

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (НИУ)»

Факультет Машиностроения

Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент, (должность)

_____ /
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

Разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ-4000

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-15.03.02.2020.575 ПЗ ВКР

Руководитель работы, доцент

_____ / С.Ю. Битюцких
_____ 2020 г.

Автор работы

студент группы П-457

_____ / Д.В. Казаков
_____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент

_____ / А.В. Подзерко
_____ 2020 г.


АННОТАЦИЯ

Казаков Д. В. Разработка гидросистемы
пресс-гильотины ПГ-4000. –
Челябинск: ЮУрГУ, 2020г., 74 стр. 29
ил., 1 табл., библиогр. список – 10
наим., 2 прил., 4 листа чертежей ф. А1.

В работе представлена актуальность прессового оборудования, востребованность прессового оборудования, разновидности пресс-ножниц, разновидности пакетировочных прессов, обзор популярных пресс-ножниц, обзор популярных моделей пакетировочных прессов.

Выполнен расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода, расчет основных параметров гидроцилиндра, расчет гидроцилиндра на устойчивость, расчет трубопроводов гидролинии, определены потери гидропривода, а также выбор элементов гидропривода.

Представлен графический материал схемы гидропривода, насосной станции, сборочный чертеж гидроцилиндра ножа, общий вид пресс-гильотины ПГ-4000.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР						
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>							
<i>Разраб.</i>	Казаков Д. В.				Разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ-4000			<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Пров.</i>	Битюцких С. Ю.			2				74			
<i>Т. контр.</i>											
<i>Н. контр.</i>											
<i>Утв.</i>											
					ЮУрГУ Кафедра ГиГПС						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АКТУАЛЬНОСТЬ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОБЗОР ОСНОВНЫХ МОДЕЛЕЙ.....	6
1.1 Востребованность прессового оборудования для переработки металлолома .	6
1.2 Разновидности пресс-ножниц	6
1.3 Разновидности пакетировочных прессов	10
1.4 Обзор популярных моделей пресс-ножниц	11
1.4 Обзор моделей пакетировочных прессов	17
1.5 Постановка задачи дипломного проектирования.....	20
2 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА	21
2.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода.....	21
2.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров	24
2.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра	24
2.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра	26
2.2.3 Расчет гидроцилиндра на устойчивость.....	34
2.3 Расчет трубопроводов гидролиний	36
2.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах.....	37
2.3.2 Диаметры трубопроводов.....	37
2.4 Определение потерь гидропривода.....	40
2.4.1 Определение потерь давления	40
2.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода.....	47
2.5 Расчет КПД гидропривода.....	48
2.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода	50
2.7 Тепловой расчет гидропривода.....	52
2.8 Выбор элементов гидропривода	55
2.8.1 Выбор насоса	55
2.8.2 Выбор электродвигателя	55
2.8.3 Выбор гидроаппаратуры привода.....	57
2.8.4 Выбор гидроцилиндра	61
2.8.5 Выбор рукавов высокого давления.....	62
2.8.6 Выбор трубопроводов гидролиний.....	62

2.8.7 Выбор гидробака.....	62
2.8.8 Выбор рабочей жидкости	63
3 ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДА	64
3.1 Общие требования к гидравлическому приводу	64
3.2 Принцип работы гидравлической системы	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	68
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А Спецификация ГЦ ножа.....	69
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Спецификация насосной станции	71

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность вопроса переработки металлического лома в условиях ограниченности сырьевых рынков для промышленно развитых стран в последние годы становится все острее. Опережающие темпы роста машиностроительного комплекса России и привлекательность экспорта металлопроката на фоне ограниченной сырьевой базы рудного сырья, медленного освоения разведанных месторождений и практически остановленной геологоразведки новых месторождений создает все возрастающий дефицит металлического сырья для металлургических и литейных предприятий России.

С другой стороны, процесс массового выбытия основных фондов (устаревшие станки, металлоконструкции, устаревшие железнодорожные пути и пр.), ввиду их высокой изношенности, все набирает силу в России. Поэтому сегодня очень высок интерес металлургических и литейных производств к поиску сырья на вторичных рынках, а все возрастающая стоимость энергоносителей заставляет их искать более эффективные способы их переработки в товарную продукцию.

Одним из видов ломоперерабатывающей техники являются, гидравлические, пресс-ножницы для металлолома. Они предназначены для резки и пакетирования черного металлолома. Данный вид оборудования является важной техникой в металлообрабатывающем производстве. Пресс-ножницы для металлолома могут выполнять не только функцию резки, но и прессования лома в пакеты, исполняются как в мобильном, так и в стационарном варианте. С этой целью на предприятии используются гидравлические пресс ножницы, позволяющий прессовать жесткий металлолом. В зависимости от параметров обработки применяются различные модели гидравлических пресс-ножниц для металлолома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1 АКТУАЛЬНОСТЬ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОБЗОР ОСНОВНЫХ МОДЕЛЕЙ

1.1 Востребованность прессового оборудования для переработки металлолома

Прессы для металлолома используются во многих производственных сферах: металлургии, машиностроении, для переработки отходов и в других отраслях промышленности. Металл, просто поделенный на мерные фрагменты, не отправляется на завод, так как имеет недостаточную плотность. Станки для пакетирования относятся к обязательному оборудованию по переработке металла. Они оснащены гидравлическим приводом.

Оборудование подобного типа широко применяется, так как:

позволяют использовать складские площади более эффективно после получения компактных брусков;

транспортировка прямоугольных брикетов быстрее и проще, чем нестандартного лома;

переработка вторичного сырья является прибыльным бизнесом.

Рабочие параметры, габариты прессов для пакетирования металла установлены нормативами ГОСТа 9860-98. Стандарт регламентирует производительность по ступеням прессования, объем камеры, необходимый для обработки черного и цветного лома. Пакетировочные станки прессуют лом любого вида, обрезки проката, листы, трубы, профиль, прутки, стружку, и другие металлические отходы.

Качество оборудования для пакетирования определяют по плотности и однородности получаемых блоков. Для получения стабильных пакетов встраивают ножницы.

1.2 Разновидности пресс-ножниц

В промышленности используются три основных вида пресс-ножниц:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

- ручные (рычажные и дисковые);
- гидравлические;
- контейнерные.
- Ручные ножницы.

Применяются на небольших производствах, в слесарных мастерских, пунктах приема металлолома. Они рассчитаны на сравнительно небольшое количество обрабатываемого металла и не слишком внушительные размеры заготовок.

Рабочей частью станка являются два лезвия (ножа) длиной около 10 см. один из них неподвижно прикреплен к станине, второй может двигаться в вертикальной плоскости под действием рычажного механизма. Рычаг приводится в движение мускульной силой оператора и посредством системы механических передач, воздействует на нож. Резать с помощью ручных рычажных станков можно листовую металл (сталь) толщиной до 8 мм и цветные сплавы до 10 мм, арматуру и прутки диаметром до 1,8 см. Изготавливаются ручные ножницы рычажного типа из инструментальной стали и сплавов марок P18, У8, У9 или их аналогов.

- Гидравлические ножницы.

Это универсальные пресс ножницы, предназначенные для промышленного использования. Они более производительные и отличаются высоким усилием на приводе, который работает от гидравлической машины. Пресс ножницы с гидроприводом выполняют весь комплекс операций по резке металла любого профиля с высокой точностью. Состоят они из прочной массивной станины, изготовленной сварным способом или методом литья. К станине предъявляются особые требования — она должна выдерживать значительные усилия от действия гидравлической машины, выдерживать вес рабочего оборудования и обрабатываемого металла, который может представлять собой довольно массивные детали. Станина крепится к бетонному основанию строго вертикально и исключает отклонения хода ножей от заданной траектории и возникновению любого рода колебаний и вибраций. Исключением являются мобильные

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

ножницы, которые, впрочем, отличаются сравнительно невысокой мощностью. Но и они для установки требуют прочного основания.

Часто мобильные станки монтируются на автомобильном шасси, оборудованном кранами — манипуляторами. Их можно доставить на любой объект и использовать, например, как пресс ножницы для металлолома. Активно используются такие станки при демонтаже зданий, кровельных работах, строительстве зданий с металлическими каркасами. Промышленные гидравлические ножницы могут резать металл не только перпендикулярно к продольной оси, но и под углом. Это позволяет производить заготовки сложных каркасных конструкций, детали кузовов машин и механизмов без дальнейшей их обработки. Гидравлические комбинированные пресс ножницы оборудованы тремя — четырьмя видами механизмов, предназначенными для выполнения различных операций — резки листа, вырубки, резки проката, гибки металла, пробивки отверстий. Они смонтированы на одной станине и приводятся в действие от одного привода. Гидронасосы работают от электродвигателей, в редких случаях — от дизелей. При некоторой переоснастке, которая допускается конструктивно, гидроножницы можно использовать в роли гидравлического пресса для изготовления различных штампованных деталей. Для этого достаточно заменить ножи на матрицы и пуансоны. Система управления станками позволяет регулировать усилие гидравлической машины в больших пределах. Обрабатывать прессованием можно металлы всех видов.

- Дисковые ножницы.

От рычажных отличаются формой рабочей части — здесь она представлена в виде двух вращающихся дискообразных ножей. Направление вращения — противоположное друг другу. Режущие кромки делают в листовом металле или фасонном прокате тонкие линейные прорезы, без деформации кромок. Используются они, преимущественно, для нарезки длинных полос из листового металла.

- Пресс – ножницы для лома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Этот вид промышленного оборудования используется на металлобазах, металлургических заводах, погрузочных терминалах. Пресс ножницы для металлолома — самый мощный вид металлорежущих станков. Усилие на лезвиях может достигать 3 000 тонн. Они предназначены для измельчения всех видов металлических отходов, включая арматуру, рельсы, швеллер, двутавру. Кроме, собственно, лезвий, установка оборудуется бункером, где нарезанный металл прессуется под значительным усилием в компактные брикеты. Металл, готовящийся к переработке, засыпается в контейнеры и подается в рабочую зону автоматически. Емкость контейнеров может достигать десятков и сотен тонн. Пресс ножницы для лома производятся двух видов — горизонтальные и вертикальные. Горизонтальные меньше по размеру и предназначены для площадок средней производительности, вертикальные — для больших заводов и складов. Часто можно встретить гидравлические пресс ножницы контейнерного типа. Они предназначены для переработки всех видов лома, включая автомобильные кузова, непосредственно на приемных площадках. На выходе — измельченный лом по категории 3А или 12А. Ножницы монтируются в контейнере стандартного размера, который может перевозиться на грузовике, оборудованном мультилифтом, и устанавливаться на любой площадке, где есть твердый грунт, асфальтное или бетонное покрытие. Специального фундамента не требуется. Оборудуются контейнерные ножницы электрическим или дизельным приводом. Второй вариант очень удобен на временных приемных площадках и при демонтаже зданий жилого и промышленного назначения. Примером такой установки могут служить ножницы CNS 400. Размеры загрузочной камеры составляют 1,6 х 2,25 х 2.48 м. На режущем ноже развивается усилие более 400 тонн, а усилие на прижимном устройстве — 1,2 МН. Ножницы способны разрезать круглый металл диаметром 110 мм, профильную трубу прямоугольного сечения — до 9х9 см, лист толщиной 40 мм со стороной в 1500 мм. Нож совершает 2-3 реза в минуту, при этом производительность прессы составляет до 9 тонн в час. Это средний по мощности контейнерный пресс, более мощные могут перерабатывать 12-15 тонн лома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

1.3 Разновидности пакетировочных прессов

Доведения вторсырья до минимального объема используются два основных вида пакетировочных станков:

- горизонтальный пресс;
- вертикальный пресс и компактор.

Горизонтальные прессы являются стационарными установками. Используются на предприятиях, работающих с вторсырьем постоянно. Прессующая часть данных аппаратов жестко зафиксирована, каретка движется по горизонтали. Металл такие прессы уменьшают с коэффициентом 1/3.

Подразделяются на оборудование с высокой (70 тонн за цикл) и стандартной производительностью. Процесс прессования в них полностью автоматизирован: от подачи до обвязки кип проволокой. Аппараты экономичны, используют электроэнергию в небольшом количестве.

Вертикальные машины востребованы на заводах с небольшими площадями. Пресс-плита в них сжимает лом сверху вниз. Они предназначены для установки вблизи места, где складирован лом. Сырье сразу складывается в контейнер. Используются крупными и небольшими предприятиями по обработке вторичных материалов.

Разновидности пакетировочных прессов.

Вертикальные аппараты сжимают любые твердые отходы и металл. Усилие варьируется от 2 до 60 т. Для увеличения производительности станка устанавливаются дополнительные камеры пресса. Разновидностью вертикальных прессов являются компакторы. Они применяются для утилизации лома в небольшом объеме.

Прессовальные машины для пакетирования делятся на три группы в зависимости от мощности:

- маломощные — с номинальным усилием до 2500 кН, производительностью до 6 тонн/час;

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

– прессы средней мощности — с усилием до 6300 кН, производящие до 20 т./ч.;

– оборудование высокой мощности — со сжатием до 31500 кН, обрабатывающее до 45 т./ч.

По виду привода прессы для металлолома подразделяются на гидравлические и механические машины. Гидравлическое оборудование всегда имеет только горизонтальную конструкцию. Это обусловлено удобством загрузки.

Таким образом, можно сделать вывод, что из приведенных выше видов гидравлических пресс-ножниц, а также пакетировочных прессов гидравлические прессы обладают преимуществом над другими видами, а именно:

- высокая безопасность в работе;
- высокая производительность;
- работа данных прессов происходит без участия оператора

Рассмотрим наиболее популярные модели среди гидравлических пресс-ножниц, а также среди пакетировочных прессов.

1.4 Обзор популярных моделей пресс-ножниц

- Пресс-ножницы T505SLK

Эти пресс-ножницы с нераздельной конструкцией можно укомплектовать краном-манипулятором, закрепить на трале, оснастить подъемными гидравлическими опорами или просто установить на землю без каких-либо вспомогательных опорных конструкций.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

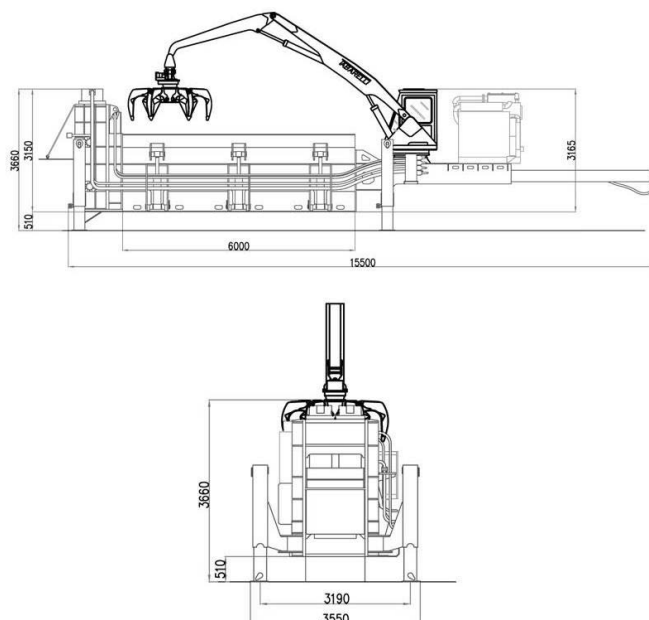


Рисунок 1 – Пресс-ножницы Т505SLK

Технические характеристики прессы:

- резка: 12-15 т/час;
- пакетирование: 8-12 т/час;
- усилие реза: 650 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х650мм;
- мощность двигателя: 170 кВт / 230 л.с;
- мощность электродвигателя 2х75 кВт / 2х100 л.с;
- вес оборудования 52-56 т.
- Пресс-ножницы Т1000

Эти машины имеют сверхтяжелую несущую конструкцию. Внутренние поверхности рабочей камеры защищены плитами из износостойкой стали. При разработке этих пресс-ножниц ставилась единственная цель: они должны перерабатывать как можно больше лома за как можно меньшее время.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

12

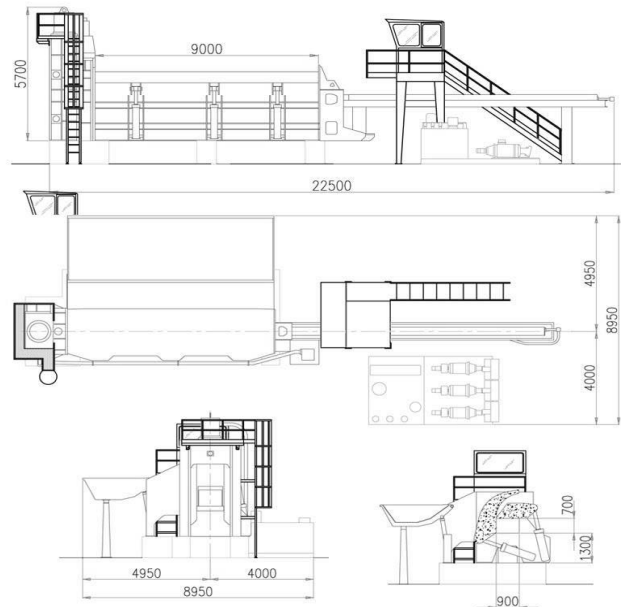


Рисунок 2 – Пресс-ножницы Т1000

Технические характеристики пресса:

- резка: 30-35 т/час;
- пакетирование: 25-30 т/час;
- усилие реза: 1000 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 900х700 мм;
- мощность электродвигателя 3 х 90 кВт / 3 х 125 л.с;
- вес оборудования 132-141 т.

- Пресс-ножницы Т800SL

Несущие элементы этих моделей рассчитаны на эксплуатацию с тяжелыми нагрузками. Конфигурация рабочей камеры с непосредственным прессованием позволяет уплотнять лом практически любого сечения. Главная крышка заходит в камеру под углом более 90°, что позволяет добиться более высокой плотности материала в верхней части. Все это дополняется режущим блоком с массивной неразборной конструкцией.

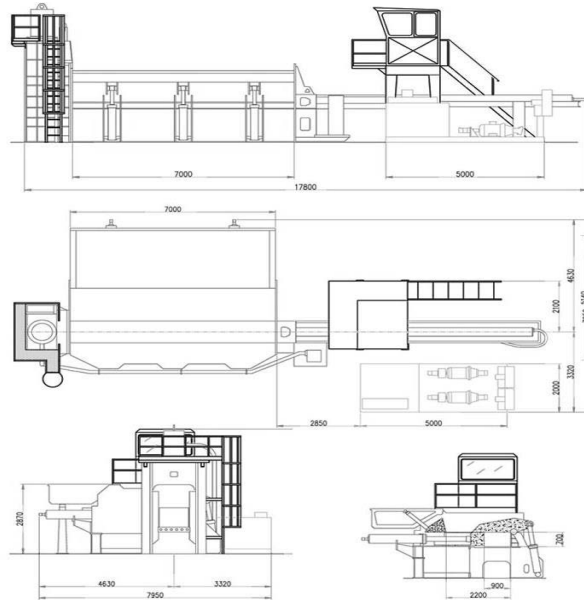


Рисунок 3 – Пресс-ножницы T800SL

Технические характеристики пресса:

- резка: 20-25 т/час;
- пакетирование: 18-22 т/час;
- усилие реза: 800 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 900х700мм;
- мощность электродвигателя 2х90 кВт / 2х125 л.с;
- вес оборудования 140 т.

- Пресс-ножницы T500R

Мобильные пресс-ножницы, сертифицированные для передвижения по дорогам общего пользования. Благодаря усилию реза 500 т в сочетании с пятиметровой рабочей камерой из сверхпрочной стали удалось достичь превосходного компромисса между производительностью переработки и себестоимостью при обслуживании нескольких площадок.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

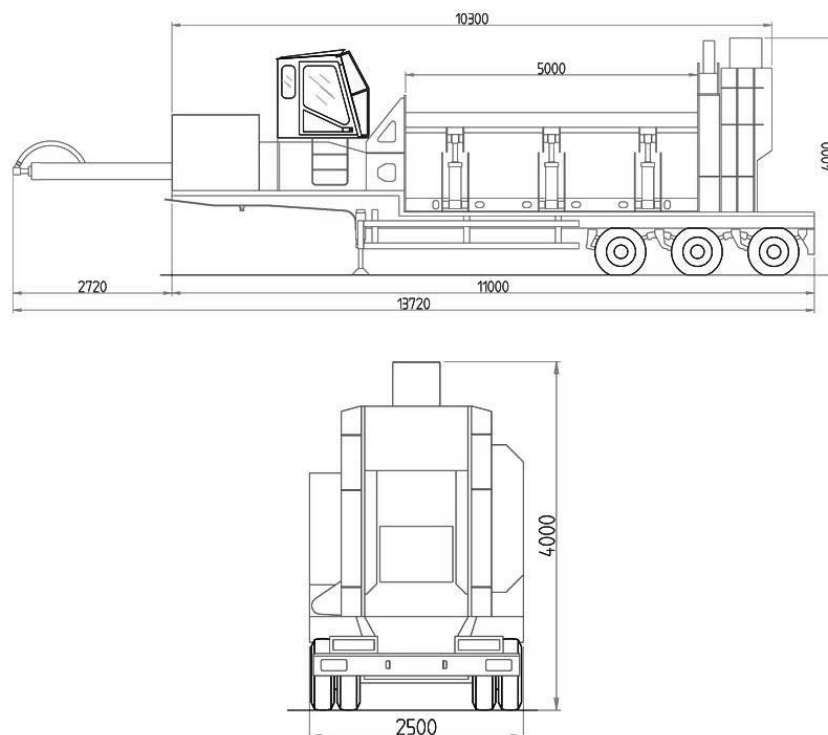


Рисунок 4 – Пресс-ножницы Т500R

Технические характеристики прессы:

- резка: 10-14 т/час;
- пакетирование: 8-12 т/час;
- усилие реза: 500 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 145 кВт / 195 л.с;
- вес оборудования 37.5 т.

- Пресс-ножницы Т800С

Данные ножницы могут использоваться в самых тяжелых условиях и режимах.

Качественное исполнение и невысокая стоимость эксплуатации делают эти модели уникальными в своем классе.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

15

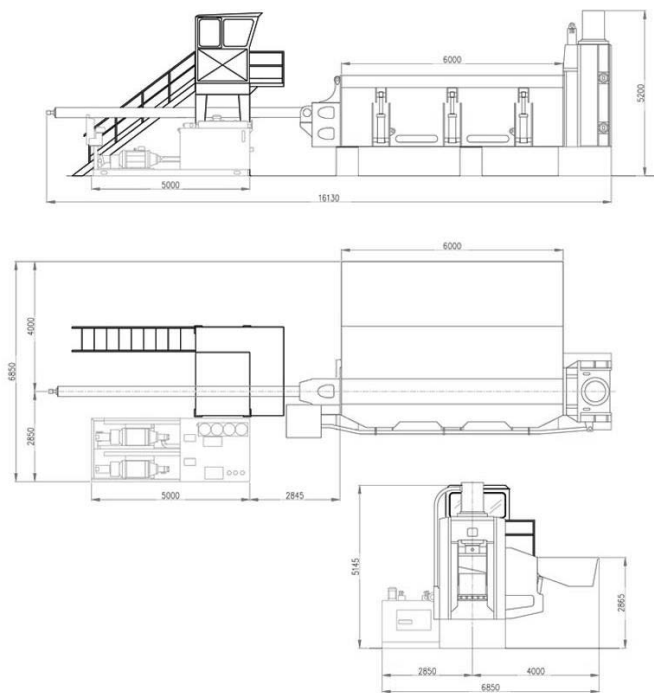


Рисунок 5 – Пресс-ножницы Т800С

Технические характеристики прессы:

- резка: 18-20 т/час;
- пакетирование: 12-16 т/час;
- усилие реза: 800 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 260 кВт / 360 л.с;
- мощность электродвигателя 2х90 Кв / 2х125 Св;
- вес оборудования 80 – 85 т.

- Пресс-ножницы Т500СLС

Пресс-ножницы с нераздельной конструкцией, не требующие фундамента или специальной площадки для установки, но при этом сохранившие все то же высочайшее качество.

Эти пресс-ножницы можно перевозить между ломозаготовительными площадками в полностью собранном виде, не демонтируя каких-либо элементов. Четыре гидравлические погрузочные опоры упрощают работы по чистке и обслуживанию труднодоступных частей машины.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

16

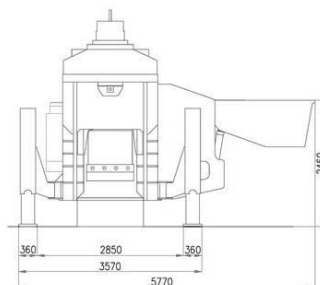
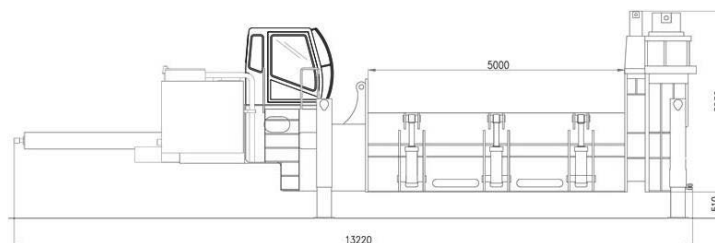


Рисунок 6 – Пресс-ножницы T500CLS

Технические характеристики пресса:

- резка: 10-15 т/час;
- пакетирование: 8-13 т/час;
- усилие реза: 500 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 145 кВт / 195 л.с;
- мощность электродвигателя 1х90 Кв / 1х125 Св.

1.4 Обзор моделей пакетировочных прессов

- Пресс PN1800.

В зависимости от типа перерабатываемого материала... Длина рабочей камеры прессов PN варьируется от 1.8 до 4.2 м, имеется большой выбор сечений: 35×35, 46×46, 50×50, 60×50, 80×60 см. Модели оснащаются электрическим или дизельным двигателем.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

17

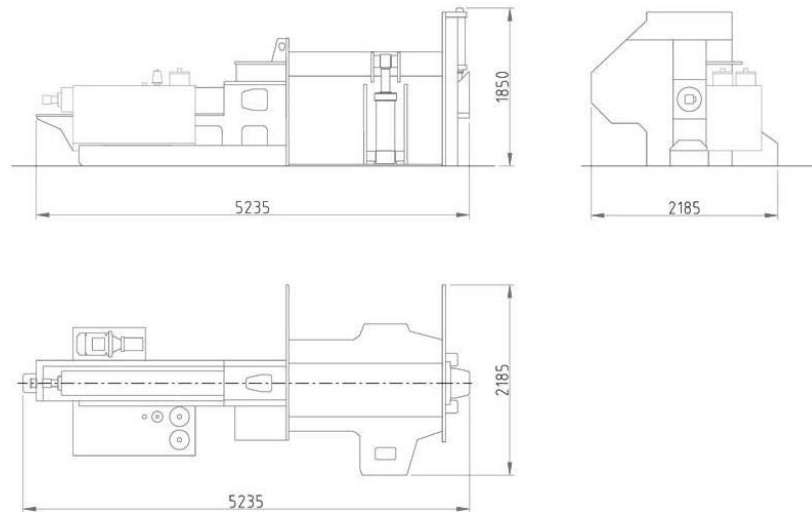


Рисунок 7 – Пресс PN1800

Технические характеристики:

- пакетирование: 0,5-1,5 т/час;
- усилие прессования: 100т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 350x350 мм.
- Пресс RB5000

Пресс на трале с краном-манипулятором: скоростные, надежные, автономные!
 Большая ширина рабочей камеры позволяет пакетировать автомобильные кузова
 всех типов. Это главное достоинство данных моделей.

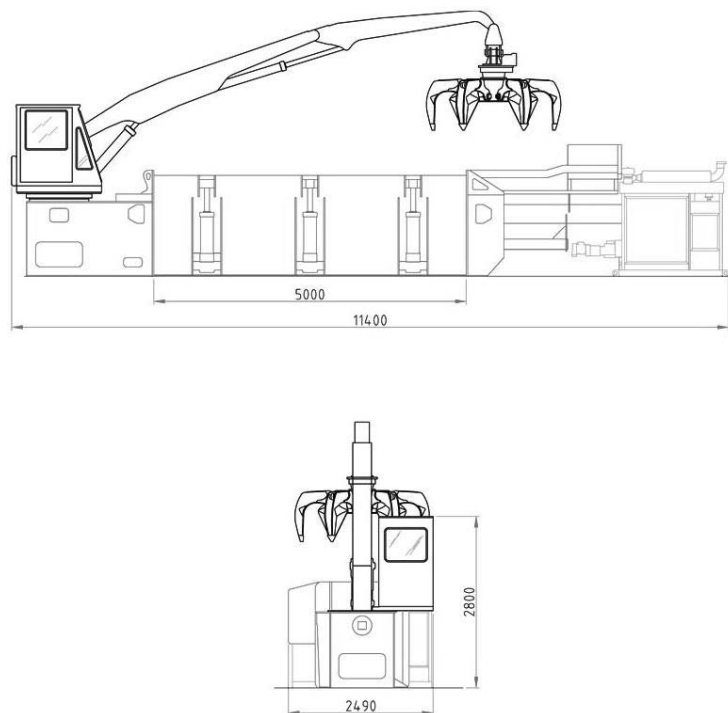


Рисунок 8 – Пресс RB5000

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Технические характеристики:

- пакетирование: 12-16 т/час;
- усилие прессование: 136х2т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 1000х1600 мм;
- мощность двигателя: 130 кВт / 175 л.с;
- вес оборудования 30 тонн.

- Пресс S6000

Прессы в стационарном исполнении, с системой самопогрузки или на гидравлических опорах: высокая производительность при малой стоимости эксплуатации.

Прессы этого модельного ряда могут быть дополнительно укомплектованы краном-манипулятором, передним люком для выталкивания пакета и тралом для перевозки.

