

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Филиал федерального государственного автономного образовательного
учреждения высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»
в г. Миассе
Факультет «Машиностроительный»
Кафедра «Технология производства машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

И.о. зав. кафедрой, к.т.н.

_____ Ю.Г. Миков

« _____ » _____ 2019 г.

ГИДРОПРИВОД МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СРЕЛЫ ПОЖАРНОГО
АВТОПЕНОПОДЪЕМНИКА

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ЮУрГУ - 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ ВКР

Консультант, должность
Старший преподаватель
_____/ Е. С. Шапранова /
« _____ » _____ 2019 г.

Руководитель, должность
к.т.н., доцент кафедры ТПМ
_____/ А. И. Новиков /
« _____ » _____ 2019 г.

Консультант, должность

_____/ _____ /
« _____ » _____ 2019 г.

Автор
студент группы 515
_____/ С. В. Осипов /
« _____ » _____ 2019 г.

Консультант, должность

_____/ _____ /
« _____ » _____ 2019 г.

Нормоконтролер, должность
к.т.н., доцент кафедры ТПМ
_____/ В.Г. Зезин /
« _____ » _____ 2019 г.

Аннотация

Осипов С.В. Гидравлический привод
механизма выдвижения стрелы пожарного
автопеноподъемника: ВПР.– Миасс,
ЮУрГУ, 2019 г. – 61 с, библиографический
список – 8 наименований, 6 листов
чертежей ф. А1.

В ВКР разработан и спроектирован гидропривод выдвижения стрелы пожарного автопеноподъемника (АПК). Проанализированы возможные варианты схематического исполнения гидропривода и выбран вариант, удовлетворяющий предъявляемым к нему требованиям; спроектирован контур гидропривода механизма подъема стрелы пожарного автомобиля; выбрана схема гидропривода системы разложения стрелы; выполнены расчеты энергетических характеристик, диаметров трубопроводов гидролиний, потерь давления в гидросистеме привода, тепловой, статической нагрузочной характеристики; выбраны компоненты гидропривода системы подъема стрелы; выполнены чертежи основных составляющих гидропривода.

| | | | | | | | | |
|-----------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---|-------------|-------------|---------------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | | | |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | | | |
| <i>Разраб.</i> | | Осипов С.В. | | | Гидропривод подъема стрелы автопеноподъемника | <i>Лит.</i> | <i>Лист</i> | <i>Листов</i> |
| <i>Провер.</i> | | Новиков А.И. | | | | 6 | 61 | |
| <i>Н.контр.</i> | | Зезин В.Г. | | | | ЮУрГУ | | |
| <i>Утверд.</i> | | Миков Ю.Г. | | | | | | |

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Введение | 8 |
| 1 Технические требования к пожарному пеноподъемнику и ее гидроприводу стрелы. Задачи проектирования | 10 |
| 1.1 Технические требования к пожарному автомобилю | 10 |
| 1.2 Технические требования к гидроприводу пеноподъемника в целом и к гидроприводу подъема колена | 12 |
| 1.3 Задачи проектирования | 14 |
| 2 Анализ и обоснование выбора принципиальной схемы гидропривода автомобиля в целом и системы разложения стрелы | 15 |
| 2.1 Обоснование и выбор принципиальной схемы гидропривода автомобиля | 15 |
| 2.2 Обоснование и выбор схемы выдвижения лестницы и гидропривода системы выдвижения | 18 |
| 3 Расчет основных характеристик гидропривода механизма подъема стрелы | 22 |
| 3.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода | 22 |
| 3.2 Выбор рабочей жидкости | 24 |
| 3.3 Расчет потерь давления в гидросхеме | 30 |
| 3.4 Расчет тепловой гидропривода | 35 |
| 3.5 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода | 37 |
| 4 Выбор компонентов гидросхемы привода | 41 |
| 4.1 Выбор гидроаппаратуры привода | 41 |
| 4.2 Выбор рабочей жидкости | 50 |
| 5 Безопасность жизни деятельности | 52 |
| Заключение | 59 |
| Библиографический список | 60 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 7 |

ВВЕДЕНИЕ

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

В настоящее время во всем мире практически невозможно назвать такую отрасль промышленности в которых не применялся бы гидропривод.

В качестве исполнительных механизмов гидроприводов часто применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и гидромоторы – для поворотных перемещений исполнительных механизмов.

Гидроприводы подразделяются также по виду движения выходного звена.

Выходным звеном гидропривода считается выходное звено гидродвигателя, совершающее полезную работу. По этому признаку выделяют следующие объемные гидроприводы:

- поступательного движения – в них выходное звено совершает возвратно-поступательное движение;

- вращательного движения – в них выходное звено совершает вращательное движение;

- поворотного движения – в них выходное звено совершает ограниченное (до 360°) возвратно-поворотное движение (применяются крайне редко).

Если в гидроприводе имеется возможность изменять только направление движения выходного звена, то такой гидропривод называется нерегулируемым.

Если в гидроприводе имеется возможность изменять скорость выходного звена как по направлению, так и по величине, то такой гидропривод называется регулируемым.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 8 |

Спасание людей и имущества при пожарах является важнейшим видом боевых действий расчета пожарной команды. Основными способами их являются перемещение людей и имущества, в том числе подъем или спуск с использованием специальных технических средств в безопасное место и защита их от опасных факторов пожара.

При проведении этих боевых действий широко используются механизированные средства. К ним относятся пожарные пожарные автоподъемники коленчатые (АПК) и автолестницы (АЛ).

АПК – пожарный автомобиль со стационарной механизированной поворотной коленчатой, телескопической или коленчато-телескопической подъемной стрелой, оборудованное системой подачи пламягасящей пены.

АЛ – это пожарный автомобиль со стационарной механизированной выдвигной и поворотной лестницей.

АПК и АЛ являются передвижными средствами спасания: ими укомплектовываются пожарные части гарнизонов МЧС.

В данной выпускной квалификационной работе разработан гидропривод подъема стрелы коленчатого автопеноподъемника, размещенного на базе автомобиля КАМАЗ - 43118. Выбрана принципиальная схема гидропривода, выполнены необходимые расчеты гидросистемы и чертежи основных составляющих данного привода. Так как гидропривод системы подъема является одной из составляющих, интегрированных в общую гидросистему АПК, то была выбрана принципиальная гидравлическая схема гидропривода пожарного автомобиля в целом.

Пояснительная записка содержит 5 разделов, а также введение и заключение.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 9 |

1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОЖАРНОМУ ПЕНОПОДЪЕМНИКУ И ЕГО ГИДРОПРИВОДУ СТРЕЛЫ. ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1 Технические требования к пожарному автомобилю

1.1.1 Пожарные машины разработаны и выпускаются промышленностью на шасси грузовых автомобилей. На каждый вид ПА предъявляются требования к шасси грузовых автомобилей, на которых они будут обустроены. При этом учитывается развиваемая двигателем мощность, колесная формула, устойчивость автомобиля, его грузоподъемность. Это первая группа требований. Вторую их группу составляют требования к пожарной надстройке, которые необходимо обосновать, исходя из условий и особенностей применения ПА.

Пеноподъемник пожарный предназначен для доставки к месту пожара пожарного расчета и пожарного оборудования и агрегатов, которые обеспечивают подачу воды или воздушно-механической пены из-за обвалования при пожарах в резервуарах, на технологических установках нефтяной, нефтеперерабатывающей, нефтехимической промышленности высотой до 40 м, а также в промышленных, жилых зданиях и сооружениях (пожары класса А, В, С). Может использоваться для обеспечения подачи больших объемов воды, создания защитных экранов в районах аварий, катастроф, стихийных бедствий.

Главные механизмы и агрегаты пеноподъемника - базовое шасси, опорное основание, поворотная рама, комплект стрел, механизмы подъема и поворота, насосная установка, емкость для пенообразователя, органы управления.

Принцип работы пеноподъемника заключается в подъеме стрелы с пеногенераторами в необходимую точку пространства и подачи собственным пожарным насосом через водокommunikации огнетушащего вещества - раствора пенообразователя. Транспортирование воды к насосной установке пеноподъемника осуществляется насосной установкой насосной станции, пенообразователь забирается из собственной емкости.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 10 |

Базой для установки агрегатов и систем пеноподъемника служат полноприводные шасси грузовых автомобилей, имеющих колесную формулу 6х6 или выше.

Комплект колен состоит из многосекционной складывающейся стрелы - по стреле проложен жесткий водовод с внутренним диаметром 125 мм. На конечной секции стрелы смонтировано специальное поворотное устройство, позволяющее быстро крепить и снимать пожарное оборудование, предназначенное для подачи огнетушащих веществ (пеногенераторы).

Устройство пеноподъемников, как правило, позволяет одновременно осуществлять работу насосной установки и совершать перемещение стрелы. В заднем отсеке размещен щит управления и ручки гидрораспределителей опор. Щит управления является стандартным для всех подъемников высотой стрелы более 30 метров. С него можно производить пуск и остановку двигателя, осуществлять включение гидрораспределителя подачи масла в контур опор или стрелы, а также включать освещения в отсеке. По готовности опорного контура (определяется по загоранию сигнальной лампы после выдвижения всех опор) включается пульт управления.

Управление подъемом стрелы контролируется. Движения могут осуществляться только в пределах рабочей зоны. При достижении границы поля срабатывает система блокировок: прекращаются дальнейшие движения и включается сигнализация. Существуют модели пеноподъемников оборудованные дистанционным управлением с расстояния 50-100 метров от выносного пульта.

Общие требования к АПК сводятся к ряду положений.

Пожарная надстройка АПК не должна снижать технических возможностей базовых шасси. Все АПК должны быть приспособлены для тушения пожаров, т.е. для работы на открытом воздухе в любой климатической зоне страны. АПК необходимо содержать в гаражах пожарных частей при температуре воздуха не ниже +12 °С.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 11 |

Размещение агрегатов, ПТВ и систем на базовом шасси должно быть таким, чтобы их приведение в действие требовало малых затрат времени. При этом должны обеспечиваться как безопасное ведение боевых действий, так и обслуживание АПК и его ремонт.

1.2 Технические требования к гидроприводу пеноподъемника в целом и к гидроприводу подъема колена

1.2.1 На рисунке 1 приведен габаритный чертеж пеноподъемника, в котором движение основных элементов обеспечивается гидроприводом.



Рисунок 1 – Габаритный чертеж автопеноподъемника

1 – стрелочное оборудование с секцией направляющей; 2 – поворотная часть; 3 – неповоротная часть

1.2.2 При разработке схем гидропривода машин различного назначения, исходят из возможности использования готовой гидравлической аппаратуры и агрегатов и рекомендаций по рациональному использованию возможностей гидропривода (ГП).

Принципиальная схема ГП определяет состав его элементов и связи между ними, даёт детальное представление о принципах работы ГП. Элементы на схеме

изображаются с помощью стандартных условных графических обозначений. Рекомендуемые соотношения размеров условных обозначений гидрооборудования приведены в ГОСТ 2.781 – 96. [6]

Основанием для разработки принципиальной схемы ГП являются требования к гидроприводу и условия его работы.

При разработке гидравлической схемы рекомендуется применять нормализованную аппаратуру, т.к. применение специальной гидроаппаратуры приводит к повышению стоимости гидропривода.

Технические требования к гидроприводу пожарного автомобиля в целом и контуру гидропривода системы подъема стрелы следуют из общих требований нормативных документов к пожарной автотехнике, изложенных выше. Основные технические требования могут быть сформулированы следующим образом.

