

Министерство науки и высшего образования 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.

РЕГУЛИРУЕМЫЙ ГИДРОПРИВОД ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ЮУрГУ – 15.03.02.2019.591.00.00 ВКР

Консультант, должность

Старший преподаватель _____

_____ / Шапранова Е.С. /

«_____» _____ 2019 г.

Руководитель, должность

Доцент, к. т. н. _____

_____ / Елюкин Н.Н./

«_____» _____ 2019 г.

Консультант, должность

_____ / _____ /

«_____» _____ 2019 г.

Автор

студент группы МиМС-515 _____

_____ / Жук Т.Н. /

«_____» _____ 2019 г.

Консультант, должность

_____ / _____ /

«_____» _____ 2019 г.

Нормоконтролер, должность

Доцент, к.т.н. _____

_____ / Зезин В.Г./

«_____» _____ 2019 г.

Миасс 2019

АННОТАЦИЯ

Жук Т.Н. Регулируемый гидропривод плоскошлифовального станка. – Миасс ЮУрГУ, ТПМ; 2019, 97 с., 11 илл., библиографический список – 22 наим., 3 листа чертежей ф. А3, 3 листа чертежей ф. А2

Разработан проект объемного регулируемого гидропривода плоскошлифовального станка. В ходе проектирования разработана принципиальная гидравлическая схема гидропривода, рассчитаны его основные параметры. Выбраны гидромашины, гидроаппаратура, рабочая жидкость и фильтры для очистки жидкости. Проведены расчеты и выбраны диаметры трубопроводов, а также определены потери давления в гидросистеме. Рассчитан температурный режим работы гидропривода и определен требуемый объем бака рабочей жидкости. Построены нагрузочная и скоростная характеристики гидропривода.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» указаны мероприятия, направленные на улучшение условий труда и обеспечение безопасной работы на плоскошлифовальном станке.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Жук Т.Н.				Регулируемый гидропривод плоскошлифовального станка	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	Елюкин Н.Н.						6	97
<i>Реценз.</i>						ЮУрГУ Кафедра ТПМ		
<i>Н. Контр.</i>	Зезин В.Г.							
<i>Утверд.</i>	Миков Ю.Г.							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКАХ	12
2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДЕ ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА.....	17
3 РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРОПРИВОДА СТАНКА.....	26
4 РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА.....	33
5 РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ	36
6 ВЫБОР ОСНОВНОЙ ГИДРОАППАРАТУРЫ	49
7 РАСЧЕТ И ВЫБОР ТРУБОПРОВОДОВ	53
8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ	56
9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И КПД ГИДРОПРИВОДА	63
10 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА.....	65
11 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ГИДРОПРИВОДА.....	68
12 ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	69
13 ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ	77
14 ВЫБОР ПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	80
15 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ОБСЛУЖИВАНИЮ, ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТУ ГИДРОПРИВОДА	81
16 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	95
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	96

ПРИЛОЖЕНИЕ:

Графическая часть: 4 листа ф. А1, 3 листа ф.А2

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение является основой научно-технического прогресса в различных отраслях народного хозяйства. Непрерывное совершенствование и развитие машиностроения связано с прогрессом станкостроения, поскольку металлорежущие станки вместе с некоторыми другими видами технологических машин обеспечивают изготовление любых новых видов оборудования.

Особое развитие в последнее время получило числовое управление станками. Микропроцессорные устройства управления превращают станок в станочный модуль, сочетающий гибкость и универсальность с высоким уровнем автоматизации. Станочный модуль способен обеспечивать обработку заготовок широкой номенклатуры в автономном режиме на основе малолюдной или даже безлюдной технологии. Таким образом, современное станочное оборудование является базой для развития гибкого автоматизированного производства, резко повышающего производительность труда в условиях средне- и мелкосерийного производства.

Совершенствование современных станков должно обеспечивать повышение скоростей рабочих и вспомогательных движений при соответствующем повышении мощности привода главного движения. Исключительное значение приобретает повышение надежности станков за счет насыщения их средствами контроля и измерения, а также введения в станки системы диагностирования.

Современные станки-автоматы и полуавтоматы, станки с числовым программным управлением, автоматизированные агрегатные станки, широко оснащают гидрофицированными приводами, а многие станки выпускают только с гидроприводами.

Гидропривод представляет собой совокупность гидромашин, гидроаппаратуры и других устройств, предназначенная для передачи и

преобразования энергии посредством рабочей жидкости.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Основные направления развития гидропривода заключаются в улучшении энергетических и эксплуатационных характеристик гидрооборудования, повышении его быстродействия, применении следящего и пропорционального дистанционного управления, обеспечении связи современных электронных систем с устройствами гидроприводов.

Гидроприводы в современном станкостроении позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации.

Гидравлические приводы обеспечивают плавность движения и широкие диапазоны бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, возможность их работы в динамических режимах при частых включениях, остановках, реверсах движения или изменениях скорости. При этом качество переходных процессов может контролироваться и изменяться в нужном направлении.

Гидропривод позволяет надежно защитить систему от перегрузок и обеспечивает возможность механизмам работать по жестким упорам, с точным контролем действующих усилий путем регулирования давления. В современных станках с высокой степенью автоматизации цикла гидропривод может обеспечить до нескольких десятков различных движений. Использование гидропривода открывает широкие возможности для автоматизации цикла, контроля и оптимизации рабочих процессов, применения копировальных, адаптивных или программных систем управления.

Гидропривод имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с механическим, электрическим или пневматическим приводом. Основные преимущества гидропривода:

1) простота и удобство осуществления бесступенчатого регулирования скорости движения и усилия, развиваемого приводом;

2) возможность быстрого и частого реверсирования с плавным

торможением и разгоном;

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

3) малое трение и износ деталей гидропривода в агрегатах вследствие их хорошей смазки рабочей жидкостью;

4) плавность работы;

5) простота и экономичность автоматизации движений, выполняемых произвольно расположенными механизмами при обеспечении требуемой последовательности и блокировок;

6) большая энергонапряженность и, следовательно, относительная компактность агрегатов.

Из недостатков гидропривода наиболее существенными являются:

1) нагрев рабочей жидкости и, вследствие этого, изменение ее свойств (в первую очередь вязкости), нагрев и тепловые деформации деталей и механизмов;

2) огнеопасность минеральных масел – наиболее распространенных рабочих жидкостей;

3) наружные и внутренние утечки жидкости, снижающие точность и экономичность работы системы. Необходимость сбора и отвода наружных утечек;

4) технологическая сложность изготовления точных сопрягаемых пар, характерных для гидроагрегатов.

В правильно спроектированном, изготовленном и эксплуатируемом гидроприводе необходимо обеспечить максимум его достоинств при минимуме недостатков. Задача это непростая, и первое, что необходимо для ее успешного решения, – отличное знание элементной базы, обеспечения расчета, проектирования и эксплуатации.

В настоящее время отечественной и зарубежной практикой накоплен большой опыт применения гидропривода. Создана обширная номенклатура насосов, гидродвигателей, контрольно-регулирующей аппаратуры, трубопроводов, арматуры, уплотнений и т.п. Разработаны методики расчета и исследования гидравлических устройств.

Надежная работа станочных гидроприводов может быть гарантирована

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

только при надлежащей фильтрации рабочей жидкости и ее охлаждении для исключения влияния температурных колебаний в процессе работы, а это повышает стоимость гидроприводов и усложняет их техническое обслуживание.

За многие годы в нашей стране и в других странах были созданы уникальные по конструкции объемные гидроприводы. Некоторые из таких приводов были изготовлены только в виде опытных образцов, другие выпускались серийно и применяются до настоящего времени. Поэтому для каждого инженера важно получить бесценный опыт в области проектирования и создания, доводки и эксплуатации объемного гидропривода.

При изучении вопросов, связанных с объемным гидроприводом станочных машин, а также механического оборудования, студенты, кроме освоения теоретических основ, должны приобрести практические навыки составления гидравлических схем машин, расчета объемного гидропривода и обоснованного выбора серийного гидрооборудования, гидроаппаратуры управления, пользоваться справочной литературой и каталогами на гидрооборудование.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКАХ

1.1 Станкостроение как наука

1.1.1 Станкостроение – базовая отрасль машиностроения. Парк металлообрабатывающего оборудования определяет производственный, технический и экономический потенциал машиностроительного комплекса. Станки, машины и оснастка, производимые станкостроением, составляют примерно 60% активной части промышленно-производственных фондов машиностроения.

Недооценка необходимости опережающего развития станкостроения ведет к низкому уровню производительности труда, низкому качеству продукции, дефициту рабочей силы, медленным темпам обновления продукции и ее высокой стоимости.

1.1.2 Металлорежущий станок (станок) – машина для размерной обработки заготовок в основном путем снятия стружки. В России выпускают большое количество металлорежущих станков, различных по назначению, технологическим возможностям и размерам. Кроме металлических заготовок на станках обрабатываются детали, изготовленные из других материалов (дерево, пластмассы и т.д.). К станкам относят и технологическое оборудование, использующие для обработки электрофизические и электрохимические методы, сфокусированный электронный или лазерный луч и другие виды обработки.

Помимо основной рабочей операции, связанной с изменением формы и размеров заготовки, на станке необходимо осуществлять вспомогательные операции, например, для смены, зажима, измерения заготовок, а также операции по смене режущего инструмента, контроля его состояния и состояния всего станка. В связи с большим разнообразием выполняемых функций на станках, их целесообразно рассматривать как систему, состоящую из нескольких подсистем [1, стр. 6].

1.2 Назначение шлифовальных станков

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

1.2.1 Плоскошлифовальный станок — металлорежущий станок для обработки поверхностей металлических деталей абразивом (периферией или торцом шлифовального круга).

Плоскошлифовальные станки позволяют с микронной точностью обрабатывать плоские поверхности различных деталей. При применении дополнительных приспособлений на этих станках возможна обработка и фасонных поверхностей. Некоторые модели станков позволяют обрабатывать также и детали конической формы.

1.2.2 Металлорежущие станки для обработки заготовок абразивным инструментом образуют группу, состоящую из шлифовальных, полировальных, доводочных и заточных станков. Шлифовальные станки обеспечивают шероховатость обрабатываемой поверхности Ra 1,25...0,02 мкм. На шлифовальные станки поступают главным образом заготовки после предварительной механической и термической обработки с минимальными припусками на обработку.

В зависимости от формы поверхности шлифуемой заготовки и вида шлифования различают: круглошлифовальные станки для круглого наружного шлифования (центровые и бесцентровые); внутришлифовальные станки для круглого внутреннего шлифования (центровые и бесцентровые); плоскошлифовальные станки для обработки периферией и торцом шлифовального круга.

Главное движение резания в шлифовальных станках — вращение шлифовального круга. Его окружная скорость (скорость главного движения резания), 35...60 м/с, при высокоскоростном шлифовании 80...120 м/с [6, стр. 246].

1.3 Разновидности шлифовальных станков

1.3.1 Шлифование плоских поверхностей заготовок производится периферией круга или его торцом. Есть станки, в которых шлифование осуществляется одновременно торцами двух противоположно установленных

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

кругов.

1.3.2 При шлифовании торцом круга различают шлифование кругом, ось которого перпендикулярна обрабатываемой плоскости, и шлифование кругом, ось которого наклонена к шлифуемой плоскости [1, стр. 114].

1.3.2 Существуют плоскошлифовальные станки с прямоугольным и круглыми столами. Расположение шпинделя шлифовального круга может быть горизонтальным или вертикальным. В единичном, мелкосерийном и среднесерийном производстве наиболее часто используют плоскошлифовальные станки с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем. В массовом производстве наибольшее распространение получили станки с круглым столом и с вертикальным или горизонтальным расположением шпинделей.

1.3.3 Станок плоскошлифовальный с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем предназначен для шлифования периферией круга плоских поверхностей и может быть использован в различных отраслях народного хозяйства. Обслуживание станка следует осуществлять с учетом специфики его эксплуатации.

Конструкция станка позволяет производить обработку фасонных поверхностей профилированным кругом, а также обработку торцом шлифовального круга.

Плоскошлифовальные станки предназначены для чистовой обработки плоскостей на деталях различных размеров. Главное движение в этих станках – вращение шлифовального круга. В зависимости от формы стола, на котором закрепляют заготовку, различают продольную и круговую подачи. Когда ширина обрабатываемой плоскости больше ширины круга, заготовке или кругу сообщается поперечная подача. Кроме того, шлифовальному кругу или заготовке сообщается периодическое перемещение на глубину, направленное перпендикулярно обрабатываемой плоскости.

В ВКР будем проектировать гидропривод для плоскошлифовального

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

станка с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем.

1.3.4 Рассмотрим плоскошлифовальный станок с прямоугольным столом горизонтальным шпинделем общего назначения. На направляющих станины 1 станка (рисунок 1) установлен стол 5, совершающий возвратно-поступательные перемещения от гидроцилиндра, расположенного в станине. Закрепление заготовок обычно производится с помощью магнитной плиты 12, закрепленной на столе. На станине смонтирована стойка 9, несущая шлифовальную бабку 10 с горизонтальным шпинделем шлифовального круга 11, закрытого кожухом 6. От механизмов подачи, находящихся в станине, шлифовальной бабке сообщается поперечное движение подачи (после каждого двойного хода стола) и вертикальное движение подачи (после каждого рабочего хода по снятию припуска со всей обработанной поверхности заготовки). Шпиндель вращается от электродвигателя, встроенного в шлифовальную бабку. Работа механизмов подачи осуществляется от гидроцилиндров, в которые поступает рабочая жидкость от гидростанции 13, управляемой от панели 2. Установочные ручные перемещения стола (в продольном направлении) осуществляются маховиком 3, а шлифовальной бабки (в вертикальном направлении) – маховиком 8. Включение и выключение станка производится с пульта управления 4. Во время работы магнитную плиту с обрабатываемой заготовкой закрывают кожухом 6. СОЖ поступает из бака с помощью насоса 14 [6, стр. 247].

Для плоскошлифовальных станков с прямоугольным столом, работающих периферией круга, движение подачи – возвратно-поступательное движение заготовки (продольное движение подачи); периодическое поперечное перемещение шлифовального круга (поперечное движение подачи) за один ход стола с заготовкой; периодическое вертикальное перемещение шлифовального круга (вертикальное движение подачи) на глубину шлифования. В том случае когда высота шлифовального круга больше ширины заготовки, поперечное движение подачи отсутствует.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

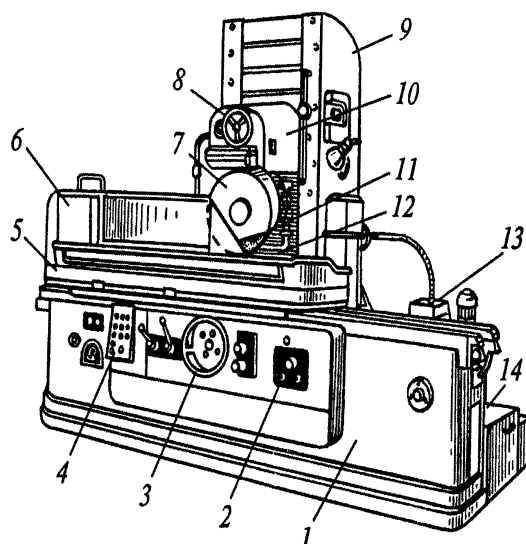


Рисунок 1 – Общий вид плоскошлифовального станка с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем: 1 – станина; 2 – панель управления; 3 – маховик ручного перемещения стола; 4 – пульт управления; 5 – стол; 6,7 – кожухи; 8 – маховик; 9 – стойка; 10 – шлифовальная бабка; 11 – шлифовальный круг; 12 – магнитная плита; 13 – гидростанция; 14 – насос подачи СОЖ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ

Лист

16

2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДЕ ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА

2.1 Требования к станочному приводу

2.1.1 Основной задачей привода является обеспечение перемещения (движения) исполнительного механизма по заранее заданному закону и преодоление приложенных к нему сил и моментов сопротивления.

Каждый привод состоит из трех основных частей: двигателя, передаточного устройства и исполнительного механизма, с которым жестко связан рабочий орган или обрабатываемый объект.

Для приведения в движение современных технологических машин почти исключительно используется электроэнергия. Задача электродвигателя заключается в преобразовании электрической энергии в механическую. Различают простые двигатели, в которых электроэнергия непосредственно превращается в механическую, – электродвигатель и электромагнит, и комбинированные двигатели, в которых при преобразовании используется промежуточная энергия, гидро- и пневмодвигатели. Использование промежуточной энергии обеспечивает комбинированным двигателям ряд качественно иных свойств по сравнению с простыми.

Подвижными элементами двигателей являются те их составные части, с которых снимается механическая энергия (роторы электродвигателей, поршни гидро- и пневмодвигателей).



Рисунок 2 – Структурная схема гидравлического привода

По характеру движения подвижных элементов различают двигатели непрерывного и прерывистого движения. Первые из них, как правило, вращательного движения (неревверсируемые электродвигатели, гидро- и пневмодвигатели вращательного движения), вторые – вращательного (реверсируемые электродвигатели) и поступательного (поршневые гидро- и пневмодвигатели) движения.

Так как в дипломной работе будем проектировать гидравлический привод, остановимся подробнее на нем.

2.1.2 Гидравлическими машинами называются устройства, выполняющие механические движения для преобразования энергии, материалов и информации, использующие в качестве рабочего тела капельные жидкости.