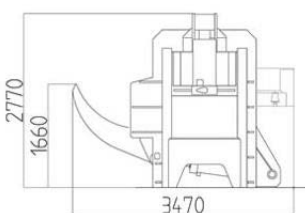
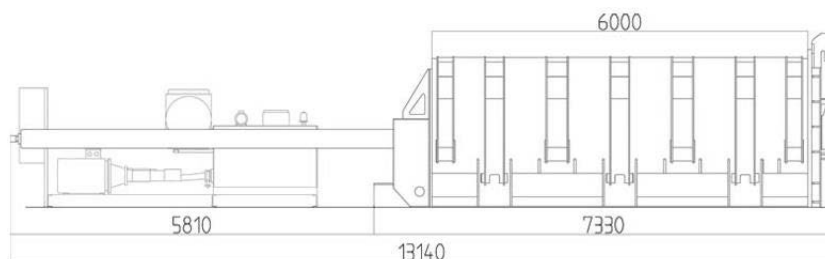


Рисунок 9 – Пресс S6000

Технические характеристики:

- пакетирование: 12-30 т/час;
- усилие прессование: 140т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 1000х1600 мм;
- мощность двигателя: 130 кВт / 175 л.с;
- мощность электродвигателя: 1×75 кВт / 1×100 л.с;
- вес оборудования 40 тонн.

1.5 Постановка задачи дипломного проектирования

Из выше рассмотренных разновидностей гидравлических прессов, а также рассмотренных конкретных моделей прессов разработаем гидравлическую систему для пресс-гильотины ПГ–4000.

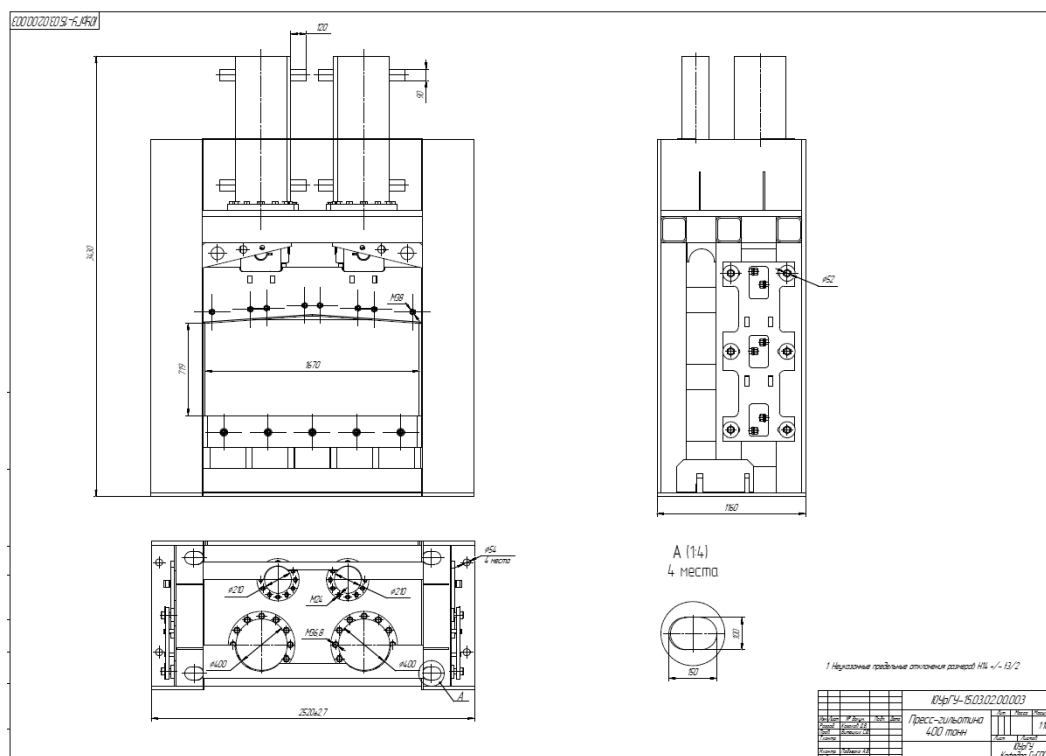


Рисунок 10 – Пресс-гильотина ПГ–4000

Основные характеристики необходимые для разработки гидравлической схемы пресс-гильотины ПГ-4000:

- 1) Резательный цилиндр номинальное усилие 4000 кН. 2 шт.
- 2) Прессовочный цилиндр номинальное усилие 380кН x 2 шт.
- 3) Размер камеры (открытой) 4500ммx1800x475мм.
- 4) Размер камеры (закрытой) 4500ммx750ммx475мм.
- 5) Размер пакета (ШxВ) 750ммx475мм.
- 6) Частота резки 2-4 раз/мин.
- 7) Толщина разрезаемого материала =3мм.
- 8) Производительность 2-3 т/ч.
- 9) Система охлаждения (система воздушного охлаждения).
- 10) Рабочее давление системы 35 Мпа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

2 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА

Таблица 1 – Исходные данные

Параметры	Единицы измерения	Значения
Номинальное давление насосной станции	МПа	35
Цилиндр прессы:		
Номинальное усилие на шток ГЦ	кН	190
Наибольшая приведенная масса	кг	$38 \cdot 10^3$
Максимальное перемещение ГЦ	м	1
Частота резки	раз/мин	2-4
Цилиндр ножа:		
Номинальное усилие на шток ГЦ	кН	2000
Наибольшая приведенная масса	кг	$200 \cdot 10^3$
Максимальное перемещение ГЦ	м	0,9
Частота резки	раз/мин	2-4

2.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода

При равномерной подаче рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости, скорость перемещения штока ГЦ определяется по формуле, м/с:

$$V = \frac{2 \cdot S \cdot n}{t} \quad (1)$$

где S – максимальное перемещение ГЦ;

n – частота резки гидравлической гильотины;

t – время.

Скорость перемещения штока гидроцилиндра прессы составляет:

$$V = \frac{2 \cdot 1 \cdot 4}{60} = 0,133 \text{ (м/с)}$$

Скорость перемещения штока гидроцилиндра ножа составляет:

$$V = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 4}{60} = 0,12 \text{ (м/с)}$$

Время перемещения штока гидроцилиндра при движении с упора на упор определяется по формуле, с:

$$T = \frac{S}{V} \quad (2)$$

где V – скорость перемещения гидроцилиндра.

Отсюда:

$$T = \frac{1}{0,133} = 7,52 \text{ (с)} \text{ – время выдвигания ГЦ пресса;}$$

$$T = \frac{0,9}{0,12} = 7,5 \text{ (с)} \text{ – время выдвигания ГЦ ножа.}$$

Для простоты расчетов принимаем вариант, когда разгон и торможение штока на начальных участках происходит с постоянным ускорением за время, с:

$$t_p = t_T = 0,2 \cdot T \quad (3)$$

Время, соответствующее участкам разгона и торможения ГЦ:

$$t_p = t_m = 0,2 \cdot 7,52 = 1,5 \text{ (с)}$$

Время, соответствующее участкам разгона и торможения ГЦ пресса и ножа:

$$t_p = t_m = 0,2 \cdot 7,5 = 1,5 \text{ (с)}$$

Рассчитаем значение максимальной скорости штока, м/с:

$$V_{max} = \frac{V}{1-k_1} \quad (4)$$

где $k_1=0,1-0,2$ - коэффициент пропорциональности.

Принимаем $k_1=0,2$

Исходя из формулы (4) максимальная скорость штока ГЦ пресса составляет, м/с:

$$V_{max} = \frac{0,133}{1-0,2} = 0,166 \text{ (м/с)}$$

Максимальная скорость штока ГЦ ножа, м/с:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$V_{max} = \frac{0,12}{0,8} = 0,15 \text{ (м/с)}$$

Исходя из полученного значения максимальной скорости штока определяем ускорение штока при равноускоренном движении, м/с²:

$$a = \frac{V_{max}}{t_p} \quad (5)$$

$$a = \frac{0,166}{1,5} = 0,111 \text{ (м/с}^2\text{)} \text{ – ускорение штока ГЦ пресса;}$$

$$a = \frac{0,15}{1,5} = 0,1 \text{ (м/с}^2\text{)} \text{ – ускорение штока ГЦ ножа.}$$

Рассчитаем полную внешнюю нагрузку, действующую на шток ГЦ, Н:

$$F_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot a + F_{нагр} \quad (6)$$

где m_n - наибольшая приведенная масса;

$F_{нагр}$ – номинальное усилие на шток ГЦ.

Отсюда:

$F_n = 38 \cdot 10^3 \cdot 0,111 + 190 \cdot 10^3 = 194,2 \text{ (кН)}$ – нагрузка, действующая на шток ГЦ пресса;

$F_n = 200 \cdot 10^3 \cdot 0,11 + 2000 \cdot 10^3 = 2022 \text{ (кН)}$ – нагрузка, действующая на шток ГЦ ножа.

Мощность, отведенная от гидроцилиндра, определяется по формуле, кВт:

$$N = F_{\Pi} \cdot V_{max} \quad (7)$$

$N = 194,2 \cdot 10^3 \cdot 0,166 = 32,2 \text{ (кВт)}$ – мощность, отведенная от ГЦ пресса;

$N = 2022 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 303,3 \text{ (кВт)}$ – мощность, отведенная от ГЦ ножа.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

2.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров

2.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

На основании полученных исходных данных номинальное давление насосной станции составляет $P_H = 35$ (МПа).

Определим рабочую площадь поршня ГЦ, м²:

$$A_{\Pi} = \frac{F_n}{P} \quad (8)$$

F_n – внешняя нагрузка на шток ГЦ;

где P – максимальное рабочее давление масла в ГЦ.

Учитывая, что потери давления в гидроприводе могут достигать до 20% от P_H , максимальное рабочее давление масла в ГЦ составляет, МПа:

$$P = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_H \quad (9)$$

Рабочая площадь поршня ГЦ прессы составляет:

$$A_{\Pi} = \frac{194,2 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 35 \cdot 10^6} = 0,0065 \text{ (м}^2\text{)}$$

Рабочая площадь поршня ГЦ ножа составляет:

$$A_{\Pi} = \frac{2022 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 35 \cdot 10^6} = 0,068 \text{ (м}^2\text{)}$$

Внутренний диаметр гидроцилиндров определяются по формуле, м:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_n}{\pi \cdot P}} \quad (10)$$

где F_n – нагрузка действующая на шток ГЦ;

P – максимальное рабочее давление масла в ГЦ.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Отсюда:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{194,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,091(\text{м}) - \text{диаметр поршня ГЦ пресса};$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{2022 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,294(\text{м}) - \text{диаметр поршня ГЦ ножа}.$$

Из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 выбираем внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр ГЦ пресса $D=100$ мм. Диаметр ГЦ ножа $D=320$ мм.

Уточним рабочую площадь поршня ГЦ по формуле, м^2 :

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (11)$$

где D – внутренний диаметр гидроцилиндра.

Площадь поршня в бесштоковой полости (рабочая площадь) для ГЦ пресса составит:

$$A_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,0079 (\text{м}^2)$$

Площадь поршня в бесштоковой полости ГЦ ножа составит:

$$A_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4} = 0,0804 (\text{м}^2)$$

Диаметр штока ГЦ определим по формуле, м:

$$d = (0,5 \div 0,7) \cdot D \quad (12)$$

Диаметр штока ГЦ пресса составит:

$$d = 0,6 \cdot 0,1 = 0,06 (\text{м})$$

Диаметр штока ГЦ ножа составит:

$$d = 0,6 \cdot 0,32 = 0,192(\text{м})$$

Согласно ГОСТ 6540-68 ближайшее значение диаметра штока Гц составит: 63 мм для ГЦ пресса и 200 мм для ГЦ ножа.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Площадь поршня в полости со штоком ГЦ определим по формуле, м²:

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (13)$$

где d – диаметр штока гидроцилиндра.

Отсюда:

$$A = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,063^2)}{4} = 47 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2) - \text{площадь поршня в полости со штоком}$$

ГЦ прессы;

$$A = \frac{3,14 \cdot (0,32^2 - 0,2^2)}{4} = 490 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2) - \text{площадь поршня в полости со штоком}$$

ГЦ ножа.

2.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

В процессе эксплуатации часть рабочего давления в полостях гидроцилиндра затрачивается на преодоление противодействия, динамических нагрузок и сил трения, возникающих на участках разгона и торможения гидроцилиндра.

На основании выше сказанного определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра, H :

$$T = T_{\delta} + T_c \quad (14)$$

где, T_{δ} – динамическая сила;

T_c – статическая нагрузка.

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня:

$$T_c = F + T_{mp} + T_{np} \quad (15)$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня;

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

$T_{тр}$ – сила трения в конструктивных элементах;

$T_{пр}$ – сила противодействия.

Определим величину каждого элемента, входящего в формулы, т.е. T_{δ} , $T_{тр}$, $T_{пр}$.

Сила трения в конструктивных элементах расходуется на преодоление механических сопротивлений - трение в манжетах, поршневых кольцах:

Ввиду наличия в структуре ГП гильотины, двух гидроцилиндров работающих на пресс и двух ГЦ перемещающих гильотину, сила трения в ГЦ рассчитывается для двух вариантов ГЦ.

Высокое рабочее давление масла в ГЦ порядка 29,75 МПа обуславливает выбор комбинированного варианта уплотнения поршня и штока ГЦ, резиновыми кольцами круглого сечения в совокупности с защитными шайбами из фторопласта.

Резиновые кольца круглого сечения предназначены для уплотнения плунжеров (штоков) и поршней ГЦ, работающих при давлении до 59 МПа, скорости возвратно-поступательного движения до 1,5 м/сек. и температуре от -15 до +80°C на минеральных маслах, пресной и морской воде, керосине и других жидкостях, нейтральных к материалу колец.

Уплотнения штока ГЦ пресса диаметром 63 мм состоит из резиновых колец круглого профиля с размерами поперечного сечения 5,8 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 2 мм из фторопласта-4. На каждом конце штока расположены по 2 комплекта таких колец.

Уплотнение поршня ГЦ пресса диаметром 100 мм представляет комплект резинового кольца круглого профиля с размерами поперечного сечения 5,8 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 2 мм из фторопласта-4. Степень сжатияε резиновых колец в посадочных канавках не превышает 0,27.

Уплотнения штока ГЦ ножа диаметром 200 мм состоит из резиновых колец круглого профиля с размерами поперечного сечения 8,6 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 3 мм из фторопласта-4. На каждом конце штока расположены по 2 комплекта таких колец.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Уплотнение поршня ГЦ ножа диаметром 320 мм представляет комплект резинового кольца круглого профиля с размерами поперечного сечения 8,6 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 3 мм из фторопласта-4. Степень сжатияε резиновых колец в посадочных канавках не превышает 0,27.

Сила трения в уплотнительных кольцах по штоку рассчитывается по справочнику [10].

Силу трения резинового кольца по штоку определим по формуле, кгс:

$$T = N \cdot \mu \quad (16)$$

где $N = \sigma_{cp} \cdot S$ - номинальная нагрузка в контакте по штоку;

σ_{cp} – среднее контактное давление;

S – площадь контакта.

При отсутствии давление жидкости:

$$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot E \cdot \varepsilon \quad (17)$$

где E – модуль упругости резины ИРП 3012.

$$E = 75 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot 75 \cdot 0,27 = 17,4 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Площадь контакта, см²:

$$S = \pi \cdot d \cdot b \quad (18)$$

где d – диаметр штока;

b – ширина кольца.

Максимальный коэффициент трения для резины ИРП 3012 в среде масла И-50А: $\mu = 0,3$.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Соответственно сила трения резинового кольца по штоку без давления жидкости составит:

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 6,3 \cdot 0,58) \cdot 0,3 = 60(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 20 \cdot 0,86) \cdot 0,3 = 282,3(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

В случае работы уплотнения штока под давлением масла $P = 29,75$ МПа, контактные давления в уплотнении повышаются на величину этого давления и нормальная нагрузка составит, кгс:

$$N_p = (\sigma_{cp} + P) \cdot S \quad (19)$$

где S – площадь контакта:

Сила трения определяется, кгс:

$$T_p = N_p \cdot \mu_p \quad (20)$$

По данным указанного справочника, при $P = 303,4$ кгс/см² (29,75 МПа), $\mu_p = 0,1$.

Тогда сила трения резинового кольца по штоку под давлением масла составит:

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 11,48 \cdot 0,1 = 368,3 (\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 54,04 \cdot 0,1 = 1734 (\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Защитные кольца из фторопласта-4 установлены на шток без сжатия по сечению, поэтому без перепада давления их трение близко к нулю.

Под действием перепада давления они прижимаются к штоку силой, кгс:

$$N_p = P \cdot S \quad (21)$$

Коэффициент трения фторопласта – 4 при $P = 303,4$ кг/см² согласно [6] составляет $\mu_p = 0,02$.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

При этом трение защитного кольца из фторопласта – 4 по внутренней поверхности ГЦ составит, кгс:

$$T_{\phi} = P \cdot S_{\phi} \cdot \mu_p \quad (22)$$

где S_{ϕ} – площадь контакта.

$$S_{\phi} = \pi \cdot d \cdot s \quad (23)$$

где d – диаметр штока;

s – толщина защитных колец.

Отсюда:

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 6,3 \cdot 0,2) \cdot 0,02 = 24,02(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 20 \cdot 0,3) \cdot 0,02 = 114,4(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила трения уплотнения поршня ГЦ с защитным кольцом из фторопласта-4 определяется аналогично силе трения в уплотнительных кольцах по штоку.

Сила трения резинового кольца поршня без давления жидкости составит:

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 10 \cdot 0,58) \cdot 0,3 = 95,2(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 32 \cdot 0,86) \cdot 0,3 = 451,7(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила трения резинового кольца поршня под давлением масла составит:

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 18,2 \cdot 0,1 = 584,6 (\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 86,5 \cdot 0,1 = 2773,7 (\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Трение защитного кольца из фторопласта-4 по внутренней поверхности ГЦ составит:

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 10 \cdot 2) \cdot 0,02 = 38,13(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 32 \cdot 3) \cdot 0,02 = 183(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Суммарная сила трения уплотнений штока и поршня без перепада давления для ГЦ пресса составляет:

$$\sum T_0 = 95,2 + 60 \cdot 2 = 215,1 (\text{кгс})$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

, что при рабочей площади поршня 79 см^2 соответствует давлению холостого хода:

$$P_{xx} = \frac{215,1}{79} = 2,72 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Суммарная сила трения уплотнений штока и поршня без перепада давления для ГЦ ножа составляет:

$$\sum T_0 = 451,7 + 282,3 \cdot 2 = 1016,3 \text{ (кгс)}$$

Давление холостого хода ГЦ ножа площади поршня 804 см^2 составит:

$$P_{xx} = \frac{1016,3}{804} = 1,26 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Работа гидроцилиндра под нагрузкой приводит к воздействию давления жидкости на уплотнение поршня и одно из уплотнений штока и возрастанию силы трения.

При максимальном рабочем давлении масла в ГЦ $P = 303,4 \text{ кгс/см}^2$, суммарная сила трения уплотнений штока и поршня составит:

$$\sum T_{mp} = 368,3 + 24,02 + 584,6 + 38,13 = 1015 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$\sum T_{mp} = 1734 + 114,4 + 2773,7 + 183 = 4804,6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила противодействия принимается в диапазоне, Н/м^2 :

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot 10^5$$

Примем $P_{np} = 2 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$.

Следовательно T_{np} составит, Н :

$$T_{np} = P_{np} \cdot \Omega \quad (23)$$

где Ω – рабочая площадь поршня ГЦ, м^2 .

Подставляя численные значения в формулу (23) получим:

$$T_{np} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0079 = 1580 \text{ (Н)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{np} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0804 = 16080 \text{ (Н)} - \text{ГЦ ножа}.$$

В соответствии с уравнением (15), статическая нагрузка на шток ГЦ составит:

$$T_c = 190 \cdot 10^3 + 1015 \cdot 9,807 + 1580 = 201,5 \text{ (кН)} - \text{ГЦ пресса};$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$T_c = 2000 \cdot 10^3 + 4804,6 \cdot 9,807 + 16080 = 2063,2(\text{кН}) - \text{ГЦ ножа.}$$

Динамическая нагрузка на шток ГЦ определяется по формуле, Н:

$$T_\partial = M_{np} \cdot \Delta V \quad (24)$$

где, M_{np} – приведенная масса к поршню цилиндра, кг;

ΔV – изменение скорости поршня, м/с.

Изменение скорости рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta V = \frac{S}{\Delta t} \quad (25)$$

где S – рабочий ход ГЦ, м;

Δt – время соответствующие участка разгона и торможения поршня, с;

На основании исходных данных и времени t полученного из уравнения (3), изменение скорости поршня ГЦ пресса составит:

$$\Delta V = \frac{1}{1,5} = 0,667 \text{ (м/с)}$$

Изменение скорости поршня ГЦ ножа равно:

$$\Delta V = \frac{0,9}{1,5} = 0,6 \text{ (м/с)}$$

Подставляя полученные значения в уравнение (24), получим:

$$T_\partial = 38 \cdot 10^3 \cdot 0,667 = 25,35 \text{ (кН)} - \text{ГЦ пресса;}$$

$$T_\partial = 200 \cdot 10^3 \cdot 0,6 = 120 \text{ (кН)} - \text{ГЦ ножа.}$$

Подставляя в уравнение (14) полученные значения динамической и статической нагрузок определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра:

$$T = 201,5 + 25,35 = 226,9 \text{ (кН)} - \text{внешнее усилие на шток ГЦ пресса;}$$

$$T = 2063,2 + 120 = 2183,2 \text{ (кН)} - \text{внешнее усилия на шток ГЦ ножа.}$$

По полученному усилию T и принятому рабочему давлению уточняем диаметр силового гидроцилиндра, м:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot P}}$$

где F – внешнее усилия на шток ГЦ.

$$F = T$$

Диаметр силового гидроцилиндра составляет:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{226,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,098 \text{ (м)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{2183,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,306 \text{ (м)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 выбираем внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр поршня ГЦ пресса $D=100$ мм. Диаметр поршня ГЦ ножа $D=320$ мм.

Согласно ранее проведенным предварительным расчетам по уравнению (10) из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 были приняты внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр поршня ГЦ пресса составил $D=100$ мм, диаметр поршня ГЦ ножа $D=320$ мм, что удовлетворяет полученным значениям диаметров штоков ГЦ с учетом статической нагрузки.

Вычислим толщину стенок корпуса гидроцилиндра, изготовленного из материала (сталь) по формуле, мм:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma} \quad (26)$$

где P_{max} - максимальное давление в ГЦ;

σ - допустимое напряжение материала на растяжение $\sigma = 110 \div 240$ МПа.

$$P_{max} = 1,3 \cdot P_n \quad (27)$$

где P_n – номинальное давление насосной станции.

$$P_{max} = 1,3 \cdot 3,5 = 45,5 \text{ (МПа)}$$

Исходя из вышесказанного толщина стенки гидроцилиндра составляет:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{ст} = \frac{45,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{2 \cdot 200 \cdot 10^6} = 0,011 \text{ (м)} \text{ – для ГЦ пресса;}$$

$$\sigma_{ст} = \frac{45,5 \cdot 10^6 \cdot 0,32}{2 \cdot 200 \cdot 10^6} = 0,036 \text{ (м)} \text{ – для ГЦ ножа.}$$

Конструктивно принимаем толщину стенки 11 мм для прессовочного ГЦ и 36 мм для резательного ГЦ.

Определим наружный диаметр ГЦ по формуле, м:

$$D_H = D + 2 \cdot \sigma_{ст} \quad (28)$$

$$D_H = 0,1 + 2 \cdot 0,011 = 0,122 \text{ (м)} \text{ – ГЦ пресса;}$$

$$D_H = 0,32 + 2 \cdot 0,036 = 0,392 \text{ (м)} \text{ – ГЦ ножа.}$$

Исходя из зависимости $\frac{D_H}{D} > 1,2$ наши цилиндры толстостенные.

2.2.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость

Определим допустимую нагрузку на шток гидроцилиндра, Н:

$$F_3 = \frac{F_{кр}}{K \cdot n_y} \quad (29)$$

где, K – коэффициент, учитывающий повышение давления в гидросистеме.

Примем $K = 1,15$.

n_y – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, для стали 1,2...3,0, примем $K = 1,5$.

Разрушающую силу определим по формуле Эйлера, Н:

$$F_{кр} = C \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} \quad (30)$$

где C – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока, $C = 2$;

E – модуль упругости материала, $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$;

l – длина цилиндра с выдвинутым штоком;

J – момент инерции ГЦ.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Полная длина цилиндра с выдвинутым штоком l составляет, мм:

$l = 1000$ - прессовочный ГЦ;

$l = 900$ - резательный ГЦ.

Момент инерции гидроцилиндра определяется по формуле:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - D^4)}{64} \quad (31)$$

где D_H – наружный диаметр ГЦ;

D – внутренний диаметр ГЦ.

Момент инерции ГЦ пресса составит:

$$J = \frac{3,14 \cdot (0,122^4 - 0,1^4)}{64} = 5,966 \cdot 10^{-6}$$

Момент инерции ГЦ ножа составит:

$$J = \frac{3,14 \cdot (0,392^4 - 0,32^4)}{64} = 6,444 \cdot 10^{-4}$$

Разрушающая сила равна:

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 5,966 \cdot 10^{-6}}{1^2} = 2,473 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 6,444 \cdot 10^{-4}}{0,9^2} = 3,053 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Допускаемая нагрузка на шток гидроцилиндра составит:

$$F_9 = \frac{2,473 \cdot 10^6}{1,15 \cdot 1,5} = 1,43 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$F_9 = \frac{3,053 \cdot 10^6}{1,15 \cdot 1,5} = 1,77 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Из условия устойчивости гидроцилиндра определим допустимое давление жидкости в цилиндре, кгс/см²:

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot F_9}{\pi \cdot D^2} \quad (32)$$

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot 1,43 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^2} = 18,3 \cdot 10^3 \text{ (кгс/см}^2\text{)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot 1,77 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 32^2} = 2200 \text{ (кгс/см}^2\text{)} - \text{ГЦ ножа}.$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Работа цилиндров считается устойчивой, так как рабочее давление $P = 303,4$ кг/см² меньше допускаемого.

2.3 Расчет трубопроводов гидрوليний

В гидравлике при расчете трубопроводов их разделяют на короткие и длинные. Такое деление является условным, и основано на величине потерь напора при перемещении жидкости по трубопроводу.

В длинных трубопроводах потери напора по длине значительно превышают местные потери напора, а в коротких трубопроводах эти потери соизмеримы между собой.

Принято считать, что при длине $l < 50$ м трубопровод является коротким, а при $l > 100$ м - трубопровод длинный.

При $l = 50 \dots 100$ м, в зависимости от соотношения потерь напора, трубопровод может быть длинным либо коротким.

При расчетах трубопроводов применяют различные эмпирические зависимости и формулы, полученные экспериментально-опытным путем, позволяющие определить коэффициент гидравлического трения:

- а) для гидравлически гладких труб $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$ (формула Блазиуса);
- б) для полиэтиленовых водопроводных труб, работающих в области гидравлически гладких труб $\lambda = 0,0134/(dv)^{0,226}$ (формула Шевелева);
- в) для вполне шероховатых труб применяют $\lambda = 0,11/(k/d)^{0,25}$ (формула Шифринсона).

При проектировании новых трубопроводов могут быть неизвестны две величины - напор в начальной точке и диаметр трубы. В этом случае задаются диаметром трубопровода и рекомендуемыми из экономических соображений предельными скоростями.

Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров трубопроводов являются: рабочее давление, расход гидродвигателя, скорость движения рабочей жидкости в данной части трубопровода.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

2.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах

В трубопроводах гидропривода рекомендуются следующие величины допустимых скоростей:

- а) всасывающий трубопровод $v_{вс} = 1,5$ м/с;
- б) нагнетательный трубопровод при давлениях свыше 150 кгс/см² $v_{н} = 8 \div 10$ м/с;
- в) сливной трубопровод $v_{сл} = 4 \div 5$ м/с.

2.3.2 Диаметры трубопроводов

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости, условные проходы определяются по формуле:

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot v}} \quad (33)$$

Расход рабочей жидкости попадающий в полости гидроцилиндра определяется по формуле, м³/с:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S}{t} \quad (34)$$

где D – диаметр поршня ГЦ, м;

S – рабочий ход поршня, м;

t – время, необходимое для совершения рабочего хода, с.

Подставляя числа в выражение (34), получим:

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot \frac{1}{7,52} = 0,001 \text{ (м}^3\text{/с)} \text{ – для ГЦ прессы;}$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$Q = \frac{3.14 \cdot 0.32^2}{4} \cdot \frac{0.9}{7.5} = 0,0096 (\text{м}^3/\text{с}) - \text{для ГЦ ножа.}$$

Подача насоса должна быть больше расхода, обеспечивающего требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя, на величину потерь расхода и приближенно принимается равной:

$$Q_n = (1,05 \div 1,11) \cdot Q \quad (35)$$

Подставив полученные значения расходов, получим :

$$Q_n = 1,05 \cdot (0,001 \cdot 2 + 0,0096 \cdot 2) = 0,0224 (\text{м}^3/\text{с})$$

В дальнейших расчетах нам придется применять значение расхода в литрах в минуту.

Переведем подачу:

$$Q_n = 0,0224 \cdot 1000 \cdot 60 = 1344 \text{ (л/мин):}$$

Подставляя соответствующие значения допустимых скоростей, получим условные проходы:

Для всасывающего трубопровода:

$$D_{y_{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,138 \text{ (м)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$D_{y_n} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 9}} = 0,056 \text{ (м)}$$

Для сливного трубопровода:

$$D_{y_{сл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 5}} = 0,075 \text{ (м)}$$

Полученные значения диаметров округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 16516-80. Примем следующие значения диаметров трубопроводов, м: $D_{y_{вс}} = 0,16$, $D_{y_n} = 0,063$, $D_{y_{сл}} = 0,08$.

