Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
Факультет «Механико–технологический»
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Рецензент, ( )
_____
_____2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2019 г.

Модернизация гидросистемы пресса ковочного П-075

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–150302.2019.142 ПЗ ВКР

Руководитель работы, (к.т.н., доц)

_____ /С.Ю.Битюцких/
_____ 2019г.

Автор проекта
студент группы П–457

_____/О.Д. Подгорный/
_____ 2019г.

Нормоконтролер, (к.т.н., доц.)

_____/АВ. Подзерко/
_____ 2019г.

Челябинск 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Подгорный О.Д. Модернизация гидросистемы пресса ковочного П-075. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ, 2019. – 39 с., 2 ил., библиограф. список – 17 наим., 6 листа чертежей ф. А1.

Исходя из целей ВКР которая состоит в модернизации гидравлической схемы пресса П-075, а так же построении принципиальной схемы данной системы, было выполнено следующие:

- Разработана гидравлическая схема для пресса П-075.
- Обоснован выбор оборудования.
- Произведены расчеты системы а так же ее утечек и потерь
- Выполнен чертеж гидравлической схемы

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4
1.ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР 5
1.1.гидравлические пресса 5
1.2.модернизация 6
1.3. функции гидравлического пресса 8
1.4. аналоги и виды прессов 9
2.РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСИСТЕМЫ 13
2.1.расчет расхода и давления на рабочем и подьемных цилиндрах 13
2.2.условные проходы и подбор трубопроводов 16
2.3 подбор оборудования для управляющего блока 18
2.4. расчет утечек и потерь давления в гидросистеме 21
3. РАСЧЕТ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ НАСОСОВ, ПОДБОР НАСОСОВ И ДВИГАТЕЛЕЙ 24
3.1.рассчитаем потери по давлению в нагнетательных линиях насосов и общей нагнетательной линии 24
3.2. подбор оборудования в систему поддержания давления на рабочем цилиндре 32
4. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ 34
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 37
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 38

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день создание новой техники и оборудования для более сложной работы очень дорогостоящий процесс, исходя из соображения экономии и времени которое занимает создание нового оборудования, гораздо дешевле и быстрее модернизировать уже существующую технику. Это позволяет не тратить больших ресурсов и времени на создание чего-то с нуля, а просто увеличить или уменьшить характеристики обьекта модернизации .

Так как почти каждый гидропривод включает в себя насос, при выборе для гидропривода конструкции насоса следует учитывать не только особенности их конструкции, влияющие на равномерность подачи и бесшумность работы, на износостойкость и срок службы, но также на технологические факторы, определяющие стоимость насоса при серийном производстве на специализированном заводе.

1.ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР.

1.1.ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССА.

Гидравлический пресс — это простейшая гидравлическая машина, предназначенная для создания значительных сжимающих усилий. Ранее назывался «пресс Брама», так как изобретён и запатентован Джозефом Брама в 1795 году.

устройство, значительно увеличивающее изначально приложенное усилие. Прессом оно называется условно, ведь в промышленности данный аппарат предназначен для изготовления деталей путём штамповки.

Наиболее распространённый пример гидравлического пресса – домкрат. Гидродомкрат позволяет человеку приложить небольшие усилия, но поднять тяжёлый груз. Аналогично работают тормоза, амортизаторы, приводы и насосы.

Популярность гидравлический пресс получил благодаря тому, что огромный поток энергии передаётся по тонким и гибким шлангам, что ещё больше упрощает работу.

Гидравлический пресс состоит из двух сообщающихся сосудов-цилиндров с поршнями разного диаметра. Цилиндр заполняется водой, маслом или другой подходящей жидкостью. По закону Паскаля давление в любом месте неподвижной жидкости одинаково по всем направлениям и одинаково передается по всему объёму. Силы, действующие на поршни, пропорциональны площадям этих поршней. Поэтому выигрыш в силе, создаваемый идеальным гидравлическим прессом, равен отношению площадей поршней.

1.2.МОДЕРНИЗАЦИЯ

В результате реконструкции его гидросистемы должно увеличиться с 1000 тс (10 МН) до 1500 тс (15 МН), максимальное усилие возвратных (подъемных) гидроцилиндров должно увеличиться с 76,6 тс (0,766 МН) до 140,0 тс (1,4 МН), максимальное значение скорости рабочего хода подвижной траверсы пресса должно увеличиться с 15 мм/с до 100 мм/с. **Реализация указанных требований предполагает увеличение установочной мощности электродвигателей насосной установки пресса по сравнению с существующей мощностью, как минимум, в десять раз.**

При реконструкции пресса в качестве силовых насосов предполагается использовать аксиально-поршневые нерегулируемые насосы с наклонным диском A4FO250/30R-PZB25N00 (8 шт.) и аксиально-поршневые нерегулируемые насосы с наклонным блоком A2FO200/63R-VAB05 (2 шт.) (все насосы производства фирмы "Bosch-Rexroth", Германия).

Для всех вышеуказанных насосов используются одинаковые приводящие асинхронные электродвигатели мощностью N=200 кВт при синхронной частоте вращения вала n=1500 об/мин, например, типа АИР315М4 (10 шт.).

Суммарная подача вышеперечисленных насосов составляет: 3282,3 л/мин.

Каждый из силовых насосных агрегатов, состоящих из электродвигателя, насоса, соединительной муфты и колокола (кронштейна крепления насоса к фланцу электродвигателя), устанавливается на виброопорах на индивидуальную раму и размещается на нулевой отметке цеха.

Исходя из ТЗ так же потребуется замена всех управляющих и разгрузочных клапанов как и всей управляющей и силовой системы в целом, в следствии чего увеличиться КПД системы за счет нового оборудования, в котором процент утечек куда меньше чем в устаревшей системы. Так же в процессе реконструкции были сохранены следующие элементы системы существующие бак наполнения и клапан наполнения, которые подвергаются ревизии и ремонтным работам (в

частности, направленным на обеспечение герметичности пары седло-затвор клапана наполнения).

Бак наполнения комплектуется воздушным фильтром (сапуном), датчиком уровня и маслоуказателем.

Рис.1. Гидравлический пресс П-075.