Гидравлическим приводом (гидроприводом) называется совокупность устройств, в число которых входит один или несколько гидродвигателей, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением [2, стр. 7]. В металлорежущих станках находит применение объемный гидропривод с вращательным и возвратно-поступательным движением выходных звеньев. В гидроприводе используется энергия давления жидкости, нагнетаемой в систему насосом.

2.1.3 Основными агрегатами гидропривода является насос и гидродвигатель. Насос служит для преобразования механической энергии приводного двигателя в механическую энергию состояния рабочей жидкости, гидродвигатель преобразует энергию жидкости в механическую энергию движения выходного звена. Управление работой гидропривода осуществляется с помощью механизмов управления, которые могут воздействовать на насос или гидродвигатель, изменяя их рабочие характеристики, а также на аппараты, установленные в гидролиниях, связывающих насос с гидродвигателем. Находят также применение и смешанные системы регулирования. Гидравлическая система включает также вспомогательные устройства (гидробаки, фильтры, уплотнения и т.п.).

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.1.4 Гидравлические системы станков состоят из элементов различной сложности, взаимодействие и последовательность срабатывания которых определяется заданным циклом работы оборудования. Применение гидроприводов и гидроавтоматики в станках непрерывно увеличивается, а многочисленные конструкции и схемы гидравлических устройств быстро совершенствуются.

2.2 Особенности гидравлического привода станка

2.2.1 Применению гидравлического привода в металлообрабатывающем оборудовании способствуют такие особенности:

1) местоположение источника энергии (насоса) во многих случаях не оказывает существенного влияния на компоновку исполнительных органов на станке или устройстве;

2) гидропривод позволяет весьма просто осуществлять бесступенчатое регулирование скорости вращения или перемещения исполнительных органов;

3) применение несложной гидравлической и электронной аппаратуры позволяет стабилизировать работу привода вне зависимости от величины нагрузки и температуры, а также предохранить привод от поломок при его перегрузке;

4) компактность и малая инерционность гидравлического привода позволяют легко и быстро изменять направление движения исполнительного органа; так, например, реверс гидромотора мощностью 3,75 кВт при частоте вращения 2500 об/мин может осуществляться за 0,02 с;

5) если в качестве рабочей жидкости используют минеральные масла, то детали привода работают в условиях хорошей смазки, что способствует долговечности и надежности работы привода [1, стр. 257].

Широкое применение гидропривода в металлорежущих станках объясняется возможностью получения практически любого вида механического перемещения и простотой преобразования вращательного движения в

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

поступательное, возможностью бесступенчатого регулирования в широком диапазоне скоростей и подач для обеспечения оптимального режима резания, легкостью осуществления автоматической работы станка, простотой и удобством управления, возможностью получения плавных движений и длительных статических усилий, высокой компактностью передач, возможностью получения частых и быстрых переключений при возвратно-поступательных и вращательных движениях, простотой реверсирования, предохранения привода от перегрузок, возможность осуществления контроля за величинами сил и нагрузок в механизмах (по давлению рабочей жидкости в гидросистеме), легкостью стандартизации и унификации элементов и схем гидропривода.

2.2.2 По своему назначению гидропривод в станках делится на гидропривод главного движения, гидропривод подач и гидропривод вспомогательных перемещений.

Приводы главного движения перемещают поступательно или вращают рабочие органы и узлы станков, которые несут на себе режущий инструмент или заготовку, причем это движение участвует в получении заданной формы детали и определяет при обработке скорость резания.

Приводы подач также перемещают рабочие органы или узлы станков, несущие инструмент или заготовку. Их движение также влияет на форму обрабатываемой поверхности детали, но скорость этих движений определяет только скорость подачи инструмента относительно обрабатываемой поверхности.

Приводы вспомогательных перемещений широко используют в станках для привода рабочих органов и узлов станка, движения которых не участвует при формообразовании детали.

Гидравлические приводы главного движения обеспечивают перемещение рабочего органа станка со скоростью резания. Применяются они в основном, когда это движение поступательное и реже вращательное. В качестве исполнительных двигателей могут использоваться гидроцилиндры возвратно-поступательного движения и реверсируемые гидромоторы. При возвратно-

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

поступательном движении оба хода могут быть рабочими с осуществлением процесса резания с одной и той же скоростью или один ход рабочий, а второй ход холостой без осуществления процесса резания и происходящий с большей скоростью. При вращательном движении предельные значения частот прямого и обратного вращения, как главных движений резания, могут быть разные. Поэтому регулирование скоростей выдвижения и втягивания штока цилиндра и частот вращения гидромотора в гидравлических приводах с возвратно-поступательным и с вращательным движениями может быть независимым.

Гидравлические приводы подач обеспечивают перемещение рабочего органа станка со скоростью подачи. Цикл работы гидравлических приводов подач несколько отличается и может включать быстрые подводы рабочего органа, рабочие подачи, выстой на упоре, быстрые отводы в исходное положение и др. Скорости движения рабочего органа для указанных элементов цикла работы отличаются, и регулирование их независимое. Кроме того, привод подачи должен обеспечивать постоянство установленной скорости рабочей подачи при изменении нагрузки на рабочий орган станка, остановку рабочего органа в любом положении, исключение его самопроизвольного движения при остановке и т.д.

Гидравлические приводы вспомогательных устройств станка применяются как приводы механизмов зажима, транспортных устройств, устройств автоматической смены инструментов, инструментальных магазинов, манипуляторов и других. В зависимости от вида и назначения вспомогательного устройства к гидроприводу предъявляются соответствующие требования: возможность регулирования усилия зажима, исключение разжима при отключении или неисправности привода, уменьшение времени разгона и торможения, обеспечение плавности работы и др.

2.2.3 Гидропривод в металлорежущих станках эффективно используют в сочетании с электрическими средствами управления, что позволяет использовать положительные достоинства гидравлической и электрической систем (дистанционность, простота монтажа, легкость корректирования

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

выходных сигналов, быстрота передачи сигналов управления). Гидравлические системы управления, состоящие из электрогидравлических аппаратов, широко используют в станках для точного регулирования положения управляемого органа.

В гидравлических приводах станков в качестве исполнительных двигателей применяются одноштоковые простые и дифференциальные гидроцилиндры, двухштоковые гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы. В зависимости от этого имеются особенности расчета гидравлической системы привода, связанные с их различными принципами или режимами работы [3, стр. 4].

Возможности гидрофицированного оборудования часто не используются полностью лишь из-за недостаточных знаний обслуживающим персоналом устройства и работы гидропривода. Отказы и сбои в работе оборудования, вызываемые чаще всего нарушениями правил эксплуатации гидравлических систем, вызывают иногда недоверие к гидроавтоматике и надежности работы гидропривода. На самом деле современные гидроприводы, обладающие весьма сложной схемой при соблюдении обслуживающим персоналом всех основных правил способны обеспечить длительную и безотказную работу оборудования.

2.3 Гидропривод плоскошлифовального станка

2.3.1 Гидропривод плоскошлифовального станка предназначен для питания гидросистемы и дистанционного управления движением гидрофицированных органов. Гидропривод работает на чистых минеральных маслах с кинематической вязкостью от 20 до 213 мм²/с, с чистотой не грубее 13-го класса точности по ГОСТ 17216-71 и температурой от плюс 10 до 50⁰С. Рекомендуемые марки масла: ВНИИ НП-403 ГОСТ 16728-78; Т22 ГОСТ 32-74; ИГНСп-20, ИГП-18.

2.3.2 Гидравлический привод в большинстве случаев имеет более низкий коэффициент полезного действия по сравнению со многими механическими передачами и, как весьма сложный, требует более квалифицированного

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

обслуживания. Потери энергии в гидроприводе связаны с затратами на преодоление внутреннего трения и утечек рабочей жидкости через зазоры и уплотнения. Применение жидкостей с небольшой вязкостью способствует увеличению утечек, а стремление уменьшения утечек приводит к тщательной пригонке сопрягаемых деталей гидравлических машин и аппаратов. Все это отражается на стоимости и трудоемкости изготовления этих приводов. Применяемые в качестве рабочих жидкостей минеральные масла огнеопасны, а заменители его имеют, как известно, худшую смазывающую способность. Часто неквалифицированное обслуживание приводит к загрязнению окружающей среды.

Требования повышения производительности и гибкости в управлении оборудованием приводят к необходимости повышения быстродействия приводов и гибкости управления ими. Повышение быстродействия определяет необходимость повышения энергоемкости привода и напряженности рабочей среды в направлении передачи движения. Гидравлические приводы могут работать при давлении от 6 до 100 МПа и допускают достаточно гибкое управление за счет регулирования потока жидкости гидравлическими устройствами, имеющими различное управление, в том числе и электронное.

2.4 Основные требования к параметрам проектируемого гидропривода

2.4.1 Техническое задание на проектирование объемного гидропривода, как правило, устанавливает назначение, основные функции, режимы работы гидропривода, а также задаются выходные параметры и т.д. Основными данными для проектирования ГП с поступательным движением выходного звена являются максимальное значение силы на штоке гидроцилиндра и скорость движения штока, а для ГП с вращательным движением выходного вала, основными данными для проектирования являются момент, развиваемый на валу гидромотора и требуемая скорость вращения вала [5, стр. 105].

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

1) Наибольшие размеры обрабатываемых изделий при номинальном диаметре круга, мм:

а) Без плиты электромагнитной:

- Длина 1250
- Ширина 320
- Высота 400

б) На плите электромагнитной:

- Длина 1250
- Ширина 320
- Высота 280

2) Наименьшие размеры обрабатываемых изделий, закрепленных на плите электромагнитной, мм:

- Длина 1250
- Ширина 320
- Высота 400

3) Наибольшая масса обрабатываемых изделий, кг:

- На плите электромагнитной 400
- Без плиты электромагнитной 600

4) Пределы скоростей перемещения стола, м/мин: 1...35

5) Частота вращения шлифовального круга, об/мин: 1460

6) Усилие на штоке, кН: 7

7) Частота вращения вала насоса, об/мин: 1100...1500

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

8) Длина трубопровода от насоса до ГР – 3 м, от ГР до ГЦ – 2 м, от ГР до бака – 2 м

9) Длина трубопровода от насоса до ГР – 5 м, от ГР до ГМ – 2 м, от ГР до бака – 1 м

10) Температура окружающей среды – от плюс 10 до плюс 50°С

11) Время непрерывной работы - до 8 часов.

Тип рабочей жидкости выбирается согласно с рекомендуемыми для применения в станочных приводах марками минеральных масел с соответствующей кинематической вязкостью.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРОПРИВОДА СТАНКА

3.1 Назначение и способы регулирования

3.1.1 Назначение регулирования – ручного и автоматического – обеспечение заданного режима работы станка; поэтому регулирование можно определить как процесс установления заданных параметров – давления, скорости, числа оборотов и др. – на должном уровне в каждый момент цикла.

3.1.2 Режим работы станка зависит от многих взаимосвязанных между собой параметров и меняется непрерывно или периодически. Для поддержания режима более или менее неизменным, т.е. изменяющимся в заданных пределах либо изменяющиеся по заданному закону, необходимо воздействовать на органы управления. Воздействие может быть как ручным, так и автоматическим.

Ручное регулирование обычно ограничивается воздействием лишь по одному параметру, наиболее эффективно влияющему на изменение режима работы станка.

Автоматическое регулирование может производиться как по одному параметру, так и по нескольким.

Механизм станка, движение которого необходимо регулировать, называется регулируемым объектом, а устройство, осуществляющее непосредственно сам процесс регулирования, называют регулятором. Совокупность регулятора и регулируемого объекта образует систему регулирования.

Уровень и качество регулируемого процесса связаны с одним или несколькими параметрами, такими как, давление, скорость, ускорение, перемещение и т.д., их называют регулируемыми параметрами.

Автоматическое регулирование может быть двух видов: регулирование от параметров самого управляемого процесса, при помощи, например, различных аппаратов защиты, гидравлических стабилизаторов скорости и т.д., и управление от параметров, вводимых извне – так называемое программное управление.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

3.1.3 Скорость гидродвигателя регулируется изменением расхода жидкости, протекающего в единицу времени через гидродвигатель. Осуществляется следующими способами:

1) либо посредством изменения режима работы насоса – регулированием производительности насоса;

2) либо посредством изменения, но при постоянном давлении, сопротивления участка трубопровода, по которому течет рабочая жидкость.

Первый способ регулирования называется объемным, второй – дроссельным. Каждый из этих способов регулирования может быть осуществлен изменением:

1) расхода жидкости в линии передачи энергии к гидродвигателю – регулирование «на входе»;

2) расхода в линии, выходящей из гидродвигателя – регулирование «на выходе».

Так как сложно и очень дорого, по сравнению с другими способами регулирования, объемное регулирование на выходе применяется редко и не является типовым способом регулирования в станкостроении.

3.1.4 Выбор способа регулирования зависит от мощности, необходимого давления, характера изменения полезной нагрузки, типа применяемого насоса и его характеристики и некоторых других факторов.

Скорость выходного звена гидропривода прямо пропорциональна количеству поступающей к нему жидкости, а при постоянной подаче обратно пропорциональна объему рабочей камеры гидравлического двигателя.

3.1.5 При дроссельном способе регулирования скорости выходного звена происходит также за счет изменения величины расхода рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель. При этом часть потока рабочей жидкости, подаваемого насосом, отводится в сливную гидролинию, минуя гидродвигатель и не совершая полезной работы.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

При дросселировании на входной или выходной линиях давление и расход насоса постоянны, следовательно, постоянна также и потребляемая им мощность. Скорость гидродвигателя зависит от величины сопротивления дросселя. Избыточная часть масла постоянно сливается через переливной клапан в бак, не выполняя никакой полезной работы.

При уменьшении скорости гидродвигателя возрастает сливаемый в бак избыток подачи насоса и растут потери, а при увеличении скорости потери уменьшаются. Таким образом, дроссельное регулирование основано на изменении величины потерь, т.е. на изменении КПД гидросистемы. Поэтому дроссельное регулирование оправдывается только при малых мощностях гидродвигателя. Однако, вследствие избыточной производительности насоса объемные потери меньше влияют на кинематическую жесткость гидросистемы, чем при объемном регулировании.

Достоинствами дроссельного регулирования являются широкий диапазон регулирования и его простота, недостатками – значительные потери энергии и низкий КПД. Для повышения КПД при дроссельном регулировании используют схему с двумя насосами различной подачи, которые могут быть включены поочередно или одновременно. В пределах каждой ступени плавное регулирование осуществляется дросселями. Дросселем называется местное гидравлическое сопротивление, специально предназначенное для регулирования скорости гидродвигателя и установленное на пути потока жидкости. Отличительной особенностью дросселя от обычных местных сопротивлений, например, клапанов, заключается в том, что его проходное сечение изменяется только в результате внешнего воздействия на него, тогда как клапан изменяет свое проходное сечение под действием проходящего через него потока жидкости.

3.1.6 При объемном способе регулирование скорости выходного звена происходит за счет изменения рабочего объема регулируемого насоса или регулируемого гидромотора. Отличительной особенностью объемного способа регулирования скорости является то, что в этом случае не происходит

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

непроизводительного слива части потока рабочей жидкости. По этой причине такие гидроприводы всегда имеют более высокие энергетические характеристики.

Объемное регулирование характеризуется тем, что при постоянной нагрузке выходная мощность гидродвигателя пропорциональна расходу насоса. Гидромотор будет нагружен постоянным крутящим моментом, а силовой поршень – постоянной тяговой силой. Такой способ регулирования широко используется в различных отраслях машиностроения, особенно в тех машинах, для которых при трогании с места, необходима большая тяговая сила или наибольший крутящий момент.

3.1.7 В поршневом гидроприводе с объемным регулированием скорость движения звена регулируют изменением подачи насоса. Изменение скорости гидроцилиндра 4 (рис.3) производят, например, изменением эксцентриситета e радиально-поршневого насоса (вместо радиально-поршневого может быть использован аксиально-поршневой или пластинчатый насос). В схемах с объемным регулированием весь основной поток рабочей жидкости поступает в гидродвигатель без потерь на дросселирование, а рабочее давление насоса устанавливается соответственно нагрузке, поэтому КПД гидропривода с объемным регулированием достаточно высок.

В связи с тем, что утечки в насосе пропорциональны давлению в напорной гидролинии, при колебаниях нагрузки (и соответственно рабочего давления) количество рабочей жидкости, подаваемой насосом в гидродвигатель, и его скорость будут изменяться. Особенно заметно влияние нагрузки на скорость движения выходного звена гидродвигателя при малой величине установленной скорости. Это может привести к низкому качеству обработки и поломке режущего инструмента. Для обеспечения постоянства скорости гидропривода применяют устройства стабилизации. Принцип работы системы стабилизации заключается в автоматическом регулировании подачи насоса при изменении давления и утечек [7, стр. 39].

