

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования

ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени П.О.СУХОГО

Кафедра: «Гидропневмоавтоматика»

### КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По курсу: «Элементы управления и регулирования гидропневмосистем »

на тему: «Привод дроссельного регулирования скорости»

Выполнил: студент группы ГА-41

Самойленко А. В.

Принял преподаватель

Пинчук В.В.

Гомель 2022

## Содержание

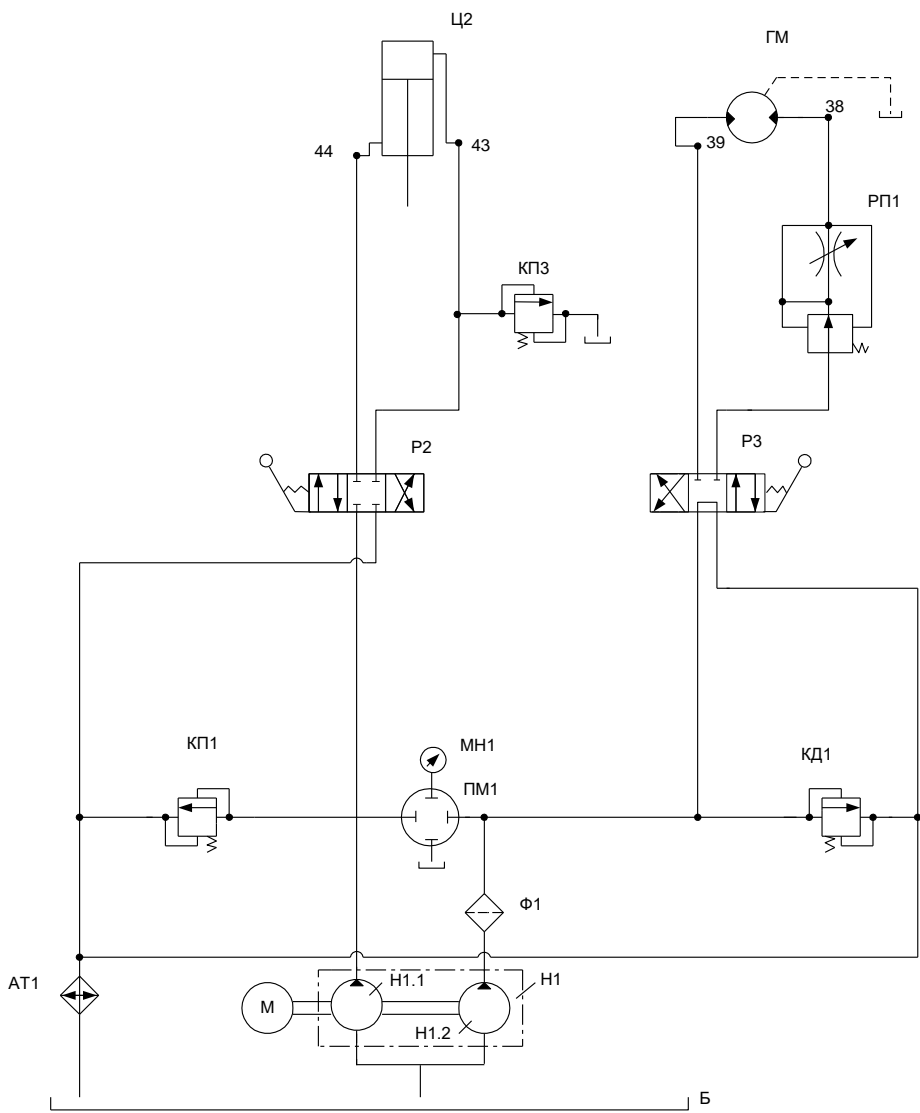
Исходные данные.....	3
1.Введение.....	4
2.Краткий анализ технической и патентной литературы.....	7
3.Описание гидросхемы.....	19
4.Вопросы экологии и охраны труда.....	21
5.Расчет мощности привода.....	22
6.Определение параметров и выбор типоразмеров применяемых гидроаппаратов, насоса, гидроцилиндров, гидромотора .....	22
7. Расчет гидравлических потерь в гидроблоке управления и КПД привода.....	27
8. Тепловой расчет.....	29
Заключение.....	30
Литература.....	31

Исходные данные

Таблица 1

Вариант	Номинальные значения параметров					
	Давление , Рном , МПа				Расход ,Q , дм³/мин	
	P1	P2	P3	P4	Q (H1.1)	Q (H1.2)
4-1	2,2	4,2	0,5	0,5	6,3	20

Принципиальная схема гидропривода



## Введение

По универсальности выполняемых функций гидравлический привод занимает на сегодняшний день одну из ведущих позиций. Сегодня можно говорить о широкой области применения гидропривода: это и автокраны, экскаваторы, погрузчики, автогрейдеры, автовышки, мелиоративные и сельскохозяйственные машины, токарные, шлифовальные, фрезерные станки, прессовое и литейное оборудование и т.д. Такое широкое применение гидравлического привода объясняется рядом преимуществ (по сравнению с механическим и электрическим приводами), к которым относятся:

- 1) простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;
- 2) возможность отдалённого расположения исполнительных органов от систем управления ими;
- 3) способность к регулированию параметров гидропривода в широком диапазоне, а также возможность дистанционного электрического управления приводом, и следовательно, гидропривод можно использовать в качестве усилительно-преобразовательного каскада управления;
- 4) лёгкость управления динамическими характеристиками;
- 5) очень низкая удельная масса, т.е. масса гидропривода, отнесённая к единице передаваемой мощности (0,2 – 0,3 кг на 1 кВт);
- 6) малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- 7) бесступенчатое регулирование передаточного числа в широком диапазоне и возможность создания больших передаточных отношений.

Объемные гидроприводы подразделяются по виду источника энергии на три типа:

1 Насосный гидропривод — гидропривод, использующий для подачи рабочей жидкости насосы объемного действия. Насосные гидроприводы

бывают с замкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, и с разомкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Насос гидропривода может приводиться в движение электродвигателем, турбиной, дизельным, карбюраторным двигателями, двигателем внутреннего сгорания и др.

2. Аккумуляторный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используются в системах с кратковременным рабочим циклом.

3. Магистральный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали, питающей от насосной станции одновременно несколько гидроприводов.

По характеру движения выходного звена различают гидроприводы поступательного, поворотного и вращательного движения. Гидроприводы бывают регулируемые и нерегулируемые. По способу регулирования скорости гидроприводы делят на три типа:

1. С дроссельным регулированием, когда для регулирования скорости производится дросселирование потока рабочей жидкости и часть потока отводится, минуя гидродвигатель.

2. С объемным регулированием, когда регулирование скорости производится в результате изменения рабочих объемов насоса или гидродвигателя.

3. С объемно-дроссельным регулированием, когда регулирование скорости осуществляется одновременно двумя способами.

Если скорость выходного звена гидропривода поддерживается постоянной и не зависит от внешних воздействий, то гидропривод называется стабилизированным.

Если скорость выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, то гидропривод называется следящим.

Жидкость, применяемая в гидроприводах в качестве рабочего тела, одновременно является смазывающим и охлаждающим агентом, обеспечивает защиту деталей от коррозии и надежную работу всех узлов гидропривода.