1.3. ФУНКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА

Прессовка-процесс обработки материалов давлением, производимый с целью увеличения плотности, изменения формы, перераспределения фаз материала, для изменения механических или иных его свойств.

Прессование представляет собой процесс выдавливания помещенной в контейнер заготовки через отверстие в матрице усилием пресс-штемпеля (пуансона), снабженного пресс-шайбой. В случае прессования полых заготовок, в том числе труб, оснастка дополняется иглой, закрепленной либо на пуансоне, либо в иглодержателе, имеющем независимый привод. Форма матрицы определяет форму профиля получившегося изделия.

Как правило, для прессования применяют прессы высокого давления. Прессование используют в различных отраслях промышленности, а также в сельском хозяйстве.

Прессование следует отличать от ковки и штамповки.

В зависимости от схемы приложения усилий различают следующие виды прессования:

- прямое прессование (направление движения металла совпадает с направлением движения пресс-шайбы);

Штамповка.

процесс пластической деформации материала с изменением формы и размеров тела. Чаще всего штамповке подвергаются металлы или пластмассы. Существуют два основных вида штамповки — листовая и объёмная. Листовая штамповка подразумевает в исходном виде тело, одно из измерений которого пренебрежимо мало по сравнению с двумя другими (лист до 6 мм). Примером листовой штамповки является процесс пробивания листового металла, в результате которого получают перфорированный металл (перфолист). В противном случае

штамповка называется объёмной. Для процесса штамповки используются прессы — устройства, позволяющие деформировать материалы с помощью механического воздействия.

По типу применяемой оснастки штамповку листовых материалов можно разделить на виды:

- штамповка в инструментальных штампах,
- штамповка эластичными средами,
- импульсная штамповка:

а)магнитно-импульсная,

б)гидро-импульсная,

- штамповка взрывом,
- валковая штамповка.

Выдавливание.

операция по формообразованию сплошных или полых изделий, благодаря пластическому течению металла из замкнутого объема через отверстия соответствующей формы.

Утилизация.

1.4. АНАЛОГИ И ВИДЫ ПРЕССОВ

Согласно Общероссийскому классификатору основных фондов, гидравлический пресс относится к группе № 5. Сюда же входят все металлообрабатывающие кузнечно-прессовые станки и молоты.

Классификация по типу расположения цилиндров:

горизонтальные;

вертикальные.

Классификация по типу работ:

штамповочные;

гибочные;

ковочные;

для фланцевания и бортования

Классификация по типу станины:

колонные;

стоечные.

Классификация по типу исполнения:

С закрытой рамой – в раме есть отверстия для фиксации пресса на столе; используется для гибки, правки, выпрессовки/запрессовки.

С открытой рамой – для обработки деталей нестандартной формы и неудобной конструкции; выполняет аналогичные операции.

Универсальные – обладают полным набором функций; гидронасос можно использовать вручную.

Выпрессовщики – применяются для монтажа/демонтажа, выпрессовки/запрессовки. Небольшие размеры позволяют использовать его чаще в любых условиях.

Современные прессы не обходятся без ЧПУ. Задав режим работы и выбрав давление, можно забыть о постоянном контроле станка – этим займётся микрокомпьютер.

Вертикальные гидропрессы с ручным приводом

Наиболее распространённый вид гидравлических прессов. Внешне это двухстоечная установка с ручным или ножным приводом. Имеется рабочая поверхность и манометр для контроля за давлением. Относится к классу вертикальных.

Часто используется на СТО для легковых автомобилей, так как его усилия приблизительно в 20 тонн вполне хватит для подъёма даже немаленькой машины.

Настольные прессы

Настольные гидропрессы – одни из самых компактных. Конструкция не ютится на полу, но вкручивается в стол или верстак. Если в помещении недостаток пространства, то настольный пресс идеально подойдёт. Максимальное усилие – 15 тонн, и этого не всегда достаточно. Из-за компактности такой пресс не может работать с габаритными деталями.

Электрогидравлические прессы

Основа конструкции – электрический двигатель. Развивающееся усилие – от 50-и тонн и выше. Для производственных предприятий и СТО для обслуживания крупногабаритных авто незаменим. Электропривод повышает скорость выполнения работ и исключает приложение какого-либо физического усилия в процесс.

Пневмогидравлический пресс

Пневмогидравлические прессы имеют ряд преимуществ, которые заставляют предприятия заменять свои старые установки на пневмогидравлические.

Надёжность.

Экономичность.

Простота в обслуживании.

Работа от сжатого воздуха.

Работа в ручном режиме.

Можно использовать на опасном производстве.

Аналоги

Как аналог можно привести штамповочный гидравлический пресс с сервоприводом и ЧПУ усилие 1500 тонн YIHU PS3-1500 - высокоточный станок, который рассчитан на эксплуатацию с большим количеством повторений. Преимущество модели заключается в ее качестве и надежности: основные компоненты изготовлены в Германии, Италии, Японии и Тайване.

Гидравлические штамповочные прессы.

Гидравлические штамповочные прессы имеют ряд конструктивных особенностей, отличающих их от ковочных гидравлических прессов. В зависимости от технологического назначения штамповочные гидравлические прессы могут иметь один или несколько рабочих цилиндров, колонную, как у ковочных прессов, или рамную конструкцию (рис. 4.9), особенностью которой является то, что рабочие цилиндры расположены внизу пресса ниже уровня пола цеха для уменьшения его строительной высоты.

Вследствие того, что на гидравлических штамповочных прессах выполняют в основном окончательную формовку поковки, они имеют небольшой рабочий ход, менее быстроходны, чем ковочные (средняя скорость рабочего хода ползуна 0,1 — 0,5 м/с). Обычно их оборудуют выталкивателями поковок и подвижным столом. Конструкция штамповочного гидравлического пресса более жесткая, чем ковочного, что необходимо для получения высокой точности поковок. В ряде случаев давление жидкости в этих прессах больше, чем в ковочных, и доведено до 120 МПа.

Ковочный пресс.

На гидравлических ковочных прессах производят различные операции свободной ковки (вытяжку, осадку, проглаживание, прошивку, рубку и т. д.), а также объемную штамповку в подкладных штампах.