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

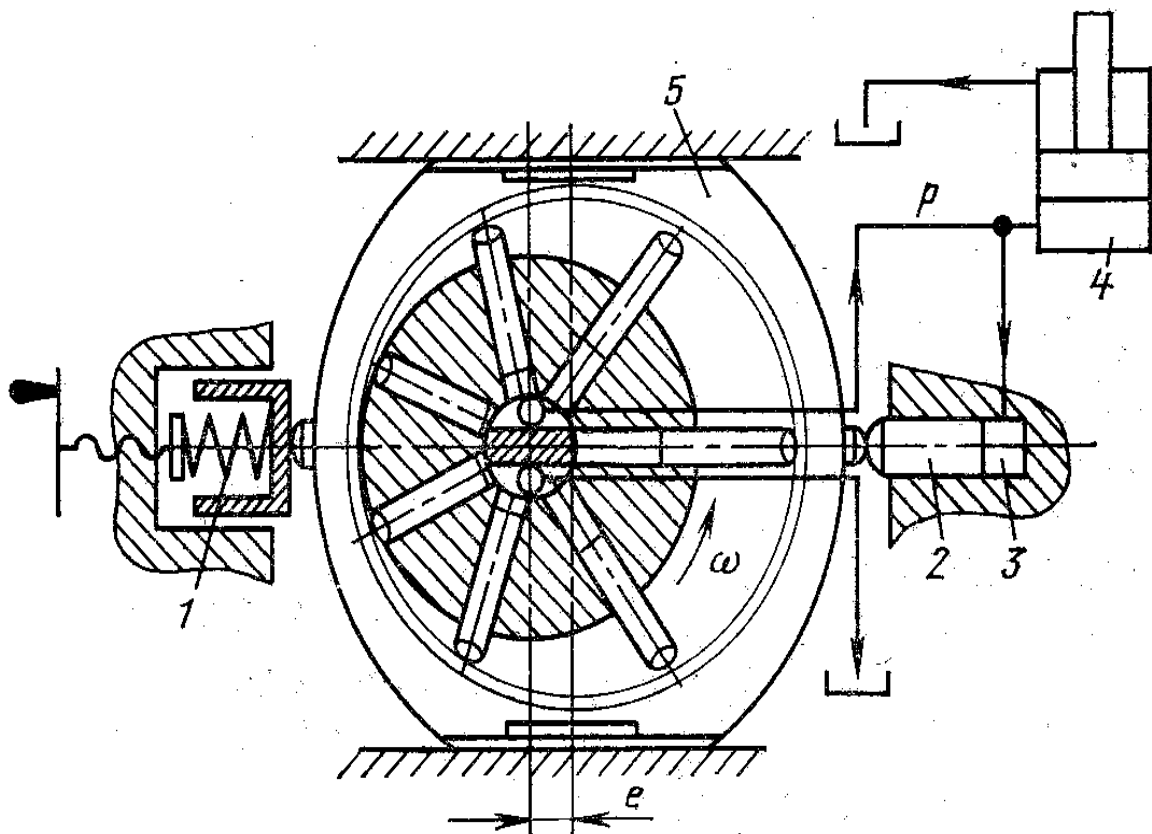


Рисунок 3 – Схема объемного регулирования скорости поршневого гидродвигателя

Так, например, подача насоса (рис.3) зависит от соотношения силы пружины 1 и силы давления плунжера 2 гидроцилиндра 3, действующих на подвижный статор. Гидроцилиндр 3 подключен к напорной гидролинии насоса. При установленной скорости и постоянной нагрузке действие сил на статор уравнивается. При увеличении нагрузки давление рабочей жидкости в напорной гидролинии увеличивается, увеличиваются также утечки. Одновременно с этим плунжер 2 под действием повышенного давления в гидроцилиндре 3 смещает статор насоса, сжимая пружину 1. Эксцентриситет e и подача насоса увеличиваются, компенсируя увеличившиеся утечки. При уменьшении нагрузки на гидродвигатель давление жидкости снижается и пружина 1, смещая статор насоса в противоположном направлении, уменьшает подачу насоса. Однако при этом уменьшаются утечки в насосе, и сохраняется

постоянство скорости гидродвигателя. Существуют и другие схемы стабилизации.

3.1.8 В гидроприводах вращательного движения с объемным регулированием скорость выходного звена регулируется или путем изменения подачи насоса при постоянном расходе гидродвигателя (аналогично рис.3), либо путем изменения расхода гидродвигателя (вследствие изменения объема его рабочей камеры). Для расширения диапазона регулирования иногда применяют комбинированное регулирование.

При регулировании изменением подачи насоса изменяется мощность гидропривода, а при регулировании изменением расхода гидродвигателя изменяется вращающий момент на валу, зависящий при постоянном давлении рабочей жидкости от рабочего объема камер гидромашины [7, стр. 40].

3.2 Разгон и торможение гидропривода

3.2.1 Разгон и торможение сопровождаются ускорением и динамическими нагрузками. В этих режимах возможно появление гидродинамического удара. Когда величина нагрузки оказывается опасной, принимают специальные меры для ее снижения. В гидравлических приводах время разгона приводимых механизмов часто регулируют изменением времени переключения гидрораспределителя. В гидрораспределителе с гидравлическим переключением (рис.4) жидкость к торцам плунжера может свободно проходить через обратные клапаны 1 и выходить через гидродроссели 2, создающие сопротивление. Регулированием дросселей можно получить различную скорость переключения плунжера. Каналы 3 позволяют переключать плунжер с переменной скоростью. В начале хода за счет свободного вытеснения жидкости плунжер движется с повышенной скоростью. В конце хода, когда происходит переключение, отверстие канала 3 перекрывается плунжером, и скорость переключения определяется сопротивлением дросселя. Этим обеспечивается необходимая плавность переключения и изменение времени на переключение.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

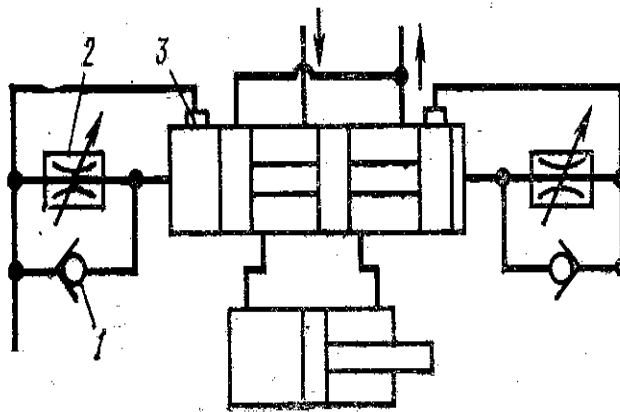


Рисунок 4 – Схема переключения распределителя с регулированием скорости

Для снижения перегрузок при торможении гидроцилиндр соединяют со сливной линией через специальный дроссель. Гидродроссель часто встраивают непосредственно в корпус цилиндра (рис.4). При перемещении поршня 1 влево в полости 2 гидроцилиндра 3 образуется повышенное давление жидкости, обеспечивающее необходимое торможение. Жидкость из полости 2 поступает на слив через гидродроссель 4 и канал 5. Скорость и плавность торможения регулируются дросселем 4 [7, стр. 44].

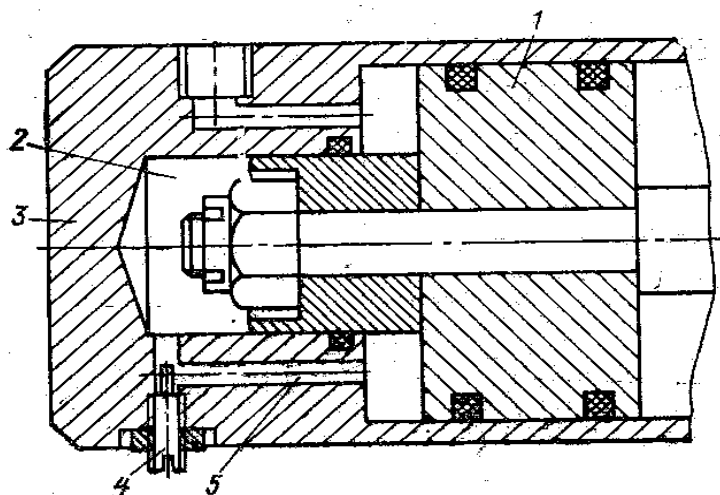


Рисунок 4 – Схема для торможения поршня в конце хода

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ

Лист

32

4 РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

4.1 Обычно гидравлическая схема гидропривода станка составляется чисто интуитивно. Применение того или иного аппарата управления зависит от выполняемых функций в технологическом процессе.

Управление гидроаппаратами может быть механическое (кулачком, упорами, эксцентриками и т.д.), электрическое и гидравлическое. Все эти способы имеют свои отрицательные и положительные стороны, поэтому в каждом конкретном случае выбор системы управления гидроаппаратами основывается, главным образом, на качественной стороне вопроса в обобщенном сравнении их конструктивных, экономических и рабочих характеристиках.

При конструктивном сравнении обращается внимание на сложность конструкции и технологию изготовления, способ и простоту монтажа. Рабочие характеристики аппаратов управления сравнивают по точности, долговечности, быстродействию, надежности, равномерности рабочего хода и дальности действия.

Экономическими факторами сравнения являются стоимость изготовления и монтажа, КПД и эксплуатационные расходы.

Наладка и выявление дефектов монтажа в гидросистемах управления проще, чем, например, в электрических системах, так как гидравлические системы регулируются по показаниям прибора – манометра.

Долговечность гидроаппаратов управления, не имеющих возвратных пружин, неограниченная, в то время как электромеханические аппараты допускают число срабатываний не больше нескольких десятков тысяч. Дальность действия электросистем практически неограниченно, гидросистемы допускают протяженность трубопровода 40-50 м.

Управление технологическим процессом станков почти всегда дискретное, оно, как известно, считается наиболее надежным управлением, допускающим большой разброс отдельных параметров.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Гидравлический привод плоскошлифовального станка выполнен по открытой гидравлической схеме и предназначен для передачи механической энергии двигателя насосу, а от него гидродвигателям механизма.

В данном гидроприводе ключевое место занимает обеспечение регулирования гидродвигателей – гидромотора и гидроцилиндра при их одновременной работе. Гидромотор привода шлифовального круга должен вращаться с постоянной скоростью, а гидроцилиндр перемещения стола должен обеспечивать движение стола со скоростью, изменяющейся от 1 до 35 м/мин.

Как указывалось в разделе 3, регулирование скорости движения валов гидродвигателей в объемном гидроприводе может быть дроссельным или объемным. Достоинствами дроссельного регулирования являются широкий диапазон регулирования и его простота, недостатками – значительные потери энергии и низкий КПД. Для повышения КПД при дроссельном регулировании используют насосную установку с двумя или более насосами различной подачи, которые могут быть включены поочередно или одновременно. В пределах каждой ступени плавное регулирование осуществляется дросселями [8].

В схемах с объемным регулированием весь основной поток рабочей жидкости поступает в гидродвигатель без потерь на дросселирование, а рабочее давление насоса устанавливается соответственно нагрузке, поэтому КПД гидропривода с объемным регулированием достаточно высок.

Т.к. утечки в насосе пропорциональны давлению в напорной гидролинии, при колебаниях нагрузки (и соответственно рабочего давления) количество рабочей жидкости, подаваемой насосом в гидродвигатель, и его скорость будут изменяться. Особенно заметно влияние нагрузки на скорость движения выходного звена гидродвигателя при малой величине установленной скорости. Это может привести к низкому качеству обработки и поломке режущего инструмента.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

В связи с этим в данном проекте предложено использовать регулирующую насосную установку по патенту 171643, содержащую приводной двигатель и несколько объемных нерегулируемых насосов, имеющих общий вал, соединенный с валом приводного двигателя, линии всасывания, соединенные с баком рабочей жидкости, линии нагнетания, соединенные в одну общую линию подачи к потребителю, предохранительные клапаны, соединенные с линиями нагнетания, устройства регулирования подачи, установленные на выходе каждого насоса, и устройства регулирования выполненные в виде пропорционального гидрораспределителя [8].

В данной насосной установке используются несколько нерегулируемых объемных насосов с различными рабочими объемами, установленных на одном валу, т.е. валы насосов вращаются с одинаковой частотой. Плавное регулирование подачи каждого насоса обеспечивается пропорциональным дросселирующим гидрораспределителем. Такое объемно-дроссельное регулирование позволяет плавно изменять подачу насосов в широком диапазоне с минимальным дросселированием и обеспечением достаточно высокого КПД.

Принципиальная схема гидропривода приведена на чертеже в приложении.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

5.1 Выбор номинального давления

5.1.1 Номинальное давление $p_{ном}$ выбирают исходя из номенклатуры и технических характеристик гидрооборудования, главным образом, насосов и гидромоторов. Рабочее давление, при котором должен работать гидропривод, рекомендован ГОСТ 12445-80 [8, стр. 2].

Следует иметь в виду, что с повышением давления уменьшается масса и стоимость гидролиний, насосов, гидродвигателей и гидроаппаратов. Однако увеличение давления, например, свыше 50 МПа ведет к значительному проявлению сжимаемости рабочей жидкости (свыше 3%) и необходимости увеличения прочности гидроагрегатов и гидролиний в таких пределах, когда начинает сказываться увеличение их массы.

Станочные гидроприводы согласно ГОСТ 12445-80 работают на давлении от 0,63 до 6,3 МПа. Принимаем номинальное давление $p_{ном} = 2,5$ МПа.

5.2 Выбор рабочей жидкости

5.2.1 От правильности выбора рабочей жидкости зависит работоспособность и долговечность гидропривода. Для эффективной работы гидропривода необходимо, чтобы рабочая жидкость соответствовала условиям эксплуатации. Чем ниже рабочая температура жидкости, тем менее вязкую жидкость следует выбирать и наоборот. Выбор рабочей жидкости производится в зависимости от температурных условий, режима работы гидропривода и его номинального давления.

5.2.2 К рабочим жидкостям предъявляются следующие основные требования: наличие оптимальной вязкости, минимально изменяющейся в рабочем диапазоне температур; хорошие смазочные и антикоррозионные свойства; большой модуль упругости; химическая стабильность в процессе длительной (до 6...8 тыс.ч.) эксплуатации; сопротивляемость вспениванию; совместимость с материалами гидросистемы; малые плотность и способность к растворению воздуха; высокие

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

теплопроводность, температура кипения и удельная теплоемкость; низкое давление паров; огнестойкость, нетоксичность и отсутствие резкого запаха; прозрачность и наличие характерной окраски. Жидкость должна также производиться в достаточном количестве и иметь низкую стоимость [9, стр. 22].

В качестве рабочих жидкостей применяют специальные гидравлические жидкости, рекомендуемые для станочного гидропривода. Температуры застывания применяемых жидкостей должны быть ниже минимальной температуры воздуха на $10^0 \dots 15^0 \text{C}$.

5.2.3 Для станочных гидроприводов рекомендуется использовать «Индустриальные масла» согласно ГОСТ 17479.4–87 [10, стр. 3].

Для всего периода работы была принята рабочая жидкость марки ИГП-18 [9, стр. 27]. Заносим основные параметры рабочей жидкости в таблицу 2.

Таблица 2 – Технические характеристики рабочей жидкости

Марка жидкости	Плотность при $+50^0 \text{C}$, кг/м^3	Кинематическая вязкость при $+50^0 \text{C}$, $\text{м}^2/\text{с} \cdot 10^{-6}$	Индекс вязкости	Температура вспышки, $^0 \text{C}$	Температура застывания, $^0 \text{C}$
ИГП-18	850	16,5...20,5	90	170	-15

5.3 Расчет и выбор гидроцилиндра (ГЦ)

Определение диаметра поршня

КПД гидроцилиндра выбираем $\eta_{\text{ГЦ}} = 0,98$.

Площадь поршня гидроцилиндра определяется по формуле

$$S_{\text{П}} = \frac{F}{P_{\text{НОМ}} \cdot \eta_{\text{ГЦ}}} \quad (1)$$

$$S_{\Pi} = \frac{F}{p_{НОМ} \cdot \eta_{ГЦ}} = \frac{7000}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,98} = 0,00286 \text{ м}^2.$$

Площадь поршня также можно определить по формуле

$$S_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} \quad (2)$$

Из формулы (2) находим диаметр поршня:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4S_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00286}{\pi}} = 0,0603 \text{ м или } 60,3 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 6540-68 подбираем ближайший диаметр из соответствующего ряда [11, стр. 2].

Принимаем диаметр поршня $D_{\Pi} = 63 \text{ мм}$.

Исходя из найденного диаметра поршня найдем давление в поршневой полости гидроцилиндра при данной нагрузке по формуле:

$$p = \frac{F}{S_{\Pi} \cdot \eta_{ГЦ}} \quad (3)$$

$$p = \frac{F}{S_{\Pi} \cdot \eta_{ГЦ}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D_{\Pi}^2 \cdot \eta_{ГЦ}} = \frac{4 \cdot 7000}{\pi \cdot 0,063^2 \cdot 0,98} = 2,29 \text{ МПа}.$$

Определение диаметра штока

Диаметр штока определяем по формуле

$$d_{шт} = D_{\Pi} \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}, \quad (4)$$

где $\varphi = \frac{D_{\Pi}^2}{D_{\Pi}^2 - d_{шт}^2}$ – коэффициент дифференциации площадей (принимается из каталога на гидроцилиндры): $\varphi = 1,15$ или $1,3$ для $p_{НОМ} = 6,3, 10$ МПа; $\varphi = 1,6$ или 2 для $p_{НОМ} = 25, 32$ МПа. Принимаем $\varphi = 1,15$ ($p_{НОМ} = 2,5$ МПа).

$$d_{шт} = 63 \sqrt{\frac{1,15 - 1}{1,15}} = 22,7 \text{ мм}$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

По ГОСТ 6540-68 подбираем ближайший диаметр из соответствующего ряда. Принимаем диаметров штока $d_{шт} = 25 \text{ мм}$.

