

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____ /Радионова Л.В./

_____ 2020 г.

РАЗРАБОТКА ФРИКЦИОННОГО ВЫТАЛКИВАТЕЛЯ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА

ЮУрГУ – 15.03.02 – 2020 – 439 – 00.00.00 ПЗ

Руководитель работы

_____ *д.т.н., профессор*

Коваль Г.И.

_____ 2020 г.

Автор работы
студент группы П-439

_____ *Сурнин Д.Д.*

_____ 2020 г.

Челябинск 2020

АННОТАЦИЯ

Сурнин Денис Дмитриевич. Разработка фрикционного выталкивателя. – Челябинск: ЮУрГУ, П-439, МиМТ, 2020. – 41 с., 16 ил., 4 табл., библиогр. список – 27 наим., 5 листов чертежей ф. А1.

После обзора и анализа известных конструкций выталкивателей и толкателей выполнен выбор и расчет параметров фрикционного выталкивателя, проведены расчеты усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода, на прочность, выбор параметров подшипников, штанги, роликов; выполнен выбор мотор-редуктора привода выталкивателя; сделано описание разработанной конструкции фрикционного выталкивателя.

Предложено описание последовательности сборки механизмов выталкивателя и описание применяемой системы смазки.

В результате выполнена цель работы – разработка конструкции фрикционного выталкивателя нагревательной печи.

Оглавление

Введение.....	4
1. Обзор известных конструкций выталкивателей	5
2. Выбор и расчет параметров фрикционного выталкивателя	12
3. Расчет усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода.....	14
4. Расчеты на прочность, выбор параметров подшипников, пружины, штанги, роликов	16
5. Выбор мотор-редуктора привода выталкивателя	29
6. Описание разработанной конструкции выталкивателя	31
7. Последовательность сборки механизмов выталкивателя	34
8. Описание применяемой системы смазки.....	35
Заключение	36
Библиографический список	37
Приложение А	40
Приложение Б.....	44

Перечень графического и иллюстративного материала:

1. Общий вид выталкивателя.
2. Узлы выталкивателя.
3. Детали.

Введение

Целью работы является разработка фрикционного выталкивателя. Объектом исследования является фрикционный выталкиватель. Предметом исследования являются пути и методы достижения цели.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд задач:

- выполнить обзор известных конструкций выталкивателей толкателей;
- выбрать и рассчитать параметры фрикционного выталкивателя;
- выполнить расчет усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода;
- выполнить расчеты на прочность, а также осуществить выбор параметров подшипников, штанги, роликов;
- выбрать мотор-редуктор привода выталкивателя;
- выполнить описание разработанной конструкции фрикционного выталкивателя;
- описать последовательность сборки механизмов выталкивателя;
- выполнить описание применяемой системы смазки.

1. Обзор известных конструкций выталкивателей

По способу передачи толкающего усилия различают следующие конструкции толкателей и выталкивателей:

- реечные,
- винтовые,
- рычажные,
- кулачковые,
- цепные,
- фрикционные.

Для привода толкателей и выталкивателей преимущественно используют электрический привод, но иногда применяют на этих установках гидравлический и пневматический приводы.

Винтовые толкатели имеют по сравнению с реечными меньшие габариты, но применяются обычно только при небольших усилиях проталкивания садки $P \leq 500$ кН вследствие низкого КПД винтовой пары.

Значительно надежнее и долговечнее реечные толкатели, которые применяют при усилиях проталкивания садки до 2–2,5 МН. Реечные толкатели имеют обычно более сложный редуктор, поскольку он должен обеспечить большее передаточное число.

Реечный толкатель предназначен для перемещения отдельных блюмов и слябов с рольганга в нагревательную печь и продвижения через нее всего ряда блюмов и слябов.

Схема реечного толкателя представлена на рис. 1.1.

Толкающая штанга 1 снабжена толкающими пальцами 2 с пружинными амортизаторами 3. При движении штанги вперед в опорных катках 4 пальцы упираются в торец штанги и толкают перед собой блюм 5.

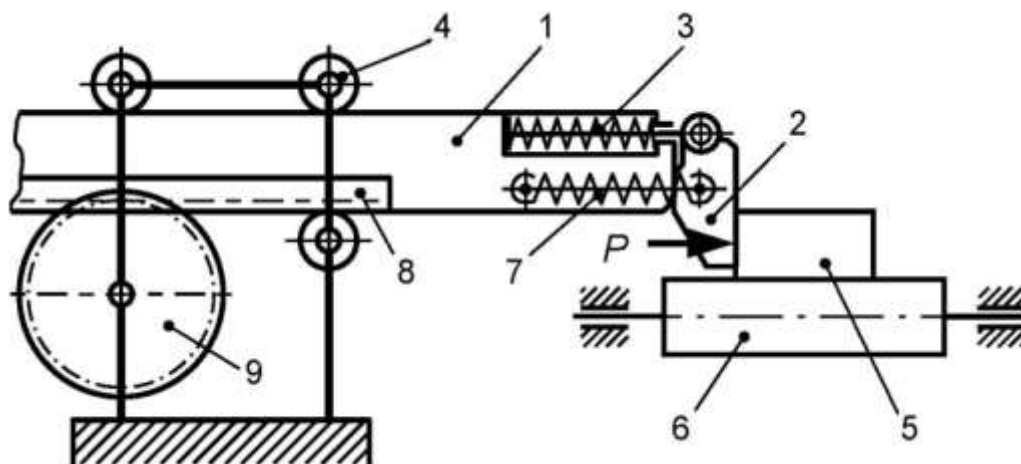


Рисунок 1.1 – Схема реечного толкателя: 1 - толкающая штанга; 2- толкающие пальцы; 3- пружинные амортизаторы; 4 - опорные катки; 5 - блюм; 6 - рольганг; 7 - замыкающая пружина; 8 - зубчатая рейка; 9 - приводная шестерня

При движении штанги назад и наличии на рольганге 6 следующего блюда пальцы отклоняются вверх, и головка штанги беспрепятственно возвращается в исходное положение, после чего замыкающая пружина 7 прижимает толкающие пальцы к торцу штанги. С нижней стороны штанги укреплена зубчатая рейка 8, при помощи которой на штангу передается толкающее усилие от привода через приводную шестерню 9.

Рабочий ход толкателя условно делится на три участка: а, в и с (рис. 1.2).

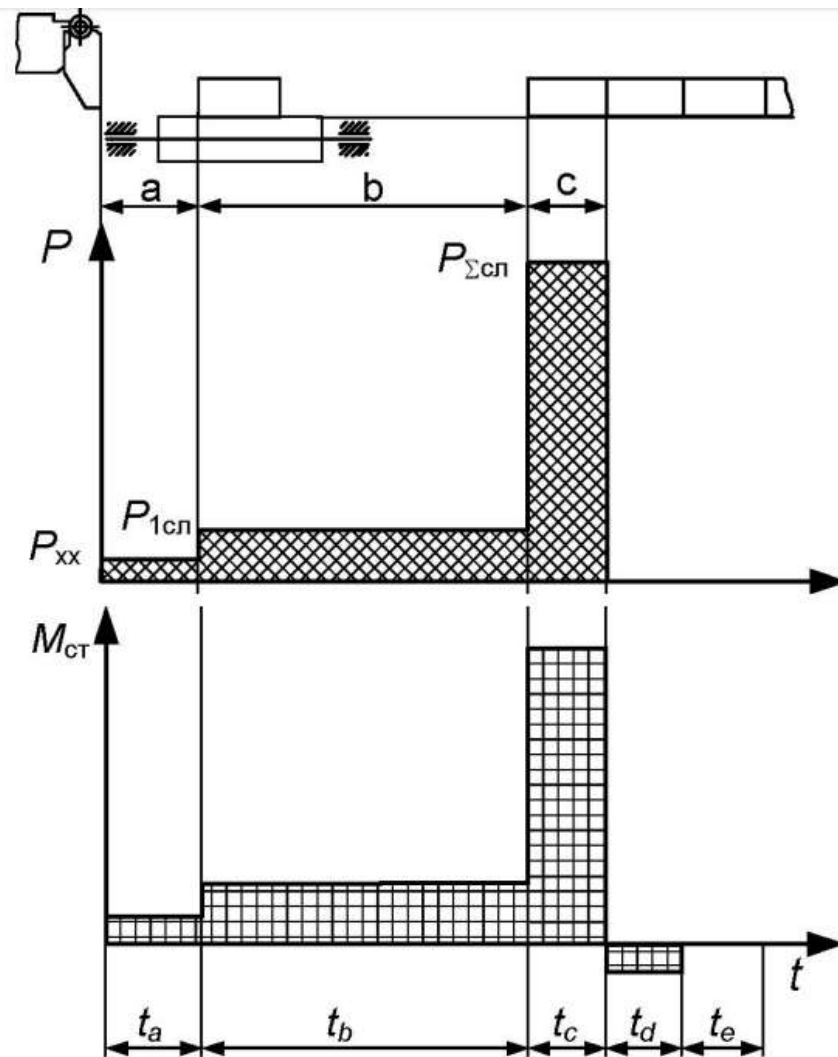


Рисунок 1.2 – Нагрузочная диаграмма толкателя

На участке a толкатель совершает холостой ход, при котором башмак непосредственно еще не доходит до слитка. На участке b толкатель продвигает один слиток с усилием $P_{1сл}$ до соприкосновения со всей садкой. И на участке c происходит продвижение всего ряда слитков с усилием $P_{\Sigma сл}$.

