжение на срез шейки оси ролика:

$$\tau_{ср.} = \frac{4 \cdot P}{n \cdot \pi \cdot d_{ш}^2}, \quad (82)$$

где  $n$ -число плоскостей среза оси равно 2;

$d_{ш}$ - диаметр шейки оси ролика равный 0,05м;

P- усилие, действующее на ось ролика, равное 42062Н.

$$\tau_{\text{ср.}} = \frac{4 \cdot 42062}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2} = 10,7\text{МПа.}$$

10,7МПа <  $[\sigma] = 100\text{МПа}$ , следовательно условие прочности выполняется.

Рассчитаем напряжение на смятие шейки оси ролика:

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{P}{A_{\text{см.}}}, \quad (83)$$

где  $A_{\text{см.}}$  - площадь смятия, определим по формуле:

$$A_{\text{см.}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4}, \quad (84)$$

$$A_{\text{см.}} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 2 \cdot 10^{-3}\text{м.}$$

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{42062}{2 \cdot 10^{-3}} = 21\text{МПа.}$$

21МПа <  $[\sigma] = 280\text{МПа}$ , следовательно условие прочности выполняется.

По результатам расчета прочность обеспечена.

## 17. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО РОЛИКА

В процессе волочения инструмент, которым являются рабочие ролики, образующий калибр, испытывает значительные нагрузки вследствие значительных сил трения и высоких давлений от деформируемого металла, поэтому важными показателями качества волок являются величина силы волочения, а также стойкость от истирания и раскола. Для изготовления ролика применяют стали из твердых и инструментальных легированных сталей.

Марка материала ролика Сталь Х12МФ.

Таблица 17.1.–Химический состав Стали Х12МФ.

Химический элемент	Содержание в %
Углерод (С)	1,45-1,65
Кремний (Si)	0,1-0,4
Марганец (Mn)	0,15-0,45
Сера (S), не более	0,03
Фосфор (P), не более	0,03
Хром (Cr)	11-12,5
Никель (Ni), не более	0,4
Молибден (Mo)	0,4-0,6
Ванадий (V)	0,15-0,3
Медь (Cu), не более	0,3

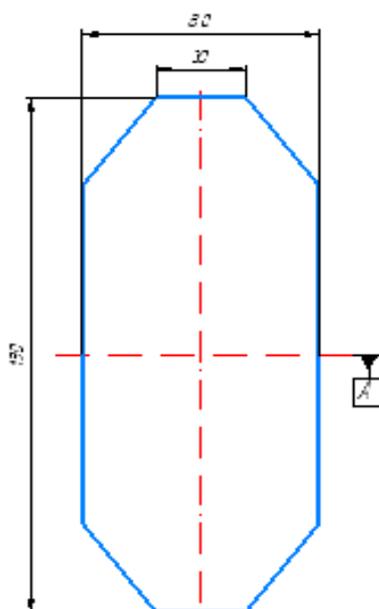
Маршрутный технологический процесс с указанием оборудования приведен в таблице.

Таблица 17.2.–Маршрутный технологический процесс

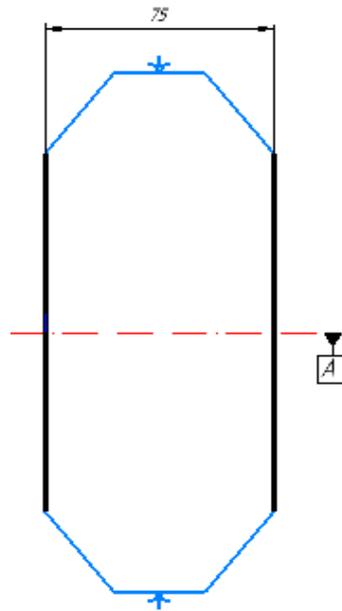
№ операции	Название операции	Оборудование
00	Заготовительная	пресс
05	Токарная	Токарный станок
10	Сверлильная	Вертикально-сверлильный станок
15	Токарная	Токарный станок
20	Токарная	Токарный станок
25	Шлифовальная	Кругло-шлифовальный станок
30	Термическая	Электрическая печь
35	Контрольная	Стол ОТК

Операционные эскизы технологии изготовления детали.