По результатам расчета получаем гидроцилиндр со следующими размерами

$$D_{II} \times d_{шт} \times h = 63 \times 25 \times 800.$$

5.4 Расчет и выбор гидромотора (ГМ)

Максимальный момент на валу ГМ

Мощность гидромотора находим по формуле:

$$N = M \cdot \omega \quad (5)$$

Из формулы (5) находим момент на валу:

$$N = M \cdot \omega \Rightarrow M = \frac{N}{\omega} = \frac{N}{2 \cdot \pi \cdot n_{шт}} = \frac{2 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 24,33} = 13,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где N – мощность электродвигателя шлифовальной бабки, Вт;

ω – угловая скорость, рад/с;

$n_{шт}$ – частота вращения шпинделя, об/с.

Рабочий объем гидромотора находим по формуле:

$$V_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_M} \quad (6)$$

$$V_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_M} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 13,1}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,96} = 34,25 \text{ см}^3,$$

где $\eta_M = 0,96$ – гидромеханический КПД;

$\Delta p = 2,5 \text{ МПа}$ – перепад давлений на ГМ;

Лучше всего выбирать те гидромоторы, которые широко выпускаются промышленностью. В гидроприводах металлорежущих станков наибольшее распространение получили роторные гидродвигатели, радиально-поршневые и аксиально-поршневые гидродвигатели. К перспективным видам гидромашин

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

следует отнести шестеренные гидромашины с внутренним зацеплением и специальным профилем зубьев [7, стр. 8]. Так как у нас в результате расчета получился рабочий объем $34,25 \text{ см}^3$, с помощью каталогов выбираем гидромотор, рабочий объем которого близок к нашему расчетному рабочему объему.

Согласно каталогам наиболее оптимальным будет являться аксиально-поршневой гидромотор Г15-23М. Аксиально-поршневые гидромоторы получили широкое распространение в станочных гидроприводах благодаря компактности конструкции, высоким техническим характеристикам и наличию различных вариантов регулирования рабочего объема.

Заносим основные параметры аксиально-поршневого гидромотора Г15-23М в таблицу 3.

Таблица 3 – Основные параметры нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора

Основные параметры ГМ	Нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор Г15-23М
Рабочий объем V_0 , см^3	40
Номинальный расход, л/мин	40
Номинальное давление P , МПа	6,3
Частота вращения, об/мин	
номинальная	960
максимальная	1800
Номинальный крутящий момент, $H \cdot m$	29,4
Номинальная (эффективная) мощность, кВт	3
Объемный КПД η_0	0,94
Полный КПД, η	0,8

Для выбранного гидромотора при частоте вращения шпинделя

$$n_{ш} = 1460 \text{ об/мин требуется расход } Q = 58,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

5.5 Выбор насоса

5.5.1 В гидроприводах станков, прессов и других машин применяются, главным образом, насосы объемного действия, в которых повышение давления обеспечивается за счет статического напора. Изредка в гидроприводах прессов для вспомогательных функций используют насосы динамического действия (центробежные), в которых повышение давления обеспечивается за счет скоростного напора [12, стр. 30].

В гидроприводах металлорежущих станков наибольшее распространение получили шестеренные насосы, пластинчатые насосы, радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы.

Наиболее важным требованием при выборе насоса является обеспечение требуемых усилий и скоростей движения.

Основными параметрами насоса являются: рабочий объем V_0 , номинальное давление $p_{НОМ}$, номинальная частота вращения приводного двигателя n и подача рабочей жидкости Q .

Произведем расчет основных параметров, которые необходимы для выбора насоса.

5.6 Расчет параметров ГЦ:

Скорость движения штока гидроцилиндра стола изменяется в диапазоне от $v = 1$ до $35 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$.

Требуемый расход, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, определяем по формуле:

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$$Q = v_{шт} \cdot S_{п} \quad (7)$$

а) при скорости движения штока гидроцилиндра стола $v = 1 \frac{м}{мин}$ или $0,01667 \frac{м}{с}$

$$Q = v_{шт} \cdot S_{п} = 0,01667 \cdot 0,00263 = 4,38 \cdot 10^{-5} \frac{м^3}{с} \text{ или } 2,63 \frac{л}{мин}$$

Площадь поршня в штоковой полости

$$S_{п} = \frac{\pi \cdot (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,063^2 - 0,025^2)}{4} = 0,00263 \text{ м}^2.$$

б) при скорости движения гидроцилиндра стола $v = 35 \frac{м}{мин}$ или $0,583 \frac{м}{с}$

$$Q = v_{шт} \cdot S_{п} = 0,583 \cdot 0,00263 = 15,33 \cdot 10^{-4} \frac{м^3}{с} \text{ или } 92 \frac{л}{мин}$$

5.7 Определяем тип насоса и его основные параметры. Насос выбирают по следующим основным параметрам: номинальному давлению и расходу, а также частоте вращения вала насоса.

Номинальное давление принимается $p_{ном} = 2,5 \text{ МПа}$ (см. п.1 «Выбор номинального давления»).

Определим расход, который должен обеспечить насос. Наибольший расход, который должен подавать насос, будет при работе с движением гидроцилиндра стола со скоростью $v = 35 \frac{м}{мин}$. Требуемый расход, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, при скорости движения стола $v = 35 \frac{м}{мин}$ будет равен $Q = 92 \frac{л}{мин}$.

В задании для проектирования гидропривода предварительно частота вращения вала насоса варьируется от 1100 до 1500 об/мин. Исходя из этого, определим рабочий объем насоса при разной частоте вращения по формуле:

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$V_0 = \frac{Q_{TP}}{n}; \quad (8)$$

Результаты заносим в таблицу 4.

Таблица 4 – Зависимость рабочего объема от частоты вращения

Частота вращения n , $\frac{об}{мин}$	Рабочий объем V_0 , $см^3$
1100	83,64
1200	76,7
1300	70,8
1400	65,7
1500	61,3

Для диапазона частот от 1100 до 1500 об/мин рабочий объем изменяется от 83,64 $см^3$ до 61,3 $см^3$.

Лучше всего выбирать те насосы, которые широко выпускаются промышленностью. Рабочий объем может изменяться от 83,64 $см^3$ до 61,3 $см^3$, а наибольшая подача, которую у нас должен создавать насос $Q = 92 \frac{л}{мин}$.

Рассмотрим вариант использования регулируемого насоса.

Согласно выше сказанному, мы можем выбрать пластинчатый насос, который очень часто используют в промышленности, особенно в станочном приводе.

Пластинчатый насос предназначен для нагнетания рабочей жидкости (минерального масла) в различных гидравлических системах.

Эти насосы просты по конструкции, компактны, отличаются равномерностью подачи масла и относительно высоким КПД. Рабочими органами насоса (рис.6) являются статор 1, ротор 2 и пластины 3, помещенные в радиальные пазы ротора. Под действием центробежной силы, а также давления рабочей жидкости на нерабочие торцы пластин в пазах ротора пластины прилегают к поверхности статора и обеспечивают разделение полостей всасывания и нагнетания. Оси статора и ротора расположены на расстоянии e , называемый эксцентриситетом. При вращении ротора пластины в его пазах совершают возвратно-поступательное движение, а объемы, заключенные между ними, изменяются. При увеличении объемов создается разрежение, и рабочая жидкость через окна в торцевых крышках всасывается в рабочие полости гидромашины. При уменьшении объемов жидкость вытесняется в каналы нагнетания.

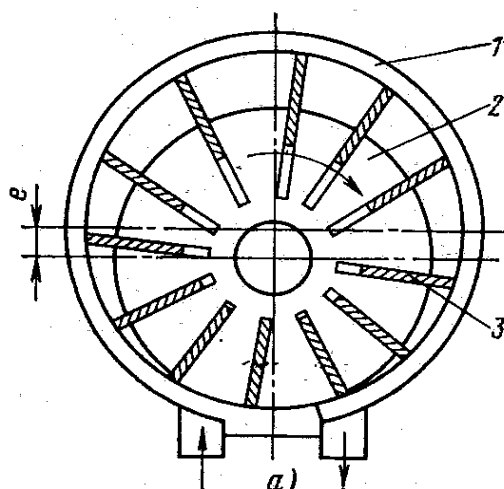


Рисунок 5 – Схема пластинчатого насоса

На рисунке 5 показана схема пластинчатого насоса одинарного действия. Большим ее преимуществом является возможность регулирования подачи при постоянной частоте вращения ротора, а также возможность изменения направления потока жидкости, что достигается изменением эксцентриситета e . При $e = 0$ объемы, заключенные между пластинами, не изменяются, и подача равна нулю. При отрицательном эксцентриситете полости всасывания и

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

нагнетания гидромашины меняются местами и изменяется направление потока жидкости.

Используя каталоги, выбираем для нашего гидропривода регулируемый пластинчатый насос 2Г12-55АМ-40 с рабочим объемом 80 см^3 .

Пластинчатый регулируемый насос 2Г12-55АМ-40 предназначен для нагнетания рабочей гидравлической жидкости в гидросистемы машин, в которых требуется регулируемая по величине подача.

Насос 2Г12-55АМ-40 обеспечивает изменение подачи минерального масла в гидроприводе от номинальной до нуля при достижении в системе давления, равного давлению настройки регулятора давления. Диапазон кинематической вязкости минерального масла $20\text{-}213 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температуре от $+10$ до $+50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Заносим основные параметры регулируемого пластинчатого насоса 2Г12-55АМ-40 в таблицу 5.

Таблица 5 – Основные параметры регулируемого пластинчатого насоса

Основные параметры насоса	Регулируемый пластинчатый насос 2Г12-55АМ-40
Рабочий объем V_0 , см^3	80
Номинальная подача, л/мин	120
Номинальное давление P , МПа	4
Частота вращения насоса, об/мин	
номинальная	1500
минимальная	960
Номинальная потребляемая мощность, кВт	10,5
Объемный КПД η_0	0,9
Полный КПД, η	0,85

Подача $Q = 92 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$, необходимая для перемещения гидроцилиндра привода стола со скоростью $v = 35 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$ будет обеспечиваться при частоте вращения вала $n = 1150$ об/мин.

Требуемая подача рабочей жидкости изменяется от 2,63 л/мин до 92 л/мин, а требуемое давление подачи составляет 2,5 МПа, при этом полезная гидравлическая мощность насоса изменяется от 0,11...3,83 кВт. Параметры насоса 2Г12-55АМ-40 указаны в таблице 5.

Как видно из изложенного, частота вращения вала пластинчатого насоса ограничена снизу, она не может быть меньше определенной величины, в частности, для рассматриваемого здесь насоса эта величина 960 об/мин. Минимальная допустимая частота вращения вала насоса это частота, при которой насос обеспечивает устойчивую подачу, а при меньшей частоте – подачи насоса нет или она неустойчива, прерывиста. Такая работа насоса обусловливается наличием утечек через зазоры между его подвижными и неподвижными частями.

Подача пластинчатого насоса при минимальной допустимой частоте вращения вала $n = 960$ об/мин определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_0 \quad (9)$$

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_0 = \frac{80 \cdot 960 \cdot 0,9}{10^3} = 69,12 \text{ л/мин}$$

Для обеспечения требуемой минимальной подачи 2,63 л/мин частота вращения вала насоса должна быть 32,875 об/мин, т.е. подачу 2,63 л/мин пластинчатый насос 2Г12-55АМ-40 с рабочим объемом $V_0 = 80 \text{ см}^3$ изменением частоты вращения вала не обеспечивается. Для непрерывного вращения гидромотора необходим расход 58,4 л/мин, т.е. пластинчатый насос также не обеспечивает необходимой подачи изменением частоты вращения вала насоса. Частота вращения вала насоса может изменяться от 960 до 1500 об/мин, подача - от 69,12 до 120 л/мин.

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

15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ

Таким образом, данный вариант насосной установки с изменением подачи рабочей жидкости путем изменения частоты вращения вала насоса не обеспечивает изменения подачи в заданном диапазоне – 2,63...120 л/мин, а только в диапазоне 69,12...120 л/мин.

Так как выбранный пластинчатый насос 2Г12-55АМ-40 с рабочим объемом $V_0 = 80 \text{ см}^3$ является регулируемым можно изменять рабочий объем насоса до требуемого значения, чтобы получить необходимую подачу рабочей жидкости.

При частоте вращения вала 1500 об/мин для обеспечения подачи 2,63 л/мин рабочий объем V_0 насоса будет равен $1,75 \text{ см}^3$, для подачи 58,4 л/мин – $38,93 \text{ см}^3$, а для подачи 92 л/мин – $61,33 \text{ см}^3$.

Как видно из расчетов, для обеспечения минимальной подачи 2,63 л/мин насос должен иметь рабочий объем $1,75 \text{ см}^3$. Известно, что при таком малом рабочем объеме подача насоса соизмерима с утечками и крайне нестабильна.

Поэтому наилучшим вариантом в данном случае является использование насосной установки с тремя шестеренными насосами с рабочими объемами 4, 50 и 71 см^3 . Эти насосы выпускаются российской промышленностью и весьма недороги по сравнению с насосами другого типа. На гидромотор будет работать насос с рабочим объемом 50 см^3 с подачей 58,4 л/мин, необходимой для обеспечения частоты вращения вала 1460 об/мин. На гидроцилиндр перемещения стола будут работать два насоса – с рабочим объемом 4 и 71 см^3 . При необходимости движения стола со скоростью 1 м/мин будет включаться в работу насос с рабочим объемом 4 см^3 , обеспечивающий подачу 2,63 л/мин с минимальным дросселированием гидрораспределителем, а при движении со скоростью 5-35 м/мин будет включаться в работу насос с рабочим объемом 71 см^3 .

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Таким образом, обеспечивается любая требуемая подача в диапазоне 2,63...92л/мин с обеспечением скорости движения стола 1-35 м/мин и частоты вращения вала гидромотора 1460 об/мин.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

6 ВЫБОР ОСНОВНОЙ ГИДРОАППАРАТУРЫ

Согласно выбранной схеме гидропривода, а также учитывая значения расходов и давлений, произведем подбор гидроаппаратуры. Выбор основных гидроагрегатов осуществляется по известным параметрам: номинальному давлению $p_{НОМ} = 2,5$ МПа и максимальному расходу рабочей жидкости $Q = 92 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Применительно к гидроприводу плоскошлифовального станка, необходимо выбрать гидрораспределители и фильтры.

6.1 Выбор гидрораспределителей

6.1.1 Выбираем гидрораспределитель 1РП10Б из каталога [9, стр. 180] и заносим его основные параметры в таблицу 6.

Золотниковые гидрораспределители предназначены для управления исполнительными механизмами в станкостроении, полиграфической, сельскохозяйственной, транспортной, дорожной, погрузочно-разгрузочной, пожарной и другой технике.

Гидрораспределители типа 1РП10Б предназначены для изменения направления, пуска, остановки и регулирования расхода рабочей жидкости в гидравлических системах станков, прессов и других стационарных машин с давлением до 32 МПа.

Виды управления - ручное, гидравлическое, электрогидравлическое. Гидрораспределители эксплуатируются на минеральных маслах с кинетической вязкостью от 10 до 400 $\text{мм}^2/\text{с}$ с номинальной тонкостью фильтрации не грубее 25 мкм.

Разрешается эксплуатация гидрораспределителей при температуре окружающей среды от -40 до +50 °С.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Таблица 6 – Характеристики гидрораспределителя ГР

Основные параметры ГР	1РП10Б
Диаметр условного прохода, мм	10
Расход масла, л/мин	80...125
номинальный	
максимальный	90...240
Номинальное давление P , МПа	16

6.2 Выбор фильтров

6.2.1 Всасывающий фильтр

Выбираем фильтр сетчатый 40-160-2 из каталога компании ООО ПКФ "ТАУРУС" г. Тольятти и заносим его основные параметры в таблицу 9.

Фильтр сетчатый всасывающий предназначен для очистки от механических загрязнений минеральных масел вязкостью 10-300 мм²/с при температуре окружающей среды 10-55 °С в гидравлических и смазочных системах металлорежущих станков и других машин. Фильтр всасывающий сетчатый устанавливается на всасывающей магистрали насоса.

Изготавливается в 2-х исполнениях:

1 - без предохранительного клапана; 2 - с предохранительным клапаном.

Фильтр всасывающий сетчатый имеет каркас, поддерживающий фильтрующий элемент. В верхней части фильтрующего элемента имеется головка с присоединительной резьбой, в нижней части - чашка. Фильтр сетчатый всасывающий исполнения 2 имеет такое же устройство, как и фильтр исполнения 1, но в нём дополнительно на чашке расположен предохранительный клапан.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Таблица 9 – Характеристики фильтра

Основные параметры фильтра	40-160-2
Номинальная толщина фильтрации, мкм	160
Номинальная пропускная способность, л/мин	160
Номинальное давление, МПа	0,63
Перепад давления при номинальном расходе кПа, не более	9

6.2.2 Напорный фильтр

Выбираем фильтр напорный 12-10КВ из каталога компании ООО "СД Техногресс", г. Екатеринбург и заносим его основные параметры в таблицу 10.

Таблица 10 – Характеристики фильтра

Основные параметры фильтра	12-10КВ
Номинальная толщина фильтрации, мкм	10
Номинальная пропускная способность, л/мин	125
Номинальное давление, МПа	20
Перепад давления при номинальном расходе кПа, не более	5

В основном напорные фильтры применяют для фильтрации полного потока рабочей жидкости, создаваемого насосами, и, таким образом, для защиты всех компонентов гидравлической системы (кроме насосов). Напорные фильтры рассчитаны на среднее и высокое давление (11...42 МПа), изготовлены из высокопрочного чугуна или штампованной стали и потому достаточно прочны и являются достаточно тяжелыми.

