

Министерство образования и науки 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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Л.В. Радионова  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

Тема работы: «Модернизация листогибочной машины с целью улучшения качества производимой продукции»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ-15.03.01-2018-126-00.00.00 ПЗ

Руководитель работы:  
доцент, к.т.н.

\_\_\_\_\_ В.Г. Ильичев  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

Автор работы  
студент группы П-448

\_\_\_\_\_ В.В. Кочура  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

## АННОТАЦИЯ

Кочура В.В. Модернизация листогибочной машины с целью улучшения качества производимой продукции. - Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ, П-448, 2018. – 44 с., 3 табл., 23 илл., библиография литературы - 11 наименований, 4 чертежа формата А<sub>1</sub>.

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы рассмотрены вариант модернизации листогибочной машины с целью улучшения качества производимой продукции.

Выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента в процессе формовки в вальцах.

Разработана конструкция механизма компенсации прогиба опорных валков листогибочной машины, произведены необходимые прочностные расчеты.

Выполнены чертежи механизма и его узлов.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |    |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....   | 3  |
| 1 ОПИСАНИЕ МАШИНЫ ВАЛЦЕВОЙ ФОРМОВКИ.....  | 7  |
| 2 СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ<br>ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА.....                            | 10 |
| 3 ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ЗАДАННОЙ<br>ГЕОМЕТРИИ.....  | 11 |
| 4 РАЗРАБОТКА СХЕМЫ АКТИВНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ<br>ГЕОМЕТРИИ МЕЖВАЛКОВОГО ЗАЗОРА ПРИ ФОРМОВКЕ ТРУБНОЙ<br>ЗАГОТОВКИ..... | 13 |
| 4.1 Расчет нижнего вала на прочность и жесткость.....   | 14 |
| 5 РАСЧЕТ ПРОГИБА ВАЛКОВ.....  | 17 |
| 5.1 Расчет прогиба вала с применением трёх промежуточных опор.....  | 20 |
| 5.2 Расчет прогиба вала с применением пяти промежуточных опор.....  | 21 |
| 5.3 Расчет прогиба вала с применением семи промежуточных опор.....  | 22 |
| 6 СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ВАЛКОВОЙ СИСТЕМЫ.....   | 24 |
| 7 КОНСТРУКЦИЯ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ.....  | 25 |
| 8 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ.....  | 27 |
| 8.1 Выбор материалов и проверка по контактным напряжениям.....  | 27 |
| 8.2 Оценка работоспособности подшипников.....   | 33 |
| 8.3 Расчет пальца на срез и смятие.....   | 34 |
| 8.4 Расчет серьги на смятие и сжатие.....   | 36 |
| 8.5 Расчет опоры роликовой оси на срез и смятие.....  | 38 |
| 9 ВЫБОР ГИДРОЦИЛИНДРА.....  | 40 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....   | 42 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....   | 43 |

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время используются три способа получения трубной заготовки из листа:

- УО-формовка;
- RBE-формовка (формовка в вальцах);
- JCOE-формовка (шаговая формовка).

Из всех этих способов с точки зрения равномерного распределения остаточных напряжений лучшим является формовка в вальцах. Наиболее неравномерное распределение остаточных напряжений получается по способу УО-формовки.

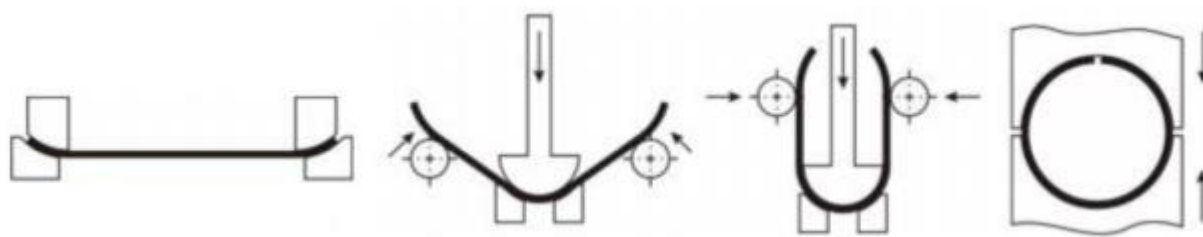


Рисунок 1. Этапы УО-формовки

При этом типе формовки (рисунок 1) первым этапом является подгибка кромок. Используют два метода подгибки кромок: с помощью прессы или профильных роликов.

При использовании профильных роликов для подгибки, лист пропускают через одну или несколько пар роликов. Недостатком этого метода является тот факт, что кромки деформируются в продольном направлении (растягиваются), что приводит к значительным внутренним напряжениям. Это отклонение может привести при последующей сварке к многочисленным дефектам, а также к снижению эксплуатационных характеристик труб, поэтому распространение получил способ подгибки кромок на прессе. В этом случае обеим кромкам листа в штампе придают кривизну необходимого радиуса.

После подгибки кромок лист подается на гидравлический пресс предварительной формовки, где ему придается U-образный профиль, радиус которого находится в определенном соотношении с радиусом готовой трубы, а

боковые стороны параллельны. Лист укладывают на две качающиеся опоры прессы и пуансоном продавливают его между ними. Радиус гибки листа определяется, с одной стороны, радиусом пуансона прессы, а с другой - расстоянием между опорами.

На втором прессе, верхний и нижний столы оснащены инструментом полукруглой формы, длина которого равна длине трубы. Радиус инструмента соответствует радиусу получаемой трубной заготовки.

При гибке в вальцах (рисунок 2) лист изгибается между тремя валками.

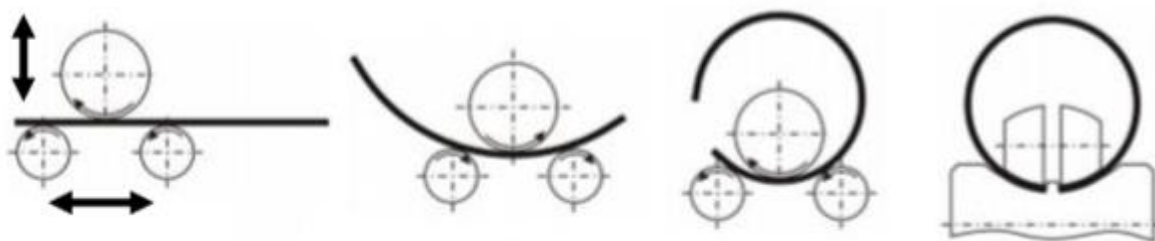


Рисунок 2. Этапы вальцевой формовки

Установкой верхнего валка относительно нижних (погружением) регулируется диаметр формируемой заготовки; диаметр верхнего валка определяет минимальный диаметр формируемой заготовки. Лист изгибается в вальцах с реверсом и увеличением погружения последовательно несколько раз до получения заданной формы. В России такой способ получения труб применяется на Волжском и Загорском трубных заводах. При формовке в трехвалковых вальцах практически невозможно получать заготовку строго цилиндрической формы, так как края листа на участке, равном половине расстояния между опорными валками, остаются почти плоскими. Эти прикромочные участки догибаются отдельной операцией в валковом калибре специальной клетки.

Процесс шаговой формовки (рисунок 3) осуществляется следующим образом. После формовки на кромкогибочном прессе лист с предварительно обработанными и загнутыми кромками устанавливается манипуляторами в положение гибки на трубоформовочном прессе и подвергается процессу поэтапной формовки по всей длине с помощью пуансона. Сочетание раствора между матрицами и величиной погружения пуансона определяет радиус кривизны деформируемой заготовки.

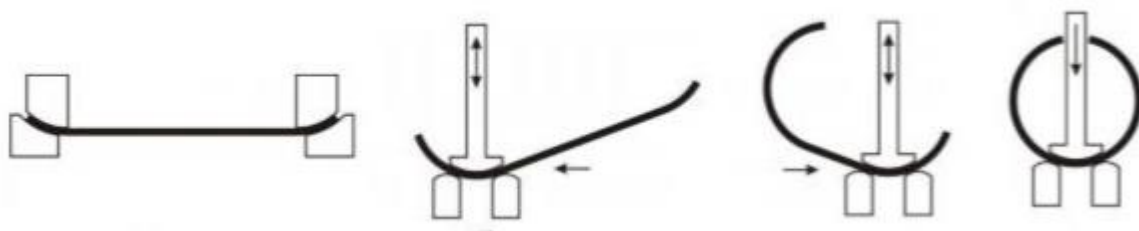


Рисунок 3. Этапы пошаговой формовки

На первом этапе лист загибается только с одной стороны, в результате чего получается сечение J-образной формы, затем лист перемещается на другую сторону, и второй манипулятор устанавливает его для гибки другой половины, после которой листовая заготовка приобретает С-образный профиль и на последней стадии- О-образный профиль сформованной трубы с открытым швом; труба имеет достаточно круглую форму с плоскопараллельными кромками.

Процесс пошаговой формовки труб отличается возможностью формовки заготовок с большой толщиной стенки.

# 1 ОПИСАНИЕ МАШИНЫ ВАЛЬЦЕВОЙ ФОРМОВКИ

Первый критерий при выборе 3х валковой листогибочной машины (ЛГМ) - это геометрия позиционирования ее валков. Разрабатываемая ЛГМ обеспечивает синхронное горизонтальное движение обоих нижних валков и вертикальное движение верхнего валка. Все 3 валка оснащены автономным приводом вращательного движения. По сравнению с другими решениями такая концепция создает ряд преимуществ относительно уменьшения длины прямых концов, улучшения точности гибки и удобства обращения с заготовкой. Конструкция ЛГМ обеспечивает гибкость геометрических настроек, что необходимо в условиях большого разнообразия профиля и сортамента труб для современных проектов строительства газопроводов.

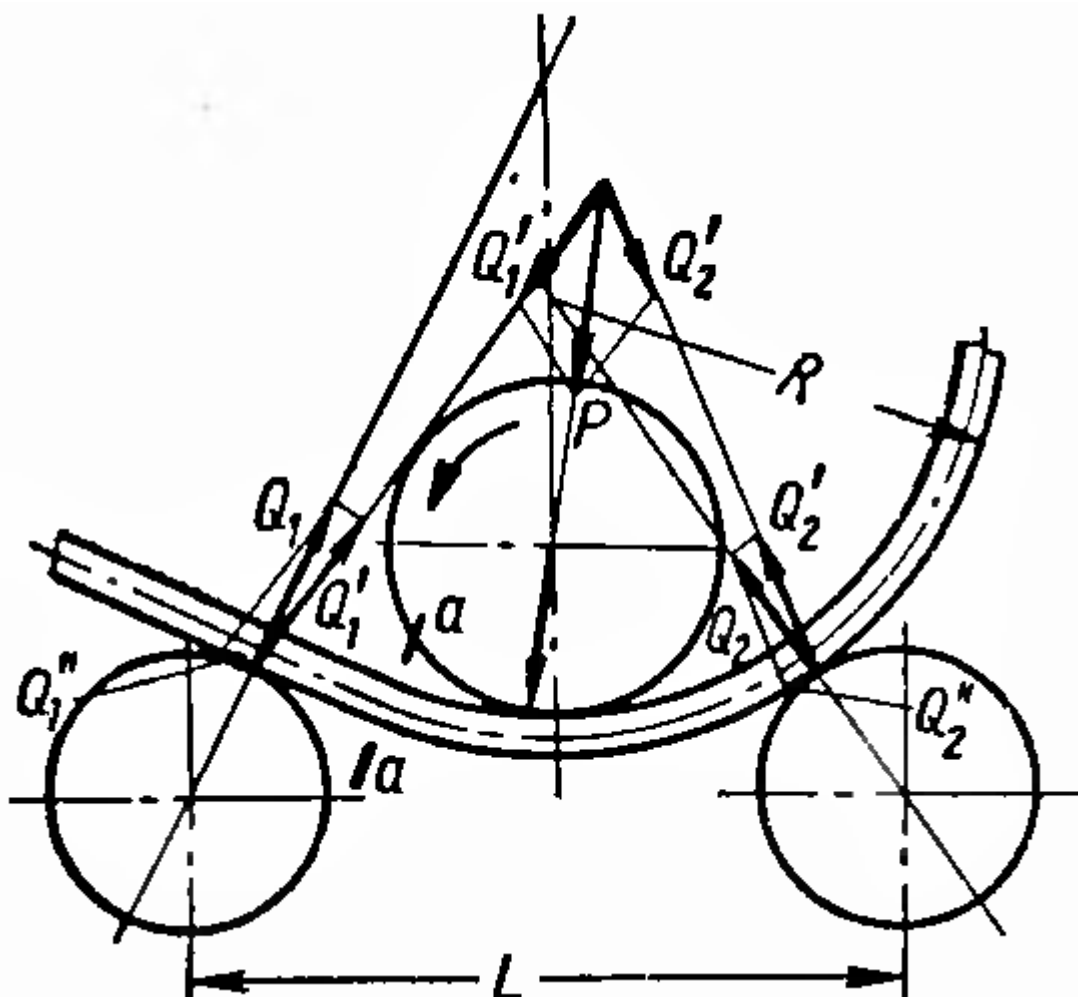


Рисунок 4. Схема очага деформации.