Наибольшее распространение получила конструкция пресса с четырьмя колоннами, неподвижной станиной и с верхним расположением рабочих цилиндров. Такая конструкция обеспечивает свободное манипулирование поковкой во время ее обработки на прессе и устойчивость последнего при нагружении эксцентричными силами.

Узкую верхнюю поперечину можно получить при использовании конструкции пресса с подвижной станиной. Достоинствами такой компоновки являются незначительная высота пресса над уровнем пола и лучший доступ к поковке.

Одностоечные прессы, отличающиеся доступностью обслуживания, строят усилием до 12 МН.

Основные параметры и размеры гидравлических ковочных четырехколонных прессов общего назначения регламентированы ГОСТ 7284—80, которым предусмотрены прессы с номинальным усилием 5—50 МН при ходе поперечины 800—2500 мм.

В настоящее время наиболее распространенным приводом ковочных прессов является водяной насосно-аккумуляторный привод. Парогидравлический привод, как малоэкономичный, во вновь строящихся прессах не применяется.

Для прессов усилием до 30 МН получил распространение базаккумуляторный маслонасосный привод. Применяемое давление масла 30—35 МПа. При использовании масла в качестве рабочей жидкости обычно применяют компоновку пресса с подвижной станиной и нижним расположением рабочих цилиндров.

2.РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСИСТЕМЫ

2.1.РАСЧЕТ РАСХОДА И ДАВЛЕНИЯ НА РАБОЧЕМ И ПОДЬЕМНЫХ ЦИЛИНДРАХ

Гидравлический пресс П-075 с диаметром плунжера подьемных цилиндров 200мм, и диаметром плунжера рабочего цилиндра 800мм.

Найдем площадь плунжера рабочего цилиндра:

$$A_{\text{плж}} = \frac{\pi D_{\text{плж}}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.64}{4} = 0.5024\text{м}^2, \quad (1)$$

где $D_{\text{плж}}$ – диаметр плунжера, м.

Найдем площадь плунжера подьемных цилиндров:

$$A_{\text{пор}} = \frac{\pi d_{\text{плж}}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.04}{4} = 0.0314\text{м}^2, \quad (2)$$

где $d_{плж}$ – диаметр плнжера подьемных гидроцилиндров, м.

Требуемый расход на рабочий цилиндр рассчитывается по формуле:

$$Q_р = v_р \cdot А_{плж}, \quad (3)$$

где $v_р$ – требуемая скорость подвижной траверсы во время

обратного хода, $v_р$ = 0.1 м/с.

Найдем требуемый расход на рабочий цилиндр по формуле (3):

$$Q_р = 0.1 \cdot 0.5024 = 0.05024\ м^3/с = 3016\ л/мин,$$

Требуемый расход на подьемный цилиндр рассчитывается по формуле:

$$Q_п = v_п \cdot А_{пор} \cdot 2, \quad (4)$$

где $v_п$ – требуемая скорость подвижной траверсы во время

обратного хода, $v_п$ = 0.78 м/с.

Так как в прессе 2 идентичных подьемных цилиндра мы умножаем требуемый расход на 2

Найдем требуемый расход на возвратные гидроцилиндры по формуле (4)

$$Q = 0.78 \cdot 0.0314 \cdot 2 = 0.049\ м^3/с = 2940\ л/мин,$$

Требуемое давление в рабочем цилиндре рассчитывается по формуле:

$$Р_р = \frac{F_р + F_{тр} + М}{А_{плж}}, \quad (4)$$

где $F_р$ – усилие создаваемое прессом при рабочем ходе , Н;

$F_{тр}$ – сила трения о стенки гидроцилиндра, Па;

М – масса траверсы.

Рассчитаем требуемое давление по формуле (3):

$$Р_р = \frac{15 \cdot 10^6}{0.5024} = 30 МПа,$$

Требуемое давление в подьемных цилиндрах рассчитывается по формуле:

$$P_п = \frac{F_п}{A_{пор}}, \quad (6)$$

где $F_п$ — максимальное подьемное усилие , Н.

Рассчитаем требуемое давление по формуле (3):

$$P_п = \frac{1.4 \cdot 10^6}{0.0314} = 36.6 МПа,$$

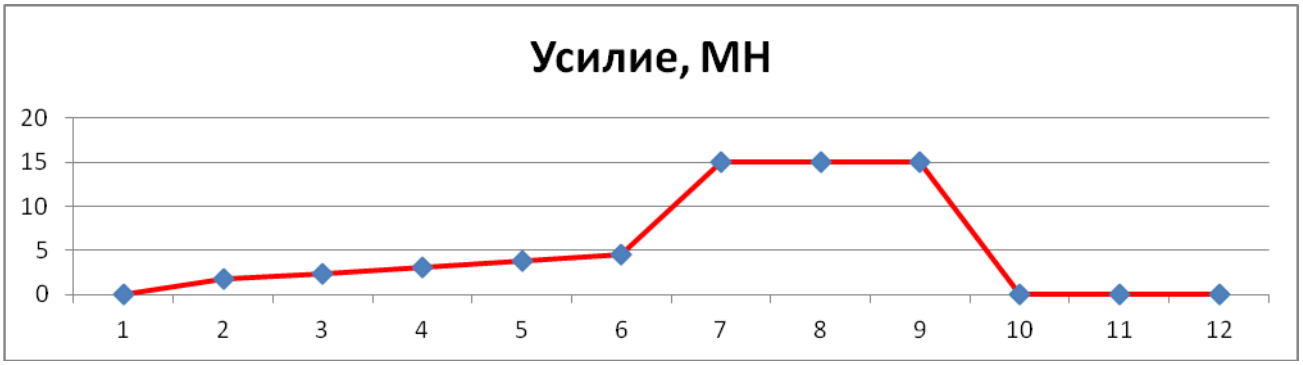

Рис.2.Циклограмма работы пресса П-075.