Как правило, напорные фильтры оснащены переливными клапанами и индикаторами загрязненности фильтроэлементов, но по требованию покупателя вместо индикатора может быть установлена резьбовая заглушка, а в фильтры без переливного клапана устанавливают индикаторы, настроенные на перепад давлений 0,8 МПа. Фильтроэлементы, предназначенные для гидравлических аппаратов с электрогидравлическим сервоуправлением, способны выдерживать

перепад давлений до 21 МПа.

По тонкости очистки, т. е. по размеру задерживаемых частиц, фильтры делятся на фильтры грубой, нормальной и тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробак, во всасывающих и напорных гидролиниях и служат для предварительной очистки.

Фильтры нормальной очистки задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидролиниях.

Фильтры тонкой очистки задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

Таблица 11 – Характеристики фильтра

Основные параметры фильтра	20-25КВ
Номинальная тонкость фильтрации, мкм	25
Номинальная пропускная способность, л/мин	63
Номинальное давление, МПа	20
Перепад давления при номинальном расходе МПа, не более	0,007

В зависимости от мест установки фильтров в гидросистеме различают фильтры высокого и фильтры низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих или сливных гидролиниях.

7 РАСЧЕТ И ВЫБОР ТРУБОПРОВОДОВ

7.1 Расчет трубопровода

Расчет трубопровода (ТБ) сводится к определению диаметра ТБ и потерь давления в ТБ. Расчет проводим по линиям.

Типоразмер любого трубопровода характеризуется диаметром условного прохода D_v , равным внутреннему диаметру трубы d_m .

При выполнении расчетов условный проход трубопровода определяют из выражения

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{ж}}}, \quad (10)$$

где Q – расход жидкости в рассчитываемом трубопроводе; $v_{ж}$ – скорость жидкости.

При выборе внутреннего диаметра трубопровода необходимо учитывать соответствие его значений стандартному ряду ГОСТ 8734-75 (8;10; 12; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм).

После определения значения условного прохода D_v в соответствии с ГОСТ необходимо уточнить фактическую скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах.

Допустимые скорости жидкости в соответствующих линиях:

$v_{доп} \leq 0,5 - 1,5 \frac{м}{с}$ – всасывающий трубопровод. Предварительно принимаем

$$v'_{ж} = 1 \frac{м}{с}.$$

$v_{доп} \leq 1,4 - 2,2 \frac{м}{с}$ – сливной трубопровод. Предварительно принимаем

$$v'_{ж} = 1,8 \frac{м}{с}.$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$v_{доп} \leq 3-6 \frac{м}{с}$ – напорный трубопровод. Предварительно принимаем $v'_{ж} = 4$

$\frac{м}{с}$.

Максимальный расход $Q=92$ л/мин ($15,33 \cdot 10^{-4} \frac{м^3}{с}$), который необходим для перемещения стола со скоростью $v = 35 \frac{м}{мин}$.

I. Всасывающий трубопровод:

1) Площадь сечения трубы определяется по формуле: $S_{ТБ} = \frac{Q}{v'_{ж}}$ (11)

$$S_{ТБ} = \frac{Q}{v'_{ж}} = \frac{15,33 \cdot 10^{-4}}{1} = 15,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

2) Диаметр трубы определяется по формуле: $D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ТБ}}{\pi}}$ (12)

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ТБ}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,044 \text{ м} = 44 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_v = 50 \text{ мм}$.

3) Скорость жидкости в трубопроводе находим по формуле:

$$v_{ж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_v} \quad (13)$$

$$v_{ж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_v} = \frac{4 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,78 \frac{м}{с}.$$

4) Длина трубопровода $L_{вс} = 1 \text{ м}$.

II. Сливной трубопровод:

1) Площадь сечения трубы определяем по формуле (11):

$$S_{ТБ} = \frac{Q}{v'_{ж}} = \frac{15,33 \cdot 10^{-4}}{1,8} = 8,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

2) Диаметр трубы находим по формуле (12):

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{TB}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,52 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0329 \text{ м} = 32,9 \text{ мм}. \text{ Принимаем } D_y = 40 \text{ мм}.$$

3) Скорость жидкости в трубопроводе определяем по формуле (13):

$$v_{ж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_y} = \frac{4 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,025^2} = 1,22 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

4) Длина трубопровода $L_{сл} = 4$ м.

III. Напорный трубопровод:

1) Площадь сечения трубы находим по формуле (11):

$$S_{TB} = \frac{Q}{v_{ж}} = \frac{15,33 \cdot 10^{-4}}{4} = 3,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

2) Диаметр трубы определяем по формуле (12):

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{TB}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,83 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0221 \text{ м} = 22,1 \text{ мм}. \text{ Принимаем } D_y = 25 \text{ мм}.$$

3) Скорость жидкости в трубопроводе находим по формуле (13):

$$v_{ж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_y} = \frac{4 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,025^2} = 3,13 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

4) Длина трубопровода $L_{нап} = 5$ м.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ

8.1 Суммарные потери давления

Потери в гидрелиниях Δp_{gl} состоят из потерь давления на трение в трубопроводах и потерь давления на местных сопротивлениях (гидроагрегатах).

8.1.1 Потери давления на трение:

1) Напорный трубопровод:

а) Потери давления на трение в трубопроводах при работе гидроцилиндра:

1) Число Рейнольдса находим по формуле:

$$Re = \frac{v_{ж} \cdot D_y}{\nu} \quad (14)$$

$$Re = \frac{v_{ж} \cdot D_y}{\nu} = \frac{3,13 \cdot 0,025}{20 \cdot 10^{-6}} = 3913.$$

Число Рейнольдса лежит в границах от $Re_{кр} < Re < 20 D_y / \Delta$, где Δ - абсолютная шероховатость трубы, а $Re_{кр}$ - критическое значение числа Рейнольдса. Принимается $Re_{кр} = 2300$. Исходя из вышесказанного, коэффициент гидравлического сопротивления считаем по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (15)$$

Принимаем $\Delta = 0,06$ мм для новых стальных труб [13, стр.95].

2) Определяем коэффициент гидравлического сопротивления по формуле (15):

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{3913^{0,25}} = 0,04.$$

3) Потери давления на трения находим по формуле:

$$\Delta p_{тр_{ги}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж}^2}{2} \quad (16)$$

$$\Delta p_{тр_{ги}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж}^2}{2} = 0,04 \cdot \frac{5}{0,025} \cdot 850 \cdot \frac{3,13^2}{2} = 33310 \text{ Па}$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

б) Потери давления на трение в трубопроводах при работе гидромотора:

1) Определяем число Рейнольдса по формуле (14):

$$Re = \frac{v_{ж} \cdot D_y}{\nu} = \frac{3,13 \cdot 0,025}{20 \cdot 10^{-6}} = 3913$$

2) Определяем коэффициент гидравлического сопротивления по формуле (15):

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{3913^{0,25}} = 0,04$$

3) Потери давления на трения находим по формуле (16):

$$\Delta p_{тр_{ГМ}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж}^2}{2} = 0,04 \cdot \frac{7}{0,025} \cdot 850 \cdot \frac{3,13^2}{2} = 46633 \text{ Па}$$

4) Суммарные потери давления на трения в напорном трубопроводе:

$$\sum \Delta p_H = \Delta p_{тр_{ГЦ}} + \Delta p_{тр_{ГМ}} = 33310 + 46633 = 79943 \text{ Па}$$

2) Сливной трубопровод:

а) Потери давления на трение в трубопроводах при работе гидроцилиндра:

1) Определяем число Рейнольдса по формуле (14):

$$Re = \frac{v_{ж} \cdot D_y}{\nu} = \frac{1,22 \cdot 0,04}{20 \cdot 10^{-6}} = 2440$$

Число Рейнольдса лежит в границах от $Re_{кр} < Re < 20 D_y / \Delta$, где Δ - абсолютная шероховатость трубы, а $Re_{кр}$ - критическое значение числа Рейнольдса. Принимается $Re_{кр} = 2300$. Исходя из выше сказанного, коэффициент гидравлического сопротивления считаем по формуле Блазиуса. Принимаем $\Delta = 0,06$ мм для новых стальных труб [13, стр.95].

2) Определяем коэффициент гидравлического сопротивления по формуле (15):

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{2440^{0,25}} = 0,045$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

3) Потери давления на трения определяем по формуле (16):

$$\Delta p_{TP_{ГЦ}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж}^2}{2} = 0,045 \cdot \frac{4}{0,04} \cdot 850 \cdot \frac{1,22^2}{2} = 2847 \text{ Па}$$

б) Потери давления на трение в трубопроводах при работе гидромотора:

1) Определяем число Рейнольдса по формуле (14):

$$Re = \frac{v_{ж} \cdot D_y}{\nu} = \frac{1,22 \cdot 0,04}{20 \cdot 10^{-6}} = 2440$$

2) Находим коэффициент гидравлического сопротивления по формуле (15):

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{2440^{0,25}} = 0,045$$

3) Потери давления на трения определяем по формуле (16):

$$\Delta p_{TP_{ГМ}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж}^2}{2} = 0,045 \cdot \frac{3}{0,04} \cdot 850 \cdot \frac{1,22^2}{2} = 2135 \text{ Па}$$

4) Суммарные потери давления на трения в сливном трубопроводе:

$$\sum \Delta p_{Сл} = \Delta p_{TP_{ГЦ}} + \Delta p_{TP_{ГМ}} = 2847 + 2135 = 4982 \text{ Па}$$

8.1.2 Потери давления в гидроаппаратуре:

Потери рабочего давления при прохождении рабочей жидкости через контрольно-регулирующую, распределительную и вспомогательную аппаратуру $\Delta p_{Г}$ определяются в соответствии с принятой схемой гидропривода. Величина потерь давления в гидроаппаратуре принимается из их технических характеристик или определяется расчетом местных потерь давления в гидроаппаратуре. Для этого необходимо учесть коэффициент местных сопротивлений гидроаппаратуры (таблица 12).

При расчете местных потерь давления можно объединить коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратуры и получить общие результаты или считать отдельно.

1) Напорный трубопровод:

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Потери давления в гидроаппаратуре считаем по формуле:

$$\sum \Delta p_{\Gamma} = \rho \cdot \sum \zeta_M \cdot b \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (17)$$

где ζ_M – коэффициент местного сопротивления, численное значение которого может быть определено из справочной и учебной литературы [2, 9]; некоторые значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в таблице 12; ρ – плотность рабочей жидкости; v – скорость жидкости в соответствующем трубопроводе; b – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий при ламинарном режиме зависимость коэффициентов местного сопротивления от критерия Re . При турбулентном режиме коэффициент ζ_M не зависит от числа Re и поэтому коэффициент $b = 1,0$. Значение коэффициента b может быть определено по графику (рисунок 7).

Режим будет ламинарным, если

$$Re < Re_{кр};$$

и турбулентным, если

$$Re > Re_{кр};$$

То есть, для нашего случая реализуется турбулентный режим течения в трубах на всех участках трубопровода (см. п. «Потери давления на трение»).

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

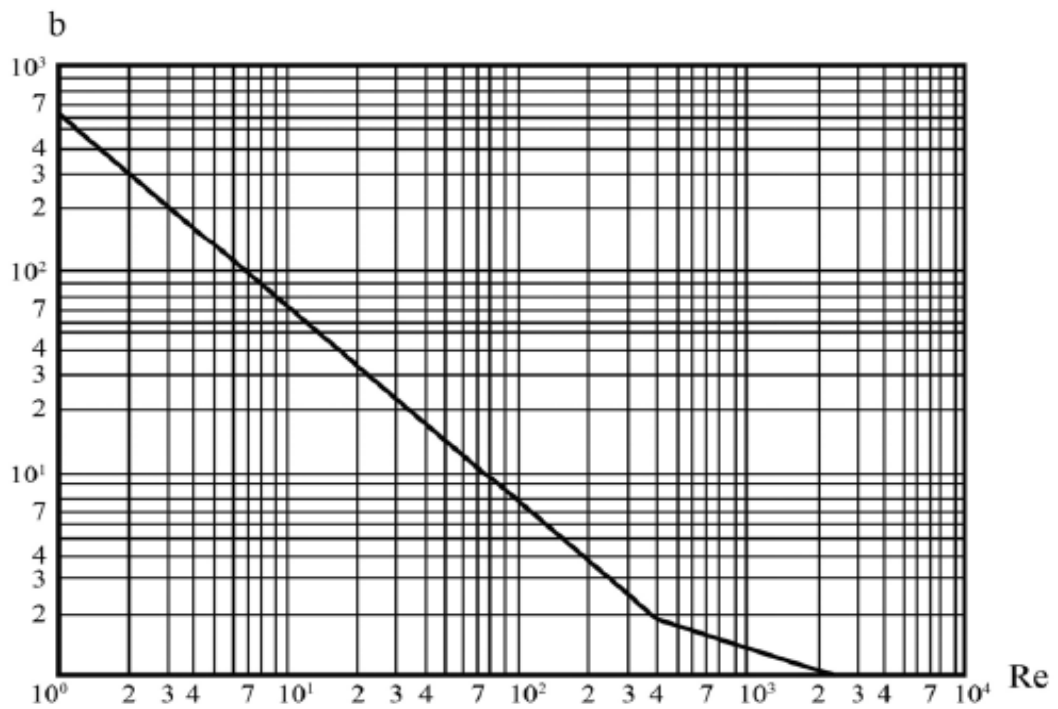


Рисунок 7 – Зависимость поправочного коэффициента $b=f(Re)$

а) Потери давления в гидроагрегатах при работе гидроцилиндра определяем по формуле (17):

$$\sum \Delta p_{ГЦ} = \rho \cdot b \cdot \sum \zeta_M \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot b \cdot \sum (\zeta_{ГР4} + \zeta_{ГР5}) \cdot \frac{v^2}{2} = 850 \cdot 1 \cdot \sum (3 + 3) \cdot \frac{3,13^2}{2} = 2498,095 \text{ Па},$$

где $\zeta_{ГР4}$ – коэффициент местного сопротивления гидрораспределителя ГР4.

Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ГР4} = 3$.

$\zeta_{ГР5}$ – коэффициент местного сопротивления гидрораспределителя ГР5.

Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ГР5} = 3$.

б) Потери давления в гидроагрегатах при работе гидромотора находим по формуле (17):

$$\sum \Delta p_{ГМ} = \rho \cdot \sum \zeta_M \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \sum (\zeta_{ГР3} + \zeta_{\phi 1}) \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = 850 \cdot \sum (3 + 2) \cdot 1 \cdot \frac{3,13^2}{2} = 20818,41 \text{ Па},$$

где $\zeta_{ГР3}$ – коэффициент местного сопротивления гидрораспределителя ГР3.

Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ГР3} = 3$.

$\zeta_{ГР5}$ – коэффициент местного сопротивления фильтра $\Phi 1$. Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{\Phi 1} = 2$.

Общие потери давления в гидроагрегатах при работе гидроцилиндра и гидромотора:

$$\Delta p_{ГН} = \Delta p_{ГЦ} + \Delta p_{ГМ} = 2498,095 + 20818,41 = 23316,505 \text{ Па}$$

2) Сливной трубопровод:

а) Потери давления в гидроаппаратуре при работе гидроцилиндра считаем по формуле (17):

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{ГЦ} &= \rho \cdot \sum \zeta_M \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \sum (\zeta_{ГР4} + \zeta_{ГР5} + \zeta_{ГЦ} + \zeta_{ДР1} + \zeta_{ГБ}) \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = \\ &= 850 \cdot \sum (3 + 3 + 0,5 + 2 + 0,8) \cdot 1 \cdot \frac{1,22^2}{2} = 5882,9 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $\zeta_{ГЦ}$ – коэффициент местного сопротивления на внезапное сужение (выход из гидроцилиндра). Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ГЦ} = 0,5$.

$\zeta_{ДР1}$ – коэффициент местного сопротивления дросселя $ДР1$. Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ДР1} = 2$.

$\zeta_{ГБ}$ – коэффициент местного сопротивления на внезапное расширение (вход в гидробак). Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ГБ} = 0,8$.

б) Потери давления в гидроаппаратуре при работе гидромотора:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{ГМ} &= \rho \cdot \sum \zeta_M \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \sum (\zeta_{ГР3} + \zeta_{ДР2} + \zeta_{ГБ}) \cdot b \cdot \frac{v^2}{2} = 850 \cdot \sum (3 + 2,1 + 0,8) \cdot 1 \cdot \frac{1,22^2}{2} = \\ &= 3732,163 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $\zeta_{ДР2}$ – коэффициент местного сопротивления дросселя $ДР2$. Определяется по таблице 12, принимаем $\zeta_{ДР2} = 2,1$.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Общие потери давления в гидроагрегатах при работе гидроцилиндра и гидромотора:

$$\Delta p_{Гсл} = \Delta p_{Ггц} + \Delta p_{Ггм} = 5882,9 + 3732,163 = 9615,063 \text{ Па}$$

Общие потери давления в гидроагрегатах в напорном и сливном трубопроводах:

$$\Delta p_{ГА} = \Delta p_{Гн} + \Delta p_{Гсл} = 23316,505 + 9615,063 = 32931,568 \text{ Па}.$$

Общие потери давления в гидрелиниях

$$\Delta p_{ГЛ} = \sum \Delta p_{Гн} + \sum \Delta p_{Гсл} + \Delta p_{ГА} = 79943 + 4982 + 32931,568 = 117856,568 \text{ Па} \approx 0,12 \text{ МПа}$$

Потери давления составляют 4,8% от номинального давления [14, стр.135].