Основное преимущество реечных редукторов – большой КПД ($\eta = 0,85–0,90$) и устранение ходовой гайки. Гайка относительно быстро изнашивается (срок службы около двух лет). Она сложна в изготовлении, так как имеет большие размеры и требует точной обработки.

Штанги толкателей выполняют коваными, сварными и – для толкателей на малое усилие – из катаных заготовок круглого сечения.

Кованые и сварные штанги более сложны в изготовлении: сложнее получается конструкция направляющих.

Однако применение штанг толкателя прямоугольного сечения позволяет выполнить зубчатые рейки в виде отдельных деталей, изготавливая их из более прочной стали (40ХН, 40Х), и при износе зубьев заменять, сохраняя тяжелые и дорогие штанги.

Штанги толкателей из круглого проката проще в изготовлении, но в этом случае зубья приходится нарезать непосредственно на них. Следовательно, марка стали будет хуже, а при износе зубьев штанги необходимо заменять целиком.

Скорость толкания металла толкателями выбирают обычно небольшой: при проталкивании садки 0,1-0,3 м/с. Возвратный ход может быть более быстрым – 0,6-0,8 м/с.

Для регулирования скорости в последних конструкциях предусматривают привод толкателей от двигателей постоянного тока.

Рычажные толкатели применяют у печей с боковой загрузкой металла, так как толкающие штанги такого толкателя могут быть введены в печь при малых размерах окон в торцевой стенке печи.

В отличие от конструкций толкателей, у которых штанга с большим ходом и движется возвратно-поступательно в результате реверсивного вращения электродвигателя, у рычажного толкателя возвратно-поступательное движение толкающего устройства происходит при непрерывном вращении электродвигателя в одном направлении.

Преобразование вращательного движения двигателя в возвратно-поступательное движение толкающего устройства в рычажном толкателе с электрическим приводом происходит следующим образом (рис. 1.3).

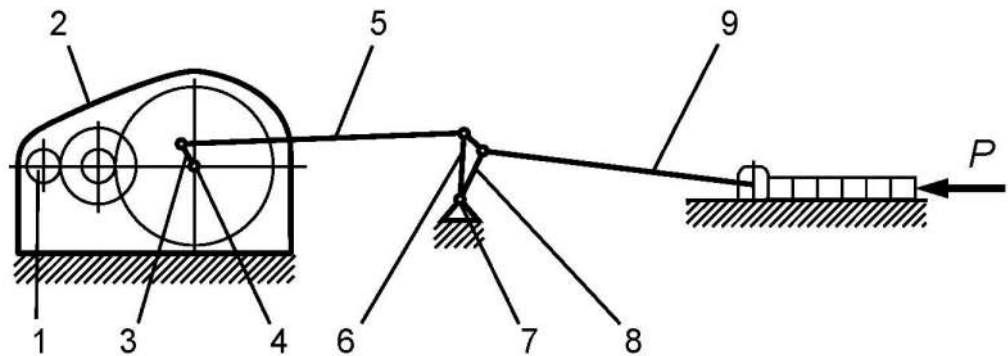


Рисунок 1.3 – Схема рычажного толкателя: 1 - входной вал; 2 - редуктор; 3 - кривошип; 4 - выходной вал; 5 - шатун; 6 - рычаг; 7 - вал; 8 - короткие рычаги; 9 - толкающие штанги

Электродвигатель вращает входной вал 1 редуктора 2 с кривошипом 3 на выходном валу 4. Кривошип соединен шатуном 5 с рычагом 6, закрепленным на валу 7. На этом же валу насажены несколько коротких рычагов 8, к которым одним концом шарнирно присоединены толкающие штанги 9. Штанги проходят через окна печи и другим концом скользят по направляющей плите внутри печи. При движении вперед штанги проталкивают через нагревательную печь весь ряд длинных заготовок на величину хода. При обратном движении штанг между ними и концом ряда заготовок подается следующая заготовка, после чего цикл повторяется.

Винтовой толкатель подает в печь заготовки, продвигает их по ходу печи и выгружает через окно выдачи; применяется для преодолений усилий до 700 кН при ходе башмака до 2,5 м.

Винтовой толкатель приведен на рис. 1.4.

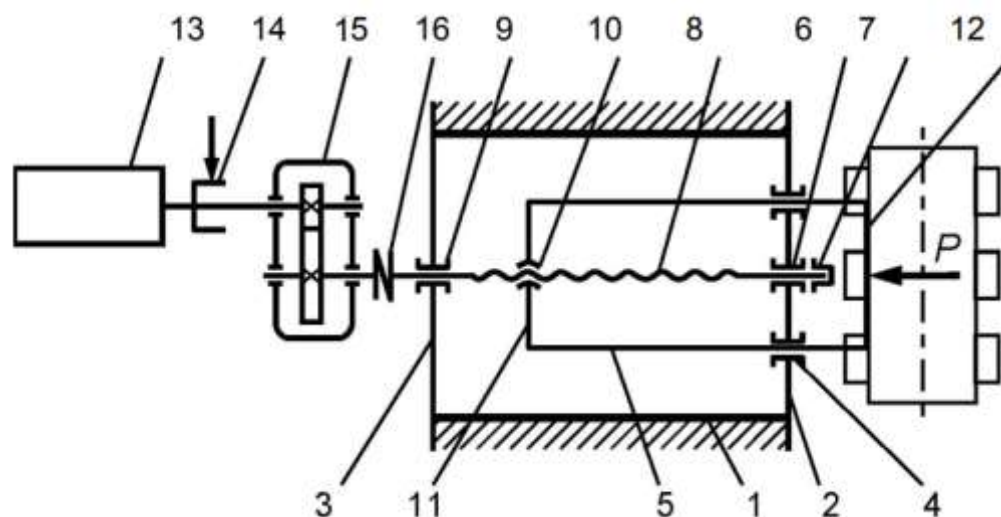


Рисунок 1.4 – Схема винтового толкателя: 1 - рама неподвижная;
 2 - передняя стойка; 3 - задняя стойка; 4 - направляющие втулки;
 5 - штанги; 6 - подшипник радиальный; 7 - подшипник упорный; 8 - винт;
 9 - подшипник; 10 - гайка; 11 - траверса; 12 - головка толкающая;
 13 - электродвигатель; 14 - тормоз электромагнитный; 15 - редуктор;
 16 - муфта

В его состав входят неподвижная рама 1, на которой установлены передняя 2 и задняя 3 стойки. К передней стойке прикреплены направляющие втулки 4 для штанг 5, радиальный 6 и упорный 7 подшипники для переднего конца винта 8.

При вращении винта перемещаются гайка 10 и связанная с ней траверса 11. Траверса 11, в свою очередь, жестко связана с задними концами штанг 5, которые проходят через направляющие втулки 4 передней стойки, и их передние концы присоединены к общей толкающей головке 12.

Такая конструкция обеспечивает работу винта только на растяжение.

Винт вращается от привода, состоящего из электродвигателя 13, упругой муфты с электромагнитным тормозом 14 и редуктора 15.

Винт соединен с выходным валом редуктора муфтой 16.

Фрикционный выталкиватель применяют для выдачи из печи горячих слитков, выталкиваемых штангой в торец.

На рис. 1.5 приведена схема фрикционного выталкивателя.

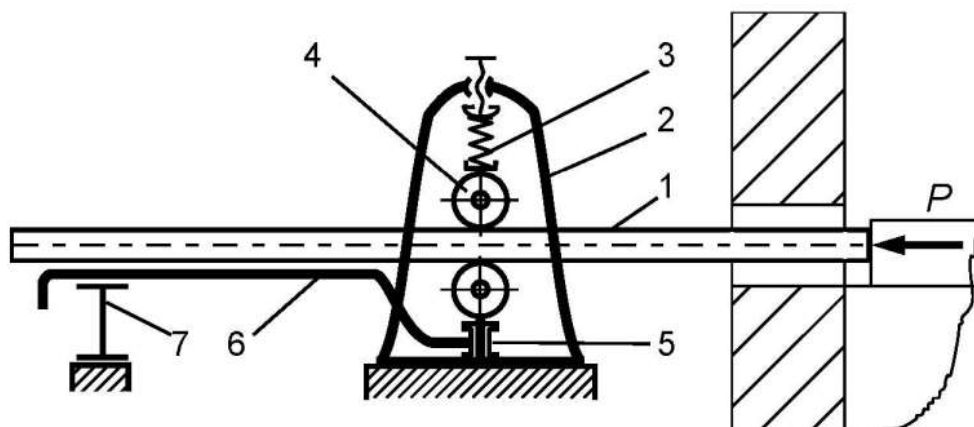


Рисунок 1.5 – Схема фрикционного выталкивателя: 1 - штанга;
2 - передняя стойка; 3 - нажимные винты и пружины; 4 - ролики;
5 - цапфа; 6 - направляющая балка; 7 - задняя стойка

Квадратная штанга 1 движется возвратно-поступательно от двух фрикционных роликов, установленных на подшипниках в передней стойке 2.

Необходимое толкающее усилие создается в результате того, что верхний ролик прижимает штангу к нижнему ролику при помощи нажимных винтов и пружин 3.

Оба ролика вращаются приводом в разных направлениях.

Штанга движется по направляющей балке 6, которая одним концом опирается на заднюю стойку 7, а другим – на вертикальную цапфу 5 передней стойки.

Это дает возможность поворачивать штангу в горизонтальной плоскости на небольшой угол для выталкивания из печи перекосившихся слитков.