Обычно симметричная установка верхнего валка позволяет производить гибку листов со значительной толщиной стенки, но длина прямого конца увеличивается. В то время как машины с асимметричным очагом обеспечивают сокращение длины плоского участка. Для гибки листа с максимальной толщиной стенки нижние валки должны быть расположены симметрично, поскольку в противном случае возникают существенные горизонтальные усилия.

В большинстве случаев [3], для расчета энергосиловых параметров процесса, схему деформации упрощают до схемы круглого изгиба, применительно к которому, при симметричном, относительно опорных, расположении нажимного валка, очаг деформации симметричен.

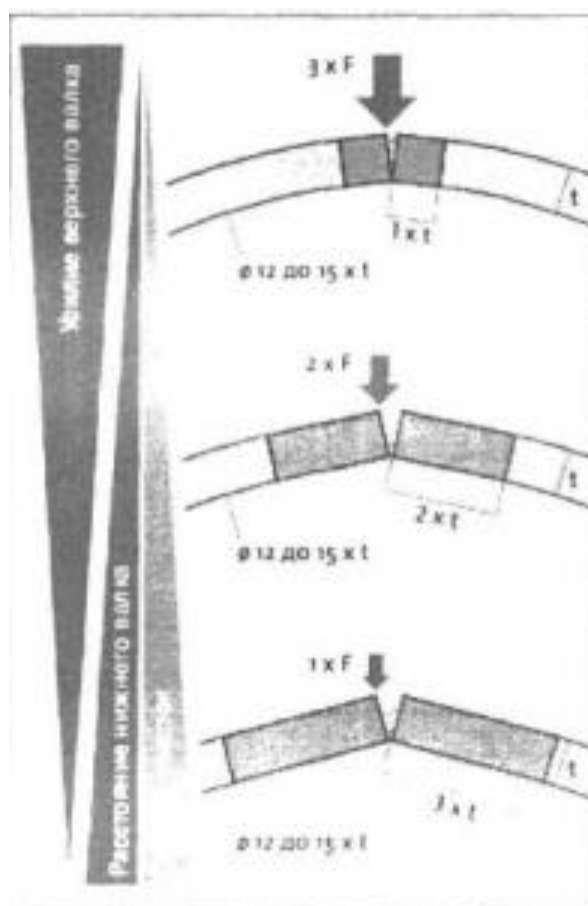


Рисунок 5. Форма сварочного стыка в зависимости от профиля прикромочных участков.

После установки настроек нижнего валка, при помощи настроек погружения верхнего валка определяется окончательный диаметр гибки. Максимальная допустимая сила, прилагаемая к верхнему валку, определяет максимальную



толщину стенки и допускаемую длину прямого участка, поскольку усилие зависит от раствора между опорными валками. Чем больше действующая сила, тем меньше длина прямого участка и значительно толще толщина стенки заготовки.

Мощность ЛГМ во многом зависит от таких характеристик как усилие верхнего валка и допустимая длина плоского участка. Еще одним важным параметром является диаметр верхнего валка, от которого зависит минимальный диаметр гибки и прогиб валка под нагрузкой. Чем меньше диаметр этого валка, тем меньше диаметр заготовки, но прогиб валка при этом увеличивается. Комплекс сменных валков проектируются с учетом необходимости обеспечить оптимальное соотношение двух данных параметров (из условий реализации профилесортамента заказов).

Области применения продукции, с применением 3х валковых листогибочных машин разнообразны. Они включают в себя:

- электростанции.

(ведущие строители электростанций и их поставщики приобретают листогибочные установки для реализации подавляющей части работ, связанных с валковой формовкой листа, вплоть до строительства реакторов);

- морские и сухопутные трубопроводы.

(резервуары высокого давления/теплообменники, резервуары хранилища/котлы, стальные конструкции для платформ/сваи, нефтепроводы и газопроводы);

- судостроение.

(листогибочные установки используются в судостроении дополнительно к специальным судостроительным листогибочным установкам для решения особых технических задач в данной области, вплоть до производства корпусов подводных лодок).

## 2 СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА.

Системы трубопроводного транспорта, включающие трубы большого диаметра как неотъемлемую часть, относятся к опасным техногенным объектам. Их аварии или отказы в работе приводят к возникновению серьезных угроз населению, инженерным сооружениям и природным массивам. Поэтому к ним предъявляются высокие требования по обеспечению надежности и безопасности [1].

Важную роль при этом играют не только прочностные и вязкостные свойства труб, но и их геометрические параметры. Так, геометрические параметры труб и масса труб определяют состав и мощность строительной техники, необходимой для прокладки трубопроводов, а допуски на диаметр, толщину стенки, овальность и кривизну имеют большое значение для автоматизации монтажно-сварочных работ.

При производстве сварных труб большого диаметра основные геометрические характеристики регламентируются нормативами и составляют:

- отклонение наружного диаметра концов труб на расстоянии от торца не менее 200 мм, не должно превышать 1,6 мм;
- отклонение наружного диаметра корпуса трубы не должно превышать 2 мм;
- овальность концов труб по торцу трубы не должна превышать 0,8 % от номинального диаметра;
- отклонение от теоретической окружности в зоне сварного шва на длине 200 мм не должно превышать 0,15 % от диаметра;
- кривизна труб от до 0,2 % длины трубы.

### 3 ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ЗАДАННОЙ ГЕОМЕТРИИ ЗАГОТОВКИ

Одним из основных требований к производству сварных труб является обеспечение высокого качества готовой продукции. Есть характерные для производства трубной заготовки дефекты.

На рисунке 6 представлены типовые дефекты при формовке [2].

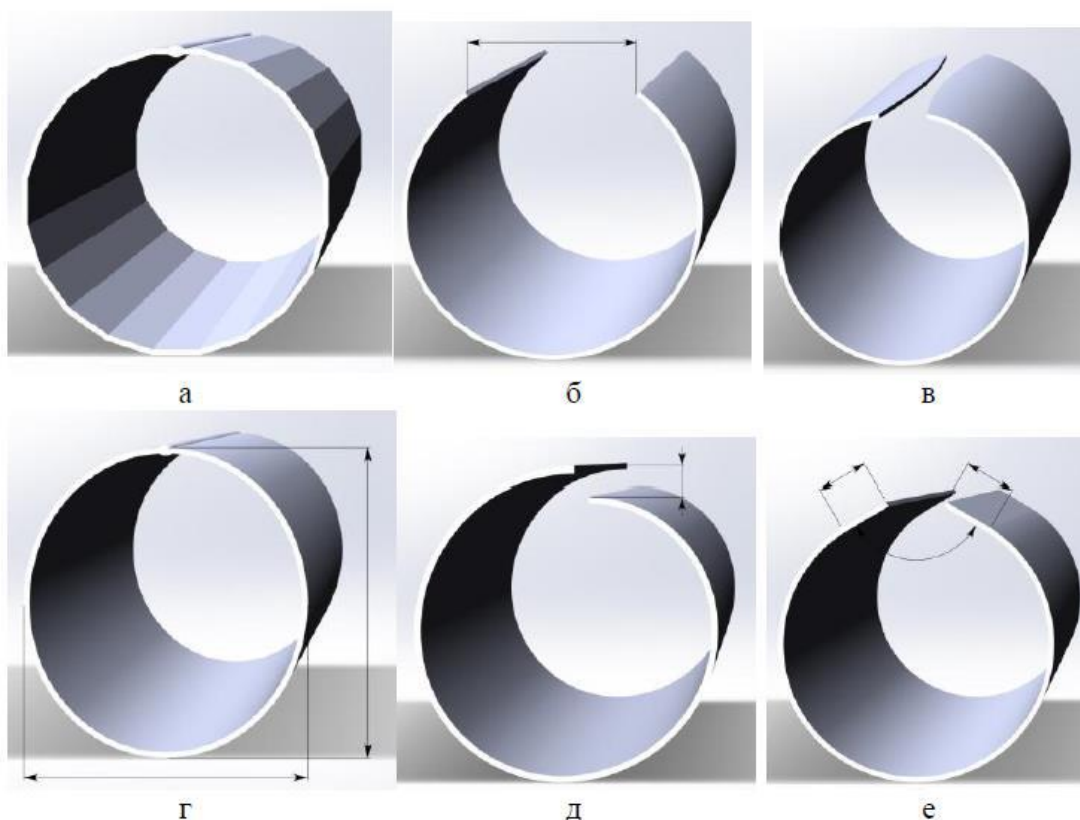


Рисунок 6. Типовые дефекты труб, трубной заготовки после формовки:

а – многогранная форма трубы; б – недопустимый зазор между кромками трубной заготовки; в – неравномерный зазор между кромками трубной заготовки; г – овальность профиля трубной заготовки; д – смещение кромок профиля трубной заготовки по высоте; е – плоскостность прикромочной зоны перед сваркой.

В процессе вальцевой формовки, в результате прогиба валков под нагрузкой, возникает неравномерность деформации по длине заготовки, что, в свою очередь, приводит к искажению геометрии в виде отклонения от цилиндрической формы. Устранение этого типа дефекта возможно путем активного регулирования величины прогиба валков.

Поскольку соотношение «длина бочки/диаметр» для агрегатов вальцевой формовки составляет 17...20, компенсация прогиба противоизгибом не обеспечивает нужного эффекта из-за недостаточной изгибной жесткости валка и наиболее эффективной будет многоопорная конструкция.

#### 4 РАЗРАБОТКА СХЕМЫ АКТИВНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ГЕОМЕТРИИ МЕЖВАЛКОВОГО ЗАЗОРА ПРИ ФОРМОВКЕ ТРУБНОЙ ЗАГОТОВКИ

В качестве системы профилирования опорных валков (рисунок 7) предлагается комплекс настраиваемых опорных роликовых блоков, рассредоточенных по длине бочки валков и установленных на станинной части ЛГМ.