2.2УСЛОВНЫЕ ПРОХОДЫ И ПОДБОР ТРУБОПРОВОДОВ

От выбора значений внутреннего диаметра гидролинии в значительной степени зависят потери энергии в процессе работы гидропривода, а также масса и некоторые другие характеристики. На практике исходят из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со скоростью, не превышающей некоторые допустимые значения. Для номинального давления питания Рп=30 МПа примем $v_{доп}$=5 м/с.[3]

Условный проход найдем по формуле:

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{доп}}}, \quad (7)$$

Условные проходы гидроцилиндров:

$$d_{у}^{раб} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.05024}{3.14 \cdot 5}} = 113мм,$$

$$d_{у(1-2)}^{под} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0245}{3.14 \cdot 5}} = 79мм.$$

Условный проход для общей нагнетательной линии подьемных цилиндров найдем по формуле (7):

$$d_{у}^{под} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.049}{3.14 \cdot 5}} = 112мм,$$

Полученные значения округляем до ближайших стандартных значений условных проходов по ГОСТ 16516–80:

$d_{у}^{раб}$=125мм,

$d_{у(1-2)}^{под}$=80мм,

$d_{у}^{под}$=125мм.

В качестве жестких трубопроводов выбираем трубы бесшовные холодно- и тепло-деформированные из коррозионно-стойкой стали по ГОСТ 9941-81

Рассчитаем минимальную толщину стенки по формуле:

$$S_{min} = \frac{P_{н} \cdot d}{2 \cdot \delta_{вр}} \cdot K\delta, \qquad (8)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, мм;

$\delta_{вр}$ – предел прочности материала трубопровода, для коррозионно-стойкой стали 12Х18Н9 σвр=529МПа;

Kδ – коэффициент безопасности, для систем с пульсацией давления Kδ=6.

$$S_{min}^{p} = \frac{30 \cdot 125}{2 \cdot 529} \cdot 6 = 21мм,$$

$$S_{min}^{п(1-2)} = \frac{36.6 \cdot 80}{2 \cdot 529} \cdot 6 = 16мм,$$

$$S_{min}^{общ} = \frac{36.6 \cdot 125}{2 \cdot 529} = 26мм.$$

Принимаем для рабочего гидроцилиндра труба - 167х21 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81

Принимаем для подьемных гидроцилиндров труба - 112х16 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81

Принимаем для общей нагнетательной линии подьемных гидроцилиндров труба - 177х21 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81

2.3 Подбор оборудования для управляющего блока

Q=3016л/мин

Для управления рабочим гидроцилиндром пресса используются напорный клапан встраиваемого исполнения SCLI-80322 с крышкой LIDBH2CP-8/WP-EX 24DC/ ("ATOS", Италия). Этот и подобный ему клапаны имеют электрическое управление и не требуют применения в гидросистеме пресса дополнительного насоса управления.

Технические данные:

Таблица 1-Технические характеристики

Условный проход	dy=100мм
Максимальный расход	Qmax=9000 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,3 МПа

В качестве разгрузочного используется направляющий четырехлинейный двухпозиционный гидрораспределитель с электрическим управлением DKEP-1631/2/WP X 24DC ("ATOS", Италия),

Технические данные:

Таблица 2-Технические характеристики

Условный проход	dy=10 мм
Максимальный расход	Qmax=150 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,4 МПа

Для ограничения максимально допустимого давления в рабочей полости рабочего гидроцилиндра и обеспечения ускоренной разгрузки его от давления по окончании рабочего хода (и после выдержки под давлением) предусмотрен предохранительный клапан встраиваемого исполнения SCLI-32352 с крышкой LIMHCP-3/420/WP-EX 24DC ("ATOS", Италия), в состав которой входит направляющий гидрораспределитель с электрическим управлением.

Технические характеристики:

Таблица 3-Технические характеристики

Условный проход	dy=32 мм
Максимальный расход	Qmax=5000 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,5 МПа

Q=2940 л/мин

Для управления подъемными гидроцилиндрами пресса используется гидроаппаратура встраиваемого исполнения:

Напорный клапан SCLI-32322 с крышкой LIDBH2CP-3/WP-EX 24DC ("ATOS", Италия).

Технические характеристики:

Таблица 4-Технические характеристики

Условный проход	dy=100мм
Максимальный расход	Qmax=9000 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,3 МПа

Два сливных клапана-дросселя SCLI-16331 40 с крышкой LIDD-1/EX15 ("ATOS", Италия).

Клапаны-дроссели позволяют обеспечить три настраиваемые скорости холостого хода подвижной траверсы вниз, который происходит под действием силы тяжести этой траверсы и движущихся вместе с ней частей в двух экземплярах.

Технические характеристики:

Таблица 5-Технические характеристики

Условный проход	dy=16мм
Максимальный расход	Qmax=3500 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,5 МПа

Управление клапанами-дросселями осуществляется посредством направляющих четырехлинейных двухпозиционных гидрораспределителей с электрическим управлением DHEP-0631/2/WP X 24DC ("ATOS", Италия) в двух экземплярах .

Технические характеристики:

Таблица 6 -Технические характеристики

Условный проход	dy=10мм

Максимальный расход	Qmax=150 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,4 МПа

Для ограничения максимального давления в рабочих полостях подъемных гидроцилиндров и расширения возможностей ступенчатого изменения скорости холостого хода подвижной траверсы вниз к указанным полостям присоединен напорный канал предохранительного клапана встраиваемого исполнения SCLI-32352 с крышкой LIMHCP-3/420/WP-EX 24DC ("ATOS", Италия), в состав которой входит направляющий гидрораспределитель с электрическим управлением.

Технические характеристики:

Таблица 7-Технические характеристики

Условный проход	dy=32 мм
Максимальный расход	Qmax=5000 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,5 МПа

Приборы контроля давления для рабочего и подъемных гидроцилиндров:

Для визуального и автоматического контроля текущего давления в рабочих полостях подъемных и рабочего гидроцилиндров к ним присоединены датчик давления и посредством контрольной точки давления и измерительного рукава виброустойчивый манометр.