2. Выбор и расчет параметров фрикционного выталкивателя

На рис. 2.1 представлена принципиальная схема механизма фрикционного выталкивателя.

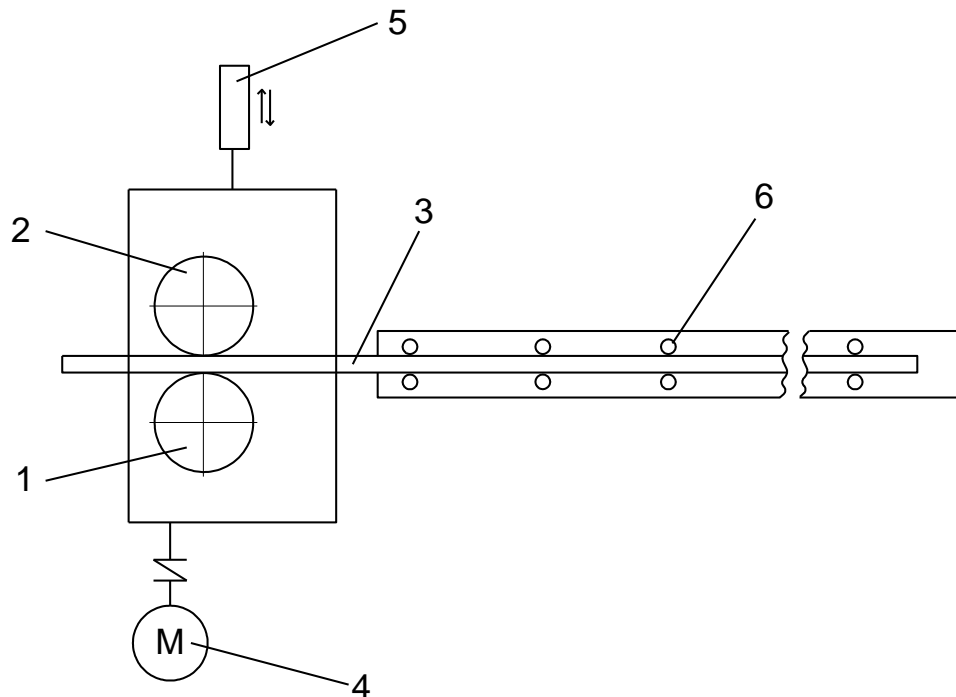


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема механизма фрикционного выталкивателя: 1,2 - ролики прижимной и приводной;
3 - штанга водоохлаждаемая, 4 - привод для выполнения продольного перемещения штанги; 5 - гидропривод для передвижения тележки;
6 - направляющие ролики

В состав фрикционного выталкивателя входят водоохлаждаемая штанга, которая осуществляет перемещения между двумя вращающимися роликами: приводным и прижимным.

Через пружину винтом ролики прижимают к штанге.

Защиту выталкивателя от перегрузок, а также ограничение толкающего усилия обеспечивают силы трения между роликами и штангой.

При помощи роликов (1 - приводного и 2 - холостого) осуществляется продольное перемещение штанги. Штанга выталкивателя при нерабочем состоянии находится в выведенном состоянии из нагревательной печи. В то же время между роликами 1 и 2 зажат передний конец штанги.

Когда включается механизм продольного перемещения штанги фрикционного выталкивателя, штанга осуществляет перемещение по ходу направления прокатки и выполняет выталкивание очередной заготовки из печи.

В дальнейшем электродвигателем 4 осуществляется реверс, и штанга фрикционного выталкивателя возвращается в начальное положение.

При помощи специальных упоров фиксируются крайние положения штанги фрикционного выталкивателя.

К исходным параметрам для проектирования относятся:

- вес заготовки - 2 кН;
- скорость перемещения $V=2$ м/мин;
- ход выталкивателя - 2000 мм;
- поперечное сечение заготовки - $\varnothing 150$ мм.

3. Расчет усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода

Согласно методики, приведенной в [25, стр. 34-38], усилие толкания выталкивателя определено по формуле:

$$P \geq Q\mu \text{ кГ},$$

где Q – вес выталкиваемой заготовки в кГ, μ – коэффициент трения металла (по металлическому желобу $\mu = 0,5$; по кирпичной кладке $\mu = 0,8$). Принимаем $\mu = 0,8$.

Усилие поджатия ролика тянущей клетки определено по формуле:

$$P_1 = \frac{P}{2\mu_1} \text{ кГ},$$

где μ_1 – коэффициент трения между роликом и штангой, принимаем равным 0,15.

Мощность привода выталкивателя определена по формуле:

$$N = \frac{Mn}{97500\eta i} \text{ кВт},$$

где M – момент на валу двигателя в кГсм; n – частота вращения электродвигателя в об/мин; η – КПД привода, принимаемый в червячных приводах в пределах $\eta = 0,7 \dots 0,75$. Принимаем $\eta = 0,7$.

Общий момент M в кГсм равен сумме моментов:

$$M = M_1 + M_2 + M_3,$$

где M_1 – момент от усилия толкателя на валу ролика в кГсм, $M_1 = Qr$ (радиус ролика в см), принимаем $r = 7,7$ см

M_2 – момент трения в подшипниках в кГсм, $M_2 = 2P_1r_1f$ (r_1 – средний радиус роликоподшипника в см равный 2,5; f – коэффициент трения в шарикоподшипнике, принимаем равным 0,006) Рекомендуемый [25] диапазон $f = 0,005 \dots 0,008$.

M_3 – момент трения качения штанги по роликам в кГсм $M_3 = 2P_1f_1$ (f_1 – коэффициент трения качения, принятый равным 0,1 см).

усилие толкания выталкивателя

$$P \geq 200 * 0,8 = 160 \text{ кГ}, \text{ примем с запасом } P = 200 \text{ кГ};$$

Усилие поджатия ролика тянущей клетки

$$P_1 = \frac{200}{2 * 0,15} = 666 \text{ кГ}$$

момент от усилия толкателя на валу ролика

$$M_1 = 200 * 17,7 = 3540 \text{ кГсм};$$

момент трения в подшипниках

$$M_2 = 2 * 666 * 5 * 0,006 = 40 \text{ кГсм}$$

момент трения качения штанги по роликам

$$M_3 = 2 * 666 * 0,1 = 133 \text{ кГсм}$$

Тогда момент на выходном валу мотор-редуктора:

$$M = 3540 + 40 + 133 = 3713 \text{ кГсм}$$

Угловая скорость вращения ролика определена по заданной скорости перемещения в 2 м/мин и передаточному:

$$\frac{n}{i} = \frac{2 \text{ м/мин}}{0,177 \text{ м} * 2\pi} = 5,6 \text{ об/мин}, \text{ где } 0,177 \text{ м} - \text{ это радиус ролика.}$$

Частота вращения вала электродвигателя зависит от передаточного числа редуктора, но на выбор мощности ЭД это не влияет.

$$N = \frac{1713 * 13}{97500 * 0,7} = 0,326 \text{ кВт.}$$

Примем мощность электродвигателя 0,37 кВт [14].

4. Расчеты на прочность, выбор параметров подшипников, пружины, штанги, роликов

На рис. 4.1 приведена кинематическая схема фрикционного выталкивателя.

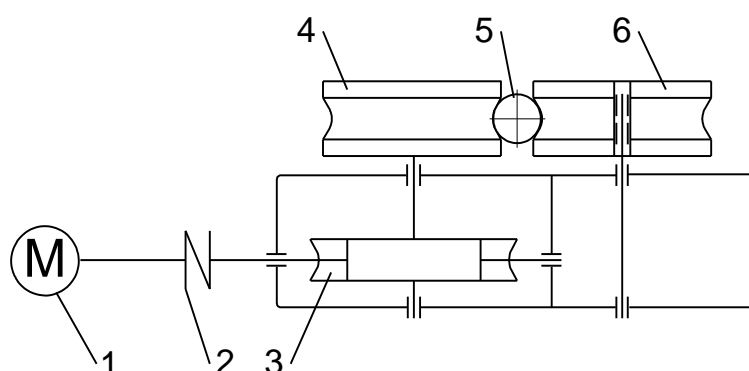


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема фрикционного выталкивателя:

- 1 - электрический двигатель; 2 - муфта зубчатая; 3 - передача червячная;
4 - приводной ролик, 5 - штанга; 6 - ролик прижимной (холостой)

Вращение от электродвигателя 1 передается посредством муфты зубчатой 2, червячной передачи 3 на приводной ролик 4. Ролик в свою очередь толкает штангу 5, которую с противоположной стороны поджимает с определенным усилием прижимной ролик 6. Таким образом, происходит подача штанги в нагревательную печь для выдачи (выталкивания) заготовки в стан.

Выбираем штангу, изготовленную из трубы круглого сечения диаметром $d=150$ мм, т. к. согласно задания поперечное сечение заготовки составляет $\varnothing 150$ мм.

Примем значения нагрузок, действующих на подшипники:

- значение радиальной силы $F_r = 3330$ Нм.

Выбираем сферический роликовый подшипник с латунным сепаратором 3514 Н (22214 MW33) (рис. 4.2).

