

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

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ (Ф.И.О.)
_____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой, д.т.н, профессор

_____ Спиридонов Е.К.
_____ 2019 г.

Проектирование гидравлической системы трубогиба

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-150302.2019.140 ПЗ ВКР

Руководитель проекта, к.т.н., доцент

_____ Школин С.Б.
_____ 2019 г.

Автор работы

Студент группы П-457

_____ Мехоношин М.Л.
_____ 2019 г.

Нормоконтролер, к.т.н., доцент

_____ Подзерко А.В.
_____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Мехоношин М.Л. Проектирование гидравлической системы трубогиба. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ, 2019. – 31 с., 8 ил., библиограф. список – 12 наим., 4 листа чертежей ф. А1.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование гидравлической системы трубогиб.

Для решения этой цели были поставлены задачи:

- Обзор типовых трубогибочных станков.
- Расчет гидроцилиндра.
- Выбор насосов и гидроаппаратуры.
- Выполнены гидравлический и тепловой расчеты.
- Выполнен чертеж гидравлической схемы.
- Выполнен чертеж насосного агрегата.

					<i>15.03.02.2019.140.6.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>				
<i>Разраб.</i>		Мехоношин			<i>Проектирование гидравлической системы трубогиба</i>	<i>ит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Школин					2	31
<i>Реценз</i>						<i>ЮУрГУ Каф. ГуГПС</i>		
<i>Н. Контр.</i>		Подзерко						
<i>Утверд.</i>								

ВВЕДЕНИЕ

В сфере производства труб одним из важнейших типов оборудования является станок для сгибания трубы. Трубогибочные станки предназначены для придания формы и сгибания труб, которые могут быть разными по диаметру, и изготовлены из разных материалов. Станок для сгибания труб работает с такими материалами, как металл, металлопластик, алюминий и медь и многими другими материалами.

Сама форма труб также может быть различной, это могут быть и квадратные и круглые трубы. Немаловажным преимуществом использования такого оборудования является и то, что трубогибочный станок способен гнуть и строительную арматуру практически любого диаметра.

Основными сферами деятельности, где происходит наиболее частое использование трубогибов, являются такие, как изготовление металлических конструкций, изготовление и прокладывание система канализации и водоснабжения, изготовление труб для нефтяных и газовых трубопроводов, мебельная и автомобильная промышленности, а также множество других производственных сфер.

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019.14.0.6.00				

1.ОБЗОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОГИБОЧНОГО СТАНКА

1.1 Принцип действия трубогибочного станка

Технологический процесс работы трубогибочного станка не является сложным. Основная суть процесс сгибания трубы основана на том, что изделию придают необходимую форму по заданному радиусу, посредством наматывания его на специальную головку гибочного типа. Сама поверхность трубы при этом подвергается некоторой деформации, с внутренней стороны возможно образования складок. Однако данные деформации легко исправляются при последующем обрабатывании трубы, с помощью специально предназначенных для этого инструментов. Использование трубогибочного станка имеет ряд преимуществ, во-первых стопроцентно сохраняется целостность готового изделия, гибка происходит именно так, как того требует технология и по необходимым размерам и радиусам, при таком методе гибки на изделии исключено наличие механических повреждений, поскольку аппарат гарантирует целостность изделия после работы по сгибанию трубы.

Трубогибочные станки промышленного назначения классифицируются сегодня на два типа, это машина осуществляющая работу от электрического привода и гидравлический аппарат для сгибания труб. Электрическое оборудование имеет высокие характеристики работы и используется на больших промышленных предприятиях. Данное оборудование способно сгибать трубы очень большого диаметра и толщины. Трубогибочные станки гидравлического типа так же используются на больших предприятиях, однако данное оборудование используется для сгибания трубы только какого-то определенного диаметра. Их чаще всего применяют при изготовлении газовых труб и водопроводных труб. Преимущество такого типа оборудования заключается в его относительно невысокой цене, высоком качестве работы и мобильности. Стоит отметить, что на сегодняшний день данное оборудования

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019. 14.0.6.00				

является либо полностью автоматическим, либо полуавтоматическим, однако и в том и в другом случаях аппараты не требуют применения ручного труда, а всем процессом управляет оператор, который просто задает нужную программу, далее станок выполняет все действия самостоятельно.



Рисунок 1.1 – Пример трубогибочного станка.

1.3 Трубогиб с гидравлическим управлением

Гидравлические трубогибочные машины – агрегаты, работающие от сети. От механических трубогибов их отличает высокая производительность и скорость обработки деталей. Принцип работы машин заключается в том, что электромотор устройства приводит в действие гидравлический насос, который в свою очередь, запускает в работу гибочный ролик. Также, гидропривод задействует функцию выдвижения и изъятия дорна, выполняет зажим детали, смазку дорна, включает в работу скользящий башмак.

Главным преимуществом машины с гидроприводом является высокая производительность и способность обрабатывать толстостенный трубопровод. Данные агрегаты относятся к разряду профессионального оборудования. Их задействуют на сложных магистралях, в строительстве, для ремонта городских коммуникаций и т.д.

1.4 Характеристики трубогибочных станков

Гидравлические трубогибы способны к сгибанию труб, диаметр которых не превышает четырех дюймов, при этом угол сгибания трубы может достигать порядка девяноста градусов. для правильного крепления трубы и для предотвращения ее соскальзывания со станка во время работы, станок оснащен специальной рамой с удерживающим устройством. Трубогибочные станки электрического типа являются более универсальными машинами, они способны гнуть трубы, ширина стенок которых достигает порядка одного сантиметра, при этом диаметр трубы может быть любого размера. Производительность такого оборудования является чрезвычайно высокой, к примеру, трубу диаметром равным ста двадцати двум миллиметрам с толщиной стенок в сто миллиметров, трубогиб сгибает на угол девяноста градусов, за десять секунд. Так же данное оборудование может оснащаться дополнительным оборудованием, которое будет работать с трубами профильного типа, которые в обработке являются более сложными изделиями, нежели простые круглые трубы.