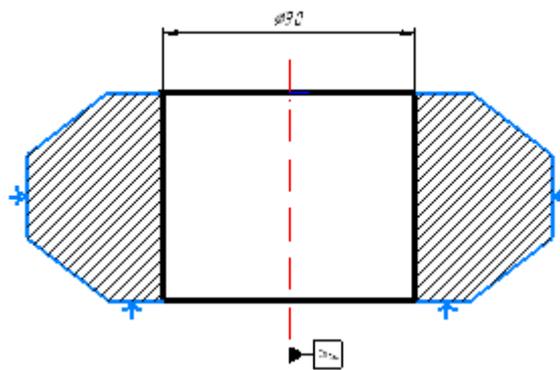
00. Заготовительная



05. Токарная.

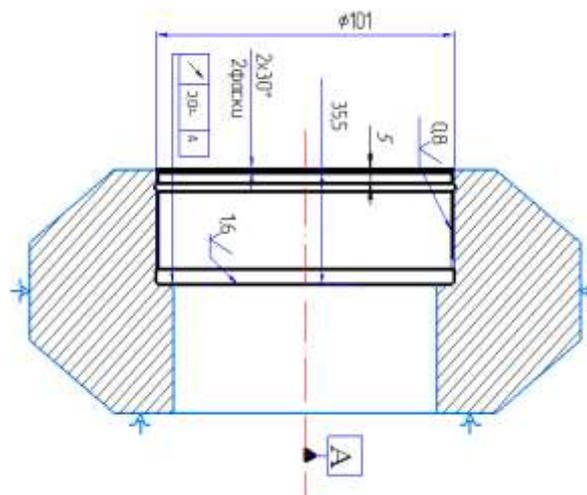


10. Сверлильная.

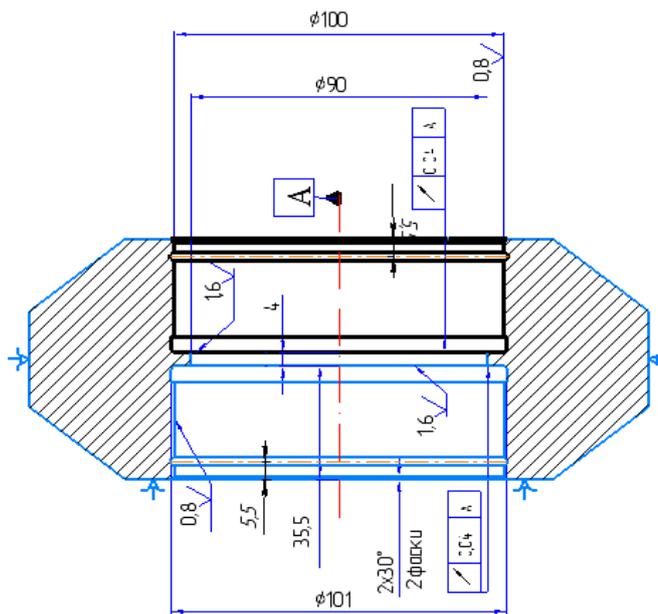


15. Токарная.

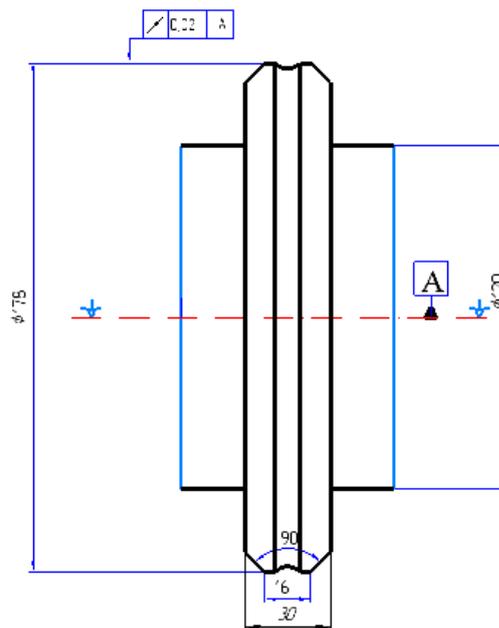
1-й установ



## 2-й установ



## 20. Токарная



## 25. Шлифовальная



## 18. ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ СТАНИНЫ РОЛИКОВОЙ ВОЛОКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПАКЕТА ПРОГРАММЫ SOLIDWORKS