## 2. Краткий анализ технической и патентной литературы

Как показывают исследования последних лет, гидравлическая аппаратура совершенствуется в следующих основных направлениях: замена трубного исполнения большинства гидравлических аппаратов стыковым; повышение рабочих давлений аппаратов с увеличением их пропускной способности; перевод гидроаппаратуры на единые присоединительные размеры.

В результате анализа технической и патентной литературы можно сделать выводы, что за последние годы гидравлические системы получили широкое распространение в промышленности и технике, в том числе и в системах управления и автоматики. Широкое распространение гидроприводов в технике привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципиальных построений приводов. Возникшее противоречие между все возрастающим объемом и сложностью конструкторских работ по проектированию новых приводов и необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения потребовало новых принципов построения, конструирования и изготовления как самих машин и оборудования, так и его составных частей, в том числе гидроблоков управления приводов. Наиболее полно современным требованиям машиностроения соответствует агрегатно-модульная система

их построения, обеспечивающая реализацию различных видов гидроблоков управления на основе унифицированных узлов.

Для выполнения монтажа гидравлических приводов различных гидрофицированных машин, станков, прессов, литейного, деревообрабатывающего и другого оборудования разработана гамма унифицированных функциональных блоков типа БФ и БВ с условным проходом  $D_y = 6, 10, 16, 20, 32$  мм и давлением до 20 МПа. При сохранении достоинств гидропанельного монтажа, обеспечивающего компактность конструкции, данный вид монтажа обладает и маневренностью компоновок, аналогично модульному монтажу.

По типу конструктивного исполнения блоки унифицированные функциональные подразделяются на блоки распределителей типа БФР (БВР); блоки присоединительные типа БФП (БВП), блоки замыкающие типа БФЗ (БВЗ).

Для соединения между собой присоединительных блоков в соответствии с требованиями гидравлических схем приводов машин различного целевого назначения применяют соединительно-монтажные модули (СММ). Значительного улучшения параметров блоков удалось достичь при разработке унифицированных функциональных блоков типа БВ.

Блок распределителей типа БФР (БВР) состоит из корпуса, на котором устанавливают один или два распределителя. Между корпусом и гидрораспределителем может быть установлен пакет модельной аппаратуры условного прохода, одинакового с распределителем.

Корпус блока распределителей обеспечивает подвод рабочей жидкости к гидрораспределителям от одного источника питания (Р) и слив в один канал (Т), а также обеспечивает возможность выполнения двухпоточных систем привода (свободные каналы Х, У).

Сквозные каналы Р, Т, Х, У на притычных плоскостях имеют коническую резьбу для установки при необходимости конических пробок, перекрывающих проход рабочей жидкости.

Расположение каналов Р,Т,Х,У и отверстий под крепёжные шпильки на присоединительных плоскостях позволяет поворачивать блок в горизонтальной плоскости на 90, 180, 270°, а также при необходимости пробок.

Блоки замыкающие типа БФЗ (БВЗ) подразделяются на блоки переключателя манометра и блоки подвода.

Расположение отверстий на приточной плоскости блока переключателя манометра позволяет поворачивать его в горизонтальной плоскости на 90, 180, 270°. На боковые плоскости переходной плиты блока дополнительно выведены точки замера давления и слива.

Блок подвода состоит из корпуса с установленными подвижно поршнями. Под торцы которых подведены каналы, соединённые с основным каналом подвода жидкости. Поршни служат для компенсации растяжения стяжных шпилек гидроблока при работе системы.

Разработанная гамма унифицированных функциональных блоков включает:

1. Блоки распределителей для условного прохода  $D = 6$  и  $10$  мм:

- с гидрораспределителями типа ВЕ6 или аппаратурой модульного исполнения (гидрораспределители с  $D = 6$  мм устанавливаются на корпусе блока  $D = 6$  и  $10$  мм);
- с гидрораспределителями типа ВЕ10 (Р102) или аппаратурой модульного исполнения.

2. Блоки присоединительные для условного прохода  $D = 6$  и  $10$  мм:

- блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕ6 или пакетом модульной аппаратуры;
- блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕ10 (Р102 или пакетом модульной аппаратуры);
- блоки присоединительные стыкового исполнения клапана обратного, клапана давления, дросселя, регулятора потока, клапана предохранительного, клапана редукционного, реле давления.



3. Блоки замыкающие для условного прохода  $D = 6$  и  $10$  мм:

- блоки замыкающие переключателя манометра;
- блоки замыкающие подвода.

4. Соединительно – монтажные модули для условного прохода  $D = 6$  и  $10$  мм.

5. Блоки распределителей для условного прохода  $D = 16, 20, 32$  мм:

- с гидрораспределителями типа ВЕХ16;
- с гидрораспределителями типа ВЕХ22 (Р202) или пакетом модульной аппаратуры.

6. Блоки присоединительные для условного прохода  $D = 20$  мм:

- блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕХ16;
- блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕХ22 (Р202) или пакетом модульной аппаратуры;
- блоки присоединительные стыкового исполнения клапана обратного, клапана давления, дросселя, регулятора потока, клапана предохранительного, клапана редукционного, реле давления.

7. Блоки замыкающие для условного прохода  $D = 16, 20, 32$  мм:

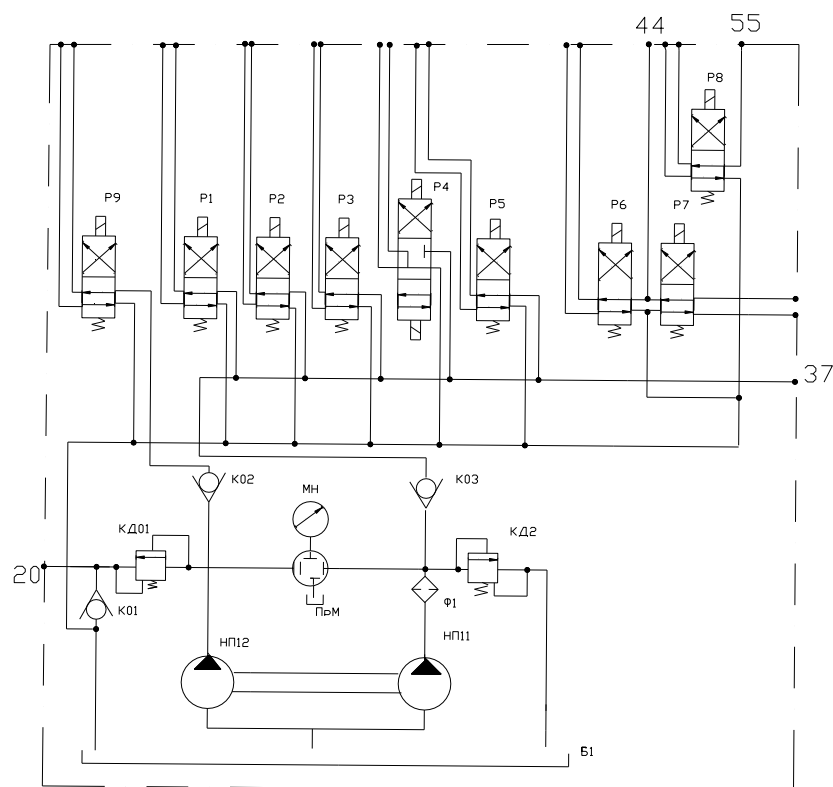
- блоки замыкающие золотника включателя манометра;
- блоки замыкающие подвода.