После принятия окончательного значения диаметров трубопроводов, рассчитаем реальные скорости движения жидкости в них, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D_y^2} \quad (36)$$

Подставляя соответствующие значения диаметров, получим скорости:

Для всасывающего трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,16)^2} = 1,11 \text{ (м/с)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,063)^2} = 7,19 \text{ (м/с)}$$

Для сливного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,08)^2} = 4,46 \text{ (м/с)}$$

Согласно ГОСТ 8734-75 для давлений 150 кгс/см² и выше применяются стальные бесшовные трубы. Примем материал для изготовления труб – Сталь 20.

Вычислим толщину стенки трубы по формуле:

$$S = \frac{D_y}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot \sigma_{\text{доп}}}{100 \cdot \sigma_{\text{доп}} - 1,73 \cdot P}} - 1 \right) + C \quad (37)$$

D_y – внутренний диаметр трубопровода, см;

P – давление на выходе из насосной станции, кгс/см²;

C – прибавка к минимальной толщине стенки с учетом допусков на обработку, мм;

Рекомендуются следующие величины C ,:

$C = 0,7$ – всасывающий трубопровод;

$C = 0,5$ – напорный трубопровод;

$C = 0,7$ – сливной трубопровод.

$\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение, кгс/мм².

Допускаемое напряжение определяется по формуле:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{n} \cdot \eta \quad (38)$$

где $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности при растяжении. Для Сталь 20 $\sigma_{\text{в}} = 400$ МПа

n – коэффициент запаса прочности. Принимаем $n = 6$.

η – коэффициент прочности сварного шва. Для стали принимаем $\eta = 0,7$.

Согласно выбранным значениям допускаемое напряжение составит:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{400 \cdot 10^6 \cdot 9,807}{100 \cdot 6} \cdot 0,7 = 4,577 \cdot 10^6 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Подставляя в формулу значения диаметров трубопроводов, получим толщину их стенок:

$$S_{\text{вс}} = \left(\frac{16}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,07 = 0,59 \text{ (мм)}$$

$$S_{\text{н}} = \left(\frac{6,3}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,05 = 0,26 \text{ (мм)}$$

$$S_{\text{св}} = \left(\frac{8}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,07 = 0,33 \text{ (мм)}$$

Полученные значения округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 8734 - 75. Примем следующие значения:

$$S_{\text{вс}} = 0,6 \text{ мм}; S_{\text{н}} = 0,3 \text{ мм}; S_{\text{св}} = 0,4 \text{ мм.}$$

2.4 Определение потерь гидропривода

2.4.1 Определение потерь давления

При движении жидкости в трубопроводе между нею и стенками трубы возникают дополнительные силы сопротивления, в результате чего частицы жидкости, прилегающие к поверхности трубы, тормозятся. Это торможение благодаря вязкости жидкости передается следующим слоям, отстоящим далее от

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

поверхности трубы, причем скорость движения частиц по мере удаления их от оси трубы постепенно уменьшается.

Равнодействующая сил сопротивления направлена в сторону, противоположную движению жидкости, и параллельна направлению движения. Это и есть силы гидравлического трения.

Для преодоления сопротивления трения и поддержания равномерного поступательного движения жидкости необходимо, чтобы на жидкость действовала сила, направленная в сторону ее движения и равная силе сопротивления, т. е. необходимо затрачивать энергию. Энергию или напор, необходимый для преодоления сил сопротивления, называют потерянной энергией и ли потерей давления.

Однако трение является не единственной возможной причиной, вызывающей потери энергии. Существуют другие причины, вызывающие потерю давления. Резкое изменение сечения также оказывает сопротивление движению жидкости и вызывает потери энергии.

Потери давления, вызываемые резким изменением конфигурации границ потока рабочей жидкости, называют местными потерями давления или потерями давления на местные сопротивления.

Суммарные потери давления в гидросистеме гидропривода определяются по зависимости:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_z \quad (39)$$

где $\sum \Delta P_{тр}$ – потери давления при трении движущейся рабочей жидкости в трубопроводах;

ΔP_m – потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов;

ΔP_z – потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводах складываются из потерь на отдельных участках трубопровода:

$$\sum \Delta P_{тр} = \Delta P_{тр.н} + \Delta P_{тр.в} + \Delta P_{тр.с} \quad (40)$$

где $\Delta P_{тр.н}$ – потери давления в трубопроводе нагнетания;

$\Delta P_{тр.в}$ – потери давления в трубопроводе всасывания;

$\Delta P_{тр.с}$ – потери давления в трубопроводе слива.

Потери давления на отдельных участках трубопроводов рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (41)$$

где λ – коэффициент сопротивления жидкости;

l – длина участка трубопровода, м;

D_y – внутренний диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность рабочей жидкости, для выбранной жидкости. Плотность масла И-50А составляет: $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$;

v – скорость жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трения предварительно определяется число Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} \quad (42)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$. Для выбранного масла: $\nu = 95 \cdot 10^{-6}$;

V – скорости движения жидкости в трубопроводе.

Подставив значения внутренних диаметров и скоростей жидкости в формулу (42), получим числа Рейнольдса для отдельных участков трубопровода:

Для всасывающего трубопровода:

$$Re_{вс} = \frac{1,11 \cdot 0,16}{95 \cdot 10^{-6}} = 1877$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Для нагнетательного трубопровода:

$$Re_n = \frac{7,19 \cdot 0,063}{95 \cdot 10^{-6}} = 4768$$

Для сливного трубопровода:

$$Re_{сл} = \frac{1,98 \cdot 0,12}{95 \cdot 10^{-6}} = 2503$$

Как видим, значения числа Рейнольдса на всасывающем участке трубопровода не превышает критическое значение $Re \leq 2300$, значит, режим движения ламинарный и коэффициент сопротивления для стальных труб круглого сечения рассчитывают по формуле:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (43)$$

Для всасывающего трубопровода:

$$\lambda_{вс} = \frac{75}{1877} = 0,04$$

Значения числа Рейнольдса турбулентного потока нагнетательного и сливного участков трубопровода, рассчитывают по формуле:

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0.25} \quad (44)$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_n = 0,316 \cdot 4768^{-0.25} = 0,038.$$

Для сливного трубопровода:

$$\lambda_{сл} = 0,316 \cdot 2503^{-0.25} = 0,045$$

Подставляя все полученные значения в формулу (41), получим потери давления на трение на отдельных участках трубопроводов.

Для всасывающего трубопровода:

$$\Delta P_{тр.в} = 0,04 \cdot \frac{0,5}{0,16} \cdot 910 \cdot \frac{1,11^2}{2} = 70,08 \text{ (Па)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$\Delta P_{тр.н.} = 0,038 \cdot \frac{6}{0,063} \cdot 910 \cdot \frac{7,19^2}{2} = 85,126 \cdot 10^3 \text{ (Па)}$$

Для сливного трубопровода:

$$\Delta P_{тр.с.} = 0,045 \cdot \frac{6}{0,12} \cdot 910 \cdot \frac{1,98^2}{2} = 4,014 \cdot 10^3 \text{ (Па)}$$

Суммируя полученные результаты по формуле (40), получим результирующие потери на трение:

$$\sum \Delta P_{тр} = 70,08 + 85,126 \cdot 10^3 + 4,014 \cdot 10^3 = 89210 \text{ (Па)}$$

Местные гидравлические сопротивления обуславливаются местными препятствиями потоку жидкости – в виде изгиба трубопровода, внезапного сужения или расширения русла, при обтекании клапанов, решеток, диафрагм, кранов, которые деформируют обтекающий их поток.

Потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода получаются путем сложения потерь в отдельных местных сопротивлениях, которые определяются по формуле:

$$\Delta P_m = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (45)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, м;

Согласно гидросхеме (см. рис. 1) в магистралях нагнетания и слива, потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода приходятся на тройники и колена разворачивающие поток рабочей жидкости на 90°.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

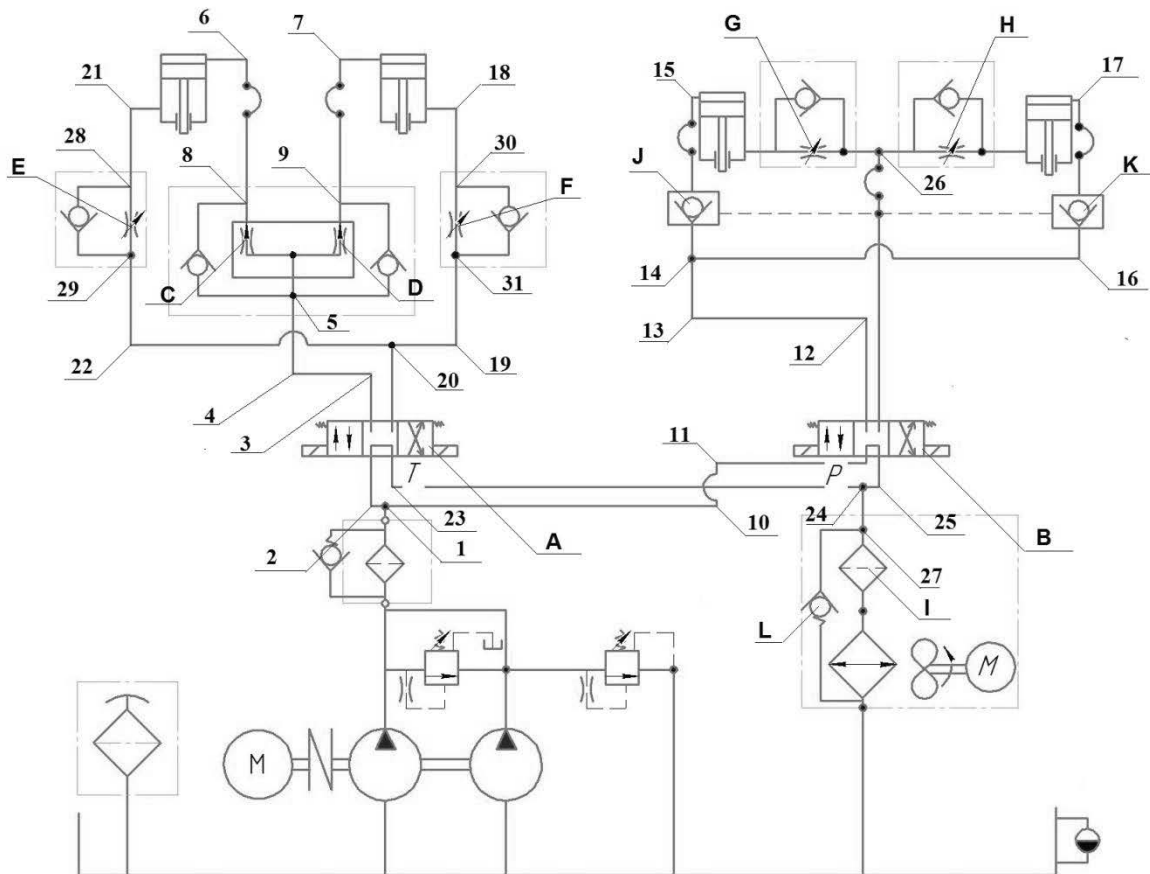


Рисунок 11 – Гидравлическая схема

Участок нагнетания содержит:

колено - 12 шт. (2,3,4,6,7,10,11,12,13,15,16,17);

тройник – 5 шт. (1,5,8,9,14).

Участок сливной магистрали содержит:

колено - 6 шт. (18,19,21,22,23,25);

тройник – 8 шт. (20,28,29,24,27,26,30,31).

Коэффициент местного сопротивления тройника с одинаковым диаметром всех каналов составляет $\xi = 1 \div 2$. Для колена 90° равен $\xi = 1,2$.

Подставив значения скоростей жидкости и значения коэффициентов местного сопротивления в формулу (45), определим потери давления в местных сопротивлениях для отдельных участков трубопровода.

Нагнетающий трубопровод:

$$\Delta P_{\text{Мн}} = 12 \cdot \left(1,2 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) + 5 \cdot \left(1,5 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 596955 \text{ (Па)}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Сливной трубопровод:

$$\Delta P_{\text{мсл}} = 6 \cdot \left(1,2 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) + 8 \cdot \left(1,5 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) = 32879 \text{ (Па)}$$

Суммарные потери в местных сопротивлениях (Па), найдем по формуле:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{мн}} + \Delta P_{\text{мсл}} \quad (46)$$

Подставив числовые значения, получим:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 596955 + 32879 = 629834 \text{ (Па)}$$

Потери в гидроаппаратуре складываются из потери давления на двух золотниковых гидрораспределителях (А,В), шести гидродросселях (С,Д,Е,Ф,Г,Н), фильтре (И), двух обратных клапанах (Ж,К), одном предохранительном клапане (Л).

Коэффициент местного сопротивления золотникового гидрораспределителя составляет $\xi = 3 \div 5$, гидродросселя $\xi = 0,5 \div 1$, фильтра $\xi = 6 \div 9$, обратного и предохранительного клапана $\xi = 2 \div 3$.

Подставив значения коэффициентов местного сопротивления и скоростей жидкости в формулу (45), определим потери давления в гидроаппаратуре.

На золотниковых гидрораспределителях:

$$\Delta P_{\text{зз}} = 2 \cdot \left(4 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 218063,7 \text{ (Па)}$$

На гидродросселе:

$$\Delta P_{\text{здр}} = 2 \cdot \left(1 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 54516 \text{ (Па)} \text{ – магистраль нагнетания;}$$

$$\Delta P_{\text{здр}} = 4 \cdot \left(1 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) = 6850 \text{ (Па)} \text{ – сливная магистраль.}$$

На фильтре:

$$\Delta P_{\text{зф}} = 8 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} = 13700 \text{ (Па)}$$

На обратном клапане:

$$\Delta P_{\text{зок}} = 2 \cdot \left(3 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 10274,6 \text{ (Па)}$$

На предохранительном клапане:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\Delta P_{\text{зпк}} = 3 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} = 5137,3 (\text{Па})$$

Суммарные потери давления в гидроаппаратуре составят:

$$\sum \Delta P_z = 218063,7 + 54516 + 6850 + 13700 + 10274,6 + 5137,3 = 2,036 (\text{МПа})$$

Зная все нужные значения, подставим их в выражение (39), получим общие потери давления в гидросистеме:

$$\sum \Delta P = 0,089 + 0,63 + 2,036 = 2,755 (\text{МПа})$$

Суммарные потери в ГП относительно давления развиваемого насосной станцией составляет 7,87 %, что укладывается в требование не более 5-10 %.

2.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода

В реальных насосах имеют место объемные потери, в результате которых фактическая подача жидкости будет меньше теоретической.

Как следствие фактическая подача насоса будет меньше расчетной на величину объемных потерь, которые возникают в результате утечек жидкости под действием перепада давления из рабочей полости в нерабочую и потерь, обусловленных неполным заполнением рабочих камер рабочей жидкостью при проходе через зону всасывания вследствие гидравлического сопротивления входных каналов, кавитационных процессов и выделения воздуха, действия на жидкость центробежных сил.

Общие потери в гидроприводе складываются из потерь в насосе q_n , потерями в гидроцилиндре $q_{гц}$, потерь в золотниковом распределителе q_z .

$$\Delta Q = q_n + q_{гц} + q_z \quad (47)$$

Приближенное значение перечисленных потерь можно выразить через удельную утечку, являющуюся потерей расхода, приходящейся на один МПа давления.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta Q = \sigma_n \cdot P_n + \sigma_y \cdot P_y + \sigma_z \cdot P_z \quad (48)$$

где $\sigma_n = 0,45$ – удельная утечка жидкости в насосе, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

$\sigma_y = 0,016$ – удельная утечка жидкости в гидроцилиндре, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

$\sigma_z = 0,015$ – удельная утечка жидкости в золотниковом распределителе, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

P_n – давление, развиваемое насосной станцией, Па;

P_y – давление в гидроцилиндре принимается равным рабочему давлению P_p , Па;

P_z – давление в золотниковом распределителе принимается равным рабочему давлению P_p , Па.

Давление, развиваемое насосной станцией, составляет, МПа:

$$P_n = P_p + \Delta P \quad (49)$$

где ΔP – потери давления в ГП;

P_p – рабочее давление.

Подставив численные значения, получим:

$$P_n = 35 \cdot 10^6 + 2,755 \cdot 10^6 = 37,76 \text{ (МПа)}$$

Объемные потери в гидроприводе составят:

$$\Delta Q = 0,45 \cdot 37,76 + 4 \cdot 0,016 \cdot 29,75 + 2 \cdot 0,015 \cdot 29,75 = 19,79 \text{ (см}^3/\text{мин)}$$

2.5 Расчет КПД гидропривода

Полный КПД гидропривода вычисляется по формуле:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_o, \quad (50)$$

где η_m – механический КПД;

η_z – гидравлический КПД;

η_o – объемный КПД;

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Определим гидравлический КПД по формуле:

$$\eta_z = \frac{P_p}{P_H} = \frac{P_H - \Delta P}{P_H} \quad (51)$$

где P_H – давление, развиваемое насосной станцией;

P_p – рабочее давление;

ΔP – потери давления.

Подставляя числа, получим:

$$\eta_z = \frac{35 \cdot 10^6 - 2,755 \cdot 10^6}{35 \cdot 10^6} = 0,92$$

Объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_H} \quad (52)$$

где Q – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндры;

Q_H – подача насосной станции.

Подставив значения, получим:

$$\eta_o = \frac{0,0212}{0,0224} = 0,95$$

Механический КПД гидропривода, учитывающий потери мощности в насосной станции и гидродвигателе:

$$\eta_m = \eta_{м.н} \cdot \eta_{м.гц} \quad (53)$$

где $\eta_{м.н}$ – механический КПД насосной станции. Примем 0,9;

$\eta_{м.гц}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Механический КПД гидроцилиндра:

$$\eta_{м.цл} = \frac{F}{F_n} = \frac{F_n - T_{тр}}{F_n}, \quad (54)$$

где F – полезная нагрузка на штоке гидроцилиндра, H ;

$T_{тр}$ – потери трения в гидроцилиндре.

Подставляя числа в эти формулы, получим:

$$\eta_{м.цл} = \frac{190 \cdot 10^3 - 1015 \cdot 9,807}{190 \cdot 10^3} = 0,95 \text{ – ГЦ прессы};$$

$$\eta_{м.цл} = \frac{2000 \cdot 10^3 - 4804,6 \cdot 9,807}{2000 \cdot 10^3} = 0,98 \text{ – ГЦ ножа.}$$

Теперь можем вычислить механический КПД привода по формуле (53):

$$\eta_{м} = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,84$$

Вычислив все составляющие общего КПД, подставим их в формулу (50):

$$\eta = 0,84 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 0,73$$

Таким образом, общий КПД данного гидропривода равен 73%.

2.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода

Основными энергетическими параметрами привода являются давление и объемный либо массовый расход рабочей среды, которые определяют мощность привода, развиваемую на выходном звене. Выбор значений этих параметров зависит от ряда условий и, в первую очередь - от способа регулирования, как исполнительного двигателя привода, так и источника питания.

Основной характеристикой регулируемых гидроприводов является нагрузочная характеристика, отображающая зависимость регулируемой величины (скорости) от величины внешней преодолеваемой нагрузки при постоянном значении параметра регулирования.

Скорость движения поршня гидроцилиндров определяется по формуле:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

$$v = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{п}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (P_{н} - \frac{P}{S_{п}})} \quad (55)$$

где μ – коэффициент расхода гидродросселя. Принимаем $\mu = 0,6$;

$S_{др}$ – площадь проходного сечения гидродросселя;

$S_{п}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{н}$ – номинальное давление на выходе из насоса;

P – давление в рабочей полости гидроцилиндра.

Графическая зависимость $v = f(P)$ ГЦ пресса и ножа представлены на рисунках 12, 13.

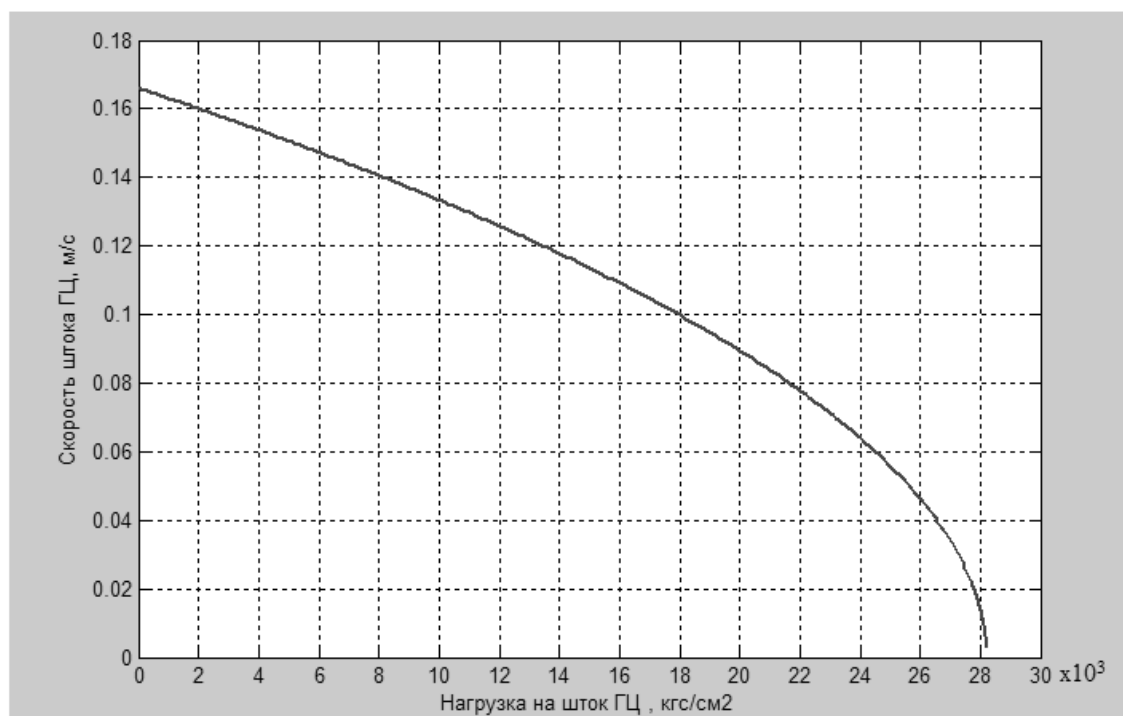


Рисунок 12 – Нагрузочная характеристика ГЦ пресса

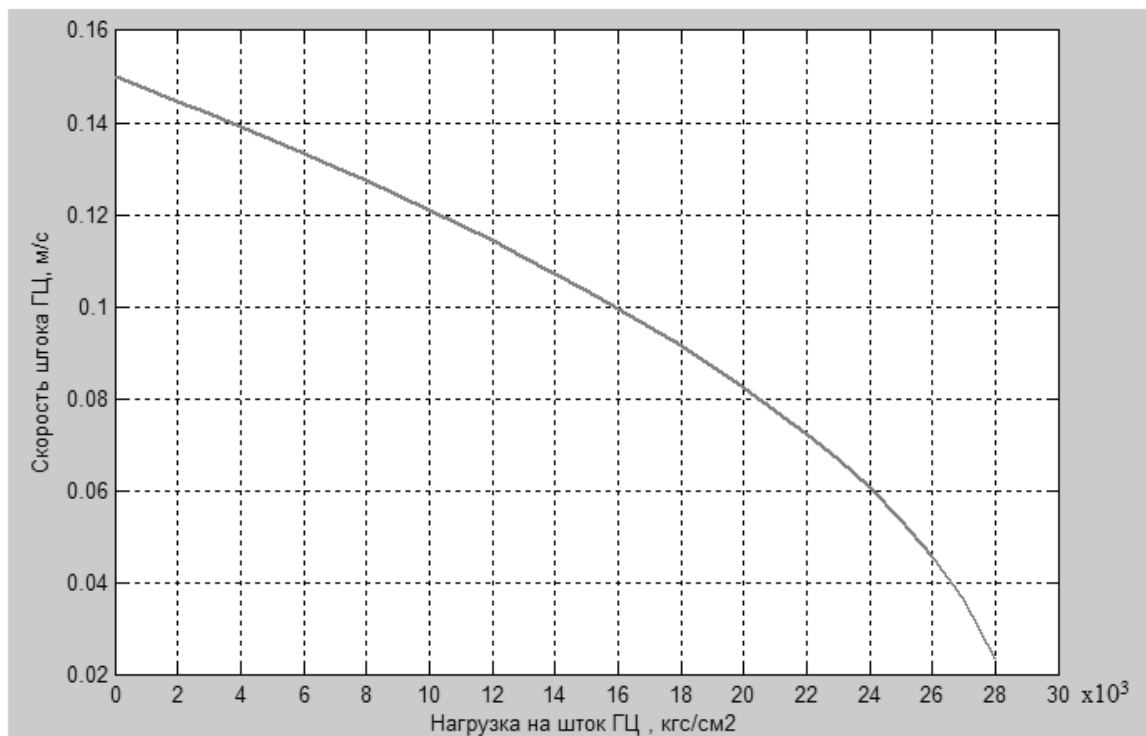


Рисунок 13 – Нагрузочная характеристика ГЦ ножа

Из полученных нагрузочных характеристик видно, что скорость холостого хода ГЦ пресса и ножа составила 0,165 м/с и 0,15 м/с, что полностью соответствует полученным значениям скоростей по формуле (4) 0,166 и 0,15 м/с соответственно.

2.7 Тепловой расчет гидропривода

Целью теплового расчета является определение размеров резервуара, необходимых для обеспечения выбранной температуры жидкости, а также необходимости установки дополнительной системы теплообмена.

Источниками тепловыделения в гидросистеме являются насосы, трубопроводы, гидроаппаратура и гидродвигатели.

Приняв, что основная теплопередача осуществляется через поверхность бака, значение температуры жидкости $T_{уст}$, устанавливающееся при длительной работе гидропривода, определяется из выражения:

$$T_{уст} = \frac{\Delta N}{k \cdot F} + T_{воз} \quad (56)$$

где $k = 0,6$ – коэффициент теплопередачи, $кВт/м^2 \cdot С$;

F – площадь поверхности резервуара, $м^2$, через который осуществляется теплопередача;

ΔN – потери мощности в гидроприводе;

$T_{воз}$ – максимальная температура окружающего воздуха ($T_{воз} = 30^\circ С$).

Количество теряемой в гидроприводе мощности определяется по формуле, кВт:

$$\Delta N = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} \cdot (1 - \eta) \quad (57)$$

где η_n – КПД насосной станции,

η – КПД гидропривода.

Подставляя численные значения, получим потери мощности:

$$\Delta N = \frac{37,76 \cdot 10^6 \cdot 0,0224}{0,9} \cdot (1 - 0,73) = 253,7 \text{ (кВт)}$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода определяется соотношением:

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп} \quad (58)$$

где $\Delta T_{доп}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом $\Delta T_{доп} = 100^\circ С$;

$\Delta T_{уст}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме.

При максимально допустимой температуре масла $+70^\circ С$ и средней температур воздуха $+18^\circ С$ $\Delta T = 70 - 18 = 52^\circ С$.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{уст}$ определяется выражением:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$$S_{\text{пов}} \geq \frac{\Delta N}{k_{\text{б}} \cdot k_{\text{тр}} \cdot \Delta T} \quad (59)$$

где $k_{\text{б}}$ – коэффициент теплопередачи гидробака, Вт/(м²·С);

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопередачи труб охлаждения, Вт/(м²·С).

$$S_{\text{пов}} = \frac{253,7 \cdot 10^3}{18,5 \cdot 14 \cdot 52} = 18,8 \text{ (м}^2\text{)}$$

Площадь поверхности теплообмена складывается из поверхности труб $S_{\text{тр}}$, через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и поверхности теплоотдачи бака $S_{\text{б}}$.

$$S_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot (l_1 + l_2) \quad (60)$$

где l_1, l_2, d – длины и диаметр трубопровода.

$$S_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,016 \cdot (9 + 4) = 0,653 \text{ (м}^2\text{)}$$

Тогда $S_{\text{б}} = S_{\text{пов}} - S_{\text{тр}} = 18,8 - 0,653 = 18,18 \text{ (м}^2\text{)}$

Найдя площадь поверхности гидробака, определим его объем $V_{\text{б}}$ и округлим до стандартного значения в большую сторону по формуле:

$$V_{\text{б}} = \left(\frac{S_{\text{б}}}{(6,0 \dots 6,9)} \right)^{1,5} \quad (61)$$

$$V_{\text{б}} = \left(\frac{18,18}{6,9} \right)^{1,5} = 4278 \text{ (л)}$$

Согласно ГОСТ 12448-80 принимаем объем бака 5000 л.

Определим температуру рабочей жидкости подставив полученные значения в уравнение (56)

$$T_{\text{уст}} = \frac{253,7 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 10^3 \cdot 18,8} + 30 = 52,5^\circ \text{C}$$

Полученная температура удовлетворяет условию (58)

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$52,5^{\circ} C \leq 100^{\circ}C$$

2.8 Выбор элементов гидропривода

2.8.1 Выбор насоса

Объемный насос, применяемый в гидроприводе, предназначен для преобразования энергии привода в энергию жидкости в виде давления и подачи жидкости в гидродвигатель, создавая усилие (крутящий момент) на рабочем органе и обеспечивая скорость его движения.

Выбор насоса производят по давлению. Номинальное давление насосной станции составляет 35 МПа.

Определим требуемый расход, л/мин:

$$Q_n = Q + \Delta Q$$

где ΔQ – потери расхода;

Q – расход, обеспечивающий требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя.

Подставляя полученные значения из формулы (35) и (48), получим:

$$Q_n = 1344 + 0,02 = 1344,02 \text{ (л/мин)}$$

По полученным значения подбираем из каталога продукции ИПГ "Энергопром" насосную станцию среднего давления до 50 МПа, подачей рабочей жидкости 1400 л/мин, номинальным давлением 35 МПа. Установка обеспечивает нагнетание, охлаждение и фильтрацию рабочей жидкости, защиту гидросистем от перегрузок, а также предотвращают слив масла из гидросистем обслуживаемых агрегатов при их остановке.

