

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.

ГИДРОПРИВОД СТОЛА ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА  
ЮургУ – 15.03.02.2019.590.00.00 ПЗ ВКР

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

Руководитель, должность  
к.ф.-м.н., доцент кафедры ТПМ  
\_\_\_\_\_/ В.Г.Зезин /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Консультант, должность  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ \_\_\_\_\_ /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Автор  
студент группы 515  
\_\_\_\_\_/ Е.И. Осипов /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Консультант, должность  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ \_\_\_\_\_ /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

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

Миасс 2019

## АННОТАЦИЯ

Осипов Е.И. Гидравлический привод рабочего стола фрезерного станка: Дипломный проект.-Миасс, ЮУрГУ, 2019 г. – 67 с., библиографический список – 8 наименований, 6 листов чертежей формата А1.

В дипломном проекте на основании полученных исходных данных, разработан и спроектирован объемный гидропривод рабочего стола фрезерного станка. В процессе проектирования выполнен анализ конструкций рабочих столов существующий фрезерных станков, результатом чего за основу конструкции был принят гидропривод фрезерного станка 6520Ф3. На основании полученных исходных данных, были проведены расчеты энергетических и силовых характеристик гидропривода, подобраны диаметры штоков, поршней гидроцилиндров и проходных сечений трубопровода, рассчитаны гидропотери в гидролиниях привода, получены нагрузочные характеристики гидроцилиндров, характеристики энергетической эффективности (КПД). По результатам расчетов произведен подбор компонентов проектируемого гидропривода, выполнены чертежи из перечня графического материала.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» приведены требования техники безопасности при эксплуатации гидропривода.

15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата				
Разраб		Осипов Е.И.			Гидравлический привод рабочего стола фрезерного станка	Литера	Лист	Листов
Пров		Зезин В.Г.				у	3	73
Н. Контр.		Зезин В.Г.			ЮУрГУ Кафедра ТПМ			
Утв		Плаксин А.В.						

## Оглавление

Введение.....	6
1 Назначение и состав гидравлического привода рабочего стола фрезерного станка. Технические требования к ГП. Задачи дипломного проектирования.....	8
1.1 Анализ применения гидроприводов в станочном оборудовании. Достоинства и недостатки гидроприводов.....	8
1.1.1 Преимущества гидропривода.....	9
1.1.2 Недостатки гидропривода.....	10
1.2 Назначение гидравлического привода рабочего стола фрезерного станка.....	11
1.2.1 Общие сведения о операции фрезерования.....	11
1.3 Состав и технические требования к ГП.....	13
1.3.1 Назначение гидравлического привода рабочего стола.....	13
1.3.1.1 Состав ГП... ..	13
1.3.1.2 Насос .....	14
1.3.1.3 Гидродвигатель.....	15
1.3.1.4 Гидролинии.....	15
1.3.1.5 Гидроаппараты.....	16
1.3.1.6 Гидробаки.....	16
1.3.1.7 Датчики замера и контроля параметров системы.....	17
1.3.2 Технические требования к ГП.....	17
1.4 Постановка задачи дипломного проектирования .....	22
2 Анализ и обоснование выбора принципиальной схемы гидропривода рабочего стола фрезерного станка.....	24
2.1 Обоснование и выбор принципиальной схемы гидропривода.....	24

2.2 Состав гидросхемы и описание работы ГП.....	25
3 Расчет основных характеристик гидропривода.....	31
3.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода.....	31
3.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров.....	33
3.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилин- дра.....	3
3	
3.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилин- дра.....	3
4	
3.2.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость.....	41
3.3 Расчет трубопроводов гидролиний.....	43
3.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах.....	44
3.3.2 Диаметры трубопроводов.....	44
3.3.3 Соединение трубопроводов.....	47
3.4 Определение потерь гидропривода.....	49
3.4.1 Определение потерь давления.....	49
3.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода.....	53
3.5 Тепловой расчет гидропривода.....	55
3.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода.....	56
3.7 Расчет КПД гидропривода.....	58
4 Выбор элементов гидропривода.....	60
4.1 Выбор насоса.....	60
4.2 Выбор трубопроводов гидролиний.....	61
4.3 Выбор гидроаппаратуры привода.....	61
4.4 Выбор гидродвигателя.....	62
4.5 Выбор рабочей жидкости.....	62
5 Безопасность жизнедеятельности.....	64
Заключение.....	69
Список используемых источников.....	70

## ВВЕДЕНИЕ

Развитый машиностроительный комплекс, высокий уровень его технологий, конкурентоспособность выпускаемых машин и механизмов являются непременным условием динамичного развития экономики. Особое место в развитии отраслей машиностроения и металлообработки занимает станко-инструментальная промышленность, которая поставляя технологическое оборудование, обеспечивает внедрение достижений научно-технического прогресса в области технологий, определяет уровень ресурсных затрат в промышленности, формирует парк технологического оборудования.

Фрезерные станки составляют значительную долю в общем объеме металлорежущего оборудования. На фрезерных станках выполняют весьма широкий круг работ, что обеспечивается разнообразием конструкций рабочего стола, кинематики станков, а также инструмента.

Рабочий стол - несущая часть металлорежущего станка (фрезерного, строгального, расточного), совершающая вместе с установленной и закрепленной на нём заготовкой возвратно-поступательное или другое рабочее движение, воспринимающая нагрузки от сил резания и массы обрабатываемого изделия, а также обеспечивающая точность позиционирования обрабатываемой детали относительно рабочего инструмента.

Достижение и сохранение в течение длительного времени высокой производительности и точности фрезерных станков является важной экономической задачей, которую можно решить совершенствованием конструкций станков, отдельных его элементов, их правильной эксплуатацией, своевременным и технически грамотным обслуживанием.

В данной работе разработан гидравлический привод рабочего стола сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ предназначенного для обработки с высокой степенью точности малогабаритных корпусных деталей из

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

черных и цветных металлов в серийном производстве. В качестве примера  
выбран станок типа 6520Ф3.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

# 1 НАЗНАЧЕНИЕ И СОСТАВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА РАБОЧЕГО СТОЛА ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГП. ЗАДАЧИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

## 1.1 Анализ применения гидроприводов в станочном оборудовании. Достоинства и недостатки гидроприводов

Гидравлический привод - совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии.

Основное назначение гидропривода, как и механической передачи - преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.). Приводным двигателем насоса могут быть электродвигатель, дизель и т.д.

Из-за ряда преимуществ гидроприводы получили широкое распространение во многих промышленных отраслях таких как машиностроение, авиастроение, медицина, пищевая отрасль и т.д.

Также гидроприводы широко используются в современном станкостроении. Так в металлорежущих и деревообрабатывающих станках гидропривод применяется для отработки главных и вспомогательных рабочих операций в том числе с использованием высоко интеллектуальных расчетно-программных комплексов, роботов-манипуляторов и транспортных устройств.

В настоящее время развивающееся отечественное станкостроение направленно на модернизации уже существующих обрабатывающих комплексов путем внедрения современных электронных систем улучшения эксплуатационных и энергетических характеристик, повышения быстродействия и надежности оборудования.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Грамотное применение преимуществ следящих гидроприводов позволило повысить точность, качество и энергоемкость выполняемых операций, упростить кинематику станков и обеспечило их широкое распространение в производственной отрасли.

### **1.1.1 Преимущества гидропривода**

1.1.1.1. Широкое распространение гидроприводов в станкостроении относительно других типов приводов обусловлено в первую очередь получением больших усилий и мощностей в условиях ограниченных размеров силовых исполнительных двигателей.

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин.

Вот основные из них:

а) Бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.

б) Небольшие габариты и масса. Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.

в) Частое реверсирование движения выходного звена гидропередачи. Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту.

г) Большое быстродействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость. Механическая жесткость - величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.



д) Автоматическая защита гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

е) Хорошие условия смазки трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность.

ж) Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

### **1.1.2 Недостатки гидропривода**

1.1.2.1 Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение.

Основные из них следующие.

а) Изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов.

б) Утечки жидкости из гидросистем, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

в) Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

г) Взрыво- и огнеопасность применяемых минеральных рабочих жидкостей.