8. Соединительно – монтажные модули для условного прохода  $D = 16, 20, 32$  мм.

Выполнение чертежа схемы соединений и сборочного чертежа гидроблока управления проводится после тщательного изучения технических параметров и устройств функциональных блоков.

При этом следует отметить, что возрастающее требование по сокращению сроков и затрат на проектирование гидроблоков управления (ГУ) различных машин и механизмов ставят задачу создания методов формализованного синтеза ГУ. Блочно-модульный метод агрегатирования ГУ является одним из наиболее перспективных методов построения

Последовательность этапов синтеза структурных схем ГУ рассмотрим на примере станции гидропривода круглошлифовального полуавтомата модели ЗУ12УА, принципиальная схема которой показана на рис.1.



С целью повышения удобства работ по проведению этапов синтеза принципиальная гидросхема должна быть преобразована в граф (рис. 2). Вершины графа обозначают гидроаппараты, источники давления, фильтры

и гидробак. Вершины также обозначают выходы ГУ, кроме выводов А и В гидрораспределителей. Ребрами, соединяющими вершины графа, обозначают линии связи между перечисленными гидравлическими элементами и выводами.

Стрелки на ребрах графа указывают направления потока рабочей жидкости. Вершины маркируются буквенно-позиционными обозначениями элементов.

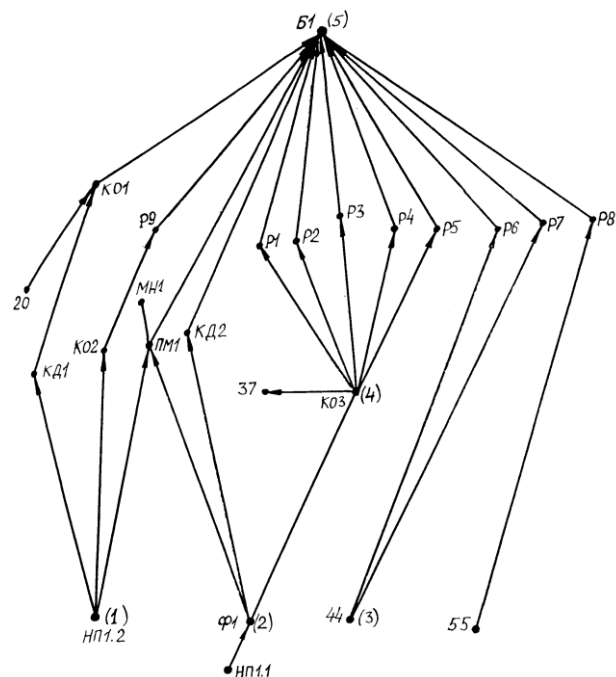


Рис. 2 Граф схемы

Корневыми на графе принимаем вершины, соединенные ребрами с двумя и более вершинами, моделирующими гидроаппараты и выводы блока за исключением переключателя манометра. Чаще всего за корневые вершины принимаются источники питания, фильтры на линии нагнетания и слива, гидробаки. На рассматриваемом графе корневыми являются вершины 1-5.

Кроме перечисленных элементов на графе выделяются узлы реверса, которыми моделируются гидрораспределители, не имеющие смежных вершин – гидроаппаратов, за исключением гидроаппаратов в модульном исполнении, а также корневых вершин, на рис. 2 – это P1-P8.

Представленный граф является наглядной моделью гидропривода, позволяющей выделить элементы, с помощью которых можно осуществить формализованный переход от принципиальной схемы к СТС, используя рассматриваемый ниже метод.

После построения графа проводится синтез элементных структурных схем (ЭСС). Под ЭСС в дальнейшем будем понимать схему пути на графе между  $i$ -ми корневыми вершинами. Для узлов реверса одним путем считается также парный путь, т.е. два пути между корневыми вершинами, каждый из которых проходит через один (свой) узел реверса.

Если несколько различных путей имеют общие вершины, то они считаются как один путь.

На рис. 2 можно выделить 9 путей: 1) 1, КД1, КО1, 20, 5; 2) 1, КО2, Р9, 5; 3) НП1.1, 2, КД2, 5; 4) НП1.1, 2, 4, 37; 5) 4, Р1 и Р2, 5; 6) 4, Р3 и Р4, 5; 7) 4, Р5, 5; 8) 3, Р6 и Р7, 5; 9) 55, Р8, 5.

ЭСС узлов реверса имеет свое типовое решение в виде блоков распределителей (БР), в связи с чем пути 5-9 будем считать реализованным.

Следует отметить также, что путь, идущий через переключатель манометра в рассмотрение не принимается, так как выражаемая им элементная структурная схема имеет свое типовое решение в виде замыкающего блока переключателя манометра. Преобразование путей на графе в ЭСС предлагается строить при помощи комбинированных моделей ГУ. Комбинированные модели представляют собой гидравлические схемы СММ в объемном трехмерном изображении - схемы соединений с присоединенными к ним графами постановочных задач элементарных схем.

Реализация корневых вершин осуществляется преимущественно магистральными каналами СММ, а соединения вершин – гидроаппаратов – коммуникационными.

Преобразование комбинированных моделей в ЭСС проводится путем использования общих мультиграфов, представляющих собой структурную схему соединения четырех гидроаппаратов при помощи соединительно-монтажного модуля с использованием всех каналов связи между входами-выходами гидроаппаратов между собой или (и) сквозными вертикальными каналами. Общие мультиграфы представляют собой в данном случае синтезированные решения множества элементарных схем. Расширенное множество решений элементарных схем при помощи общих мультиграфов будет превосходить исходное на несколько порядков. Вершинами общих мультиграфов обозначены входы-выходы функциональных гидроблоков, ребрами – линии связи между входами-выходами блоков и сквозными вертикальными каналами СММ.

Синтез каждой ЭСС следует проводить путем выбора из шести общих мультиграфов необходимого фрагмента и усечения неиспользуемых вершин и рёбер, выполняемого после построения схемы соединения всего блока. Под усечением понимается перекрытие каналов СММ резьбовыми заглушками.

Синтез структурной схемы ГУ производится в два этапа. На первом этапе отдельные ЭСС соединяются между собой с учетом требований по расположению выводов и других ограничений. На втором этапе производится минимизация количества используемых в схеме СММ путем "насыщения" их свободных плоскостей. В результате несколько ЭСС могут быть построены на одном мультиграфе.

Этап минимизации, как правило, приводит к некоторым изменениям структурной схемы ГУ.