1) Гидропривод должен сохранять работоспособность в следующих условиях:

а) температура окружающего воздуха от минус 50 °С до + 40 °С;

б) относительная влажность воздуха до 100 %;

в) воздействие атмосферных осадков и ветра с параметрами, соответствующими климатическим зонам России;

2) Время непрерывной работы привода – до 4 ч.

3) В качестве источника мощности для привода насосного агрегата может использоваться трансмиссия автомобиля (коробка отбора мощности).

4) Гидропривод должен обеспечивать выполнение трех маневров АПК одновременно.

5) Вращающий момент на валу гидродвигателя системы поворота лестницы должен быть 240 Нм.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 13 |

1.3 Задачи проектирования

1.3.1 Исходя из цели ВКР – выбора схемы гидравлического привода подъема стрелы автопеноподъемника формулируем следующие задачи проектирования:

1) анализ возможных вариантов исполнения гидропривода коленчатого автопеноподъемника и выбор варианта, удовлетворяющего заданным требованиям

2) разработка гидропривода механизма подъема стрелы пожарного автомобиля, для чего:

а) обоснование и выбор схемы гидропривода механизма подъема стрелы;

б) расчеты энергетических характеристик, диаметров трубопроводов гидролиний, потерь давления в гидросистеме привода, тепловой, статической нагрузочной характеристик;

в) выбор элементов гидропривода системы подъема стрелы.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 14 |

2 АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА СИСТЕМЫ ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ

2.1 Обоснование и выбор принципиальной схемы гидропривода автомобиля

2.1.1 Выбор гидропривода производится по следующим показателям.

1) Тип проектируемого гидропривода – объемный, так как работа исполнительного органа (гидроцилиндра) происходит за счет изменения в нем объема жидкости.

2) По характеру движения выходного звена выбираем гидропривод поступательного движения в которых выходным элементом является гидроцилиндр, перемещение поршня которого может осуществляться как с регулированием, так и без регулирования скорости, с фиксацией и без фиксации его положения.

3) По возможности и способу регулирования выбираем регулируемый гидропривод с дроссельным регулированием скорости движения выходного звена.

Дроссельное регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется за счет ограничения подачи жидкости к гидродвигателю путем внедрения в гидрولينию дополнительного, в данном случае регулируемого, гидравлического сопротивления – дросселя. При этом избыток рабочей жидкости, подаваемой насосом, через переливной клапан поступает непосредственно в сливную линию (минуя гидродвигатель). При выборе способа регулировки скорости следует учесть следующие особенности дроссельного регулирования.

Оборудование гидропривода в этом случае в целом дешевле, чем при объемном регулировании: устанавливаются более простые, а именно – нерегулируемые, насос и гидродвигатель.

В результате гидравлических потерь при дросселировании жидкость нагревается, что, при большой передаваемой мощности и ограниченности

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 15 |

теплоотдающих поверхностей, потребует установки теплообменников. По указанным выше причинам передаваемая мощность при этом способе регулирования ограничивается. Для рассматриваемого привода выбираю дроссельный принцип регулирования ввиду его простоты и дешевизны.

4) По схеме циркуляции рабочей жидкости.

При решении этого вопроса надо учесть следующие обстоятельства. В открытой схеме всасывающая линия насоса и сливная – гидродвигателя разомкнуты между собой. Они сообщаются с гидробаком, давление на поверхности жидкости в котором – атмосферное. Наличие гидробака, содержащего запас жидкости, обеспечивает лучшие условия для отвода тепла из системы. Эта схема позволяет питать одним насосом несколько гидродвигателей. В целом, она проще закрытой. Однако, реверсирование насосом в этом случае осуществить нельзя – необходима установка гидрораспределителя. Разряжение во всасывающей линии насоса способствует возникновению кавитации и подсос воздуха в систему.

В закрытой схеме рабочая жидкость после гидродвигателя направляется непосредственно в насос. Таким образом основной контур циркуляции не связан с атмосферой, что защищает систему от загрязнений, например, при работе в запыленной среде. Кроме того наличие повышенного давления в низконапорной магистрали уменьшает возможность возникновения кавитации. В этой схеме реверсирование легко осуществляется регулируемым насосом. К недостаткам закрытой схемы следует отнести сложность охлаждения и необходимость установки дополнительного оборудования – системы подпитки – для компенсации утечки жидкости через неплотности во внешнюю среду.

Из-за сложности охлаждения и необходимости установки дополнительного оборудования, выбираю открытую схему циркуляции жидкости. [6]

Гидравлическая схема гидропривода с дроссельным регулированием и открытой схемой циркуляции рабочей жидкости автопеноподъемника в целом,

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 16 |

реализующая все необходимые маневры (установка автомобиля на опоры, подъем, поворот и подъем стрелы и др.), приведена на рисунке 2. [9]

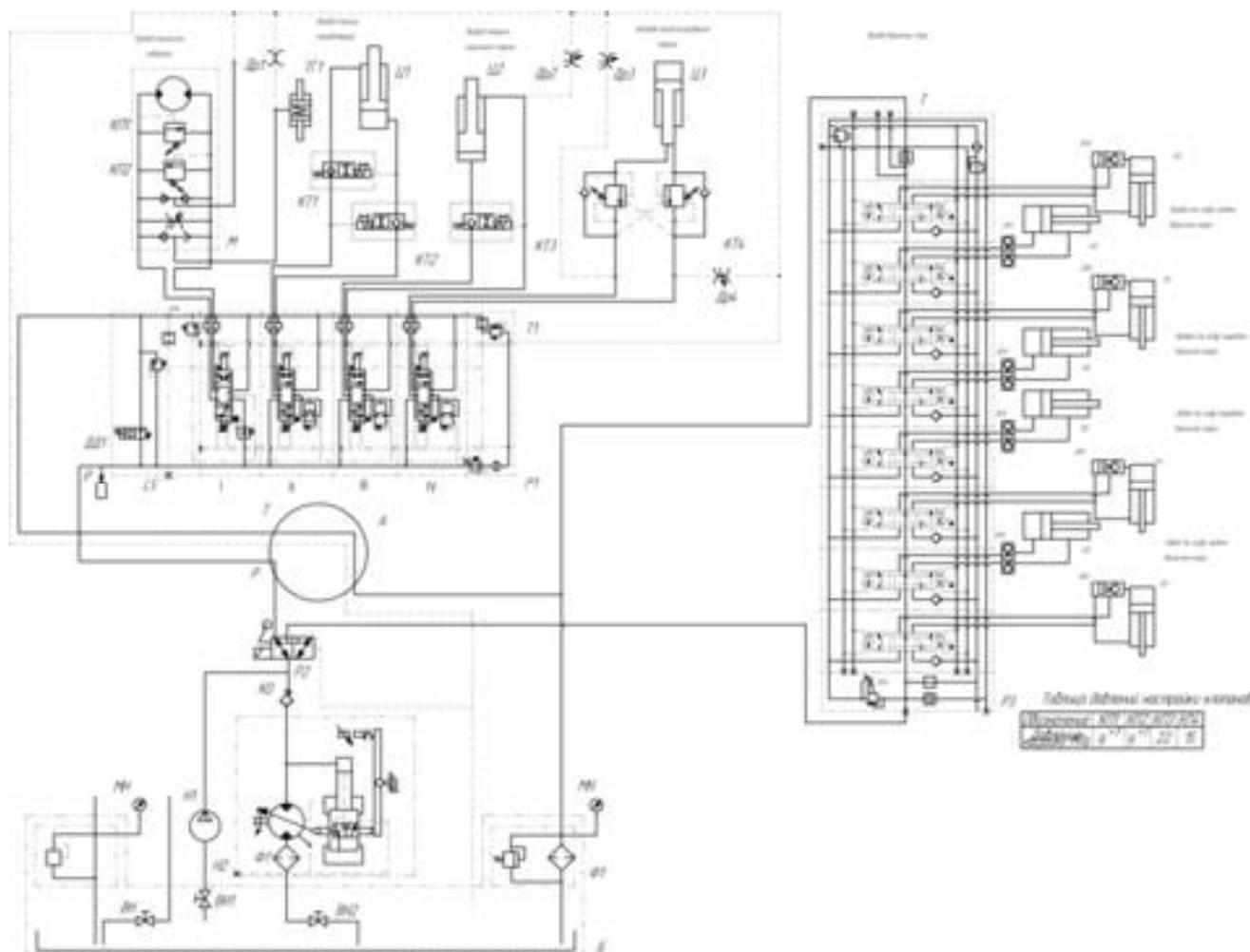


Рисунок 2 – Схема гидравлическая принципиальная:

На рисунке 2 использованы следующие обозначения: А - Гидрошарнир в сборе; Б - Бак масляный; ВН, ВН2, ВН3 - Кран шаровый; ДД1, ДД2 - Датчики давления; Др1, Др2, Др3, Др4 – Дроссель; ЗМ1, ЗМ2, ЗМ3 – Гидрозамок; КО - Клапан обратный; КП1, КП2, КП3, КП4 - Клапан обратно-предохранительный; КТ1, КТ2, КТ3, КТ4 - Клапан тормозной; М – Гидромотор, МН – Манометр; Н1 - Насос ручной; Н2 – насос; Р1, Р2, Р3 – Гидрораспределитель; Ф1 - фильтр сливной; Ф2 - Фильтр вентиляционно-заливочный; ТГ1 - Тормоз гидравлический; Ц1, Ц2, Ц3, Ц4, Ц5, Ц6 – Гидроцилиндр.

2.2 Обоснование и выбор схемы и гидропривода подъема стрелы

2.2.1 Стреловое оборудование приведено на рисунке 3.



Рисунок 3 – Оборудование стреловое:

1 - стрела, 2 – направляющая секция, 3 – гидроцилиндр подъема стрелы

2.2.2 Схема гидравлическая принципиальная гидропривода подъема стрелы пожарного пеноподъемника, разработанная на основании принципов принятия конструктивных решений, изложенных выше, изображена на рисунке 4.