д) Невозможность передачи энергии на большие расстояния из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

1.1.2. Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстродействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность гидропривода.

## **1.2 Назначение гидравлического привода рабочего стола фрезерного станка**

### **1.2.1. Общие сведения о операции фрезерования**

1.2.1.1 Технология фрезерования является одной из самых высокотехнологичных методик обработки металлов. Большинство конструктивно сложных элементов в машиностроении изготавливается сегодня именно на фрезерных станках, поскольку позволяют вытачивать детали практически любой формы.

Фрезерование – это не просто сверление или пиление, это работа в объеме. Обработка ведётся с помощью фрезы, специального многолезвийного резца, вращающегося на высокой скорости.

При этом конструкция станка обеспечивает взаимное поступательное движение заготовки и резца. Технология позволяет создавать детали сложной конфигурации, изготовление которых иными способами невозможно или нецелесообразно.

Главным действующим элементом является фреза – резец специальной формы, пребывающий в непрерывном вращательном движении.

Фреза устанавливается на шпиндель, как правило, расположенный строго горизонтально или вертикально. В некоторых конструкциях шпиндель может находиться под определённым углом к заготовке.

Передача движений от электродвигателя к фрезе осуществляется при помощи ряда механизмов: зубчатых, ременных, червячных, винтовых, ре-

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

ных и т.п. Условное изображение этих механизмов, соединенных в определенной последовательности в кинематические цепи, называется кинематической схемой (см. рисунок 1).

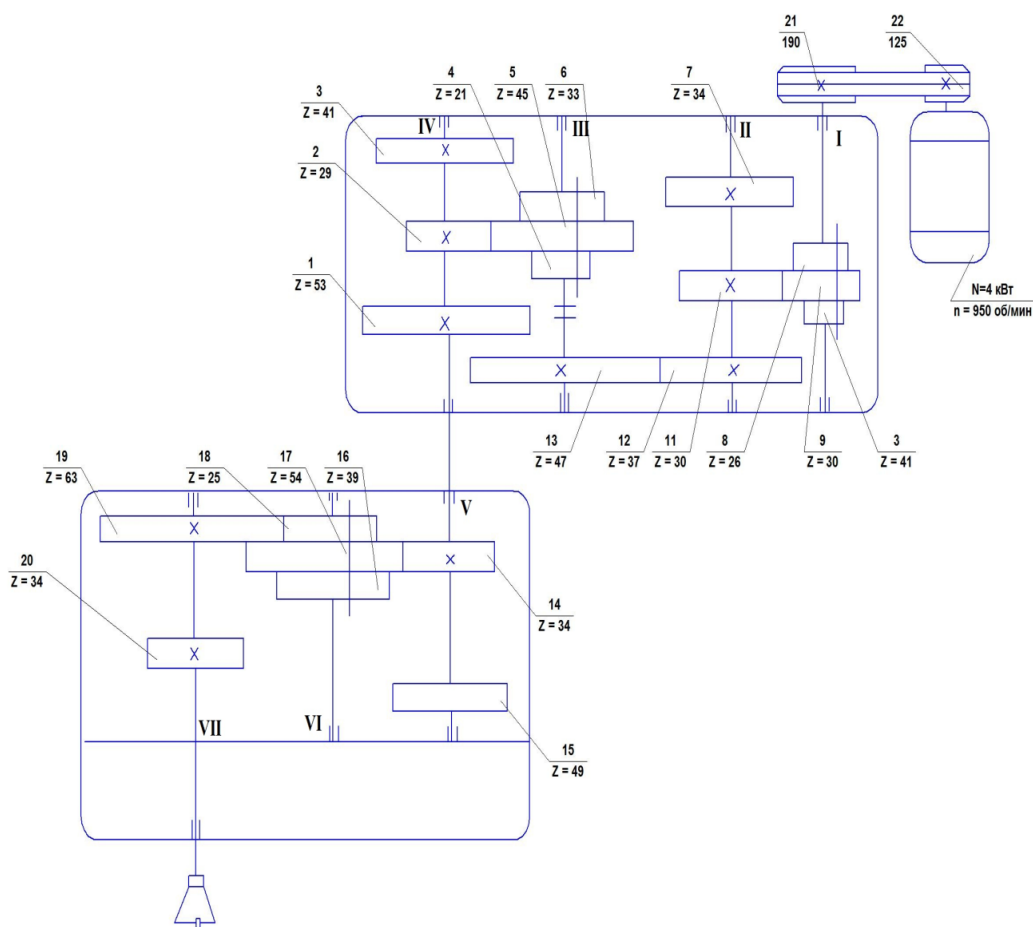


Рисунок 1

Каждая кинематическая цепь – это система последовательно соединенных элементарных механизмов, обеспечивающих исполнительные движения рабочих органов станка (вращение шпинделя, поступательное перемещение стола станка и т.д.). На схемах указывают численные значения диаметров шкивов, чисел зубьев зубчатых колес, их модулей закрепления и т.д.

Описание кинематической схемы главного движения фрезерного станка приведены ниже.

Вал редуктора, получая вращение от фланцевого электродвигателя мощностью 4 кВт с 950 об/мин через натяжные ролики (21,22) и ременную

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

передачу, передает вращательное движение на вал редуктора (I). От вала (I) вращение передается последовательно от вала к валу (II-VII), через пары зубчатых колес (7-8, 11-9, 3-12, 12-13, 1-4, 2-5, 3-6, 15-16, 14-17, 18-19, 17-20) передает вращение шпинделю с установленной в нем фрезой. Наличие на соседних валах редуктора сразу нескольких пар зубчатых колес с разным передаточным числом позволяют варьировать вращение шпинделя с установленной в нем фрезой в широком диапазоне частот.

Современные фрезерные станки с ЧПУ обеспечивают высокую скорость и точность обработки. Для этого требуется ряд конструктивных мероприятий, одно из которых – высокая жёсткость корпуса (несущей станины) и всего станка в целом.

Для обеспечения взаимного перемещения заготовки и режущего инструмента, подвижным может быть либо рабочий стол с заготовкой, либо шпиндель с фрезой (либо и то и другое одновременно).

В простейшем случае стол двигается вручную, при этом контроль осуществляется с помощью прецизионной шкалы или специальной оптики.

В современных промышленных системах его приводят в движение сервоприводы (электро, гидроприводы), управляемые компьютерной программой.

Учитывая отмеченные выше преимущества гидравлических приводов, рассмотрим его применение для перемещения рабочего стола.

### **1.3 Состав и технические требования к ГП**

#### **1.3.1 Назначение гидравлического привода рабочего стола**

1.3.1.1 Состав ГП. Передача движений от питающего гидропривод насоса к рабочему столу с закрепленной на нем заготовкой осуществляется при помощи ряда механизмов: гидролиний (напорной, сливной, дренажной), гидроаппаратуры изменяют направление потока жидкости, гидробаков, гидродвигателей.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Описание работы гидропривода рабочего стола станка будут рассмотрены ниже на примере бесконсольного вертикально-фрезерного станка 6520Ф3.

Для разработки принципиальной гидравлической схемы необходимо знать структуру гидропривода. В общем случае она должна состоят из следующих основных частей:

- а) Насос;
- б) Гидродвигатель (гидроцилиндр, гидромотор);
- в) Гидролинии (трубопроводы, каналы);
- г) Гидроаппараты (направляющие, регулирующие);
- д) Ёмкости (гидробаки);
- е) Средства измерения и контроля параметров гидропривода (манометры, термометры).

Каждая из выше перечисленных частей включает в себя ряд устройств необходимых для работы гидросистемы.

1.3.1.2 Насос. Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей гидромашин.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин, применяемых гидроприводах.

Насос преобразует механическую энергию приводного двигателя (электрического, гидравлического, ручного и т.п.) в энергию потока рабочей жидкости, т.е. насос является источником питания гидравлического привода или гидросистемы.

Согласно ГОСТ 17398-72 «Насосы. Термины и определения» по принципу действия и по виду сообщаемой жидкости энергии насосы подразделяются на две основные группы:

- а) Насосы динамические;
- б) Насосы объемные.