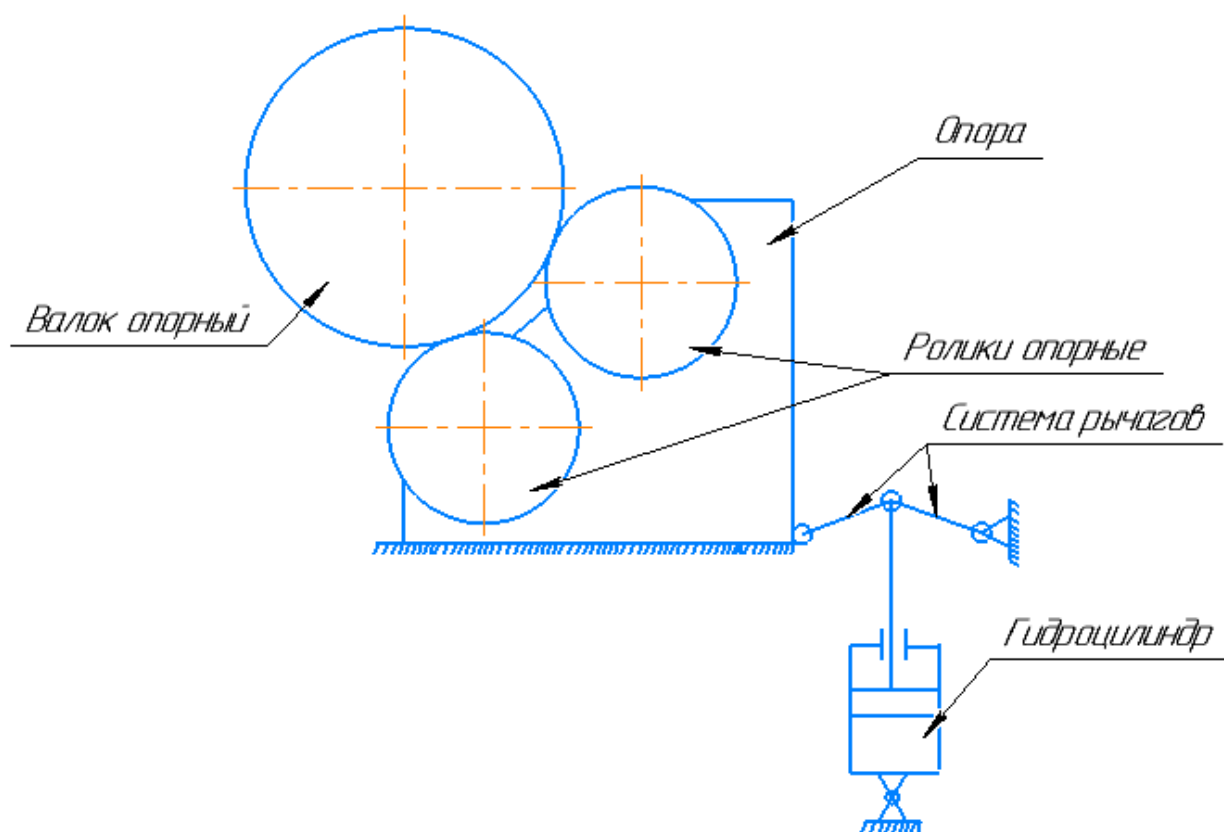


Рисунок 7. Схема механизма профилирования геометрии межвалкового зазора.

Для определения размеров элементов конструкции и комплектования её стандартными изделиями необходимо расчетным путем определить действующие усилия.

#### 4.1 Расчет нижнего валка на прочность и жесткость.

При расчетах по исходным данным технического задания (таблица 1) применялась методика, предложенная в методиках Н.Е. Мошнина [3].

Таблица 1 – Исходные данные для расчета усилия формовки.

|  |                             |
|--|-----------------------------|
| Диаметр опорного валка                           | $D_6 = 500$ мм              |
| Диаметр трубы (наружный)                         | $D_{\text{трубы}} = 820$ мм |
| Межосевое расстояние между опорными валками      | $l = 600$ мм                |
| Ширина поперечного сечения заготовки             | $b = 11000$ мм              |
| Толщина поперечного сечения заготовки            | $h = 30$ мм                 |
| Предел текучести материала заготовки (сталь К60) | $\sigma_T = 552$ МПа        |
| Модуль упругости стали                           | $E = 2 \cdot 10^5$ МПа      |
| Длина валка                                      | $L = 12000$ мм              |

Действующие при формовке усилия зависят от геометрических размеров заготовки, механических свойств её материала и параметров настройки ЛГМ.

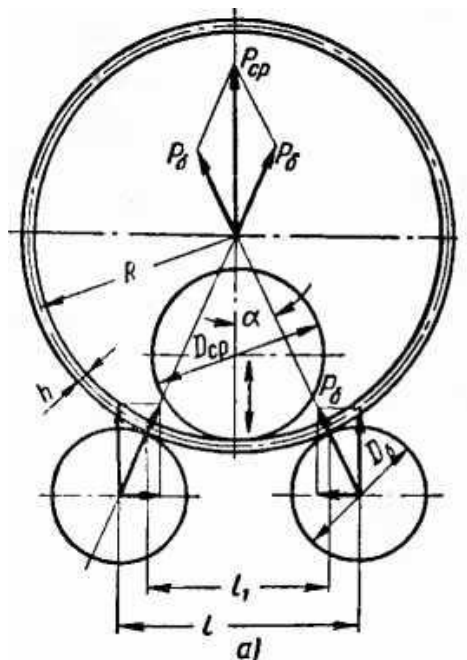


Рисунок 8. Схема действия сил при гибке в симметричной трехвалковой машине.

Изгибающий момента в заготовке для условий упруго пластической деформации:

$$M = \left[ 1,5 - 2r^2 \left( \frac{\sigma_T}{E} \right)^2 \right] W \cdot \sigma_T, \quad (1)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести, МПа;

$E$  - модуль упругости, МПа.

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения заготовки:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (2)$$

где  $b$ - ширина поперечного сечения листа, мм;

$h$ - толщина поперечного сечения листа, мм.

$$W = \frac{11000 \cdot 30^2}{6} = 1650000 \text{ мм}^3.$$

Относительный радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения:

$$r = \frac{R}{h} = \frac{R_H - \frac{h}{2}}{h}, \quad (3)$$

где  $R_H$ – наружный радиус трубы, мм.

$R$ - радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения, мм.

$$r = \frac{410 - \frac{30}{2}}{30} = 13.$$

После введения в формулу (1) числовых значений:

$$M = \left[ 1,5 - 2 \cdot 13^2 \left( \frac{552}{2 \cdot 10^5} \right)^2 \right] \cdot 1650000 \cdot 552 = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Относительный изгибающий момент определится по формуле:

$$m = \frac{M}{W \cdot \sigma_T}, \quad (4)$$

$$m = \frac{1,4 \cdot 10^9}{1650000 \cdot 552} = 1,5.$$

Радиус изгиба до пружинения:

$$R = \frac{R_o}{1 + 2 \frac{m}{h} * \frac{\sigma_T}{E} * R_o}, \quad (5)$$

где  $R_0$  - радиус слоя проходящего через центр тяжести поперечного сечения;  
 $m$  - относительный изгибающий момент;  
 $\sigma_T$  - предел текучести, МПа;  
 $E$  - модуль упругости, МПа.

$$R = \frac{410}{1 + 2 \cdot \frac{1,5}{30} \cdot \frac{552}{2 \cdot 10^5} \cdot 410} = 372,7 \text{ мм.}$$

Угол  $\alpha$  наклона реакций от нижних валков (рисунок 8):

$$\alpha = \frac{l}{2 \left( R + \frac{D_6}{2} \right)}, \quad (6)$$

где  $l$  – межцентровое расстояние нижних валков, мм;

$R$  - радиус изгиба до пружинения, мм;

$D_6$  - диаметр бочки нижних валков.

$$\alpha = \frac{600}{2 \left( 372,7 + \frac{500}{2} \right)} = \frac{600}{1245,4} = 28,9^\circ.$$

Усилие гибки на нажимном валке, при симметричном расположении опорных валков (рисунок 8)

$$P_{cp} = \frac{2M}{\left( R + \frac{h}{2} \right) \cdot \tan \alpha}, \quad (7)$$

$$P_{cp} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{\left( 372,7 + \frac{30}{2} \right) \cdot \tan 28,9^\circ} = 13 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Усилие гибки на опорном валке

$$P_6 = \frac{M}{\left( R + \frac{h}{2} \right) \cdot \sin \alpha}, \quad (8)$$

$$P_6 = \frac{1,4 \cdot 10^9}{\left( 372,7 + \frac{30}{2} \right) \cdot \sin 28,9^\circ} = 7,5 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$



## 5 РАСЧЕТ ПРОГИБА ВАЛКОВ [3]

При значительном прогибе валков обечайка получается бочкообразной и с неравномерным зазором между кромками, что существенно ухудшает условия сварки, а в ряде случаев делает её выполнение невозможным.

Длина валка, при которой одновременно удовлетворяются предельные условия по прочности и жесткости. [3]

$$L_o = 9,5 \cdot d, \quad (9)$$

$$L_o = 9,5 \cdot 500 = 4750 \text{ мм.}$$

При  $L < 9,5d$  валок следует рассчитывать на прочность, а при  $L > 9,5d$  — на жесткость. Следует отметить, что это рекомендации не учитывают современных, более жестких, требований к трубной заготовке, особенно в части труб для подводных переходов.

Из приведенной зависимости также вытекает вывод, о том, что опорные ролики у боковых валков целесообразно ставить при  $L > 9,5d$ . Для формовки труб длиной 12 метров с опорными валками диаметром 500 мм, соотношение  $L/d \approx 26$ , то есть установка дополнительных опор для компенсации прогиба необходима.

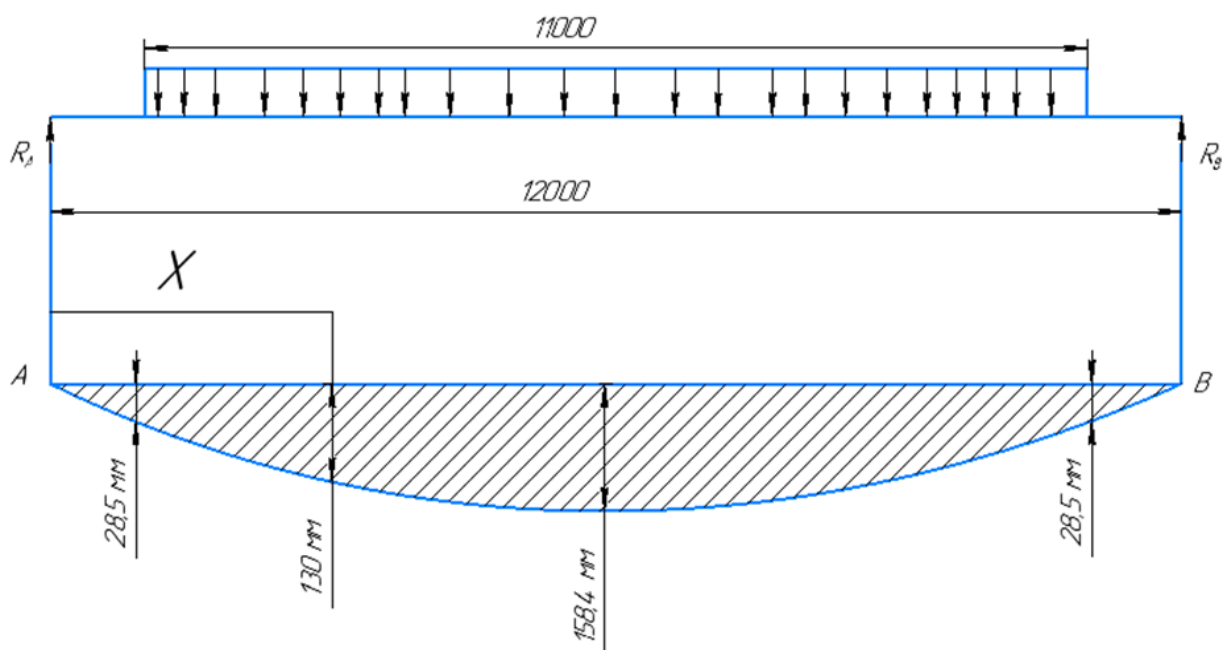


Рисунок 9. Схема приложения нагрузки и эпюра прогибов по длине валка.