2.8.2 Выбор электродвигателя

Электродвигатель для привода насоса выбирают исходя из условий его работы и технологических требований. Основными техническими показателями, по которым осуществляют подбор электродвигателя, являются мощность насоса и число оборотов, на которое рассчитан насос.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Мощность двигателя для привода насоса определяют по формуле:

$$N_{дв} = \frac{\gamma \cdot Q_n \cdot H_p \cdot \kappa}{102 \cdot \eta_n \cdot \eta_{п}}$$

где γ – удельный вес рабочей жидкости;

Q_n – расход насосной станции;

H_p – расчетный напор насосной станции;

κ – коэффициент запаса, учитывающий возможные случайные перегрузки двигателя;

η_n – КПД насосной станции;

$\eta_{п}$ – КПД передачи (для упругих и жёстких муфт принимают $h_n=1,0$).

$$N_{дв} = \frac{910 \cdot 0,0224 \cdot 3200 \cdot 1,1}{102 \cdot 0,9 \cdot 1} = 781,6 \text{ (кВт)}$$

Исходя из полученной мощности выбираем электродвигатель РБД 800 750.

Серия	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Напряжение, В	Частота сети, Гц	КПД, %	cos φ	Ток статора, А	Mmax/Mном	Ms Mном	IKI Inom	Масса, кг
РБД 800 750	800	500–1000	6000	50	92	0.74	113	1.8	-	-	11500
РБД 800 600	800	400–800	6000	50	92.5	0.71	117	1.8	-	-	12500
РБД 800 500	800	333–667	6000	50	93	0.71	117	1.8	-	-	13500

Рисунок 14 – Характеристики электродвигателя серии РБД

Для обеспечения передачи крутящего момента от вала электродвигателя на вал насосной станции выбираем муфту втулочно-пальцевую

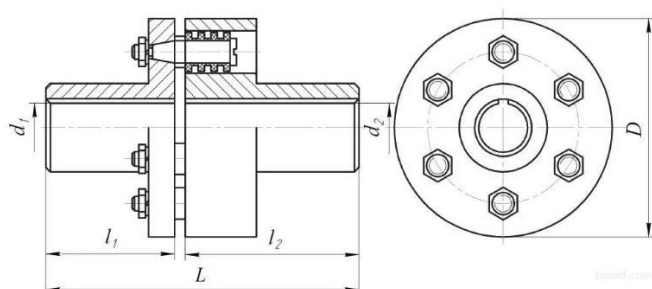


Рисунок 15 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Номинальный крутящий момент Ткр, Нмм	d НН	d1 НН	d НН	d1 НН	D, не более	L, не более, для исполнения				L, h14, не более, для исполнения				Частота вращения, с-1, не более	Масса, кг				
						Рд.1		Рд.2		1		2				3		4	
						1	2	3	4	1	2	3	4						
6,3	9	-	-	71	43	-	43	-	20	-	13	-	147	0,58					
	10	-	-	-	49	43	49	-	23	20	16	-	-	0,60					
	11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,59					
16,0	12	-	-	75	63	53	63	-	30	25	20	-	127	0,70					
	14	-	-	-	83	59	83	59	40	28	30	18	-	0,68					
	16	-	-	90	84	60	84	60	-	-	-	-	-	0,79					
31,5	18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,52					
	19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,40					
	20	-	-	100	104	76	104	76	50	36	38	24	95	1,38					
63,0	22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,02					
	24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,04					
	25	-	-	120	125	89	125	89	60	42	44	26	77	1,96					
125,0	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,97					
	30	-	-	140	165	121	165	121	80	58	60	38	63	4,13					
	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,37					
250,0	33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,91					
	36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,25					
	38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,28					
500,0	40	-	-	170	225	169	225	169	110	82	85	56	63	6,86					
	42	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,80					
	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,86					
710,0	40	-	-	170	-	-	-	-	-	-	-	-	60	6,80					
	42	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	11,75					
	45	-	-	190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	12,60					
1000,0	48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,31					
	48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,70					
	50	-	-	220	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,21					
2000,0	55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,34					
	56	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,27					
	58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	18,97					
4000,0	60	-	-	250	286	216	286	216	140	105	107	72	48	19,91					
	63	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19,75					
	65	-	-	-	288	218	288	218	140	105	107	72	38	21,93					
8000,0	70	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	26,09					
	75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	28,65					
	80	-	-	320	348	268	348	268	170	130	135	95	30	29,81					
16000,0	83	-	-	-	350	270	350	270	-	-	-	-	-	31,98					
	85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	31,64					
	90	-	-	400	432	342	432	342	210	165	170	125	24	34,65					
32000,0	95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	34,48					
	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	35,06					
	110	-	-	500	435	345	435	345	-	-	-	-	19	36,07					
64000,0	120	-	-	-	515	415	515	415	250	200	205	155	-	38,45					
	125	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40,03					
	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	66,71					
128000,0	140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	69,01					
	150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	71,61					
	180	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	74,11					

Рисунок 16 – Характеристики муфты МУВП.

2.8.3 Выбор гидроаппаратуры привода

Исходя из полученных значений по формуле (34), расход обеспечивающий работу двух гидроцилиндров пресса, составляет 120 л/мин. Расход обеспечивающих работу двух гидроцилиндров ножа, составляет 1152 л/мин.

Зная требуемые расходы и давление на выходе из насосной станции $P_n = 35$ МПа, выбираем золотниковый гидрораспределитель Rexroth Н-4WЕН 16 обеспечивающий работу ГЦ пресса и Rexroth Н-4WЕН 52 обеспечивающий работу ГЦ ножа.

Технические характеристики:

Рабочее давление, МПа	Каналы А, В, Р		31,5
	Канал Т	Внешний дренаж	25
		Внутренний дренаж	16
Канал Y	Внешнее питание	16	
Расход жидкости, л/мин			300
Масса	С 1 катушкой, кг		1,5
	С 2 катушками, кг		2,2
	с главным золотником, кг		7,3
Рабочая жидкость			Минеральное масло
Диапазон температур, °С			-20...+70
Диапазон вязкости, сСт			2,8...380



Графики: типоразмер 16 (измерено HLP46, $\vartheta_{\text{масла}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [104 °F \pm 9 °F])

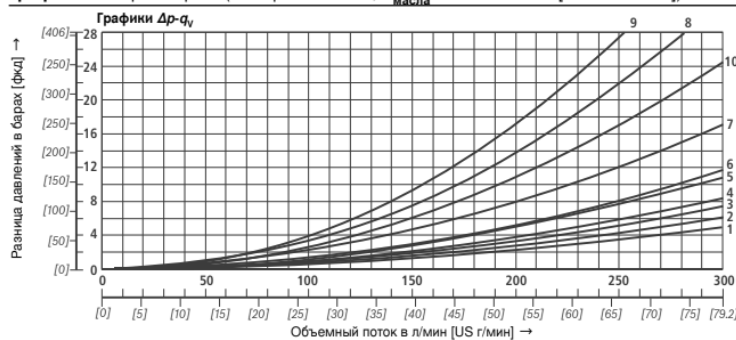


Рисунок 17 – Характеристики золотникового гидрораспределителя Rexroth H-4WEN 16

Тип H-4WEN						
Типоразмер			10	16	25	32
Тип			H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN
Рабочее давление	p_{max}	бар	350	350	350	350
Объемный расход	$q_v \text{ max}$	л/мин	160	300	650	1100
Типоразмер			52	62	82	102
Тип			H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN
Рабочее давление	p_{max}	бар	350	350	350	350
Объемный расход	$q_v \text{ max}$	л/мин	2000	3000	4500	7000



Рисунок 18 – Характеристики золотникового гидрораспределителя Rexroth H-4WEN 10÷102

Для регулирования скорости движения ГЦ пресса используется сдвоенный гидродроссель с обратным клапаном на входе в ГЦ и два гидродросселя в сливной магистрали. Выбираем сдвоенный гидродроссель Rexroth Z2FS 16 и два гидродросселя Rexroth Mk15g.

Для регулирования скорости движения ГЦ ножа используется два гидродросселя в сливной магистрали. Выбираем гидродроссели Rexroth Mk52g.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Характеристики Z2FS 16

Максимальное рабочее давление	бар	315
Максимальный расход	л/мин	160
Положение при монтаже	любое	
Диапазон температур рабочей жидкости и окружающей среды	°С	-20 ... +80
Диапазон вязкостей жидкости	мм ² /с	2,8 ... 380
Требуемая фильтрация	мкм	до 16
Рекомендуемая фильтрация	мкм	до 10
Масса не более	кг	4,7

Тип MG и МК

Типоразмер		6	8	10	15	20	25
Рабочее давление P_{max}	бар	315	315	315	315	315	315
Объемный расход $Q_{V max}$	л/мин	15	30	50	120	200	300

Типоразмер		30	52	62	82	102
Рабочее давление P_{max}	бар	315	315	315	315	315
Объемный расход $Q_{V max}$	л/мин	400	700	1100	1800	3000

Графические характеристики Δp - q_v через открытый дроссель (типы MG и МК)

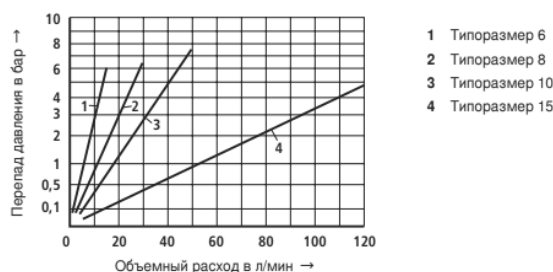


Рисунок 19 – Характеристики гидродросселей Rexroth Z2FS 16, Rexroth Mk15g, Rexroth Mk52g

Для жесткой фиксации ГЦ пресса выбираем гидравлические замки WALVOIL VUPSL 12/p4,3/Pa1.

Гидрозамок VUPSL 12/p4,3/Pa1, арт. 1401030100

Описание	Характеристики	Файлы	Наличие
Производитель:	WALVOIL (ИТАЛИЯ)	Двух/односторонний:	односторонний
Максимальное давление:	350 бар	Номинальный расход:	60 л/мин
Передаточное отношение:	1:4,3	Давление открытия:	1 бар
Размер резьбы:	G1/2	Особые свойства:	-
Масса:	1,08 кг/шт		

Рисунок 20 – Характеристики гидравлического замка WALVOIL VUPSL 12/p4,3/Pa1

Для жесткой фиксации ГЦ ножа в напорные магистрали установлены два обратных клапана с гидравлической блокировкой. Выбираем Rexroth S52.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Технические характеристики

Типоразмер			52	62	82	102	125	150
Рабочее давление	p max	бар	315	315	315	315	315	315
Расход	q V max	л/мин	2000	3000	5000	7000	10000	15000

Рисунок 21 – Характеристики обратного клапан Rexroth S52

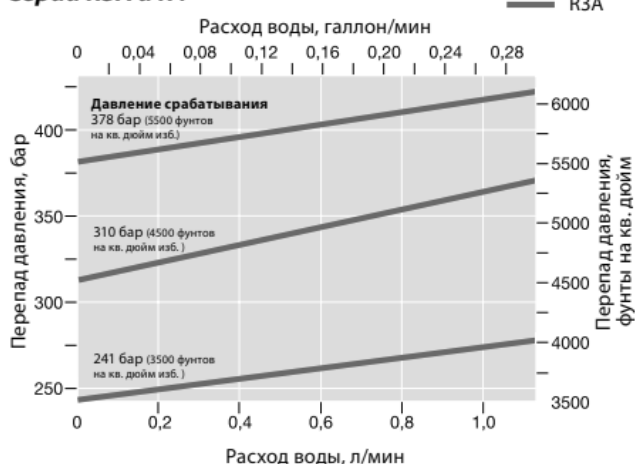
Для удаления загрязнений и абразивных частиц из масла для сливной и напорной магистрали выбираем фильтр R-7-32.



Рисунок 22 – Характеристики фильтра R-7-32

Для защиты от механического разрушения насосов высокого и низкого давления насосной станций выбираем клапаны предохранительные Swagelok серии R3A.

Серии R3A и R4



Серия	R3A
Рабочее давление при 20°C (70°F)	413 бар (6000 фунтов на кв.дюйм изб.); до 551 бар (8000 фунтов на кв.дюйм изб.) в режиме сброса
Давление срабатывания ^①	от 3,4 до 413 бар (от 50 до 6000 фунтов на кв.дюйм изб.)
Давление на выходе ^②	103 бар (1500 фунтов на кв.дюйм изб.)
Материал уплотнения	Фтороуглерод FKM Buna N Неопрен Этиленпропилен

Рисунок 23 – Характеристики клапана предохранительного Swagelok R3A

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Для обеспечения выдвигания штоков гидроцилиндров ножа с одинаковыми скоростями независимо от нагрузки на штоках выберем делитель потока VDFR 114–250/ас.

Делитель потока VDFR 114-250/ас, арт. 1650062100

Описание	Характеристики	Файлы	Наличие
Производитель:	WALVOIL (ИТАЛИЯ)	Размер резьбы:	G1.1/4 - G1
Максимальное давление:	350 бар	Диапазон регулирования расхода:	200-250 л/мин
Максимальный расход:	250 л/мин	Ошибка регулирования:	± 5%
Материал корпуса:	сталь	Особые свойства:	в корпусе
Масса:	5.6 кг/шт		

Рисунок 24 – Характеристики делителя потока WALVOIL VDFR 114-250/ас

2.8.4 Выбор гидроцилиндра

В качестве ГЦ ножа и пресса гидропривода выбираем ГЦ Bosch Rexroth CDH3 цилиндрического типа.

Гидроцилиндры Bosch Rexroth

Тип изделия: цилиндрические типа C160TH, CDH1, CDH3

Конструктивный ряд	C160TH	CDH1	CDH3
Номинальное давление, бар	160	250	350
Диаметр поршней, мм	32..160	40..320	40..320
Диаметр штоков, мм	16..110	22..220	28..220
Вид крепления	7	6	6
Ход, мм	до 4500	до 6000	до 6000
Скорость срабатывания, м/с	до 1	до 0.5	до 0.5



Подробная информация:

Рисунок 25 – Характеристики ГЦ Bosch Rexroth CDH3

Для обеспечения теплообмена и поддержания необходимой рабочей температуры масла выбираем теплообменник MO 10.

Параметр	MO 0,63	MO 1,6	MO 2,5	MO 4	MO 6,3	MO 10
Расход масла, л/мин:						
номинальный	25	63	100	160	250	400
максимальный	32	80	125	200	320	630
Количество тепла, рассеиваемое при номинальных расходах масла и воды и $\Delta t = 35^\circ\text{C}$, кДж/ч (рассеиваемая мощность, кВт)	$21 \cdot 10^3$ (5,8)	$52,4 \cdot 10^3$ (14,4)	$84 \cdot 10^3$ (23,3)	$134 \cdot 10^3$ (37,2)	$210 \cdot 10^3$ (58,2)	$335 \cdot 10^3$ (93)
Масса, кг	15	17	20	25	48	68

Рисунок 26 – Характеристики теплообменника MO 10

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

61

2.8.5 Выбор рукавов высокого давления

Исходя из значения расходов обеспечивающих работу двух гидроцилиндров прессы 120 л/мин и двух гидроцилиндров ножа 1152 л/мин, а также рекомендуемой скорости движения жидкости в напорной магистрали $8 \div 10$ м/с, выбираем рукава высокого давления (РВД) Yokohama ISO35.15 для магистрали питающей ГЦ ножа и Yokohama ISO35.12 для ГЦ прессы.

ISO35

- Рабочая температура: $-55^{\circ}\text{C} \sim +120^{\circ}\text{C}$
- Рабочее давление: 350 атм
- Разрывное давление: 1400 атм

Код	DN		Внутр. Ø	Наруж. Ø	Усиление	R сгиба	Вес
	мм	дюйм					
ISO35.12	12	1/2	12.7	23.1	4SH	140	0.86
ISO35.15	16	5/16	15.9	26.5		160	1
ISO35.19	20	3/4	19	30.4		180	1.34
ISO35.25	25	1	25.4	37.5	R15	240	1.93
ISO35.32	32	1 1/4	31.8	48.4		280	3.67
ISO35.38	38	1 1/2	38.1	56.0		400	4.2
ISO35.50	50	2	50.8	71.1		500	7.2

Рисунок 27 – Характеристики РВД Yokohama ISO35

2.8.6 Выбор трубопроводов гидролиний

Выбираем по ГОСТ 8734-75 стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы диаметром, м: $D_{y_{вс}} = 0,16$, $D_{y_{н}} = 0,063$, $D_{y_{сл}} = 0,08$.

2.8.7 Выбор гидробака

Ориентировочный объём бака определяется выражением:

$$V_{\text{б}} = (2 \dots 3) \cdot Q_{\text{н}} = 3 \cdot 1344 = 4032 \text{ (л)}$$

Согласно проведенному ранее тепловому расчету системы гидропривода, объем бака обеспечивающий допустимую температуру масла в ГП составляет 4278 (л).

На основании выше сказанного, согласно ГОСТ 12448-80 выбираем гидравлический бак объемом 5000 л и габаритными размерами $a = 2,2$ (м), $b = 1,6$ (м), $h = 1,4$ (м).

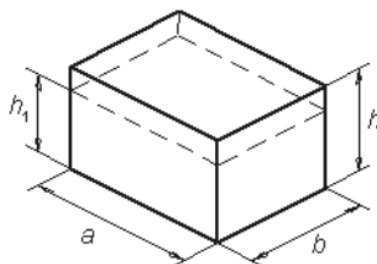


Рисунок 28 – Габаритные размеры гидробака

2.8.8 Выбор рабочей жидкости

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки его подвижных элементов. Жидкость подвергается воздействию в широких пределах давлений, скоростей и температур.

Так как рабочее давление 35 МПа и рабочая температура до 40⁰ С, то рекомендуется применение масел с вязкостью 90–110сСт.

Опираясь на эти данные, выберем марку масла индустриальное 50А, ГОСТ 1707-51 для которого имеются следующие характеристики:

плотность 910 кг/м³, кинематическая вязкость при температуре +40⁰С: 90...110 мм/с, температура застывания -15⁰ С, температура вспышки 225⁰С, пределы рабочих температур -5...+70⁰С.

3 ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДА

3.1 Общие требования к гидравлическому приводу

а) Гидроприводы, гидросистемы и гидроустройства должны быть спроектированы таким образом, чтобы повышение давления и возможные гидравлические удары не создавали опасности.

б) Все гидроустройства, гидросистема и гидропривод должны выдерживать механические воздействия в виде вибраций, линейных ускорений и ударов, возникающих при работе машины (агрегата), где устанавливается гидроустройство, гидросистема или гидропривод, и оговоренных в нормативном документе.

в) Внешние утечки (герметичность) в гидроприводе, гидросистеме и гидроустройствах, за исключением особо оговоренных в нормативном документе случаев, не допускаются.

г) Для гидропривода, гидросистемы и гидроустройств должен быть указан диапазон предельных рабочих температур. Температура рабочей жидкости при их работе не должна превышать установленные предельные значения ее безопасного использования и установленные рабочие температуры гидроустройств.

д) При использовании гидропривода (гидросистемы) в пожароопасных условиях должны применяться трудновоспламеняющиеся рабочие жидкости или предприняты противопожарные меры по исключению пожароопасности.

е) Для фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны быть установлены гидрозамки или другие фиксирующие устройства.

ж) Конструкцией гидроустройств управления должно быть предусмотрено исключение самопроизвольного включения гидропривода, гидросистемы или гидроустройства под действием собственной массы их элементов или вибрации, или ускорений, вызванных и связанных с функционированием гидроприводов (гидросистем) в составе машины (агрегата).

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

3.2 Принцип работы гидравлической системы

Гидравлическая схема пресса ПГ–4000 представлена на рисунке 1. В ее состав входят 4 гидроцилиндра (Ц1, Ц2, Ц3, Ц4); 4 дросселя с обратным клапаном (ДР1, ДР2, ДР3, ДР4); 2 гидрозамка (ЗМ1, ЗМ2); делитель потока (ДП1); 2 гидрораспределителя (Р1, Р2); теплообменник (ТО); 2 предохранительных клапана (КП1, КП2); 2 насоса (Н1, Н2); гидравлический бак (Б1).

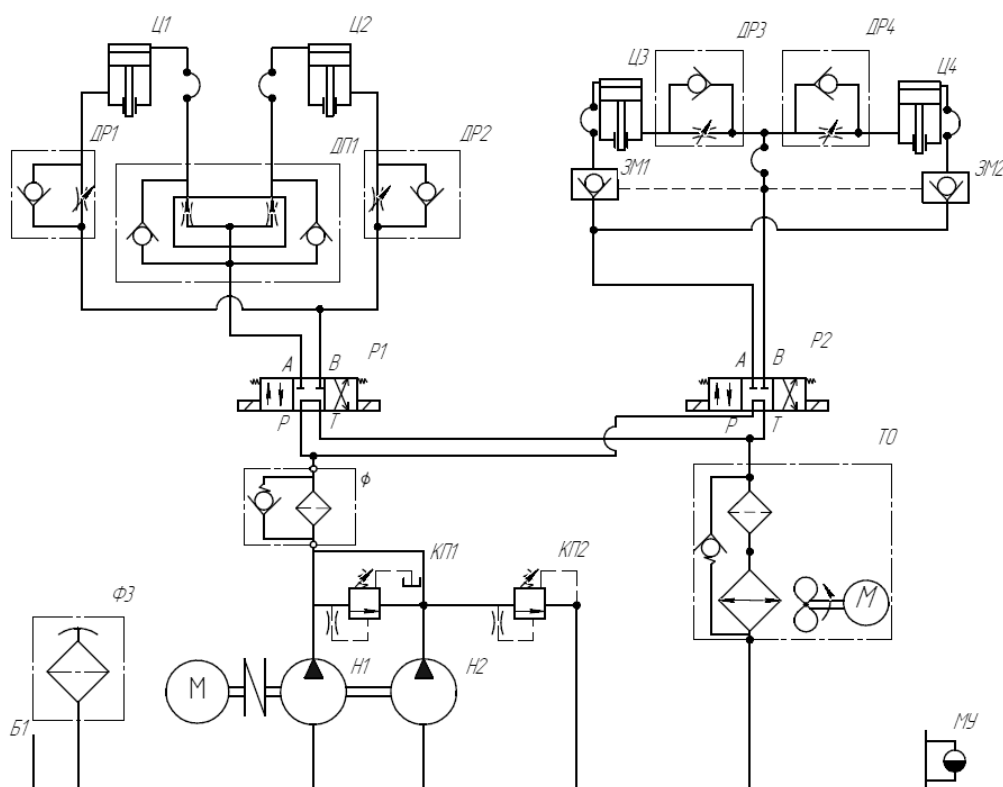


Рисунок 29 – Схема гидравлическая принципиальная:

Принцип работы данного пресса заключается в следующем:

Холостой режим работы – жидкость из насосной станции проходит через фильтр (Ф) и попадает в трубопровод. Далее жидкость проходит через теплообменник. Там она остужается и возвращается обратно в бак.

При включении распределителя (Р2) жидкость из насосной станции подается в поршневую полость гидроцилиндров пресса (Ц3, Ц4). Давление в поршневой полости увеличивается. Далее происходит выдвижение гидроцилиндров.

Исходный металлолом прессуется в брикет. Гидроцилиндры фиксируются в заданном положении и распределитель включается нейтральное положение.

Далее включается распределитель (P1), жидкость из насосной станции подается в поршневую полость гидроцилиндров ножа (Ц1, Ц2). Давление в поршневой полости увеличивается, происходит выдвижение гидроцилиндров. Нож опускается к брикету и разрезает его.

Далее происходит возврат штока гидроцилиндров. Распределитель (P1), переключается в крайнее правое положение. Увеличивается давление в штоковой полости, нож возвращается в исходное положение. В это время жидкость из поршневой полости подается в теплообменник и, проходя, через него жидкость остужается и возвращается обратно в бак. Распределитель (P1) переключается в нейтральное положение.

Затем происходит возврат штока в цилиндрах пресса. Распределитель (P2), переключается в крайнее правое положение. Увеличивается давление в штоковой полости, цилиндры пресса возвращаются в исходное положение. В этот момент жидкость из поршневой полости подается в теплообменник и, проходя, через него жидкость остужается и возвращается обратно в бак. Распределитель (P2) переключается в нейтральное положение.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с требованиями выданного задания, проведена разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ–4000.

Для этого проделана следующая работа.

Была рассмотрена востребованность прессового оборудования для переработки металлолома, также рассмотрели разновидности пресс-ножниц и разновидности пакетировочных прессов и провели обзор популярных моделей среди пресс-ножниц и пакетировочных прессов.

Выполнен расчет основных характеристик гидропривода, в том числе: (расчет энергетических и силовых характеристик; расчет основных параметров гидроцилиндров; расчет трубопроводов гидролиний; определены потери гидропривода; расчет КПД гидропривода; расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода).

Выбраны элементы гидропривода (золотниковые гидрораспределители Н-4WЕН 16 обеспечивающий работу ГЦ пресса и Н-4WЕН 52 обеспечивающий работу ГЦ ножа; гидроцилиндр одностороннего действия CDH3; сдвоенный гидродроссель Z2FS 16; два гидродросселя Mk15g) и рабочая жидкость (масло промышленное 50А), удовлетворяющие рассчитанным характеристикам.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов В. Г. Расчет гидропривода: Методические указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / В. Г. Иванов. — Красноярск: Изд-во КГТУ, 1999. — 47 с.
2. Каверзин С. В. Составление принципиальных гидравлических схем: Методическое указание для студентов машиностроительных и транспортных специальностей / С. В. Каверзин, В. Г. Иванов – Красноярск, 1994 – 58 с.
3. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. Пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «4 Выбор и расчет параметров гидромоторов», 2011. – 49 с.
4. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А. «Элементы гидропривода (Справочник)», 1969. – 350 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – Москва: Изд-во «Машиностроение», 1971. – 670 с.
6. Машиностроительный гидропривод: учебник. / под ред. засл. деят. науки и техники РСФСР д-ра тех. наук проф. В.Н. Прокофьева, – 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1978. – 421 с.
7. Справочник конструктора: учебник в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой, 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.
8. Палей М.А. Допуски и посадки: справочник / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Политехника, 1991. – Ч. 1. – 576 с, Ч.2. – 607 с.
9. Тверской М. М. Технология и автоматизация механосборочного производства. Основы технологии механосборочного производства: конспект лекций / М. М. Тверской. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 132 с.
10. Алмазов Г.К. Справочник по уплотнительным устройствам судовых систем: учебное пособие / Г.К. Алмазов. – Ленинград: Изд-во Судостроение, 1979. – 256 с.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Спецификация ГЦ ножа

Листов промен		Формат	Зона	Год	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
						<u>Документация</u>		
					ЮУрГУ-15.03.02.2020.575		1	
						<u>Детали</u>		
			1		ЮУрГУ-15.03.02.03.01	Крышка передняя	1	
			2		ЮУрГУ-15.03.02.03.02	Проушена	1	
			3		ЮУрГУ-15.03.02.03.03	Цилиндр	1	
			4		ЮУрГУ-15.03.02.03.04	Поршень	1	
			5		ЮУрГУ-15.03.02.03.05	Штак	1	
			6		ЮУрГУ-15.03.02.03.06	Крышка задняя	1	
			7		ЮУрГУ-15.03.02.03.07	Втулка направляющая	1	
						<u>Стандартные изделия</u>		
			8			Болт 2М22х160 ГОСТ 15589-70	12	
			9			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 370х400х30	1	
			10			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 275х255х15	1	
			11			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 220х250х30	1	
					ЮУрГУ-15.03.02.03.000			
Изм		Лист		№ докум		Подп.		Дата
Разраб		Казаков Д.В.						
Проб		Битюкиных С.Ю.						
Исконтр		Подзерка А.В.						
Утв		Спирidonov Е.К.						
Гидроцилиндр ножа						Лит. 1 Лист 2 Листов 2		
ЮУрГУ кафедра ГИГПС								
Не для коммерческого использования					Копировал		Формат А4	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Спецификация насосной станции

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
			ЮУрГУ-15.03.02.2020.575 СБ		1	
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ЮУрГУ-15.03.02.01.000	Монтажная плита	1	
		2	ЮУрГУ-15.03.02.02.000	Бак	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		3		Болт 2М6х8.139 ГОСТ 15589-70	4	
		4		Болт 3М15х30-6Н ГОСТ 10610-72	6	
		5		Гайка 3М20х45 ГОСТ 15589-70	4	
		6		Гайка М15х3-6Н ГОСТ 10610-72	6	
				<u>Прочие изделия</u>		
				ЮУрГУ-15.03.02.02.000		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Козаков Д.В.				Лит.	Лист
Проб.	Битцаких С.В.					Листов
Исполн.	Подзерка А.В.					1 2
Утв.	Спиридонов Е.К.				ЮУрГУ Кафедра ГИПС	
Не для коммерческого использования				Копировал	Формат	A4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

71

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет машиностроения
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент,

_____ 2020 г

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

ГиГПС

_____ / Е.К. Спиридонов
« ____ » _____ 2020 г.

Разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ- 4000

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 15.03.02.2020.575 ПЗ ВКР

Руководитель работы, доцент

_____ / С.Ю. Битюцких /

« ____ » _____ 2020 г.

Автор работы

студент группы П-457

_____ / Д.В. Казаков /

« ____ » _____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент

_____ / А.В. Подзерко /

« ____ » _____ 2020 г.

Челябинск 2020


АННОТАЦИЯ

Казаков Д. В. Разработка гидросистемы
пресс-гильотины ПГ-4000. –
Челябинск: ЮУрГУ, 2020г., 74 стр. 29
ил., 1 табл., библиогр. список – 10
наим., 2 прил., 4 листа чертежей ф. А1.

В работе представлена актуальность прессового оборудования, востребованность прессового оборудования, разновидности пресс-ножниц, разновидности пакетировочных прессов, обзор популярных пресс-ножниц, обзор популярных моделей пакетировочных прессов.