Динамические насосы преобразуют механическую энергию приводного электродвигателя преимущественно в кинетическую энергию потока рабочей жидкости за счет увеличения ее скорости.

Объемные насосы предназначены для преобразования механической энергии приводного электродвигателя преимущественно в потенциальную энергию потока рабочей жидкости за счет увеличения ее давления.

Примеры наиболее распространенных конструкций объемных насосов: поршневые, плунжерные, диафрагменные, роторные и шестеренные.

1.3.1.3 Гидродвигатель. Гидравлическими двигателями называют силовые установки и машины, преобразующие энергию потока или давления жидкости в механическую энергию.

Гидродвигатели как и насосы классифицируются на две группы: динамические, отбирающие кинетическую энергию у потока рабочей жидкости от насоса и объемные преобразующие энергию давления потока в механическую энергию.

1.3.1.4 Гидролинии. Гидролинии - это внешняя система коммуникаций жестких металлических трубопроводов или эластичных рукавов низкого и высокого давления, объединяющая основные устройства гидропривода в единую систему и предназначенная для прохождения по ней рабочей жидкости в процессе работы гидропривода.

В зависимости от выполняемых функций гидролинии делятся на всасывающие, напорные и сливные линии.

По всасывающей гидролинии рабочая жидкость поступает к насосу из бака.

По напорной гидролинии жидкость от насоса поступает через регулирующие (клапаны давления) и управляющие устройства (гидрораспределители) к гидродвигателю.

Сливная магистраль служит для отвода рабочей жидкости от гидродвигателя обратно в бак.

1.3.1.5 Гидроаппараты. Направляющие гидроаппараты изменяют направление потока жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения.

В зависимости от типа применяемого для этой цели запорно-регулирующего элемента различают аппараты золотниковые, крановые и клапанные. К направляющим аппаратам относятся направляющие распределители, обратные клапаны, гидрозамки и некоторые другие аппараты (клапаны выдержки времени, клапаны последовательности и пр.).

В функции направляющих аппаратов также могут использоваться некоторые гидроклапаны давления.

Регулирующая гидроаппаратура предназначена для изменения давления и расхода рабочей жидкости путем частичного открытия или перекрытия проходных каналов. К регулирующим гидроаппаратам относятся гидроклапаны давления (напорный, редукционный), клапаны разности и соотношения давлений, дроссели и регуляторы потока рабочей жидкости.

При помощи регулирующей гидроаппаратуры изменяются скорости и усилия, развиваемые исполнительными механизмами машин, и обеспечивается предохранение системы гидропривода от перегрузок.

1.3.1.6 Гидробаки. Для накопления рабочей жидкости и поддержания давления в трубопроводе системы используются емкости - резервуары (гидробаки).

Основные функции гидравлических баков:

а) Хранение рабочей жидкости. Гидросистема требует для своей работы некоторый запас рабочей жидкости.

б) Отстой рабочей жидкости. Поскольку системы объёмного гидропривода очень чувствительны к загрязнению рабочей жидкости, то крайне важным является очистка рабочей жидкости. Помимо фильтров, функцию очистки выполняют и гидробаки, в которых жидкость отстаивается и значительная часть абразивных частиц оседает на дно. В связи с этим в конструкциях гидробаков часто предусматривают специальные перегородки, препятствующие перемешиванию жидкости.

в) Охлаждение рабочей жидкости. Одним из недостатков гидропривода является зависимость его рабочих параметров от вязкости рабочей жидкости, а значит, от её температуры. В связи с этим важной является функция охлаждения рабочей жидкости в гидробаке.

Для предотвращения попадания в рабочую жидкость пыли и твёрдых частиц гидробаки должны оборудоваться специальными воздушными фильтрами.

1.3.1.7 Датчики замера и контроля параметров системы. В процессе эксплуатации гидроприводов применяют средства измерения, имеющие нормированные метрологические свойства и предназначенные для нахождения значений физических величин, характеризующих работу этих гидроприводов.

По работе датчиков производится контроль основных параметров системы таких как: давление, расход и температуру рабочей жидкости, скорость движения, усилия, крутящие моменты выходного звена гидропривода.

### **1.3.2 Технические требования к ГП**

1.3.2.1 Для того, чтобы сформулировать требования к гидравлическому приводу рабочего стола рассмотрим более подробно принцип действия, конструкцию, характеристики бесконсольных фрезерных станков с ЧПУ и возможные направления их модернизации.





механизмы, что позволяет на базе основной модели создать гамму станков с единым решением по конструкции и системам управления.

Значительно увеличился выпуск фрезерных станков с ЧПУ, которые позволяют существенно повысить производительность труда, автоматизировать мелкосерийное и даже единичное производство, сократить время производственного цикла, повысить точность изготовления деталей, сократить затраты времени на их контроль.

Кроме того, получили развитие многооперационные станки, на которых производят комплексную последовательную обработку деталей различными инструментами с автоматической их сменой в рабочей позиции.

Вместе с тем модернизацию оборудования целесообразно осуществлять только при условии её экономической эффективности. Преждевременная модернизация так же, как и запоздавшая, наносит ущерб производству.

Проведенный обзор по направлениям модернизации фрезерных станков и актуальности проблем, связанных с их проектированием, позволил сформировать теоретические задачи работы для достижения поставленной цели, которой является проведение модернизации гидропривода рабочего стола фрезерного станка 6520Ф3.

Бесконсольный вертикально-фрезерный станок 6520Ф3 (см. рисунок 2) с ЧПУ предназначен для фрезерования по программе разнообразных деталей сложной формы преимущественно торцевыми, угловыми и фасонными фрезами в условиях индивидуального и серийного производства.

Вертикально-фрезерные станки, используются для обработки заготовок большой массы и размеров ввиду чего подъёмные консольные столы заменены столами, имеющими только продольное и поперечное перемещение. Вертикальное перемещение получает шпиндель.

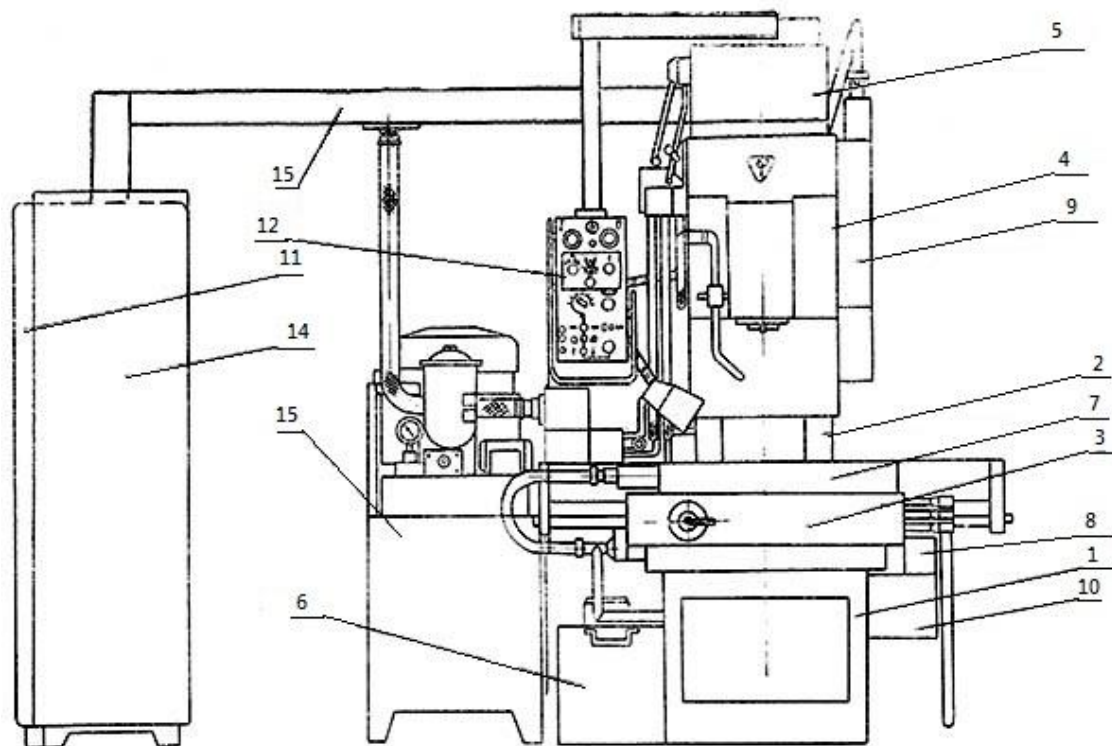


Рисунок 2 – Станок фрезерный бесконсольный 6520ф3:

1 - Основание станка; 2 - стойка станка; 3 - стол-салазки; 4 - шпиндельная бабка; 5 - коробка скоростей; 6 - бак охлаждения; 7 - винт продольного перемещения; 8 - винт поперечного перемещения; 9 - винт вертикального перемещения; 10 - золотник следящий; 11 - электрошкаф; 12 - пульт управления; 13 – гидростанция; 14 - устройство - ЧПУ НЗЗ-1М; 15 - коробка внешней электроразводки.