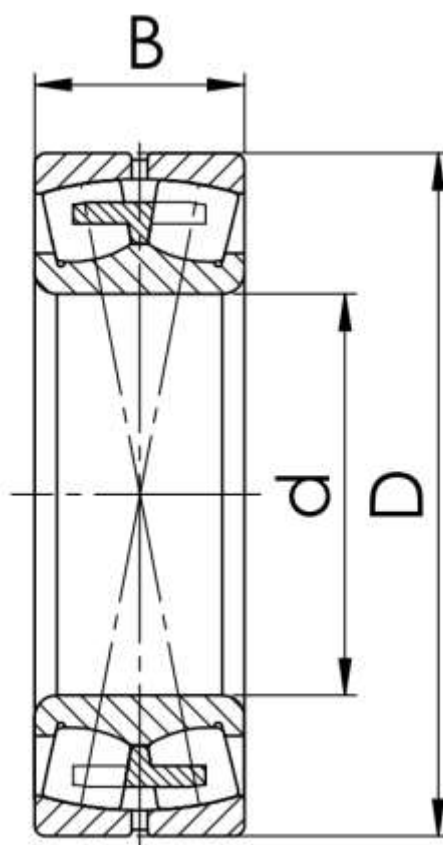


Рисунок 4.2 – Общий вид сферического роликового подшипника с латунным сепаратором 3514 Н (22214 MW33)

Общие технические свойства сферического роликового подшипника с латунным сепаратором 3514 Н (22214 MW33) следующие:

- Бренд: CRAFT
- Внутренний диаметр d : 70 мм.
- Внешний диаметр D : 125 мм.
- Ширина $B(H)$: 31 мм.
- Радиусы скруглений r : 2,5 мм.
- Вес: 1.602 кг.
- Техническое описание: латунный сепаратор.

Подшипники являются самоустанавливающимися, так как центр кривизны дорожки наружного кольца совпадает с осью подшипника.

Следовательно, при отсутствии чрезмерных нагрузок на соосность и отклонение вала либо корпуса автоматически корректируются.

Данные подшипники способны воспринимать радиальные и осевые нагрузки в обоих направлениях. Имеют высокие показатели радиальной грузоподъемности и могут применяться в условиях значительных и ударных нагрузок.

Диаметр под посадку подшипников у данных валов 70 мм.

Определим значение заданного ресурса подшипников, который проводится по одной опоре по причине одинакового распределения нагрузки на опоры [22]:

$$L = \alpha_1 * \alpha_{23} * \left(\frac{C}{P_i}\right)^k * \frac{10^4}{60 * n_3}, \quad (4.1)$$

где:

α_1 – значение коэффициента долговечности при вероятности безотказной работы, которая составляет 90%. Примем $\alpha_1 = 1$;

α_{23} – значение коэффициента, который характеризует влияние на долговечность материалов подшипников с учетом условий его эксплуатации.

Примем $\alpha_{23} = 0,6$;

k – значение коэффициента, учитывающий категорию подшипников. Примем $k = 10/3$;

n_3 – значение частоты вращения тихоходного вала. Примем $n_3 = 5,6$ (мин⁻¹);

C – значение, динамической грузоподъемности подшипника. Примем $C = 158,4$ (кН);

P_i – значение эквивалентной радиальной грузоподъемности подшипника.

Определим значение эквивалентной радиальной грузоподъемности подшипника согласно следующей формулы [22]:

$$P = R_i \cdot V \cdot K_b \cdot K_T, \quad (4.2)$$

где:

R_i – значение радиальной нагрузки в опорах, действующей на подшипник;

V – значение коэффициента вращения кольца при вращении внутреннего кольца. Примем $V=1$

K_b – значение коэффициента безопасности при вибрационных нагрузках и средних толчках. Примем $K_b = 1.6$;

K_T – значение температурного коэффициента (его выбирают исходя из рабочей температуры, при $t=250^\circ\text{C}$). Примем $K_T = 2,5$.

Выполним расчет:

$$P_i = 3330 * 1 * 1,6 * 2,5 = 13320.$$

$$L_1 = 1 * 0,6 * \left(\frac{158400}{13320}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^4}{60 * 5,6} = 68546 \text{ ч.}$$

Выполним сравнение полученного значения ресурса со сроком капитального ремонта механизма выталкивателя (требуется каждые 8 лет).

Определим значение заданного ресурса подшипников следующим образом:

$$L_{\text{зад}} = 244 * 8 * 2 * 10 = 39040 \text{ ч.}$$

Выполним проверку соответствия условию [7]:

$$L_1 > L_{\text{зад}}. \quad (4.3)$$

Выполним сравнение:

$$68546 > 39040.$$

Полученный ресурс удовлетворяет требованиям и превосходит их на 70%. Таким образом, в результате эксплуатации фрикционного выталкивателя равной 68546 часов, не потребуются замена подшипников.

Выполним расчет на прочность пружины фрикционного выталкивателя.

Определим значения параметров пружины из следующего условия прочности [5]:

$$\tau \leq [\tau]. \quad (4.4)$$

Определим значение расчетного напряжения в поперечном сечении витка согласно следующей формулы [5]:

$$\tau = \frac{8 * k * F_1 * D_0}{\pi * d^3}, \quad (4.5)$$

где:

F_1 – значение силы, сжимающей пружину. Примем $F_1 = 6660$ Н;

k – значение коэффициента, учитывающего влияние поперечной силы и кривизны витков [5]:

$$k = \frac{4c+2}{4c-3}, \quad (4.6)$$

где:

c – значение индекса пружины [5]:

$$c = \frac{D_0}{d}, \quad (4.7)$$

где:

D_0 – значение среднего диаметра пружины,

d – значение диаметра проволоки [5]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot c}{\pi \cdot [\tau]}}. \quad (4.8)$$

Принимаем значение индекса пружины $c=10$.

Выполним расчет:

$$k = \frac{4 \cdot 10 + 2}{4 \cdot 10 - 3} = 1,13.$$

Определим значение силы, сжимающей пружину, согласно следующей формулы [6]:

$$F_1 = \frac{F}{n}. \quad (4.9)$$

Выполним расчет:

$$F_1 = \frac{6660}{10} = 666 \text{ Н.}$$

Для пружин выбираем стальную углеродистую проволоку II класса согласно ГОСТ 9389-75 со следующими основными техническими характеристиками [23]:

($\sigma=400$ МПа).

$$[\tau]=0,4 \sigma. \quad (4.10)$$

Рассчитаем:

$$[\tau]=0,4 \cdot 400=160 \text{ МПа.}$$

Таким образом, определим значение диаметра проволоки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,13 \cdot 6660 \cdot 10}{3,14 \cdot 160}} = 13,04 \text{ мм.}$$

Округлим: $d = 13$ мм.

На рис. 4.3 приведена расчетная схема пружины сжатия.

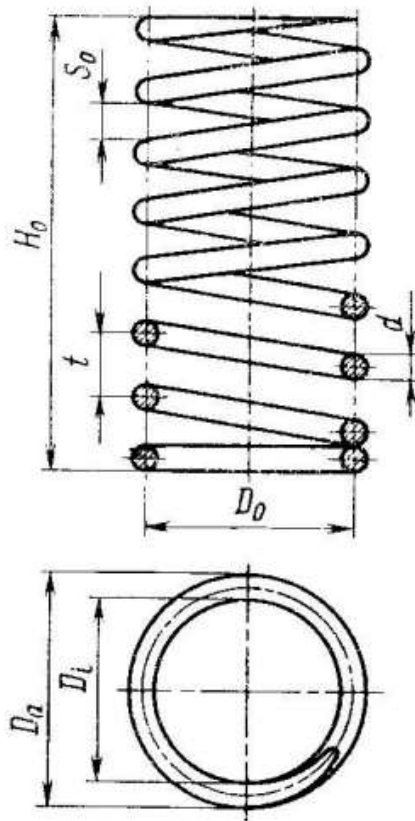


Рисунок 4.3 - Расчетная схема пружины сжатия

Определим значение напряжения в поперечном сечении витка согласно следующей формулы [23]:

$$\tau = \frac{8 \cdot 1,13 \cdot 223,6 \cdot 40}{3,14 \cdot 13^3} 52 \text{ МПа.}$$

Проверим выполнение условия:

$$52 < 160.$$

Условие выполняется, пружина в полной мере работоспособна и адекватно выполняет свои функции.

На рис. 4.4 приведена характеристика пружины сжатия.

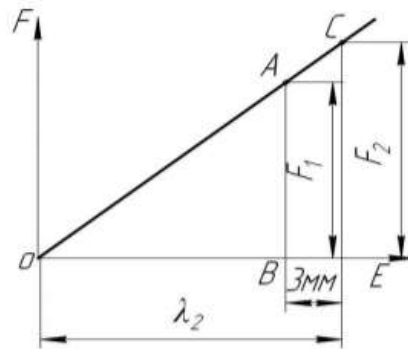


Рисунок 4.4 - Характеристика пружины сжатия

Определим значения величин осадки пружины λ_2 с учетом увеличения его на 3 мм в ходе возрастания силы от F_1 до F_2 .

Здесь:

$$F_2 = 1,3 \text{ Н};$$

$$F_1 = 1,3 * 223,65 = 291 \text{ Н}.$$

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_2 - 3} = \frac{F_2}{F_1}, \quad (4.11)$$

Выполним преобразование и расчет:

$$\lambda_2 = \frac{3 * F_2}{F_2 - F_1} = \frac{3 * 1,3 * F_2}{F_1 * (1,3 - 1)}. \quad (4.12)$$

Выполним расчет:

$$\lambda_2 = \frac{3 * 1,3 * 223,65}{223,65 * (1,3 - 1)} = 13 \text{ мм}.$$

Определим количество рабочих витков пружины согласно следующей формулы [6]:

$$\lambda_2 = \frac{8 * F_2 * D_0^3 * z}{G * d^4}, \quad (4.13)$$

где:

z – количество рабочих витков пружины;

G – значение модуля модуль сдвига. Примем, $G=3 \cdot 10^3$ МПа.