Выполнен расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода, расчет основных параметров гидроцилиндра, расчет гидроцилиндра на устойчивость, расчет трубопроводов гидролинии, определены потери гидропривода, а также выбор элементов гидропривода.

Представлен графический материал схемы гидропривода, насосной станции, сборочный чертеж гидроцилиндра ножа, общий вид пресс-гильотины ПГ-4000.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР							
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>								
<i>Разраб.</i>	Казаков Д. В.				Разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ-4000			<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		
<i>Пров.</i>	Битюцких С. Ю.								2	74		
<i>Т. контр.</i>												
<i>Н. контр.</i>												
<i>Утв.</i>												
					ЮУрГУ Кафедра ГиГПС							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АКТУАЛЬНОСТЬ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОБЗОР ОСНОВНЫХ МОДЕЛЕЙ.....	6
1.1 Востребованность прессового оборудования для переработки металлолома .	6
1.2 Разновидности пресс-ножниц	6
1.3 Разновидности пакетировочных прессов	10
1.4 Обзор популярных моделей пресс-ножниц	11
1.4 Обзор моделей пакетировочных прессов	17
1.5 Постановка задачи дипломного проектирования.....	20
2 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА	21
2.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода.....	21
2.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров	24
2.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра	24
2.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра	26
2.2.3 Расчет гидроцилиндра на устойчивость.....	34
2.3 Расчет трубопроводов гидролиний	36
2.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах.....	37
2.3.2 Диаметры трубопроводов.....	37
2.4 Определение потерь гидропривода.....	40
2.4.1 Определение потерь давления	40
2.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода.....	47
2.5 Расчет КПД гидропривода.....	48
2.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода	50
2.7 Тепловой расчет гидропривода.....	52
2.8 Выбор элементов гидропривода	55
2.8.1 Выбор насоса	55
2.8.2 Выбор электродвигателя	55
2.8.3 Выбор гидроаппаратуры привода.....	57
2.8.4 Выбор гидроцилиндра	61
2.8.5 Выбор рукавов высокого давления.....	62
2.8.6 Выбор трубопроводов гидролиний.....	62

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

2.8.7 Выбор гидробака.....	62
2.8.8 Выбор рабочей жидкости	63
3 ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДА	64
3.1 Общие требования к гидравлическому приводу	64
3.2 Принцип работы гидравлической системы	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	68
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А Спецификация ГЦ ножа.....	69
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Спецификация насосной станции	71

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность вопроса переработки металлического лома в условиях ограниченности сырьевых рынков для промышленно развитых стран в последние годы становится все острее. Опережающие темпы роста машиностроительного комплекса России и привлекательность экспорта металлопроката на фоне ограниченной сырьевой базы рудного сырья, медленного освоения разведанных месторождений и практически остановленной геологоразведки новых месторождений создает все возрастающий дефицит металлического сырья для металлургических и литейных предприятий России.

С другой стороны, процесс массового выбытия основных фондов (устаревшие станки, металлоконструкции, устаревшие железнодорожные пути и пр.), ввиду их высокой изношенности, все набирает силу в России. Поэтому сегодня очень высок интерес металлургических и литейных производств к поиску сырья на вторичных рынках, а все возрастающая стоимость энергоносителей заставляет их искать более эффективные способы их переработки в товарную продукцию.

Одним из видов ломоперерабатывающей техники являются, гидравлические, пресс-ножницы для металлолома. Они предназначены для резки и пакетирования черного металлолома. Данный вид оборудования является важной техникой в металлообрабатывающем производстве. Пресс-ножницы для металлолома могут выполнять не только функцию резки, но и прессования лома в пакеты, исполняются как в мобильном, так и в стационарном варианте. С этой целью на предприятии используются гидравлические пресс ножницы, позволяющий прессовать жесткий металлолом. В зависимости от параметров обработки применяются различные модели гидравлических пресс-ножниц для металлолома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1 АКТУАЛЬНОСТЬ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОБЗОР ОСНОВНЫХ МОДЕЛЕЙ

1.1 Востребованность прессового оборудования для переработки металлолома

Прессы для металлолома используются во многих производственных сферах: металлургии, машиностроении, для переработки отходов и в других отраслях промышленности. Металл, просто поделенный на мерные фрагменты, не отправляется на завод, так как имеет недостаточную плотность. Станки для пакетирования относятся к обязательному оборудованию по переработке металла. Они оснащены гидравлическим приводом.

Оборудование подобного типа широко применяется, так как:

позволяют использовать складские площади более эффективно после получения компактных брусков;

транспортировка прямоугольных брикетов быстрее и проще, чем нестандартного лома;

переработка вторичного сырья является прибыльным бизнесом.

Рабочие параметры, габариты прессов для пакетирования металла установлены нормативами ГОСТа 9860-98. Стандарт регламентирует производительность по ступеням прессования, объем камеры, необходимый для обработки черного и цветного лома. Пакетировочные станки прессуют лом любого вида, обрезки проката, листы, трубы, профиль, прутки, стружку, и другие металлические отходы.

Качество оборудования для пакетирования определяют по плотности и однородности получаемых блоков. Для получения стабильных пакетов встраивают ножницы.

1.2 Разновидности пресс-ножниц

В промышленности используются три основных вида пресс-ножниц:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

- ручные (рычажные и дисковые);
- гидравлические;
- контейнерные.
- Ручные ножницы.

Применяются на небольших производствах, в слесарных мастерских, пунктах приема металлолома. Они рассчитаны на сравнительно небольшое количество обрабатываемого металла и не слишком внушительные размеры заготовок.

Рабочей частью станка являются два лезвия (ножа) длиной около 10 см. один из них неподвижно прикреплен к станине, второй может двигаться в вертикальной плоскости под действием рычажного механизма. Рычаг приводится в движение мускульной силой оператора и посредством системы механических передач, воздействует на нож. Резать с помощью ручных рычажных станков можно листовую металл (сталь) толщиной до 8 мм и цветные сплавы до 10 мм, арматуру и прутки диаметром до 1,8 см. Изготавливаются ручные ножницы рычажного типа из инструментальной стали и сплавов марок P18, У8, У9 или их аналогов.

- Гидравлические ножницы.

Это универсальные пресс ножницы, предназначенные для промышленного использования. Они более производительные и отличаются высоким усилием на приводе, который работает от гидравлической машины. Пресс ножницы с гидроприводом выполняют весь комплекс операций по резке металла любого профиля с высокой точностью. Состоят они из прочной массивной станины, изготовленной сварным способом или методом литья. К станине предъявляются особые требования — она должна выдерживать значительные усилия от действия гидравлической машины, выдерживать вес рабочего оборудования и обрабатываемого металла, который может представлять собой довольно массивные детали. Станина крепится к бетонному основанию строго вертикально и исключает отклонения хода ножей от заданной траектории и возникновению любого рода колебаний и вибраций. Исключением являются мобильные

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

ножницы, которые, впрочем, отличаются сравнительно невысокой мощностью. Но и они для установки требуют прочного основания.

Часто мобильные станки монтируются на автомобильном шасси, оборудованном кранами — манипуляторами. Их можно доставить на любой объект и использовать, например, как пресс ножницы для металлолома. Активно используются такие станки при демонтаже зданий, кровельных работах, строительстве зданий с металлическими каркасами. Промышленные гидравлические ножницы могут резать металл не только перпендикулярно к продольной оси, но и под углом. Это позволяет производить заготовки сложных каркасных конструкций, детали кузовов машин и механизмов без дальнейшей их обработки. Гидравлические комбинированные пресс ножницы оборудованы тремя — четырьмя видами механизмов, предназначенными для выполнения различных операций — резки листа, вырубки, резки проката, гибки металла, пробивки отверстий. Они смонтированы на одной станине и приводятся в действие от одного привода. Гидронасосы работают от электродвигателей, в редких случаях — от дизелей. При некоторой переоснастке, которая допускается конструктивно, гидроножницы можно использовать в роли гидравлического пресса для изготовления различных штампованных деталей. Для этого достаточно заменить ножи на матрицы и пуансоны. Система управления станками позволяет регулировать усилие гидравлической машины в больших пределах. Обрабатывать прессованием можно металлы всех видов.

- Дисковые ножницы.

От рычажных отличаются формой рабочей части — здесь она представлена в виде двух вращающихся дискообразных ножей. Направление вращения — противоположное друг другу. Режущие кромки делают в листовом металле или фасонном прокате тонкие линейные прорезы, без деформации кромок. Используются они, преимущественно, для нарезки длинных полос из листового металла.

- Пресс – ножницы для лома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Этот вид промышленного оборудования используется на металлобазах, металлургических заводах, погрузочных терминалах. Пресс ножницы для металлолома — самый мощный вид металлорежущих станков. Усилие на лезвиях может достигать 3 000 тонн. Они предназначены для измельчения всех видов металлических отходов, включая арматуру, рельсы, швеллер, двутавру. Кроме, собственно, лезвий, установка оборудуется бункером, где нарезанный металл прессуется под значительным усилием в компактные брикеты. Металл, готовящийся к переработке, засыпается в контейнеры и подается в рабочую зону автоматически. Емкость контейнеров может достигать десятков и сотен тонн. Пресс ножницы для лома производятся двух видов — горизонтальные и вертикальные. Горизонтальные меньше по размеру и предназначены для площадок средней производительности, вертикальные — для больших заводов и складов. Часто можно встретить гидравлические пресс ножницы контейнерного типа. Они предназначены для переработки всех видов лома, включая автомобильные кузова, непосредственно на приемных площадках. На выходе — измельченный лом по категории 3А или 12А. Ножницы монтируются в контейнере стандартного размера, который может перевозиться на грузовике, оборудованном мультилифтом, и устанавливаться на любой площадке, где есть твердый грунт, асфальтное или бетонное покрытие. Специального фундамента не требуется. Оборудуются контейнерные ножницы электрическим или дизельным приводом. Второй вариант очень удобен на временных приемных площадках и при демонтаже зданий жилого и промышленного назначения. Примером такой установки могут служить ножницы CNS 400. Размеры загрузочной камеры составляют 1,6 х 2,25 х 2.48 м. На режущем ноже развивается усилие более 400 тонн, а усилие на прижимном устройстве — 1,2 МН. Ножницы способны разрезать круглый металл диаметром 110 мм, профильную трубу прямоугольного сечения — до 9х9 см, лист толщиной 40 мм со стороной в 1500 мм. Нож совершает 2-3 реза в минуту, при этом производительность прессы составляет до 9 тонн в час. Это средний по мощности контейнерный пресс, более мощные могут перерабатывать 12-15 тонн лома.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

1.3 Разновидности пакетировочных прессов

Доведения вторсырья до минимального объема используются два основных вида пакетировочных станков:

- горизонтальный пресс;
- вертикальный пресс и компактор.

Горизонтальные прессы являются стационарными установками. Используются на предприятиях, работающих с вторсырьем постоянно. Прессующая часть данных аппаратов жестко зафиксирована, каретка движется по горизонтали. Металл такие прессы уменьшают с коэффициентом 1/3.

Подразделяются на оборудование с высокой (70 тонн за цикл) и стандартной производительностью. Процесс прессования в них полностью автоматизирован: от подачи до обвязки кип проволокой. Аппараты экономичны, используют электроэнергию в небольшом количестве.

Вертикальные машины востребованы на заводах с небольшими площадями. Пресс-плита в них сжимает лом сверху вниз. Они предназначены для установки вблизи места, где складирован лом. Сырье сразу складывается в контейнер. Используются крупными и небольшими предприятиями по обработке вторичных материалов.

Разновидности пакетировочных прессов.

Вертикальные аппараты сжимают любые твердые отходы и металл. Усилие варьируется от 2 до 60 т. Для увеличения производительности станка устанавливаются дополнительные камеры пресса. Разновидностью вертикальных прессов являются компакторы. Они применяются для утилизации лома в небольшом объеме.

Прессовальные машины для пакетирования делятся на три группы в зависимости от мощности:

- маломощные — с номинальным усилием до 2500 кН, производительностью до 6 тонн/час;

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

– прессы средней мощности — с усилием до 6300 кН, производящие до 20 т./ч.;

– оборудование высокой мощности — со сжатием до 31500 кН, обрабатывающее до 45 т./ч.

По виду привода прессы для металлолома подразделяются на гидравлические и механические машины. Гидравлическое оборудование всегда имеет только горизонтальную конструкцию. Это обусловлено удобством загрузки.

Таким образом, можно сделать вывод, что из приведенных выше видов гидравлических пресс-ножниц, а также пакетировочных прессов гидравлические прессы обладают преимуществом над другими видами, а именно:

- высокая безопасность в работе;
- высокая производительность;
- работа данных прессов происходит без участия оператора

Рассмотрим наиболее популярные модели среди гидравлических пресс-ножниц, а также среди пакетировочных прессов.

1.4 Обзор популярных моделей пресс-ножниц

- Пресс-ножницы T505SLK

Эти пресс-ножницы с нераздельной конструкцией можно укомплектовать краном-манипулятором, закрепить на трале, оснастить подъемными гидравлическими опорами или просто установить на землю без каких-либо вспомогательных опорных конструкций.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

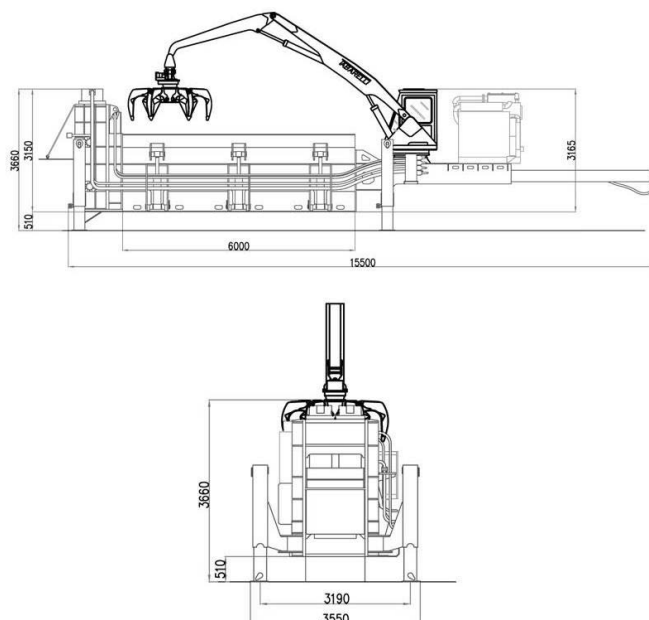


Рисунок 1 – Пресс-ножницы Т505SLK

Технические характеристики прессы:

- резка: 12-15 т/час;
- пакетирование: 8-12 т/час;
- усилие реза: 650 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х650мм;
- мощность двигателя: 170 кВт / 230 л.с;
- мощность электродвигателя 2х75 кВт / 2х100 л.с;
- вес оборудования 52-56 т.
- Пресс-ножницы Т1000

Эти машины имеют сверхтяжелую несущую конструкцию. Внутренние поверхности рабочей камеры защищены плитами из износостойкой стали. При разработке этих пресс-ножниц ставилась единственная цель: они должны перерабатывать как можно больше лома за как можно меньшее время.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

12

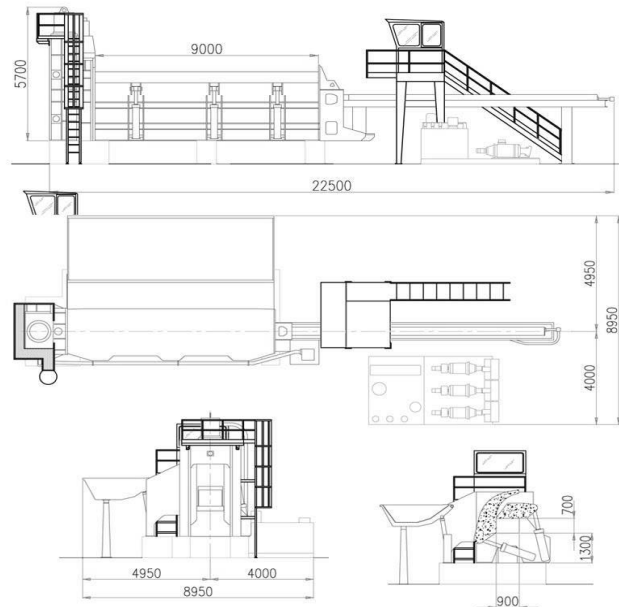


Рисунок 2 – Пресс-ножницы Т1000

Технические характеристики пресса:

- резка: 30-35 т/час;
- пакетирование: 25-30 т/час;
- усилие реза: 1000 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 900х700 мм;
- мощность электродвигателя 3 х 90 кВт / 3 х 125 л.с;
- вес оборудования 132-141 т.

- Пресс-ножницы Т800SL

Несущие элементы этих моделей рассчитаны на эксплуатацию с тяжелыми нагрузками. Конфигурация рабочей камеры с непосредственным прессованием позволяет уплотнять лом практически любого сечения. Главная крышка заходит в камеру под углом более 90°, что позволяет добиться более высокой плотности материала в верхней части. Все это дополняется режущим блоком с массивной неразборной конструкцией.

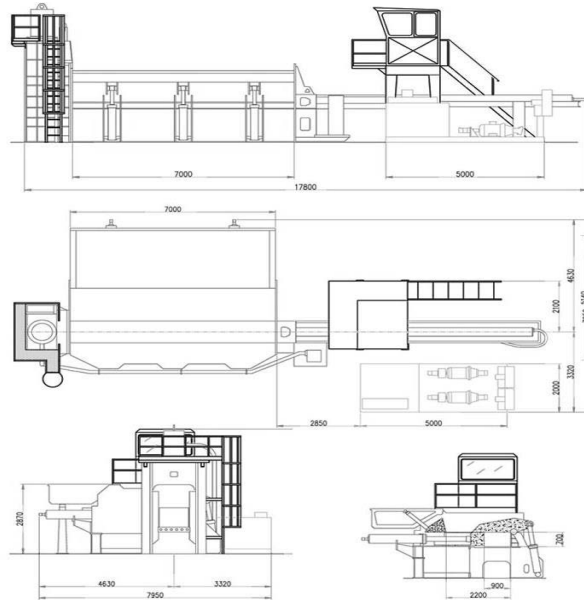


Рисунок 3 – Пресс-ножницы T800SL

Технические характеристики пресса:

- резка: 20-25 т/час;
- пакетирование: 18-22 т/час;
- усилие реза: 800 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 900x700мм;
- мощность электродвигателя 2x90 кВт / 2x125 л.с;
- вес оборудования 140 т.

- Пресс-ножницы T500R

Мобильные пресс-ножницы, сертифицированные для передвижения по дорогам общего пользования. Благодаря усилию реза 500 т в сочетании с пятиметровой рабочей камерой из сверхпрочной стали удалось достичь превосходного компромисса между производительностью переработки и себестоимостью при обслуживании нескольких площадок.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

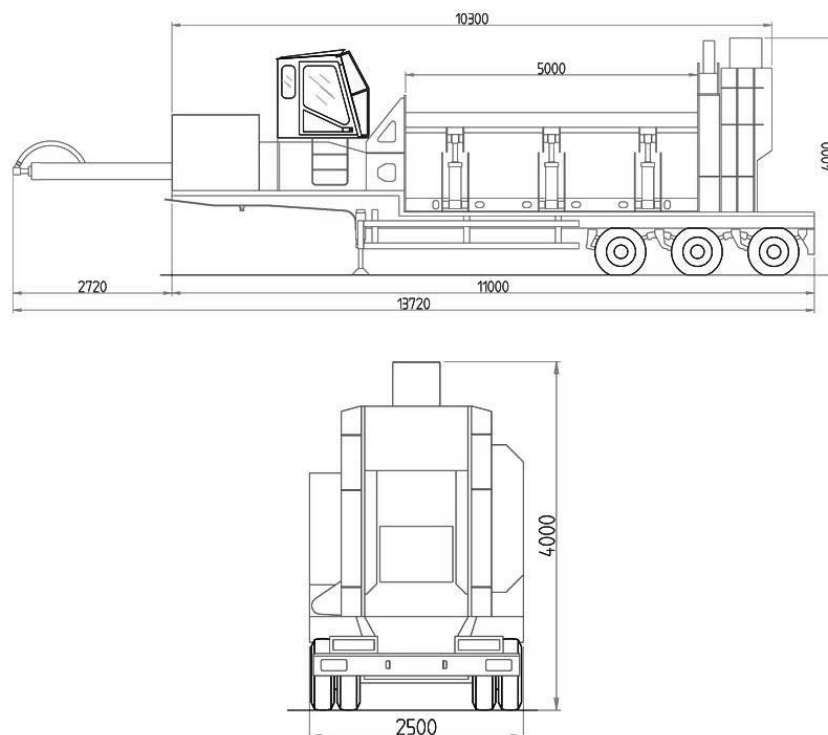


Рисунок 4 – Пресс-ножницы Т500R

Технические характеристики прессы:

- резка: 10-14 т/час;
- пакетирование: 8-12 т/час;
- усилие реза: 500 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 145 кВт / 195 л.с;
- вес оборудования 37.5 т.

- Пресс-ножницы Т800С

Данные ножницы могут использоваться в самых тяжелых условиях и режимах.

Качественное исполнение и невысокая стоимость эксплуатации делают эти модели уникальными в своем классе.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

15

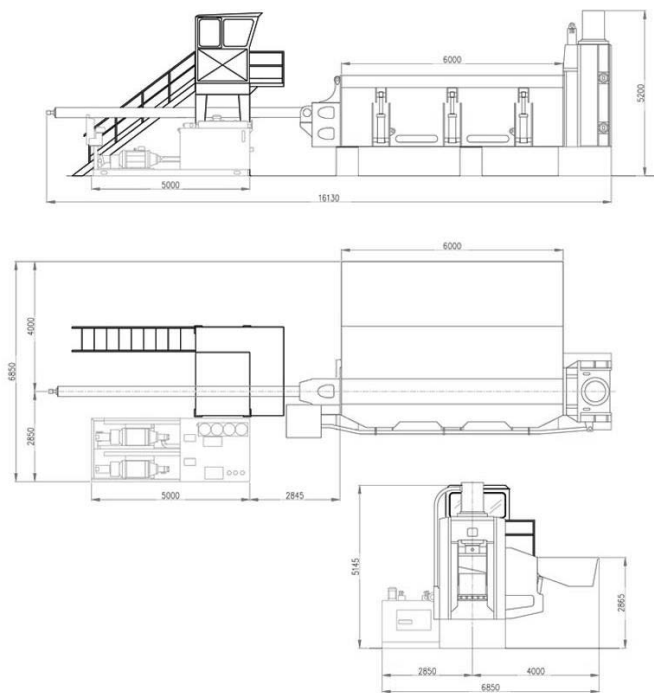


Рисунок 5 – Пресс-ножницы Т800С

Технические характеристики прессы:

- резка: 18-20 т/час;
- пакетирование: 12-16 т/час;
- усилие реза: 800 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 260 кВт / 360 л.с;
- мощность электродвигателя 2х90 Кв / 2х125 Св;
- вес оборудования 80 – 85 т.

- Пресс-ножницы Т500СLС

Пресс-ножницы с нераздельной конструкцией, не требующие фундамента или специальной площадки для установки, но при этом сохранившие все то же высочайшее качество.

Эти пресс-ножницы можно перевозить между ломозаготовительными площадками в полностью собранном виде, не демонтируя каких-либо элементов. Четыре гидравлические погрузочные опоры упрощают работы по чистке и обслуживанию труднодоступных частей машины.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

16

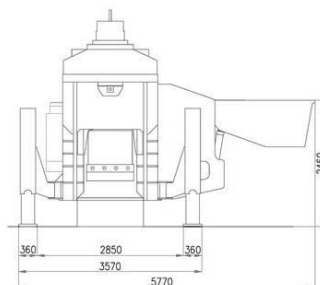
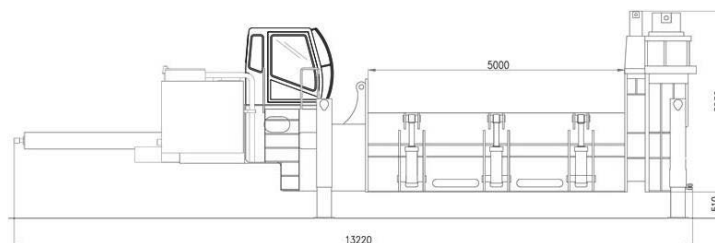


Рисунок 6 – Пресс-ножницы T500CLS

Технические характеристики пресса:

- резка: 10-15 т/час;
- пакетирование: 8-13 т/час;
- усилие реза: 500 т;
- прижим на направляющих;
- поперечное сечение рабочей камеры 800х600мм;
- мощность двигателя: 145 кВт / 195 л.с;
- мощность электродвигателя 1х90 Кв / 1х125 Св.

1.4 Обзор моделей пакетировочных прессов

- Пресс PN1800.

В зависимости от типа перерабатываемого материала... Длина рабочей камеры прессов PN варьируется от 1.8 до 4.2 м, имеется большой выбор сечений: 35×35, 46×46, 50×50, 60×50, 80×60 см. Модели оснащаются электрическим или дизельным двигателем.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

17

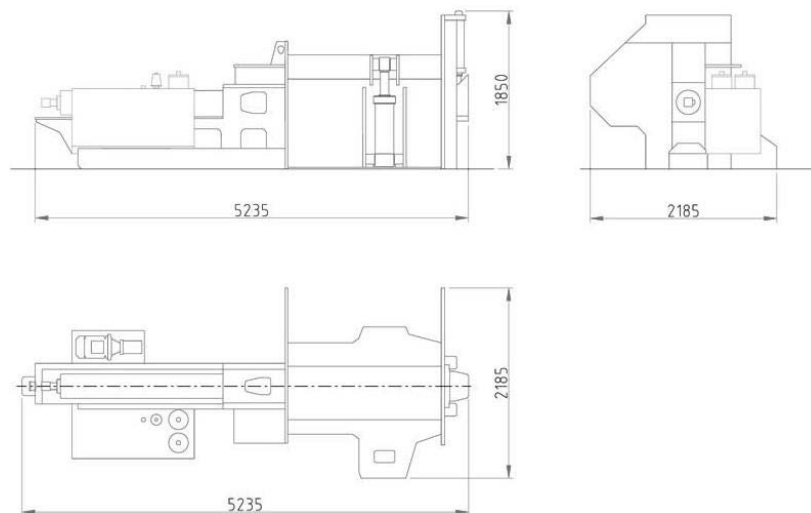


Рисунок 7 – Пресс PN1800

Технические характеристики:

- пакетирование: 0,5-1,5 т/час;
- усилие прессования: 100т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 350x350 мм.

- Пресс RB5000

Пресс на трале с краном-манипулятором: скоростные, надежные, автономные!
 Большая ширина рабочей камеры позволяет пакетировать автомобильные кузова всех типов. Это главное достоинство данных моделей.

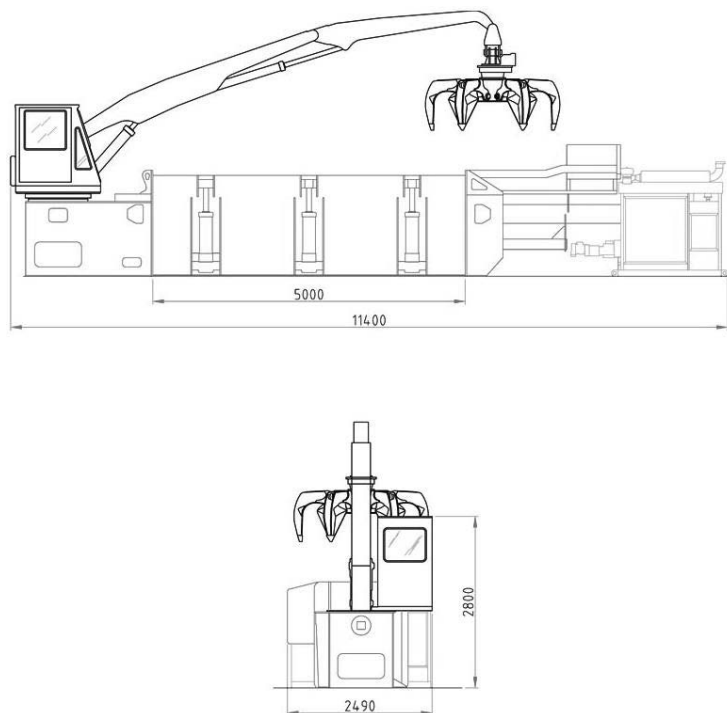


Рисунок 8 – Пресс RB5000

Технические характеристики:

- пакетирование: 12-16 т/час;
- усилие прессование: 136х2т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 1000х1600 мм;
- мощность двигателя: 130 кВт / 175 л.с;
- вес оборудования 30 тонн.

- Пресс S6000

Прессы в стационарном исполнении, с системой самопогрузки или на гидравлических опорах: высокая производительность при малой стоимости эксплуатации.

Прессы этого модельного ряда могут быть дополнительно укомплектованы краном-манипулятором, передним люком для выталкивания пакета и тралом для перевозки.

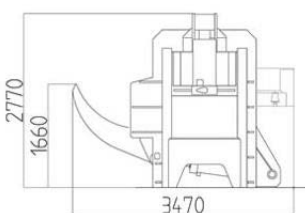
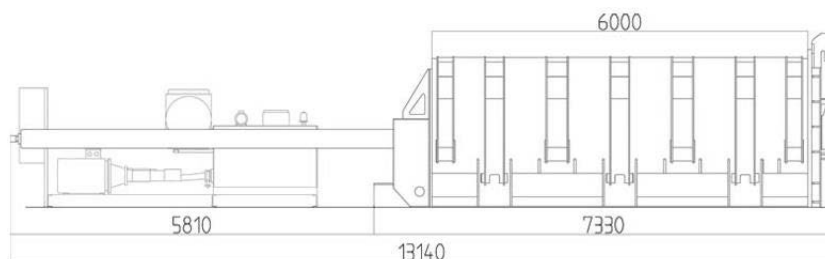


Рисунок 9 – Пресс S6000

Технические характеристики:

- пакетирование: 12-30 т/час;
- усилие прессование: 140т;
- поперечное сечение рабочей камеры: 1000х1600 мм;
- мощность двигателя: 130 кВт / 175 л.с;
- мощность электродвигателя: 1×75 кВт / 1×100 л.с;
- вес оборудования 40 тонн.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

19

1.5 Постановка задачи дипломного проектирования

Из выше рассмотренных разновидностей гидравлических прессов, а также рассмотренных конкретных моделей прессов разработаем гидравлическую систему для пресс-гильотины ПГ–4000.