Устранение данного недостатка путем модернизации гидропривода рабочего стола существенно повысит возможности эксплуатации станков серии 6520ф3 произведенные Львовским заводом фрезерных станков с 1952 года и в настоящее время широко использующихся на предприятиях, высших учебных учреждениях и школах в условиях высокой цены на более современное станочное оборудование.

1.3.2.2 Основные характеристики фрезерного вертикального станка с крестовым столом 6520Ф3, необходимые для разработки гидропривода:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

- 1) Размеры рабочей поверхности стола - **250 x 630** мм;
- 2) Наибольший продольный ход стола (X) - 500 мм;
- 3) Наибольший поперечный ход стола (Y) - 250 мм;
- 4) Наибольший вертикальный ход шпиндельной бабки (Z) - 250 мм;
- 5) Наибольшее усилие подачи – 10 кН;
- 6) Наибольшая приведенная масса – 200 кг;
- 7) Скорость перемещения стола - 5(0,083) м/мин(м/с).

1.3.2.3 Общие требования к гидравлическому приводу независимо от его назначения могут быть сформулированы следующим образом.

а) Гидроприводы, гидросистемы и гидроустройства должны быть спроектированы таким образом, чтобы повышение давления и возможные гидравлические удары не создавали опасности.

б) Все гидроустройства, гидросистема и гидропривод должны выдерживать механические воздействия в виде вибраций, линейных ускорений и ударов, возникающих при работе машины (агрегата), где устанавливается гидроустройство, гидросистема или гидропривод, и оговоренных в нормативном документе.

в) Внешние утечки (герметичность) в гидроприводе, гидросистеме и гидроустройствах, за исключением особо оговоренных в нормативном документе случаев, не допускаются.

г) Для гидропривода, гидросистемы и гидроустройств должен быть указан диапазон предельных рабочих температур. Температура рабочей жидкости при их работе не должна превышать установленные предельные значения ее безопасного использования и установленные рабочие температуры гидроустройств.

д) При использовании гидропривода (гидросистемы) в пожароопасных условиях должны применяться трудновоспламеняющиеся рабочие

жидкости или предприняты противопожарные меры по исключению пожароопасности.

е) Для фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны быть установлены гидрозамки или другие фиксирующие устройства.

ж) Конструкцией гидроустройств управления должно быть предусмотрено исключение самопроизвольного включения гидропривода, гидросистемы или гидроустройства под действием собственной массы их элементов или вибрации, или ускорений, вызванных и связанных с функционированием гидроприводов (гидросистем) в составе машины (агрегата).

1.3.2.4 Исходя из характеристик модернизируемого станка технические требования к гидравлическому приводу рабочего стола могут быть сформулированы следующим образом

1) Гидравлический привод должен обеспечивать величины перемещений рабочего стола:

- в продольном направлении – 500 мм;
- в поперечном направлении – 250 мм;
- в вертикальном направлении – 250 мм.

2) Гидравлический привод должен обеспечивать непрерывное регулирование скорости перемещения во всех направлениях в диапазоне 0...5 м/мин;

3) Максимальная статическая нагрузка на штоки гидроцилиндров (нагрузка, создаваемая режущим инструментом) 10 кН;

4) Приведенная к штокам гидроцилиндров масса – не более 200 кг.

#### **1.4 Постановка задачи дипломного проектирования**

1.4.1 Исходя из темы дипломного проекта и сформулированных выше технических требований к проектируемому приводу в дипломном проекте должны быть решены следующие задачи.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

1.4.1.1 Обоснована и выбрана принципиальная схема гидравлического привода, включая метод регулирования.

1.4.1.2 Выполнен расчет энергетических характеристик привода и выбран электродвигатель насосного оборудования.

1.4.1.3 Выполнен расчет гидравлический расчет.

1.4.1.4 Выполнен тепловой расчет привода.

1.4.1.5 Выполнить расчет нагрузочных характеристик привода.

1.4.1.6 Выбраны составные компоненты проектируемого привода (насосное оборудование, гидроцилиндры, гидроаппаратура, гидролинии, гидробак).

1.4.1.7 Выполнены чертежи в соответствии с заданием на дипломное проектирование.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

## 2 АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРИНЦИПАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО СТОЛА ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

### 2.1 Обоснование и выбор принципиальной схемы гидропривода

2.1.1 Перед написанием дипломного проекта был проведен сравнительный анализ существующих гидроприводов рабочего стола фрезерного станка отечественного производства и их зарубежных аналогов. На основании полученной информации было принято решение – провести модернизацию гидропривода фрезерного станка 6520Ф3 в части обеспечения вертикального перемещения рабочего стола от “установленного” в существующий гидропривод дополнительного гидроцилиндра.

Причинами данного выбора, являются следующие факты:

а) Бесконсольный вертикально-фрезерный станок 6520Ф3 был выпущен Львовским заводом фрезерных станков большим тиражем.

б) Несмотря на то, что станок 6520Ф3 относится к числу устаревших моделей, данная модель до сих пор составляет значительную часть от общего станочного парка предприятий и высших, средних учебных учреждений.

в) В современных условиях, в условиях мирового экономического кризиса, решение руководителя о модернизации станков является сложным решением, но для предприятий (учебных учреждений) "твердо стоящих на ногах" - это шанс обновить (модернизировать) станочный парк за разумные деньги в короткие сроки и с максимально высоким качеством работ.

В ходе выполнения дипломного проекта был реализован следующий комплекс задач:

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

а) Проведен анализ гидравлической схемы рабочего стола бесконсольного вертикально-фрезерного станка 6520Ф3 и его основных паспортных характеристик.

б) Приведено описание принципа работы гидропривода рабочего стола и его основных элементов.

в) Принято решение о модернизации существующего гидропривода в части обеспечения вертикального перемещения рабочего установленного дополнительного гидроцилиндра.

г) Проведен расчет и подтверждение основных параметров и характеристик элементов гидропривода, по заявленным паспортным данным.

д) На основании расчетов проведен выбор элементов и комплектующих гидропривода.

## 2.2 Состав гидросхемы и описание работы ГП

Гидравлическая схема привода рабочего стола фрезерного станка 6520Ф3 представлена на рисунке 3. Схема состоит из бака, насосной станции, гидропанели, блоков отвечающих за перемещение рабочего стола, фильтров, радиатора воздушного охлаждения и предохранительных клапанов.