									Лист
									7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019. 14.0.6.00				

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ.

2.1 Определение диаметра поршня цилиндра

Определим требуемую площадь поршневой полости [1]:

$$A_n^{треб} = \frac{F_{нагр}}{\eta_{ци} \cdot \eta_{\Sigma} \cdot p_n} \quad (1)$$

где A_n – площадь поршневой полости гидроцилиндра;

$F_{нагр}$ – усилие(см.ТЗ);

p_n – давление насоса(см.ТЗ);

$\eta_{ци}$ – КПД гидроцилиндра, принимаем равным 0,9;

η_{Σ} – КПД гидросистемы, принимаем равным 0,75.

По формуле (1) находим площадь поршневой полости:

$$A_n^{треб} = \frac{210 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 10^6} = 0,03111 м^2$$

$$A_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2)$$

По формуле (2) определим диаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_n}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03111}{3,14}} = 0,199 м$$

Принимаем диаметр поршня равным $D=0,2 м=200 мм$.

2.2 Расчет параметров гидроцилиндра

Исходя из технических требований принимаем параметры гидроцилиндра:

Номинальное давление: 25МПа,

Диаметр поршня: 200мм,

Диаметр штока: 140мм,

Ход поршня: 4м,

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019. 14.0.6.00				

Определим площадь поршневой полости [2]:

$$A_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$A_n = \frac{3,14 \cdot 200^2}{4} = 31400 \text{ мм}^2 = 0,0314 \text{ м}^2$$

Определим площадь штоковой полости:

$$A_{шт} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$$A_{шт} = \frac{3,14 \cdot (200^2 - 140^2)}{4} = 9263 \text{ мм}^2 = 0,009263 \text{ м}^2$$

Определим площадь штока:

$$S_{шт} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$S_{шт} = \frac{3,14 \cdot 140^2}{4} = 15386 \text{ мм}^2 = 0,01538 \text{ м}^2$$

2.3 Расчет потребного расхода

Определим потребный расход [3]:

$$Q = V \cdot S \quad (3)$$

где S – площадь поршневой или штоковой полости;

V – скорость движения поршня.

По формуле (3) находим расход при холостом ходе

$$Q_{np}^{xx} = A_n \cdot V_{np}^{xx}$$

где $V_{np}^{xx} = 0,04 \text{ м} / \text{с}$

$$Q_{np}^{xx} = 0,0314 \cdot 0,04 = 0,001256 \text{ м}^3 / \text{с} = 75,36 \text{ л} / \text{мин}$$

По формуле (3) находим расход при прессовании

$$Q_{np}^{прес} = A_n \cdot V_{np}^{прес}$$

где $V_{np}^{прес} = 0,004 \text{ м} / \text{с}$

$$Q_{np}^{prec} = 0,0314 \cdot 0,004 = 0,0001256 \text{ м}^3 / \text{с} = 7,536 \text{ л} / \text{мин}$$

Определим расход насоса с учетом утечек:

$$Q_n = (Q_{np}^{xx} + \Delta Q_{ц}) \cdot z \cdot \Delta Q_{зол} + \Delta Q_{ПК} \quad (4)$$

где $\Delta Q_{ц}$ – утечки жидкости в цилиндре;

$\Delta Q_{зол}$ – утечки жидкости на золотнике;

$\Delta Q_{ПК}$ – утечки через предохранительный клапан;

z – число гидроцилиндров.

Определим утечки в цилиндре [4]:

$$\Delta Q_{ц} = \Delta Q_{ц}^* \cdot \frac{P_1}{P^*}$$

$$\Delta Q_{ц} = 70 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{10}{25} = 0,028 \text{ л} / \text{мин}$$

Определим утечки на золотнике [4]:

$$\Delta Q_{зол} = \Delta Q_{зол}^* \cdot \frac{P_1}{P^*}$$

$$\Delta Q_{зол} = 100 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{10}{25} = 0,04 \text{ л} / \text{мин}$$

Утечки через предохранительный клапан принимаем $\Delta Q_{ПК} = 0,1Q_n$.

По формуле (4) находим расход первого насоса:

$$Q_{н1} = (75,36 + 0,028) \cdot 2 + 0,04 + 0,1Q_n$$

$$Q_{н1} - 0,1Q_n = (75,36 + 0,028) \cdot 2 + 0,04$$

$$Q_{н1} = \frac{(75,36 + 0,028) \cdot 2 + 0,04}{0,9} = 167,57 \text{ л} / \text{мин}$$

По формуле (4) находим расход второго насоса:

$$Q_{н2} = \frac{(7,536 + 0,028) \cdot 2 + 0,04}{0,9} = 16,8 \text{ л} / \text{мин}$$

2.4 Выбор насоса

По рассчитанным данным первый насос выбираем аксиальный насос Н75D фирмы DANFOSS с номинальной подачей $Q=180$ л/мин, номинальным давлением $p=210\text{бар}=21\text{МПа}$, числом оборотов $n=2400$ об/мин и мощностью $N=41,6$ кВт [5]



Рисунок 2.1 – Аксиальный насос Н75D

Вторым насосом выбираем шестеренный насос НШ-10 номинальной подачей $Q=21$ л/мин, номинальным давлением $p=160\text{бар}=16\text{МПа}$, частота вращения $n=2400$ об/мин [6]

2.5 Выбор электродвигателя

Определим требуемую мощность электродвигателя:

$$N_{\text{эл.дв}} = p_n \cdot Q_n \quad (5)$$

Так как в цикле происходит разгрузка давления при расчете мощности электродвигателе используем давление насоса, а не давление настройки предохранительного клапана.