Процесс моделирования осуществляется с применением пакета программного комплекса САПР – SolidWorks. Основное назначение SolidWorks – обеспечение сквозного процесса проектирования, инженерного анализа и подготовки производства изделий любой сложности и назначения, включая создание интерактивной документации и обеспечение обмена данными с другими системами.

Сперва закрепим станину (Рисунок 18.1). Данные крепления - объекты: 4 отверстия, тип: зафиксированная геометрия. Далее прикладываем нагрузку  $420 \text{ Н/мм}^2$  к рабочей области (Рисунок 18.2).

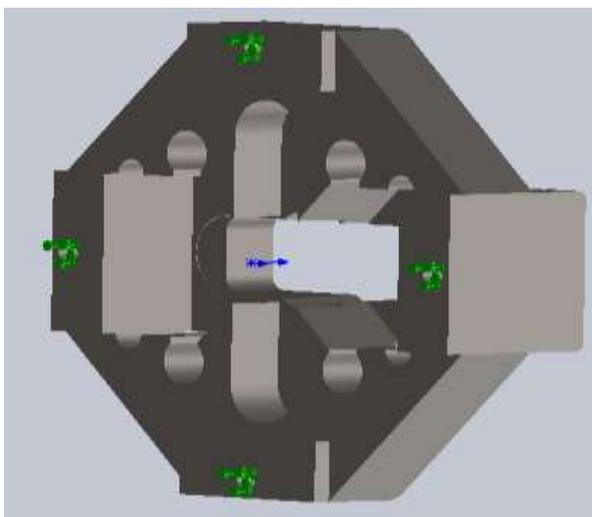


Рисунок 18.1. – Закрепление станины

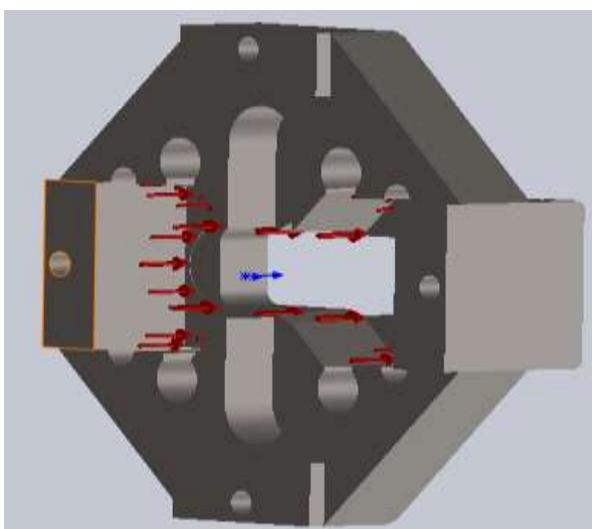


Рисунок 18.2. – Приложение нагрузки

Таблица 18.1. – Создание сетки конечных элементов

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Стандартная сетка
Точки Якобиана	4 точки
Размер элемента	15,5497 мм
Допуск	0,777487 мм
Качество сетки	Высокое
Всего узлов	42371
Всего элементов	26464