Момент сопротивления бочки валка;

$$W = 0,1D^3, \quad (10)$$

$$W = 0,1 \cdot 500^3 = 12500000 \text{ мм}^3.$$

Экваториальный момент инерции бочки валка.

$$J = 0,005D^4, \quad (11)$$

$$J = 0,005 \cdot 500^4 = 3125000000 \text{ мм}^4.$$

Наибольшее напряжение изгиба (посредине валка)

$$\sigma_H = \frac{PL}{8W} \left( 2 - \frac{b}{L} \right), \quad (12)$$

где  $P$  — усилие на валке от давления заготовки

$b$  - ширина поперечного сечения заготовки

$L$  - длина валка

$$\sigma_H = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000}{8 \cdot 12500000} \left( 2 - \frac{11000}{12000} \right) = 660 \text{ МПа.}$$

Стрела прогиба при этом

$$f_H = \frac{PL^3}{48EJ} \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{b}{L} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{b}{L} \right)^3 \right] = \frac{PL^2 A_1}{48EJ}, \quad (13)$$

$$f_H = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3125000000} \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{11000}{12000} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{11000}{12000} \right)^3 \right] = 158 \text{ мм.}$$

Прогиб валка на кромках заготовки

$$f_{кр} = \frac{PL^3}{48EJ} \left[ 1 - 2 \left( \frac{b}{L} \right)^2 + \left( \frac{b}{L} \right)^3 \right] = \frac{PL^3 A_2}{48EJ}, \quad (14)$$

$$f_{кр} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3215000000} \left[ 1 - 2 \cdot \left( \frac{11000}{12000} \right)^2 + \left( \frac{11000}{12000} \right)^3 \right] = 28 \text{ мм.}$$

Прогиб валка на расстоянии  $x$  от опоры

$$f_x = \frac{PL^3}{48EJ} \left\{ \left[ 3 - \left( \frac{b}{L} \right)^2 \right] \frac{x}{L} - 4 \left( \frac{x}{L} \right)^3 + 2 \frac{L}{b} \left[ \frac{x}{L} + \frac{1}{2} \left( \frac{b}{L} - 1 \right) \right]^4 \right\}, \quad (15)$$

$$f_{x(3000)} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3215000000} \left\{ \left[ 3 - \left( \frac{11000}{12000} \right)^2 \right] \frac{3000}{12000} - 4 \left( \frac{3000}{12000} \right)^3 + 2 \cdot \frac{12000}{11000} \left[ \frac{3000}{12000} + \frac{1}{2} \left( \frac{11000}{12000} - 1 \right) \right]^4 \right\} = 130 \text{ мм.}$$

Допустимый прогиб валков составляет

$$f_{\text{доп}} = 0,001 \cdot b, \quad (16)$$

$$f_{\text{доп}} = 0,001 \cdot 11000 = 11 \text{ мм;}$$

Прогиб валка имеет величину имеет выше допустимой, что требует наличие промежуточных опор с механизмом настройки для компенсации прогиба валка, в диапазоне изменения нагрузок в зависимости от профиля и размера заготовки. Механизм компенсации прогиба (бомбирования) в опорах позволит производить перераспределение нагрузки на валок по его длине. Для выполнения этой задачи механизм бомбирования должен иметь величину смещения валка, которая обеспечивает компенсацию прогиба и деформации опорной конструкции. Представленная на рисунке схема механизма позволяет производить корректировку прогиба валка. При условии, что такие опорные блоки установлены с определенным шагом по длине валка и оснащены автономными механизмами смещения в направлении, перпендикулярном оси валка.

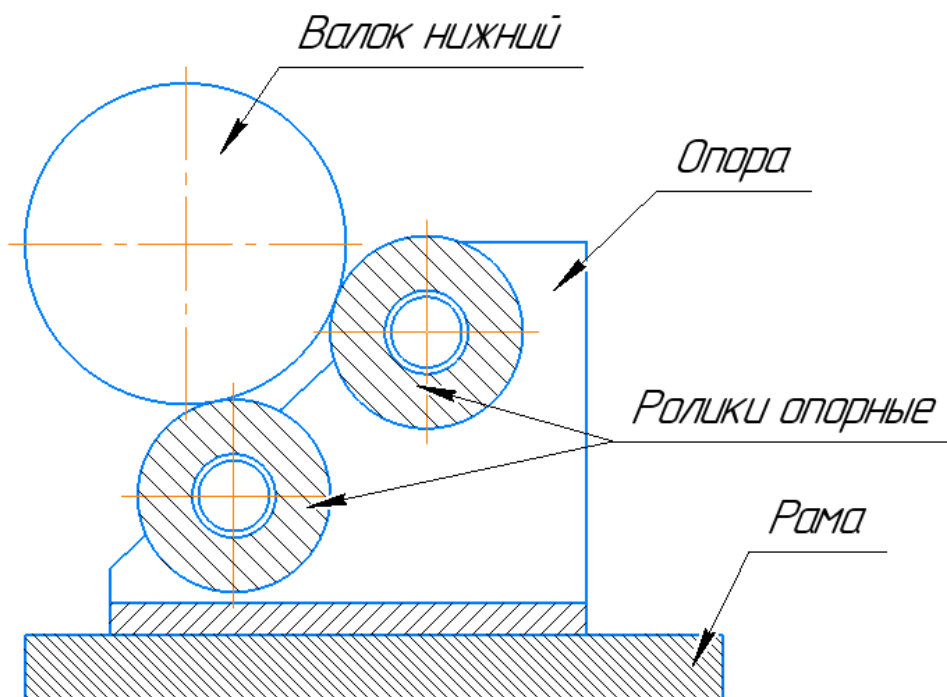


Рисунок 10. Схема расположения опорных роликов

### 5.1 Расчет прогиба вала с применением трёх промежуточных опор.

Момент на средней опоре (по теореме Клапейрона)

$$M_B = \frac{PL^2}{32b} \left[ 1 - 8 \left( \frac{a}{L} \right)^2 + 16 \left( \frac{a}{L} \right)^4 \right], \quad (17)$$

$$\begin{aligned} M_B &= \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000^2}{32 \cdot 11000} \left[ 1 - 8 \cdot \left( \frac{500}{12000} \right)^2 + 16 \cdot \left( \frac{500}{12000} \right)^4 \right] \\ &= 2081250000 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

Усилие на средней опоре

$$Q_B = \frac{PL}{8b} \left[ 5 - 24 \left( \frac{a}{L} \right)^2 + 16 \left( \frac{a}{L} \right)^4 \right], \quad (18)$$

$$Q_B = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000}{8 \cdot 11000} \left[ 5 - 24 \left( \frac{500}{12000} \right)^2 + 16 \left( \frac{500}{12000} \right)^4 \right] = 3381844 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент на расстоянии  $x$  от средней опоры

$$M_x = M_B - \frac{P \cdot x^2}{2b} + \frac{Q_B \cdot x}{2}, \quad (19)$$

$$M_x = 2081250000 - \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 2000^2}{2 \cdot 11000} + \frac{3381844 \cdot 2000}{2} = 4554003090 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Прогиб вала на расстоянии  $x$  от средней опоры

$$f_x = \frac{PL^3}{24EJ} \left[ \frac{12M_B}{PL} \left(\frac{x}{L}\right)^2 - \frac{x}{b} \left(\frac{x}{L}\right)^3 + 2 \frac{Q_B}{P} \left(\frac{x}{L}\right)^3 \right], \quad (20)$$

$$f_x = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 12000^3}{24 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3125000000} \left[ \frac{12 \cdot 2081250000}{5000000 \cdot 12000} \cdot \left(\frac{2000}{12000}\right)^2 - \frac{2000}{11000} \cdot \left(\frac{2000}{12000}\right)^3 + 2 \cdot \frac{3381844}{5000000} \cdot \left(\frac{2000}{12000}\right)^3 \right] = 105 \text{ мм}.$$

Промежуточная опора в расчетной модели принята как сосредоточенная нагрузка так как она по длине существенно меньше длины вала.

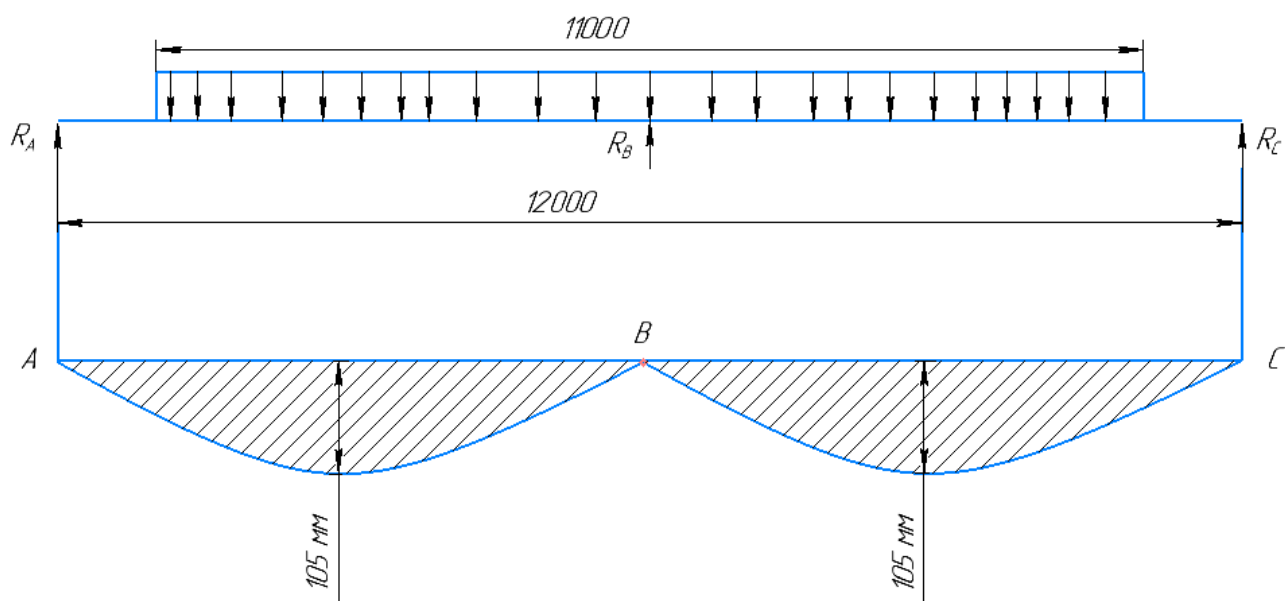


Рисунок 11. Прогиб вала при трёх опорах.

## 5.2 Расчет прогиба вала с применением пяти промежуточных опор

Расчет прогиба вала с применением пяти промежуточных опор по формуле (13).

$$f_H = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3125000000} \left[ 1 - \frac{1}{2}(1)^2 + \frac{1}{8}(1)^3 \right] = 2,5 \text{ мм.}$$

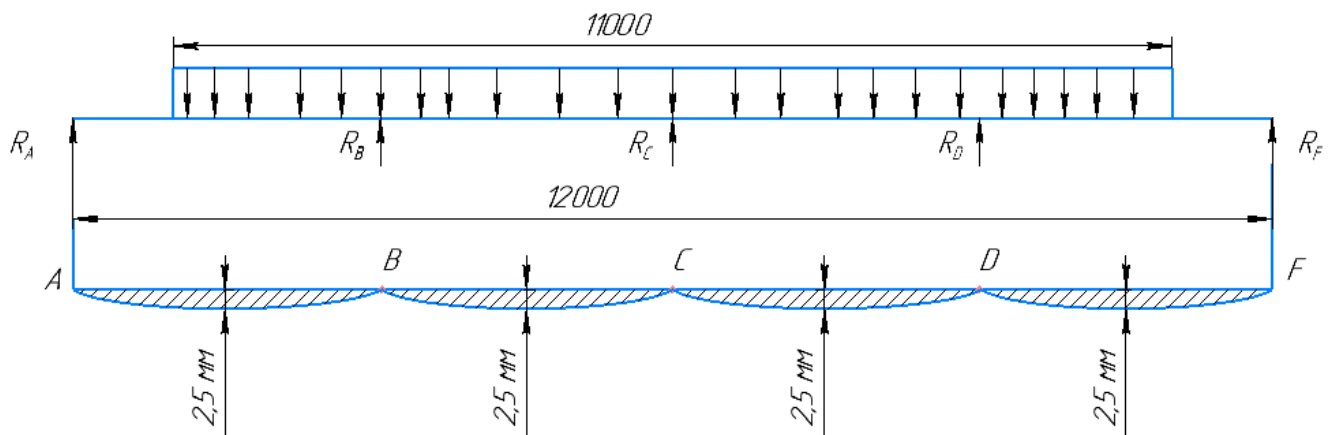


Рисунок 12. Прогиб вала при пяти опорах.