Датчик давления S-10, 0…600 bar, G1/2B, 4/20 mA, DC 10/30 V, точн. 0,5 %, IP65 ("WIKA")

Манометр виброустойчивый (с гидроза-полнением) типа 213.53.100,0…600 бар, P, G 1/2 " ("WIKA")

2.4. Расчет утечек и потерь давления в гидросистеме

Расчет утечек проводится на каждом участке диаграммы работы гидросистемы отдельно, в зависимости от того, какие агрегаты работают в данный момент.

Примем значение утечек равное 5% от общего расхода подаваемого на рабочий и подьемные гидроцилиндры

$Q_{у}^{р} = 3016 \cdot 0.05 = 151$ л/мин,

$Q_{у}^{п} = 2940 \cdot 0.05 = 147$ л/мин.

Потери давления в трубопроводе складываются из потерь давления, вызванных местными сопротивлениями на гидроаппаратуре (приведены в пункте 1.2) и потерь, вызванных трением жидкости в трубопроводе (потери по длине) в сливной и напорной линиях:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{местн}, \quad (9)$$

где $\Delta P_{тр}$ – потери по длине;

$\Delta P_{местн}$– местные потери.

Потери по длине рассчитаем по формуле:

$$h_{тр} = \lambda \frac{L}{d} \frac{8\rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4}, \quad (10)$$

где L – длинна трубопровода;

$d_{тр}$ – диаметр трубопровода;

ρ – плотность рабочей жидкости, принимаем масло ИГП–30 по ТУ 38.101413–97

ρ = 885 кг/м^3 ;

λ – коэффициент гидравлического трения.

Выбор формулы для расчёта коэффициента λ зависит от числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса находим по формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\upsilon}, \tag{11}$$

где, v – скорость потока жидкости (м/с),

d – диаметр трубопровода (мм),

υ - коэффициент кинематической вязкости (м2/с).

Коэффициент кинематической вязкости определим по справочным таблицам:

при t=40 ^{o}C: υ=42.6 $\cdot$ 10^{-6} $м^2/с$

Рассчитаем число Рейнольдса для всех участков по формуле (11):

$$Re_{р} = \frac{5 \cdot 0.125}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 14705,$$

$$Re_{п1} = \frac{5 \cdot 0.08}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 9411,$$

$$Re_{п2} = \frac{5 \cdot 0.08}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 9411,$$

$$Re_{общ(п)} = \frac{5 \cdot 0.125}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 14705,$$

Так же для определения формулы для коэффициента λ нужно для каждого участка определить, какое будет течение, для этого зададимся границами зон течения жидкости в трубопроводе:

$4000 < \mathrm{Re} < 10\frac{d}{\Delta}$ – для зоны гладкостенного сопротивления;

$10\frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re} < 560\frac{d}{\Delta}$ – для зоны доквадратичного сопротивления;

$\mathrm{Re} > 560\frac{d}{\Delta}$ – для зоны квадратичного сопротивления.

где Δ – коэффициент шероховатости поверхности, выбранный для стальных труб, не бывших в эксплуатации. Для данной системы он равен 0,05 мм.

Рассчитываем пределы зон течения жидкости для всех участков:

$4000 < Re_р = 14705 < 25000,$

$4000 < Re_{п1} = 9411 < 16000,$

$4000 < Re_{п2} = 9411 < 16000,$

$4000 < Re_{общ(п)} = 14705 < 25000.$

Определили, что для всех участков коэффициент λ относится к зоне гладкостенного сопротивления и рассчитывается по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \tag{12}$$

Рассчитаем λ для нашей системы по формуле (12):

$$\lambda_р = \frac{0.3164}{14705^{0.25}} = 0.028,$$

$$\lambda_{п1} = \lambda_{п2} = \frac{0.3164}{9411^{0.25}} = 0.032,$$

$$\lambda_{общ(п)} = \frac{0.3164}{14705^{0.25}} = 0.028.$$

Рассчитаем потери на трение по формуле (10):

$$\Delta P_{тр(р)} = 0.028\frac{7}{0.125}\frac{885 \cdot 0.05024^2}{3.14 \cdot 0.125^4} = 1456 Па,$$

$$\Delta P_{тр(п1)} = 0.032\frac{5}{0.125}\frac{885 \cdot 0.0245^2}{3.14 \cdot 0.08^4} = 2631 Па,$$

$$\Delta P_{тр(п2)} = 0.032\frac{4}{0.125}\frac{885 \cdot 0.0245^2}{3.14 \cdot 0.08^4} = 2104 Па,$$

$$\Delta P_{тр(общ1-2)} = 0.028\frac{3}{0.125}\frac{885 \cdot 0.049^2}{3.14 \cdot 0.125^4} = 600 Па,$$

Общие потери:

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_{тр(р)} + \Delta P_{тр(п1)} + \Delta P_{тр(п2)} + \Delta P_{тр(общ1-2)} + 6 \cdot \Delta P_{распр} + 2 \cdot \Delta P_{нап} + 2 \cdot \Delta P_{пред} + 2 \cdot \Delta P_{др} =$$

2631Па+2104Па+1456Па+600Па+6

$\cdot 0.4$МПа $+ 2 \cdot 0.5$МПА $+ 2 \cdot 0.5$МПа $+ 0.3$ МПа $+ 0.3$ МПа $=$5МПа

3. РАСЧЕТ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ НАСОСОВ, ПОДБОР НАСОСОВ И ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Расчет отдельных нагнетательных линий насосов, и общей нагнетательной линии.

Исходя из потерь в управляющей части гидросистемы:

При рабочем ходе подвижной траверсы:

$Q_{р(общ)} = 3016 + 151 = 3167$л/мин,

$P_{р(общ)} = 30 + 5 = 35$МПа.

При работе подьемных гидроцилиндров:

$Q_{п(общ)} = 2940 + 147 = 3087$л/мин,

$P_{п(общ)} = 36.6 + 5 = 41.6$МПа.

Для номинального давления питания Рп=40 МПа примем $v_{доп}$=5 м/с.