Таблица 12 – Значения коэффициентов местных сопротивлений для клапанов и соединений

Тип сопротивления	ζ_M
Распределитель золотниковый	3 – 5
Обратный и предохранительный клапаны	2 – 3
Дроссель	2 – 2,2
Самозапирающаяся муфта	1 – 1,5
Редукционный клапан	3 – 5
Фильтр	2 – 3
Внезапное расширение (вход в гидробак)	0,8 – 0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра)	0,5 – 0,7
Штуцер, переходник	0,1 – 0,15

9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И КПД ГИДРОПРИВОДА

Полезная мощность гидропривода

$$N_{II} = p_H \cdot Q_H \quad (18)$$

$$N_{II} = p_H \cdot Q_H = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4} = 3,83 \text{ кВт}$$

Мощность, потребляемая насосом

$$N_{II} = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_{ГП}} \quad (19)$$

КПД гидропривода:

$$\eta_{ГП} = \eta_0 \cdot \eta_{МЕХ} \cdot \eta_{ГИД} \quad (20)$$

Объемный КПД гидропривода:

$$\eta_0 = \eta_{0Н} \cdot \eta_{0ГЦ} \cdot \eta_{0ГМ} \quad (21)$$

$$\eta_0 = \eta_{0Н} \cdot \eta_{0ГЦ} \cdot \eta_{0ГМ} = 0,9 \cdot 0,995 \cdot 0,94 = 0,842,$$

$\eta_{0Н}$ – объемный КПД насоса (см. таб.2), $\eta_{0Н} = 0,9$;

$\eta_{0ГЦ}$ – объемный КПД гидроцилиндра. Принимается $\eta_{0ГЦ} = 0,995$;

$\eta_{0ГМ}$ – объемный КПД гидромотора (см. таб.2), $\eta_{0ГМ} = 0,94$;

Гидравлический КПД гидропривода:

$$\eta_{ГИД} = \frac{p_{НОМ} - \Delta p_{ГЛ}}{p_{НОМ}} \quad (22)$$

$$\eta_{ГИД} = \frac{p_{НОМ} - \Delta p_{ГЛ}}{p_{НОМ}} = \frac{2,5 - 0,12}{2,5} = 0,952;$$

Механический КПД гидропривода:

$$\eta_{МЕХ} = \eta_{МЕХН} \cdot \eta_{МЕХГЦ} \cdot \eta_{МЕХГМ} \quad (23)$$

$$\eta_{МЕХ} = \eta_{МЕХН} \cdot \eta_{МЕХГЦ} \cdot \eta_{МЕХГМ} = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,87,$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\eta_{МЕХ_H}$ – механический КПД насоса. Принимается $\eta_{МЕХ_H} = 0,95$;

$\eta_{МЕХ_{ГЦ}}$ – механический КПД гидроцилиндра. Принимается $\eta_{МЕХ_{ГЦ}} = 0,96$

$\eta_{МЕХ_{ГМ}}$ – механический КПД гидромотора. Принимается $\eta_{МЕХ_{ГМ}} = 0,95$

КПД гидропривода определяем по формуле (20):

$$\eta_{ГП} = \eta_0 \cdot \eta_{МЕХ} \cdot \eta_{ГИД} = 0,842 \cdot 0,952 \cdot 0,87 = 0,7 \text{ или } 70\%$$

Потребляемая мощность находим по формуле (19)

$$N_{П} = \frac{P_H \cdot Q_H}{\eta_{ГП}} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 15,33 \cdot 10^{-4}}{0,7} = 5,47 \text{ кВт}$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

10 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

9.1 Определим потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло, найдя разницу между затрачиваемой мощностью и полезной

$$\Delta N = N_{\Pi} - N_{\text{н}} \quad (24)$$

$$\Delta N = N_{\Pi} - N_{\text{н}} = 5,47 - 3,83 = 1,64 \text{ кВт}$$

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

$$E_{np} \equiv \Delta N, \quad (25)$$

$$\text{т.е. } E_{np} = 1,64 \text{ кВт}$$

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

$$S_{\text{пов}} \geq \frac{E_{np}}{K_{\delta} \cdot K_{mp} \cdot \Delta T}, \quad (26)$$

где ΔT - перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом
 K_{mp} и K_{δ} - коэффициенты теплопередачи труб и гидробака, Вт/(м²·°С):

- 1) для труб $K_{mp} = 12 \dots 16$;
- 2) для гидробака $K_{\delta} = 8 \dots 12$;
- 3) при обдуве гидробака $K_{\delta} = 20 \dots 25$;
- 4) для гидробака с водяным охлаждением $K_{\delta} = 110 \dots 175$.

Принимаем для нашего расчета $K_{mp}=12$ Вт/(м²·°С), а $K_{\delta}=8$ Вт/(м²·°С) [15, стр. 17].

$$S_{\text{пов}} = S_{mp} + S_{\delta} \quad (27)$$

Определим площадь поверхности труб по формуле:

$$S_{mp} = \pi \cdot D_y \cdot L \quad (28)$$

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1) всасывающий трубопровод: $S_1 = \pi \cdot D_y \cdot L = \pi \cdot 0,05 \cdot 1 = 0,157 \text{ м}^2$;

2) напорный трубопровод: $S_2 = \pi \cdot D_y \cdot L = \pi \cdot 0,025 \cdot 5 = 0,3925 \text{ м}^2$;

3) сливной трубопровод: $S_3 = \pi \cdot D_y \cdot L = \pi \cdot 0,04 \cdot 4 = 0,5024 \text{ м}^2$;

$$S_{mp} = S_1 + S_2 + S_3 = 0,157 + 0,3925 + 0,5024 = 1,0519 \approx 1,05 \text{ м}^2$$

Объем гидробака принимается равным 3...5 минутной подаче насоса и определяется по формуле:

$$V_{\bar{o}} = (3...5) \cdot Q_H \quad (29)$$

$$V_{\bar{o}} = (3...5) \cdot Q_H = 4 \cdot 92 = 368 \text{ л.}$$

По ГОСТ 12448-80 примем объем бака $V_{\bar{o}} = 400$ литров [16, стр. 1].

Площадь гидробака $S_{\bar{o}}$ определяем по формуле:

$$S_{\bar{o}} = 6,7 \cdot V_{\bar{o}}^{2/3} \quad (30)$$

$$S_{\bar{o}} = 6,7 \cdot V_{\bar{o}}^{2/3} = 6,7 \cdot (0,4)^{2/3} = 3,64 \text{ м}^2$$

Площадь поверхности теплообмена находим по формуле (27):

$$S_{ПОВ} = S_{mp} + S_{\bar{o}} = 1,05 + 3,64 = 4,69 \text{ м}^2$$

Из формулы (26) выражаем и находим $\Delta T \Rightarrow$

$$\Delta T \geq \frac{E_{np}}{K_{\bar{o}} \cdot K_{mp} \cdot S_{ПОВ}} = \frac{1640}{8 \cdot 12 \cdot 4,69} = 3,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1) Установившаяся температура РЖ

$$T_{уст} = \Delta T + T_{O_{MAX}} \quad (31)$$

$$T_{уст} = \Delta T + T_{O_{MAX}} = 3,65 + 40 = 43,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2) Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$T_{уст} \leq T_{дон} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

где $T_{дон}$ – допустимая температура рабочей жидкости;

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$43,65 \leq 50$ – условие приемлемости теплового режима выполняется, дополнительное охлаждение рабочей жидкости не требуется.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

11 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ГИДРОПРИВОДА

10.1 Основные технические данные спроектированного гидропривода плоскошлифовального станка приведены в таблице 18.

Таблица 18 – Основные параметры спроектированного гидропривода

Номер	Основные параметры	Значение
1	Номинальное давление гидропривода, МПа	2,5
2	Максимальная подача, л/мин	92
3	Скорость движения гидроцилиндра стола, м/мин	1-35
4	Полезная мощность, кВт	3,83
5	Потребляемая мощность, кВт	5,47
6	КПД гидропривода, %	70
7	Габаритные размеры, мм:	
	длина	1280
	ширина	870
	высота	1450

Основные технические данные гидропривода получены при работе на чистом минеральном масле ИГП-18 с вязкостью 16,5...20,5 мм²/с.

Проверка ограничения нагрева масла в гидросистеме производится при работе гидропривода со станком на холостом ходу в циклическом режиме в течение 8 часов при длине хода стола 1 м (с учетом перебегов) по циклограмме: скорость стола 35 м/мин – 18 мин, 20 м/мин – 18 мин, «СТОП» стола – 24 мин. В начале, в процессе и в конце испытаний термометром измеряется температура масла в баке и температура окружающего воздуха.

12 ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Нагрузочная характеристика гидропривода выражает зависимость скорости движения выходного звена от нагрузки на нем.

Для нахождения зависимости между нагрузкой R (или крутящим моментом $M_{кр}$) и скоростью перемещения поршня силового цилиндра $v_{п}$ (или частотой вращения вала гидромотора n) воспользуемся формулой

$$v_{п} = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{н} - \frac{R}{S_{п}} \right)}, \quad (32)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя, для дросселей золотникового типа $\mu = 0,4 \dots 0,6$. Принимаем $\mu = 0,4$ [15, стр.19].

$S_{др}$ – площадь проходного отверстия дросселя;

$S_{п}$ – площадь поршня гидроцилиндра:

$$S_{п} = \frac{\pi \cdot (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4} \quad (33)$$

$$S_{п} = \frac{\pi \cdot (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,063^2 - 0,025^2)}{4} = 0,00263 \text{ м}^2;$$

ρ – плотность рабочей жидкости: $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$p_{н}$ – номинальное давление: $p_{н} = 2,5 \text{ МПа}$;

R – внешняя нагрузка.

Площадь проходного отверстия дросселя будет изменяться от максимального до полного перекрытия.

Находим некоторые площади проходного сечения дросселя:

$$S_{др_i} = \frac{\pi \cdot d_{отк_i}^2}{4}, \quad (34)$$

где $d_{отк}$ – диаметр проходного сечения дросселя.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

1) При диаметре дросселирующей щели $d_{ОТК_1} = 0,02$ м:

$$S_{ДР_1} = \frac{\pi \cdot d_{ОТК_1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

2) При диаметре дросселирующей щели $d_{ОТК_2} = 0,8 \cdot 0,02 = 0,016$ м:

$$S_{ДР_2} = \frac{\pi \cdot (d_{ОТК_2})^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,016)^2}{4} = 200,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

3) При диаметре дросселирующей щели $d_{ОТК_3} = 0,6 \cdot 0,02 = 0,012$ м:

$$S_{ДР_3} = \frac{\pi \cdot (d_{ОТК_3})^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,012)^2}{4} = 113,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

4) При диаметре дросселирующей щели $d_{ОТК_4} = 0,4 \cdot 0,2 = 0,008$ м:

$$S_{ДР_4} = \frac{\pi \cdot (d_{ОТК_4})^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,008)^2}{4} = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

5) При диаметре дросселирующей щели $d_{ОТК_5} = 0,2 \cdot 0,02 = 0,004$ м:

$$S_{ДР_5} = \frac{\pi \cdot (d_{ОТК_5})^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,004)^2}{4} = 12,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Для построения силовой характеристики привода зададимся рядом значений R и найдем скорость движения поршня $v_{П}$. Величину R следует изменять от нуля до максимального значения R_{max} , при котором скорость перемещения поршня равна нулю.

1) Найдем скорость движения поршня $v_{П}$ при площади проходного сечения дросселя $S_{ДР_1} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (относительная площадь дросселя:

$$S_{ДР} = \frac{S_{ДР_1}}{S_{ДР_{MAX}}} = \sqrt{\frac{314 \cdot 10^{-6}}{314 \cdot 10^{-6}}} = 1, \text{ где } S_{ДР_{MAX}} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2) \text{ при различных значениях нагрузки}$$

Расчеты проводим в программе Excel. Результаты заносим в таблицу 19:

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Таблица 19 – Зависимость скорости движения поршня от внешней нагрузки при $S_{др} = 1$

Внешняя нагрузка R , Н	Скорость движения поршня:
	$v_{II} = 0,4 \cdot \frac{314 \cdot 10^{-6}}{2630 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{2}{850} \left(2,5 \cdot 10^6 - \frac{R}{2630 \cdot 10^{-6}} \right)}$, м/с
0	3,66
500	3,52
1000	3,37
1500	3,22
2000	3,06
2500	2,88
3000	2,7
3500	2,5
4000	2,29
4500	2,06
5000	1,79
5500	1,48
6000	1,08
6100	0,98
6200	0,875
6300	0,75
6400	0,598
6500	0,39
Р торможения 6575	0

2) Найдем скорость движения поршня v_{II} при площади проходного сечения дросселя $S_{др_2} = 200,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (относительная площадь дросселя:

$$S_{DP} = \frac{S_{DP_2}}{S_{DP_{MAX}}} = \sqrt{\frac{200,96 \cdot 10^{-6}}{314 \cdot 10^{-6}}} = 0,8, \text{ где } S_{DP_{MAX}} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{) при различных значениях}$$

нагрузки. Расчеты проводим в программе Excel. Результаты заносим в таблицу 20:

Таблица 20 – Зависимость скорости движения поршня от внешней нагрузки при

$$S_{DP} = 0,8$$

Внешняя нагрузка R, Н	Скорость движения поршня:
	$v_{II} = 0,4 \cdot \frac{200,96 \cdot 10^{-6}}{2630 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{2}{850} \left(2,5 \cdot 10^6 - \frac{R}{2630 \cdot 10^{-6}} \right)}$, м/с
0	2,34
500	2,25
1000	2,16
1500	2,06
2000	1,96
2500	1,86
3000	1,73
3500	1,6
4000	1,47
4500	1,32
5000	1,15
5500	0,95
6000	0,693
6100	0,63
6200	0,56
6300	0,48
6400	0,38
6500	0,25
R торможения 6575	0

3) Найдем скорость движения поршня v_{II} при площади проходного сечения

дросселя $S_{ДР3} = 113,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (относительная площадь дросселя:

$$S_{ДР} = \frac{S_{ДР3}}{S_{ДРМАХ}} = \sqrt{\frac{113,04 \cdot 10^{-6}}{314 \cdot 10^{-6}}} = 0,6, \text{ где } S_{ДРМАХ} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2) \text{ при различных значениях}$$

нагрузки. Расчеты проводим в программе Excel. Результаты заносим в таблицу 21:

Таблица 21 – Зависимость скорости движения поршня от внешней нагрузки при

$$S_{ДР} = 0,6$$

Внешняя нагрузка R, Н	Скорость движения поршня:
	$v_{II} = 0,4 \cdot \frac{113,04 \cdot 10^{-6}}{2630 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{2}{850} \left(2,5 \cdot 10^6 - \frac{R}{2630 \cdot 10^{-6}} \right)}, \text{ м/с}$
0	1,32
500	1,27
1000	1,21
1500	1,16
2000	1,1
2500	1,04
3000	0,97
3500	0,902
4000	0,825
4500	0,741
5000	0,65
5500	0,533
6000	0,39
6100	0,354
6200	0,315
6300	0,27
6400	0,215
6500	0,141

R торможения 6575	0
----------------------	---

4) Найдем скорость движения поршня v_{II} при площади проходного сечения дросселя $S_{ДР_4} = 113,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (относительная площадь дросселя:

$$S_{ДР} = \frac{S_{ДР_3}}{S_{ДР_{MAX}}} = \sqrt{\frac{50,24 \cdot 10^{-6}}{314 \cdot 10^{-6}}} = 0,4, \text{ где } S_{ДР_{MAX}} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{) при различных значениях}$$

нагрузки. Расчеты проводим в программе Excel. Результаты заносим в таблицу 22:
Таблица 22 – Зависимость скорости движения поршня от внешней нагрузки при $S_{ДР} = 0,4$

Внешняя нагрузка R, Н	Скорость движения поршня: $v_{II} = 0,4 \cdot \frac{50,24 \cdot 10^{-6}}{2630 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{2}{850} \left(2,510^6 - \frac{R}{2630 \cdot 10^{-6}} \right)}, \text{ м/с}$
0	0,586
500	0,563
1000	0,54
1500	0,515
2000	0,49
2500	0,461
3000	0,432
3500	0,401
4000	0,367
4500	0,33
5000	0,287
5500	0,237
6000	0,173
6100	0,158
6200	0,14
6300	0,12

6400	0,096
6500	0,063
R торможения	
6575	0

5) Найдем скорость движения поршня v_{II} при площади проходного сечения дросселя $S_{ДР_5} = 12,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (относительная площадь дросселя:

$$S_{ДР} = \frac{S_{ДР_5}}{S_{ДР_{МАХ}}} = \sqrt{\frac{12,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2}{314 \cdot 10^{-6}}} = 0,2, \text{ где } S_{ДР_{МАХ}} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{) при различных значениях}$$

нагрузки. Расчеты проводим в программе Excel. Результаты заносим в таблицу 23:
Таблица 23 – Зависимость скорости движения поршня от внешней нагрузки при $S_{ДР} = 0,2$

Внешняя нагрузка R, Н	Скорость движения поршня:
	$v_{II} = 0,4 \cdot \frac{12,56 \cdot 10^{-6}}{2630 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{2}{850} \left(2,5 \cdot 10^6 - \frac{R}{2630 \cdot 10^{-6}} \right)}, \text{ м/с}$
0	0,147
500	0,141
1000	0,135
1500	0,129
2000	0,122
2500	0,115
3000	0,108
3500	0,1
4000	0,092
4500	0,082
5000	0,072
5500	0,059
6000	0,043
6100	0,039

6200	0,035
6300	0,03
6400	0,024
6500	0,016
R торможения 6575	0

По данным вычислений строится график нагрузочной характеристики v_{II} (R).