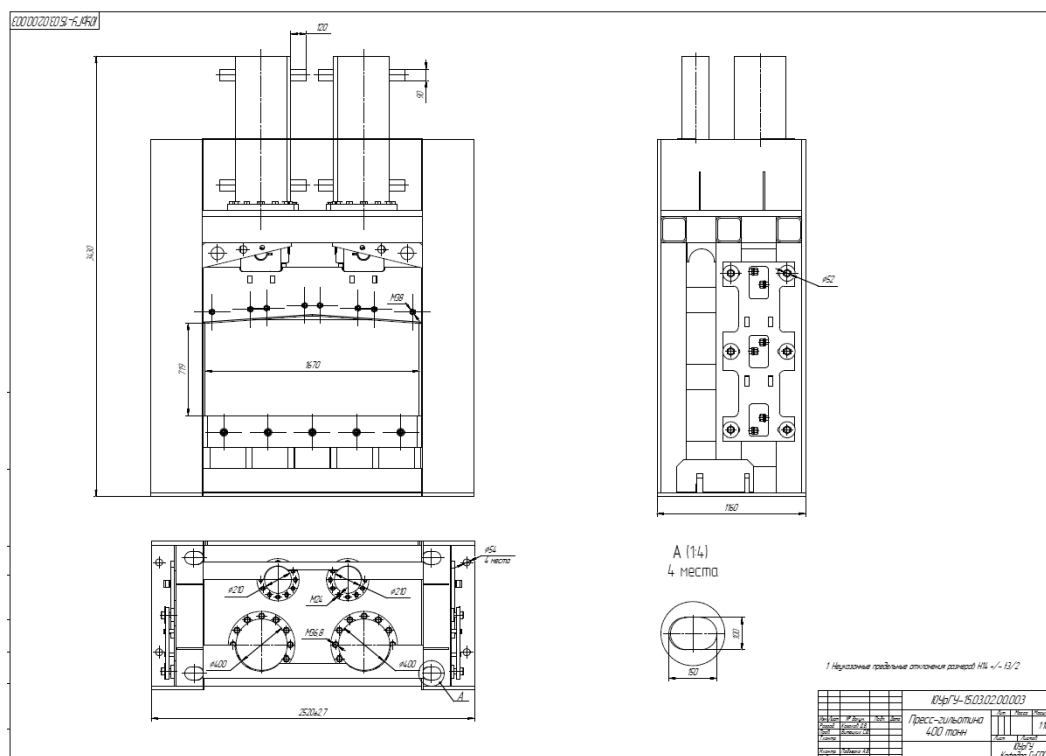


Рисунок 10 – Пресс-гильотина ПГ–4000

Основные характеристики необходимые для разработки гидравлической схемы пресс-гильотины ПГ-4000:

- 1) Резательный цилиндр номинальное усилие 4000 кН. 2 шт.
- 2) Прессовочный цилиндр номинальное усилие 380кН x 2 шт.
- 3) Размер камеры (открытой) 4500ммx1800x475мм.
- 4) Размер камеры (закрытой) 4500ммx750ммx475мм.
- 5) Размер пакета (ШxВ) 750ммx475мм.
- 6) Частота резки 2-4 раз/мин.
- 7) Толщина разрезаемого материала =3мм.
- 8) Производительность 2-3 т/ч.
- 9) Система охлаждения (система воздушного охлаждения).
- 10) Рабочее давление системы 35 Мпа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

2 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА

Таблица 1 – Исходные данные

Параметры	Единицы измерения	Значения
Номинальное давление насосной станции	МПа	35
Цилиндр прессы:		
Номинальное усилие на шток ГЦ	кН	190
Наибольшая приведенная масса	кг	$38 \cdot 10^3$
Максимальное перемещение ГЦ	м	1
Частота резки	раз/мин	2-4
Цилиндр ножа:		
Номинальное усилие на шток ГЦ	кН	2000
Наибольшая приведенная масса	кг	$200 \cdot 10^3$
Максимальное перемещение ГЦ	м	0,9
Частота резки	раз/мин	2-4

2.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода

При равномерной подаче рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости, скорость перемещения штока ГЦ определяется по формуле, м/с:

$$V = \frac{2 \cdot S \cdot n}{t} \quad (1)$$

где S – максимальное перемещение ГЦ;

n – частота резки гидравлической гильотины;

t – время.

Скорость перемещения штока гидроцилиндра прессы составляет:

$$V = \frac{2 \cdot 1 \cdot 4}{60} = 0,133 \text{ (м/с)}$$

Скорость перемещения штока гидроцилиндра ножа составляет:

$$V = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 4}{60} = 0,12 \text{ (м/с)}$$

Время перемещения штока гидроцилиндра при движении с упора на упор определяется по формуле, с:

$$T = \frac{S}{V} \quad (2)$$

где V – скорость перемещения гидроцилиндра.

Отсюда:

$$T = \frac{1}{0,133} = 7,52 \text{ (с)} \text{ – время выдвигания ГЦ пресса;}$$

$$T = \frac{0,9}{0,12} = 7,5 \text{ (с)} \text{ – время выдвигания ГЦ ножа.}$$

Для простоты расчетов принимаем вариант, когда разгон и торможение штока на начальных участках происходит с постоянным ускорением за время, с:

$$t_p = t_T = 0,2 \cdot T \quad (3)$$

Время, соответствующее участкам разгона и торможения ГЦ:

$$t_p = t_m = 0,2 \cdot 7,52 = 1,5 \text{ (с)}$$

Время, соответствующее участкам разгона и торможения ГЦ пресса и ножа:

$$t_p = t_m = 0,2 \cdot 7,5 = 1,5 \text{ (с)}$$

Рассчитаем значение максимальной скорости штока, м/с:

$$V_{max} = \frac{V}{1-k_1} \quad (4)$$

где $k_1=0,1-0,2$ - коэффициент пропорциональности.

Принимаем $k_1=0,2$

Исходя из формулы (4) максимальная скорость штока ГЦ пресса составляет, м/с:

$$V_{max} = \frac{0,133}{1-0,2} = 0,166 \text{ (м/с)}$$

Максимальная скорость штока ГЦ ножа, м/с:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$V_{max} = \frac{0,12}{0,8} = 0,15 \text{ (м/с)}$$

Исходя из полученного значения максимальной скорости штока определяем ускорение штока при равноускоренном движении, м/с²:

$$a = \frac{V_{max}}{t_p} \quad (5)$$

$$a = \frac{0,166}{1,5} = 0,111 \text{ (м/с}^2\text{)} - \text{ ускорение штока ГЦ пресса;}$$

$$a = \frac{0,15}{1,5} = 0,1 \text{ (м/с}^2\text{)} - \text{ ускорение штока ГЦ ножа.}$$

Рассчитаем полную внешнюю нагрузку, действующую на шток ГЦ, Н:

$$F_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot a + F_{нагр} \quad (6)$$

где m_n - наибольшая приведенная масса;

$F_{нагр}$ - номинальное усилие на шток ГЦ.

Отсюда:

$F_n = 38 \cdot 10^3 \cdot 0,111 + 190 \cdot 10^3 = 194,2 \text{ (кН)}$ - нагрузка, действующая на шток ГЦ пресса;

$F_n = 200 \cdot 10^3 \cdot 0,11 + 2000 \cdot 10^3 = 2022 \text{ (кН)}$ - нагрузка, действующая на шток ГЦ ножа.

Мощность, отведенная от гидроцилиндра, определяется по формуле, кВт:

$$N = F_{\Pi} \cdot V_{max} \quad (7)$$

$N = 194,2 \cdot 10^3 \cdot 0,166 = 32,2 \text{ (кВт)}$ - мощность, отведенная от ГЦ пресса;

$N = 2022 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 303,3 \text{ (кВт)}$ - мощность, отведенная от ГЦ ножа.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

2.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров

2.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

На основании полученных исходных данных номинальное давление насосной станции составляет $P_H = 35$ (МПа).

Определим рабочую площадь поршня ГЦ, м²:

$$A_{\Pi} = \frac{F_n}{P} \quad (8)$$

F_n – внешняя нагрузка на шток ГЦ;

где P – максимальное рабочее давление масла в ГЦ.

Учитывая, что потери давления в гидроприводе могут достигать до 20% от P_H , максимальное рабочее давление масла в ГЦ составляет, МПа:

$$P = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_H \quad (9)$$

Рабочая площадь поршня ГЦ прессы составляет:

$$A_{\Pi} = \frac{194,2 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 35 \cdot 10^6} = 0,0065 \text{ (м}^2\text{)}$$

Рабочая площадь поршня ГЦ ножа составляет:

$$A_{\Pi} = \frac{2022 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 35 \cdot 10^6} = 0,068 \text{ (м}^2\text{)}$$

Внутренний диаметр гидроцилиндров определяются по формуле, м:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_n}{\pi \cdot P}} \quad (10)$$

где F_n – нагрузка действующая на шток ГЦ;

P – максимальное рабочее давление масла в ГЦ.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Отсюда:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{194,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,091(\text{м}) - \text{диаметр поршня ГЦ пресса};$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{2022 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,294(\text{м}) - \text{диаметр поршня ГЦ ножа}.$$

Из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 выбираем внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр ГЦ пресса $D=100$ мм. Диаметр ГЦ ножа $D=320$ мм.

Уточним рабочую площадь поршня ГЦ по формуле, м^2 :

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (11)$$

где D – внутренний диаметр гидроцилиндра.

Площадь поршня в бесштоковой полости (рабочая площадь) для ГЦ пресса составит:

$$A_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,0079 (\text{м}^2)$$

Площадь поршня в бесштоковой полости ГЦ ножа составит:

$$A_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4} = 0,0804 (\text{м}^2)$$

Диаметр штока ГЦ определим по формуле, м:

$$d = (0,5 \div 0,7) \cdot D \quad (12)$$

Диаметр штока ГЦ пресса составит:

$$d = 0,6 \cdot 0,1 = 0,06 (\text{м})$$

Диаметр штока ГЦ ножа составит:

$$d = 0,6 \cdot 0,32 = 0,192(\text{м})$$

Согласно ГОСТ 6540-68 ближайшее значение диаметра штока Гц составит: 63 мм для ГЦ пресса и 200 мм для ГЦ ножа.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Площадь поршня в полости со штоком ГЦ определим по формуле, м²:

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (13)$$

где d – диаметр штока гидроцилиндра.

Отсюда:

$$A = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,063^2)}{4} = 47 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2) - \text{площадь поршня в полости со штоком}$$

ГЦ прессы;

$$A = \frac{3,14 \cdot (0,32^2 - 0,2^2)}{4} = 490 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2) - \text{площадь поршня в полости со штоком}$$

ГЦ ножа.

2.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

В процессе эксплуатации часть рабочего давления в полостях гидроцилиндра затрачивается на преодоление противодействия, динамических нагрузок и сил трения, возникающих на участках разгона и торможения гидроцилиндра.

На основании выше сказанного определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра, H :

$$T = T_{\delta} + T_c \quad (14)$$

где, T_{δ} – динамическая сила;

T_c – статическая нагрузка.

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня:

$$T_c = F + T_{mp} + T_{np} \quad (15)$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня;

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

$T_{тр}$ – сила трения в конструктивных элементах;

$T_{пр}$ – сила противодействия.

Определим величину каждого элемента, входящего в формулы, т.е. T_{δ} , $T_{тр}$, $T_{пр}$.

Сила трения в конструктивных элементах расходуется на преодоление механических сопротивлений - трение в манжетах, поршневых кольцах:

Ввиду наличия в структуре ГП гильотины, двух гидроцилиндров работающих на пресс и двух ГЦ перемещающих гильотину, сила трения в ГЦ рассчитывается для двух вариантов ГЦ.

Высокое рабочее давление масла в ГЦ порядка 29,75 МПа обуславливает выбор комбинированного варианта уплотнения поршня и штока ГЦ, резиновыми кольцами круглого сечения в совокупности с защитными шайбами из фторопласта.

Резиновые кольца круглого сечения предназначены для уплотнения плунжеров (штоков) и поршней ГЦ, работающих при давлении до 59 МПа, скорости возвратно-поступательного движения до 1,5 м/сек. и температуре от -15 до +80°C на минеральных маслах, пресной и морской воде, керосине и других жидкостях, нейтральных к материалу колец.

Уплотнения штока ГЦ пресса диаметром 63 мм состоит из резиновых колец круглого профиля с размерами поперечного сечения 5,8 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 2 мм из фторопласта-4. На каждом конце штока расположены по 2 комплекта таких колец.

Уплотнение поршня ГЦ пресса диаметром 100 мм представляет комплект резинового кольца круглого профиля с размерами поперечного сечения 5,8 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 2 мм из фторопласта-4. Степень сжатияε резиновых колец в посадочных канавках не превышает 0,27.

Уплотнения штока ГЦ ножа диаметром 200 мм состоит из резиновых колец круглого профиля с размерами поперечного сечения 8,6 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 3 мм из фторопласта-4. На каждом конце штока расположены по 2 комплекта таких колец.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Уплотнение поршня ГЦ ножа диаметром 320 мм представляет комплект резинового кольца круглого профиля с размерами поперечного сечения 8,6 мм из резины ИРП 3012 и защитных колец толщиной 3 мм из фторопласта-4. Степень сжатияε резиновых колец в посадочных канавках не превышает 0,27.

Сила трения в уплотнительных кольцах по штоку рассчитывается по справочнику [10].

Силу трения резинового кольца по штоку определим по формуле, кгс:

$$T = N \cdot \mu \quad (16)$$

где $N = \sigma_{cp} \cdot S$ - номинальная нагрузка в контакте по штоку;

σ_{cp} – среднее контактное давление;

S – площадь контакта.

При отсутствии давление жидкости:

$$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot E \cdot \varepsilon \quad (17)$$

где E – модуль упругости резины ИРП 3012.

$E = 75 \text{ кг/см}^2$;

$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot 75 \cdot 0,27 = 17,4 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$

Площадь контакта, см²:

$$S = \pi \cdot d \cdot b \quad (18)$$

где d – диаметр штока;

b – ширина кольца.

Максимальный коэффициент трения для резины ИРП 3012 в среде масла И-50А: $\mu = 0,3$.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Соответственно сила трения резинового кольца по штоку без давления жидкости составит:

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 6,3 \cdot 0,58) \cdot 0,3 = 60(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 20 \cdot 0,86) \cdot 0,3 = 282,3(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

В случае работы уплотнения штока под давлением масла $P = 29,75$ МПа, контактные давления в уплотнении повышаются на величину этого давления и нормальная нагрузка составит, кгс:

$$N_p = (\sigma_{cp} + P) \cdot S \quad (19)$$

где S – площадь контакта:

Сила трения определяется, кгс:

$$T_p = N_p \cdot \mu_p \quad (20)$$

По данным указанного справочника, при $P = 303,4$ кгс/см² (29,75 МПа), $\mu_p = 0,1$.

Тогда сила трения резинового кольца по штоку под давлением масла составит:

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 11,48 \cdot 0,1 = 368,3 (\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 54,04 \cdot 0,1 = 1734 (\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Защитные кольца из фторопласта-4 установлены на шток без сжатия по сечению, поэтому без перепада давления их трение близко к нулю.

Под действием перепада давления они прижимаются к штоку силой, кгс:

$$N_p = P \cdot S \quad (21)$$

Коэффициент трения фторопласта – 4 при $P = 303,4$ кг/см² согласно [6] составляет $\mu_p = 0,02$.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

При этом трение защитного кольца из фторопласта – 4 по внутренней поверхности ГЦ составит, кгс:

$$T_{\phi} = P \cdot S_{\phi} \cdot \mu_p \quad (22)$$

где S_{ϕ} – площадь контакта.

$$S_{\phi} = \pi \cdot d \cdot s \quad (23)$$

где d – диаметр штока;

s – толщина защитных колец.

Отсюда:

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 6,3 \cdot 0,2) \cdot 0,02 = 24,02(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 20 \cdot 0,3) \cdot 0,02 = 114,4(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила трения уплотнения поршня ГЦ с защитным кольцом из фторопласта-4 определяется аналогично силе трения в уплотнительных кольцах по штоку.

Сила трения резинового кольца поршня без давления жидкости составит:

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 10 \cdot 0,58) \cdot 0,3 = 95,2(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T = 17,4 \cdot (3,14 \cdot 32 \cdot 0,86) \cdot 0,3 = 451,7(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила трения резинового кольца поршня под давлением масла составит:

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 18,2 \cdot 0,1 = 584,6 (\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_p = (17,4 + 303,4) \cdot 86,5 \cdot 0,1 = 2773,7 (\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Трение защитного кольца из фторопласта-4 по внутренней поверхности ГЦ составит:

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 10 \cdot 2) \cdot 0,02 = 38,13(\text{кгс}) - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{\phi} = 303,4 \cdot (3,14 \cdot 32 \cdot 3) \cdot 0,02 = 183(\text{кгс}) - \text{ГЦ ножа}.$$

Суммарная сила трения уплотнений штока и поршня без перепада давления для ГЦ пресса составляет:

$$\sum T_0 = 95,2 + 60 \cdot 2 = 215,1 (\text{кгс})$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

, что при рабочей площади поршня 79 см^2 соответствует давлению холостого хода:

$$P_{xx} = \frac{215,1}{79} = 2,72 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Суммарная сила трения уплотнений штока и поршня без перепада давления для ГЦ ножа составляет:

$$\sum T_0 = 451,7 + 282,3 \cdot 2 = 1016,3 \text{ (кгс)}$$

Давление холостого хода ГЦ ножа площади поршня 804 см^2 составит:

$$P_{xx} = \frac{1016,3}{804} = 1,26 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Работа гидроцилиндра под нагрузкой приводит к воздействию давления жидкости на уплотнение поршня и одно из уплотнений штока и возрастанию силы трения.

При максимальном рабочем давлении масла в ГЦ $P = 303,4 \text{ кгс/см}^2$, суммарная сила трения уплотнений штока и поршня составит:

$$\sum T_{mp} = 368,3 + 24,02 + 584,6 + 38,13 = 1015 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$\sum T_{mp} = 1734 + 114,4 + 2773,7 + 183 = 4804,6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Сила противодействия принимается в диапазоне, Н/м^2 :

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot 10^5$$

Примем $P_{np} = 2 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$.

Следовательно T_{np} составит, Н :

$$T_{np} = P_{np} \cdot \Omega \quad (23)$$

где Ω – рабочая площадь поршня ГЦ, м^2 .

Подставляя численные значения в формулу (23) получим:

$$T_{np} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0079 = 1580 \text{ (Н)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$T_{np} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0804 = 16080 \text{ (Н)} - \text{ГЦ ножа}.$$

В соответствии с уравнением (15), статическая нагрузка на шток ГЦ составит:

$$T_c = 190 \cdot 10^3 + 1015 \cdot 9,807 + 1580 = 201,5 \text{ (кН)} - \text{ГЦ пресса};$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$T_c = 2000 \cdot 10^3 + 4804,6 \cdot 9,807 + 16080 = 2063,2(\text{кН}) - \text{ГЦ ножа.}$$

Динамическая нагрузка на шток ГЦ определяется по формуле, Н:

$$T_\partial = M_{np} \cdot \Delta V \quad (24)$$

где, M_{np} – приведенная масса к поршню цилиндра, кг;

ΔV – изменение скорости поршня, м/с.

Изменение скорости рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta V = \frac{S}{\Delta t} \quad (25)$$

где S – рабочий ход ГЦ, м;

Δt – время соответствующие участка разгона и торможения поршня, с;

На основании исходных данных и времени t полученного из уравнения (3), изменение скорости поршня ГЦ пресса составит:

$$\Delta V = \frac{1}{1,5} = 0,667 \text{ (м/с)}$$

Изменение скорости поршня ГЦ ножа равно:

$$\Delta V = \frac{0,9}{1,5} = 0,6 \text{ (м/с)}$$

Подставляя полученные значения в уравнение (24), получим:

$$T_\partial = 38 \cdot 10^3 \cdot 0,667 = 25,35 \text{ (кН)} - \text{ГЦ пресса;}$$

$$T_\partial = 200 \cdot 10^3 \cdot 0,6 = 120 \text{ (кН)} - \text{ГЦ ножа.}$$

Подставляя в уравнение (14) полученные значения динамической и статической нагрузок определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра:

$$T = 201,5 + 25,35 = 226,9 \text{ (кН)} - \text{внешнее усилие на шток ГЦ пресса;}$$

$$T = 2063,2 + 120 = 2183,2 \text{ (кН)} - \text{внешнее усилия на шток ГЦ ножа.}$$

По полученному усилию T и принятому рабочему давлению уточняем диаметр силового гидроцилиндра, м:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot P}}$$

где F – внешнее усилия на шток ГЦ.

$$F = T$$

Диаметр силового гидроцилиндра составляет:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{226,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,098 \text{ (м)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{2183,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 29,75 \cdot 10^6}} = 0,306 \text{ (м)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 выбираем внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр поршня ГЦ пресса $D=100$ мм. Диаметр поршня ГЦ ножа $D=320$ мм.

Согласно ранее проведенным предварительным расчетам по уравнению (10) из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 были приняты внутренние диаметры гидроцилиндров. Диаметр поршня ГЦ пресса составил $D=100$ мм, диаметр поршня ГЦ ножа $D=320$ мм, что удовлетворяет полученным значениям диаметров штоков ГЦ с учетом статической нагрузки.

Вычислим толщину стенок корпуса гидроцилиндра, изготовленного из материала (сталь) по формуле, мм:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma} \quad (26)$$

где P_{max} - максимальное давление в ГЦ;

σ - допустимое напряжение материала на растяжение $\sigma = 110 \div 240$ МПа.

$$P_{max} = 1,3 \cdot P_n \quad (27)$$

где P_n – номинальное давление насосной станции.

$$P_{max} = 1,3 \cdot 3,5 = 45,5 \text{ (МПа)}$$

Исходя из вышесказанного толщина стенки гидроцилиндра составляет:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{ст} = \frac{45,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{2 \cdot 200 \cdot 10^6} = 0,011 \text{ (м)} \text{ – для ГЦ пресса;}$$

$$\sigma_{ст} = \frac{45,5 \cdot 10^6 \cdot 0,32}{2 \cdot 200 \cdot 10^6} = 0,036 \text{ (м)} \text{ – для ГЦ ножа.}$$

Конструктивно принимаем толщину стенки 11 мм для прессовочного ГЦ и 36 мм для резательного ГЦ.

Определим наружный диаметр ГЦ по формуле, м:

$$D_H = D + 2 \cdot \sigma_{ст} \quad (28)$$

$$D_H = 0,1 + 2 \cdot 0,011 = 0,122 \text{ (м)} \text{ – ГЦ пресса;}$$

$$D_H = 0,32 + 2 \cdot 0,036 = 0,392 \text{ (м)} \text{ – ГЦ ножа.}$$

Исходя из зависимости $\frac{D_H}{D} > 1,2$ наши цилиндры толстостенные.

2.2.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость

Определим допустимую нагрузку на шток гидроцилиндра, Н:

$$F_э = \frac{F_{кр}}{K \cdot n_y} \quad (29)$$

где, K – коэффициент, учитывающий повышение давления в гидросистеме.

Примем $K = 1,15$.

n_y – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, для стали 1,2...3,0, примем $K = 1,5$.

Разрушающую силу определим по формуле Эйлера, Н:

$$F_{кр} = C \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} \quad (30)$$

где C – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока, $C = 2$;

E – модуль упругости материала, $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2$;

l – длина цилиндра с выдвинутым штоком;

J – момент инерции ГЦ.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Полная длина цилиндра с выдвинутым штоком l составляет, мм:

$l = 1000$ - прессовочный ГЦ;

$l = 900$ - резательный ГЦ.

Момент инерции гидроцилиндра определяется по формуле:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - D^4)}{64} \quad (31)$$

где D_H – наружный диаметр ГЦ;

D – внутренний диаметр ГЦ.

Момент инерции ГЦ пресса составит:

$$J = \frac{3,14 \cdot (0,122^4 - 0,1^4)}{64} = 5,966 \cdot 10^{-6}$$

Момент инерции ГЦ ножа составит:

$$J = \frac{3,14 \cdot (0,392^4 - 0,32^4)}{64} = 6,444 \cdot 10^{-4}$$

Разрушающая сила равна:

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 5,966 \cdot 10^{-6}}{1^2} = 2,473 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 6,444 \cdot 10^{-4}}{0,9^2} = 3,053 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Допускаемая нагрузка на шток гидроцилиндра составит:

$$F_9 = \frac{2,473 \cdot 10^6}{1,15 \cdot 1,5} = 1,43 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$F_9 = \frac{3,053 \cdot 10^6}{1,15 \cdot 1,5} = 1,77 \cdot 10^6 \text{ (кгс)} - \text{ГЦ ножа}.$$

Из условия устойчивости гидроцилиндра определим допустимое давление жидкости в цилиндре, кгс/см²:

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot F_9}{\pi \cdot D^2} \quad (32)$$

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot 1,43 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^2} = 18,3 \cdot 10^3 \text{ (кгс/см}^2\text{)} - \text{ГЦ пресса};$$

$$P_{дон} = \frac{4 \cdot 1,77 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 32^2} = 2200 \text{ (кгс/см}^2\text{)} - \text{ГЦ ножа}.$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Работа цилиндров считается устойчивой, так как рабочее давление $P = 303,4$ кг/см² меньше допуссаемого.

2.3 Расчет трубопроводов гидрولينий

В гидравлике при расчете трубопровод их разделяют на короткие и длинные. Такое деление является условным, и основано на величине потерь напора при перемещении жидкости по трубопроводу.

В длинных трубопроводах потери напора по длине значительно превышают местные потери напора, а в коротких трубопроводах эти потери соизмеримы между собой.

Принято считать, что при длине $l < 50$ м трубопровод является коротким, а при $l > 100$ м - трубопровод длинный.

При $l = 50 \dots 100$ м, в зависимости от соотношения потерь напора, трубопровод может быть длинным либо коротким.

При расчетах трубопроводов применяют различные эмпирические зависимости и формулы, полученные экспериментально-опытным путем, позволяющие определить коэффициент гидравлического трения:

- а) для гидравлически гладких труб $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$ (формула Блазиуса);
- б) для полиэтиленовых водопроводных труб, работающих в области гидравлически гладких труб $\lambda = 0,0134/(dv)^{0,226}$ (формула Шевелева);
- в) для вполне шероховатых труб применяют $\lambda = 0,11/(k/d)^{0,25}$ (формула Шифринсона).

При проектировании новых трубопроводов могут быть неизвестны две величины - напор в начальной точке и диаметр трубы. В этом случае задаются диаметром трубопровода и рекомендуемыми из экономических соображений предельными скоростями.

Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров трубопроводов являются: рабочее давление, расход гидродвигателя, скорость движения рабочей жидкости в данной части трубопровода.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

2.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах

В трубопроводах гидропривода рекомендуются следующие величины допустимых скоростей:

- а) всасывающий трубопровод $v_{вс} = 1,5$ м/с;
- б) нагнетательный трубопровод при давлениях свыше 150 кгс/см² $v_{н} = 8 \div 10$ м/с;
- в) сливной трубопровод $v_{сл} = 4 \div 5$ м/с.

2.3.2 Диаметры трубопроводов

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости, условные проходы определяются по формуле:

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot v}} \quad (33)$$

Расход рабочей жидкости попадающий в полости гидроцилиндра определяется по формуле, м³/с:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S}{t} \quad (34)$$

где D – диаметр поршня ГЦ, м;

S – рабочий ход поршня, м;

t – время, необходимое для совершения рабочего хода, с.

Подставляя числа в выражение (34), получим:

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot \frac{1}{7,52} = 0,001 \text{ (м}^3\text{/с)} \text{ – для ГЦ прессы;}$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$Q = \frac{3.14 \cdot 0.32^2}{4} \cdot \frac{0.9}{7.5} = 0,0096 (\text{м}^3/\text{с}) - \text{для ГЦ ножа.}$$

Подача насоса должна быть больше расхода, обеспечивающего требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя, на величину потерь расхода и приближенно принимается равной:

$$Q_n = (1,05 \div 1,11) \cdot Q \quad (35)$$

Подставив полученные значения расходов, получим :

$$Q_n = 1,05 \cdot (0,001 \cdot 2 + 0,0096 \cdot 2) = 0,0224 (\text{м}^3/\text{с})$$

В дальнейших расчетах нам придется применять значение расхода в литрах в минуту.

Переведем подачу:

$$Q_n = 0,0224 \cdot 1000 \cdot 60 = 1344 \text{ (л/мин):}$$

Подставляя соответствующие значения допустимых скоростей, получим условные проходы:

Для всасывающего трубопровода:

$$D_{y_{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,138 \text{ (м)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$D_{y_n} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 9}} = 0,056 \text{ (м)}$$

Для сливного трубопровода:

$$D_{y_{сл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot 5}} = 0,075 \text{ (м)}$$

Полученные значения диаметров округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 16516-80. Примем следующие значения диаметров трубопроводов, м: $D_{y_{вс}} = 0,16$, $D_{y_n} = 0,063$, $D_{y_{сл}} = 0,08$.

После принятия окончательного значения диаметров трубопроводов, рассчитаем реальные скорости движения жидкости в них, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D_y^2} \quad (36)$$

Подставляя соответствующие значения диаметров, получим скорости:

Для всасывающего трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,16)^2} = 1,11 \text{ (м/с)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,063)^2} = 7,19 \text{ (м/с)}$$

Для сливного трубопровода:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0224}{3,14 \cdot (0,08)^2} = 4,46 \text{ (м/с)}$$

Согласно ГОСТ 8734-75 для давлений 150 кгс/см² и выше применяются стальные бесшовные трубы. Примем материал для изготовления труб – Сталь 20.