### 5.3 Расчет прогиба вала с применением семи промежуточных опор

Расчет прогиба вала с применением пяти промежуточных опор по формуле (13).

$$f_H = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3125000000} \left[ 1 - \frac{1}{2}(1)^2 + \frac{1}{8}(1)^3 \right] = 0,75 \text{ мм.}$$

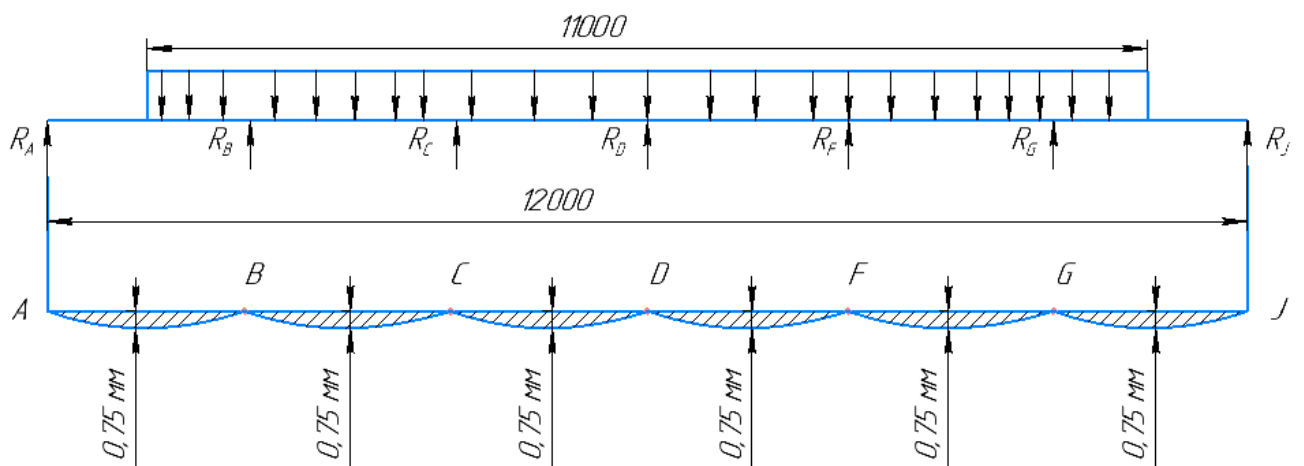


Рисунок 13. Прогиб вала при семи промежуточных опорах.

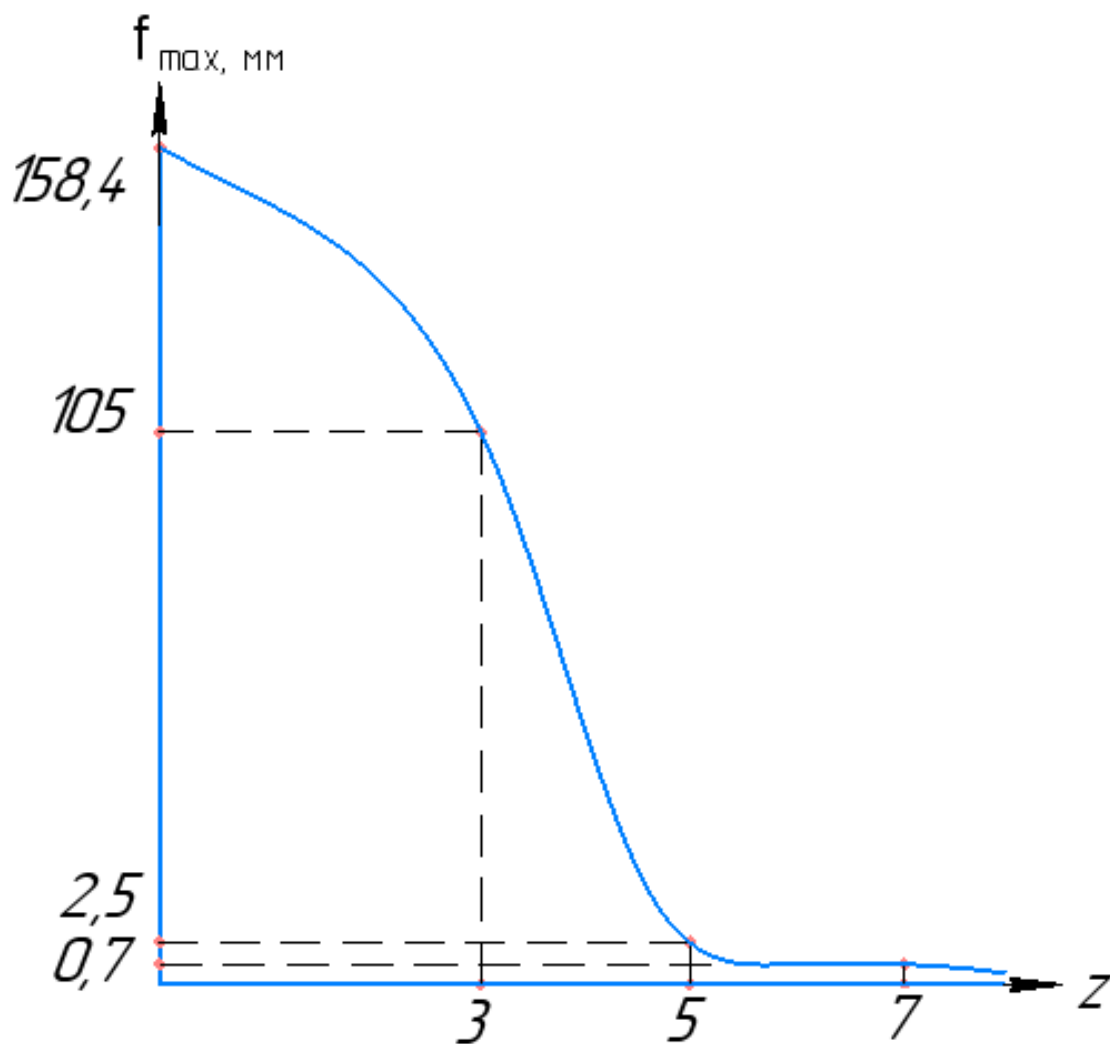


Рисунок 14. Зависимость прогиба от числа опор.

На рисунке 14 видно, что с увеличением числа опор прогиб валка значительно уменьшается. По конструктивным соображениям было принято использовать пять опорных блоков.

## 6 СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ВАЛКОВОЙ СИСТЕМЫ

По закону Гука при малых деформациях напряжение изгиба прямо пропорционально относительному удлинению. [4]

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_{max}, \quad (21)$$

где  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости;

$\varepsilon_{max}$  – относительное удлинение.

Относительное удлинение  $\varepsilon_{max}$

$$\varepsilon_{max} = \frac{0,5 \cdot D}{R_{и.в.}}, \quad (22)$$

где  $D$  – диаметр соответствующего валка, мм;

$R_{и.в.}$  – радиус изгиба соответствующего валка, мм.

Радиус изгиба соответствующего валка (согласно рисунку 15)

$$R_{и.в.} = \frac{a^2 - 4f_{в.доп.}^2}{8f_{в.доп.}}, \quad (23)$$

$$R_{и.в.} = \frac{12000^2 - 4 \cdot 11^2}{8 \cdot 11} = 1636358 \text{ мм.}$$

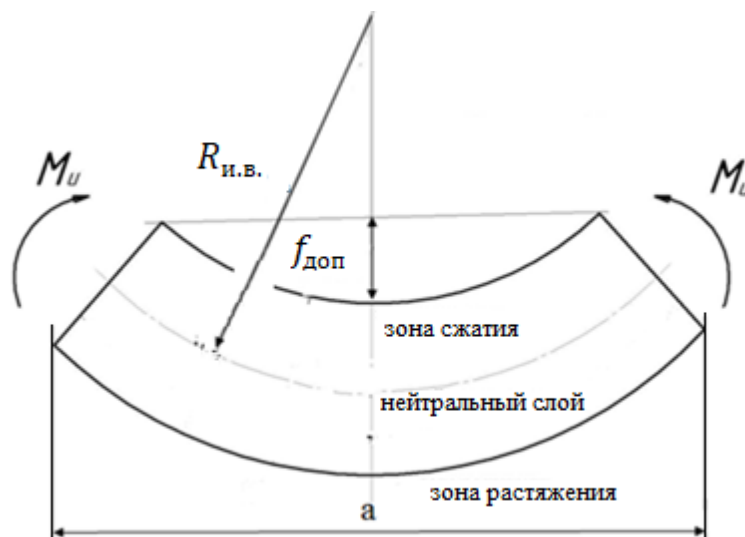


Рисунок 15. Схема изгиба валка



После введения в формулы (21) и (22) числовых значений:  
для опорного вала

$$\varepsilon_{max} = \frac{0,5 \cdot 500}{1636358} = 1,52 \cdot 10^{-4};$$
$$\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 1,52 \cdot 10^{-4} = 30,4 \text{ МПа} .$$

Напряжение кручения в бочке вала не подсчитывают ввиду его незначительной величины по сравнению с напряжением изгиба.

Допустимые напряжения в валах принимают, исходя из пятикратного запаса прочности, т.е.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{5} , \quad (24)$$

где  $\sigma_T$  – временное сопротивление материала вала на изгиб.

На основании изложенного допускаемое напряжение можно принимать следующим:

Для кованных валков из легированной стали, имеющей

$$\sigma_T = 700 \div 750 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 140 \div 150 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность нажимного и опорных валков обеспечена, т.к.  
 $\sigma < [\sigma]$ .