№	Гидравлические схемы модуля	Общие мультиграфы	
		При установке на боковые грани двухходовых аппаратов	При установке на боковые грани распределителей
1			
2			
3			

Принятые обозначения:

*a* – двухходовый гидроаппарат;

*в* – СММ;

*г* – распределитель;

— — коммуникационные каналы СММ верхнего уровня;

- - - - коммуникационные каналы СММ нижнего уровня;

—○— сквозной магистральный канал;

—●— усечение сквозного магистрального канала с верхней плоскостью;

—⊙— усеечение сквозного магистрального канала с нижней плоскостью;

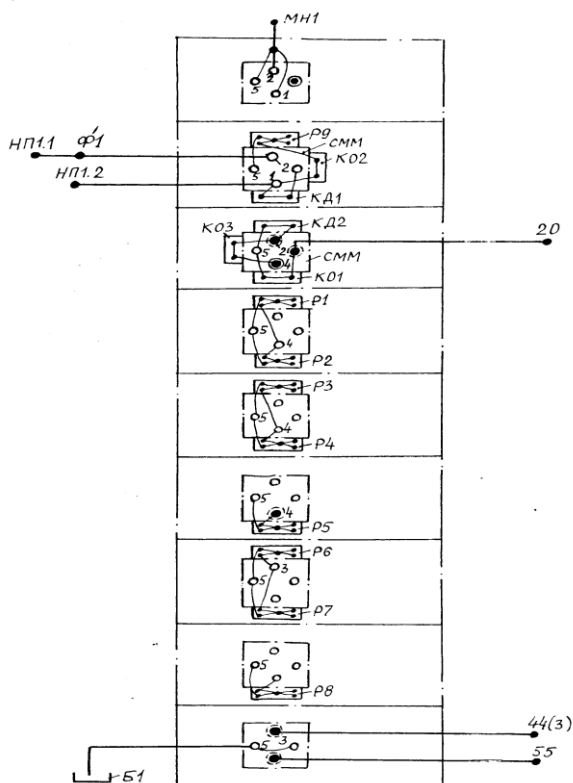


Рис. 3 Структурна схема гидроблока управления  
круглошлифовального станка

На рис. 3 показана структурная схема ГУ рассматриваемого станка. Эта схема дает полное представление о пространственном расположении функциональных гидроблоков и соединению всех гидроаппаратов между собой и входами-выходами.

Так, если рассмотреть произвольно выбранную функциональную гидросхему (рис.4), то конструкция ГУ при этом будет иметь вид, как показано на рис. 5. Гидроблок управления здесь содержит два СММ, на боковые грани которых установлены притычными плоскостями гидроаппараты. При этом благодаря одинаковому рисунку присоединительных размеров гидроаппаратов, на одно и тоже место СММ можно установить любой из аппаратов.

Кроме того, их можно при установке разворачивать на 180°, что обеспечивается благодаря симметричному расположению отверстий подвода

и выхода рабочей жидкости, т.е. устанавливать аппараты в прямом или обратном положениях. За счет этого достигается возможность решения различных схем соединений гидроаппаратов с использованием одной и той же конструкции СММ.

При установке на плоскости СММ клапанов обратных КО-1, КО-2 и предохранительных КП-1 и КП-2, заглушив при этом соответствующие отверстия пробками, получим конструктивное решение элементарной схемы предохранения и разгрузки насоса ПС (рис.4).

В этом случае схема соединений гидроаппаратов будет выглядеть как показано на рис. 6. Если применить эту же конструкцию СММ (со структурной схемой по рис. 3), на место КП-1 установить распределитель Р-1, на место КО-1 –регулятор расхода РП-2, на место КП-2 –РП-1, плоскость под установку КО-2 оставить свободной и установить соответствующие пробки в каналах СММ, то получим конструктивное решение элементарной схемы, обеспечивающей работу исполнительного органа ПС по рис.4.

Схема соединений гидроаппаратов указанной конструкции показана на рис. 6. Соединением между собой этих двух конструкций получен ГУ, обеспечивающий решение ПС, представленное на рис. 4.

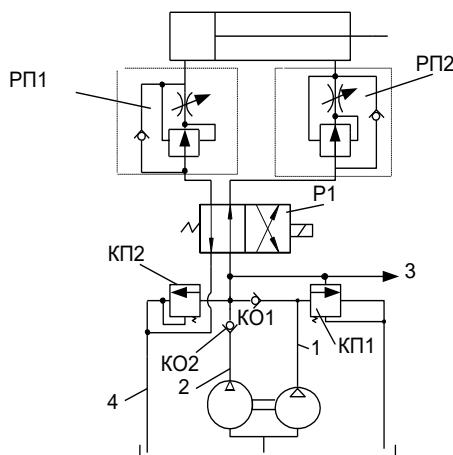


Рис. 4 Гидросхема блока управления (КО1, КО2 — клапаны обратные; КП1, КП2 — клапаны предохранительные; Р1 —распределитель; РП1, РП2 —регуляторы потока; 1-3 — линии подвода давления; 4 —линия слива).



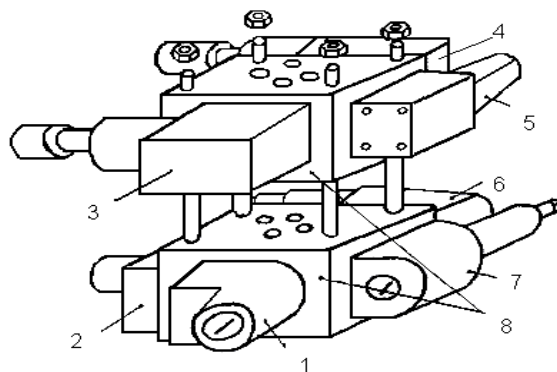


Рис. 4 Конструкция гидроблока управления (1 и 2 – клапаны обратные; 3 и 4 – регуляторы потока; 5 – распределитель; 6 и 7 –клапаны предохранительные; 8 – соединительно-монтажные модули).

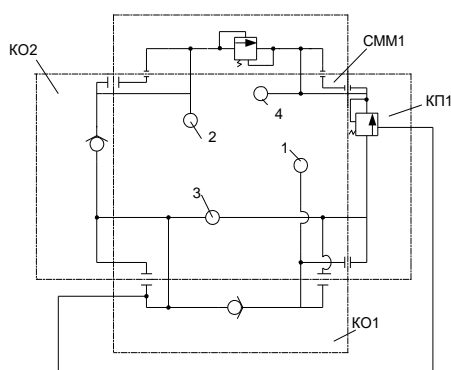


Рис. 5 Соединения конструктивного решения элементарной схемы предохранения и разгрузки (КО1, КО2 — клапаны обратные; КП1, КП2 –клапаны предохранительные; СММ1 – соединительно-монтажный модуль; 1-3 –линии подвода давления; 4 –линии слива).

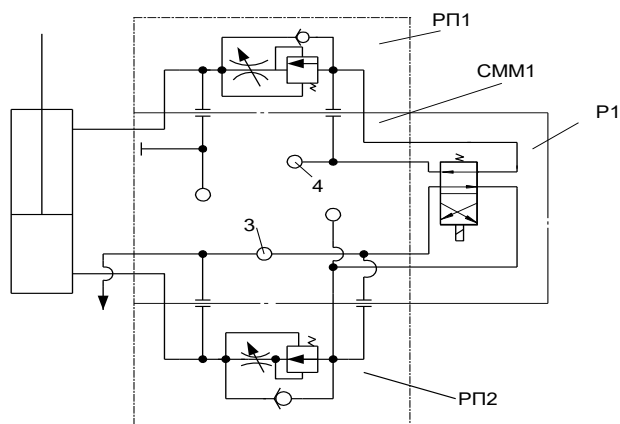


Рис. 6 Соединения конструктивного решения элементарной схемы сложных движений (Р1 – распределитель; РП1, РП2 – регуляторы потока; СММ1 – соединительно-монтажный модуль; 3 –линия подвода давления; 4 – линия слива ).