В состав проектируемого гидропривода входят:

- объемная гидропередача, состоит из объемного насоса (Н2) и гидроцилиндра (Ц2, силового органа);
- устройства управления (для управления потоком в гидросистеме): гидрораспределитель (Р1), предохранительный клапан (КП1), обратный клапан (КО1), дроссель (ДР1), вентили (ВН1-ВН3);
- вспомогательные устройства: фильтр (Ф1), гидробак (Б);
- гидролинии (всасывающая, напорная и сливная). [6]

2.2.3 Объемный насос (Н2) предназначен для создания давления в гидросистеме. Является силовым узлом гидропривода, преобразующего механическую энергию вращения вала в энергию потока рабочей жидкости. Гидроцилиндр (Ц2, силовой орган) – служит для подъема стрелы пеноподъемника.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 18 |

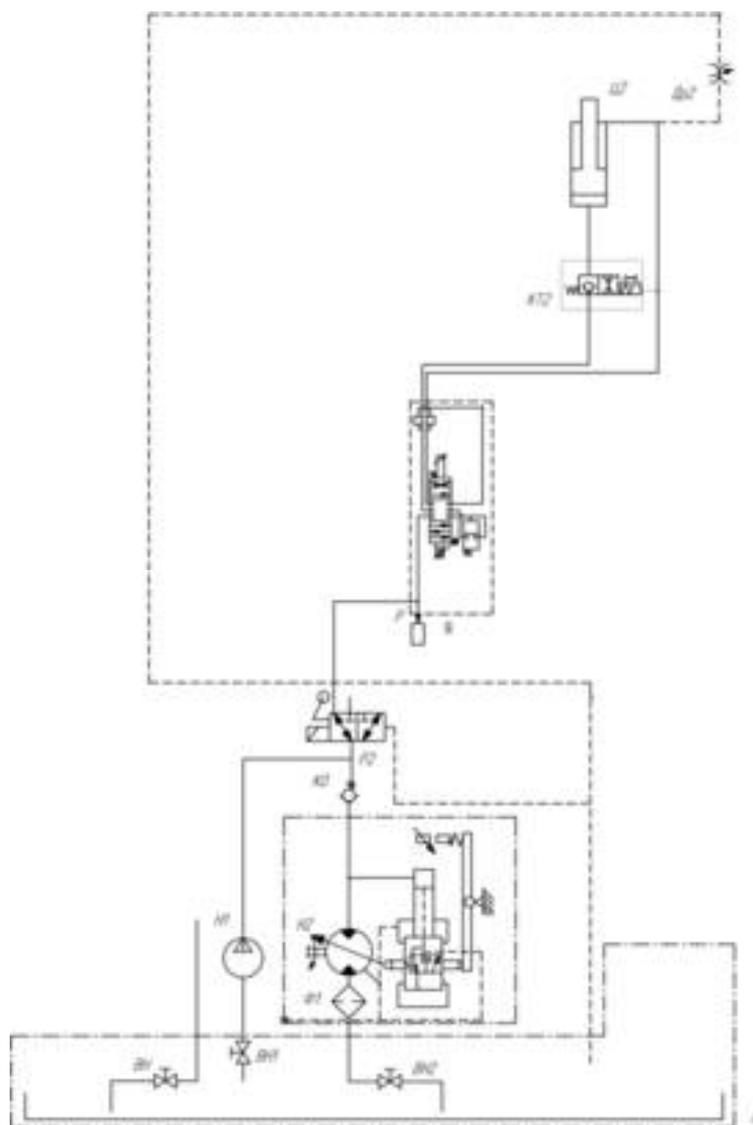


Рисунок 4 – Схема гидравлическая принципиальная ГП подъема стрелы
пожарного пеноподъемника

2.2.4 Гидрораспределитель (P2) предназначен для управления потоком рабочей жидкости в магистрали. В проектируемом гидроприводе есть необходимость изменения направления движения выходного звена (выдвижение лестницы). Число позиций распределителя определяется по числу операций, которые он должен обеспечивать. Для нашего случая, требуется обеспечивать движение выходного звена гидродвигателя в двух направлениях и обеспечивать остановку выходного звена и разгрузку насоса, поэтому распределитель должен

быть трехпозиционным четырехлинейным. В связи с тем, что нет необходимости в быстром переключении, выбираем распределитель с ручным управлением.

2.2.5 Предохранительный клапан предназначен для предохранения гидросистемы от перегрузок, поддержания рабочего давления в требуемых пределах и сброса давления в особых ситуациях.

2.2.6 Обратный клапан предназначен для пропуска жидкости только в одном направлении. При изменении направления потока обратный клапан закрывается и пропуск жидкости прекращается. В открытом состоянии обратный клапан должен иметь минимальное сопротивление, а в закрытом - обеспечивать герметичность. Усилие пружины обратного клапана должно быть минимальным, достаточным лишь для надежной посадки клапана на седло, так как клапан открывается и закрывается силой давления жидкости.

2.2.7 В гидроприводе дроссель может быть установлен на входе в гидродвигатель, на выходе из него или на ответвлении – параллельно с гидродвигателем.

В первом случае регулирование дросселем возможно лишь при отрицательной нагрузке, то есть тогда, когда направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена. Кроме того, при положительной нагрузке (при совпадении указанных направлений) возможен разрыв потока в напорной полости гидродвигателя и падение груза - следствие отсутствия ощутимого сопротивления в сливной линии. При установке дросселя на входе жидкость поступает в гидродвигатель нагретой, что ухудшает условия работы последнего.

При установке дросселя на выходе регулирование возможно при любом направлении действия нагрузки. Преимуществом этого варианта перед первым является и то, что в гидродвигатель жидкость поступает менее нагретой: нагрев ее в дросселе происходит после гидродвигателя. Нагретая жидкость сливается в гидробак, где охлаждается.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 20 |

При параллельном подключении дросселя регулирование, как и в первом варианте возможно лишь при отрицательной нагрузке. Точность регулирования скорости и ее стабильность при изменении нагрузки ниже, чем в первых двух случаях. Преимущество этого варианта – наименьший нагрев жидкости. Это связано с тем, что дросселируется лишь часть потока жидкости.

Выбираем второй тип. Расположение дросселя за гидродвигателем.

2.2.8 На сливной линии перед баком устанавливается фильтр (Ф1) для очистки рабочей жидкости от механических частиц. Степень загрязнения фильтра контролируется манометром. Бак предназначен для хранения рабочей жидкости и ее охлаждения в рабочем режиме автолестницы.

2.3 Описание работы системы подъема стрелы

2.3.1 Рабочая жидкость гидронасосом из бака по напорной линии подается на блок управления (гидрораспределитель) поворотным механизмом. В исходном положении золотники гидрораспределителя находятся в среднем положении, потоки рабочей жидкости отсечены. При переключении рукоятки Р2 в крайнее левое положение канал соединяется с каналом, канал соединяется со каналом. Рабочая жидкость поступает в полость гидроцилиндра, под действием давления начинает перемещение и поднимает стрелу. Далее рабочая жидкость из полости гидроцилиндра поступает через Р2 (штуцера) на регулируемый дроссель (ДР1); после через сливной фильтр попадает в гидробак.

При переключении рукоятки Р2 в крайнее правое положение канал А соединяется с каналом, канал соединяется с каналом. Рабочая жидкость поступает в полость гидроцилиндра, поршень начинает двигаться в противоположную сторону. Далее рабочая жидкость из гидроцилиндра поступает через Р2 (штуцера) на регулируемый дроссель (ДР1); после через сливной фильтр попадает в гидробак. Дроссель обеспечивает регулирование скорости движения выходного звена. [10]

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 21 |

3 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ

3.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода

3.1.1 Выбор рабочего давления.

При проектировании гидропривода (ГП) мобильных, грузоподъемных и строительно-дорожных машин пользуются рядом номинальных рабочих давлений по ГОСТ 12445-80. При выборе давления необходимо учитывать, что величина давления определяет размеры элементов ГП: высокое давление уменьшает размеры, но требует дорогих насосов и высокой герметичности соединений. Согласно изложенным рекомендациям ГОСТ 12445–80 в качестве номинального рабочего давления принимаю по стандартному ряду давление 20 МПа. Такой выбор позволит применить сравнительно недорогой насос, во время эксплуатации повысить долговечность, увеличить ресурс и продлить срок службы гидроагрегата. [10]

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 22 |

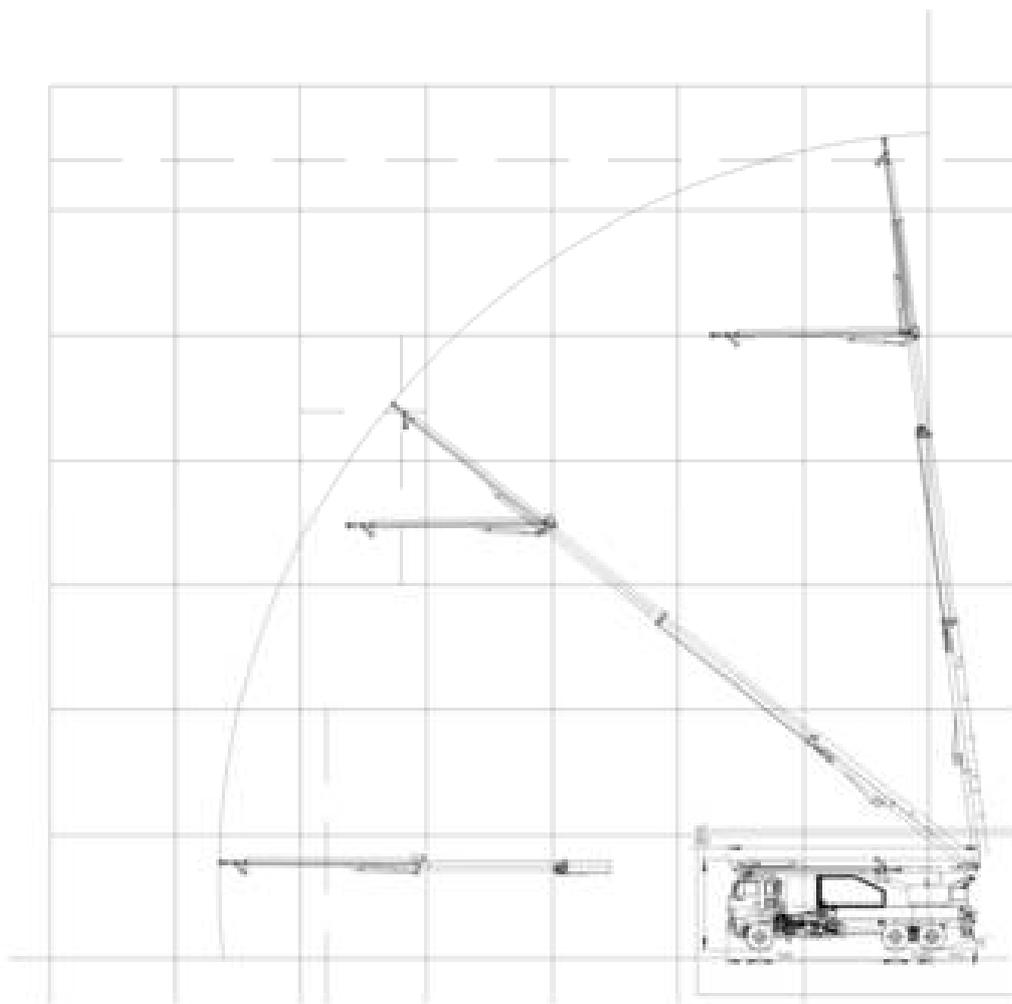


Рисунок 5 – Кинематическая схема пеноподъемника

3.1.2 Расчет параметров гидроцилиндра.

Исходные данные:

$l = 785$ мм – ход поршня;

$\tau = 45$ с – время перемещения стрелы из горизонтального положения в вертикальное.