## 7 КОНСТРУКЦИЯ ОПОРНЫХ РОЛИКОВ

Опорный ролик, согласно разработке проекта, выполнен в виде набора закрепленных на неподвижных осях специальных подшипников с утолщенными наружными кольцами и опор между ними. Подобная конструкция эффективно применяется для предотвращения прогиба рабочих валков многовалковых листопрокатных станов. [5]

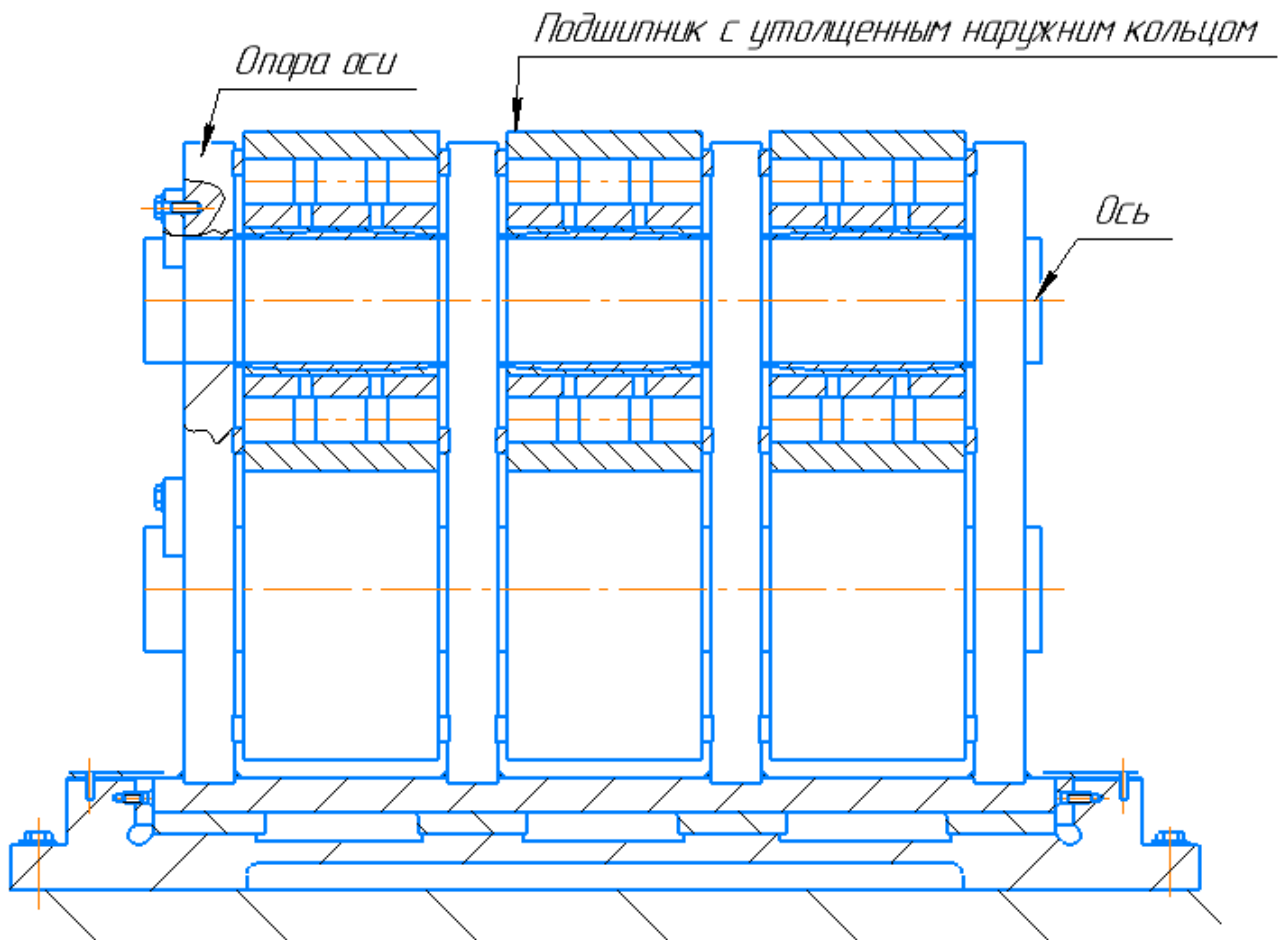


Рисунок 16. Конструкция роликовой опоры.

## 8 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

В зоне контакта валков с нагруженными кольцами опорных подшипников возникают значительные удельные давления, поэтому необходимо проверка по контактными напряжениями.

### 8.1 Выбор материалов и проверка по контактными напряжениями

Выбор материалов и проверка по контактными напряжениями

Для опорных валков ЛГМ применяется сталь 9Х, аналогичная по свойствам валковым сталям. [5]

В качестве ролика роликовой опоры выбраны подшипники фирмы «Коуо» (с утолщенным наружным кольцом), которые служат опорными роликоподшипниками для многовалковых прокатных станов, имея высокую твердость и высокую паспортную грузоподъемность. [5]

В качестве материала для подшипников применяется сталь типа ШХ15 с термообработкой до твердости  $\approx 65$  HRC.

Для разработанной конструкции использован подшипник с диаметром внутреннего отверстия 130 мм. Основные размеры подшипника и технические характеристики подшипника представлены в таблице 2.

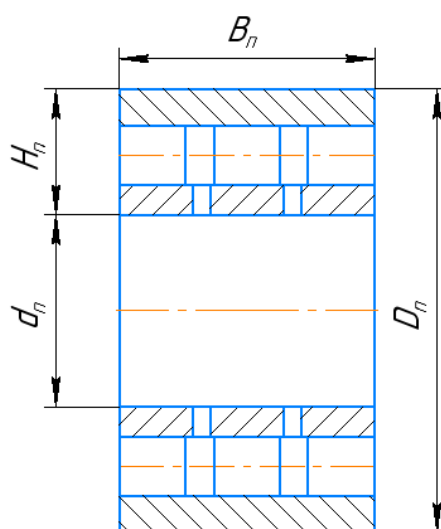


Рисунок 17. Подшипник для опорных роликов

Таблица 2. Габаритные размеры и технические характеристики подшипника фирмы «Коуо». [5]

|                                 |                                       |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| Диаметр внутренний              | $d_{\Pi} = 130 \text{ мм}$            |
| Диаметр внешний                 | $D_{\Pi} = 300 \text{ мм}$            |
| Ширина                          | $B_{\Pi} = 172,6 \text{ мм}$          |
| Высота                          | $H = 84,95 \text{ мм}$                |
| Коэффициент работоспособности   | $k = 2,39 \cdot 10^6$                 |
| Статистическая грузоподъемность | $C_{\Pi} = 2,12 \cdot 10^6 \text{ Н}$ |

Проверка по контактным напряжениям ведется по методике [6].

В процессе гибки изгибаются опорные валки и промежуточные опоры. Так же в процессе гибки возникают большие контактные напряжения и деформации на площадках упругого сплющивания в контакте опорного вала с роликовой опоры (рисунок 18), а также опорного вала с металлом. Исходя из этого необходимо оценить работоспособность выбранных подшипников и валков из условий допускаемых удельных давлений на опорных площадках. Проверить выполнение условия

$$\sigma_k < [\sigma_k].$$

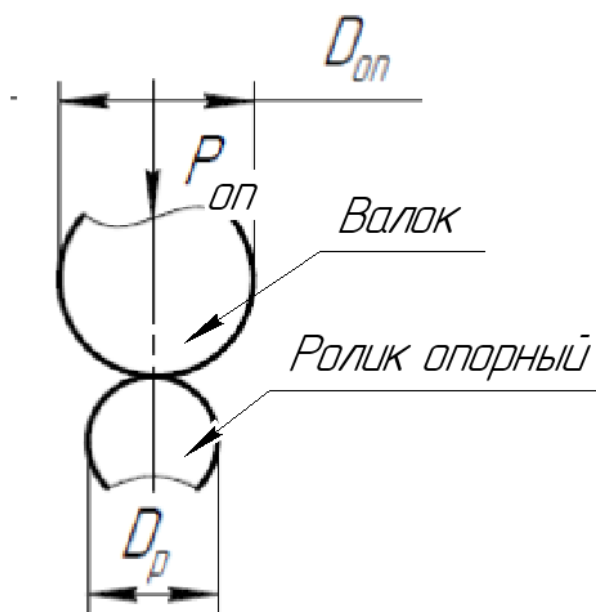


Рисунок 18. К определению контактной деформации

Максимальное нормальное (радиальное) контактное напряжение  $\sigma_k$  в середине линии контакта двух цилиндров (валков), нагруженных силой  $P_{оп}$ , и радиальную упругую деформацию (сплющивание)  $\sigma_k$  цилиндров (валков) можно определить по формуле Герца

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{q}{\pi} \cdot \frac{1}{\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu^2}{E}} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 * R_2}}, \quad (25)$$

где  $q$  – давление на единицу длины зоны контакта, Н/м;

$E$  – модуль упругости материала валков,  $2 \cdot 10^5$  МПа;

$\mu$  – коэффициент Пуассона, 0,3;

$R_1$  – радиус опорного валка, 250 мм;

$R_2$  – радиус «валка» роликовой кассеты 150 мм.

Полуширина полоски контакта

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{q}{E} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (26)$$

где,  $q$  — нагрузка на единицу длины цилиндра, Н/м;

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{454,5}{2 \cdot 10^5} \cdot \frac{150 \cdot 250}{250 + 150}} = 0,7 \text{ мм.}$$

Величина наибольшего давления между соприкасающимися телами может быть рассчитана по формуле

$$p_0 = 0,4180 \sqrt{q \cdot E \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}}, \quad (27)$$

Для условий проекта эта величина составляет

$$p_0 = 0,4180 \sqrt{454,5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{250 + 150}{150 \cdot 250}} = 411,6 \text{ МПа}$$

Сближение соприкасающихся тел

$$\delta = 0,579 \cdot \frac{q}{E} \cdot \left[ \ln \frac{4 \cdot R_1 \cdot R_2}{b^2} + 0,814 \right], \quad (28)$$

$$\delta = 0,579 \cdot \frac{454,5}{2 \cdot 10^5} \cdot \left[ \ln \frac{4 \cdot 250 \cdot 150}{0,7^2} + 0,814 \right] = 0,02 \text{ мм.}$$

Давление на единицу длины валков

$$q = \frac{P}{z * L_{оп}}, \quad (29)$$

где  $P$  – усилие гибки на промежуточных опорах, Н;

$z$  – число подшипников промежуточных опор;

$L_{оп}$  – длина по образующей комплекта подшипников промежуточных опор.

Усилие, которое приходится на ролик промежуточных опор, рассчитывается согласно схеме, показанной на рисунке 19.

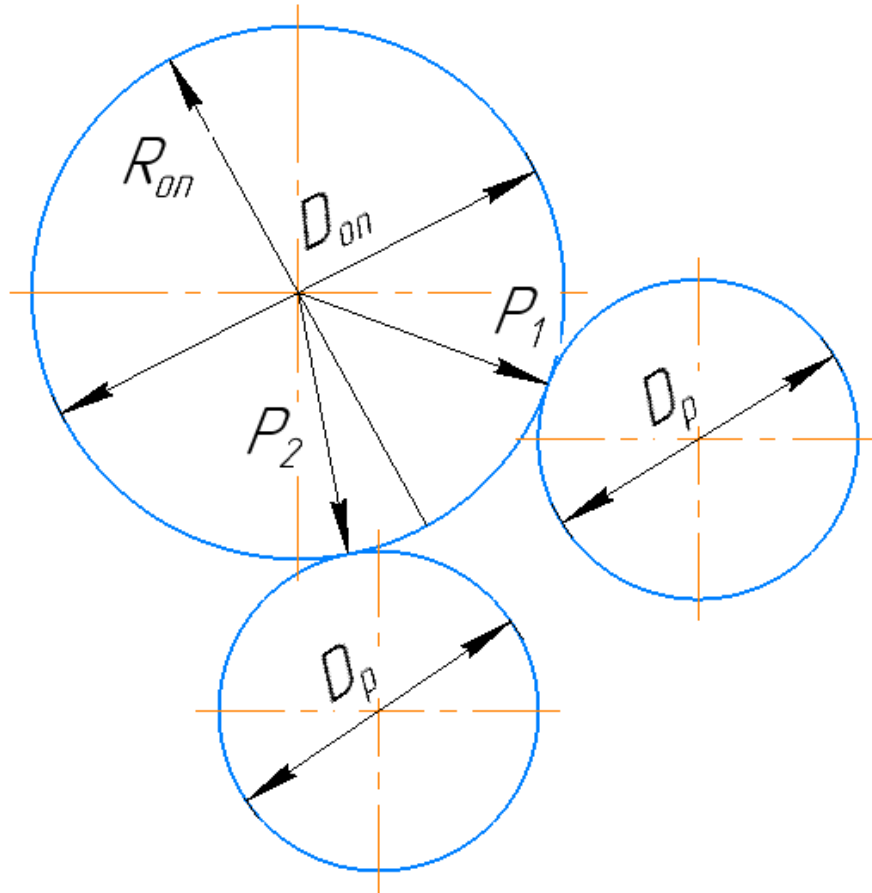


Рисунок 19. Усилие на роликах промежуточных опор

$$P_{оп} = \frac{P}{2 \cos \alpha'}$$

$$P_{оп} = \frac{5000000}{2 \cdot \cos 28.9^\circ} = 2873563.$$

$$P_x = P_{оп} \cdot \cos \alpha , \quad (30)$$

$$P_x = 2873563 \cdot \cos 20^\circ = 2700265 \text{ Н.}$$

$$P_y = P_{оп} \cdot \cos \alpha , \quad (31)$$

$$P_y = 2873563 \cdot \cos 10^\circ = 2829907 \text{ Н.}$$

Расчет подшипников будет производиться исходя из максимального усилия

$$P_{рол} = \frac{P_y}{5}, \quad (32)$$

$$P_{рол} = \frac{2829907}{5} = 565981 \text{ Н.}$$

$$q_x = \frac{P_x}{z \cdot L_{оп}}, \quad (33)$$

$$q_x = \frac{2700265}{6 \cdot 650} = 692 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

$$q_y = \frac{P_y}{z \cdot L_{оп}}, \quad (34)$$

$$q_y = \frac{2829907}{6 \cdot 650} = 725 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