По формуле (5) определим мощность первого электродвигателя:

$$N_{эл.дв1} = 10 \cdot 10^6 \cdot 0,003 = 30 \text{ кВт}$$

По формуле (5) определим мощность второго электродвигателя:

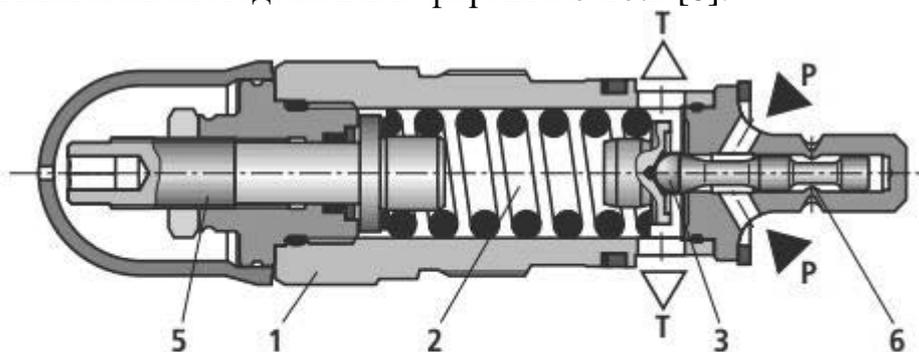
$$N_{эл.дв2} = 10 \cdot 10^6 \cdot 0,00029 = 2,9 \text{ кВт}$$

Первый электродвигатель выбираем АИР 200 L2 с мощностью $N=45$ кВт, частотой вращения $n=3000$ об/мин, $\eta = 0,925$ [7]

Второй электродвигатель выбираем АИР 112 M2 с мощностью $N=7,5$ кВт, частотой вращения $n=3000$ об/мин, $\eta = 0,87$ [7]

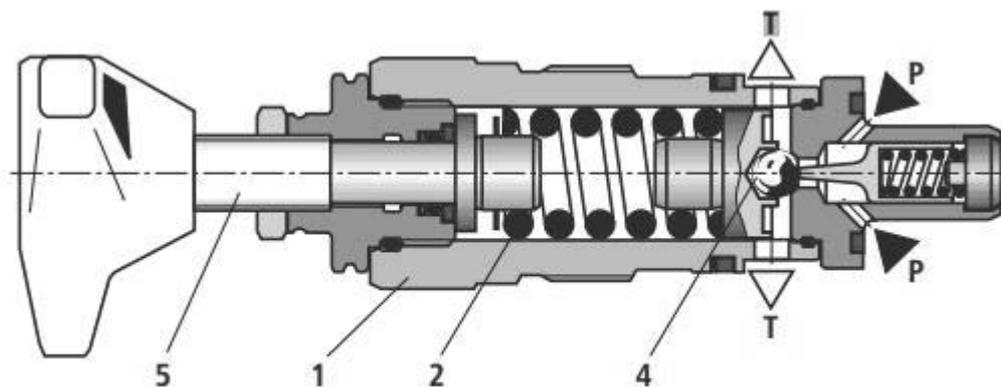
2.6 Выбор и описание гидроаппаратуры

Предохранительный клапан модели DBD фирмы Rexroth [8].



Тип DBDS..K1X/...

Исполнение: ступень давления 25–400 бар
(конический клапан)



Тип DBDH 10 K1X/...

Исполнение: ступень давления 630 бар
(клапан со сферической посадкой, только NG10)

Рисунок 2.2 – Предохранительный клапан DBD

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.14.0.6.00

Лист

12

Р поднимается выше значения, установленного для пружины, шар прижимается к пружине. Сигнал об этом поступает по каналам управления и из канала Р. Рабочая жидкость с нагруженной пружиной стороны основного золотника начинает течь по каналу управления, через отверстие сопла и шар в полость установки пружины. Отсюда жидкость поступает внутренне (у типа ДВ...–) по каналу управления или внешне (у типа ДВ...У) по каналу управления в бак. В зависимости от сопел и возникает градиент давления на основном золотнике, открывается соединение между каналами Р и Т. Теперь рабочая жидкость течет от канала Р к каналу Т при поддержании установленного рабочего давления. Через патрубок "Х" с клапана ограничения давления снимается нагрузка или подается другое давление (вторая ступень давления).