Тогда скорость движения поршня гидроцилиндра:

$$V = \frac{l}{\tau} \quad (1)$$

$$V = \frac{785}{45} = 17,44 \text{ мм/с} = 0,0174 \text{ м/с}$$

Примем внутренний диаметр гидроцилиндра $d=140$ мм. Тогда площадь поршня гидроцилиндра

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2)$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 0,14^2}{4} = 0,0154 \text{ м}^2$$

Объем рабочей камеры гидроцилиндра:

$$V_{\text{ц}} = S \cdot l \quad (3)$$

$$V_{\text{ц}} = 0,015 \cdot 0,785 = 0,0121 \text{ м}^3 = 12,1 \text{ л.}$$

Определим расход Q:

$$Q = V \cdot S \quad (4)$$

$$Q = 0,0174 \cdot 0,0154 = \frac{0,00258 \text{ м}^3}{\text{с}} = 16,2 \text{ л/с}$$

3.1.3 Рассчитываем требуемые параметры насоса

Находим объем насоса:

$$V_0 = \frac{Q}{n \cdot \eta}; \quad (5)$$

где $n = 1000$ об/мин – число оборотов двигателя;

η – КПД насоса.

$$V_0 = \frac{16,2}{1000 \cdot 0,97} = 17 \text{ см}^3.$$

Так как в процессе работы АПК могут выполняться одновременно две операции, то расход в насосе необходимо увеличить в два раза, т.е. принимаем

$$V_0 = 34 \text{ см}^3$$

Определяем мощность насоса:

$$N_{\text{н}} = Q p_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} \quad (6)$$

$$N_{\text{н}} = 16,2 \cdot 20 \cdot 1000 = 516 \text{ Вт}$$

3.2 Выбор рабочей жидкости

3.2.1 Диаметры трубопроводов гидролиний выбираем исходя из рекомендованных скоростей течения рабочей жидкости.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 24 |

3.2.2 Средняя скорость v течения масла в трубопроводе является критерием, по которому оценивают режим работы магистрали в зависимости от её назначения, а также предварительно выбирают диаметр d_{mp} труб при конструировании гидросистемы. По предварительно выбранному диаметру d_{mp} определяют число Рейнольдса Re и коэффициент сопротивления λ , после чего проводят уточнённый гидравлический расчёт магистрали. Максимальную скорость v потока обычно ограничивают с целью уменьшения потерь напора. Ориентировочные значения максимальных скоростей, принятые в практике конструирования гидропривода, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Ориентировочные значения максимальных скоростей течения масла

| Магистраль | v_{max} , М/с |
|---------------------------------------|-----------------|
| Всасывающая | 1,2 |
| Сливная | 2...3 |
| Нагнетающая при давлении более 15 МПа | 6...8 |

Жесткие трубопроводы для гидроприводов например строительно-дорожных машин в основном изготавливают из труб по ГОСТ 8734 – 75, выполненных из сталей 10 и 20.

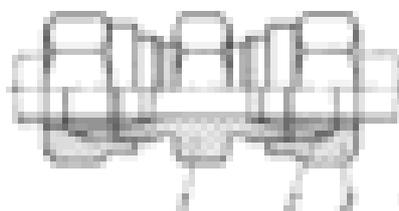


Рисунок 6 – Соединение трубопроводов с врезающимся кольцом:

1 – штуцер; 2 – кольцо; 3 – накидная гайка

Для трубопроводов, рассчитанных на номинальное давление свыше 16 МПа, следует использовать соединение труб с врезающим кольцом. На рисунке 11 представлено соединение трубопроводов с врезающимся кольцом.

3.2.3 Рассчитываем всасывающий трубопровод

Исходя из рекомендуемой для всасывающих трубопроводов скорости течения рабочей жидкости $v = 1,2 \text{ м/с}$ и требуемой подачи насоса Q_H определяем требуемый внутренний диаметр трубопровода по формулам [3]

$$v = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} \quad (7)$$

где $d_{\text{тр}}$ – искомый требуемый диаметр трубопровода.

Отсюда диаметр трубопровода:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot v}} \quad (8)$$

Подставляя численные значения, получаем

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,041 \text{ м} = 41 \text{ мм}.$$

Из выпускаемых промышленностью трубопроводов, выбираем трубопровод с ближайшим большим диаметром. Принимаю трубу из Стали 10 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{\text{тр}} = 42 \text{ мм}$.

Так как всасывающий трубопровод не испытывает высокого давления принимаю толщину стенки $\delta_{\text{тр}} = 1,5 \text{ мм}$. Наружный диаметр:

$$D_{\text{тр}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta_{\text{тр}} \quad (9)$$

$$D_{\text{тр}} = 42 + 3 = 45 \text{ мм}$$

Далее определяю число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{тр}}}{\nu} \quad (10)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 26 |

где ν – коэффициент кинематической вязкости масла; $d_{тр}$ – внутренний диаметр трубопровода; v – скорость течения масла в трубе.

$$v = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{тр}^2} \quad (11)$$

$$v = \frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,042^2} = 1,16 \text{ м/с}$$

При температуре масла 50°C:

$$Re = \frac{1,16 \cdot 0,042}{5 \cdot 10^{-6}} = 9744 \text{ – турбулентный режим течения.}$$

При температуре масла 20°C:

$$Re = \frac{1,16 \cdot 0,042}{1 \cdot 10^{-4}} = 487 \text{ – ламинарный режим течения.}$$

3.2.4 Рассчитываем нагнетающий трубопровод

$$v = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{тр}^2} \quad (12)$$

Отсюда

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot v}} \quad (13)$$

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,16}} = 0,018 = 18 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр} = 20 \text{ мм}$. Так как нагнетающий трубопровод находится под высоким давлением, толщину стенки определяю из учёта прочности. Предельно допустимое напряжение для Стали 20 $\sigma_{пд} = 420 \text{ Н / мм}^2$.

Для расчета толщины стенки трубы воспользуемся формулой Ламе:

$$\sigma_{пд} = \frac{\psi \cdot P_H \cdot d_{тр}}{2 \cdot \delta_{тр}}, \quad (14)$$

где P_H – максимально возможное давление за насосом, определяется настройкой ПК;

ψ – коэффициент запаса (1,2...1,35);

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 27 |

$\delta_{\text{тр}}$ – толщина стенки;

$d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр проверяемого сечения.

Принимаю $\psi = 1,35$. Выражаю $\delta_{\text{тр}}$ из формулы Ламе:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{\psi \cdot P_{\text{н}} \cdot d_{\text{тр}}}{2 \cdot \sigma} \quad (15)$$

где $\sigma = 105\text{-}120 \text{ мм}^2/\text{с}$ – коэффициент на растяжение (справочная литература по трубопроводам).

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{1,35 \cdot 20 \cdot 10^6 \cdot 0,020}{2 \cdot 120 \cdot 10^6} = 0,00225 \text{ м} = 2,25 \text{ мм}$$

Из конструкторских соображений принимаю толщину стенки $\delta_{\text{тр}} = 2 \text{ мм}$.

Наружный диаметр:

$$D_{\text{тр}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta_{\text{тр}} \quad (16)$$

$$D_{\text{тр}} = 20 + 4 = 24 \text{ мм}$$

Далее определяю число Рейнольдса по формуле (10):

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{тр}}}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость масла;

$d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр трубопровода;

v – скорость течения масла в трубе.

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} \quad (17)$$

$$v = \frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02^2} = 5,1 \text{ м/с.}$$

При температуре масла 50°C :

$$Re = \frac{5,1 \cdot 0,02}{5 \cdot 10^{-6}} = 20400 \text{ – турбулентный режим течения.}$$

При температуре масла 20°C :

$$Re = \frac{5,1 \cdot 0,02}{1 \cdot 10^{-4}} = 1020 \text{ – ламинарный режим течения.}$$

3.2.5 Рассчитываем сливной трубопровод

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 28 |

По формуле находим:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 0,026 = 26 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{\text{тр}} = 28$ мм. В сливном трубопроводе рабочая жидкость находится под невысоким давлением. Из конструкторских соображений принимаем толщину стенки $\delta_{\text{тр}} = 2$ мм. Наружный диаметр по формуле (16):

$$D_{\text{тр}} = 28 + 4 = 32 \text{ мм.}$$

Далее определяю число Рейнольдса по формуле (10):

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{тр}}}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость масла;

$d_{\text{тр}}$ - внутренний диаметр трубопровода;

v – скорость течения масла в трубе.

$$v = \frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028^2} = 2,6 \text{ м/с.}$$

При температуре масла 50°C:

$$Re = \frac{2,6 \cdot 0,028}{5 \cdot 10^{-6}} = 14560 \text{ – турбулентный режим течения.}$$

При температуре масла 20°C:

$$Re = \frac{2,6 \cdot 0,028}{1 \cdot 10^{-4}} = 728 \text{ – ламинарный режим течения.}$$

При небольшой температуре масла необходим его подогрев до температуры 20°C. Это связано с тем, что вязкость масла очень велика и движение его сопровождается большими потерями. При эксплуатации гидропривода в холодное время года необходимо обеспечить пуск на холостом ходу до тех пор, пока температура не достигнет оптимального значения.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 29 |

3.3 Расчет потерь давления в гидросхеме

Движение вязкой жидкости сопровождается потерями напора, обусловленными гидравлическими сопротивлениями. Определение потерь напора является одним из главных вопросов практически любого гидравлического расчёта. Различают два вида потерь напора – потери на трение по длине, зависящие в общем случае от длины и размеров поперечного сечения трубопровода, его шероховатости, вязкости жидкости, скорости течения, и потери в местных сопротивлениях – коротких участках трубопроводов, в которых происходит изменение скорости по величине или по направлению [3]

$$h_{\Pi} = h_{\text{тр}} + \sum h_{\text{м}}, \quad (18)$$

где $h_{\text{тр}}$ - потери на трение;

$\sum h_{\text{м}}$ - сумма потерь на местных сопротивлениях.

При движении жидкости в круглых трубах постоянного сечения потери напора на трение определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (19)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения по длине, или коэффициент Дарси;

l - длина трубопровода;

d - его диаметр;

v - скорость течения жидкости.

Для ламинарного режима движения жидкости в круглой трубе коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (20)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 30 |

При турбулентном режиме движения коэффициент λ зависит в общем случае от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d (где Δ - эквивалентная шероховатость) и определяются по универсальной формуле Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (21)$$

Среднее значение эквивалентной шероховатости Δ труб приведены в таблице 2. [10]

Таблица 2 – Среднее значение эквивалентной шероховатости

| Вид трубы | Состояние трубы | Δ , мм |
|--------------------|-----------------------------------|---------------|
| Бесшовная стальная | Новая и чистая | 0,03 |
| | После нескольких лет эксплуатации | 0,2 |
| Стальная сварная | Новая и чистая | 0,05 |
| | Умеренно заржавленная | 0,5 |

Для области гидравлически гладких труб коэффициент гидравлического трения λ определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (22)$$

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_M = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (23)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления;

v - скорость движения жидкости.

Давление за насосом определяется как сумма потерь на местных сопротивлениях и потери на трение по длине трубопроводов.

$$P_n = P_{2M} + \Delta P_{nan} + \Delta P_{cl} \quad (24)$$

где $P_{2м}$ - давление для преодоления силы нагрузки;

$\Delta P_{нап}$ - потери в напорном трубопроводе;

$\Delta P_{сл}$ - потери в сливном трубопроводе.

Давление для преодоления силы нагрузки $P_{2м} = 20\text{МПа}$.