После введения в формулу (25) числовых значений, контактное напряжение:

$$\sigma_{кх} = \sqrt{\frac{692}{3,14} \cdot \frac{1}{\frac{1-0,3^2}{2 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2 \cdot 10^5}} \cdot \frac{150 + 250}{250 \cdot 150}} = 492 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{ку} = \sqrt{\frac{725}{3,14} \cdot \frac{1}{\frac{1-0,3^2}{2 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2 \cdot 10^5}} \cdot \frac{150 + 250}{250 \cdot 150}} = 503 \text{ МПа.}$$

Учитывая, что в зоне контакта материал валков находится в благоприятных условиях всестороннего сжатия, можно принимать весьма высокие значения допускаемых напряжений: [7]

$$[\sigma_k] = 3\sigma_T, \quad (35)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала валков;

при  $\sigma_T = 552 \text{ МПа}$  получим  $[\sigma_k] = 1656 \text{ МПа}$ .

Контактная прочность валков обеспечена, т.к.  $\sigma_k < [\sigma_k]$ .

## 8.2 Оценка работоспособности подшипников

Характеристики подшипника смотреть таблицу (2).

Поскольку прогиб валка сопровождается угловым смещением поверхности его образующей относительно образующей роликовой опоры, в конструкции предусмотрена самоустановка роликов за счет их монтажа на осях через сферические втулки. Во избежание повреждения уплотнения, закрепительные втулки, предназначенные для монтажа самоустанавливающихся подшипников с уплотнениями, оборудованы специальной фиксирующей шайбой, имеющей выступ на обращенной к подшипнику стороне. [8]

Расчет подшипника произведем для наиболее нагруженного ролика (усилие  $P_y$ ).

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником проводим по формуле (36) [9], примем  $C = C_p$

( $C_p$  – паспортная грузоподъемность 2,12 МН).

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}, \quad (36)$$

Расчет радиальной силы, воспринимаемой подшипником, примем  $C = C_p$

$a_1$  – коэффициент надежности принимается 1;

$a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, принимается 0,7;

$n$  – частота вращения ролика,

$n = 15,9$  мин<sup>-1</sup>.

$F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,

$V$  – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;

$K_b$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;



КТ – температурный коэффициент, принимается 1,

Lh – ресурс подшипника,

Lh = 1700 часов.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = V \cdot F_r \cdot K_b \cdot K_T, \quad (37)$$

где Fr – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,

V – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, 1,2;

Kб – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, 1;

КТ – температурный коэффициент, 1.

Преобразовывая формулы и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_b \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}}. \quad (38)$$

Подставляя числовые значения получим

$$F_r = \frac{2,12 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{17000 \cdot 60 \cdot 15,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 605715 \text{ Н.}$$

Так как в ролике установлено 6 подшипников, тогда нагрузочная способность опорного блока составляет

$$F = 6 F_r, \quad (39)$$

$$F = 6 \cdot 605715 = 3634290 \text{ Н.}$$

Ролик может воспринимать нагрузку  $F = 3634290 \text{ Н}$ , что превышает значение усилия  $P_{\text{рол}} = 565981 \text{ Н}$ , то есть данная конфигурация опор работоспособна.

### 8.3 Расчет пальца на срез и смятие

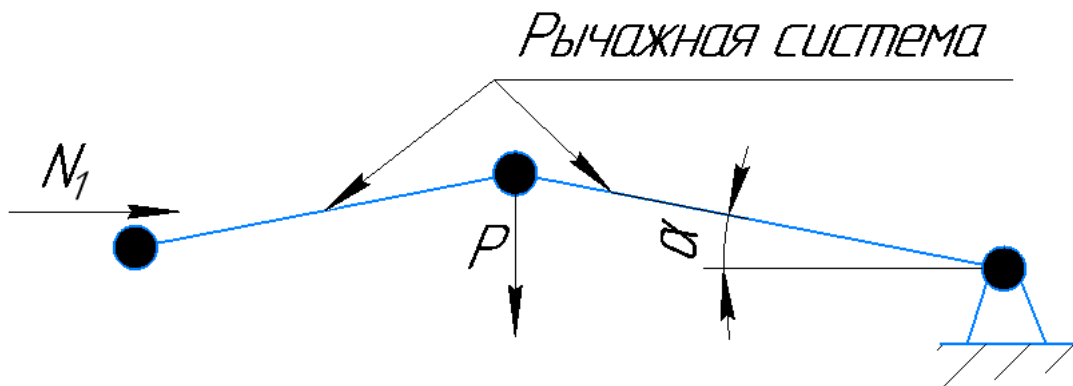


Рисунок 20. Расчетная схема по усилиям

Материал оси и втулок – сталь 30ХГСА ( $\sigma_b = 1080$  МПа;  $\sigma_{0,2} = 850$  МПа) [10].

Рычаг соединяется с проушиной (рисунок 21) при помощи цилиндрического пальца. Палец работает на срез в двух плоскостях, и смятие от действия на него тяги и проушины.

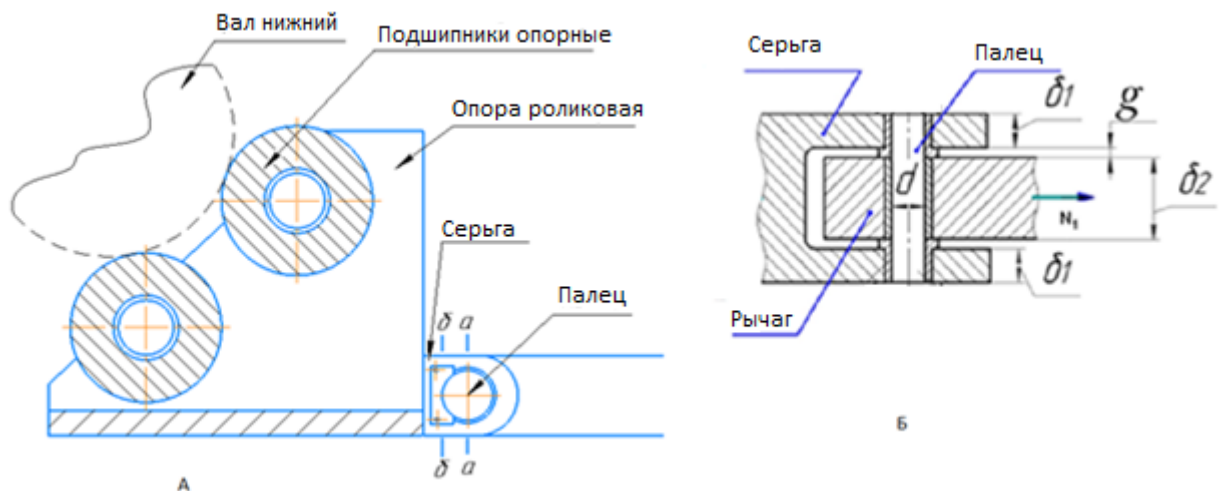


Рисунок 21. Расчетная схема

Так как большую часть нагрузки воспринимают центральные роликовые опоры, в целях обеспечения прочности, расчет производится на максимальное усилие, действующее на роликовые опоры (из условий пятиопорной конструкции).

$$N_1 = \frac{P_x}{5}, \quad (40)$$

$$N_1 = \frac{2700265}{5} = 540053 \text{ Н.}$$

$$\frac{N_1}{n_{\text{ср}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq m \cdot \tau_{\text{ср}}, \quad (41)$$

где  $n_{\text{ср}} = 2$  – число плоскостей среза пальца;

$[\tau_{\text{ср}}] = 240$  МПа – сопротивление срезу (марка стали 30ХГСА);

$m = 0,9$  – коэффициент условий работы [10];

Отсюда

$$d \geq \sqrt{\frac{N_1 \cdot 4}{n_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot m \cdot [\tau_{\text{ср}}]}}; \quad (42)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{540053 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9 \cdot 240}} = 40 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d = 50$  мм

$$\frac{540053}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{50^2}{4}} = 138 \text{ МПа.}$$

$$m[\tau_{\text{ср}}] = 0,9 \cdot 240 = 216 \text{ МПа.}$$

$$138 \text{ МПа} \leq 216 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Смятие пальца происходит по половине цилиндрической поверхности (рисунок 21 б), площадь ее проекции.

$$A_{\text{см}} = d \cdot \delta_2, \quad (43)$$

тогда из условия прочности на смятие

$$\frac{N_1}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (44)$$

$$\delta_2 \geq \frac{N_1}{A_{\text{см}} \cdot d}, \quad (45)$$

$$\delta_2 \geq \frac{540053}{300 \cdot 50} = 36 \text{ мм.}$$

Принимаем  $\delta_2 = 40$  мм,

где  $[\sigma_{\text{см}}] = 300$  МПа – в малоподвижных шарнирных соединениях.[10]

$$\delta_1 = \frac{\delta_2}{2}, \quad (46)$$

$$\delta_1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ мм.}$$

Принимаем  $\delta_1 = 20$  мм.

#### 8.4 Расчет серьги на смятие и сжатие

Расчет ведется согласно методике [10], расчетная схема представлена на рисунке 21.

Материал проушин – сталь 45 ( $\sigma_{\text{в}} = 590$  МПа;  $\sigma_{0,2} = 315$  МПа).

Прочность втулки определяется её работой на смятие. Сила смятия находится по формуле

$$P_{\text{см}} = \mu \cdot F_{\text{см}} \cdot \sigma^*, \quad (47)$$

где  $\mu = 1,3$  – коэффициент, зависящий от плотности и подвижности соединения;

$F_{\text{см}}$  – площадь смятия, мм<sup>2</sup>;

$\sigma^*$  – разрушающее напряжение, МПа.

Т.к. соединение втулки с проушиной всегда неподвижное и неразъёмное

$$F_{\text{см}} = d \cdot \delta, \quad (48)$$

$$F_{\text{см}} = 50 \cdot 40 = 2000 \text{ мм}^2.$$

Величина разрушающего напряжения принимается равной

$$\sigma^* = \min(\sigma_B; 1,3\sigma_{0,2}),$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала втулки, МПа;

$\sigma_{0,2}$  – условный предел текучести материала втулки, МПа.

После введения в формулы (47) и (48) числовых значений

$$\sigma^* = \min(590; 1,3 \cdot 315) = 410 \text{ МПа.}$$

$$P_{см} = 1,3 \cdot 2000 \cdot 410 = 1066000 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса прочности соединения

$$n = \frac{P_{см}}{N_1}, \quad (49)$$

$$n = \frac{1066000}{540053} = 1,9.$$

Проверяем проушину на сжатие в сечениях, а–а, б–б, задаваясь её основными размерами, и учитывая диаметр пальца  $d$

$$\frac{N_1}{F} \leq m \cdot R, \quad (50)$$

где  $F$  – площадь сечения проушины, мм<sup>2</sup>;

$R = 300$  МПа – сопротивление сжатию (марка стали 45).