Корпус бака (13) имеет два отсека (масляный и воздушный). Масляный отсек перегородкой ниже уровня масла разделен на сливную и всасывающую зоны. Насосы высокого, низкого давления и электродвигатель (9) смонтированы вертикально на крышке бака, и их валы соединены между собой упругой муфтой.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25



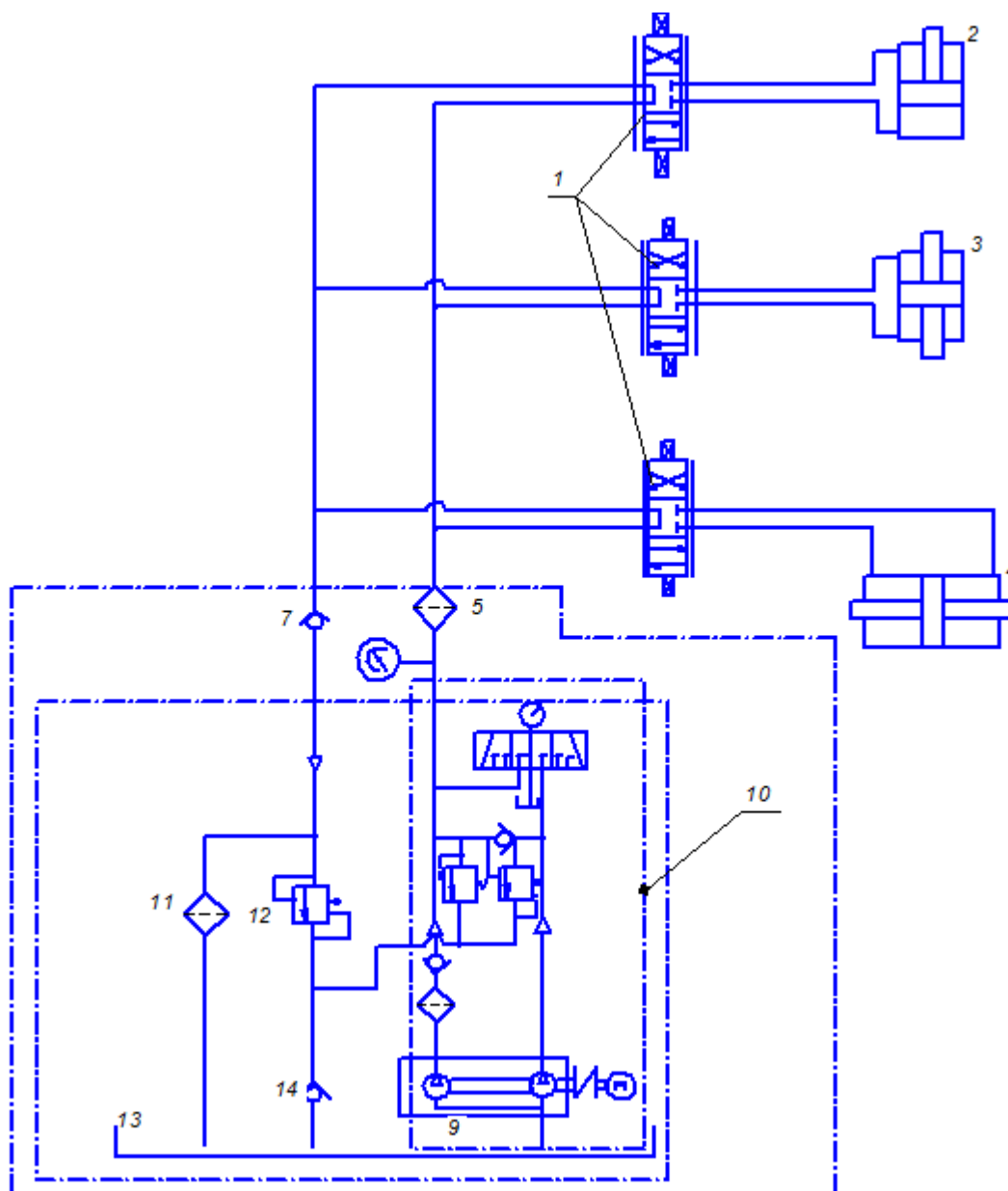


Рисунок 3 – Схема гидравлическая принципиальная:

1 – следящий золотниковый распределитель; 2 – гидроцилиндр (ГЦ) вертикального перемещения; 3 – ГЦ поперечного перемещения; 4 – ГЦ продольного перемещения; 5 – фильтр; 6 – реле давления; 7 – клапан обратный; 8 – гидростанция; 9 – насосная станция; 10 – гидропанель; 11 – фильтр; 12 – предохранительный клапан; 13 – гидробак; 14 – переливной клапан.

В отсеке гидробака расположен фильтр очистки рабочей жидкости (11).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

В процессе работы фильтр засоряется, что ведет к росту перепада давления до и после фильтра. При превышении определённого порога, предохранительный клапан (12), начинает перепускать неочищенное масло дальше в масляную магистраль, в обход фильтра.

Разделительная гидроданель (см. рисунок 4) состоит из предохранительного клапана высокого давления (4), разгрузочного клапана низкого давления (5) и обратного гидроклапана (3).

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

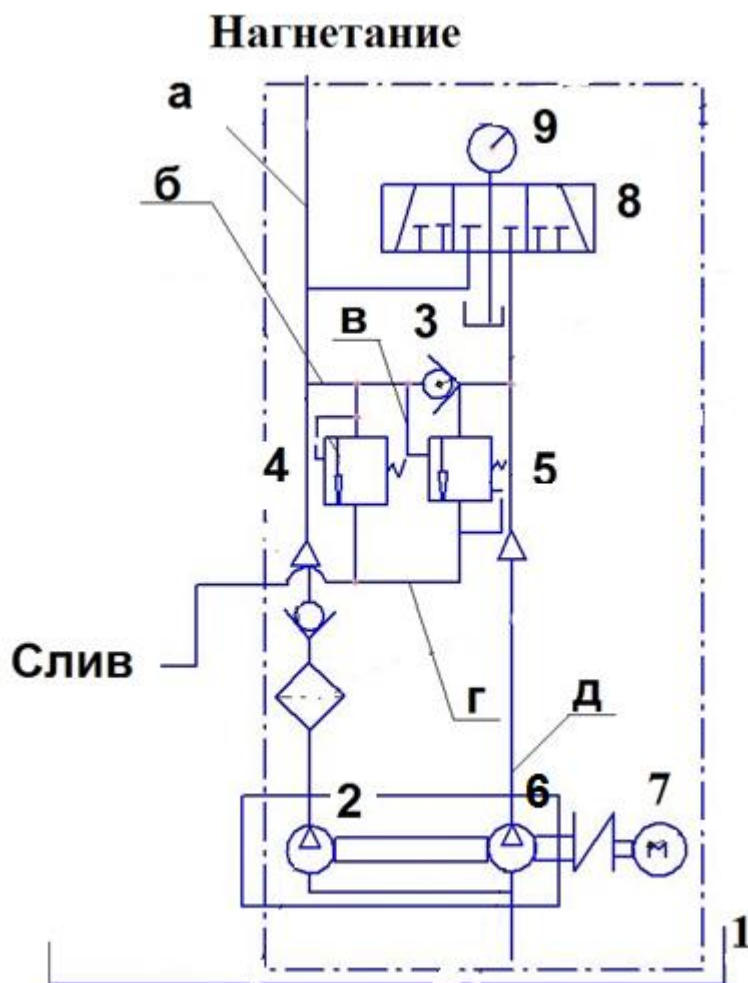


Рисунок 4 – разделительная гидропанель:

1 – гидробак; 2 – насос высокого давления; 3 – обратный гидроклапан; 4 – предохранительный клапан высокого давления; 5 – предохранительный клапан низкого давления; 6 –насос низкого давления; 7 – электродвигатель; 8– гидрораспределитель; 9 –манометр.

При быстрых ходах поршня рабочего гидроцилиндра (одного или нескольких) давление в нагнетательной линии (а) не велико и масло от насоса высокого давления (2) по нагнетательной линии (а) и от насоса низкого давления (6) по нагнетательным линиям (д, б и а) поступает к гидроцилиндрам.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Предохранительные клапаны (4 и 5) при этом закрыты. При повышении давления в нагнетательной линии (а), например, при переключении насосной станции на рабочую подачу или при осуществлении гидроцилиндрами операции на удержания рабочего стола в фиксированном положении, масло от насоса (2) поступает по вспомогательной нагнетательной линии в предохранительный гидроклапан (5) и перемещает его золотник так, что масло от насоса (6) по сливной линии (з) направляется в гидробак без сопротивления.

Масло, нагнетаемое насосом (2), при этом запирает обратный гидроклапан (3), разъединяя нагнетательные линии (б и д). Максимальное давление в системе нагнетания насоса (6) регулируется настройкой пружины гидроклапана (5). Максимальное давление в системе нагнетания насоса (2) регулируется настройкой пружины предохранительного клапана (3).