### 3.Описание гидросхемы

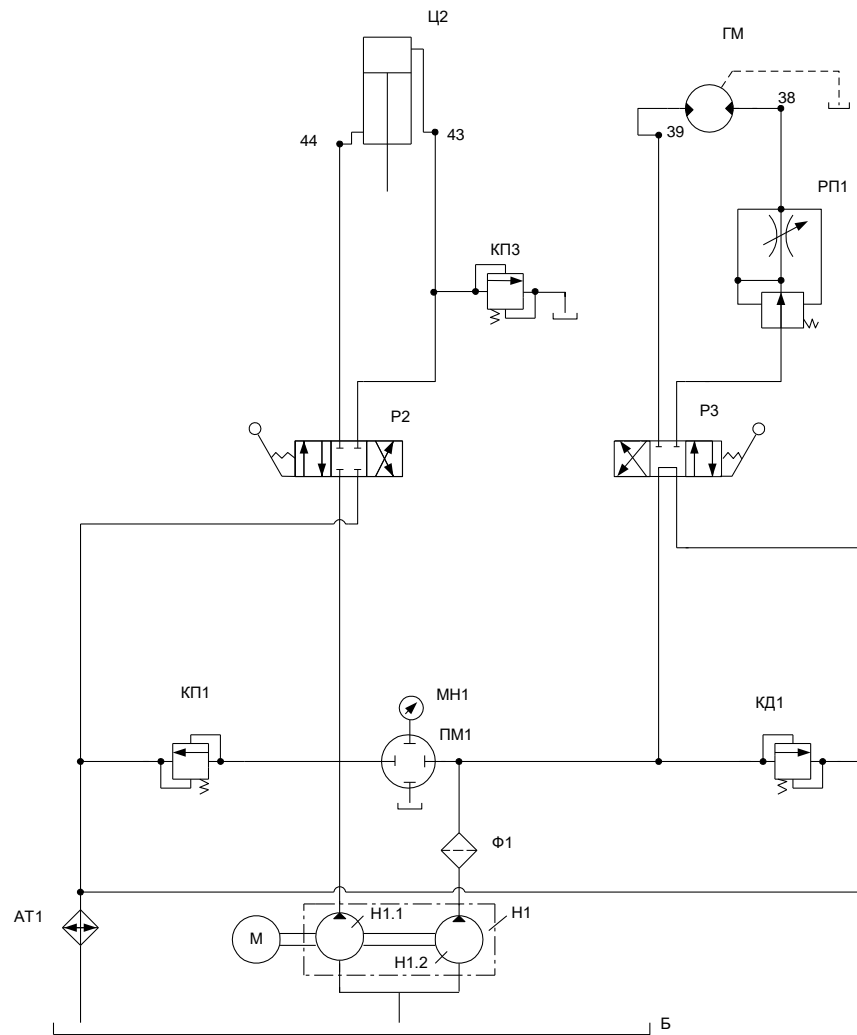


Рис. 7 Гидросхема принципиальная

Основой объёмного гидропривода является насос, создающий напор рабочей жидкости, которая обладает в основном энергией давления. Эта энергия преобразуется в механическую работу с помощью объёмного гидродвигателя гидромотора. Благодаря высокому объёмному модулю упругости жидкости в объёмном гидроприводе обеспечивается практически жесткая связь между его входными и выходными органами.

Необходимые качественные показатели и состояние рабочей жидкости, такие как ее чистота, температура, вязкость, поддерживаются кондиционерами фильтром и теплообменником. Питание гидропривода осуществляется из гидробака, который, кроме того, используется для

охлаждения рабочей жидкости. Все гидравлические устройства и аппараты соединены друг с другом гидролиниями (трубопроводами и шлангами).

Описание работы станции :

Подача рабочей жидкости в гидросистему производится насосом Н1. Предохранительные клапаны КП1 и КД1 поддерживают постоянное рабочее давление в системе. От насоса Н1.1 рабочая жидкость поступает к гидрораспределителю Р2 и клапану КП1. При установленных распределителе Р2 в нейтральном положении жидкость через предохранительный клапан КП1 поступает к теплообменнику АТ и далее сливается в гидробак Б. Для обеспечения работы гидроцилиндра Ц2 необходимо переключение распределителей Р2. Если распределитель Р2 соединяет подвод насоса Н1.1 с поршневой полостью гидроцилиндра Ц2 блок КП3 снижает давление против настроенного клапаном КП1, в зависимости от настройки пружины на блоке. При переключении распределителя Р2 жидкость подаётся в штоковую полость гидроцилиндра Ц2 и при его перемещении сливается из поршневой полости к теплообменнику АТ1. От насоса Н1.2 жидкость поступает к распределителю Р3 и сливается через его среднее положение к теплообменнику АТ1 и далее в гидробак Б. При включении распределителя Р3 в правое по схеме положение жидкость через регулятор расхода РП1 поступает к гидромотору ГМ. При этом скорость вращения гидромотора настраивается регулятором РП1. От гидромотора жидкость сливается к теплообменнику АТ1 и далее в гидробак Б. При переключении распределителя Р3 происходит реверс гидромотора ГМ, при этом жидкость из гидромотора проходит через дроссель, за счёт чего скорость замедляется.

Теплообменник АТ1 служит для поддержания температурного режима рабочей жидкости в гидросистеме. Для очистки заливаемой жидкости в гидробак Б служит заливной фильтр.

На основании методики, изложенной выше можно преобразовать принципиальную гидросхему в структурную схему гидроблока управления.

#### 4. Вопросы экологии и охраны труда

Многие машины и агрегаты в процессе работы характеризуются высоким уровнем шума и вибрации. Шум делится на механический и аэродинамический.

Шум механического происхождения возникает в результате соударения твердых тел, упругих деформаций деталей машин, вибраций узлов или агрегатов в целом. Аэродинамический шум возникает при больших скоростях движения газов, тел в воздухе, в результате взрывных процессов.

Снижения уровней шума и вибрации можно достигнуть различными путями. Прежде всего, необходимо уменьшить их в самом источнике образования, уменьшая поверхность соударяющихся частей, применяя безредукционные передачи и т. д. Если смонтированное производственное оборудование создает повышенные вибрации и шум, то его изолируют от строительных конструкций установкой на специальные фундаменты. Для устранения жесткой связи оборудования с фундаментом, между ними располагают амортизаторы.

Если шум на рабочих местах невозможно устранить всеми известными способами, то в таких случаях применяют либо дистанционное управление производственным процессом из специальных кабин с необходимой изоляцией звука, либо применяют индивидуальные средства защиты органов слуха.

Под вибрацией понимают механические колебания упругих тел или колебательные движения механических систем.

Нормируемыми параметрами общей вибрации является среднеквадратичное значение колебательной скорости в октавных полосах частот или амплитуды перемещений, возбуждаемые работой оборудования (машин, электродвигателей, вентиляторов, станков и других) и передаваемые на рабочие места в производственных помещениях (пол, рабочие площадки, сиденье).

Санитарными нормами введены регламентируемые параметры СН245-71. Нормируемыми параметрами шума являются предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука.

Предельные нормы шума и вибраций для среднегеометрической октавной полосы 1000Гц: шума 80дБ, действующее значение допустимой колебательной скорости  $0,63 \cdot 10^{-2}$  м/с. Проектируемый механический участок содержит станки, при работе которых шум и вибрация не превышают допустимых уровней.