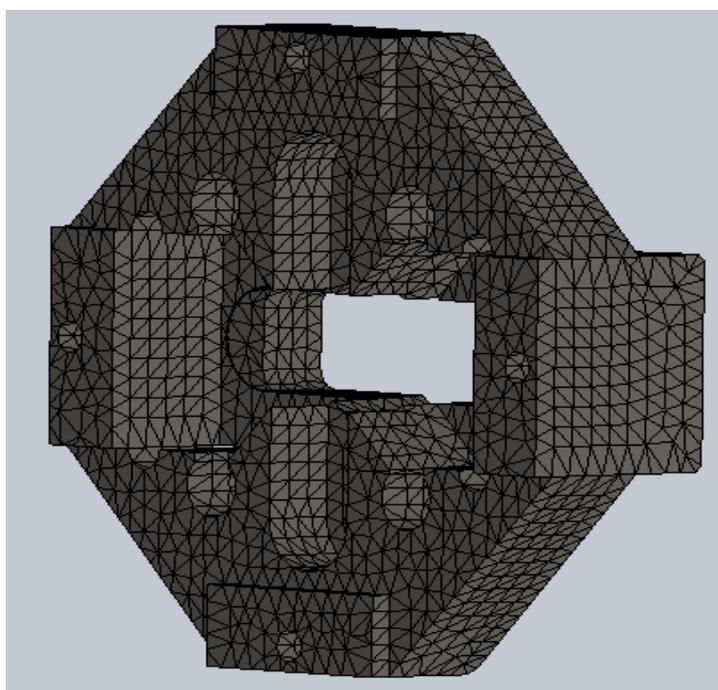


Рисунок 18.3. – Сетка конечных элементов

В ходе проведённого исследования с применением пакета программного комплекса САПР SolidWorks было установлено, что концентраторами максимальных напряжений являются угловые части станины в местах установки валковых узлов.