Напорные линии насосной станции (12) коммутируется с разделительной панелью таким образом, что при низком давлении в гидросистему поступает масло от двух насосов. При увеличении давления до величины, определяемой настройкой клапана низкого давления гидропанели, последний открывается, обеспечивая разгрузку насоса большей подачи. Обратный клапан гидропанели запирается, и масло в гидросистему поступает только от насоса меньшей подачи, причем величина давления ограничена настройкой клапана высокого давления гидропанели. Такое решение в условиях ограниченной приводной мощности позволяет обеспечить ускоренные холостые перемещения рабочих органов при низком давлении и одновременно рабочие подачи при высоком давлении.

Принцип работы гидропривода рабочего стола фрезерного станка, согласно указанным схемам заключается в следующем.

										Лист
										29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосной станцией и подается к гидрораспределителям, отвечающим за перемещение рабочего стола в трех взаимно перпендикулярных плоскостях. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника открываются проходные сечения в гидрораспределителе, жидкость начинает поступать в поршневые полости гидроцилиндров, что в свою очередь приводит к перемещению рабочего стола фрезерного станка. Из второй полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

В виду отсутствия в гидроприводе регулируемых насосов бесступенчатое регулирование скорости движения рабочего стола осуществлять дроссельным регулированием путем перепускания части рабочей жидкости, подаваемой насосом (1,2) под давлением, через гидроклапаны (4,5).

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА

Таблица 1 - Исходные данные

Параметры	Единицы измерения	Значения
Наибольшее усилие подачи	кН	10
Наибольшая приведенная масса	кг	200
Мощность электродвигателя	кВт	4
Производительность насосной установки (насос низкого давления/насос высокого давления)	л/мин	19,4/25,5
Скорость перемещения стола	м/мин(м/с)	5(0,083)
Максимальное горизонтальное(X) перемещение стола	мм(м)	500(0,5)
Максимальное вертикальное(Y) перемещение стола	мм(м)	250(0,25)
Максимальное продольное(Z) перемещение стола	мм(м)	250(0,25)

#### 3.1 Расчет энергетических и силовых характеристик гидропривода

При равномерной подаче рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости, время перемещения штока гидроцилиндра при движении с упора на упор определяется по формуле, с («Расчет гидропривода: Методические указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / Сост. В. Г. Иванов; Краснояр. гос. техн. ун-т. – Красноярск: КГТУ, 1999»):

$$T_{cp} = \frac{S}{V} \quad (1)$$

где S – максимальное перемещение стола вдоль осей (X, Y, Z);

V – скорость перемещения рабочего стола.

$$T_{cp} = \frac{S}{V} = \frac{0,5}{0,083} = 6,02 \text{ - время затрачиваемое на перемещение стола в}$$

горизонтальном направлении;

$$T_{cp} = \frac{S}{V} = \frac{0,25}{0,083} = 3,01 - \text{время затрачиваемое на перемещение стола в}$$

вертикальном или продольном направлении.

Для простоты расчетов принимаем вариант, когда разгон и торможение штока на начальных участках происходит с постоянным ускорением за время:

$$t_p = t_m = 0,2 \cdot T_{cp} \quad (2)$$

$t_p = t_m = 0,2 \cdot 6,02 = 1,204$  (с) - время, соответствующее участкам разгона и торможения при горизонтальном перемещении стола;

$t_p = t_m = 0,2 \cdot 3,01 = 0,602$  (с) - время, соответствующее участкам разгона и торможения при вертикальном и продольном перемещении стола.

Рассчитаем значение максимальной скорости штока, м/с:

$$V_{max} = \frac{V}{1-k_1} \quad (3)$$

где  $k_1=0,1-0,2$  - коэффициент пропорциональности.

Принимаем  $k_1=0,2$

$$V_{max} = \frac{0,083}{1-0,2} = 0,104$$

Исходя из полученного значения максимальной скорости штока определяем ускорение штока при равноускоренном движении, м/с<sup>2</sup>:

$$a = \frac{V_{max}}{t_p} \quad (4)$$

$a = \frac{0,104}{1,204} = 0,086$  - ускорение штока гидроцилиндра соответствующее горизонтальному перемещению стола;

$a = \frac{0,104}{0,602} = 0,173$  - ускорение штока гидроцилиндра соответствующее вертикальному и продольному перемещению стола.

Рассчитаем полную внешнюю нагрузку действующую на шток гидроцилиндра, Н:

$$F_n = m_n \cdot a + F_{нагр} \quad (5)$$

где  $m_n$  – наибольшая приведенная масса;

$F_n = 200 \cdot 0.086 + 10^4 = 10017$ - нагрузка действующая на шток гидроцилиндра при горизонтальном смещении стола;

$F_n = 200 \cdot 0.173 + 10^4 = 10034$ - нагрузка действующая на шток гидроцилиндра при вертикальном и продольном смещении стола.

Мощность  $N$ , отведенная от гидроцилиндра определяется по формуле:

$$N = F_n \cdot V_{max} \quad (6)$$

$N = 10017 \cdot 0,104 = 1,04$  (кВт) - мощность соответствующая горизонтальному смещению стола;

$N = 10034 \cdot 0,104 = 1,04$  (кВт) - мощность соответствующая продольному и вертикальному смещению стола.

### 3.2 Расчет основных параметров гидроцилиндров

#### 3.2.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

На основании полученных исходных данных принимаем в первом приближении следующие значения: механический КПД  $\eta_{мех}=0,9$ ; гидравлический КПД  $\eta_{гидр}=0,8$ .

Так как мощность привода составляет менее 5 кВт, принимаем номинальное давление в пределах  $p_n=3,5$  МПа.

По полученным данным определяем площадь  $F$  поршневой камеры, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{F_n}{p_n} \cdot \eta_{гидр} \cdot \eta_{мех} \quad (7)$$

$F = \frac{10017}{3,5 \cdot 10^6} \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 0,4 \cdot 10^{-2}$  - площадь гидроцилиндра, перемещающего стол в горизонтальном направлении;

$F = \frac{10034}{3,5 \cdot 10^6} \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 0,4 \cdot 10^{-2}$  - площадь гидроцилиндра, перемещающего стол в вертикальном и продольном направлении.

Внутренний диаметр гидроцилиндров определяются по формуле, м:



$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \quad (8)$$

где  $F$  – площадь поршневой камеры.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-2}}{\pi}} = 0,071$$

Из номинального ряда по ГОСТ 6540-68 выбираем диаметр  $D=80$  мм.

Уточним площадь поршневой камеры,  $m^2$ :

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (9)$$

$$F = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 50,24 \cdot 10^{-4}$$

Рабочий ход поршня ( $S$ ) при горизонтальном ( $X$ ) движении рабочего стола перемещение составляет 500 мм, при вертикальном и продольном ( $Y, Z$ ) перемещение составляет 250 мм. Так как  $S < 10D$ , т.е.  $500 < 10 \cdot 80 = 800$  мм,  $250 < 10 \cdot 80 = 800$  мм, то диаметр штока определим по формуле, мм:

$$d = (0,3 \div 0,35) \cdot D, \quad (10)$$

$$d = 0,3 \cdot D = 0,3 \cdot 80 = 24$$

Согласно ГОСТ 6540-68 ближайшее значение диаметра штока составляет  $d = 25$  мм.

### 3.2.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

В процессе эксплуатации часть рабочего давления в полостях гидроцилиндра затрачивается на преодоление противодействия, динамических нагрузок и сил трения возникающих на участках разгона и торможения гидроцилиндра.

На основании выше сказанного определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра,  $H$ :

$$T = T_d + T_c \quad (11)$$

где,  $T_d$  – динамическая сила;

$T_c$  – статическая нагрузка.

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня:

$$T_c = F + T_{mp} + T_{np} \quad (12)$$

где  $F$ - полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня;

$T_{mp}$  – сила трения в конструктивных элементах;

$T_{np}$  – сила противодействия.

Определим величину каждого элемента, входящего в формулы, т.е.  $T_c$ ,  $T_{mp}$ ,  $T_{np}$ .