С целью уменьшения вредного воздействия вибрации на работающих предусматривают систему технических мероприятий, которые должны учитываться при разработке нового, эксплуатации и модернизации существующего оборудования, машин, механизмов и инструментов.

Основными мероприятиями по устранению вредного воздействия вибрации являются:

- а) снижение вредных вибраций в самом источнике, используя конструктивные, технологические и эксплуатационные способы и приёмы;
- б) установка технологического оборудования с динамическими нагрузками на фундаменты;
- в) ограничение или устранение вибрации по пути распространения ее средствами виброизоляции и вибропоглощения;
- г) устранение неблагоприятных факторов производственной среды, сопутствующих возникновению вибрационной болезни;
- д) использование средств индивидуальной защиты (виброизоляционная обувь и рукавицы);
- е) введение комплекса санитарно-гигиенических и лечебно-профилактических мероприятий, направленных на снижение вредного воздействия вибрации на организм человека.

Из перечисленных мер, виброизоляция является наиболее доступным и достаточно эффективным решением, позволяющим обеспечивать нормальные условия для обслуживания персонала.

Указания порядка и мер безопасности при первом пуске и наладке гидросистемы:

1. Перед пуском станции тщательно проверить соответствие монтажных схем соединения станции.
2. В полость бака залить тщательно отфильтрованное масло. Заполнение гидробака контролируется по верхнему маслоуказателю, расположенному на передней стенке бака станции.
3. Проверить наличие заземления станции.
4. Регулировочными винтами максимально расслабить пружины гидроклапанов КП1, КД1, КП2, КП3.
5. Кратковременно (на 2-3 секунды) включить приводной электродвигатель насосной установки и проверить правильность направления его вращения, которая должна быть по часовой стрелке, если смотреть на крыльчатку охлаждения двигателя.
6. После проверки правильности подключения приводного электродвигателя включить его для заполнения гидросистемы маслом.
7. Установить переключатель манометра ПМ1 в положение контроля давления в магистрали подвода насоса Н1.2 и по показаниям манометра МН1 регулировочным винтом предохранительного клапана КД1 настроить давление в магистрали 5,0 МПа. При этом распределитель Р2 должен быть включён в одно из рабочих положений, а вращение гидромотора застопорено. Установить переключатель манометра ПМ1 в положение контроля давления в магистрали подвода насоса Н1.1 и по показаниям манометра МН1 регулировочным винтом КП1 настроить давление в магистрали 2,5 МПа.

## Указание мер безопасности

1. Эксплуатация гидростанции должна производиться в соответствии с правилами пожарной безопасности, требованиями ГОСТ 12.1.019 – 79, ГОСТ 12.2.009 – 80, ГОСТ 12.2.040 – 79 и руководства по эксплуатации гидросистемы.

2. Общие требования безопасности к монтажу , испытаниям и эксплуатации должны соответствовать ГОСТ 12.2.086 – 83.

3. Не допускать к обслуживанию персонал, предварительно не ознакомив его с общими правилами техники безопасности, руководствами по эксплуатации на комплектующие изделия .

4. Перед эксплуатацией станцию заземлить.

5. Между головками винтов или болтов, используемых для заземления , и заземляющими частями не должно быть электроизолирующего слоя лака, краски, эмали. При наличии указанного слоя он должен быть удалён.

5. Подключение энергоисточников должно производиться только после окончания сборочно – монтажных работ.

7. Периодически, во время профилактических осмотров, проверять правильность работы блокировочных и контрольно – измерительных устройств. При обнаружении каких – либо отклонений от нормальной работы немедленно отключить станцию от энергоисточников.

8. Перед демонтажем станции отключить все энергоисточники и принять меры против их случайного включения.

9. Обслуживание приводных электродвигателей производить только отключения их от сети и полной остановки вращающихся частей.

10. Перед пуском приводных электродвигателей убедиться в отсутствии у вращающихся частей посторонних предметов.

Запрещается:

- оставлять работающие станции без надзора;
- подтягивать болты, винты, гайки и другие соединения во время пуска и работы станции;
- производить пуск станции без необходимого количества рабочей жидкости в гидробаке;
- работа станции на режимах, превышающих значения, установленные руководством по эксплуатации;
- запуск станции при температуре масла менее + 10°C.

## Экология

Проблема защиты окружающей среды – одна из важнейших задач современности. Выбросы промышленных предприятий, энергетических систем и транспорта в атмосферу, водоемы и недра на современном этапе развития достигли таких размеров, что в ряде районов земного шара, особенно в крупных промышленных центрах, уровни загрязнений существенно превышают допустимые санитарные нормы.

Важными направлениями защиты окружающей среды следует считать:

- 1) создание и повсеместное внедрение безотходных технологий;
- 2) совершенствование технологических процессов и разработку нового оборудования с меньшим уровнем выбросов примесей и отходов в окружающую среду;
- 3) замена токсичных отходов на нетоксичные;
- 4) замена не утилизируемых отходов на утилизируемые;
- 5) применение пассивных методов защиты окружающей среды.

Важная роль в защите окружающей среды отводится мероприятиям по рациональному размещению источников загрязнений. К ним относятся:



1) вынесение промышленных предприятий из крупных городов и сооружение новых в малонаселенных районах с непригодными и малопригодными для сельскохозяйственного использования землями;

2) оптимальное расположение промышленных предприятий с учетом топографии местности и розы ветров;

3) установление санитарных охранных зон вокруг промышленных предприятий;

4) рациональная планировка городской застройки, обеспечивающая оптимальные экологические условия для человека и растений.

## 5. Расчет мощности привода

Исходные данные:

– насос Н1.1 :  $P_{ном} = 4,5 \text{ МПа} = 45 \text{ кгс/см}^2$

$$Q_{ном} = 6,3 \text{ л/мин}$$

$$\eta_{Н1.1} = 0,9$$

– насос Н1.2 :  $P_{ном} = 4,2 \text{ МПа} = 42 \text{ кгс/см}^2$

$$Q_{ном} = 20 \text{ л/мин}$$

$$\eta_{Н1.2} = 0,9$$

1. Определение потребной мощности на валу электродвигателя:

– Мощность, подводимая к насосу Н 1.1

$$N_{1.1} = \frac{P_{ном.1} \cdot Q_{ном.1}}{612 \cdot \eta_{Н1.1}} = \frac{45 \cdot 10}{612 \cdot 0,9} = 0,45 \text{ кВт}$$

– Мощность, подводимая к насосу Н 1.2

$$N_{1.2} = \frac{P_{ном.2} \cdot Q_{ном.2}}{612 \cdot \eta_{Н1.2}} = \frac{42 \cdot 32}{612 \cdot 0,9} = 2,61 \text{ кВт}$$

Таким образом, общая мощность составит:

$$N_{общ} = N_{1.1} + N_{1.2} = 0,45 + 2,61 = 3,06 \text{ кВт}$$

6. Определение параметров, расчет и выбор типоразмеров применяемых гидроаппаратов

Основными параметрами гидроаппаратов (дросселей, клапанов обратных, клапанов предохранительных, клапанов редукционных и гидрораспределителей), по которым производится их выбор для проектируемого гидропривода, являются: номинальное давление  $P_{ном}$  и номинальный расход  $Q_{ном}$ . При выборе гидрораспределителя необходимо учитывать схему распределения жидкости, а также указанный на гидросхеме тип управления гидрораспределителем. Гидродроссели рекомендуется выбирать регулируемые золотниковые. Рекомендуется выбирать гидроаппаратуру, устанавливаемую на напорной и сливной линиях с одинаковыми условными проходами.