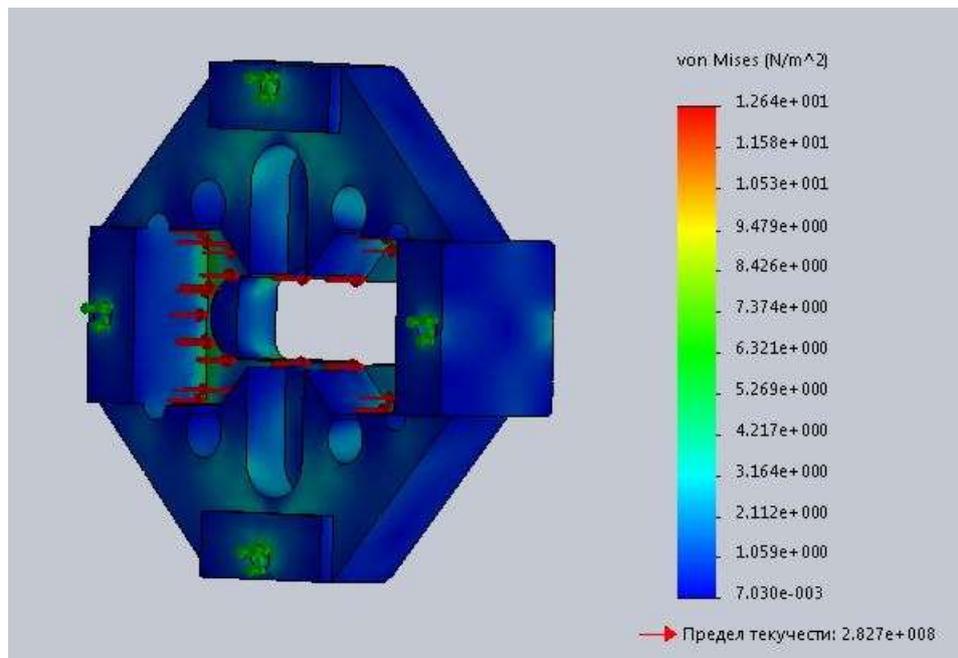


Рисунок 18.4. Исследование напряжений

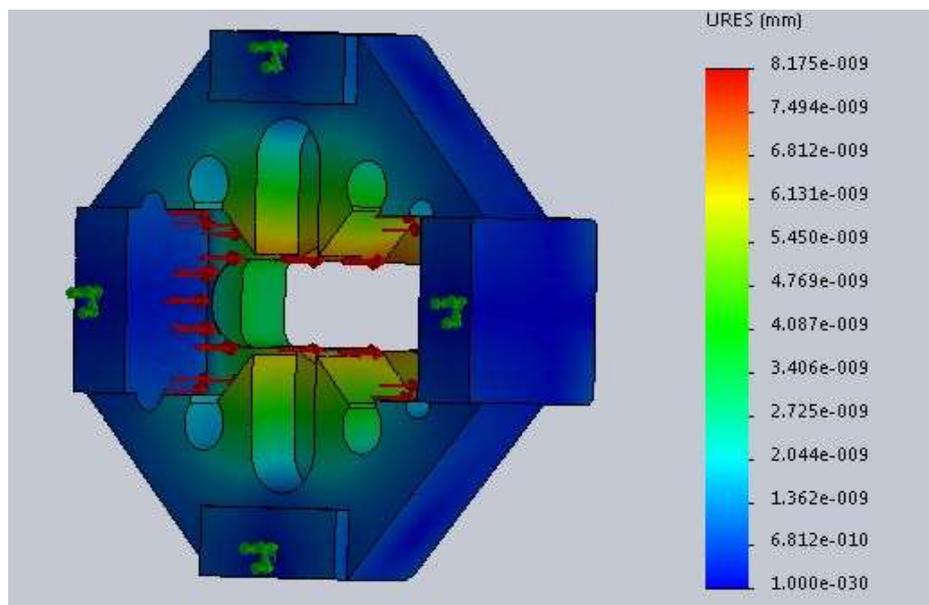


Рисунок 18.5. – Исследование перемещений

Проанализировав данные полученные при помощи программного комплекса САПР SolidWorks (Рисунок 18.4; 16.5) можно сделать вывод о том, что исследуемая станина роликовой волоки выдержит усилие волочения, а деформация её будет незначительной.

## 18. ВОПРОСЫ БЖД

### 18.1. Охрана труда

Охрана труда это система сохранения жизни и здоровья работников в процессе трудовой деятельности. Она включает в себя правовые, социально-экономические, организационно-технические, санитарно-гигиенические, лечебно-профилактические, реабилитационные и иные мероприятия, направленные непосредственно на обеспечение безопасных условий труда. Охрана здоровья трудящихся и производственного травматизма являются одной из главных забот государства. [10]

На производствах принимаются согласованные с профсоюзными организациями «Правила внутреннего трудового распорядка». В них содержатся нормы по охране труда. Действующая в стране система включает в себя межотраслевые и отраслевые правила по охране труда. Общие правила определяют главные требования по охране труда к устройству и эксплуатации любого промышленного предприятия.

Помимо профсоюзов, и параллельно с ними, надзор за охраной труда осуществляют государственные органы: “Государственный надзор за безопасным ведением работ в промышленности” (Госгортехнадзор), “Государственный санитарный надзор”, “Государственный энергетический надзор”. Общий надзор за соблюдением законности в области охраны труда возлагают на Прокуратуру. Издаваемые различными органами документы составляют в целом действующую систему стандартов, обеспечивающих безопасность труда.

Если порядок обеспечения безопасности не определен вышестоящей организацией нормами и правилами, то предприятие должно само вводить в действие и разрабатывать соответствующую инструкцию по технике безопасности. Все отступления от норм, правил и стандартов по

безопасности труда согласовываются с соответствующими органами надзора при условии гарантированного обеспечения безопасности труда работающих.

Техника безопасности является одним из разделов охраны труда, представляющим собой систему технических и организационных мероприятий и средств, предотвращающих воздействие на работающих опасных производственных факторов. Организация безопасных условий труда связана с проведением технических и организационных мероприятий, ответственность за их осуществление лежит на инженерно-технических работниках; дополнительный контроль выполняется профсоюзами.

К организационным мероприятиям относятся: инструктаж и обучение поступающих на работу.

К выполнению организационных и технических мероприятий по технике безопасности должна привлекаться широкая инженерно-техническая общественность, получившая соответствующую подготовку в высших учебных заведениях.

## 18.2. Техника безопасности технологического процесса

### Правила безопасности при эксплуатации роликовой волоки.

Эксплуатация роликовой волоки, работающего с большими линейными и угловыми скоростями, связана с опасностью возникновения обрывов проволоки, требует тщательного и точного выполнения всех правил безопасной эксплуатации оборудования, которые приведены ниже: [10]

1. К выполнению работ допускаются рабочие, прошедшие подготовительное обучение по профессии волочильщика проволоки, а также прошедшие специальный инструктаж по правилам техники безопасности на рабочем месте, о чем должна быть сделана соответствующая запись в журнале инструктажа с подписью рабочего-волочильщика и лица (мастера), проводившего этот инструктаж.