Сила трения в конструктивных элементах расходуется на преодоление механических сопротивлений – трение в манжетах, поршневых кольцах:

Ввиду наличия в структуре станка гидроцилиндров двух конфигураций (одностороннего и двухстороннего действия), сила трения в ГЦ рассчитывается для двух комплектов уплотнений.

Уплотнения штока диаметром 25 мм состоит из резиновых колец трапецеидального профиля с размерами поперечного сечения 2,5×2,8 из резины ИРП 3012 и защитных колец сечением 2×2 из фторопласта-4. На каждом конце штока расположены по 2 комплекта таких колец.

Уплотнение поршня диаметром 80 мм представляет собой скользящее по цилиндру фторопластовое кольцо сечением 3,8×2,5 мм с подвижным резиновым кольцом сечением 9 мм из резины ИРП 3012. Степень сжатия резиновых колец в посадочных канавках не превышает 0,27.

Сила трения в уплотнительных кольцах по штоку рассчитывается по справочнику «Справочник по уплотнительным устройствам судовых систем». Ленинград «Судостроение» 1979 г.

Сила трения резинового кольца по штоку определим по формуле, кгс:

$$T = N \cdot \mu \quad (13)$$

где  $N = \sigma_{cp} \cdot S$  – номинальная нагрузка в контакте по штоку;

$\sigma_{cp}$  – среднее контактное давление;

$S$  – площадь контакта.

При отсутствии давления жидкости

$$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot E \cdot \varepsilon \quad (14)$$

где  $E$  – модуль упругости резины ИРП 3012.

$$E = 75 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{cp} = 0,86 \cdot 75 \cdot 0,27 = 17,4 \text{ кг/см}^2$$

Площадь контакта:

$$S = \pi \cdot d \cdot b \quad (15)$$

где  $d = 25$  мм – диаметр штока;

$b = 2,8$  мм – ширина кольца.

$$S = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 2,8 = 2,2 \text{ см}^2,$$

$$N = 17,4 \cdot 2,2 = 38,28$$

Максимальный коэффициент трения для резины ИРП 3012 в среде масла И-30А:  $\mu = 0,3$ . Соответственно сила трения без давления жидкости

$$T = 38,28 \cdot 0,3 = 11,5$$

В случае работы уплотнения штока под перепадом давления жидкости  $P$  контактные давления в уплотнении повышаются на величину этого давления и нормальная нагрузка составит, кг:

$$N_p = (\sigma_{cp} + P) \cdot S \quad (16)$$

Сила трения определяется, кг:

$$T_p = N_p \cdot \mu_p \quad (17)$$

По данным указанного справочника, при  $P = 200$  кг/см<sup>2</sup>,  $\mu_p = 0,13$

$$T_p = (17,4 + 200) \cdot 2,2 \cdot 0,13 = 62,2$$

Защитные кольца из фторопласта-4 установлены на шток без сжатия по сечению, поэтому без перепада давления их трение близко к нулю.

Под действием перепада давления они прижимаются к штоку силой, кг:

$$N_p = P \cdot S \quad (18)$$

При  $P = 200 \text{ кг/см}^2$  и  $S = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 2 = 1,88 \text{ см}^2$

$$N_p = 200 \cdot 1,88 = 376$$

Коэффициент трения фторопласта-4 при  $P = 200 \text{ кг/см}^2$  согласно данным из книги «Машиностроительный гидропривод» под редакцией В.Н. Прокофьева. Москва «Машиностроение» 1978 г. стр. 95 составляет  $\mu_p = 0,02$

При этом трение в защитном кольце составит, кг:

$$T_p = 376 \cdot 0,02 = 7,52$$

Сила трения уплотнения поршня диаметром 80 мм со скользящим элементом из фторопласта-4 при отсутствии перепада давления жидкости определяется аналогично через силу поджимного резинового кольца  $\sigma_{cp}$ .

$$T = N \cdot \mu,$$

$$N = \sigma_{cp} \cdot S$$

$$\sigma_{cp} = 17,4 \text{ кг/см}^2;$$

$$S = \pi \cdot d \cdot b = 3,14 \cdot 8 \cdot 0,3 = 7,54 \text{ см}^2,$$

$$N = 17,4 \cdot 7,54 = 131,2$$

При коэффициенте трения фторопласта-4  $\mu = 0,1$ :

$$T_0 = 131,2 \cdot 0,1 = 13,1$$

При перепаде давления  $200 \text{ кг/см}^2$  и  $\mu = 0,02$ :

$$N = (17,4 + 200) \cdot 7,54 = 1639,2,$$

$$T_p = 1639,2 \cdot 0,02 = 32,8$$

Суммарная сила трения четырех уплотнений штока и одного уплотнения поршня без перепада давления составляет (для гидроцилиндров двухстороннего действия), кг:

$$\sum T_0 = 11,5 \cdot 4 + 13,1 = 59,1$$

Что при площади поршня  $45 \text{ см}^2$  соответствует давлению холостого хода,  $\text{кг/см}^2$ :

$$P_{xx} = \frac{59,1}{45} = 1,3$$

Работа гидроцилиндра под нагрузкой приводит к воздействию давления жидкости на уплотнение поршня и одно из уплотнений штока и возрастанию силы трения при  $P = 200 \text{ кг/см}^2$  до, кгс:

$$\sum T_{mp} = 62,2 + 7,52 + 32,8 + 3 \cdot 11,5 = 137,02$$

Суммарная сила трения двух уплотнений штока и одного уплотнения поршня без перепада давления составляет (для гидроцилиндра одностороннего действия), кгс:

$$\sum T_0 = 11,5 \cdot 2 + 13,1 = 36,1$$

Что при площади поршня  $45 \text{ см}^2$  соответствует давлению холостого хода:

$$P_{xx} = \frac{36,1}{45} = 0,8$$

Суммарная сила трения гидроцилиндра под нагрузкой составит, кгс:

$$\sum T_{mp} = 62,2 + 7,52 + 32,8 + 11,5 = 114,02$$

Сила противодействия определяется,  $\text{Н/м}^2$ :

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot 10^5$$

Примем  $P_{np} = 2 \cdot 10^5$ .

Следовательно  $T_{np}$  составит,  $\text{Н}$ :

$$T_{np} = P_{np} \cdot \Omega \quad (19)$$

где  $\Omega$  – площадь сечения поршня,  $\text{м}^2$ .

$$\Omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,025)^2}{4} = 0,00049$$

Подставляя численные значения в формулу (19) получим:

$$T_{np} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,00049 = 98$$

В соответствии с уравнением (12), статическая нагрузка составит:

$T_c = 10 \cdot 10^3 + 137,02 \cdot 9,81 + 98 = 11442,17$  - статическая нагрузка действующая на гидроцилиндры двухстороннего действия (обеспечивают перемещение рабочего стола в горизонтальном и продольном направлении);

$T_c = 10 \cdot 10^3 + 114,02 \cdot 9,81 + 98 = 11216,54$  - статическая нагрузка действующая на гидроцилиндр одностороннего действия (обеспечивает перемещение рабочего стола в вертикальном направлении).

Динамическая сила,  $H$  составит:

$$T_{\partial} = M_{np} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (20)$$

где,  $M_{np}$  - приведенная масса к поршню цилиндра, кг;

$\Delta t$  - время соответствующие участка разгона и торможения, с;

$\Delta V$  - изменение скорости, м/с.

$$M_{np} = \left( 0,3 + D \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 0,03 \right) \cdot \rho_{ст} \quad (21)$$

где  $\rho_{ст}$  - плотность стали.  $\rho_{ст} = 7800 \text{ кг/м}^3$

Подставляя данные в формулу (21), найдем приведенную массу, кг:

$$M_{np} = \left( 0,3 + 0,08 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} + \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,03 \right) \cdot 7800 = 2343$$

Значения  $\Delta t$  принимаем из уравнения (2)

Изменение скорости рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta V = \frac{S}{t} \quad (22)$$

где  $S$  - рабочий ход, м;

$t$  - время рабочего хода, с.

$$\Delta V = \frac{0,5}{1,204} = 0,42 \text{ м/с} - \text{изменение скорости при горизонтальном пе-}$$

ремещении стола;

$$\Delta V = \frac{0.25}{0,602} = 0.42 \text{ м/с} - \text{изменение скорости при продольном и верти-}$$

кальном перемещении стола.