3.3.1 Рассчитываем потери в напорном трубопроводе

$$\begin{aligned} \Delta P_{нап} = & \Delta P_{l_1} + \Delta P_{пов1} + \Delta P_{ок} + 2\Delta P_{зр} + 2\Delta P_{l_2} + 2\Delta P_{пов2} + \\ & + 2\Delta P_{пов3} + 2\Delta P_{пов4} \end{aligned} \quad (25)$$

где ΔP_{l_1} - потери на трение по длине трубопровода от насоса до гидрораспределителя, при этом $l_1 = 3\text{м}$;

$\Delta P_{ок}$ - потери на обратном клапане;

$\Delta P_{пов1}, \Delta P_{пов2}, \Delta P_{пов3}, \Delta P_{пов4}$ - потери на поворотах трубопровода;

$\Delta P_{ок}$ - потери на обратном клапане;

$\Delta P_{зр}$ - потери на гидрораспределителе;

ΔP_{l_2} - потери на трение по длине трубопровода от гидрораспределителя до гидромотора, при этом $l_2 = 4,5\text{ м}$.

$$\Delta P_{l_1} = \rho \cdot g \cdot h_{тр} = \rho \cdot g \cdot \lambda \cdot \frac{l_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2}; \quad (26)$$

$$v = \frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02^2} = 5,1\text{м/с};$$

$$Re = \frac{5,1 \cdot 0,02}{5 \cdot 10^{-6}} = 20400 - \text{турбулентный режим течения.}$$

Для расчёта коэффициента гидравлического трения воспользуюсь формулой (22):

$$\lambda = \frac{0,3164}{20400^{0,25}} = 0,026;$$

$$\Delta P_{l_1} = 855 \cdot 0,026 \cdot \frac{3}{0,02} \cdot \frac{5,1^2}{2} = 43365 \text{ Па} = 0,43 \text{ атм.}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 32 |

Для определения местных сопротивлений на поворотах трубопровода воспользуюсь справочником И.Е. Идельчика по гидравлическим сопротивлениям.

$$\zeta_{\text{пов}} = 0,3$$

$$\Delta P_{\text{пов1}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{м}} = \rho \cdot \zeta_{\text{пов}} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (27)$$

$$\Delta P_{\text{пов1}} = 855 \cdot 0,3 \cdot \frac{5,1^2}{2} = 3335 = 0,033 \text{ атм.}$$

Перепад давления на обратном клапане определяю по формулам:

$$\frac{Q_1}{Q_H} = \frac{\sqrt{\Delta P_1}}{\sqrt{\Delta P_2}} \quad (28)$$

где $Q_1 = 130$ л/мин – номинальный расход через обратный клапан;

$Q_H = 117,3$ л/мин – расход насоса;

$\Delta P_1 = 0,25$ МПа – перепад на обратном клапане;

ΔP_2 - искомый перепад давления.

$$\Delta P_2 = \left(\frac{Q_H}{Q_1}\right)^2 \cdot \Delta P_1 \quad (29)$$

$$\Delta P_2 = \left(\frac{117,3}{130}\right)^2 \cdot 0,25 = 0,2 \text{ МПа.}$$

Перепад давления на гидрораспределителе определяю по паспорту: $\Delta P_{\text{гр}} = 0,25$ МПа.

$$\Delta P_2 = \left(\frac{Q_H}{Q_1}\right)^2 \cdot \Delta P_1 \quad (30)$$

$$\Delta P_2 = \left(\frac{117,3}{130}\right)^2 \cdot 0,25 = 0,2 \text{ МПа.}$$

При определении потерь во втором трубопроводе необходимо учесть, что подача насоса поступает в распределитель.

$$Q_H = \frac{0,002}{2} = 1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$v = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02^2} = 3,18 \text{ м/с};$$

$$Re = \frac{3,18 \cdot 0,02}{1 \cdot 10^{-5}} = 1272 \text{ – ламинарный режим течения.}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{1272^{0,25}} = 0,052;$$

$$\Delta P_{l_2} = 855 \cdot 0,052 \cdot \frac{3}{0,02} \cdot \frac{3,18^2}{2} = 33720 \text{ Па} = 0,34 \text{ атм.}$$

Потери давления на поворотах от гидрораспределителя до гидромотора.

$$\sum \zeta_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов2}} + \zeta_{\text{пов3}} + \zeta_{\text{пов4}} \quad (31)$$

$$\sum \zeta_{\text{пов}} = 0,3 + 0,3 + 0,3 = 0,9.$$

$$\Delta P_{\text{пов}} = 855 \cdot 0,9 \cdot \frac{3,18^2}{2} = 3891 \text{ Па} = 0,039 \text{ атм.}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{нап}} = \Delta P_{l_1} + \Delta P_{\text{пов1}} + \Delta P_{\text{ок}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{гр}} + 2 \cdot \Delta P_{l_2} + \\ + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов2}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов3}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов4}} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\Delta P_{\text{нап}} = 0,43 + 0,033 + 2 + 2 \cdot 2,5 + 2 \cdot 0,34 + 2 \cdot 0,039 = 8,2 \text{ атм.}$$

3.3.2 Рассчитываем потери в сливном трубопроводе

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{сл}} = 2 \cdot \Delta P_{l_2} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов4}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов3}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пов2}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{гр}} + \Delta P_{\text{пов1}} \\ + \Delta P_{\text{ф}}. \end{aligned}$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{2,6 \cdot 0,028}{1 \cdot 10^{-4}} = 728 \text{ – ламинарный режим течения.}$$

$$\lambda = \frac{64}{728} = 0,09$$

$$\Delta P_{l_2} = 855 \cdot 0,09 \cdot \frac{5}{0,028} \cdot \frac{2,6^2}{2} = 46444 \text{ Па} = 0,46 \text{ атм.}$$

$$\sum \zeta_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов2}} + \zeta_{\text{пов3}} + \zeta_{\text{пов4}} \quad (33)$$

$$\sum \zeta_{\text{пов}} = 0,3 + 0,3 + 0,3 = 0,9.$$

$$\Delta P_{\text{пов}} = 855 \cdot 0,9 \cdot \frac{2,6^2}{2} = 2600 \text{ Па} = 0,026 \text{ атм.}$$

Потери давления на фильтре:

$$\zeta_{\text{ф}} = 8;$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 34 |

$$\Delta P_{\phi} = 855 \cdot 8 \cdot \frac{2,6^2}{2} = 23119 \text{ Па} = 0,23 \text{ атм.}$$

$$\Delta P_{\text{сл}} = 2 \cdot 0,46 + 2 \cdot 0,026 + 2 \cdot 2,5 + 0,026 + 0,23 = 6,23 \text{ атм.}$$

Давление, создаваемое насосом:

$$P_H = P_{\text{ГМ}} + \Delta P_{\text{нап}} + \Delta P_{\text{сл}} \quad (34)$$

$$P_H = 200 + 8,2 + 6,23 = 201,23 \text{ атм.}$$

Таким образом, суммарные потери давления в гидроприводе составляют 7,2%.

3.4 Расчет тепловой гидропривода

Надежная и эффективная работа гидропривода возможна в условиях оптимальной температуры рабочей жидкости, обеспечивающей постоянство рабочих характеристик. Повышение температуры жидкости влечет за собой увеличение утечек, объемных потерь, нарушаются условия смазки, повышается износ деталей, в рабочей жидкости активизируются процессы окисления и выделения смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных сечений каналов и дроссельных щелей.

При предварительном или первоначальном выборе полезного объема гидробака, объем должен составлять от 3 до 5 минутной подачи насоса.

$$V_{\phi} = Q_n \cdot (3 \dots 5) \quad (35)$$

$$V_{\phi} = 30 \cdot 4 = 120 \text{ л}$$

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло

$$\Delta N = N_{\text{ном}} - N_{\text{пол}}, \quad (36)$$

где $N_{\text{ном}}$ - потребляемая мощность; $N_{\text{пол}}$ - полезная мощность.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 35 |

$$N_{\text{пол}} = \frac{Q_H \cdot P_H}{\eta} \quad (37)$$

$$N_{\text{пол}} = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^6}{0,95} = 42105 \text{ Вт}$$

$$\Delta N = 42105 - 40000 = 2105 \text{ Вт.}$$

Количество тепла E_{np} , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN

$$E_{np} \equiv \Delta N \quad (38)$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{M\text{max}} - T_{O\text{max}}; \quad (39)$$

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = 70 - 40 = 30^\circ\text{C}. \quad (40)$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ - перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ - максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{M\text{max}}$ - максимально допустимая температура рабочей жидкости 70°C ;

$T_{O\text{max}}$ - максимальная температура окружающего воздуха 40°C .

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада: [3]

$$S \geq \frac{E_{np}}{\alpha \cdot \Delta T_{\text{доп}}}, \quad (41)$$

где α – коэффициент теплопередачи бака и труб ($15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$)

$$S \geq \frac{2105}{15 \cdot 30} = 4,7 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена:

$$S = S_{\text{тр}} + S_{\text{б}}; \quad (42)$$

$$S_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{н}} + \pi \cdot d_{\text{сл}} \cdot l_{\text{сл}}. \quad (43)$$

$$S_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 3 + 3,14 \cdot 0,028 \cdot 5 = 1,06 \text{ м}^2$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 36 |

Определяю площадь гидробака по формуле:

$$S_6 = S - S_{\text{тр}} \quad (44)$$

$$S_6 = 4,7 - 1,06 = 3,64 \text{ м}^2$$

Определяю объем гидробака:

$$V_6 = \left(\frac{S_6}{6}\right)^{1,5} \quad (45)$$

$$V_6 = \left(\frac{3,64}{6}\right)^{1,5} = 0,473 = 473 \text{ л.}$$

Округляю до стандартного значения в большую сторону. Номинальные емкости для приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем по ГОСТ 12448-80. Принимаю $V_6 = 500$ л.

3.5 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода

Исходные данные:

Диаметр золотника $D = 20$ мм, номинальный расход через дроссель $Q = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, перепад давления $\Delta P_3 = 0,2$ МПа, плотность рабочей жидкости $\rho = 855 \text{ кг/м}^3$.

Площадь щели золотника при пропуске номинального расхода нахожу по формуле, принимая коэффициент расхода $\mu = 0,6$:

$$S_3 = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P_3}} \quad (46)$$

$$S_3 = \frac{1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{855} \cdot 0,2 \cdot 10^6}} = 0,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Максимальный ход золотника:

$$x = \frac{S_3}{\pi \cdot D} \quad (47)$$

$$x = \frac{0,12 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02} = 2 \text{ мм.}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 37 |

Величина проходного сечения щели золотника:

$$S_3 = \pi \cdot D \cdot x \quad (48)$$

$$S_3 = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,002 = 12,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Ширина обратного окна:

$$b = \frac{S_3}{x} \quad (49)$$

$$b = \frac{12,5 \cdot 10^{-5}}{0,002} = 0,062 = 62 \text{ мм.}$$

$$Q = G \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (50)$$

Отсюда

$$G = \mu \cdot b \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (51)$$

$$G = 0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,002 \cdot \sqrt{\frac{2}{855}} = 3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Расход при максимальном открытии золотника дросселя:

$$Q = 3 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,2 \cdot 10^6} = 0,0013 = 78 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Для построения нагрузочной характеристики рассчитываем несколько точек при перемещении золотника дросселя по формуле (54):

$$G_1 = 0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,003 \cdot \sqrt{\frac{2}{855}} = 5,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_2 = 0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,004 \cdot \sqrt{\frac{2}{855}} = 7,1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_3 = 0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{\frac{2}{855}} = 8,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_4 = 0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,006 \cdot \sqrt{\frac{2}{855}} = 10,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

$$Q_1 = 5,3 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,2 \cdot 10^6} = 0,0024 = 144 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 38 |

$$Q_2 = 7,1 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,2 \cdot 10^6} = 0,0032 = 190,5 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$Q_3 = 8,9 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,2 \cdot 10^6} = 0,0039 = 240 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$Q_4 = 10,7 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,2 \cdot 10^6} = 0,0044 = 287 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Рассчитаем необходимое открытие золотника для обеспечения требуемого расхода:

$$G = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad (52)$$

$$G = \frac{0,0013}{\sqrt{0,2 \cdot 10^6}} = 2,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Из формулы (52) найдем:

$$x = \frac{G}{\mu \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (53)$$

$$x = \frac{2,9 \cdot 10^{-6}}{0,6 \cdot 0,062 \cdot 0,048} = 0,0016 = 1,6 \text{ мм}.$$

Нахожу значения частоты вращения гидромотора при разной величине открытия дросселя:

$$Q = \frac{V_{0\text{ГМ}} n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{ГМ}}} \quad (54)$$

Отсюда

$$n = \frac{Q \cdot \eta_0}{V_0} \quad (55)$$

$$n_1 = \frac{144 \cdot 0,95 \cdot 1000}{112} = 1221 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_2 = \frac{190,5 \cdot 0,95 \cdot 1000}{112} = 1615 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_3 = \frac{240 \cdot 0,95 \cdot 1000}{112} = 2036 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_4 = \frac{287 \cdot 0,95 \cdot 1000}{112} = 2434 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (56)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 1221}{30} = 127,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 1615}{30} = 169 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 2036}{30} = 213 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_4 = \frac{3,14 \cdot 2434}{30} = 254,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Все расчеты математической модели сведены в таблицу 3.