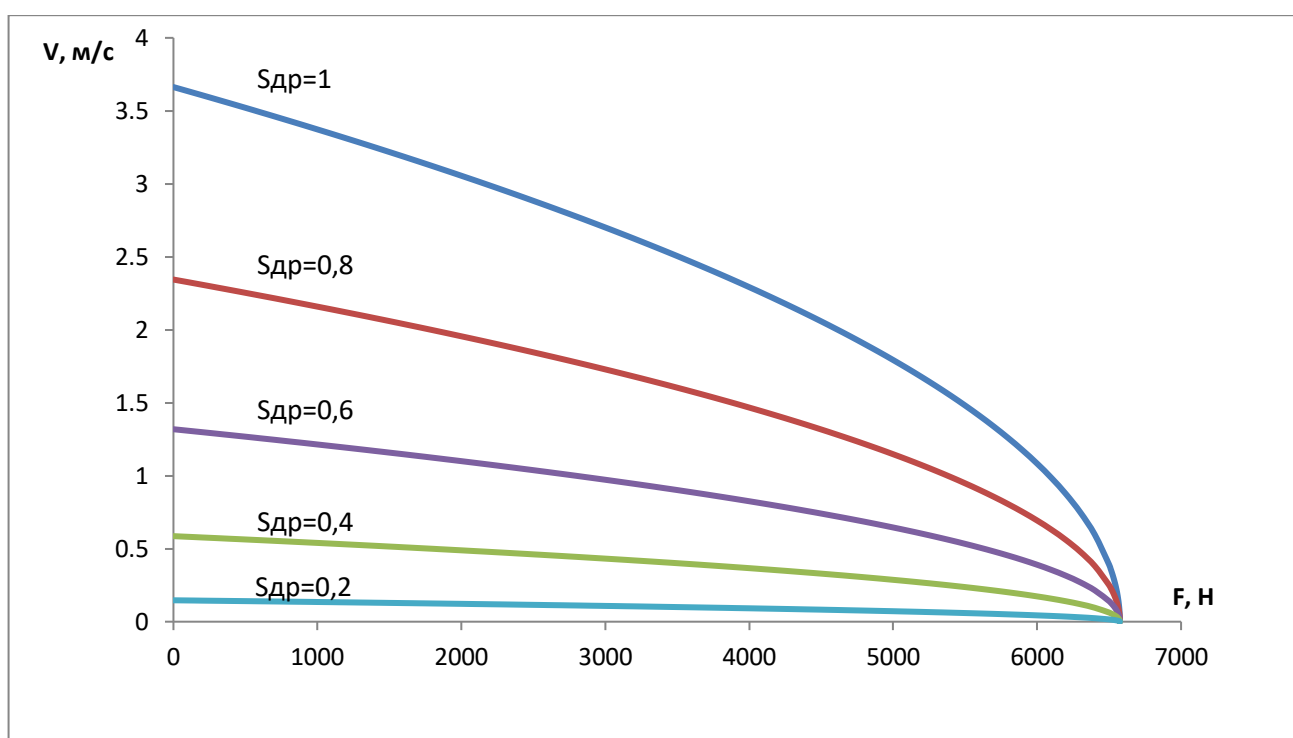


Рисунок 10 – Нагрузочная характеристика гидропривода

13 ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Скоростная (регулирующая) характеристика – это графическая зависимость регулируемой величины от параметра регулирования (в данном случае $v = f(S_{др})$) при постоянном значении внешней нагрузки.

Площадь проходного сечения дросселя находим по формуле (34).

Скорость перемещения поршня находим по формуле:

$$v_{п} = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{н} - \frac{R}{S_{п}} \right)}, \quad (35)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя, для дросселей золотникового типа $\mu = 0,4 \dots 0,6$. Принимаем $\mu = 0,4$ [15, стр.19].

$S_{п}$ – площадь поршня гидроцилиндра: $S_{п} = 0,00263 \text{ м}^2$;

ρ – плотность рабочей жидкости: $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$p_{н}$ – номинальное давление: $p_{н} = 2,5 \text{ МПа}$;

R – внешняя нагрузка.

Расчеты проводим в программе Excel, а результаты вычислений заносим в таблицу 24.

Таблица 24 – Результаты расчета

$d_{отк},$ мм	$S_{др},$ мм ²	$v_{п}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$						
		R=0	R=1000 Н	R=2000 Н	R=3000 Н	R=4000 Н	R=5000 Н	R=6000 Н
1	0,785	0,00046	0,00041	0,00037	0,00031	0,00029	0,00021	0,0001
2	3,14	0,0018	0,00164	0,00148	0,00131	0,00111	0,00087	0,0005
3	7,07	0,00401	0,00369	0,00334	0,00295	0,0025	0,00196	0,0011
4	12,57	0,00712	0,00655	0,0059	0,00524	0,00445	0,00348	0,002
5	19,64	0,0111	0,0102	0,0093	0,0082	0,00695	0,00543	0,0032
6	28,27	0,016	0,0147	0,0134	0,0118	0,01001	0,0078	0,0047

Продолжение таблицы 24

$d_{отк}$, мм	$S_{др}$, мм ²	$v_{II}, \frac{м}{с}$						
		R=0	R=1000 Н	R=2000 Н	R=3000 Н	R=4000 Н	R=5000 Н	R=6000 Н
7	38,48	0,0218	0,0201	0,018	0,01607	0,0136	0,0106	0,0064
8	50,27	0,0285	0,0262	0,024	0,021	0,0178	0,0139	0,0083
9	63,62	0,0361	0,0332	0,03	0,0266	0,02253	0,0176	0,0105
10	78,54	0,0445	0,041	0,0371	0,033	0,02781	0,0217	0,0130
11	95,03	0,0539	0,0496	0,045	0,0397	0,034	0,0263	0,0158
12	113,09	0,064	0,059	0,053	0,047	0,0401	0,0313	0,0188
13	132,73	0,0752	0,0692	0,063	0,0554	0,047	0,03672	0,022
14	153,94	0,087	0,0803	0,073	0,064	0,0545	0,04259	0,0256
15	176,71	0,100	0,0922	0,083	0,0738	0,0626	0,04889	0,0293
16	201,06	0,114	0,1049	0,095	0,084	0,071	0,05563	0,0334
17	226,98	0,129	0,118	0,107	0,095	0,0804	0,0628	0,0377
18	254,47	0,144	0,133	0,12	0,106	0,0901	0,0704	0,0423
19	283,53	0,161	0,148	0,134	0,118	0,1004	0,0784	0,0471
20	314,16	0,178	0,164	0,148	0,131	0,111	0,087	0,052

По данным вычислений строится график скоростной характеристики $v_{II} = (S_{др})$ при постоянном значении внешней нагрузки.

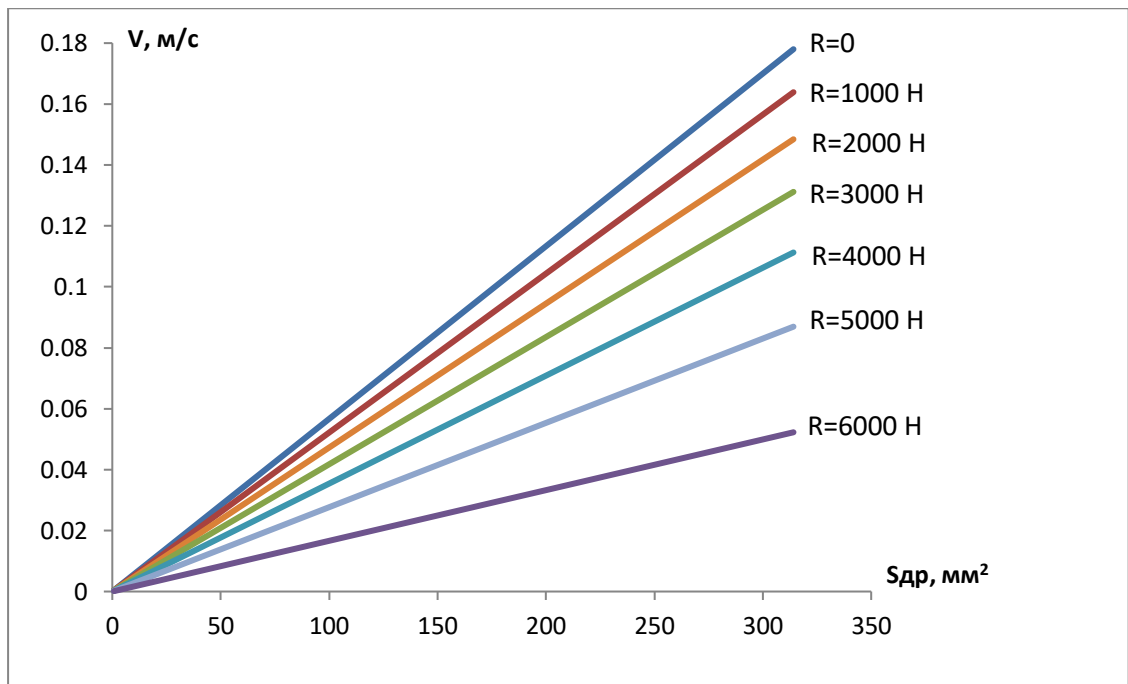


Рисунок 11– Скоростная характеристика гидроцилиндра

14 ВЫБОР ПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Потребляемая мощность гидропривода $N_{II} = 5,47 \text{ кВт}$ (см.п. «Определение мощности и КПД гидропривода»). Номинальная частота вращения насоса $n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$. По известным данным выбираем электродвигатель основного исполнения марки 112М4/1445, мощность которого $N_{дв} = 5,5 \text{ кВт}$, частота вращения $n_{дв} = 1445 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ и диаметром вала $d_{дв} = 32 \text{ мм}$ [17, стр. 415].

Для соединения входного вала редуктора с валом электродвигателя и выходного вала редуктора с валом насоса применяют муфты.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

15 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ОБСЛУЖИВАНИЮ, ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТУ ГИДРОПРИВОДА

Во время эксплуатации следует проверять уровень масла в гидробаке по маслоуказателю и при необходимости производить добавление масла.

Масло, попадающее на верхнюю плиту гидробака, удаляется через отверстия на передней стенке гидробака.

При появлении течи из-под боковых крышек, маслоуказателей или стыковых соединений необходимо затянуть крепежные винты. Если это не помогает, заменить резиновые кольца или уплотнительные прокладки.

Во время эксплуатации необходимо следить за чистотой масла. Присутствие в масле механических примесей, воздуха и воды, попавших в гидросистему в процессе ее сборки и эксплуатации, приводит к резкому ухудшению условий работы ГП, снижению долговечности и надежности работы. Поэтому количество механических примесей в рабочей жидкости в процессе эксплуатации не должно превышать 0,005% по массе, присутствие воды также не допускается. Наибольший размер частиц, содержащихся в рабочей жидкости должен быть не более 0,01 мм [19, стр. 110]. .

Смену масла в баке производить через шесть месяцев после первоначального пуска станка с предварительной очисткой бака и промывкой его чистым керосином.

Для слива масла из гидробака необходимо вывернуть пробку К 1/2 , находящуюся с передней стороны корпуса сливной пробки, и в зависимости от того, куда и как будет сливаться масло, в это отверстие можно ввернуть трубу, шланг и т.п. После этого на несколько оборотов отвернуть нижний прижимной болт, который с помощью шарика обеспечивает перекрытие сливного отверстия.

Чистка бака выполняется через люки, которые находятся на его боковых стенках. Предварительно необходимо снять с этих люков крышки.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

После слива рабочей жидкости и чистки бака закрыть сливную пробку, для чего вначале плотно завернуть нижний болт, обеспечив герметичность соединения, а затем, после остатков масла из полости сливной пробки, – коническую пробку *К 1/2*.

Для обеспечения надежности работы гидропривода в процессе эксплуатации необходимо:

- 1) ежедневно проверять уровень рабочей жидкости в баке;
- 2) заливать тщательно отфильтрованное масло;
- 3) периодически раз в месяц в течение 2 часов пропускать масло через фильтр тонкой очистки *Ф1* путем включения непрерывной поперечной подачи шлифовального круга (включение электромагнита *УА5* или *УА6* при полностью открытом дросселе *ДР3*;
- 4) по мере загрязнения фильтроэлементов производить своевременную их замену;
- 5) периодически удалять воздух из гидросистемы;
- 6) не допускать наружных утечек рабочей жидкости;
- 7) своевременно заменять уплотнения.

Гидропривод подлежит следующим видам ремонта: текущему, среднему и при необходимости внеплановому.

Текущий и средний ремонт проводят во время аналогичного ремонта станка. Периодичность ремонтов установлена единой системой планово-предупредительного ремонта и эксплуатации технологического оборудования промышленных предприятий (система ППР).

При текущем ремонте выполняются следующие виды работ:

- 1) смена загрязненной рабочей жидкости и очистка гидросистемы;
- 2) настройка гидроаппаратов в соответствии с гидросхемой;
- 3) подтяжка стыков и соединений в местах течи рабочей жидкости;

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

4) выявление неисправностей, которые подлежат устранению при ближайшем среднем ремонте;

При текущем ремонте проверяется:

- 1) уровень рабочей жидкости в гидробаке;
- 2) диапазон скоростей перемещения стола;
- 3) рабочее давление в гидросистеме;
- 4) герметичность соединений и уплотнений;
- 5) состояние манометров;
- 6) состояние фильтров.

При среднем ремонте выполняются работы согласно пункту 23.1.6.1, а также ряд дополнительных работ:

- 1) разборка и промывка гидропанели, включая гидроаппараты, золотники, клапаны, их притирка при необходимости;
- 2) проверка состояния насоса, устранение основных неисправностей с последующей проверкой на гидростенде;
- 3) сборка ГП и настройка гидросистемы в соответствии с гидросхемой;
- 4) замена поврежденных соединений, труб, а также частичная или полная замена всех уплотнений.

Внеплановый ремонт выполняется при возникновении отказа в работе ГП.

При внеплановом ремонте определяется причина отказа и в зависимости от нее выполняются все необходимые работы по устранению отказа и приведению ГП в работоспособное состояние.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

16 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

15.1 Техника безопасности

Под техникой безопасности подразумевается комплекс мероприятий технического и организационного характера, направленных на создание безопасных условий труда и предотвращение несчастных случаев на производстве.

На любом предприятии принимаются меры к тому, чтобы труд работающих был безопасным, и для осуществления этих целей выделяются большие средства. На заводах имеется специальная служба безопасности, подчиненная главному инженеру завода, разрабатывающая мероприятия, которые должны обеспечить рабочему безопасные условия работы, контролирующая состояние техники безопасности на производстве и следящая за тем, чтобы все поступающие на предприятие рабочие были обучены безопасным приемам работы.

Работник обязан соблюдать нормы, правила и инструкции по охране труда, пожарной безопасности и правила внутреннего трудового распорядка, правильно применять коллективные и индивидуальные средства защиты.

О каждом несчастном случае, о признаках профессионального заболевания, а также о ситуациях, которые создают угрозу жизни и здоровью людей работник должен немедленно сообщать своему непосредственному начальнику [20, с. 12].

15.2 Противопожарная безопасность

Каждый работник, работающий в отделе, не зависимо от занимаемой должности, обязан четко знать и выполнять установленные правила пожарной безопасности, не допуская действий, могущих привести к пожару или возгоранию.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

Лица виновные в нарушении установленных правил пожарной безопасности, несут установленную законом дисциплинарную, административную или уголовную ответственность.

Характеристика помещений по пожарной безопасности

1) К классу П-2а относятся помещения, содержащие твердые и волокнистые горючие вещества (дерево, ткани) не выделяющие горячую пыль и волокна, переходящие во взвешенное состояние.

2) К классу «В» (пожароопасная) относятся помещения, в которых имеются горючие и трудно горючие жидкости, твердые горючие и трудно горючие вещества и материалы (в том числе и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они находятся, не относятся к категории «А» и «Б».

Меры пожарной безопасности в помещениях

1) Содержать помещения в чистоте, не загромождать проходы материалами и технологическим оборудованием.

2) Включение вновь приобретенных приборов и электрооборудования, а также увеличение числа электроосветительных точек и электронагревательных приборов допускается только с разрешения службы главного энергетика.

3) Все электроустановки должны быть защищены аппаратами защиты от короткого замыкания и других нештатных режимов, могущих вызвать пожар или возгорание.

4) Запрещается вешать на сетевые розетки, выключатели и электропроводку различные вещи.

5) В случаях отключения электроэнергии электроприборы и электрооборудование должно быть по возможности отключено.

6) В случае загорания проводов или электроприборов необходимо их незамедлительно обесточить и тушить при помощи углекислотного огнетушителя.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

7) Осветительная электросеть должна быть смонтирована так, чтобы светильники находились на расстоянии 0,5 метра от сгораемых материалов и конструкций.

8) Ответственным за противопожарное состояние помещения является инженерно-технический работник, назначенный распоряжением начальника отдела. В каждом помещении должны быть таблички с указанием фамилии ответственного лица.