В данном курсовом проекте необходимо устанавливать манометры для контроля давления на напорной линии после насосов. Выбор манометров основывается на следующем условии: давление в линии, на которой устанавливается манометр не должно превышать  $\frac{3}{4}$  верхнего предела измерения давления данным манометром. Выбираем следующие гидроаппараты:

## Технические характеристики выбранных гидроаппаратов

### **Фильтр сливной 1ФГМ**

Номинальная тонкость фильтрации, мкм.....	10
Номинальная пропускная способность, л/мин...	100
Номинальное давление, МПа.....	20
Перепад давлений, МПа.....	0,09

### **Клапан давления (КД1) БПВ-6.КД.ОО.УХЛ4**

Условный проход, мм .....	6
Расход, л/мин	
номинальный.....	32
максимальный.....	50
минимальный.....	1
Давление на входе, МПа.....	20
Давление настройки, МПа .....	1-10
Перепад давления, МПа .....	0,2

### **Гидрораспределитель (Р1,Р2) БПР-6.ВММ6Р44.УХЛ4**

Условный проход, мм .....	6
Расход масла, л/мин:	
номинальный.....	16
максимальный.....	30
Номинальное давление, МПа.....	32
Перепад давления, МПа .....	0,5

### **Гидрораспределитель (Р3) БПР-6.МММ.6Р64.УХЛ4**

Условный проход, мм .....	10
Расход масла, л/мин:	
номинальный.....	20
максимальный.....	80
Номинальное давление, МПа.....	32
Перепад давления, МПа .....	0,5

### **МН1**

Манометр М0-11202

Верхний предел измерений 60 МПа

Класс точности 0,15

Проводим расчет проходного сечения.

При  $Q_{\text{ном}} = 32$  л/мин

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32 / 60000}{3.14 \cdot 15}} = 0.0067 \text{ м,}$$

где  $v = 10..15$  - допустимая скорость в гидроаппаратах.

Принимаем гидроблоки с условным проходом  $Dy=10$ , в данной магистрали.

Определение параметров и выбор насосов, гидромотора и гидроцилиндров

Исходя из значений подач и давлений в системе, делаем выбор насоса.

Выбираем насос двухпоточный пластинчатый регулируемый НШ10/32

Рабочий объём,  $см^3$ .....50

Давление на выходе из насоса, МПа:

Номинальное.....6.3

Максимальное.....16

Номинальная подача, л/мин.....63

Частота вращения, об/мин:

номинальная.....1450

максимальная.....1800

Минимальная.....1000

Объемный КПД.....0,87

Полный КПД.....0,7

Масса, кг.....42

Выбираем гидроцилиндр ГЦО-1-80x36x250 ОСТ 22Г21-1-73

Расчёт усилий на штоке гидроцилиндров Ц1 и Ц2:

– Для гидроцилиндра Ц1 усилие прижима  $F_{пр}$  :

$$\sum F_x = 0; \quad -P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 - F_{пр} = 0$$

где  $P_1$  – давление в поршневой полости;

$P_2$  – давление в штоковой полости;

$S_1$  – площадь в поршневой полости

$S_2$  – площадь в штоковой полости

При  $d_p = 80$  мм и  $d_{шт} = 36$  мм:

2. Расчёт усилий на штоке гидроцилиндра Ц2:

– Для гидроцилиндра Ц2 усилие прижима  $F_{пр}$  :

$$\sum F_x = 0; \quad -P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 - F_{пр} = 0$$

где  $P_1$  – давление в поршневой полости;

$P_2$  – давление в штоковой полости;

$S_1$  – площадь в поршневой полости :  $S_1 = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}$  ( $d_n$  – диаметр поршня)

$S_2$  – площадь в штоковой полости :  $S_2 = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{шт}^2)}{4}$  ( $d_{шт}$  – диаметр

штока)

При  $d_{\Pi} = 80$  мм и  $d_{шт} = 36$  мм:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} = 5024 \text{ мм}^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{шт}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (80^2 - 36^2)}{4} = 4007 \text{ мм}^2;$$

Таким образом усилие прижима  $F_{пр}$  на штоке гидроцилиндра Ц2 составит:

$$F_{пр} = -P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 = -0,8 \cdot 5024 + 2,5 \cdot 4007 = 5998 \text{ Н} = 6 \text{ кН}$$

Усилие отжима  $F_{от}$  :

$$\sum F_j = 0 \quad -P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 + F_{отж} = 0$$

где  $P_1 = 2,5$  МПа – определяется настройкой предохранительного клапана КП1

$P_2 = 0,8$  МПа – определяется настройкой предохранительного клапана КП3 на определённое давление в пределах 0,5...2,5 МПа

$$F_{пр} = P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2 = 2,5 \cdot 5024 - 0,8 \cdot 4007 = 9,4 \text{ кН}$$

### 3. Расчёт крутящего момента на валу гидромотора

– Минимальный момент, создающийся на валу гидромотора:

$$M_{\min} = \frac{N_3}{n_{\max}},$$

где  $N_3$  – мощность на валу гидромотора

$$N_3 = \frac{(P_{3.2} - P_{3.1}) \cdot Q_{наcl.2}}{612 \cdot \eta_{наcl.2}},$$

где  $P_{3.2}$  – давление слива;  $P_{3.2} = P_{ном1.2} \cdot \eta_{пот} = 42 \cdot 0,6 = 27 \text{ кгс/см}^2$

$P_{3.1}$  – давление подвода к гидромотору;  $P_{3.1} = P_{ном1.2} \cdot \eta_{пот} = 42 \cdot 0,4 = 18 \text{ кгс/см}^2$

$$N_3 = \frac{(27 - 18) \cdot 32}{612 \cdot 0,9} = 0,52 \text{ кВт}$$

– Число оборотов на валу гидромотора в единицу времени

$$n_{\max} = \frac{Q_{ном1.2}}{q_0} = \frac{533}{40} = 13,3 \frac{\text{об}}{\text{сек}} = 800 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Минимальный момент на валу гидромотора составит

$$M_{\min} = \frac{520}{13,3} = 39 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

## 7. Расчет гидравлических потерь в гидроблоке управления и КПД привода.

Потери мощности в гидроприводе:

$$\Delta N = N_{np} - N_{пол} = N_{np} \cdot (1 - \eta_{общ. np})$$

Количества тепла  $E_{np} = \Delta N$

$$P_n = \Delta P_{mp} + \Delta P_{см} + \Delta P_{за},$$

где  $\Delta P_{mp}$  – потери давления на трение:

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda g^2 \rho}{2d},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$\rho$  - плотность рабочей жидкости.

$v$  – скорость течения жидкости в трубопроводе,

$d$  – диаметр трубопровода.