Предохранительный клапан МКГВ[2]

Обратный клапан 1МКО-20/20

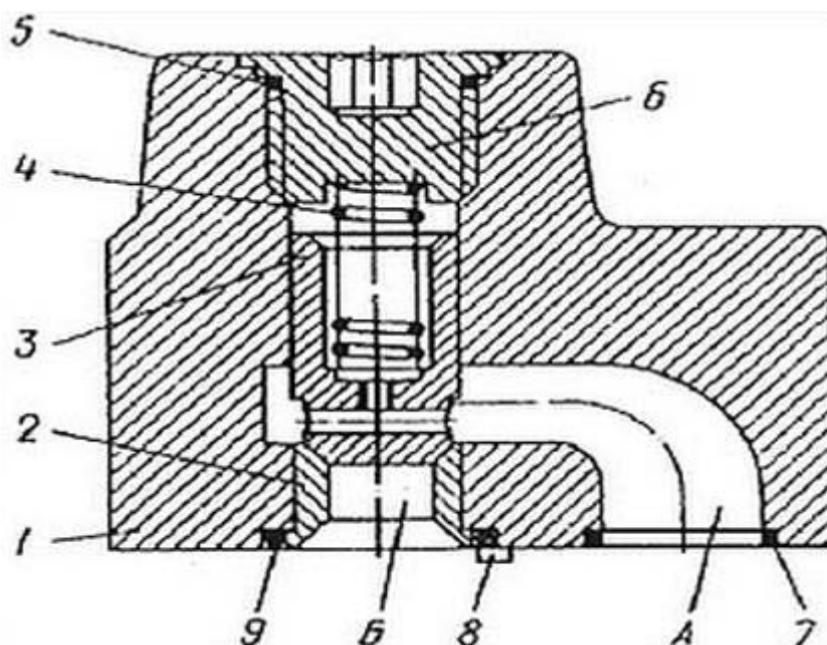


Рисунок 2.3 – Обратный клапан 1МКО-20/20

В чугунном корпусе 1, имеющим отверстия для входа и выхода рабочей жидкости, располагается клапан 2. Клапан прижат к седлу корпуса пружиной 3. Направляющее отверстие уплотнено резиновым кольцом 5 и закрыто

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.14.0.6.00

Лист

14

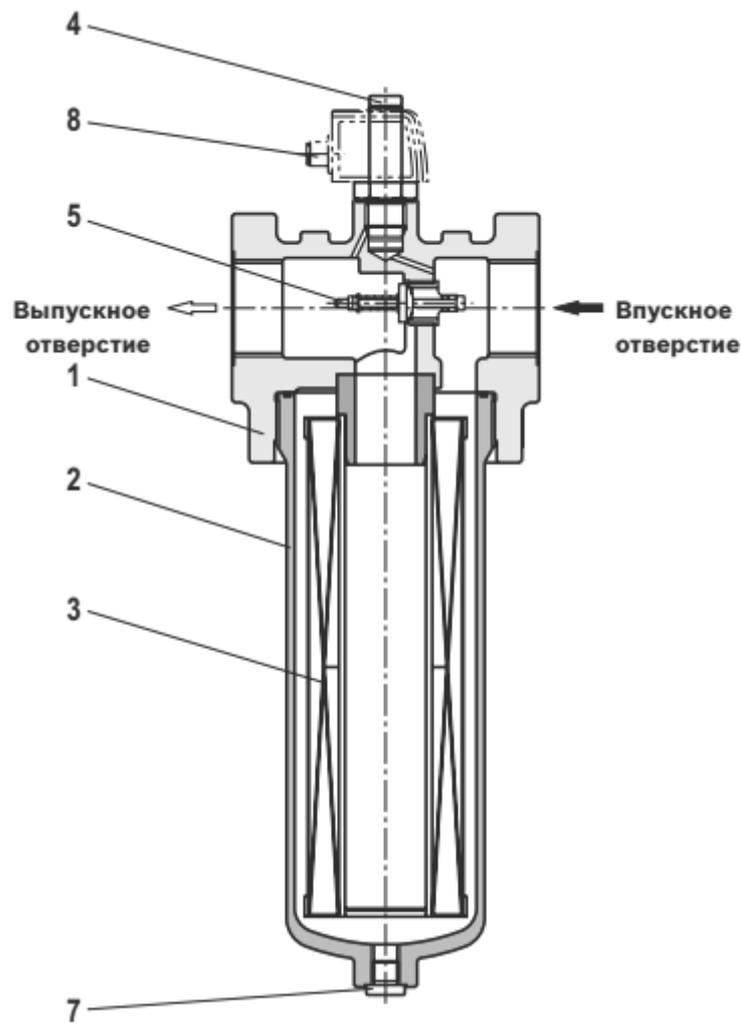


Рисунок 2.4 – Фильтр 245LE

Электромагнитный гидрораспределитель марки DHI фирмы Atos [9]
 Движущиеся детали защищены, смазаны и погружены в масло. Оболочковое
 литьё (1) выполнено на автоматических линиях с термической очисткой.
 Оптимизированная конструкция внутренних каналов с очень большим
 проходным сечением канала слива для снижения потерь давления
 Взаимозаменяемые золотники (2) возможны в широком диапазоне
 конфигураций. Распределители DHI могут быть укомплектованы
 специальными устройствами, позволяющими регулировать время
 переключения. Стандартные электрические/ электронные разъёмы (4)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.14.0.6.00

Лист

16

удовлетворяют требованиям современных машин к характеристикам электрических цепей.