Периодичность проведения повторных инструктажей по технике безопасности на рабочем месте для рабочего-волочильщика устанавливается письменным распоряжением по цеху или приказом.

2. Волочильщик проволоки обязан приступить к работе в головном уборе, спецодежде, и в защитных очках.

3. Перед началом работы волочильщик обязан в первую очередь проверить исправность узлов и деталей роликовой волоки и вспомогательного оборудования, обеспечивающих безопасность обслуживания и после проверки принять смену у своего сменщика:

а) Электро-пусковую аппаратуру: выключатели, кнопки, штанги, концевые, обрывные и петлевые выключатели, устройства, обеспечивающие аварийную остановку и торможение роликовой волоки и вспомогательного оборудования;

б) Исправность и наличие всех видов ограждений, работу блокировочных устройств на ограждениях барабанов и намоточных устройств.

4. Заправку машины волочильщик обязан выполнять в соответствии с правилами цеховой инструкции, которые зависят от размера и качества протягиваемой проволоки и имеющегося в цехе волочильного оборудования. Для избегания несогласованных действий, заправка волочильной машины должна производиться только одним рабочим.

5. Во время работы роликовой волоки волочильщику категорически запрещается:

а) переключать рабочие скорости волочения;

б) производить любые операции, связанные с поправкой движущейся проволоки в любых местах роликовой волки или размоточно-намоточных

устройств, ловить выходящий из волокни конец проволоки и другие аналогичные операции.

6. Все технологические операции, связанные с заправкой машины, укладкой мотка проволоки на размоточном устройстве, съемом мотка с конечного барабана, зачисткой конца проволоки на абразивном инструменте и сварку концов проволоки волочильщик обязан производить в защитных очках.

7. Для перемещения готовой проволоки или заготовки на рабочей площадке волочильщик должен быть обучен правилам безопасной работы с грузоподъемными механизмами и иметь соответствующее удостоверение.

8. Не разрешается использование обвязок мотка для зачалки при погрузочно-разгрузочных работах.

Требования по технике безопасности к волочильным машинам и вспомогательного оборудования

1. Ограждения волочильных машин и вспомогательного оборудования:

а) все вращающиеся детали волочильной машины должны быть защищены ограждениями. Волочильные барабаны должны иметь сетчатые ограждения с размером ячеек не более 20x20 мм. Ограждение барабанов должно быть заблокировано с пуском стана на рабочую скорость и обеспечивать включение барабана только при закрытом ограждении. На балочных волочильных машинах магазинного типа движущаяся проволока между барабанами должна быть защищена трубчатым ограждением;

б) вращающаяся катушка намоточного аппарата должна быть оборудована надежным ограждением, предохраняющим ее от вылета во время работы машины;

в) ограждение абразивного круга для зачистки проволоки должно быть выполнено в соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.001-74.

2. Привод волочильной машины должен обеспечивать:

а) возможность ведения заправки машины на заправочной (пониженной) скорости, не превышающей 30-50 м/мин и плавный разгон от заправочной к рабочей скорости волочения.

Если в приводе машины нет заправочная скорость, то затяжка проволоки для заправки машины должна производиться вне машины на специальных затяжных станках.

Пусковые кнопки для включения заправочной скорости в ранних конструкциях волочильных машин установлены на полу возле каждого барабана. В современных конструкциях волочильных машин эти кнопки устанавливаются на пульте управления;

б) аварийную остановку любого волочильного барабана или всех барабанов не позже, чем через 0,5 оборота с момента торможения, а также автоматическую остановку барабанов при:

- обрывах проволоки или выходе конца проволоки с любого барабана;
- запутывании мотка проволоки или образовании петли между размоточным устройством и входной роликовой волокой;
- наполнении проволокой конечного барабана или внешнего приемного устройства, или при намотке заранее заданной длины проволоки, а также при максимальном наполнении проволокой промежуточных барабанов волочильных машин с накоплением;
- при попадании руки рабочего в опасную зону волочения;

– нарушении работы системы охлаждения, централизованной смазки и прочих неполадках, а также перегрузках привода машины.