Сечение а-а

$$F = (l_{пр} - d) \cdot \delta, \quad (51)$$

$$F = (110 - 50) \cdot 40 = 2400 \text{ мм}^2.$$

где  $l_{пр} = 110$  мм – ширина проушины.

Сечение б-б

$$F = l_{пр} \cdot \delta, \quad (52)$$

$$F = 110 \cdot 40 = 4400 \text{ мм}^2.$$

После введения в формулу (50) числовых значений:

сечение а-а

$$\frac{540053}{2400} = 225 \text{ МПа}$$

$$0,9 \cdot 300 = 270 \text{ МПа}$$

$$225 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}$$

сечение б-б

$$\frac{540053}{4400} = 123 \text{ МПа}$$

$$123 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполняется.

### 8.5 Расчет опоры роликовой оси на срез и смятие.

Расчетная схема представлена на рисунке 22.

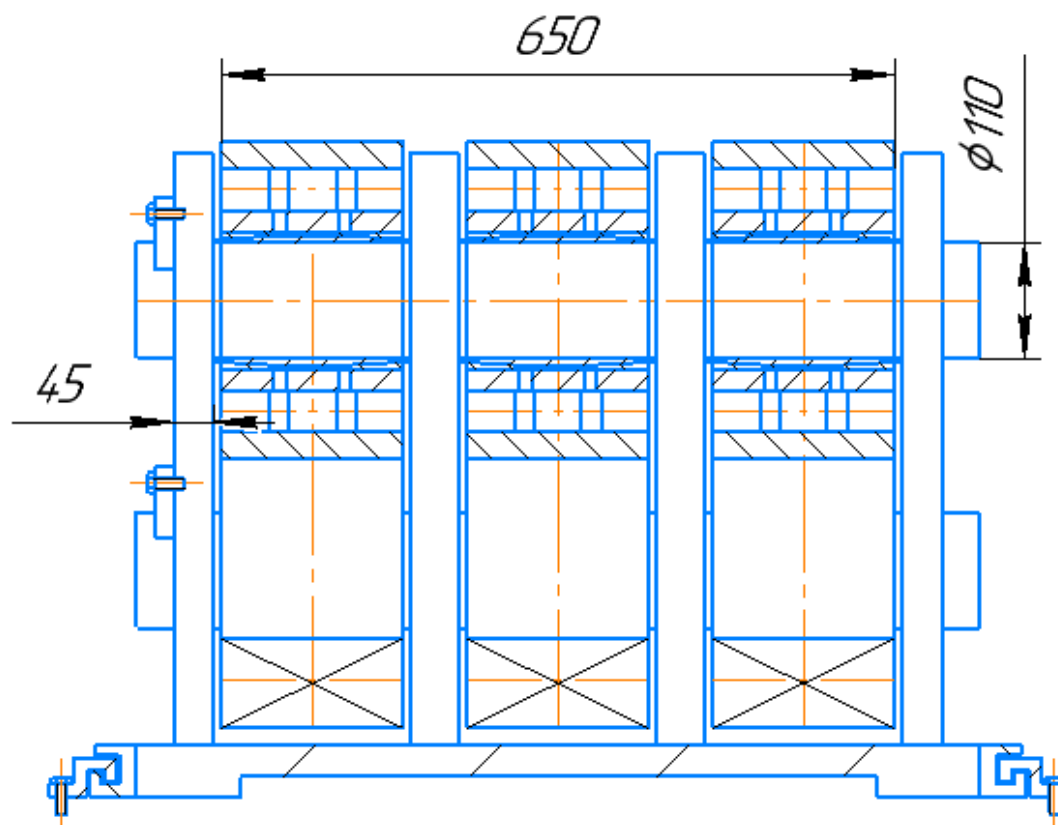


Рисунок 22. Роликовая опора

Условие прочности при срезе

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{N_1}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (53)$$

$$A_{\text{ср}} = \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (54)$$

$$A_{\text{ср}} = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 110^2}{4} = 9498 \text{ мм}^2,$$

где  $n$  – число плоскостей среза.

$[\tau_{\text{ср}}] = 270$  МПа – сопротивление срезу (марка стали 40Х)

После введения в формулу (51) числовых значений.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{540053}{9498} = 57 \text{ МПа}$$

$$57 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N_1}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (55)$$

$$A_{\text{см}} = d \cdot l, \quad (56)$$

$$A_{\text{см}} = 110 \cdot 45 = 4950 \text{ мм}^2.$$

где  $l = 45$  мм – длина раковины оси;

$[\sigma_{\text{см}}] = 670$  МПа – допускаемые напряжения при смятии.

После введения в формулу (55) числовых значений

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{540053}{4950} = 109 \text{ МПа}$$

$$109 \text{ МПа} < 670 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

## 9 ВЫБОР ГИДРОЦИЛИНДРА

Минимальная величина хода роликовых опор должна составлять

$f_{\text{доп}} = 11$  мм, с учетом запаса хода 5 мм и в соответствии с принятой конструкцией выбираем гидроцилиндр. [11]

Усилие гидроцилиндра

$$P_{\text{г/ц}} = N_1 \cdot \sin \alpha , \quad (57)$$

$$P_{\text{г/ц}} = 540053 \cdot \sin 11^\circ = 103047 \text{ Н.}$$

Ход штока гидроцилиндра  $S = 75$  мм.

По усилию гидроцилиндра и ходу штока выбран гидроцилиндр фирмы «Bosch Rexroth», модель CDH1 (рисунок 23). В таблице 3 Представлены технические характеристики гидроцилиндра.

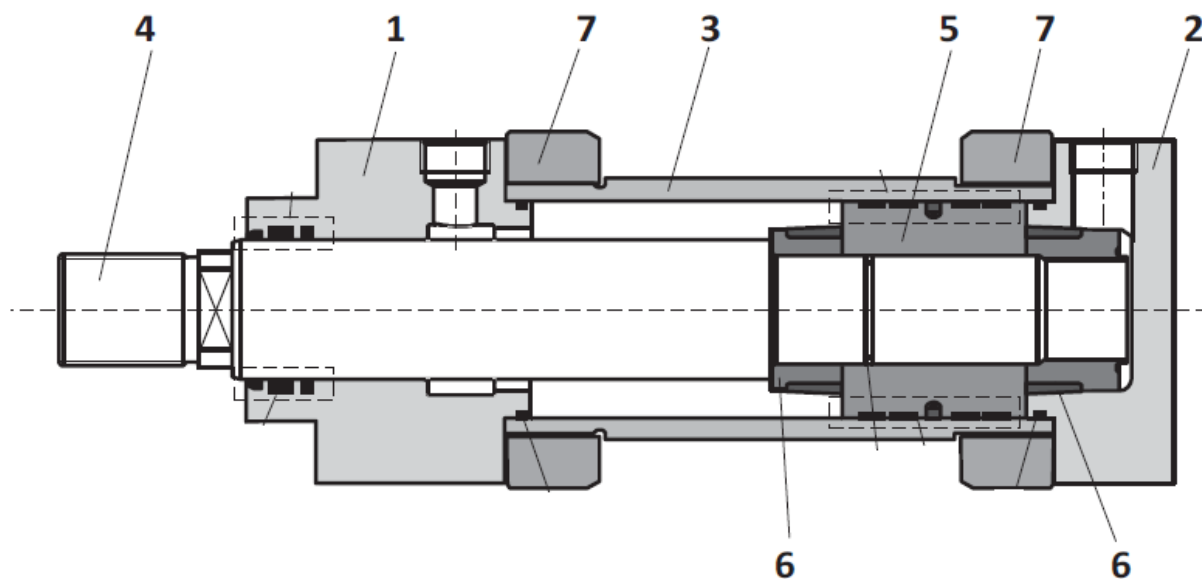


Рисунок 23. Конструктивное исполнение гидроцилиндра CDH1.

1 - Передняя крышка

5 - Поршень

2 - Задняя крышка

6 - Демпфирующая втулка

3 - Гильза

7 - Фланец

4 - Шток



Таблица 3. Технические параметры гидроцилиндра.

|                          |                        |
|--------------------------|------------------------|
| Диаметр поршня           | 100 мм                 |
| Диаметр поршневого штока | 70 мм                  |
| Соотношение площадей     | 1,96 мм <sup>2</sup>   |
| Площадь поршня           | 78, 54 мм <sup>2</sup> |
| Площадь штока            | 34,38 мм <sup>2</sup>  |
| Площадь кольца           | 40,06 мм <sup>2</sup>  |
| Рабочее давление         | 16 МПа                 |
| Ход штока                | 100 мм                 |
| Толкающее усилие на ГЦ   | 125 000 Н              |

Проверочный расчет гидроцилиндра

$$P_{гц} = \frac{P\pi D_{поршня}^2}{4} \quad (56)$$

$$P_{гц} = \frac{16 \cdot 3,14 \cdot 100^2}{4} = 125600 \text{ Н.}$$

Таким образом, с учетом принятой кинематики взаимодействия элементов рычажных систем, гидроцилиндр обеспечивает восприятие рабочего усилия.

Настройка позиций опорных роликовых блоков реализуется без нагрузки, а под нагрузкой гидросистема управления цилиндров работает в системе «гидрозамка».

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе выполнения выпускной квалификационной работы рассмотрены варианты технологии производства трубных заготовок, выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента формовке трубной заготовки в вальцах.

Разработана конструкция механизма компенсации прогиба опорных валков листогибочной машины, произведены необходимые силовые и прочностные расчеты.

Выполнены чертежи механизма профилирования опорных валков и его узлов.

Разработанная конструкция обеспечивает более равномерную деформацию по длине заготовки, что приводит к улучшению геометрических и служебных характеристик продукции.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Звонарев Д. Ю. Совершенствование процессов подгибки кромок и шаговой формовки сварных труб большого диаметра для обеспечения высокой точности размеров и форм; диссертация кандидата технических наук: 05.16.05 / Звонарев Д. Ю.; [Место защиты: Юж.-Ур. Гос. Ун-т].– Челябинск, 2015. – 166 с.
2. Соловьев Д. М. Влияние способа формовки нефтегазопроводных труб большого диаметра класса прочности К60 на процессы деформационного старения и сопротивление разрушению: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.16.01 / Соловьев Д. М. ; [Место защиты: Центр. науч.-исслед. ин-т чер. металлургии им. И.П. Бардина]. - Москва, 2015. - 27 с.
3. Мошнин Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах: Технология и оборудование. Издание 2-е, переработанное и дополненное – М.: Машиностроение, 1967.– 271 с.
4. Степин П. А. Сопротивление материалов: Учебник. 12-е изд., стер. – Спб.: Издательство «Лань», 2012. – 320 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература).
5. Прокатка на многовалковых станах / П. И. Полухин, В. П. Полухин, А. Ф. Пименов, др. . – М. : Металлургия, 1981 . – 248 с
6. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Том 2. Машиностроение, 1968. – 463 с.
7. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребенник В.М., и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. – М.: Металлургия, 1981. – 576 с.
8. Королев А.А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов. Атлас Учебное пособие для вузов. - 2-е изд. - М.: Металлургия, 1981. 203 альбомных листа
9. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. Пособие для студ. Высш. Учеб. Заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.

10. Методика расчета монтажной и ремонтной оснастки: учеб. Пособие / А. Д. Яцков, Н. Ю. Холодилин, О. А. Холодилина. – Тамбов: Изд-во Тамб. Гос. Техн. Ун-та, 2008. – 116 с.

11. [http://snabsystem.ru/sites/default/files/images/product/files/rrs\\_17329\\_1007.pdf](http://snabsystem.ru/sites/default/files/images/product/files/rrs_17329_1007.pdf)