Определим z следующим образом [6]:

$$z = \frac{\lambda_2 * G * d^4}{8 * F_2 * D_0^3}, \quad (4.14)$$

Выполним расчет:

$$z = \frac{13 * 3 * 10^3 * 13^4}{8 * 291 * 40^3} = 8,5.$$

Примем $z = 9$.

Определим значение шага пружины согласно следующей формулы [6]:

$$z_1 = z + 2. \quad (4.15)$$

Выполним расчет:

$$z_1 = 9 + 2 = 11.$$

Определим значение шага пружины согласно следующей формулы [6]:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z_1} + S_p, \quad (4.16)$$

где:

S_p – значение зазора между витками пружины [6]:

$$S_p = 0.1 * d. \quad (4.17)$$

Выполним расчет:

$$t = 13 + \frac{13}{11} + 0,1 * 13 = 15,48 \text{ мм.}$$

Определим значение высоты при полном сжатии витков согласно следующей формулы [6]:

$$H_s = d * (z_1 - 0,5) . \quad (4.18)$$

Выполним расчет:

$$H_s = 13 * (11 - 0,5) = 136,5 \text{ мм.}$$

Определим значение высоты свободной пружины согласно следующей формулы [6]:

$$H_0 = H_s + z \cdot (t - d) . \quad (4.19)$$

Выполним расчет:

$$H_0 = 136,5 + 9 * (15,48 - 13) = 158,73 \text{ мм.}$$

Определим следующее отношение [6]:

$$H_0 / D_0 \leq 5. \quad (4.20)$$

Выполним проверку выполнения условия:

$$158,73 / 40 = 3,87.$$

$$3,87 \leq 5.$$

Условие выполняется. Таким образом проверку пружины на устойчивость проводить нет необходимости.

Чертежи фрикционного выталкивателя и деталировка приведены в приложении.

Расчет штанги.

Выбираем штангу, изготовленную из трубы круглого сечения диаметром $d=150$ мм, т. к. согласно задания поперечное сечение заготовки составляет $\varnothing 150$ мм.

Штангу необходимо проверить на прочность по максимальному напряжению от совместного действия рабочего усилия сжатия и изгиба.

Условие проверки на изгиб:

$$\sigma_{max} = PA + Mw_{max} \leq [\sigma], \quad (4.22)$$

где:

P - значение усилия выталкивания заготовки;

A – поперечное сечение штанги.

Исходя из профиля штанги, определяем площадь поперечного сечения по формуле:

$$A = \pi((D/2)^2 - (d/2)^2), \quad (4.23)$$

где:

D – внешний диаметр профиля. Примем $D = 0,15$;

d – внутренний диаметр профиля. Примем $d = 0,13$.

Выполним расчет:

$$A = 0,0134 \text{ м}^2.$$

Определим изгибающий момент по формуле:

$$M = P \cdot e, \quad (4.24)$$

где:

e – эксцентриситет; отклонение штанги на определенный угол в миллиметрах. Примем $e = 10$ мм или 10^{-2} м.

$$M = 2000 \cdot 10^{-2} = 20 \text{ Нм}$$

W_{max} - осевой момент инерции сопротивления при изгибе:

$$W_{max} = \pi D^2 s / 4, \quad (4.25)$$

где:

D – внешний диаметр трубы;

s – толщина стенки трубы.

Выполним расчет:

$$W_{max} = 35,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 ;$$

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение:

$$[\sigma] \leq \sigma_{ТЗ}, \quad (4.26)$$

где:

$\sigma_{т}$ – предел текучести материала, $\sigma_{т} = 294 \text{ МПа}$, что соответствует марки стали 35 для труб горячедеформированных по ГОСТ 32528-2013.

Выполним проверку выполнения условия:

$$\sigma_{max} = 2000 \cdot 0,0134 + 20 \cdot 35,3 \cdot 10^{-5} = 268 \leq 294.$$

Условие выполняется.

Расчет роликов:

На основании методики, изложенной в работе [28], проведен расчет основных размеров тянущих роликов.

Исходя из опыта работающих машин диаметр ролика выбираем $D_p = (2..3) \cdot d_{\text{ш}}$, где $d=150 \text{ мм}$ по ТЗ

Принимаем диаметр ролика 354 мм

Длина ролика $l = b + (100 \dots 200) = 100 + 150 = 250$ мм [28], принимаем
конструктивно 400 мм, материал Ст45.

5. Выбор мотор-редуктора привода выталкивателя

Согласно расчетных параметров мощности и момента электропривода с учетом частоты вращения выходного вала мотор-редуктора для данного фрикционного выталкивателя выбран червячный мотор-редуктор серии NMRV [14 -16]:

Таблица 5.1 – Типоразмеры и характеристики мотор-редукторов

Мощность, кВт	Обороты на выходе п вых, об/мин	Крутящий момент на выходном валу Тном, Нм	Передаточное число, U	Консольная нагрузка Fном, Н	Сервис-фактор, Sфном	Типоразмер редуктора	Обороты электродвигателя п вх, об/мин
0,70	9	378	80	7103	1,2	NMRV 090	900

Показано: 1-4 / 4

Результатов на страницу

Страница из 1

Выбираем NMRV- 090 - 80 – 9 - В3 - 0,70 - SS1,

где:

NMRV – показатель типа редуктора с фланцем для присоединения электродвигателя;

090 – показатель типоразмера мотор-редуктора;

80 – значение передаточного числа;

9 – значение частоты вращения выходного вала, об/мин;

В3 – исполнение монтажное (рис. 5.1);

0,37 – значение мощности, кВт;

SS1 – исполнение выходного вала (рис. 5.2).

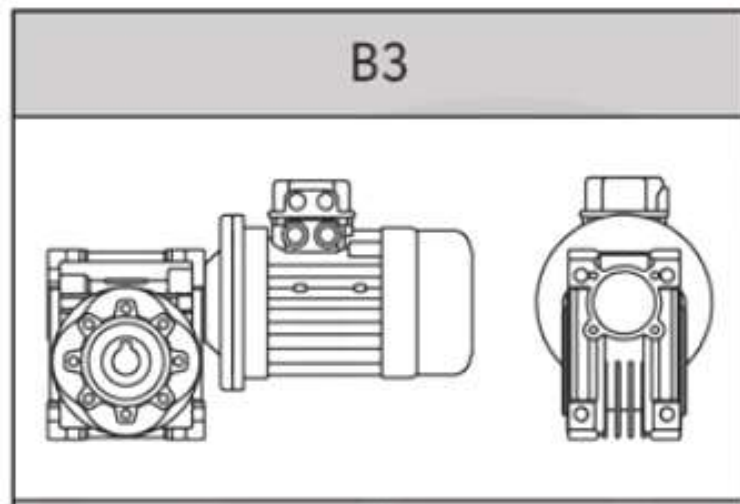


Рисунок 5.1 – Схема монтажного исполнения мотор-редуктор NMRV

Одноступенчатый мотор-редуктор NMRV выбран в исполнении выходного вала SS1 (рис. 5.2).

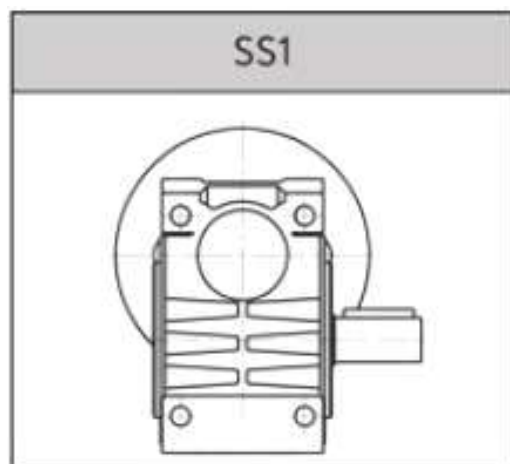


Рисунок 5.2 – Принятый вариант исполнения выходного вала мотор-редуктор NMRV

Основные технические характеристики выбранного мотор-редуктор NMRV приведены в табл. 5.1 [14].

6. Описание разработанной конструкции выталкивателя

На рис. 6.1 и в графической части работы приведен общий вид фрикционного толкателя.

В нагревательную печь через боковое окно заготовка загружается из загрузочного рольганга с помощью втаскивающего устройства.

С помощью рычажного толкателя производится перемещение металла по наклонному поду нагревательной печи.

Непосредственно в нагревательной печи заготовка проходит две следующие зоны:

- зона нагрева;
- зона томильная.

При помощи вытаскивающе-распределительного устройства и фрикционного выталкивателя заготовок через боковое окно производится поштучная выдача заготовок из нагревательной печи.

В состав фрикционного выталкивателя заготовок включены длинная штанга из швеллеров, которая жестко закреплена на раме с помощью болтовых соединений.

Внутри штанги с помощью роликов закреплена непосредственно труба штанги.

С помощью роликов производятся без перекосов и плавное возвратно-поступательные движения выталкивателя. Они инициируются ведомым и ведущим роликами от мотор-редуктора.

В состав привода входят червячный мотор-редуктор, , зубчатая муфта со срезными болтами, тормоз.

Разработанные чертежи представлены в приложении А.