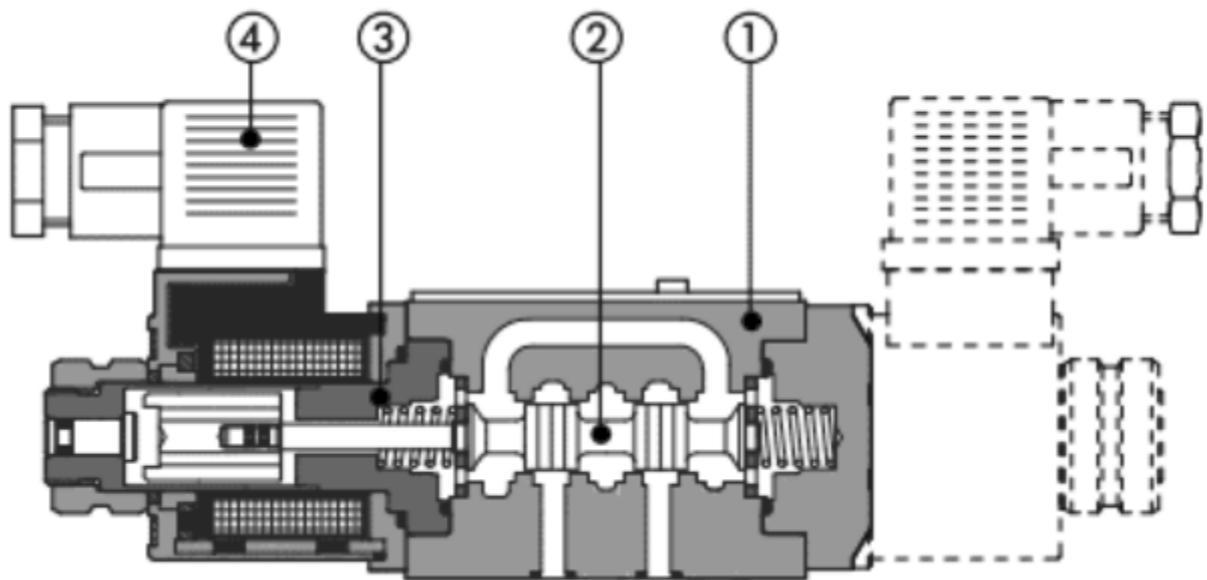


Рисунок 2.5 – Гидрораспределитель DHI

Рабочая жидкость:

Рабочей жидкостью было выбрано масло Sintec HLP 32. Спецификация DIN 51524-2 (HLP), класс вязкости ISO VG 32 [10].

Плотность данного масла: $\rho = 870 \text{ кг} / \text{м}^3$

3.ВЫБОР СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Находим внутренний диаметр труб, с помощью которых соединяются гидроаппараты.

Для определения требуемого минимального диаметра труб гидролинии всасывания принята допустимая скорость $V_{д1} = 1,6 м/с$.

Определим допустимый диаметр [11]:

$$d_{д1} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{д1}}} \quad (6)$$

По формуле (6) определим минимальный допустимый диаметр всасывающей линии:

$$d_{д1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 1,6}} = 0,047 м$$

Исходя из расчета была выбрана стальная бесшовная холоднодеформированная труба с наружным диаметром $d_{н1} = 60 мм$ и толщиной стенки $s_1 = 5 мм$ [12].

Определим внутренний диаметр трубы:

$$d = d_{н1} - 2 \cdot s \quad (7)$$

$$d_1 = 60 - 10 = 50 мм$$

Определим скорость при выбранной трубе:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (8)$$

$$V_{доп1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,41 м/с$$

Для определения требуемого минимального диаметра труб гидролинии на промежутке от насосной станции до поршневой полости гидроцилиндра принята допустимая скорость : $V_{д2} = 5 м/с$.

По формуле (6) определим минимальный допустимый диаметр трубопровода от насосной станции до поршневой полости гидроцилиндра:

$$d_{д2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 5}} = 0,026 м$$

Исходя из расчета была выбрана стальная бесшовная холоднодеформированная труба с наружным диаметром $d_{н2} = 34 мм$ и толщиной стенки $s_2 = 3 мм$.

По формуле (7) определим внутренний диаметр трубы:

$$d_2 = 34 - 6 = 28 мм$$

По формуле (8) определим скорость при выбранной трубе:

$$V_{дон2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 0,028^2} = 4,52 м / с$$

Для определения требуемого минимального диаметра труб гидролинии на промежутке от штоковой полости гидроцилиндра до бака принята допустимая скорость : $V_{д3} = 2 м / с$.

По формуле (6) определим минимальный допустимый диаметр трубопровода от штоковой полости гидроцилиндра до бака:

$$d_{д3} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 2}} = 0,042 м$$

Исходя из расчета была выбрана стальная бесшовная холоднодеформированная труба с наружным диаметром $d_{н3} = 50 мм$ и толщиной стенки $s_3 = 3 мм$.

По формуле (7) определим внутренний диаметр трубы:

$$d_3 = 50 - 6 = 44 мм$$

По формуле (8) определим скорость при выбранной трубе:

$$V_{дон3} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,002783}{3,14 \cdot 0,044^2} = 1,83 м / с$$

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019. 14.0.6.00				

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

4.1 Определение потерь давления по длине трубопровода

Потери давления по длине в трубах круглого сечения, как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения масла определяют по общей формуле [12]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (9)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина трубопровода рассматриваемого участка гидросистемы;

d – диаметр трубопровода рассматриваемого участка гидросистемы;

V – скорость течения жидкости на рассматриваемом участке гидросистемы;

ρ – плотность масла.

Определим режим движения жидкости на всех участках трубопровода.

Режим течения на отдельных участках гидросистемы определяется безразмерным числом Рейнольдса Re .

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (10)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости.