Таблица 3 – Расчеты математической модели.

| Ход золотника, мм | 4 | 3 | 2 | 1 |
|--------------------------|-------|------|-------|-------|
| Проходящий расход, л/мин | 287 | 240 | 190,5 | 144 |
| n, об/мин | 2434 | 2036 | 1615 | 1221 |
| ω , рад/с | 254,7 | 213 | 169 | 127,8 |

4 Выбор компонентов гидросхемы привода

4.1 Выбор гидроаппаратуры привода

4.1.1 Назначение гидрораспределителя. В проектируемом гидроприводе гидрораспределитель Р2 механический, золотниковый типа, трехпозиционный, четырехлинейный предназначен для управления потоком рабочей жидкости к гидромотору, обеспечивающему работу пожарного автопеноподъемника. Благодаря такому распределителю имеется возможность осуществлять движение исполнительного механизма (автопеноподъемника) в обоих направлениях под действием рабочей жидкости. [7]

4.1.2 Выбираем гидрораспределитель

4.1.2.1 Исходя из найденных значений параметров ($P_H = 20$ МПа, $Q = 98,27$ л/мин) принимаю гидрораспределитель типа Р202-А1.44-УХЛ4 по ТУ2-5023622-04-89 механический, золотниковый типа, трехпозиционный, четырехлинейный (рисунок 7). Производство – ООО «Пневмо ЮГ» г. Ростов-на Дону.[10]

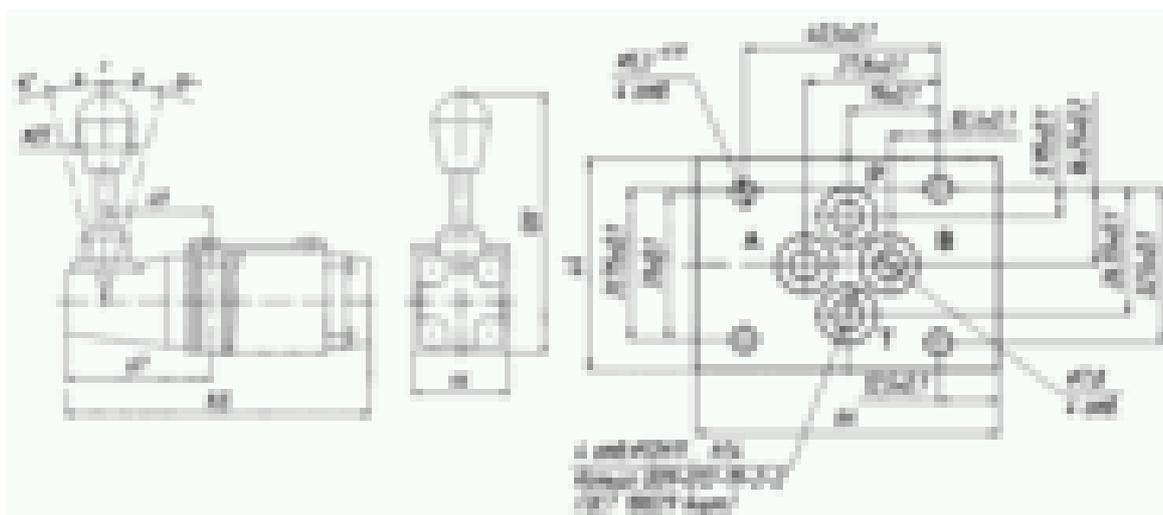


Рисунок 7 – Габаритные и присоединительные размеры гидрораспределителя

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 41 |

Таблица 4 – Техническая характеристика гидрораспределителя

| Параметр | Значение |
|--|----------|
| Давление, МПа: | |
| номинальное | 20 |
| максимальное | 25 |
| Расход рабочей жидкости, дм ³ /мин | |
| номинальный | 160 |
| максимальный | 200 |
| Максимальное усилие для перемещения золотника из нейтральной позиции в рабочие при номинальных давлении и расходе, Н | 400 |
| Количество всех секций, собираемых в одном блоке, не более | 6 |
| Давление в сливной гидролинии, МПа, не более | 0,8 |
| Потери давления при рабочей позиции золотника, МПа, не более | 0,65 |
| Внутренние перетечки рабочей жидкости при нейтральной позиции золотника и номинальном давлении, см ³ /мин, не более | 75...200 |

4.1.3 Выбираем предохранительный клапан

4.1.3.1 Предохранительный клапан предназначен для предохранения гидросистемы от перегрузок, поддержания рабочего давления в требуемых пределах и сброса давления в особых ситуациях. [7]

4.1.3.2 Выбор предохранительного клапана. Исходя из найденных значений параметров ($P_H = 20$ МПа, $Q = 98,27$ л/мин) принимаю клапан предохранительный типа Г54-34М. Производство – ООО «Пневмо ЮГ» г. Ростов-на Дону.

Основные параметры гидроклапана давления приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Основные параметры гидроклапана типа Г54-34М

| Параметр | Значение |
|---------------------------------------|----------|
| Условный проход, мм | 20 |
| Расход рабочей жидкости, dm^3/min : | |
| номинальный | 160 |
| минимальный | 3 |
| Номинальный перепад давлений, МПа | 0,65 |
| Масса, кг | 3,7 |

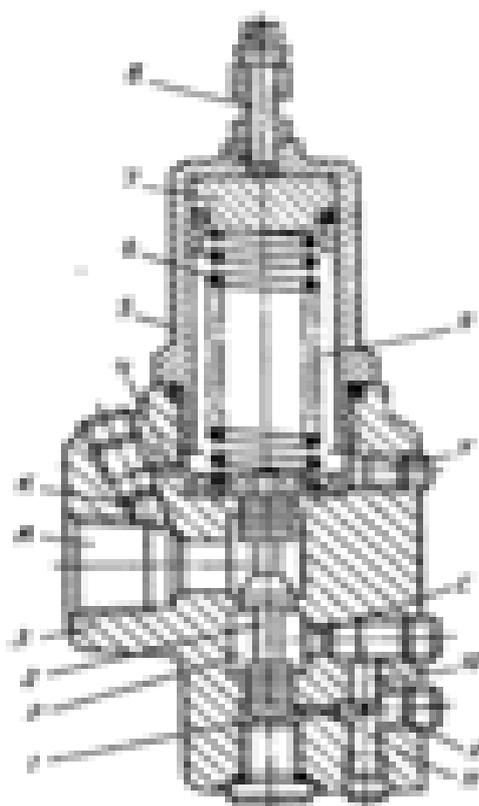


Рисунок 8 – Конструкция гидроклапана давления типа Г54-3

4.1.3.3 Устройство и работа предохранительного клапана. Гидроклапаны давления типа Г54-3 по ТУ2-053-1628 – 83 резьбового присоединения (рисунок 8), состоят из следующих основных деталей: корпуса 3, колпачка 5, золотника 2, пружины 6, регулировочного винта 8 и втулки 7. Масло подводится к аппарату через отверстие Р и отводится через отверстие А. Линия Р через канал 10 и малое отверстие (демпфер) 11 соединена с полостью 1, а полость 9 через канал 4 – с отверстием А. Когда усилие от давления масла на торец золотника в полости 1 преодолевает усилие пружины 6 (регулируется винтом 8) и усилие от давления масла на противоположный торец золотника в полости 9, золотник перемещается вверх, соединяя линии Р и А. [7]

Габаритные и присоединительные размеры гидроклапана показаны на рисунке 9 и приведены в таблице 6:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 44 |

4.1.4.2 Исходя из найденных значений параметров ($P_H = 20$ МПа, $Q = 98,27$ л/мин) принимаю клапан обратный типа Г51-34. Производство – ООО «Пневмо ЮГ» г. Ростов-на Дону. [10]

Основные параметры обратного клапана давления приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Основные параметры гидроклапана типа Г51-34

| Параметр | Значение |
|---------------------------------------|----------|
| Условный проход, мм | 20 |
| Расход рабочей жидкости, $дм^3/мин$: | |
| номинальный | 130 |
| максимальный | 170 |
| Номинальный перепад давлений, МПа | 0,25 |
| Рабочее давление (МПа) | 20 |
| Масса, кг | 3,5 |

4.1.4.3 Устройство и работа обратного клапана. Клапан обратный типа Г51-3 по ТУ2-053-1649-83 (рисунок 10) состоит из корпуса 1, к коническому седлу которого пробкой 5 через пружину 4 прижат плунжер 3. Масло, подводимое в отверстие 7, приподнимает отверстие и проходит в отводное отверстие 2. При изменении направления течения давление масла в отверстии 2 (и полости 6) вместе с пружиной 4 плотно прижимает плунжер к седлу, исключая возможность обратного потока. [10]

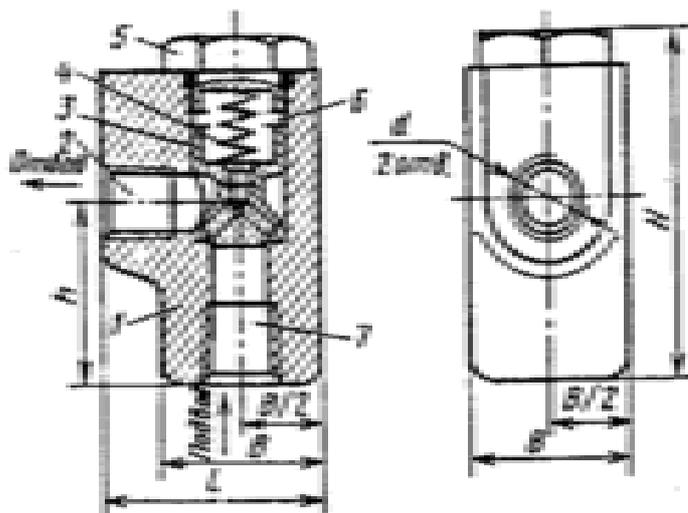


Рисунок 10 – Клапан обратный Г51-34.

Таблица 8 – Габаритные и присоединительные размеры (мм).

| D_y | d | L | B | H | h |
|-------|--------|-----|-----|-----|-----|
| 20 | K3/4'' | 70 | 52 | 105 | 54 |

4.1.5 Выбор дросселя

4.1.5.1 Предварительно рассмотрим назначение дроссельного устройства.