Условный проход найдем по формуле(7):

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{доп}}},$$

Условный проход для общей нагнетательной линии :

$$d_у^{общ} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.05278}{3.14 \cdot 5}} = 115мм,$$

Полученные значения округляем до ближайших стандартных значений условных проходов по ГОСТ 16516–80:

$d_у^{раб}$=125мм

В качестве жестких трубопроводов выбираем трубы бесшовные холодно- и тепло-деформированные из коррозионно-стойкой стали по ГОСТ 9941-81

Рассчитаем минимальную толщину стенки по формуле(8):

$$S_{min}^{общ} = \frac{40 \cdot 125}{2 \cdot 529} \cdot 6 = 28мм,$$

Принимаем для общего нагнетательного канала труба - 181х28 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81

Исходя из посчитанного давления и расхода качестве силовых насосов используем аксиально-поршневые нерегулируемые насосы с наклонным диском A4FO250/30R-PZB25N00 (8 шт.) и аксиально-поршневые нерегулируемые насосы с наклонным блоком A2FO200/63R-VAB05 (2 шт.) (все насосы производства фирмы "Bosch-Rexroth", Германия).

Насосы типа A4FO250/30R-PZB25N00 имеют рабочий объем q=250 см^3 и номинальное давление $p_{ном}$=35 МПа (350 кГс/см^2).

Насосы типа A2FO200/63R-VAB05 имеют рабочий объем q=200 см^3 и номинальное давление $p_{ном}$=40 МПа (400 кГс/см^2).

Такое количество насосов применяется исходя из потребности применять разное усилие и различную скорость движения траверсы.

Таблица8

Расчетные скорости движения подвижной траверсы пресса

Число насосов A4FO250/30R-PZB25N00, шт.	Число насосов A2FO200/63R-VAB05, шт.	Суммарная подача насосов, л/мин	Скорость движения траверсы, мм/с:	
			при рабочем ходе	при подъеме
0	1	273,6	9,072	119,097
1	0	342	11,340	148,872
0	2	547,2	18,144	238,194
1	1	615,6	20,412	267,968
2	0	684	22,680	297,742
1	2	889,2	29,483	387,065

3	0	1026	34,019	446,613
4	0	1368	45,359	
5	0	1710	56,699	
6	0	2052	68,039	
7	0	2394	79,379	
8	0	2736	90,7189	
8	1	3009,6	99,7909	
8	2	3283,2	108,862	

Для выбранных насосов предполагается взять одинаковые приводящие асинхронные электродвигатели мощностью N=200 кВт при синхронной частоте вращения вала n=1500 об/мин, например, типа АИР315М4 (10 шт.).

Данные электродвигатели позволяют эксплуатировать насосы A4FO250/30R-PZB25K35 без перегрузки электродвигателя по вращающему моменту при давлении до 29,38 МПа (293,8 кГс/см^2) и с незначительной перегрузкой при давлении до 30 МПа (300 кГс/см^2), а насосы A2FO200/63R-VAB05 без перегрузки электродвигателя по вращающему моменту — при давлении до 36,72 МПа (367,2 кГс/см^2).

При n=1440 об/мин и объемном коэффициенте полезного действия (КПД) насосов, равном $\eta_{об}$ =0,95, подача насоса A4FO250/30R-PZB25N00 составляет Q_{250}= 342 л/мин, а насоса A2FO200/63R-VAB05 — Q_{200}= 273,6 л/мин.

Проверим подходят ли нам эти двигатели по формуле:

$$N_1 = \frac{Q \cdot P}{\eta} = \frac{0.0057 \cdot 30 \cdot 10^6}{0.95} = 180\text{кВт}, \quad (13)$$

$$N_1 = \frac{Q \cdot P}{\eta} = \frac{0.00455 \cdot 36.72 \cdot 10^6}{0.95} = 176\text{кВт}.$$

где η - обьемный КПД насосов

Исходя из полученных значений делаем вывод что данные электродвигатели нам подходят.

Так же для ограничения максимального давления на выходе насоса и его разгрузки от работы под давлением к напорному каналу насоса присоединен напорный канал предохранительного клапана с электрическим управлением, сливной канал которого через обратный клапан соединен с гидробаком. При этом давление настройки предохранительных клапанов, подключенных к напорному каналу насосов A4FO250/30R-PZB25N00, составляет 30 МПа (300 кГс/см^2, а подключенных к напорному каналу насосов A2FO200/63R-VAB05 — 36,6 МПа (366, кГс/см^2).

Таблица 9-Технические характеристики

Условный проход	dy=32 мм
Максимальный расход	Qmax=5000 л/мин
Номинальное давление	Рн=42 МПа
Потери давления	ΔР=0,5 МПа

Так же в канале нагнетания устанавливается обратный клапан встраиваемого исполнения SCLI-32321 ("ATOS") с крышкой LIDAP-3/E ("ATOS")

Таблица 10-Технические характеристики

Максимальный расход	Qmax=500 л/мин
Номинальное давление	Рн=40 МПа

Канал всасывания каждого из насосов соединен с питательным гидробаком насосной установки, имеющим полную вместимость порядка 12000 л. Указанное соединение выполнено с использованием металлического

трубопровода, в котором последовательно на входе в насос установлены дисковый затвор и упругое трубное соединение. Дисковые затворы укомплектованы бесконтактными индуктивными выключателями для контроля положения ручки управления затвора и, соответственно, состояния затвора (открыто или закрыто его проходное сечение).

Теперь рассчитаем условные проходы для нагнетательных линий насосов , а так же условные проходы для сливных линий во всей системе.

Рассчитаем условные проходы по формуле (7):

Для нагнетательной линии насосов типа A4FO250/30R-PZB25N00 и насосов типа A2FO200/63R-VAB05:

$Q_{н1}$ =342 л/мин

$Q_{н2} = 273.2$ л/мин

$$d_у^{н1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0057}{3.14 \cdot 5}} = 38мм;$$

$$d_у^{н2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00455}{3.14 \cdot 5}} = 34мм.$$

Для сливных линий предохранительных клапанов типа SCLI-32352 и дросселирующих клапанов типа SCLI-16331 40 в системе управления :

$Q_{c1} = 3167$л/мин.

$Q_{c2} = 3087$л/мин.