Определим число Рейнольдса для всасывающего участка трубопровода по формуле (10):

$$Re_1 = \frac{V_{д1} \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,41 \cdot 0,05}{32,29 \cdot 10^{-6}} = 2183$$

При данном числе Рейнольдса $Re_1 \leq 2320$ наблюдается ламинарный режим течения жидкости, при данном режиме коэффициент гидравлического трения рассчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (11)$$

По формуле (11) определим коэффициент гидравлического трения:

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

15.03.02.2019.14.0.6.00

$$\lambda = \frac{64}{2183} = 0,029$$

Определим число Рейнольдса для напорного участка трубопровода по формуле (10):

$$Re_2 = \frac{V_{д2} \cdot d_2}{\nu} = \frac{4,52 \cdot 0,028}{32,29 \cdot 10^{-6}} = 3919$$

При данном числе Рейнольдса $2320 < Re_1 \leq 4000$ наблюдается переходный режим течения жидкости, при данном режиме коэффициент гидравлического трения λ рассчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}} \quad (12)$$

По формуле (12) определим коэффициент гидравлического трения:

$$\lambda_2 = \frac{2,7}{3919^{0,53}} = 0,033$$

По формуле (10) определим число Рейнольдса для сливного участка трубопровода:

$$Re_3 = \frac{V_{д3} \cdot d_3}{\nu} = \frac{1,83 \cdot 0,044}{32,29 \cdot 10^{-6}} = 2493$$

При данном числе Рейнольдса $2320 < Re_3 \leq 4000$ наблюдается переходный режим течения жидкости.

По формуле (12) определим коэффициент гидравлического трения:

$$\lambda_3 = \frac{2,7}{2493^{0,53}} = 0,042$$

По формуле (9) определим потери давления по длине для напорного трубопровода:

$$\Delta p_{д1} = \lambda_2 \cdot \rho \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2} = 0,033 \cdot 870 \cdot \frac{3}{0,028} \cdot \frac{4,52^2}{2} = 31422 \text{ Па}$$

По формуле (9) определим потери давления по длине для сливного трубопровода:

$$\sum \xi_{M2} = \xi_6 + 4\xi_2 + \xi_8 + \xi_5 + 4\xi_4 + \xi_7 = 0,7 + 4 \cdot 1,1 + 5 + 4 + 4 \cdot 2 + 1 = 23,1$$

По формуле (2.12) определим местные потери давления напорного участка:

$$\Delta p_{M1} = \frac{V_2^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi_{M1} = \frac{4,52^2}{2} \cdot 870 \cdot 33,8 = 0,3 \text{ МПа}$$

По формуле (2.12) определим местные потери давления сливного участка:

$$\Delta p_{M2} = \frac{V_3^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi_{M2} = \frac{1,83^2}{2} \cdot 870 \cdot 23,1 = 33,7 \text{ кПа}$$

Определим суммарные потери давления:

$$\Delta p = \Delta p_{д} + \Delta p_{M} \quad (14)$$

По формуле (2.13) определим суммарные потери давления напорной линии:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{д1} + \Delta p_{M1} = 31422 + 300000 = 331422 \text{ Па}$$

По формуле (2.13) определим суммарные потери давления сливной линии:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{д2} + \Delta p_{M2} = 4867 + 33700 = 38567 \text{ Па}$$

Определим суммарные потери во всей системе:

$$\sum p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 331422 + 38567 = 369989 \text{ Па}$$