Примем скорость течения жидкости в трубопроводе, равной  $v = 1,6$  м/с. В таком случае диаметры трубопроводов будут равны:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_{H1}}{\pi g_o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 167}{3,14 \cdot 1,6 \cdot 100}} = 1,2 \text{ см},$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4Q_{H2}}{\pi g_o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 533}{3,14 \cdot 1,6 \cdot 100}} = 2,1 \text{ см},$$

Уточняем значение скоростей:

$$g_1 = \frac{4Q_{H1}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 167}{3,14 \cdot 1,2^2} = 148 \text{ см/с} = 1,48 \text{ м/с}$$

$$g_2 = \frac{4Q_{H2}}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 533}{3,14 \cdot 2,1^2} = 154 \text{ см/с} = 1,54 \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad Re_1 = \frac{v \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,48 \cdot 0,012}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 888 \quad Re_2 = \frac{v \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,54 \cdot 0,021}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 1617$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \lambda = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{888} = 0,072 \quad \lambda = \frac{64}{Re_2} = \frac{64}{1647} = 0,04$$

Потери на трение в трубопроводе составят:

$$\Delta P_{mp1} = \frac{\lambda_1 \cdot l_1 \cdot v_1^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_1} = \frac{0,072 \cdot 0,28 \cdot 1,48^2 \cdot 885}{2 \cdot 0,012} = 1628 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp2} = \frac{\lambda_2 \cdot l_2 \cdot v_2^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_2} = \frac{0,04 \cdot 0,28 \cdot 1,54^2 \cdot 885}{2 \cdot 0,021} = 560 \text{ Па}$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta P_{mc} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot g^2}{2},$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений, для поворотов и тройников  $\xi = 0,5$

$$\Delta P_{mc1} = \frac{0,5 \cdot 885 \cdot 1,48^2}{2} = 484 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mc2} = \frac{0,5 \cdot 885 \cdot 1,54^2}{2} = 525 \text{ Па}$$

Потери на местных сопротивлениях суммарные:

$$\Delta P_{mc} = \Delta P_{mc1} + \Delta P_{mc2} = 484 + 525 = 1009 \text{ Па}$$

Потери в гидроаппаратах:

$$\Delta P_{ca} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot g^2}{2}; \quad \Delta P_{ca1} = \frac{6,2 \cdot 855 \cdot 1,48^2}{2} = 5806 \text{ Па}; \quad \Delta P_{ca2} = \frac{6,3 \cdot 855 \cdot 1,54^2}{2} = 6387 \text{ Па}$$

Суммарные гидравлические потери, учитывающие потери на трение, потери в гидроаппаратах и на местных сопротивлениях:

$$P_{H.1} = 484 + 5806 + 1628 = 7918 \text{ Па}$$

$$P_{H.2} = 525 + 6387 + 560 = 7472 \text{ Па}$$

Полезная мощность гидропривода:

$$N_{пол} = F_{np1} \cdot g_{n1} + F_{np2} \cdot g_{n2} + N_{ГМ} = 5998 \cdot 0,057 + 5998 \cdot 0,057 + 520 = 1204 \text{ Вт} = 1,2 \text{ кВт}$$

$$g_{n1} = \frac{4 \cdot Q_{H1} \cdot \eta_{ГЦ} \cdot (1 + \frac{D^2 - d^2}{D^2})}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 \cdot (1 + \frac{0,08^2 - 0,036^2}{0,08^2})}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 60} = 0,057 \text{ м/с}$$

Общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \frac{N_{пол}}{N_{пр}} = \frac{1,2}{3,06} = 0,4$$

$$E_{пр} = \Delta N = N_{пр} \cdot (1 - \eta_{общ.пр}) = 3,06 \cdot (1 - 0,4) = 1,84 \text{ кВт}$$

Так как потери мощности, а следовательно и потери энергии на тепло в гидросистеме значительны, необходимость наличия теплообменника обязательна.

#### 8. Тепловой расчет гидропривода.

Количество тепла  $E_{пр}$ , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности:

$$E_{пр} = \Delta N = N_{пр} \cdot (1 - \eta_{общ.пр}) = 3,06 \cdot (1 - 0,4) = 1,84 \text{ кВт}$$

Площадь поверхности охлаждения гидробака  $F_B$  ( $m^2$ ) связана с его объемом (вместимостью)  $W = 1,5 \cdot Q_{ном} = 1,5 \cdot (10 + 32) = 63$  (л) (принимая по ГОСТ 12448-80  $W = 63$   $dm^3$ ) следующим соотношением:

$$F_B = 0,065 \cdot \sqrt[3]{W^2} = 0,065 \cdot \sqrt[3]{63^2} = 1,029 \text{ } m^2.$$

Коэффициент теплопередачи от масла в гидробаке к воздуху  $K_{ТБ}$  зависит от скорости обдува  $v_{об}$  и разности температур ( $t_m - t_b$ ):  $K_{ТБ} = 19 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплопередачи в кондиционере  $K_{ТК}$  зависит от многих факторов, большую часть которых учесть невозможно, поэтому он принимается равным  $35 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Требуемая для поддержания заданного теплового режима гидропривода площадь поверхности кондиционера  $F_k$  равна:

$$F_k = \frac{E_{пр} - K_{ТБ} \cdot F_B \cdot (t_m - t_b)}{K_{ТК} \cdot (t_m - t_b)} = \frac{1840 - 19 \cdot 1,029 \cdot (75 - 20)}{35 \cdot (75 - 20)} = 0,4 \text{ } m^2.$$

Так как в результате расчета  $F_k > 0$ , то необходимо устанавливать аппарат теплообменный.



## Заключение

В курсовом проекте было определено назначение объёмного гидропривода, его достоинства и недостатки, произведен краткий анализ технической и патентной литературы и изучены вопросы экологии и охраны труда. Также были рассчитаны мощность привода, гидравлические потери в гидроблоке управления и кпд привода, произведён тепловой расчёт гидропривода. В курсовом проекте по курсу “Элементы управления и регулирования гидropневмосистем” произвели проектирование типового гидропривода дроссельного регулирования скорости.

Исходными данными для курсового проекта явились номинальное давление и номинальный расход в гидросистеме.

Курсовым проектом было предусмотрено выполнение графической части проекта, которая содержит:

1. Чертёж принципиальной гидравлической схемы гидропривода.
2. Чертёж схемы соединения гидроблока управления.
3. Сборочный чертёж гидроблока управления привода.

## Литература

1. Пинчук В.В. Элементы управления и регулирования гидропневмосистем: Практическое руководство по курсовому проектированию для студентов специальности Т.05.11 «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин». – Гомель: Учреждение образования «ГГТУ им. П.О.Сухого», 2002.
2. Пинчук В.В. Синтез гидроблоков управления на основе унифицированной элементной базы. – Мн.: Технопринт, 2001.
3. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М., Машиностроение, 1983г.
4. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под редакцией Некрасова Б.Б., Минск, «Высшая школа», 1985г.
5. Свешинков В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. М., «Машиностроение», 1982г.
6. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. Минск, «Высшая школа», 1982г.
7. Михневич А.В., Бутько В.А., Асан-Джалов А.Г. Методические указания №1834 к курсовой работе по курсу «Гидравлика, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика», Гомель, 1994г.
8. Михневич А.В., Ершов Б.И., Полонский В.А. Методические указания №1976 к курсовой работе по курсу «Гидравлика, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика», Гомель, 1995г.