Вычислим толщину стенки трубы по формуле:

$$S = \frac{D_y}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot \sigma_{\text{доп}}}{100 \cdot \sigma_{\text{доп}} - 1,73 \cdot P}} - 1 \right) + C \quad (37)$$

D_y – внутренний диаметр трубопровода, см;

P – давление на выходе из насосной станции, кгс/см²;

C – прибавка к минимальной толщине стенки с учетом допусков на обработку, мм;

Рекомендуются следующие величины C ,:

$C = 0,7$ – всасывающий трубопровод;

$C = 0,5$ – напорный трубопровод;

$C = 0,7$ – сливной трубопровод.

$\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение, кгс/мм².

Допускаемое напряжение определяется по формуле:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{n} \cdot \eta \quad (38)$$

где $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности при растяжении. Для Сталь 20 $\sigma_{\text{в}} = 400$ МПа

n – коэффициент запаса прочности. Принимаем $n = 6$.

η – коэффициент прочности сварного шва. Для стали принимаем $\eta = 0,7$.

Согласно выбранным значениям допускаемое напряжение составит:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{400 \cdot 10^6 \cdot 9,807}{100 \cdot 6} \cdot 0,7 = 4,577 \cdot 10^6 (\text{кгс/см}^2)$$

Подставляя в формулу значения диаметров трубопроводов, получим толщину их стенок:

$$S_{\text{вс}} = \left(\frac{16}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,07 = 0,59 \text{ (мм)}$$

$$S_{\text{н}} = \left(\frac{6,3}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,05 = 0,26 \text{ (мм)}$$

$$S_{\text{св}} = \left(\frac{8}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6}{100 \cdot 4,577 \cdot 10^6 - 1,73 \cdot 3,432 \cdot 10^6}} - 1 \right) \right) \cdot 10 + 0,07 = 0,33 \text{ (мм)}$$

Полученные значения округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 8734 - 75. Примем следующие значения:

$$S_{\text{вс}} = 0,6 \text{ мм}; S_{\text{н}} = 0,3 \text{ мм}; S_{\text{св}} = 0,4 \text{ мм.}$$

2.4 Определение потерь гидропривода

2.4.1 Определение потерь давления

При движении жидкости в трубопроводе между нею и стенками трубы возникают дополнительные силы сопротивления, в результате чего частицы жидкости, прилегающие к поверхности трубы, тормозятся. Это торможение благодаря вязкости жидкости передается следующим слоям, отстоящим далее от

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

поверхности трубы, причем скорость движения частиц по мере удаления их от оси трубы постепенно уменьшается.

Равнодействующая сил сопротивления направлена в сторону, противоположную движению жидкости, и параллельна направлению движения. Это и есть силы гидравлического трения.

Для преодоления сопротивления трения и поддержания равномерного поступательного движения жидкости необходимо, чтобы на жидкость действовала сила, направленная в сторону ее движения и равная силе сопротивления, т. е. необходимо затрачивать энергию. Энергию или напор, необходимый для преодоления сил сопротивления, называют потерянной энергией и ли потерей давления.

Однако трение является не единственной возможной причиной, вызывающей потери энергии. Существуют другие причины, вызывающие потерю давления. Резкое изменение сечения также оказывает сопротивление движению жидкости и вызывает потери энергии.

Потери давления, вызываемые резким изменением конфигурации границ потока рабочей жидкости, называют местными потерями давления или потерями давления на местные сопротивления.

Суммарные потери давления в гидросистеме гидропривода определяются по зависимости:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_2 \quad (39)$$

где $\sum \Delta P_{тр}$ – потери давления при трении движущейся рабочей жидкости в трубопроводах;

ΔP_m – потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов;

ΔP_2 – потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводах складываются из потерь на отдельных участках трубопровода:

$$\sum \Delta P_{тр} = \Delta P_{тр.н} + \Delta P_{тр.в} + \Delta P_{тр.с} \quad (40)$$

где $\Delta P_{тр.н}$ – потери давления в трубопроводе нагнетания;

$\Delta P_{тр.в}$ – потери давления в трубопроводе всасывания;

$\Delta P_{тр.с}$ – потери давления в трубопроводе слива.

Потери давления на отдельных участках трубопроводов рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (41)$$

где λ – коэффициент сопротивления жидкости;

l – длина участка трубопровода, м;

D_y – внутренний диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность рабочей жидкости, для выбранной жидкости. Плотность масла И-50А составляет: $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$;

v – скорость жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трения предварительно определяется число Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} \quad (42)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$. Для выбранного масла: $\nu = 95 \cdot 10^{-6}$;

V – скорости движения жидкости в трубопроводе.

Подставив значения внутренних диаметров и скоростей жидкости в формулу (42), получим числа Рейнольдса для отдельных участков трубопровода:

Для всасывающего трубопровода:

$$Re_{вс} = \frac{1,11 \cdot 0,16}{95 \cdot 10^{-6}} = 1877$$

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Для нагнетательного трубопровода:

$$Re_n = \frac{7,19 \cdot 0,063}{95 \cdot 10^{-6}} = 4768$$

Для сливного трубопровода:

$$Re_{сл} = \frac{1,98 \cdot 0,12}{95 \cdot 10^{-6}} = 2503$$

Как видим, значения числа Рейнольдса на всасывающем участке трубопровода не превышает критическое значение $Re \leq 2300$, значит, режим движения ламинарный и коэффициент сопротивления для стальных труб круглого сечения рассчитывают по формуле:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (43)$$

Для всасывающего трубопровода:

$$\lambda_{вс} = \frac{75}{1877} = 0,04$$

Значения числа Рейнольдса турбулентного потока нагнетательного и сливного участков трубопровода, рассчитывают по формуле:

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0.25} \quad (44)$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_n = 0,316 \cdot 4768^{-0.25} = 0,038.$$

Для сливного трубопровода:

$$\lambda_{сл} = 0,316 \cdot 2503^{-0.25} = 0,045$$

Подставляя все полученные значения в формулу (41), получим потери давления на трение на отдельных участках трубопроводов.

Для всасывающего трубопровода:

$$\Delta P_{тр.в} = 0,04 \cdot \frac{0,5}{0,16} \cdot 910 \cdot \frac{1,11^2}{2} = 70,08 \text{ (Па)}$$

Для нагнетательного трубопровода:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$\Delta P_{тр.н.} = 0,038 \cdot \frac{6}{0,063} \cdot 910 \cdot \frac{7,19^2}{2} = 85,126 \cdot 10^3 \text{ (Па)}$$

Для сливного трубопровода:

$$\Delta P_{тр.с.} = 0,045 \cdot \frac{6}{0,12} \cdot 910 \cdot \frac{1,98^2}{2} = 4,014 \cdot 10^3 \text{ (Па)}$$

Суммируя полученные результаты по формуле (40), получим результирующие потери на трение:

$$\sum \Delta P_{тр} = 70,08 + 85,126 \cdot 10^3 + 4,014 \cdot 10^3 = 89210 \text{ (Па)}$$

Местные гидравлические сопротивления обуславливаются местными препятствиями потоку жидкости – в виде изгиба трубопровода, внезапного сужения или расширения русла, при обтекании клапанов, решеток, диафрагм, кранов, которые деформируют обтекающий их поток.

Потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода получаются путем сложения потерь в отдельных местных сопротивлениях, которые определяются по формуле:

$$\Delta P_m = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (45)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, м;

Согласно гидросхеме (см. рис. 1) в магистралях нагнетания и слива, потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода приходятся на тройники и колена разворачивающие поток рабочей жидкости на 90°.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

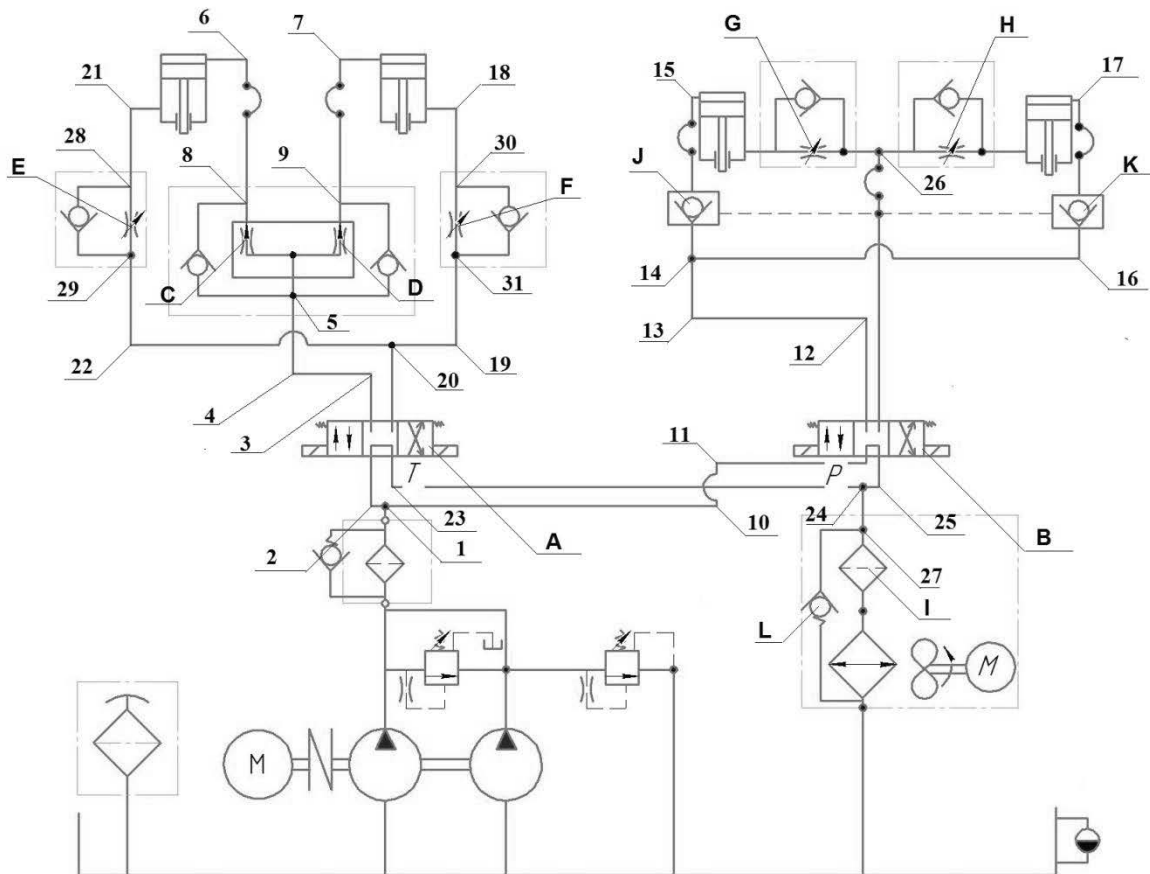


Рисунок 11 – Гидравлическая схема

Участок нагнетания содержит:

колено - 12 шт. (2,3,4,6,7,10,11,12,13,15,16,17);

тройник – 5 шт. (1,5,8,9,14).

Участок сливной магистрали содержит:

колено - 6 шт. (18,19,21,22,23,25);

тройник – 8 шт. (20,28,29,24,27,26,30,31).

Коэффициент местного сопротивления тройника с одинаковым диаметром всех каналов составляет $\xi = 1 \div 2$. Для колена 90° равен $\xi = 1,2$.

Подставив значения скоростей жидкости и значения коэффициентов местного сопротивления в формулу (45), определим потери давления в местных сопротивлениях для отдельных участков трубопровода.

Нагнетающий трубопровод:

$$\Delta P_{\text{Мн}} = 12 \cdot \left(1,2 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) + 5 \cdot \left(1,5 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 596955 \text{ (Па)}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Сливной трубопровод:

$$\Delta P_{\text{мсл}} = 6 \cdot \left(1,2 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) + 8 \cdot \left(1,5 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) = 32879 \text{ (Па)}$$

Суммарные потери в местных сопротивлениях (Па), найдем по формуле:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{мн}} + \Delta P_{\text{мсл}} \quad (46)$$

Подставив числовые значения, получим:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 596955 + 32879 = 629834 \text{ (Па)}$$

Потери в гидроаппаратуре складываются из потери давления на двух золотниковых гидрораспределителях (А,В), шести гидродросселях (С,Д,Е,Ф,Г,Н), фильтре (И), двух обратных клапанах (Ж,К), одном предохранительном клапане (Л).

Коэффициент местного сопротивления золотникового гидрораспределителя составляет $\xi = 3 \div 5$, гидродросселя $\xi = 0,5 \div 1$, фильтра $\xi = 6 \div 9$, обратного и предохранительного клапана $\xi = 2 \div 3$.

Подставив значения коэффициентов местного сопротивления и скоростей жидкости в формулу (45), определим потери давления в гидроаппаратуре.

На золотниковых гидрораспределителях:

$$\Delta P_{\text{зз}} = 2 \cdot \left(4 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 218063,7 \text{ (Па)}$$

На гидродросселе:

$$\Delta P_{\text{здр}} = 2 \cdot \left(1 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 54516 \text{ (Па)} \text{ – магистраль нагнетания;}$$

$$\Delta P_{\text{здр}} = 4 \cdot \left(1 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} \right) = 6850 \text{ (Па)} \text{ – сливная магистраль.}$$

На фильтре:

$$\Delta P_{\text{зф}} = 8 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} = 13700 \text{ (Па)}$$

На обратном клапане:

$$\Delta P_{\text{зок}} = 2 \cdot \left(3 \cdot 910 \cdot \frac{7,74^2}{2} \right) = 10274,6 \text{ (Па)}$$

На предохранительном клапане:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\Delta P_{\text{пк}} = 3 \cdot 910 \cdot \frac{1,94^2}{2} = 5137,3 (\text{Па})$$

Суммарные потери давления в гидроаппаратуре составят:

$$\sum \Delta P_{\text{г}} = 218063,7 + 54516 + 6850 + 13700 + 10274,6 + 5137,3 = 2,036 (\text{МПа})$$

Зная все нужные значения, подставим их в выражение (39), получим общие потери давления в гидросистеме:

$$\sum \Delta P = 0,089 + 0,63 + 2,036 = 2,755 (\text{МПа})$$

Суммарные потери в ГП относительно давления развиваемого насосной станцией составляет 7,87 %, что укладывается в требование не более 5-10 %.

2.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода

В реальных насосах имеют место объемные потери, в результате которых фактическая подача жидкости будет меньше теоретической.

Как следствие фактическая подача насоса будет меньше расчетной на величину объемных потерь, которые возникают в результате утечек жидкости под действием перепада давления из рабочей полости в нерабочую и потерь, обусловленных неполным заполнением рабочих камер рабочей жидкостью при проходе через зону всасывания вследствие гидравлического сопротивления входных каналов, кавитационных процессов и выделения воздуха, действия на жидкость центробежных сил.

Общие потери в гидроприводе складываются из потерь в насосе q_n , потерями в гидроцилиндре $q_{гц}$, потерь в золотниковом распределителе q_z .

$$\Delta Q = q_n + q_{гц} + q_z \quad (47)$$

Приближенное значение перечисленных потерь можно выразить через удельную утечку, являющуюся потерей расхода, приходящейся на один МПа давления.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta Q = \sigma_n \cdot P_n + \sigma_y \cdot P_y + \sigma_z \cdot P_z \quad (48)$$

где $\sigma_n = 0,45$ – удельная утечка жидкости в насосе, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

$\sigma_y = 0,016$ – удельная утечка жидкости в гидроцилиндре, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

$\sigma_z = 0,015$ – удельная утечка жидкости в золотниковом распределителе, $\text{см}^3/\text{мин} \cdot \text{МПа}$;

P_n – давление, развиваемое насосной станцией, Па;

P_y – давление в гидроцилиндре принимается равным рабочему давлению P_p , Па;

P_z – давление в золотниковом распределителе принимается равным рабочему давлению P_p , Па.

Давление, развиваемое насосной станцией, составляет, МПа:

$$P_n = P_p + \Delta P \quad (49)$$

где ΔP – потери давления в ГП;

P_p – рабочее давление.

Подставив численные значения, получим:

$$P_n = 35 \cdot 10^6 + 2,755 \cdot 10^6 = 37,76 \text{ (МПа)}$$

Объемные потери в гидроприводе составят:

$$\Delta Q = 0,45 \cdot 37,76 + 4 \cdot 0,016 \cdot 29,75 + 2 \cdot 0,015 \cdot 29,75 = 19,79 \text{ (см}^3/\text{мин)}$$

2.5 Расчет КПД гидропривода

Полный КПД гидропривода вычисляется по формуле:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_o, \quad (50)$$

где η_m – механический КПД;

η_z – гидравлический КПД;

η_o – объемный КПД;

Определим гидравлический КПД по формуле:

$$\eta_z = \frac{P_p}{P_n} = \frac{P_n - \Delta P}{P_n} \quad (51)$$

где P_n – давление, развиваемое насосной станцией;

P_p – рабочее давление;

ΔP – потери давления.

Подставляя числа, получим:

$$\eta_z = \frac{35 \cdot 10^6 - 2,755 \cdot 10^6}{35 \cdot 10^6} = 0,92$$

Объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_n} \quad (52)$$

где Q – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндры;

Q_n – подача насосной станции.

Подставив значения, получим:

$$\eta_o = \frac{0,0212}{0,0224} = 0,95$$

Механический КПД гидропривода, учитывающий потери мощности в насосной станции и гидродвигателе:

$$\eta_m = \eta_{м.н} \cdot \eta_{м.гц} \quad (53)$$

где $\eta_{м.н}$ – механический КПД насосной станции. Примем 0,9;

$\eta_{м.гц}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Механический КПД гидроцилиндра:

$$\eta_{м.цл} = \frac{F}{F_n} = \frac{F_n - T_{тр}}{F_n}, \quad (54)$$

где F – полезная нагрузка на штоке гидроцилиндра, H ;

$T_{тр}$ – потери трения в гидроцилиндре.

Подставляя числа в эти формулы, получим:

$$\eta_{м.цл} = \frac{190 \cdot 10^3 - 1015 \cdot 9,807}{190 \cdot 10^3} = 0,95 \text{ – ГЦ прессы};$$

$$\eta_{м.цл} = \frac{2000 \cdot 10^3 - 4804,6 \cdot 9,807}{2000 \cdot 10^3} = 0,98 \text{ – ГЦ ножа.}$$

Теперь можем вычислить механический КПД привода по формуле (53):

$$\eta_{м} = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,84$$

Вычислив все составляющие общего КПД, подставим их в формулу (50):

$$\eta = 0,84 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 0,73$$

Таким образом, общий КПД данного гидропривода равен 73%.

2.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода

Основными энергетическими параметрами привода являются давление и объемный либо массовый расход рабочей среды, которые определяют мощность привода, развиваемую на выходном звене. Выбор значений этих параметров зависит от ряда условий и, в первую очередь - от способа регулирования, как исполнительного двигателя привода, так и источника питания.

Основной характеристикой регулируемых гидроприводов является нагрузочная характеристика, отображающая зависимость регулируемой величины (скорости) от величины внешней преодолеваемой нагрузки при постоянном значении параметра регулирования.

Скорость движения поршня гидроцилиндров определяется по формуле:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

$$v = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{п}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (P_{н} - \frac{P}{S_{п}})} \quad (55)$$

где μ – коэффициент расхода гидродросселя. Принимаем $\mu = 0,6$;

$S_{др}$ – площадь проходного сечения гидродросселя;

$S_{п}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{н}$ – номинальное давление на выходе из насоса;

P – давление в рабочей полости гидроцилиндра.

Графическая зависимость $v = f(P)$ ГЦ пресса и ножа представлены на рисунках 12, 13.

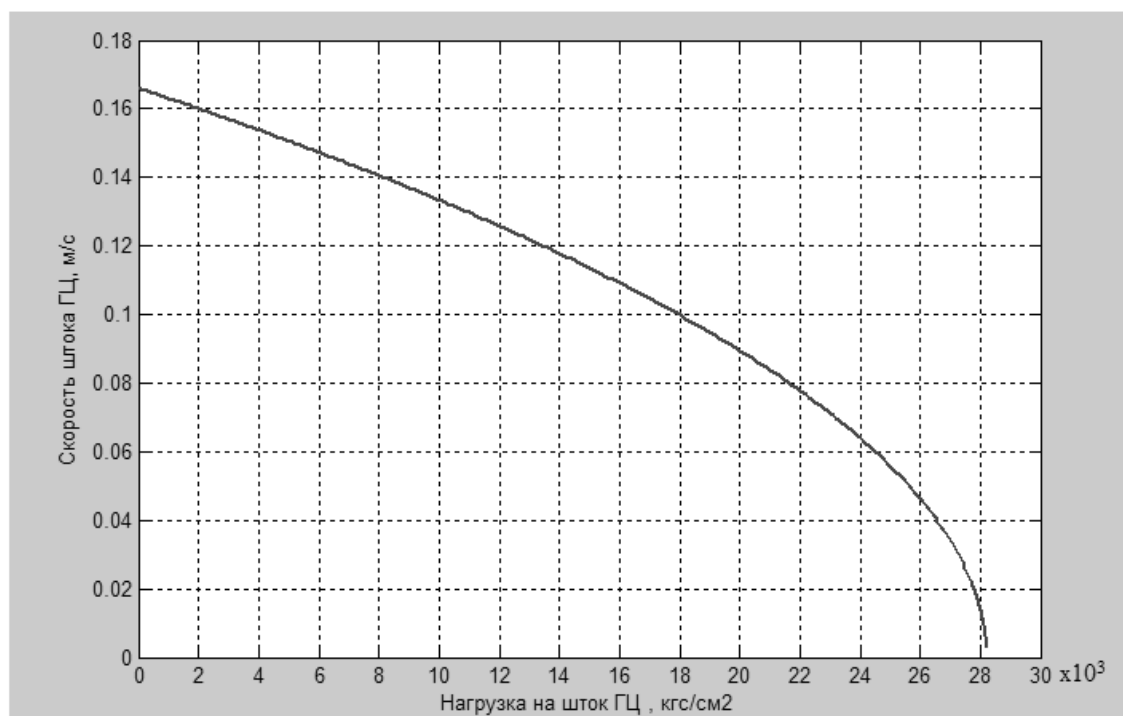


Рисунок 12 – Нагрузочная характеристика ГЦ пресса

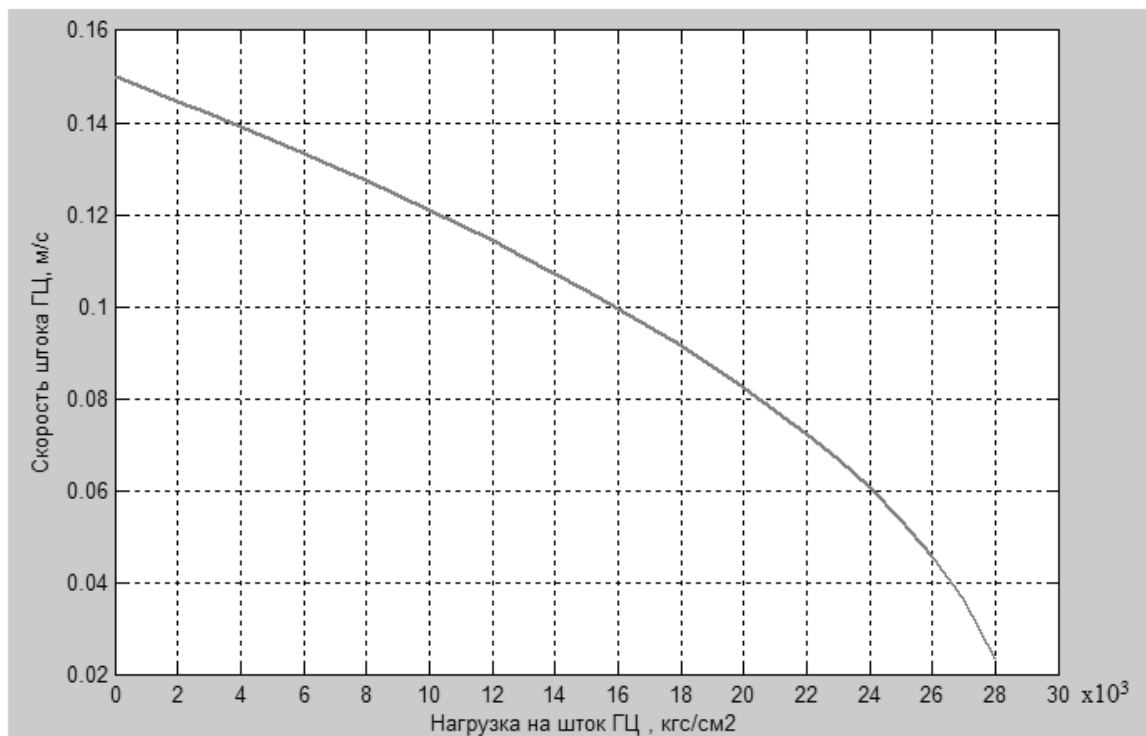


Рисунок 13 – Нагрузочная характеристика ГЦ ножа

Из полученных нагрузочных характеристик видно, что скорость холостого хода ГЦ пресса и ножа составила 0,165 м/с и 0,15 м/с, что полностью соответствует полученным значениям скоростей по формуле (4) 0,166 и 0,15 м/с соответственно.

2.7 Тепловой расчет гидропривода

Целью теплового расчета является определение размеров резервуара, необходимых для обеспечения выбранной температуры жидкости, а также необходимости установки дополнительной системы теплообмена.

Источниками тепловыделения в гидросистеме являются насосы, трубопроводы, гидроаппаратура и гидродвигатели.

Приняв, что основная теплопередача осуществляется через поверхность бака, значение температуры жидкости $T_{уст}$, устанавливающееся при длительной работе гидропривода, определяется из выражения:

$$T_{уст} = \frac{\Delta N}{k \cdot F} + T_{воз} \quad (56)$$

где $k = 0,6$ – коэффициент теплопередачи, $кВт/м^2 \cdot C$;

F – площадь поверхности резервуара, $м^2$, через который осуществляется теплопередача;

ΔN – потери мощности в гидроприводе;

$T_{воз}$ – максимальная температура окружающего воздуха ($T_{воз} = 30^\circ C$).

Количество теряемой в гидроприводе мощности определяется по формуле, кВт:

$$\Delta N = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} \cdot (1 - \eta) \quad (57)$$

где η_n – КПД насосной станции,

η – КПД гидропривода.

Подставляя численные значения, получим потери мощности:

$$\Delta N = \frac{37,76 \cdot 10^6 \cdot 0,0224}{0,9} \cdot (1 - 0,73) = 253,7 \text{ (кВт)}$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода определяется соотношением:

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп} \quad (58)$$

где $\Delta T_{доп}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом $\Delta T_{доп} = 100^\circ C$;

$\Delta T_{уст}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме.

При максимально допустимой температуре масла $+70^\circ C$ и средней температур воздуха $+18^\circ C$ $\Delta T = 70 - 18 = 52^\circ C$.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{уст}$ определяется выражением:

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$$S_{\text{пов}} \geq \frac{\Delta N}{k_{\text{б}} \cdot k_{\text{тр}} \cdot \Delta T} \quad (59)$$

где $k_{\text{б}}$ – коэффициент теплопередачи гидробака, Вт/(м²·С);

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопередачи труб охлаждения, Вт/(м²·С).

$$S_{\text{пов}} = \frac{253,7 \cdot 10^3}{18,5 \cdot 14 \cdot 52} = 18,8 \text{ (м}^2\text{)}$$

Площадь поверхности теплообмена складывается из поверхности труб $S_{\text{тр}}$, через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и поверхности теплоотдачи бака $S_{\text{б}}$.

$$S_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot (l_1 + l_2) \quad (60)$$

где l_1, l_2, d – длины и диаметр трубопровода.

$$S_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,016 \cdot (9 + 4) = 0,653 \text{ (м}^2\text{)}$$

Тогда $S_{\text{б}} = S_{\text{пов}} - S_{\text{тр}} = 18,8 - 0,653 = 18,18 \text{ (м}^2\text{)}$

Найдя площадь поверхности гидробака, определим его объем $V_{\text{б}}$ и округлим до стандартного значения в большую сторону по формуле:

$$V_{\text{б}} = \left(\frac{S_{\text{б}}}{(6,0 \dots 6,9)} \right)^{1,5} \quad (61)$$

$$V_{\text{б}} = \left(\frac{18,18}{6,9} \right)^{1,5} = 4278 \text{ (л)}$$

Согласно ГОСТ 12448-80 принимаем объем бака 5000 л.

Определим температуру рабочей жидкости подставив полученные значения в уравнение (56)

$$T_{\text{уст}} = \frac{253,7 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 10^3 \cdot 18,8} + 30 = 52,5^\circ \text{C}$$

Полученная температура удовлетворяет условию (58)

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$52,5^{\circ} C \leq 100^{\circ}C$$

2.8 Выбор элементов гидропривода

2.8.1 Выбор насоса

Объемный насос, применяемый в гидроприводе, предназначен для преобразования энергии привода в энергию жидкости в виде давления и подачи жидкости в гидродвигатель, создавая усилие (крутящий момент) на рабочем органе и обеспечивая скорость его движения.

Выбор насоса производят по давлению. Номинальное давление насосной станции составляет 35 МПа.

Определим требуемый расход, л/мин:

$$Q_n = Q + \Delta Q$$

где ΔQ – потери расхода;

Q – расход, обеспечивающий требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя.

Подставляя полученные значения из формулы (35) и (48), получим:

$$Q_n = 1344 + 0,02 = 1344,02 \text{ (л/мин)}$$

По полученным значения подбираем из каталога продукции ИПГ ”Энергопром” насосную станцию среднего давления до 50 МПа, подачей рабочей жидкости 1400 л/мин, номинальным давлением 35 МПа. Установка обеспечивает нагнетание, охлаждение и фильтрацию рабочей жидкости, защиту гидросистем от перегрузок, а также предотвращают слив масла из гидросистем обслуживаемых агрегатов при их остановке.