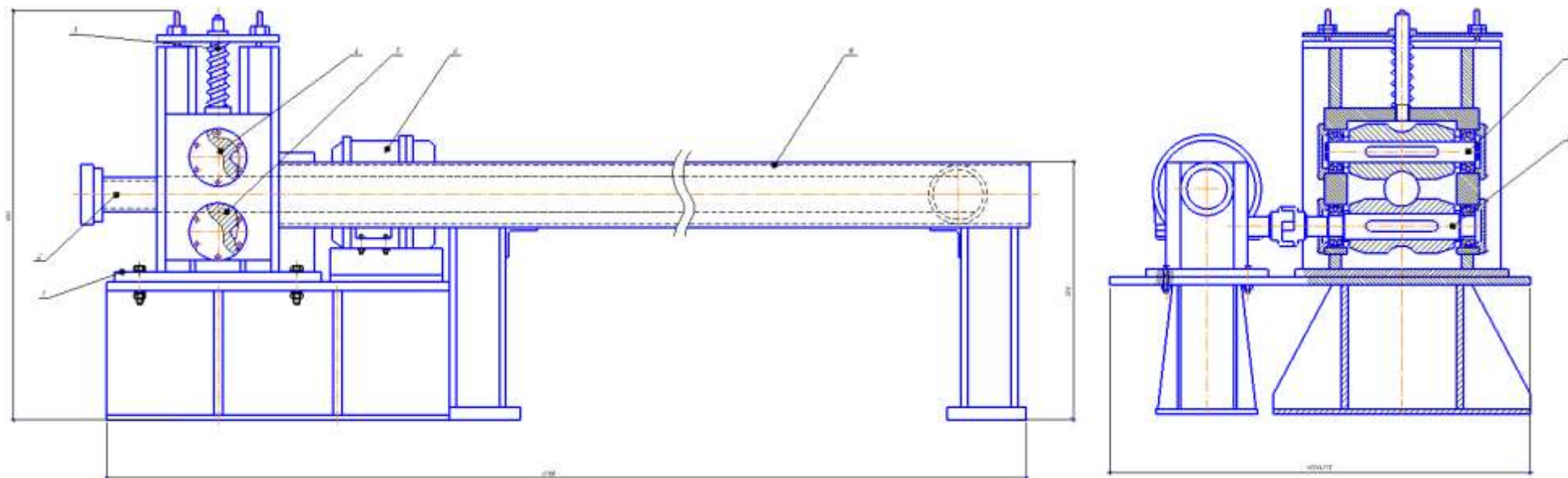


Рисунок 6.1 – Общий вид фрикционного выталкивателя: 1 - рама; 2 - толкатель;
 3 - пружина; 4 - ролик ведомый; 5 - ролик ведущий; 6 - мотор-редуктор;
 7 - вал ведомый роликового механизма; 8 - вал ведущий роликового механизма; 9 - штанга

Выталкиватель работает следующим образом.

Входной вал редуктора получает вращение от реверсивного электродвигателя переменного тока.

В дальнейшем выходной вал редуктора передает вращение через зубчатую муфту на шестерню, которая в свою очередь входит в зацепление с зубчатым венцом.

С помощью болтовых соединений соединены приводное колесо с зубчатым венцом.

Фрикционный выталкиватель перемещается на длину рабочего хода со скоростью 2 м/мин.

Тормоз срабатывает, когда выталкиватель достигнет крайнего положения.

По завершению процедуры выгрузки заготовки из нагревательной печи, командоаппаратом посылается импульсный сигнал на двигатель.

Далее выталкиватель возвращается в начальное положение.

Методом отключения электродвигателя осуществляется торможение фрикционного выталкивателя.

При помощи колодочного тормоза предотвращается инерционное вращение вала.

В состав тормоза входят основание, шток, пружина, гидравлический толкатель. На основании установлены рычаги с колодками.

Рычажной системой прижимаются колодки к поверхности тормозного шкива в случае неработающего толкателя под воздействием сжатой пружины.

В результате включения толкателя его поршень выдвигает шток вверх, а рычаги, в свою очередь, освободившись от действия пружины, расходятся, растормаживая шкив.

Мотор-редуктор представляет собой редуктор одноступенчатый, червячный с горизонтальным расположением тихоходного вала.

7. Последовательность сборки механизмов выталкивателя

Перед сборкой внутренние полости, в особенности сцепных механизмов, очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом фрикционного толкателя, начиная с узлов валов.

Необходимо обеспечить достаточное зацепление и произвести регулировочные работы в отношении подшипников.

Основой конструкции является рама.

В этой части необходимо отследить, чтобы вращение было свободным и легким, а зазоры соответствовали нормативным показателям.

Валы укладывают в основании.

В процессе регулировки зацепления используются прокладки из металла, располагаемые под фланцами крышек.

Прокладки реализуются наборами, в которых представлены тонкие металлические кольца различной толщины, от 0,1 до 0,8 мм.

Закладывают в подшипниковые сквозные крышки резиновые манжеты и устанавливают крышки с прокладками.

Регулировку подшипников производят набором тонких металлических прокладок устанавливаемых под фланцы крышек подшипников.

Валы собранного механизма должны проворачиваться от руки без заеданий.

Собранный механизм выталкивателя обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

8. Описание применяемой системы смазки

Для смазывания редуктора выбираем кратерный способ непрерывного смазывания червячной передачи.

При контактных напряжениях $\sigma_H = 162,6$ принимаем сорт масла по ГОСТ 17479-87, – И-Т-Д-100, с кинематической вязкостью $90 \dots 100 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Объем заливаемого масла в мотор-редуктор 0,04 л.

Допустимый уровень погружения червяка составляет $(0,1 \dots 0,4) \cdot 70$, то есть $7 \dots 28$ мм, но не менее двойной высоты витка.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса примем равным 25мм. Таким образом, уровень масла от дна корпуса может колебаться от 32 до 53 мм.

Контроль наполненности маслянной ванны, осуществляется маслоуказателем.

Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой и шестигранной головкой, пробка M16×1,5 - 8g/5.

Внутренняя полость корпуса сообщается с внешней средой путём установки крышки-отдушины на смотровой люк в верхней части крышки корпуса.

Для смазки остальных элементов можно применить технологии магнетронного напыления.

Для реализации технологии магнетронного напыления металлических и диэлектрических покрытий на твердые и дисперсные образцы предлагается использовать настольную вакуумную установку VSE-PVD-DESK-PRO.

Заключение

В результате выполнения данной работы выполнена разработка и расчет фрикционного выталкивателя нагревательной печи.

В ходе выполнения работы были решены следующие задачи:

- выполнен обзор известных конструкций выталкивателей толкателей;
- разработаны и рассчитаны параметры фрикционного выталкивателя;
- выполнен расчет усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода;
- выполнен расчет на прочность, а также осуществлён выбор параметров подшипников, штанги, роликов;
- выбран мотор-редуктор привода выталкивателя;
- выполнено описание разработанной конструкции фрикционного выталкивателя;
- описана последовательность сборки механизмов выталкивателя;
- выполнено описание применяемой системы смазки.

В результате выполнения работы разработаны следующие чертежи по теме исследования:

1. Общий вид фрикционного выталкивателя с разработкой спецификации.
2. Узлы выталкивателя, в частности редуктор червячный одноступенчатый и колесо червячное.
3. Детали, в частности, стакан и вал роликового механизма.

Вся графическая часть выполнена с применением специального инженерного графического программного продукта КОМПАС 3D.

Библиографический список

1. В.С. Паршин, В.А. Спиридонов, В.Л. Мухоморов Толкатели заготовок для металлургических печей //Учебное электронное текстовое издание. ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, Екатеринбург, 2009. - 32 с.
2. Анфимов, М.И. Редукторы. Конструкции и расчет: альбом / М.И. Анфимов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 464 с.
3. Баранов, Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Г.Г. Баранов. – М.: Машиностроение, 1967. – 508 с.
4. Гуревич, А.Е. Справочные данные по электрооборудованию. – Т. 2. Электрооборудование для тяжелого машиностроения и металлургических цехов / А.Е. Гуревич, Б.В. Дьяков. – М.: Энергия, 1965. – 480 с.
5. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. Машнев, М.М. Теория механизмов и машин и детали машин / М.М. Машнев, Е.Я. Красковский, П.А. Лебедев. – Л. : Машиностроение, 1980. – 572 с.
7. Перель, Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1977. – 552 с.
8. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М. : 1984. – 260 с.
9. Подшипники скольжения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
10. Соколовский, В.И. Теория механизмов и машин: конспект лекций / В.И. Соколовский. – Свердловск: УПИ, 1971. – 184 с.
11. Теория механизмов: учеб. пособие для втузов / В.А. Гавриленко [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 510 с.