Дроссель — это гидравлическое сопротивление, регулируемое или постоянное, специально вводимое в сеть или для понижения давления рабочей жидкости за дросселем при постоянстве давления до него, или для повышения давления перед дросселем, если давление за ним постоянно. Дроссели могут входить в состав более сложных комплексов регулирующей и управляющей аппаратуры, предназначенных для выполнения различных функций в гидросистеме. В проектируемом гидроприводе дроссель предназначен для регулирования скорости движения выходного звена.

4.1.5.2 Исходя из найденных значений параметров ($P_H = 20$ МПа, $Q = 98,27$ л/мин) принимаю регулируемый дроссель типа МПГ55-25М производства ООО «Пневмо ЮГ» г. Ростов-на Дону. Параметры дросселя представлены в таблице 9, габаритные размеры на рисунке 11 и в таблице 10.

Таблица 9 – Основные параметры дросселя типа МПГ55-25М

| Параметр | Значение |
|--|------------|
| Диаметр условного прохода D_y , мм | 20 |
| Расход масла л/мин номинальный $Q_{ном}$ максимальный $Q_{мах}$ | 140 250 |
| Давление номинальное, МПа | 20 |
| Потеря давления при полностью открытом дросселе и $Q_{ном}$, МПа, не более | 0.2 |
| Масса, кг | 5 |

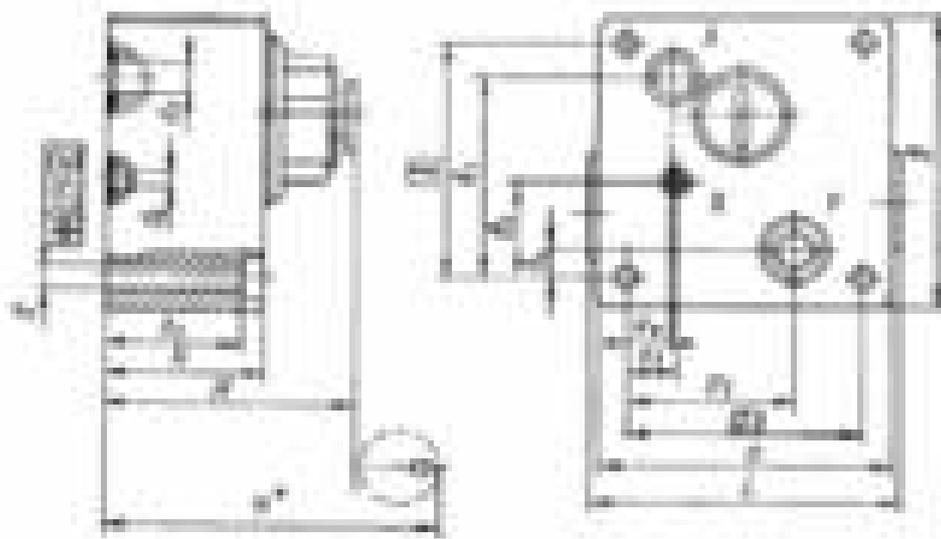


Рисунок 11 – Дроссель МПГ55-25М.

Таблица 10 – Габаритные размеры (мм).

| D_y | L | B | H | H | h | h ₁ | d | d ₁ | d ₂ | a | a ₁ | a ₂ | a ₃ | a ₄ | b | b ₁ | b ₂ | b ₃ |
|-------|-------|----|----|----|---|----------------|---|----------------|----------------|----|----------------|----------------|----------------|----------------|-----|----------------|----------------|----------------|
| 20 | 178,8 | 16 | 13 | 17 | 9 | 7 | 1 | 27,7 | 4 | 17 | 146 | 104 | 28 | 22 | 133 | 104 | 66 | 13 |

4.1.6 Выбираем фильтра гидросистемы

4.1.6.1 Рабочая жидкость в гидроприводах постоянно загрязняется твердыми частицами, которые попадают вместе с жидкостью в насосы,

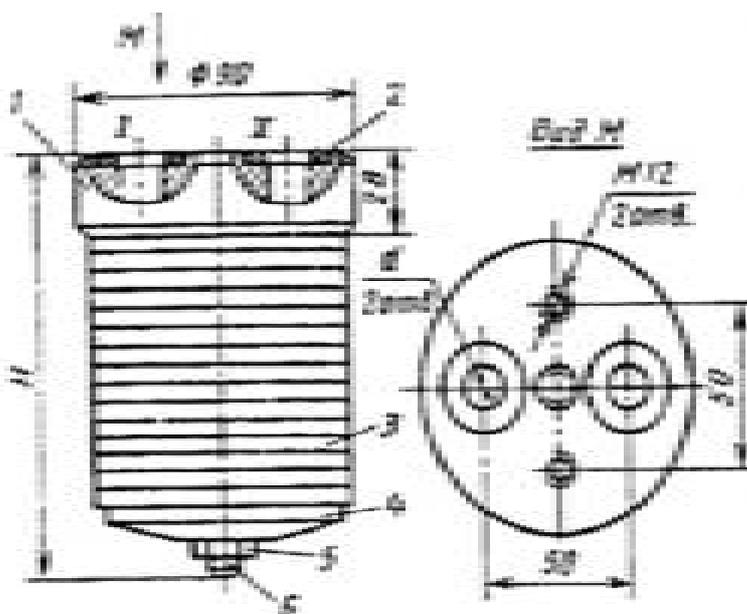


Рисунок 12 – Фильтр типа ВС 42-54.

4.2 Выбор рабочей жидкости

4.2.1 Назначение рабочей жидкости

4.2.1.1 Рабочая жидкость в гидроприводе служит для передачи энергии от входного звена (насоса) к выходному (гидродвигателю). Кроме этого, она является смазывающей и антикоррозионной средой и выполняет еще ряд важных функций, определяющих эксплуатационные и технические показатели гидропривода. [7]

4.2.2 Выбираем рабочую жидкость

4.2.2.1 При выборе РЖ следует учитывать ее эксплуатационные свойства, которые зависят от многих факторов. К рабочим жидкостям, предназначенным для гидроприводов мобильных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, предъявляются следующие основные требования:

- РЖ должна обладать хорошими смазывающими и антикоррозионными свойствами;
- высокой противопенной стойкостью;

- термической и гидролитической стабильностью при хранении и эксплуатации;

- для обеспечения работоспособности насосов в районах с холодным климатом РЖ должна иметь широкий температурный диапазон и должна обладать вязкостью, которая мало изменяется при изменении температуры;

- РЖ должна обеспечивать устойчивую работу насоса, постоянство режима гидропривода;

- РЖ не должны разрушаться, портиться и оказывать вредное воздействие на элементы гидропривода.

Считаю, что всем перечисленным требованиям соответствует масло гидравлическое ВМГЗ (ТУ 38-101479-74). Предназначено для всесезонной эксплуатации в строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машинах в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока в интервале температур от -58°C до $+70^{\circ}\text{C}$. В состав масла входит глубокоочищенная низкозастывающая дистиллятная фракция из перспективных сернистых нефтей с композицией присадок, обеспечивающих необходимые вязкостные, антиокислительные, противоизносные, антикоррозионные и низкотемпературные свойства. Применение гидравлического масла ВМГЗ позволяет значительно расширить географическую зону эксплуатации машин и отказаться от использования более 10 сортов масел, облегчить пуск гидропривода при низких температурах. [10]

Таблица 12 – Техническая характеристика рабочей жидкости

| Рабочая жидкость | Кинематическая вязкость при 50°C $\nu \cdot 10^{-6}$, $\text{м}^2/\text{с}$ | Плотность ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$ | Рекомендуемый диапазон температур, $^{\circ}\text{C}$ |
|------------------|---|--|---|
| ВМГЗ | 10 | 855 | $-58 \dots +70$ |

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

5.1 Техника безопасности при работе персонала на пожаре

5.1.1 Безопасная работа пожарных на высотах при спасении людей обеспечивается двумя группами факторов: заложенными в конструкциях АПК средствами, обеспечивающими безопасность их эксплуатации, а также регламентированными условиями их применения и обслуживания.

Обеспечение безопасности труда в конструкциях АПК. НПБ 188-2000 установлены жесткие требования к статической и динамической прочности АПК для обеспечения их безопасной эксплуатации, в том числе:

при установке на поверхности до 6° ;

при работе с лафетным стволом с расходом 20 л/с и напором 0,6 МПа, или с тремя генераторами пены ГПС-600, или с одним ГПС-2000, установленными люльке;

при скорости ветра на вершине люльки не более 10 м/с. [8]

Динамический коэффициент грузовой устойчивости определяется по формуле

$$K_g = \frac{M_y}{M_0}, \quad (57)$$

где M_y – суммарный момент от собственной массы АПК, удерживающий их от опрокидывания;

M_0 – суммарный момент от собственной массы части стрелы АПК, полезной нагрузки и дополнительных нагрузок. Для АПК величина $K_g \geq 1,4$.

Статический коэффициент грузовой устойчивости определяется таким же образом, но без учета дополнительных нагрузок, указанных выше. Его величина должна быть $K_c = 1,15$. Коэффициент поперечной статической устойчивости должен находиться в пределах, установленных для базовых шасси.

При достигнутом уровне совершенства и надежности конструкции АПК их безопасность в работе осуществляется в установленной определенной зоне

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 52 |

обслуживания (поле движения). В этой зоне автоматически выключаются все элементы лестницы при достижении границ ее безопасной работы. Кроме того, предусмотрено автоматическое боковое выравнивание выдвигаемой лестницы, а также ограничение нагрузки на лестницу, люльку и ее поддержание в горизонтальном состоянии.

Зона обслуживания. Для каждой автоподъемника определено поле движения (или зона обслуживания) – зона, находясь в которой вершина лестницы может быть нагружена полностью (рисунок 13). [9]

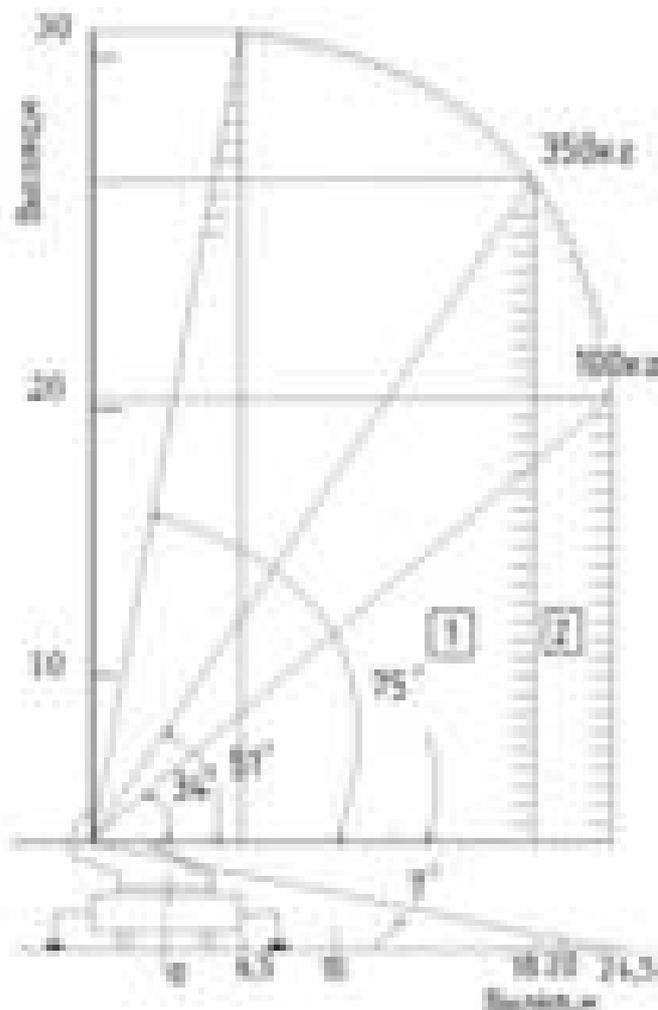


Рисунок 13 – Зона обслуживания АПК:
1 – первая зона; 2 – вторая зона

Устойчивость АПК при работе зависит от опрокидывающего момента, действующего на колено. Его величина не может превышать расчетного

значения. Поэтому вылет вылет не может быть больше установленного и ограничивается при работе автоматикой.