Для аварийного выключения волочильной машины должны быть предусмотрены ручные или ножные кнопки или штанги, которые устанавливаются: вблизи у сметочного устройства; у чистового барабана; на пульте управления;

в) плавный согласованный разгон (торможение) системы: волочильный стан и инерционные размоточно-намоточные устройства.

Вновь выпускаемые машины должны быть снабжены пультом управления, который устанавливается на рабочей площадке волочильной машины в удобном и безопасном месте, для наблюдения за работой и управлением машиной или группой машин на котором размещаются кнопки управления (в том числе заправочные), контрольные приборы и сигнальная арматура, извещающая о режимах работы машины, а также обо всех ошибках и неполадках, возникающих в процессе эксплуатации машины с указанием точного места неполадки.

При наличие пульта управления на самой волочильной машине устанавливаются только кнопки или штанги аварийного выключения машины, которые отличаются от прочих кнопок ярко-красного цвета и самой формой.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выпускной квалификационной работы был разработан участок волочения с целью получения на нем готовой продукции из титана, необходимого поперечного сечения диаметром 5мм.

На основе анализа существующих конструкций, в качестве основного деформирующего инструмента была выбрана роликовая волока конструкции ЮУрГУ.

Из расчетов установлено, что при единичных обжатиях за проход в пределах 30-60% могут возникать усилия не превышающие 6,5 кН.

Из установленного режима волочения, определена кратность числа тянущих барабанов, а так же подобран привод 4МЦ2С с установочной мощностью 5,5 кВт.

В программном обеспечении Solidworks было проведено исследование на жесткость станины роликовой волоки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Колачев Б. А. Механические свойства титана и его сплавов / Б. А. Колачев, В. А. Ливанов, А. А. Буханова. М.: Metallurgy, 1974. 544 с

2. Описание изобретения к авторскому свидетельству: Роликовая головка / В. М. Колесов, И. М. Раушенбах, О. К. Усенко и В. М. Олейник/

3. Патент РФ на изобретение № 2216418, Роликовая волока /В.Д. Есипов, И.В. Соколов;

4. Ерманок М.З. Волочение легких сплавов / Ватрушин Л.С. М.: ВИЛС, 1999. 216с.

5. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». –2-у изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2004. – 440с.

6. Драгунов Ю.Г. Марочник сталей и сплавов / А.С Зубченко, Ю.Г. Драгунов – М.: 2015. 1216с.

7. Целиков А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов: В 3 т.2-е изд., перераб и доп. – М.: Metallurgy, 1988. –Т. 3 – 484с.

8. Радионов А.А. Автоматизированный электропривод станков для производства стальной проволоки: учебное пособие / А.А. Радионов. – Магнитогорск: Изд-во МГТУ, 2007. – 208с.

9. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 5-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2 – 550с.

10. М.Б. Горловский, В.Н. Меркачёв Справочник волочильщика проволоки Москва: «Металлургия» 1993. – 336 с

### Интернет-ресурсы

11. [https://yandex.ru/patents/doc/SU806175A1\\_19810223](https://yandex.ru/patents/doc/SU806175A1_19810223)

12. <https://findpatent.ru/patent/207/2079386.html>

13. <http://www.ideasandmoney.ru/>
14. <http://www.dslib.net/mashyny-davlenie/razrabotka-tehnologii-i-sovershenstvovanie-oborudovanija-dlja-proizvodstva.html>
15. <http://patents.su/4-1398945-rolikovaya-voloka.html>
16. [https://chel.pulscen.ru/price/0701-yelektrodvigateli/f:30688\\_air](https://chel.pulscen.ru/price/0701-yelektrodvigateli/f:30688_air)
- 17/ <http://docs.cntd.ru/document/1200017858>
18. <https://studopedia.ru/>