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

5.1 Определение мощности

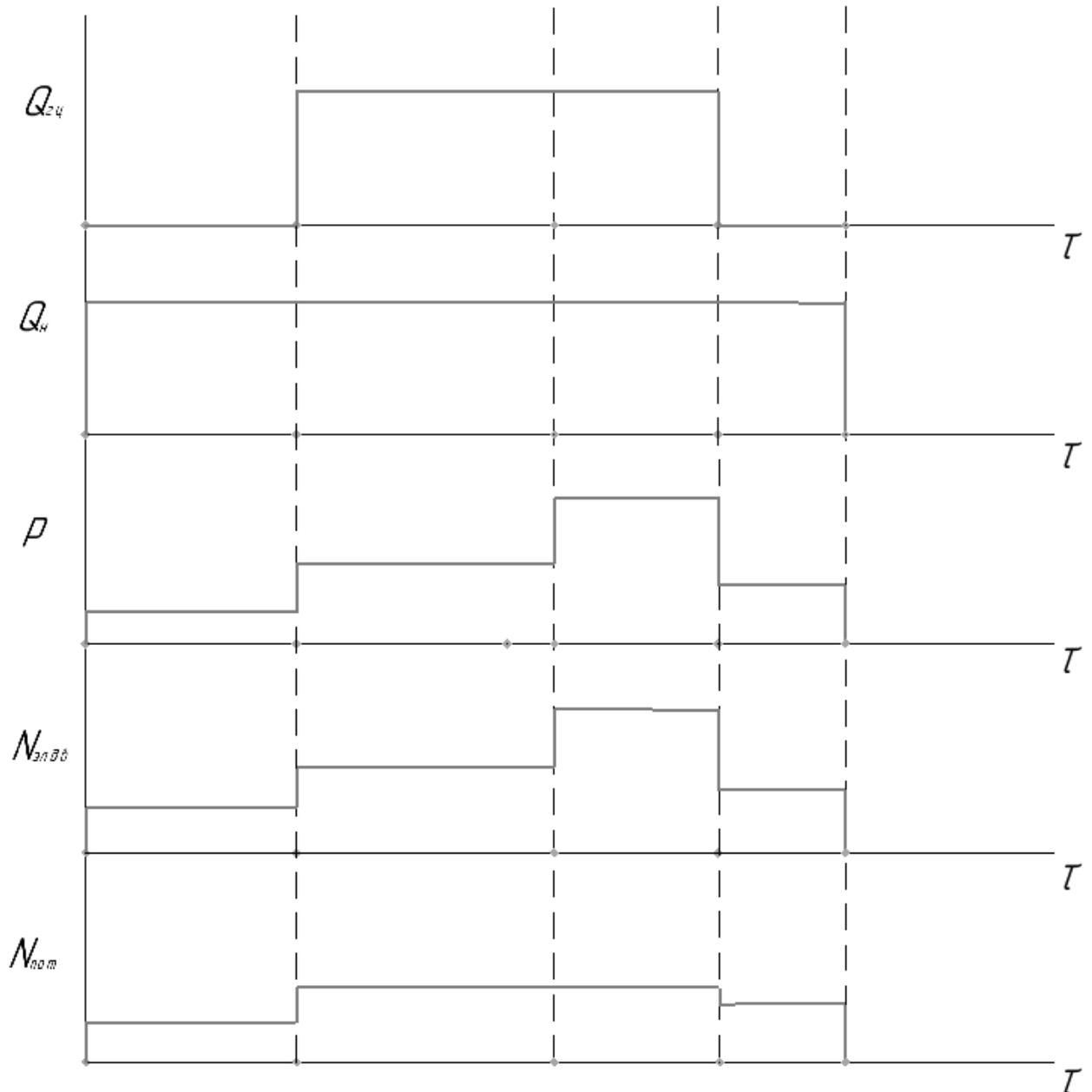


Рисунок 5.1– Циклограмма работы насоса НШ-10

Представленная циклограмма отображает работу второго насоса на четырех циклах, первый цикл наблюдается при простое включенного оборудования,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.14.0.6.00

Лист

24

$$N_{nom4}^{u1} = \Delta p_2 \cdot Q_n = 38567 \cdot 0,00029 = 11,2 Bm$$

По формуле (16) определим потери мощности первой циклограммы:

$$N_{nom1} = \frac{6 \cdot 100 + 96,1 \cdot 150 + 96,1 \cdot 60 + 11,2 \cdot 50}{100 + 150 + 60 + 50} = 59,28 Bm$$

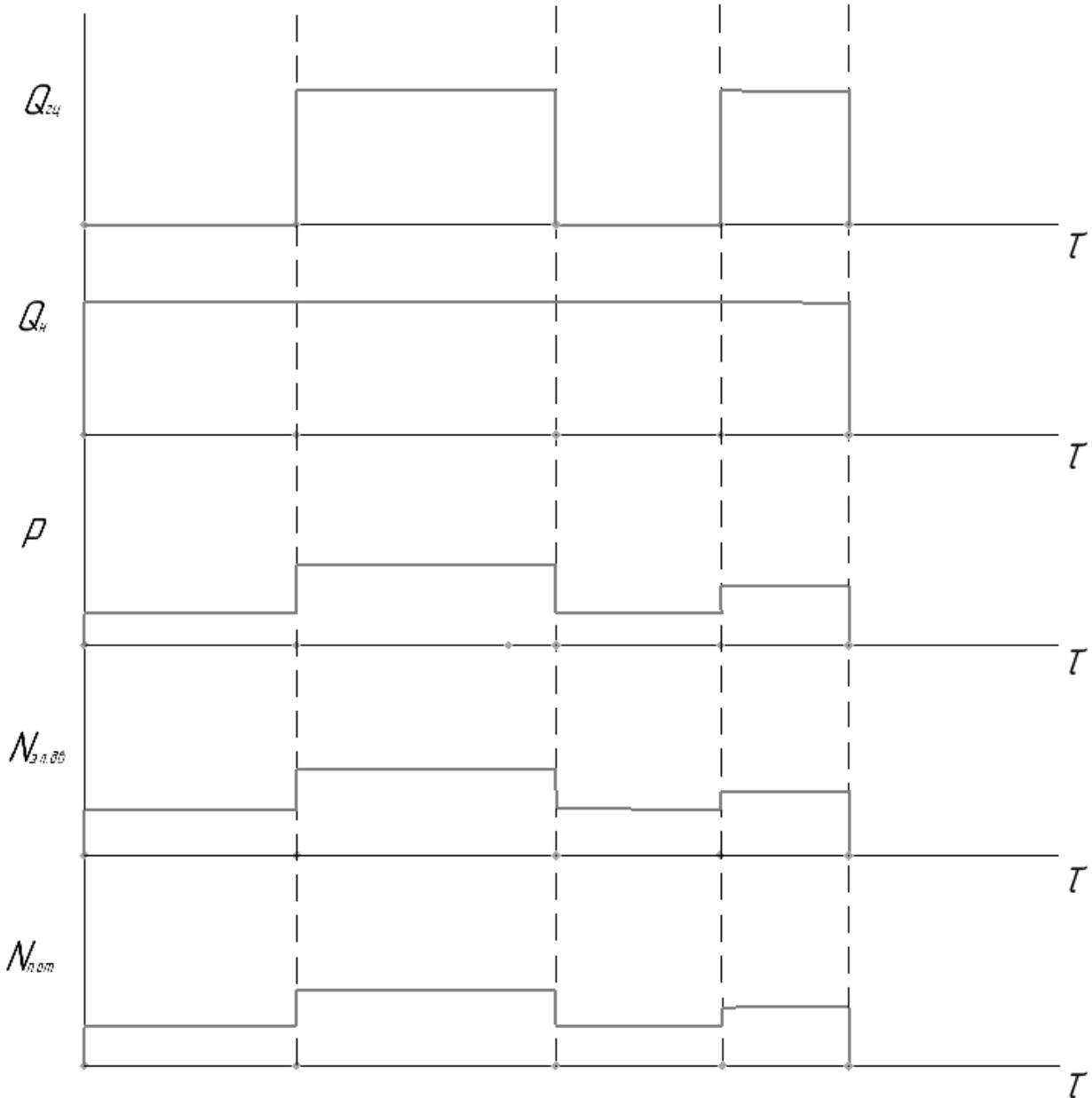


Рисунок 5.2 – Циклограмма работы насоса H75D

Представленная циклограмма отображает работу первого насоса на четырех циклах, длительность операций совпадает с циклограммой 5.1.