9) Помещения кладовых должны быть оборудованы системой автоматической пожарной сигнализации.

10) Использование и хранение ЛВЖ и ГЖ в помещениях кладовых не допускается.

11) Помещения кладовых должны быть оборудованы приточно-вытяжной вентиляцией.

12) Установка в помещениях кладовых электронагревательных приборов не допускается.

13) В помещениях кладовых розетки и общий рубильник должны находиться вне помещения на несгораемой стене.

14) Все помещения отдела оснащаются углекислотными или порошковыми огнетушителями.

Действия в случае пожара

1) В случае обнаружения пожара или возгорания независимо от места его обнаружения необходимо незамедлительно сообщить в пожарную охрану. При сообщении четко назвать место, характер и объем возгорания, свою фамилию и должность.

2) Отключить технологическое оборудование в зоне возгорания при помощи местных аварийных выключателей.

3) Провести эвакуацию людей и ценностей согласно схеме эвакуации.

4) Приступить к тушению пожара, если это не угрожает жизни и здоровью, имеющимися на рабочем месте средствами пожаротушения (огнетушитель,

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

пожарный кран, стационарная установка пожаротушения и т.д.)

При изготовлении, испытании и эксплуатации гидроприводов следует руководствоваться всеми правилами и нормами техники безопасности, принятыми для общемашиностроительных и станкостроительных производств. Необходимо подчеркнуть также ряд специфических требований:

1) Электродвигатели насосных, охлаждающих и фильтрующих установок должны иметь заземление.

2) Все клеммы электропроводки должны быть прикрыты кожухами.

3) Предохранители двигателя насосной установки должны соответствовать мощности, потребляемой насосом при испытательном (условном) давлении с превышением не более чем на 30%.

4) Все быстродвижущиеся элементы должны иметь ограждение.

5) Присоединения и места регулировки, требующие работы гаечным ключом, должны быть расположены так, чтобы не повредить рук при срыве инструмента.

6) Все присоединения должны быть тщательно затянуты, во фланцы поставлены все болты.

7) Должны быть проверены все предусмотренные конструкции блокировки и замки.

8) При испытании системы не следует находиться вблизи трубопроводов с высоким давлением.

9) Контрольный манометр должен быть расположен удобно для обозрения.

10) Шум, создаваемый гидроустановкой, во всем диапазоне частот, не должен превышать норм, установленной для данного класса машин.

11) Особое внимание должно быть обращено на возможность поражения обслуживающего персонала с рабочей жидкостью. При соблюдении необходимых мер предосторожности работа с нефтяными маслами и другими жидкостями для гидроприводов безвредна.

Попадание жидкости на кожу опасно, если оно продолжается длительно или носит частый периодический характер в течение длительного времени. При

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

таких условиях могут возникать масляные угри, экзема, воспаление кожных покровов. Имеются случаи возникновения злокачественных опухолей под действием масел нефтяного происхождения. Возможны механические и термические повреждения жидкостью при больших давлениях и высоких температурах.

Опасность представляет (помимо случайного попадания жидкости внутрь организма) длительное вдыхание паров или распыленных жидкостей. Предельно допустимой концентрацией паров в воздухе рабочих помещений для бензина, керосина, минеральных масел и других нефтепродуктов (не содержащих в качестве присадок или компонентов каких-либо ядовитых веществ) считается 0,3 мг/л.

15.3 Техника безопасности при эксплуатации электрооборудования

Нарушение правил электробезопасности при использовании технологического оборудования, электроустановок и непосредственное соприкосновение с токоведущими частями установок, находящихся под напряжением, создает опасность поражения электрическим током.

Защита от опасности поражения электрическим током. Для защиты от поражения электрическим током при работе с электрооборудованием, находящимся под напряжением, необходимо использовать общие и индивидуальные электротехнические средства. К общим средствам защиты относятся: защитные ограждения, заземление, зануление и отключение корпусов электрооборудования, которые могут оказаться под напряжением; применение малого безопасного напряжения 12–36 вольт; предупредительные плакаты, вывешиваемые у опасных мест; автоматические воздушные выключатели.

К общим средствам защиты также относят предупредительные плакаты, которые в зависимости от назначения подразделяются на предостерегающие, запрещающие и напоминающие.

Индивидуальные защитные средства подразделяются на основные и дополнительные. Основными защитными изолирующими средствами в

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
						88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

установках до 1000 вольт являются штанги изолирующие, клещи изолирующие и электроизмерительные указатели напряжения, диэлектрические перчатки, слесарно-монтажный инструмент с изолирующими рукоятками. Изоляция перечисленных средств длительно выдерживает рабочее напряжение электроустановок, и они позволяют прикасаться к токоведущим частям, находящимся под напряжением. Дополнительными изолирующими защитными средствами называются средства, которые сами по себе не могут при данном напряжении обеспечить защиту от поражения током. Они дополняют основные средства защиты, а также могут служить для защиты от напряжения прикосновения и шагового напряжения. Дополнительными защитными средствами в установках до 1000 вольт служат диэлектрические галоши, диэлектрические коврики, изолирующие подставки [20, стр. 416].

15.4 Общие требования по технике безопасности при эксплуатации гидроприводов

Требования безопасности эксплуатации объемных гидроприводов регламентированы ГОСТ 12.2.003-91 и Р 52543-2006 (ЕН 982:1996); последний содержит указания по исключению следующих опасностей, присущих гидроприводам:

- 1) механической из-за недостаточной прочности, воздействия внешних вибраций и ударов, накопленной энергии в пружинах или жидкостях/газах, кинетической или потенциальной энергии поднятого груза и потери устойчивости его опор, выброса жидкости под давлением;
- 2) повышенных шумоизлучения или вибрации;
- 3) термической (ожоги, воспламенение или взрыв);
- 4) теплового расширения жидкости в замкнутом объеме;
- 5) непреднамеренных движений;
- 6) отказов средств защиты, пусковых и тормозных устройств;

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

- 7) нарушения электроснабжения, невыполнения аварийных команд, несрабатывания защиты, поражения током;
- 8) неправильной установки аварийных символов и/или сигналов;
- 9) ошибок при монтаже, наладке и техническом обслуживании;
- 10) непреднамеренных действий персонала или отказов системы управления;
- 11) экологической.

При проектировании гидроприводов должны анализироваться и исключаться опасные ситуации и при необходимости предусматриваться защитные устройства.

Гидроприводы и их элементы следует применять только в соответствии с требованиями и рекомендациями разработчика.

Для защиты гидроприводов от перегрузок устанавливаются предпочтительно предохранительные клапаны, ограничивающие давление величиной $1,1 \cdot p_{MAX}$ (p_{MAX} – максимальное рабочее давление), пики $\leq 1,3 \cdot p_{MAX}$. Безопасность разрушения гидроустройств должна обеспечиваться при давлении $\geq 2 \cdot p_{MAX}$, а гидропневмоаккумуляторов $\geq 4 \cdot p_{MAX}$. Опрессовка гидропривода производится давлением $1,25 \cdot p_{НОМ}$ ($p_{НОМ}$ – номинальное рабочее давление), но $\leq p_{MAX}$.

Для постоянных рабочих мест в производственных помещениях в соответствии с ГОСТ 12.1.003-83 установлен допустимый уровень звука 80 дБА.

Элементы гидропривода создают весьма интенсивные звуковые, гидродинамические и механические колебания, вызванные несовершенством процессов распределения в насосах или технологическими погрешностями их изготовления; наличием воздуха в масле, приводящим к кавитационным явлениям; механическими колебаниями элементов, имеющих большую звукоизлучающую поверхность (стенки бака, щиты с аппаратурой и др.);

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

вибрациями регулирующих аппаратов или незакрепленных трубопроводов; динамической неустойчивостью следящих гидроприводов.

О наличии воздуха в гидросистеме свидетельствует пена на поверхности масла в баке, изменение цвета масла и его плотности. Обычно воздух попадает в гидросистему через неисправные уплотнения валов насосов, неплотности соединений всасывающих и сливных трубопроводов, а также в случае нерациональной конструкции гидробаков.

Для снижения шума (кроме удаления воздуха) рекомендуется виброизолировать насосные агрегаты на баке, установить насос на виброизолирующем эластичном фланце (пербутановое кольцо, привулканизированное к металлической втулке), соединить его с гидроприводом с помощью рукава высокого давления и с электродвигателем - посредством зубчатой муфты с эластичной оболочкой; сократить длину и число изгибов трубопроводов, закрепить их скобами (через упругие прокладки); применить малотрубные методы монтажа гидроаппаратуры; установить аккумуляторы или другие гасители пульсаций давления; исключить резонансные явления (на основе анализа частот собственных и возмущающихся колебаний); использовать звукоизолирующие кожухи и взамен жестких трубопроводов – рукава высокого давления; заменить тип насоса (например, поршневого на шестеренный внутреннего зацепления).

Температура рабочей жидкости должна находиться в пределах, указанных в технической документации на гидропривод.

Гидроприводы должны оснащаться устройствами аварийного отключения; при наличии нескольких пультов управления эти устройства необходимы на каждом пульте, а блокировки и сигнализация должны исключать возможность одновременного управления от различных пультов. Если может работать в полуавтоматическом или автоматическом цикле, на пульте управления надо предусмотреть устройство для его переключения на ручное управление в

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

наладочном режиме.

Предпочтительно следует использовать управление по пути, не зависящее от нагрузки.

Конструкция гидроприводов должна исключать представляющие опасность для обслуживающего персонала перемещения выходных звеньев гидродвигателей в любые моменты цикла работы. Гидросистемы должны иметь блокировки, исключающие возможность ошибочного включения несовместимых движений рабочих органов. Если снижение давления в системе может создать опасность для работающих или вызвать аварию машины, необходимо предусмотреть блокировку, останавливающую машину при снижении давления, ниже значения, установленного в стандартах или технических условиях.

При этом недопустимо отключение устройств, перерыв в работе которых связан с возможностью травмирования работающих (зажимные, тормозные и т. п.).

В станках с механизированным или автоматизированным закреплением заготовок обязательными являются блокировки (по пути или давлению), разрешающие включение цикла обработки только после окончания зажима детали.

Механизированные устройства для закрепления заготовки и инструмента должны надежно удерживать заготовку и инструмент даже при неожиданном падении давления масла в гидроприводе. Это условие обеспечивается при механическом (например, пружинном) зажиме и гидравлическом разжиме или применении механизмов с самоторможением. В станках с автоматическим циклом обработки в технически обоснованных случаях при затруднениях с выполнением указанного выше условия, а также наличии опасности падения давления ниже предельно допустимого значения в зажимных устройствах должны быть обеспечены автоматический отвод инструмента и выключение подачи и главного привода.

Для фиксирования в заданном положении выходных звеньев

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

гидродвигателей должны устанавливаться гидрозамки или другие фиксирующие устройства. Аппараты, регулирование которых некомпетентным персоналом может привести к аварии машины или травмированию, требуется снабжать замками или пломбами. На устройствах, допускающих только одностороннее вращение, следует предусмотреть стрелки. Подвижные части, например ременные передачи, расположенные вне корпусов машин, должны иметь ограждения (предпочтительно сплошные); в случае применения сеток с отверстиями до 8; 8...25 и 25 ...40 мм расстояние от сетки до движущихся частей должно быть соответственно ≥ 15 ; ≥ 120 и ≥ 200 мм.

Конструкцией гидроприводов необходимо исключить разбрызгивание или растекание рабочей жидкости. Внутренние полости гидробаков должны быть доступны для осмотра, очистки и промывки, а концентрация минеральных масел в воздухе рабочей зоны была ≤ 5 мг/м³.

Гидропривод и его элементы не должны вызывать опасность при снижении параметров питающей энергии, включении и отключении энергоснабжения или управления. Нельзя допускать возможности самопроизвольного включения элементов управления под давлением собственной массы или вибрации.

Все каналы гидроустройств должны иметь маркировку, совпадающую с технической документацией. Гидроприводы необходимо снабдить манометрами (или другими устройствами) для контроля и регистрации давления, либо иметь места для их подключения. Не допускать эксплуатация неаттестованных или поврежденных приборов.

Заземление систем и устройств должно соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.007 - 75. У электрооборудования степень защиты должна быть не ниже IP44 по ГОСТ 14254-96. Электромеханические устройства гидроаппаратов должны надежно функционировать при колебаниях напряжения в сети до $\pm 10\%$ от номинального значения.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

Перед началом испытаний систем и устройств следует установить органы управления в исходные позиции; максимально ослабить регулирующие пружины предохранительных клапанов; проверить наличие и надежность закрепления предусмотренных ограждений, а также заземления электрооборудования; проконтролировать состояние манометров (наружным осмотром) и наличие пломб, уровень жидкости, правильность направления вращения насосов кратковременным включением; удалить воздух из гидросистемы; проверить, нет ли наружной течи.

Удалять воздух нужно через специальные устройства; допускается его удаление и через соединения трубопроводов при минимальном давлении, обеспечивающем движение гидродвигателей без нагрузки. Место испытаний следует ограждать и вывешивать предупредительные таблички.

При испытаниях на разрушение испытуемое устройство должно быть помещено в закрытый шкаф или в специальный бокс, исключающий возможность травмирования в случае разрушения этого устройства, а персонал, проводящий испытания, должен находиться на безопасном расстоянии. Не допускается эксплуатация систем при выходе одного из параметров за пределы допустимого, появлении повышенного шума и вибраций, наружных утечек сверх нормы, повреждении измерительных приборов и сигнальных устройств. Подтягивание болтов, гаек и других соединений на системе, находящейся под давлением, и во время ее работы не допускается.

Перед демонтажем следует полностью разгрузить систему от давления, отключить энергоисточники и слить масло (при необходимости). Испытания и эксплуатация гидроприводов и устройств должны производиться при строгом соблюдении Правил пожарной безопасности и электробезопасности по ГОСТ 12.1.019–79.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте спроектирован регулируемый объемный гидропривод плоскошлифовального станка с широким изменением скорости перемещения стола, предназначенный для обработки поверхностей деталей периферией или торцом шлифовального круга, различных фасонных поверхностей заготовок профилированным кругом.

Разработана принципиальная гидравлическая схема гидропривода с объемно-дроссельным регулированием скорости выходного звена и выполнено ее описание. Рассчитаны и выбраны основные параметры гидропривода:

- 1) номинальное давление $p_{ном} = 2,5$ МПа;
- 2) максимальный расход $Q_{MAX} = 92 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$;
- 3) минимальный расход $Q_{min} = 2,63$ л/мин;
- 4) полезная мощность $N_{пол} = 3,83$ кВт ;
- 5) потребляемая мощность $N_{пот} = 5,47$ кВт ;
- 6) КПД гидропривода $\eta = 70\%$.

Произведен выбор выпускаемых промышленностью гидромашин спроектирован гидроцилиндр привода стола с размерами 63x25x800, выбраны гидрораспределители , рабочая жидкость, фильтр для очистки рабочей жидкости.

Рассчитаны и выбраны диаметры трубопроводов:

- 1) диаметр всасывающего ТБ $D_v = 50$ мм ;
- 2) диаметр напорного ТБ $D_v = 25$ мм ;
- 3) диаметр сливного ТБ $D_v = 40$ мм .

Определены потери давления в гидросистеме, температурный режим работы гидропривода и требуемый объем бака рабочей жидкости.

Составлена математическая модель дроссельного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и построена ее нагрузочная и скоростная характеристика.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы: Учебное пособие – М., ФОРУМ, 2004. – 295 с.
3. Расчет гидравлических приводов станочного оборудования: Учебно-метод. пособие по курсовому проектированию по дисц. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» для студ. машиностроит. спец. / В.И. Глубокий. – Мн.: БНТУ, 2005. – 80 с.
4. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т.: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – Т. I – 444 с.
5. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.
6. Металлорежущие станки: Учебник для нач. проф. образования / Б.И. Черпаков, Т.А. Альперович. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 368 с.
7. Бирюков Б.Н. Гидравлическое оборудование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1979. – 112 с.
8. ГОСТ 12445–80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с.
9. Елюкин Н.Н., Решетников М.И. Регулируемая насосная установка. Патент на полезную модель №171643. Оп. 08.06.2017.
10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник.- 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во Машиностроение, 2008.– 514 с.
11. ГОСТ 17479.4–87. Масла индустриальные. Классификация и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 5 с.
12. ГОСТ 6540–68. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. – М.: Изд-во стандартов, 1968. – 7 с.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

13. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1965. – 267 с.

14. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/ Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982.

15. Корпачев В. П. Основы проектирования объемного гидропривода: учебное пособие для студентов. – 3-е изд., перераб. и доп. / В. П. Корпачев, А. А. Андрияс, А. И. Пережилин. – Красноярск: СибГТУ, 2012. – 164 с.

16. Елюкин Н.Н. Расчет и проектирование объемного гидропривода: учебное пособие / Н.Н. Елюкин. – Миасс: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 41 с.

17. ГОСТ 12448-80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные вместимости. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с.

18. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 6-е изд., испр. - М.: Высшая школа, 2000. – 448 с.

19. Барышев В.И. Надежность и диагностика гидропривода: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 154 с.

20. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник / под ред. А.А. Шейпака. – 5-е изд., доп. И перераб. – М.: МГИУ, 2008. –352 с.

21. Безопасность жизнедеятельности: учебник / под ред. проф. Э.А. Арустамова. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К», 2006.– 476 с.

22. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. Башта Т.М. М., «Машиностроение», 1970, 504 с.

					15.03.02.2019.591.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97