12. Фотиев, М.М. Электропривод и электрооборудование металлургических цехов: учеб. пособие для вузов / М.М. Фотиев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1990. – 352 с.
13. Юдин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – М.: Высшая школа, 1967. – 528 с.
14. Интернет-ресурс:
https://www.evroprivod.ru/catalogue/nmrv_drv/descriptions/?utm_source=yandex&utm_medium=cpc&utm_campaign=ya_search_nmrvmodel&utm_term=NMRV-30&openstat=ZGlyZWN0LnlnhbmRleC5ydTs0NjUxMzc0NDs4MTE2NjExOTU3O3lnhbmRleC5ydTpwcmVtaXVt&yclid=3436071801789119196
15. Интернет-ресурс: <https://tehprivod.su/katalog/motor-reduktory/chervyachnye-motor-reduktory/drv/040-090.html>
16. Червячные мотор-редукторы NMRV одно и двухступенчатые. Каталог. // Технопривод. - 38 с.
17. Menges, G., Michaeli, W., Mohren, P. 2001, How to Make Injection Molds, Hanser Gardner Publications, Munich, Cincinnati.
18. Burke, C., Malloy, R. 1991, “An Experimental Study of the Ejection Forces Encountered During Injection Molding,” ANTEC 1991, pp. 1781-1787.
19. Cagle, C.V. (ed.) 1973, Handbook of Adhesive Bonding, McGraw-Hill, New York.
20. Briscoe, B.J. 1981, “Wear of polymers: an essay on fundamental aspects,” Tribology International, August, pp. 231-243.
21. Wu, S. 1982, Polymer Interface and Adhesion, Marcel Dekker, New York.
22. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия». – 2003. – 496 с.: ил.
23. Детали машин: типовые расчеты на прочность: Учебное пособие / Т.В. Хруничева. - М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 224 с.

24. Леликов, О.П. Основы расчёта и проектирования деталей и узлов машин / О.П. Леликов – М. Машиностроение, 2002. – 400 с.
25. Иванова, Н.И. Механизмы печей прокатного производства / Н.И. Иванова, А.А. Перимов, В.М. Тымчак. – М.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
26. Алексеев, Д. А. Формообразование эксцентрических переходов обжимом трубных заготовок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.09 / А. Д. Алексеев// Тула, 2013. - 134 с.: ил.
27. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Кореняко [и др.]. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.