$v_{доп}$=2 м/с.

$$d_у^{к(пред)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.052}{3.14 \cdot 2}} = 181мм;$$

$$d_у^{к(дрос)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.05145}{3.14 \cdot 2}} = 181мм.$$

Для сливных линий предохранительных клапанов типа SCLI-32352 и дросселирующих клапанов типа SCLI-16331 40 в системе управления :

Q_{c3} =342 л/мин

$Q_{c4} = 273.2$ л/мин

$v_{доп}$=2 м/с.

$$d_у^{к1(пред)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0057}{3.14 \cdot 2}} = 60мм;$$

$$d_у^{к2(пред)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00455}{3.14 \cdot 2}} = 53мм;$$

Для сливной линии бака наполнения:

$Q_{c3} = 3016$л/мин.

$$d_у^{бн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.05024}{3.14 \cdot 2}} = 178мм;$$

Полученные значения округляем до ближайших стандартных значений условных проходов по ГОСТ 16516–80:

$d_у^{н1}$=56мм;

$d_у^{н2}$ =58мм;

$d_у^{к(пред)}$ =200мм;

$d_у^{дрос}$ =200мм;

$d_у^{к1(пред)}$ =63мм;

$d_у^{к2(пред)}$ =63мм;

$d_у^{бн}$ =200мм.

В качестве жестких трубопроводов выбираем трубы бесшовные холодно- и тепло-деформированные из коррозионно-стойкой стали по ГОСТ 9941-81

Рассчитаем минимальную толщину стенки по формуле(8):

$$S_{min}^{Н1} = \frac{35 \cdot 40}{2 \cdot 529} \cdot 6 = 8мм$$

$$S_{min}^{H2} = \frac{40 \cdot 40}{2 \cdot 529} \cdot 6 = 9мм$$

Примем что толщина стенки в сливных трубопроводах равна 5мм.

Принимаем для нагнетательного канала насосов типа A4FO250/30R-PZB25N00 труба - 56х8 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81;

Принимаем для нагнетательного канала насосов типа A2FO200/63R-VAB05 труба -58х9 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81;

Принимаем для сливных каналов предохранительных клапанов и клапанов дросселей труба - 200х5 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81;

Принимаем для сливных каналов предохранительных клапанов в насосной станции труба - 63х5 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81;

Принимаем для сливного канала бака наполнения труба - 200х5 – 12Х18Н9 ГОСТ 9941-81.

3.1.Рассчитаем потери по давлению в нагнетательных линиях насосов и общей нагнетательной линии

Потери давления в трубопроводе складываются из потерь давления, вызванных

Коэффициент кинематической вязкости определим по справочным таблицам:

при t=40 ^{o}C: υ=42.6 $\cdot$ 10^{-6} $м^2/с$

Рассчитаем число Рейнольдса для всех участков по формуле (11):

$$Re_{н1} = \frac{5 \cdot 0.056}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 6573,$$

$$Re_{н2} = \frac{5 \cdot 0.058}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 6807,$$

$$Re_{общ(н)} = \frac{5 \cdot 0.125}{42.6 \cdot 10^{-6}} = 14705,$$

Так же для определения формулы для коэффициента λ нужно для каждого участка определить, какое будет течение, для этого зададимся границами зон течения жидкости в трубопроводе:

$$4000 < \mathrm{Re} < 10\frac{d}{\Delta}$$ – для зоны гладкостенного сопротивления;

$$10\frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re} < 560\frac{d}{\Delta}$$ – для зоны доквадратичного сопротивления;

$$\mathrm{Re} > 560\frac{d}{\Delta}$$ – для зоны квадратичного сопротивления.

где Δ – коэффициент шероховатости поверхности, выбранный для стальных труб, не бывших в эксплуатации. Для данной системы он равен 0,05 мм.

Рассчитываем пределы зон течения жидкости для всех участков:

$4000 < Re_{н1} = 6573, < 11200;$

$4000 < Re_{н2} = 6807 < 11600;$

$4000 < Re_{общ(н)} = 14705 < 25000.$

Определили, что для всех участков коэффициент λ относится к зоне гладкостенного сопротивления и рассчитывается по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \tag{14}$$

Рассчитаем λ для нашей системы по формуле (12):

$$\lambda_р = \frac{0.3164}{6573^{0.25}} = 0.035;$$

$$\lambda_{п1} = \lambda_{п2} = \frac{0.3164}{6807^{0.25}} = 0.035;$$

$$\lambda_{общ(п)} = \frac{0.3164}{14705^{0.25}} = 0.028.$$

Рассчитаем потери на трение по формуле (10):

$$\Delta P_{общ(н)} = 0.028\frac{7}{0.125}\frac{885 \cdot 0.05024^2}{3.14 \cdot 0.125^4} = 1456 Па;$$

$$\Delta P_{(н1)} = 0.035\frac{2}{0.056}\frac{885 \cdot 0.0057^2}{3.14 \cdot 0.056^4} = 1164 Па;$$

$$\Delta P_{(н2)} = 0.035 \frac{2}{0.058} \frac{885 \cdot 0.0045^2}{3.14 \cdot 0.058^4} = 1764 Па;$$

3.2. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ В СИСТЕМУ ПОДДЕРЖАНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ

Для поддержания требуемого давления в рабочем гидроцилиндре пресса в период выдержки используется дополнительный насосный агрегат, состоящий из нерегулируемого радиально-поршневого насоса НПР-16/50 (ПАО "Гидропривод", г. Шахты) с приводящим электродвигателем типа A160S4 У3 (n=1500 об/мин; N=15 кВт).

Насос НПР-16/50 имеет рабочий объем q=16 см^3 и номинальное давление $p_{ном}$=50 МПа (500 кГс/см^2). При частоте вращения вала n=1440 об/мин и объемном КПД насоса, равном $\eta_{об}$ =0,95, подача насоса НПР-16/50 составляет Q_{16}= 21,9 л/мин.

Канал всасывания насоса НПР-16/50 соединен с питательным гидробаком насосной установки. Указанное соединение выполнено с использованием шарового крана и рукава высокого давления. Шаровой кран укомплектован бесконтактным индуктивным выключателем для контроля положения ручки управления крана и, соответственно, состояния крана (открыто или закрыто его проходное сечение).