Вылет – это расстояние от оси поворотного основания до проекции вершины лестницы на горизонтальную плоскость.

Для современных АПК в зоне обслуживания определены две зоны с различными значениями вылетов и допустимого нагружения вершины лестницы. Например, для АПК 1 и 2 зоны обслуживания характеризуются вылетами 18 и 24 м при максимальных нагрузках на вершину лестницы, равных массе 350 и 100 кг, соответственно.

В зоне обслуживания граничные условия работы обеспечиваются специальным прибором блокировки.

Привод прибора блокировки обеспечивает передачу движения от комплекта колен к прибору блокировки (рисунок 14). [9]

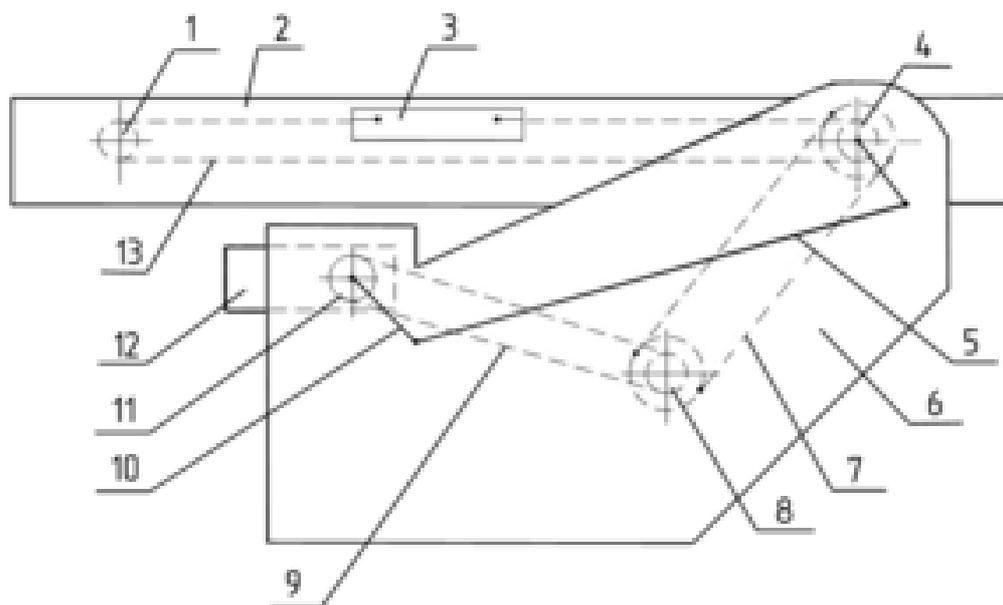


Рисунок 14 – Схема привода прибора блокировки:

1, 4, 8, 11 – звездочки; 2 – подъемная рама; 3 – кронштейн; 5 – тяга; 6 – поворотная рама; 7, 9, 13 – цепи; 10 – рычаг; 12 – прибор блокировки

Угол подъема подъемной рамы 2 передается на прибор блокировки 12 рычагом 10 с тягой 5. Рычаг 10 и штырь на подъемной раме 2 идентичны, следовательно, на приборе блокировки повторяется угол подъема или опускания колен. При достижении предельного значения угла подъема произойдет автоматическое выключение механизма подъема.

Прибор блокировки обеспечивает автоматическое отключение:
механизма подъема колена при достижении максимального угла 73° ;
механизма выключения и опускания при достижении вершиной колена вылета 24 м (то же при вылете 18 м);
переключение системы бокового выравнивания на автоматическую работу при угле наклона более 10° .

При выключении механизмов автоматически включается световая и звуковая сигнализация.

Механизм бокового выравнивания АПК предназначен для улучшения условий подъема колена. Для исключения дополнительных нагрузок при установке АПК на наклонной площадке служат механизмы бокового выравнивания, обеспечивающие горизонтальность ступеней в пределах 6° .

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 55 |

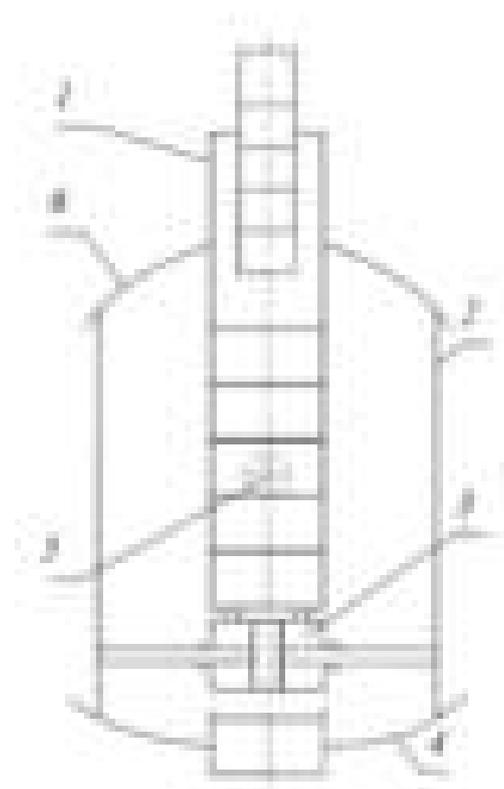


Рисунок 15 – Схема бокового выравнивания колен:

1 – четвертое колено; 2 – подъемная рама; 3 – гидроцилиндр бокового выравнивания; 4 – задняя дуга; 5 – ось вращения комплекта; 6 – передняя дуга

Этот тип механизма бокового выравнивания использовался на АПК (рисунок 23). Последнее колено 1 автоподъемника соединено с подъемной рамой 2 осью (шкворнем) 5. К нижней части колена 1 присоединен гидроцилиндр 3, а его штоки соединены с боковинами подъемной рамы 2. [9]

Механизм бокового выравнивания включается при угле подъема выше 30° , он управляется ртутными переключателями, следящими за горизонтальностью ступеней колен.

Гидроцилиндр снабжен захватами, аналогичными захватам цилиндров подъема. При поперечном наклоне влево комплект колен разворачивается вправо, и наоборот. Управление гидроцилиндром бокового выравнивания производится автоматически при помощи электромагнитного крана с гидрозамком. На современных АПК выравнивание осуществляется опорами по уровням.

Техника безопасности при эксплуатации гидросистемы: [10]

1) Между насосом и предохранительным гидроклапаном не допускается устанавливать запорную арматуру, препятствующую работе предохранительного клапана.

2) Степень загрязнения основных гидравлических фильтров должна быть контролируемой без их разборки.

3) В гидробаке должны быть указаны максимальный и минимальный уровни рабочей жидкости и обеспечен простой и безопасный контроль уровня рабочей жидкости.

4) В случае применения на комплексе нескольких баков для жидкостей, эти баки должны иметь различную маркировку.

5) Трубопроводы, в том числе рукава гидросистемы должны быть рассчитаны на прочность с коэффициентом запаса прочности:

6) Напорные трубопроводы гидросистемы должны быть испытаны гидравлическим давлением, равным 1,5-кратному значению номинального рабочего давления, при этом должна быть обеспечена герметичность системы.

7) Гибкие рукава должны быть размещены так, чтобы исключалась возможность их механического повреждения в результате соприкосновения с конструкциями.

8) Гибкие рукава, находящиеся в непосредственной близости от рабочего места оператора, должны иметь предохранительный кожух или экран.

9) Трубопроводы гидросистемы должны быть надежно закреплены, предохранены от опасных колебаний и повреждений, а также от нарушения герметичности их соединений.

10) Удлинение напорных трубопроводов сваркой не допускается. В случае необходимости сварки (например, у соединений с приварным шаровидным ниппелем) участок трубопровода со сварным швом должен быть равнопрочным участку трубопровода без шва и должна быть обеспечена возможность очистки шва внутри трубопровода.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 57 |

11) На участке трубопровода между предохранительным устройством и рабочим гидроцилиндром допускается вваривать элементы гидравлического оборудования (например: соединения конус-шар и т.д.).

12) На установках, гидравлическое оборудование которых включает в себя гидроаккумулятор, на видном месте, должна быть нанесена надпись: «Осторожно, гидроаккумулятор! Перед разборкой системы гидроаккумулятора отключить или снять давление» или соответствующий символ.

13) Гидроаккумулятор должен быть установлен в гидросистеме таким образом, чтобы были обеспечены:

защита от превышения в нем давления при зарядке с помощью предохранительного клапана;

изменение давления в гидроаккумуляторе;

опорожнение гидроаккумулятора;

отключение гидроаккумулятора от гидросистемы.

14) При нарушении герметичности газовой полости гидрогазового аккумулятора на пульт управления краном должен подаваться акустический или световой сигнал.

15) При возвратном движении штока он не должен вносить загрязнение в рабочее пространство гидроцилиндра.

16) В гидроаппаратах управления должна быть исключена возможность непреднамеренного включения рычагов и рукояток управления.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 58 |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте спроектирован гидропривод разложения стрелы пожарного автопеноподъемника, для чего проделана следующая работа:

1) Был выбран тип гидропривода – гидравлический привод с дроссельным управлением и открытой схемой циркуляции рабочей жидкости.

2) Разработана принципиальная гидравлическая схема пожарного автопеноподъемника, реализующая все требуемы маневры: установка автомобиля на опоры, подъем, поворот стрелы.

3) Разработана принципиальная гидравлическая схема гидропривода системы разложения стрелы.

4) В разделе безопасности жизнедеятельности рассмотрены и сформулированы требования безопасности эксплуатации гидравлического оборудования.

5) Выполнены чертежи автопеноподъемника, гидропривода разложения стрелы, гидроцилиндра, гидрораспределителя, кинематическая схема автопеноподъемника.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 59 |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богданович Л.Б. Гидравлические механизмы поступательного движения: Схемы и конструкции. - М., Киев: МАШГИЗ, 1958. - 181с.
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301с., ил.
3. Задачник по гидравлике / Под ред. И.И. Куколевского. - М., Л.: Государственное энергетическое издательство, 1956. - 344с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672с.: ил.
5. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. М., Машиностроение, 2008.
6. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат / Б.М. Бим – Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 136 с.: ил.
7. Учебное пособие. Елюкин Н. Н. “Расчет и проектирование объемных гидроприводов” -49 с.
8. ГОСТ Р 52284-2004 "Автолестницы пожарные. Общие технические требования. Методы испытаний.
9. ГОСТ Р 53247-2009 "Техника пожарная. Пожарные автомобили. Классификация, типы и обозначения"
10. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 60 |