Приложение А

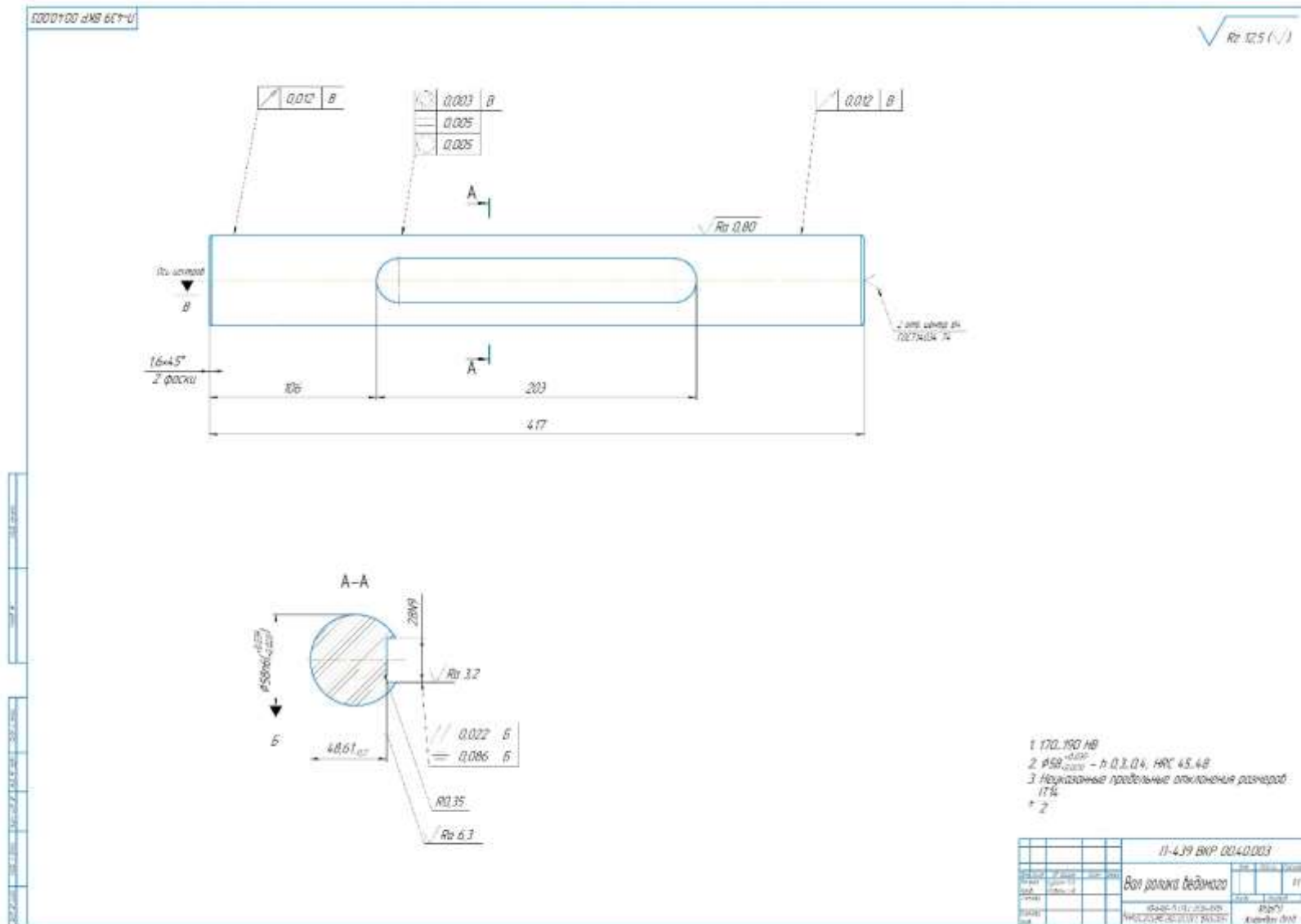


Рисунок А.1 – Вал ролика ведомого

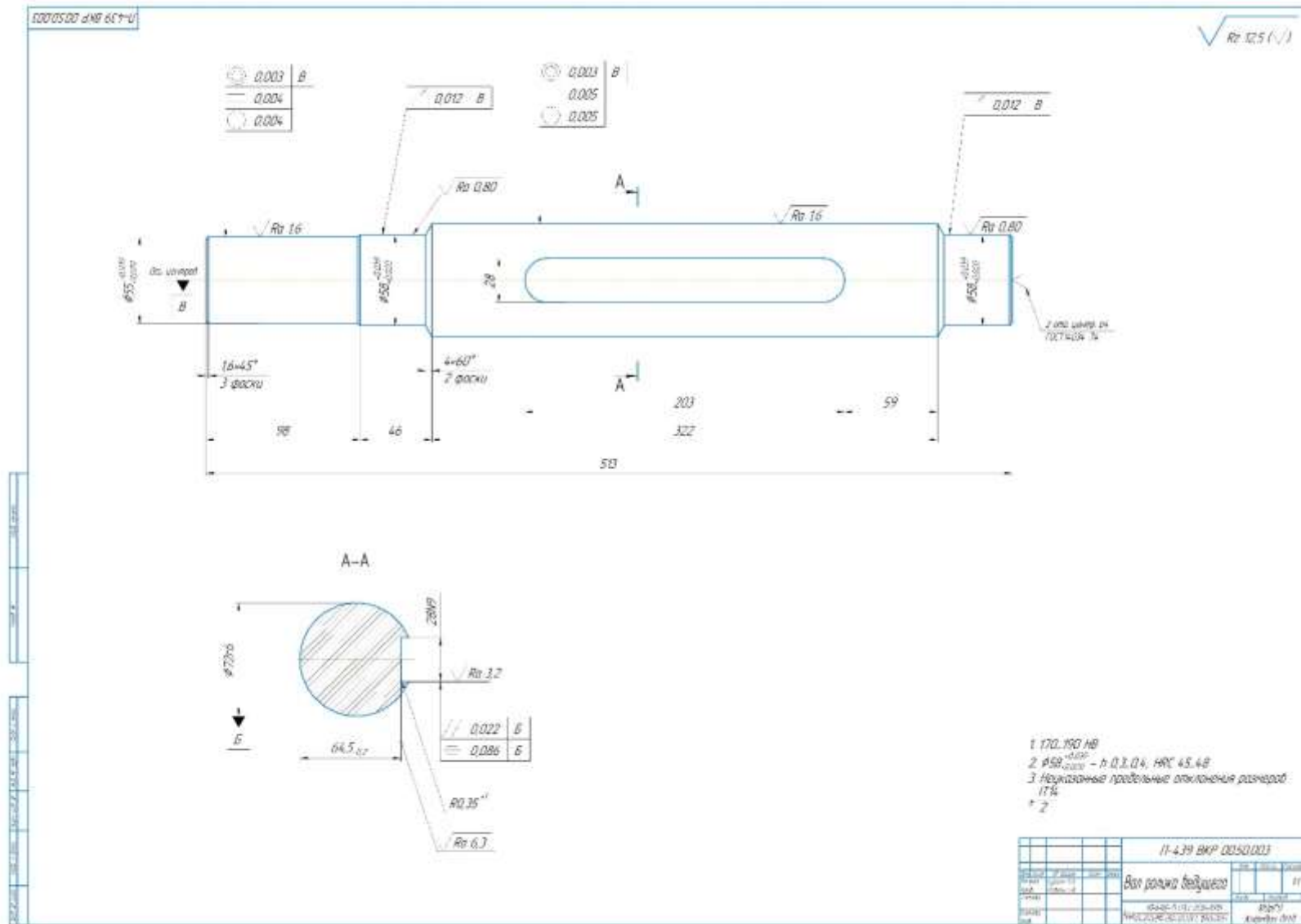


Рисунок А.2 – Вал ролика ведущего

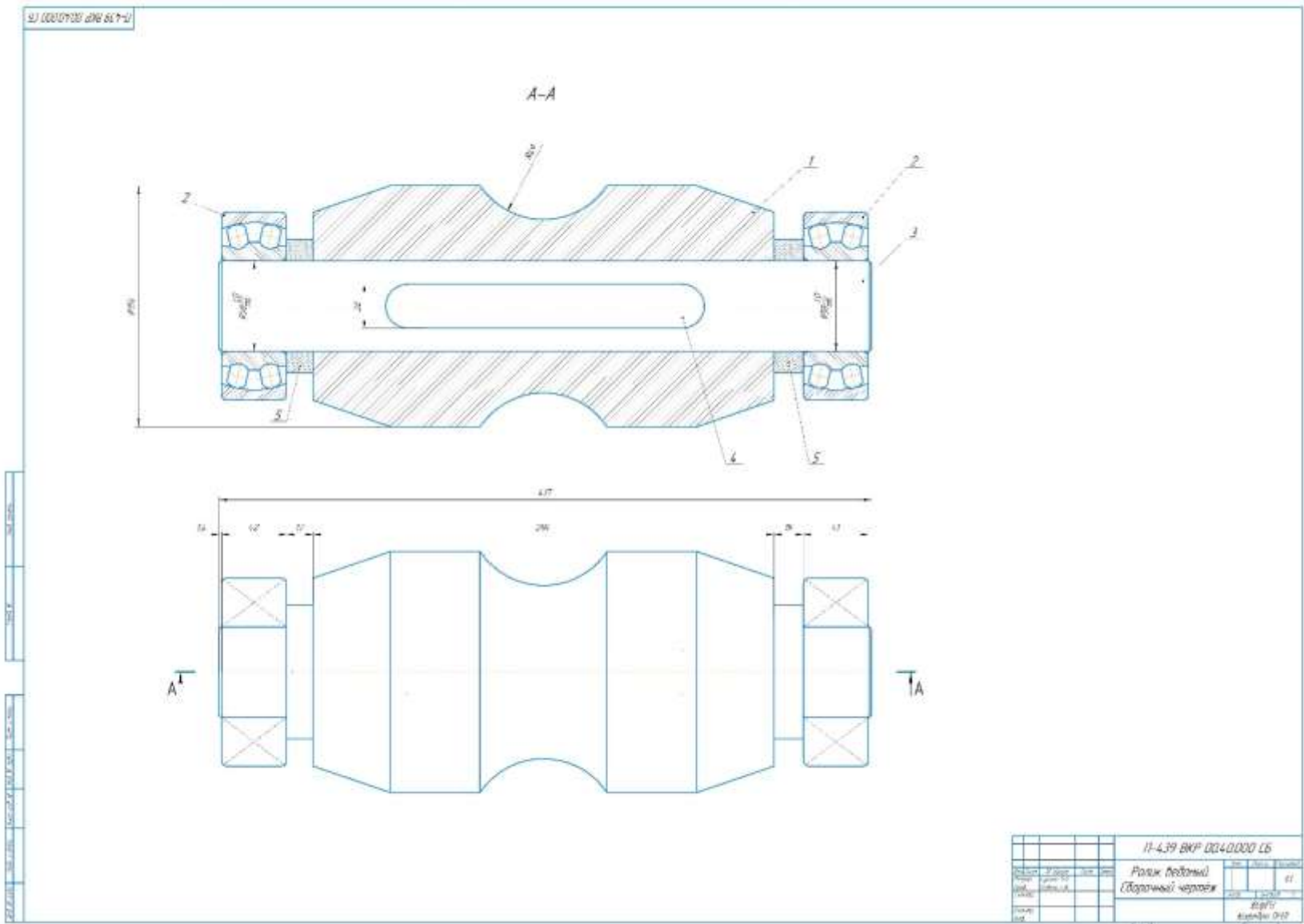


Рисунок А.3 – Ролик ведомый

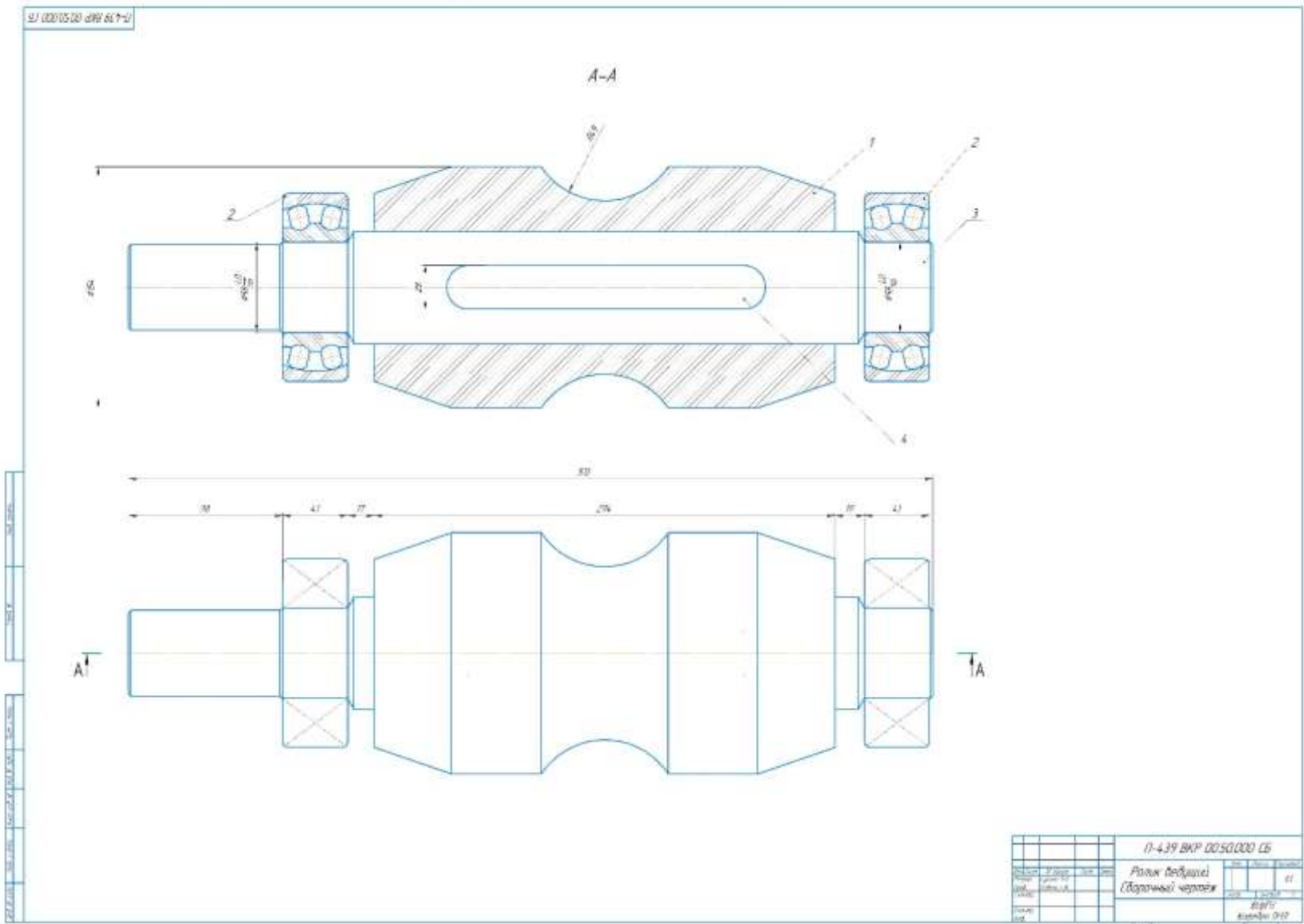


Рисунок А.4 – Ролик ведущий

Приложение Б

Задание на выполнение выпускной квалификационной работы

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

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ /Радионова Л.В./
_____ 2020 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы бакалавра
студенту группы П-439
Сурнин Д.Д.

1. Тема работы: «Разработка фрикционного выталкивателя»
утверждена приказом по университету от _____ 2020 г.
2. Срок сдачи студентом законченной работы _____ 2020 г.
3. Исходные данные к работе: Вес заготовки – 2 кг. Скорость перемещения $V = 2$ м/мин. Ход выталкивателя – 2000 мм. Поперечное сечение заготовки – $\varnothing 150$ мм.
Периодическая и научно-техническая литература.
4. Перечень вопросов, подлежащих разработке
 - 4.1. Обзор известных конструкций выталкивателей.
 - 4.2. Выбор и расчет параметров фрикционного выталкивателя.
 - 4.3. Расчет усилий, действующих на элементы конструкции, и мощности его привода.
 - 4.4. Расчеты на прочность, выбор параметров подшипников, штанги, роликов.
 - 4.5. Выбор мотор-редуктора привода выталкивателя.
 - 4.6. Описание разработанной конструкции выталкивателя.
 - 4.7. Последовательность сборки механизмов выталкивателя.
 - 4.8. Описание применяемой системы смазки.
5. Перечень графического и иллюстративного материала
 - 5.1. Общий вид выталкивателя – 1 л. ф А1.
 - 5.2. Узлы выталкивателя – 1 л. ф А1.
 - 5.3. Детали – 1 л. ф А1.

Руководитель работы
_____ /д.т.н., профессор Коваль Григорий Иванович/
Дата выдачи задания _____ 10.10. _____ 2020 г.
Задание принял к исполнению _____ /Сурнин Д.Д./
_____ 10.10.19