Напорный канал насоса НПР-16/50 присоединен к трубопроводу, соединенному с рабочей полостью рабочего гидроцилиндра посредством последовательно соединенных рукава высокого давления, обратного клапана и шарового крана. Для визуального и автоматического контроля текущего рабочего давления насоса к его напорному каналу присоединены датчик давления и посредством контрольной точки давления и измерительного рукава виброустойчивый манометр.

Для поддержания заданного значения давления на выходе насоса НПР-16/50 и, соответственно, в рабочей полости рабочего гидроцилиндра в период выдержки, а

также для разгрузки насоса от работы под давлением к его напорному каналу через фильтр с номинальной тонкостью фильтрации 10 мкм присоединен напорный канал предохранительного клапана непрямого действия с пропорциональным электрическим управлением со встроенной электроникой DBEE6-2-2X/315YG24K31F1M ("Bosch-Rexroth", Германия). Сливной канал упомянутого клапана соединен с гидробаком.

4. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Допустимая температура масла обычно ограничивается величиной 55˚С, поэтому нам необходимо произвести охлаждение рабочей жидкости. При малом выделении тепла нормальный режим может быть получен баком необходимой величины, но при увеличении дроссельных потерь мощности требуемая величина бака резко возрастёт. Поэтому на практике применяются приборы, которые искусственно охлаждают температуру рабочей жидкости, а именно теплообмеников.

Количество теплоты выделяющейся в процессе работы гидопривода определяется уровнем энергетических потерь, которая вычисляется по следующей формуле:

$$P = \Delta P \cdot Q, \tag{15}$$

где ΔP – потери в гидросистеме,

Q - подача насоса,

η - КПД насоса;

подставив значения получаем:

$$P_{н} = 5 \cdot 10^{6} \cdot 0.052 = 260000 Вт,$$

При разогреве рабочей жидкости в баке протекают два процесса: поглощение теплоты рабочей жидкости, и естественное рассеяние теплоты стенками бака, характеризующееся коэффициентом теплопередачи k от бака к окружающему воздуху.

По данным Московского СКБ АЛ и АС, расчетная площадь тепло-изучающей поверхности бака А можно поределить по следующей формуле:

$$A_б = 0.064\sqrt[3]{V^2}; \quad (15)$$

где V─ обьем бака.

Подставив наши значения в формулу получим:

$$A_б = 0.064\sqrt[3]{12000^2} = 33.5м^2$$

Рассмотрим расчётные температуры:

Δt≤35 С,

to.c.=20 С,

tΣ=55 С;

Примем Δt=35 С

Рассчитаем изменение мощности по формуле:

$$\Delta N_б = \Delta t \cdot k \cdot A_б; \quad (15)$$

где k – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху, по данным фирмы Rexroth примем k=12 Вт/(м2·С).

Следовательно изменение мощности будет равняться:

$$\Delta N_б = 35 \cdot 12 \cdot 33.5 = 14кВт;$$

Так как отводимое баком количество энергии очень мало по сравнению с выделяемой то необходим теплообменник, исходя из выделяемой энергии был выбран теплообменный аппарат с водяным охлаждением с теплоотдающей способностью порядка (200 … 300) кВт и системы шаровых кранов и обратных клапанов типа

Система кондиционирования (фильтрации и охлаждения) рабочей жидкости состоит из:

Питательного бака насосной установки (вместимостью 12000 л), оснащенного воздушным фильтром (сапуном), датчиками уровня и температуры рабочей жидкости, маслоуказателем, шаровым краном для слива рабочей жидкости.

Для гидроблока, в состав которого входят: циркуляционный насосный агрегат на базе шестеренного насоса НШ-250 (рабочий объем q=250 см^3) и приводящего электродвигателя А132М4 У3 (n=1500 об/мин; N=11 кВт); обратный клапан с давлением открытия порядка 0,8 МПа (8,0 кГс/см^2), выполняющий функцию нерегулируемого предохранительного клапана; датчик давления; манометр, подключенный к напорному каналу циркуляционного насоса посредством контрольной точки давления и измерительного рукава; фильтр, укомплектованным переливным клапаном, сигнализатором загрязненности (реле перепада давления) и фильтроэлементами с номинальной тонкостью фильтрации 10 мкм; упругие трубные соединения; дисковый затвор с концевым выключателем; обратный затвор;

теплообменного аппарата с водяным охлаждением с теплоотдающей способностью порядка (200 … 300) кВт и системы шаровых кранов и обратных клапанов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы была модернизирована гидравлическая схема пресса П-075.Что позволило увеличить скорость и усилие создаваемое подвижной траверсой.

Также были решены следующие задачи:

1. Выполнен гидравлический расчет системы.

2. Выполнен расчет характеристик системы .

3. Выполнен чертеж схемы пресса.

4. Разработана принципиальная схема .

5. Выполнен подбор оборудования для системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 14658–86. Насосы объемные гидропривода. Правила приемки и методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1986.

2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмопередачи: учебник / под ред. В.В. Гуськова, – Минск: Высшая школа, 1987.

3. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов: учебное пособие / Ю.М. Исаев. – СПб: Изд-во ЛПИ, 2001.

4. ГОСТ 6540–68. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. – М.: Изд-во стандартов, 1991.

5. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983.

6. Объемные гидравлические приводы: учебник / под ред. Т.М. Башты, – М.: Машиностроение, 1968.

7. Давидович П.Я. Траншейные роторные экскаваторы: учебник/ П.Я. Давидович, В.Я. Крикунов. – 2-е изд. – М.: Недра, 1998.

8. ГОСТ 8338–75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2003.

9. Барышев, В.И. Объемные гидромашины: учебное пособие по курсовому проектированию: в 2 ч. / В.И. Барышев, К.К. Лайко – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – Ч.1.

10. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников – 5-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2008.

11. ГОСТ 12139–84 Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот. – М.: Изд-во стандартов, 1984.

12. СЭЭМО Технический каталог. – https://www.szemo.ru/files/tech_air.pdf. 13. Stout Гидробаки. – https://www.stout.ru/content.

14. Таурус дроссели. – http://www.tau-rus.com.

15. Gesla промышленное технологическое оборудование. – https://chlb.gesla.ru