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

15.03.02.2019.14.0.6.00

Лист

26

Определим мощность на каждом цикле:

$$N_{эл.дв1}^{u2} = p_{u1} \cdot Q_{u2} = 21 \cdot 10^3 \cdot 0,003 = 63 \text{ Bm}$$

$$N_{эл.дв2}^{u2} = \Delta p_1 \cdot Q_{u2} = 331422 \cdot 0,003 = 994,2 \text{ Bm}$$

$$N_{эл.дв3}^{u2} = p_u \cdot Q_u = 21 \cdot 10^3 \cdot 0,003 = 63 \text{ Bm}$$

$$N_{эл.дв4}^{u1} = \Delta p_2 \cdot Q_u = 38567 \cdot 0,003 = 115,7 \text{ Bm}$$

По формуле () определим эквивалентную мощность второй циклограммы:

$$N_{экв}^{u2} = \sqrt{\frac{63^2 \cdot 100 + 994,2^2 \cdot 150 + 63^2 \cdot 60 + 115,7^2 \cdot 50}{100 + 150 + 60 + 50}} = 1 \text{ кВт}$$

Определим потери мощности на каждом цикле:

$$N_{ном1}^{u2} = N_{ном3}^{u2} = \Delta p_{u1} \cdot Q_u = 21 \cdot 10^3 \cdot 0,003 = 63 \text{ Bm}$$

$$N_{ном2}^{u1} = \Delta p_1 \cdot Q_u = 331422 \cdot 0,003 = 994,2 \text{ Bm}$$

$$N_{ном4}^{u1} = \Delta p_2 \cdot Q_u = 38567 \cdot 0,003 = 115,7 \text{ Bm}$$

По формуле () определим потери мощности второй циклограммы:

$$N_{ном2} = \frac{63 \cdot 100 + 994,2 \cdot 150 + 63 \cdot 60 + 115,7 \cdot 50}{100 + 150 + 60 + 50} = 459,3 \text{ Bm}$$

Определим суммарные потери мощности:

$$\sum N_{ном} = N_{ном1} + N_{ном2} \quad (17)$$

$$\sum N_{ном} = 59,28 + 459,3 = 518,59 \text{ Bm}$$

5.2 Выбор гидробака

Гидробаки гидросистем предназначены для размещения необходимого объема рабочей жидкости, компенсации разности объемов рабочих полостей гидроцилиндров, компенсации утечек, охлаждения рабочей жидкости, ее отстоя, выпуска паров и воздуха.

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2019.14.0.6.00				

При выборе вместимости гидробака очень важно предусматривать свободное пространство над максимальным уровнем рабочей жидкости для воздуха, который выделяется из нее, а также для обеспечения слива рабочей жидкости из гидроцилиндров одностороннего действия. На практике уровень рабочей жидкости не должен превышать 0,8 высоты гидробака.

Конструкция гидробака должна состоять из заливной горловины, сливного отверстия, сапуна, фильтра для заправки и пробки или крана для слива рабочей жидкости. Иногда пробки могут быть укомплектованы указателем уровня или сапуном.

Гидробак можно предохранить от попадания пыли, если в конструкции сапуна предусмотреть воздушный фильтр. Гидробак должен быть снабжен уплотнительной крышкой. Через отверстие в крышке гидробак очищают от осадков и скопившихся загрязнений на его дне.

Определим объем гидробака:

$$V_{бак} = Q_n \cdot 3 \quad (18)$$

$$V_{бак} = 180 \cdot 3 = 540 \text{ л}$$

Был подобран гидробак Pona UB SK 630 с объемом $V_{бак} = 630 \text{ л}$

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 теплоизлучающей поверхности бака $A_{бак}$ можно определить по следующей формуле:

$$A = 0,064 \sqrt[3]{V_{бак}^2} \quad (19)$$

По формуле (19) определим площадь бака:

$$A = 0,064 \sqrt[3]{640^2} = 4,8 \text{ м}^2$$

При включении гидропривода сразу начинается поглощение теплоты рабочей жидкости из-за несущественной разности температур между баком и окружающей средой. По мере разогрева теплота начинает рассеиваться стенками гидробака, и при установлении температурного режима этот процесс становится единственным.

Определим мощность рассеивания бака:

$$N_{рас.б} = \Delta t \cdot k \cdot A \quad (20)$$

где k – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху (по данным фирмы Rexroth примем $k = 12 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$);

Δt – превышение температуры масла в баке над окружающей средой.

По формуле (20) определим мощность рассеивания бака:

$$N_{рас.б} = 35 \cdot 12 \cdot 4,8 = 1974 \text{ Вт}$$

Так как $N_{рас.б} \geq \sum N_{ном}$ охладитель не требуется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы работы была спроектирована гидравлическая схема трубогибочного станка.

Проведены основные расчеты гидроцилиндра, выбор насосов и всей гидроаппаратуры, подобраны трубопроводы для различных участков системы, выполнен гидравлический расчет, построены циклограммы работы насосов в ходе теплового расчета.

Так же были выполнены чертежи насосного агрегата, гидроблока и гидравлической схемы.

									<i>Лист</i>
									30
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>15.03.02.2019.140.6.00</i>				