2.8.2 Выбор электродвигателя

Электродвигатель для привода насоса выбирают исходя из условий его работы и технологических требований. Основными техническими показателями, по которым осуществляют подбор электродвигателя, являются мощность насоса и число оборотов, на которое рассчитан насос.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Мощность двигателя для привода насоса определяют по формуле:

$$N_{дв} = \frac{\gamma \cdot Q_n \cdot H_p \cdot \kappa}{102 \cdot \eta_n \cdot \eta_{п}}$$

где γ – удельный вес рабочей жидкости;

Q_n – расход насосной станции;

H_p – расчетный напор насосной станции;

κ – коэффициент запаса, учитывающий возможные случайные перегрузки двигателя;

η_n – КПД насосной станции;

$\eta_{п}$ – КПД передачи (для упругих и жёстких муфт принимают $\eta_n=1,0$).

$$N_{дв} = \frac{910 \cdot 0,0224 \cdot 3200 \cdot 1,1}{102 \cdot 0,9 \cdot 1} = 781,6 \text{ (кВт)}$$

Исходя из полученной мощности выбираем электродвигатель РБД 800 750.

Серия	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Напряжение, В	Частота сети, Гц	КПД, %	cos φ	Ток статора, А	Mmax/Mном	Ms Mном	IKI Inom	Масса, кг
РБД 800 750	800	500–1000	6000	50	92	0.74	113	1.8	-	-	11500
РБД 800 600	800	400–800	6000	50	92.5	0.71	117	1.8	-	-	12500
РБД 800 500	800	333–667	6000	50	93	0.71	117	1.8	-	-	13500

Рисунок 14 – Характеристики электродвигателя серии РБД

Для обеспечения передачи крутящего момента от вала электродвигателя на вал насосной станции выбираем муфту втулочно-пальцевую

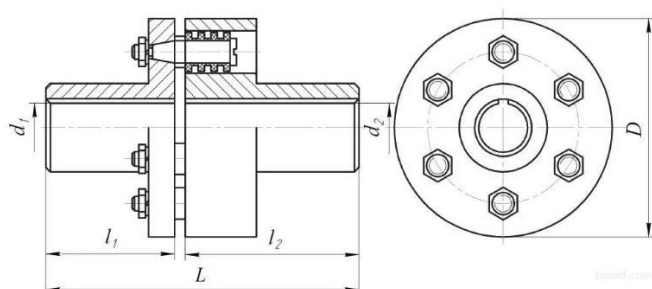


Рисунок 15 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Номинальный крутящий момент Ткр, Нмм	d НН	d1 НН	d НН	d1 НН	D, не более	L, не более, для исполнения				L, h14, не более, для исполнения				Частота вращения, с-1, не более	Масса, кг				
						Рд.1		Рд.2		1		2				3		4	
						1	2	3	4	1	2	3	4						
6,3	9	-	-	71	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,58				
	10	-	-	-	43	43	43	-	20	-	13	-	-	-	0,60				
	11	-	-	-	49	43	49	-	23	20	16	-	-	-	0,59				
16,0	12	-	-	75	63	53	63	-	30	25	20	-	-	127	0,70				
	14	-	-	-	83	59	83	59	40	28	30	18	-	-	0,68				
	16	-	-	90	84	60	84	60	-	-	-	-	-	-	0,79				
31,5	18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,52				
	19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,40				
	20	-	-	100	104	76	104	76	50	36	38	24	-	-	1,38				
63,0	22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,02				
	24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,04				
	25	-	-	120	125	89	125	89	60	42	44	26	-	-	1,96				
125,0	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,97				
	30	-	-	140	165	121	165	121	80	58	60	38	-	-	4,13				
	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,37				
250,0	33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,91				
	36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,25				
	38	-	-	-	225	169	225	169	110	82	85	56	-	-	6,28				
500,0	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,83				
	42	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,86				
	45	-	-	170	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,80				
710,0	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	11,75				
	42	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,10				
	45	-	-	190	226	170	226	170	110	82	85	56	-	-	12,60				
1000,0	48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,31				
	48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,70				
	50	-	-	220	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,21				
2000,0	55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,34				
	56	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15,27				
	60	-	-	-	286	216	286	216	140	105	107	72	-	-	18,97				
4000,0	63	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19,91				
	65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19,75				
	70	-	-	250	288	218	288	218	140	105	107	72	-	-	21,93				
8000,0	71	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	26,09				
	75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	28,65				
	80	-	-	-	348	268	348	268	170	130	135	95	-	-	29,81				
16000,0	85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	38,45				
	90	-	-	320	350	270	350	270	-	-	-	-	-	-	40,03				
	95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	46,71				
32000,0	100	-	-	400	432	342	432	342	210	165	170	125	-	-	69,01				
	110	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	74,11				
	120	-	-	500	435	345	435	345	-	-	-	-	-	-	132,68				
64000,0	125	-	-	-	515	415	515	415	250	200	205	155	-	-	140,88				
	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	145,58				
	140	-	-	-	615	495	615	495	300	240	245	185	-	-	142,98				
128000,0	150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	237,81				
	180	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	234,61				
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	264,31				
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	264,61				
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	346,31				
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	308,1				

Рисунок 16 – Характеристики муфты МУВП.

2.8.3 Выбор гидроаппаратуры привода

Исходя из полученных значений по формуле (34), расход обеспечивающий работу двух гидроцилиндров пресса, составляет 120 л/мин. Расход обеспечивающих работу двух гидроцилиндров ножа, составляет 1152 л/мин.

Зная требуемые расходы и давление на выходе из насосной станции $P_n = 35$ МПа, выбираем золотниковый гидрораспределитель Rexroth Н-4WЕН 16 обеспечивающий работу ГЦ пресса и Rexroth Н-4WЕН 52 обеспечивающий работу ГЦ ножа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Технические характеристики:

Рабочее давление, МПа	Каналы А, В, Р		31,5
	Канал Т	Внешний дренаж	25
		Внутренний дренаж	16
Канал Y	Внешнее питание	16	
Расход жидкости, л/мин			300
Масса	С 1 катушкой, кг		1,5
	С 2 катушками, кг		2,2
	с главным золотником, кг		7,3
Рабочая жидкость			Минеральное масло
Диапазон температур, °С			-20...+70
Диапазон вязкости, сСт			2,8...380



Графики: типоразмер 16 (измерено HLP46, $\vartheta_{\text{масла}} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C} [104 \text{ }^\circ\text{F} \pm 9 \text{ }^\circ\text{F}]$)

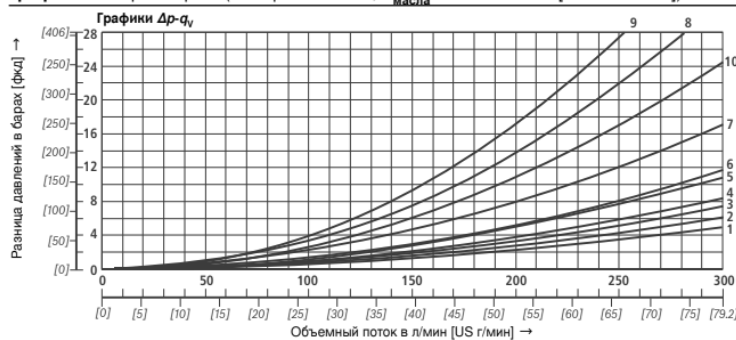


Рисунок 17 – Характеристики золотникового гидрораспределителя Rexroth H-4WEN 16

Тип Н-4WEN						
Типоразмер			10	16	25	32
Тип			H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN
Рабочее давление	p_{max}	бар	350	350	350	350
Объемный расход	$q_v \text{ max}$	л/мин	160	300	650	1100
Типоразмер			52	62	82	102
Тип			H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN	H-4WEN
Рабочее давление	p_{max}	бар	350	350	350	350
Объемный расход	$q_v \text{ max}$	л/мин	2000	3000	4500	7000



Рисунок 18 – Характеристики золотникового гидрораспределителя Rexroth H-4WEN 10÷102

Для регулирования скорости движения ГЦ пресса используется сдвоенный гидродроссель с обратным клапаном на входе в ГЦ и два гидродросселя в сливной магистрали. Выбираем сдвоенный гидродроссель Rexroth Z2FS 16 и два гидродросселя Rexroth Mk15g.

Для регулирования скорости движения ГЦ ножа используется два гидродросселя в сливной магистрали. Выбираем гидродроссели Rexroth Mk52g.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Характеристики Z2FS 16

Максимальное рабочее давление	бар	315
Максимальный расход	л/мин	160
Положение при монтаже	любое	
Диапазон температур рабочей жидкости и окружающей среды	°С	-20 ... +80
Диапазон вязкостей жидкости	мм ² /с	2,8 ... 380
Требуемая фильтрация	мкм	до 16
Рекомендуемая фильтрация	мкм	до 10
Масса не более	кг	4,7

Тип MG и МК

Типоразмер		6	8	10	15	20	25
Рабочее давление P_{max}	бар	315	315	315	315	315	315
Объемный расход $Q_{V max}$	л/мин	15	30	50	120	200	300

Типоразмер		30	52	62	82	102
Рабочее давление P_{max}	бар	315	315	315	315	315
Объемный расход $Q_{V max}$	л/мин	400	700	1100	1800	3000

Графические характеристики Δp - q_v через открытый дроссель (типы MG и МК)

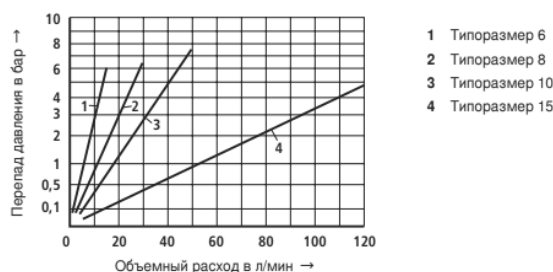


Рисунок 19 – Характеристики гидродросселей Rexroth Z2FS 16, Rexroth Mk15g, Rexroth Mk52g

Для жесткой фиксации ГЦ пресса выбираем гидравлические замки WALVOIL VUPSL 12/p4,3/Pa1.

Гидрозамок VUPSL 12/p4,3/Pa1, арт. 1401030100

Описание	Характеристики	Файлы	Наличие
Производитель:	WALVOIL (ИТАЛИЯ)	Двух/односторонний:	односторонний
Максимальное давление:	350 бар	Номинальный расход:	60 л/мин
Передаточное отношение:	1:4,3	Давление открытия:	1 бар
Размер резьбы:	G1/2	Особые свойства:	-
Масса:	1,08 кг/шт		

Рисунок 20 – Характеристики гидравлического замка WALVOIL VUPSL 12/p4,3/Pa1

Для жесткой фиксации ГЦ ножа в напорные магистрали установлены два обратных клапана с гидравлической блокировкой. Выбираем Rexroth S52.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Технические характеристики

Типоразмер			52	62	82	102	125	150
Рабочее давление	p max	бар	315	315	315	315	315	315
Расход	q V max	л/мин	2000	3000	5000	7000	10000	15000

Рисунок 21 – Характеристики обратного клапан Rexroth S52

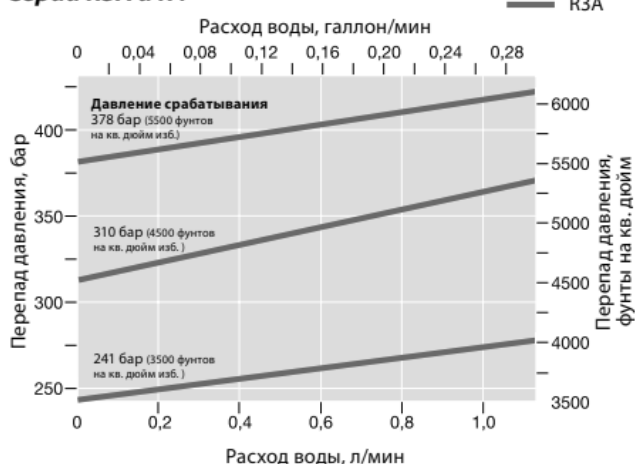
Для удаления загрязнений и абразивных частиц из масла для сливной и напорной магистрали выбираем фильтр R-7-32.



Рисунок 22 – Характеристики фильтра R-7-32

Для защиты от механического разрушения насосов высокого и низкого давления насосной станций выбираем клапаны предохранительные Swagelok серии R3A.

Серии R3A и R4



Серия	R3A
Рабочее давление при 20°C (70°F)	413 бар (6000 фунтов на кв.дюйм изб.); до 551 бар (8000 фунтов на кв.дюйм изб.) в режиме сброса
Давление срабатывания ¹⁾	от 3,4 до 413 бар (от 50 до 6000 фунтов на кв.дюйм изб.)
Давление на выходе ²⁾	103 бар (1500 фунтов на кв.дюйм изб.)
Материал уплотнения	Фтороуглерод FKM Buna N Неопрен Этиленпропилен

Рисунок 23 – Характеристики клапана предохранительного Swagelok R3A

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Для обеспечения выдвигания штоков гидроцилиндров ножа с одинаковыми скоростями независимо от нагрузки на штоках выберем делитель потока VDFR 114–250/ас.

Делитель потока VDFR 114-250/ас, арт. 1650062100

Описание	Характеристики	Файлы	Наличие
Производитель:	WALVOIL (ИТАЛИЯ)	Размер резьбы:	G1.1/4 - G1
Максимальное давление:	350 бар	Диапазон регулирования расхода:	200-250 л/мин
Максимальный расход:	250 л/мин	Ошибка регулирования:	± 5%
Материал корпуса:	сталь	Особые свойства:	в корпусе
Масса:	5.6 кг/шт		

Рисунок 24 – Характеристики делителя потока WALVOIL VDFR 114-250/ас

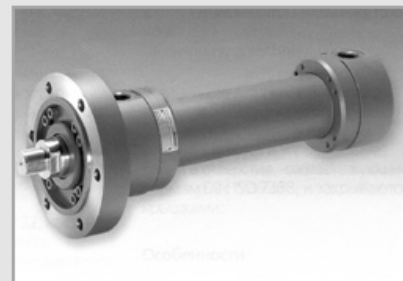
2.8.4 Выбор гидроцилиндра

В качестве ГЦ ножа и пресса гидропривода выбираем ГЦ Bosch Rexroth CDH3 цилиндрического типа.

Гидроцилиндры Bosch Rexroth

Тип изделия: цилиндрические типа C160TH, CDH1, CDH3

Конструктивный ряд	C160TH	CDH1	CDH3
Номинальное давление, бар	160	250	350
Диаметр поршней, мм	32..160	40..320	40..320
Диаметр штоков, мм	16..110	22..220	28..220
Вид крепления	7	6	6
Ход, мм	до 4500	до 6000	до 6000
Скорость срабатывания, м/с	до 1	до 0.5	до 0.5



Подробная информация:

Рисунок 25 – Характеристики ГЦ Bosch Rexroth CDH3

Для обеспечения теплообмена и поддержания необходимой рабочей температуры масла выбираем теплообменник MO 10.

Параметр	MO 0,63	MO 1,6	MO 2,5	MO 4	MO 6,3	MO 10
Расход масла, л/мин:						
номинальный	25	63	100	160	250	400
максимальный	32	80	125	200	320	630
Количество тепла, рассеиваемое при номинальных расходах масла и воды и $\Delta t = 35^\circ\text{C}$, кДж/ч (рассеиваемая мощность, кВт)	$21 \cdot 10^3$ (5,8)	$52,4 \cdot 10^3$ (14,4)	$84 \cdot 10^3$ (23,3)	$134 \cdot 10^3$ (37,2)	$210 \cdot 10^3$ (58,2)	$335 \cdot 10^3$ (93)
Масса, кг	15	17	20	25	48	68

Рисунок 26 – Характеристики теплообменника MO 10

2.8.5 Выбор рукавов высокого давления

Исходя из значения расходов обеспечивающих работу двух гидроцилиндров прессы 120 л/мин и двух гидроцилиндров ножа 1152 л/мин, а также рекомендуемой скорости движения жидкости в напорной магистрали $8 \div 10$ м/с, выбираем рукава высокого давления (РВД) Yokohama ISO35.15 для магистрали питающей ГЦ ножа и Yokohama ISO35.12 для ГЦ прессы.

ISO35

- Рабочая температура: $-55^{\circ}\text{C} \sim +120^{\circ}\text{C}$
- Рабочее давление: 350 атм
- Разрывное давление: 1400 атм

Код	DN		Внутр. Ø	Наруж. Ø	Усиление	R сгиба	Вес
	мм	дюйм					
ISO35.12	12	1/2	12.7	23.1	4SH	140	0.86
ISO35.15	16	5/16	15.9	26.5		160	1
ISO35.19	20	3/4	19	30.4		180	1.34
ISO35.25	25	1	25.4	37.5	R15	240	1.93
ISO35.32	32	1 1/4	31.8	48.4		280	3.67
ISO35.38	38	1 1/2	38.1	56.0		400	4.2
ISO35.50	50	2	50.8	71.1		500	7.2

Рисунок 27 – Характеристики РВД Yokohama ISO35

2.8.6 Выбор трубопроводов гидролиний

Выбираем по ГОСТ 8734-75 стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы диаметром, м: $D_{y_{вс}} = 0,16$, $D_{y_{н}} = 0,063$, $D_{y_{сл}} = 0,08$.

2.8.7 Выбор гидробака

Ориентировочный объём бака определяется выражением:

$$V_{\text{б}} = (2 \dots 3) \cdot Q_{\text{н}} = 3 \cdot 1344 = 4032 \text{ (л)}$$

Согласно проведенному ранее тепловому расчету системы гидропривода, объем бака обеспечивающий допустимую температуру масла в ГП составляет 4278 (л).

На основании выше сказанного, согласно ГОСТ 12448-80 выбираем гидравлический бак объемом 5000 л и габаритными размерами $a = 2,2$ (м), $b = 1,6$ (м), $h = 1,4$ (м).

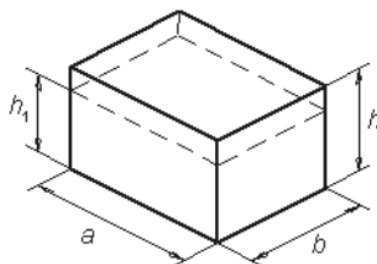


Рисунок 28 – Габаритные размеры гидробака

2.8.8 Выбор рабочей жидкости

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки его подвижных элементов. Жидкость подвергается воздействию в широких пределах давлений, скоростей и температур.

Так как рабочее давление 35 МПа и рабочая температура до 40⁰ С, то рекомендуется применение масел с вязкостью 90–110сСт.

Опираясь на эти данные, выберем марку масла индустриальное 50А, ГОСТ 1707-51 для которого имеются следующие характеристики:

плотность 910 кг/м³, кинематическая вязкость при температуре +40⁰С: 90...110 мм/с, температура застывания -15⁰ С, температура вспышки 225⁰С, пределы рабочих температур -5...+70⁰С.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

3 ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДА

3.1 Общие требования к гидравлическому приводу

а) Гидроприводы, гидросистемы и гидроустройства должны быть спроектированы таким образом, чтобы повышение давления и возможные гидравлические удары не создавали опасности.

б) Все гидроустройства, гидросистема и гидропривод должны выдерживать механические воздействия в виде вибраций, линейных ускорений и ударов, возникающих при работе машины (агрегата), где устанавливается гидроустройство, гидросистема или гидропривод, и оговоренных в нормативном документе.

в) Внешние утечки (герметичность) в гидроприводе, гидросистеме и гидроустройствах, за исключением особо оговоренных в нормативном документе случаев, не допускаются.

г) Для гидропривода, гидросистемы и гидроустройств должен быть указан диапазон предельных рабочих температур. Температура рабочей жидкости при их работе не должна превышать установленные предельные значения ее безопасного использования и установленные рабочие температуры гидроустройств.

д) При использовании гидропривода (гидросистемы) в пожароопасных условиях должны применяться трудновоспламеняющиеся рабочие жидкости или предприняты противопожарные меры по исключению пожароопасности.

е) Для фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны быть установлены гидрозамки или другие фиксирующие устройства.

ж) Конструкцией гидроустройств управления должно быть предусмотрено исключение самопроизвольного включения гидропривода, гидросистемы или гидроустройства под действием собственной массы их элементов или вибрации, или ускорений, вызванных и связанных с функционированием гидроприводов (гидросистем) в составе машины (агрегата).

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

3.2 Принцип работы гидравлической системы

Гидравлическая схема пресса ПГ–4000 представлена на рисунке 1. В ее состав входят 4 гидроцилиндра (Ц1, Ц2, Ц3, Ц4); 4 дросселя с обратным клапаном (ДР1, ДР2, ДР3, ДР4); 2 гидрозамка (ЗМ1, ЗМ2); делитель потока (ДП1); 2 гидрораспределителя (Р1, Р2); теплообменник (ТО); 2 предохранительных клапана (КП1, КП2); 2 насоса (Н1, Н2); гидравлический бак (Б1).

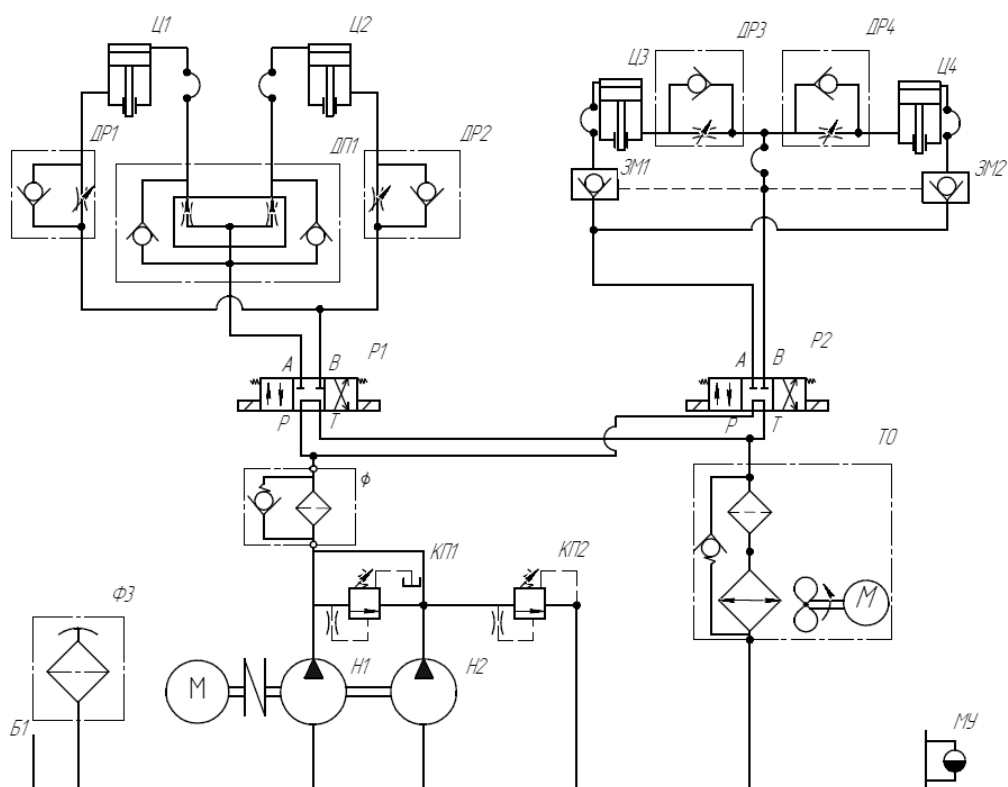


Рисунок 29 – Схема гидравлическая принципиальная:

Принцип работы данного пресса заключается в следующем:

Холостой режим работы – жидкость из насосной станции проходит через фильтр (Ф) и попадает в трубопровод. Далее жидкость проходит через теплообменник. Там она остужается и возвращается обратно в бак.

При включении распределителя (Р2) жидкость из насосной станции подается в поршневую полость гидроцилиндров пресса (Ц3, Ц4). Давление в поршневой полости увеличивается. Далее происходит выдвижение гидроцилиндров.

Исходный металлолом прессуется в брикет. Гидроцилиндры фиксируются в заданном положении и распределитель включается нейтральное положение.

Далее включается распределитель (P1), жидкость из насосной станции подается в поршневую полость гидроцилиндров ножа (Ц1, Ц2). Давление в поршневой полости увеличивается, происходит выдвижение гидроцилиндров. Нож опускается к брикету и разрезает его.

Далее происходит возврат штока гидроцилиндров. Распределитель (P1), переключается в крайнее правое положение. Увеличивается давление в штоковой полости, нож возвращается в исходное положение. В это время жидкость из поршневой полости подается в теплообменник и, проходя, через него жидкость остужается и возвращается обратно в бак. Распределитель (P1) переключается в нейтральное положение.

Затем происходит возврат штока в цилиндрах пресса. Распределитель (P2), переключается в крайнее правое положение. Увеличивается давление в штоковой полости, цилиндры пресса возвращаются в исходное положение. В этот момент жидкость из поршневой полости подается в теплообменник и, проходя, через него жидкость остужается и возвращается обратно в бак. Распределитель (P2) переключается в нейтральное положение.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с требованиями выданного задания, проведена разработка гидросистемы пресс-гильотины ПГ–4000.

Для этого проделана следующая работа.

Была рассмотрена востребованность прессового оборудования для переработки металлолома, также рассмотрели разновидности пресс-ножниц и разновидности пакетировочных прессов и провели обзор популярных моделей среди пресс-ножниц и пакетировочных прессов.

Выполнен расчет основных характеристик гидропривода, в том числе: (расчет энергетических и силовых характеристик; расчет основных параметров гидроцилиндров; расчет трубопроводов гидролиний; определены потери гидропривода; расчет КПД гидропривода; расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода).

Выбраны элементы гидропривода (золотниковые гидрораспределители Н-4WЕН 16 обеспечивающий работу ГЦ пресса и Н-4WЕН 52 обеспечивающий работу ГЦ ножа; гидроцилиндр одностороннего действия CDH3; сдвоенный гидродроссель Z2FS 16; два гидродросселя Mk15g) и рабочая жидкость (масло промышленное 50А), удовлетворяющие рассчитанным характеристикам.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов В. Г. Расчет гидропривода: Методические указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / В. Г. Иванов. — Красноярск: Изд-во КГТУ, 1999. — 47 с.
2. Каверзин С. В. Составление принципиальных гидравлических схем: Методическое указание для студентов машиностроительных и транспортных специальностей / С. В. Каверзин, В. Г. Иванов – Красноярск, 1994 – 58 с.
3. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. Пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «4 Выбор и расчет параметров гидромоторов», 2011. – 49 с.
4. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А. «Элементы гидропривода (Справочник)», 1969. – 350 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – Москва: Изд-во «Машиностроение», 1971. – 670 с.
6. Машиностроительный гидропривод: учебник. / под ред. засл. деят. науки и техники РСФСР д-ра тех. наук проф. В.Н. Прокофьева, – 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1978. – 421 с.
7. Справочник конструктора: учебник в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой, 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.
8. Палей М.А. Допуски и посадки: справочник / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Политехника, 1991. – Ч. 1. – 576 с, Ч.2. – 607 с.
9. Тверской М. М. Технология и автоматизация механосборочного производства. Основы технологии механосборочного производства: конспект лекций / М. М. Тверской. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 132 с.
10. Алмазов Г.К. Справочник по уплотнительным устройствам судовых систем: учебное пособие / Г.К. Алмазов. – Ленинград: Изд-во Судостроение, 1979. – 256 с.

					15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Спецификация ГЦ ножа

Листов промен		Формат	Зона	Год	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
						<u>Документация</u>		
					ЮУрГУ-15.03.02.2020.575		1	
						<u>Детали</u>		
			1		ЮУрГУ-15.03.02.03.01	Крышка передняя	1	
			2		ЮУрГУ-15.03.02.03.02	Проушена	1	
			3		ЮУрГУ-15.03.02.03.03	Цилиндр	1	
			4		ЮУрГУ-15.03.02.03.04	Поршень	1	
			5		ЮУрГУ-15.03.02.03.05	Штак	1	
			6		ЮУрГУ-15.03.02.03.06	Крышка задняя	1	
			7		ЮУрГУ-15.03.02.03.07	Втулка направляющая	1	
						<u>Стандартные изделия</u>		
			8			Болт 2М22х160 ГОСТ 15589-70	12	
			9			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 370х400х30	1	
			10			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 275х255х15	1	
			11			Кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения 220х250х30	1	
					ЮУрГУ-15.03.02.03.000			
Изм		Лист		№ докум		Подп.		Дата
Разраб		Казаков Д.В.						
Проб		Битюкиных С.Ю.						
Исконтр		Подзерка А.В.						
Утв		Спирidonov Е.К.						
Гидроцилиндр ножа						Лит. 1 Лист 2 Листов 2		
ЮУрГУ кафедра ГиГПС								
Не для коммерческого использования					Копировал		Формат А4	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Спецификация насосной станции

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
			ЮУрГУ-15.03.02.2020.575 СБ		1	
<i>Сборочные единицы</i>						
		1	ЮУрГУ-15.03.02.01.000	Монтажная плита	1	
		2	ЮУрГУ-15.03.02.02.000	Бак	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
		3		Болт 2М6х8.139 ГОСТ 15589-70	4	
		4		Болт 3М15х30-6Н ГОСТ 10610-72	6	
		5		Гайка 3М20х45 ГОСТ 15589-70	4	
		6		Гайка М15х3-6Н ГОСТ 10610-72	6	
<i>Прочие изделия</i>						
ЮУрГУ-15.03.02.02.000						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист
Разраб.	Козаков Д.В.					1
Проб.	Битцаких С.В.					2
Исполн.	Подзерка А.В.				ЮУрГУ Кафедра ГИПС	
Учт.	Спиридонов Е.К.					
Установка насосная						
Не для коммерческого использования				Копировал	Формат А4	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

15.03.02.2020.457 ПЗ ВКР

Лист

71