Подставляя найденные значения в выражение (20), получим, Н:

$$T_{\partial} = 2343 \cdot 0,42 = 984,06$$

Подставляя в формулу (11) полученные значения динамической и статической нагрузок определим величину внешнего усилия на шток гидроцилиндра, кН:

$T = 984,06 + 11442,17 = 12426.23 \approx 12.43$  - внешнее усилия на шток гидроцилиндров двухстороннего действия;

$T = 984,06 + 11216,54 = 12200.6 \approx 12.2$  - внешнее усилия на шток гидроцилиндра одностороннего действия.

По полученному усилию  $T$  и принятому рабочему давлению уточняем диаметр силового гидроцилиндра, м:

$$D = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot P_p} \quad (23)$$

Диаметр силового гидроцилиндра составляет, м:

$$D = \frac{4 \cdot 12.43 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0.079 \text{ - гидроцилиндров двухстороннего действия;}$$

$$D = \frac{4 \cdot 12.2 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0.078 \text{ - гидроцилиндра одностороннего действия.}$$

Примем  $D = 80 \text{ мм}$ .

Вычислим толщину стенок корпуса гидроцилиндра, изготовленного из материала (сталь) по формуле, мм:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma} \quad (24)$$

где  $P_{max}$  – максимальное давление в ГЦ;

$\sigma$  – допустимое напряжение материала на растяжение  $\sigma = 110 \div 240$  МПа.

$$P_{max} = 1.3 \cdot P_n \quad (25)$$

где  $P_n$  – номинальное давление, МПа  $P_n = 3,5 \text{ МПа}$ .

$$P_{max} = 1,3 \cdot 3,5 = 4,55$$

Толщина стенки гидроцилиндра составляет, м:

$$\sigma_{cm} = \frac{4,55 \cdot 10^6 \cdot 0,08}{2 \cdot 180 \cdot 10^6} = 0,001$$

Конструктивно принимаем 2 мм.

Наш цилиндр тонкостенный, так как  $D_H/D < 18$ :

$$D_H = D + 2 \cdot \sigma_{cm} = 80 + 2 \cdot 2 = 84 \text{ мм}$$

Рассчитаем толщину доньшка, причем доньшко примем плоское, м:

$$t = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_H}{\sigma}}, \quad (26)$$

$$t = 0,405 \cdot 0,08 \cdot \sqrt{\frac{3,5 \cdot 10^6}{180 \cdot 10^6}} = 0,005$$

### 3.2.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость

Определим допустимую нагрузку на шток гидроцилиндра,  $H$ :

$$F_{\text{э}} = \frac{F_{кр}}{K \cdot n_{\text{ц}}} \quad (27)$$

где,  $K$ - коэффициент, учитывающий повышение давления в гидросистеме  $K = 1,15$ ;

$n_{\text{ц}}$  – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, для стали 1,8...3,0, примем  $K = 2,5$ .

Критическую силу определим по формуле Эйлера,  $H$ :

$$F_{кр} = C \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} \quad (28)$$

где  $C$ - коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока,  $C = 2$ ;

$E$ - модуль упругости материала,  $E = 21 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ;

Полная длина цилиндра с выдвинутым штоком  $l$  составляет:

$l = 520 \text{ мм}$ ; - для гидроцилиндра, перемещающего рабочий стол в горизонтальном направлении (X);

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



$l = 280 \text{ мм}$ ; - для гидроцилиндра, перемещающего рабочий стол в вертикальном направлении (Y);

$l = 270 \text{ мм}$ ; - для гидроцилиндра, перемещающего рабочий стол в продольном направлении (Z);

Момент инерции цилиндра составит:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - D^4)}{64} \quad (29)$$

где  $D_H$  - наружный диаметр цилиндра;

$D$  - внутренний диаметр цилиндра.

$$J = \frac{3,14 \cdot (0,084^2 - 0,08^4)}{64} = 0,433 \cdot 10^{-6}$$

Критическая сила равна, Н:

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,433 \cdot 10^{-6}}{5,2^2} = 6,63 \cdot 10^4 \text{ - при перемещении рабочего}$$

стола в горизонтальном направлении (X);

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,433 \cdot 10^{-6}}{2,8^2} = 2,29 \cdot 10^5 \text{ - при перемещении рабочего}$$

стола в вертикальном направлении (Y);

$$F_{кр} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,433 \cdot 10^{-6}}{2,7,2^2} = 2,46 \cdot 10^5 \text{ - при перемещении рабочего}$$

стола в продольном направлении (Z).

Допускаемая нагрузка на шток гидроцилиндра, Н:

$$F_9 = \frac{6,63 \cdot 10^4}{1,15 \cdot 2,5} = 2,306 \cdot 10^4 \text{ - при перемещении рабочего стола в горизон-}$$

тальном направлении (X);

$$F_9 = \frac{2,29 \cdot 10^5}{1,15 \cdot 2,5} = 7,97 \cdot 10^4 \text{ - при перемещении рабочего стола в вертикальном}$$

направлении (Y);

$$F_9 = \frac{2,46 \cdot 10^5}{1,15 \cdot 2,5} = 8,56 \cdot 10^4 \text{ - при перемещении рабочего стола в продоль-}$$

ном направлении (Z).

Из условия устойчивости гидроцилиндра определим допустимое давление жидкости в цилиндре, МПа:

$$P_{доп} = \frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot D^2} \quad (30)$$

$$P_{доп} = \frac{4 \cdot 2,306 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,08^2} = 4,59 - \text{при перемещении рабочего стола в горизон-}$$

тальном направлении (X);

$$P_{доп} = \frac{4 \cdot 7,97 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,08^2} = 15,86 - \text{при перемещении рабочего стола в вертикаль-}$$

ном направлении (Y);

$$P_{доп} = \frac{4 \cdot 8,56 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,08^2} = 17,04 - \text{при перемещении рабочего стола в продоль-}$$

ном направлении (Z).

Работа цилиндров считается устойчивой, так как рабочее давление меньше допускаемого.

### 3.3 Расчет трубопроводов гидрولينий

В гидравлике при расчете трубопровод их разделяют на короткие и длинные. Такое деление является условным, и основано на величине потерь напора при перемещении жидкости по трубопроводу.

В длинных трубопроводах потери напора по длине значительно превышают местные потери напора, а в коротких трубопроводах эти потери соизмеримы между собой.

Принято считать, что при длине  $l < 50$  м трубопровод является коротким, а при  $l > 100$  м - трубопровод длинный.

При  $l = 50 \dots 100$  м, в зависимости от соотношения потерь напора, трубопровод может быть длинным либо коротким.

При расчетах трубопроводов применяют различные эмпирические зависимости и формулы, полученные экспериментально-опытным путем, позволяющие определить коэффициент гидравлического трения:

а) для гидравлически гладких труб  $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$  (формула Блазиуса);

б) для полиэтиленовых водопроводных труб, работающих в области гидравлически гладких труб  $\lambda = 0,0134/(dv)^{0,226}$  (формула Шевелева);

в) для вполне шероховатых труб применяют  $\lambda = 0,11/(k/d)^{0,25}$  (формула Шифринсона).

При проектировании новых трубопроводов могут быть неизвестны две величины - напор в начальной точке и диаметр трубы. В этом случае задаются диаметром трубопровода и рекомендуемыми из экономических соображений предельными скоростями.

Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров трубопроводов являются: рабочее давление, расход гидродвигателя, скорость движения рабочей жидкости в данной части трубопровода.

### 3.3.1 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах

В трубопроводах гидропривода рекомендуются следующие величины допустимых скоростей:

а) всасывающего трубопровода  $v_g = 1,5 \text{ м/с}$ ;

б) нагнетательного трубопровода  $v_n = 4 \text{ м/с}$ ;

в) сливного трубопровода  $v_{cl} = 2 \text{ м/с}$ .

### 3.3.2 Диаметры трубопроводов

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости, условные проходы определяются по формуле:

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v}} \quad (31)$$

Расход рабочей жидкости попадающий в полости гидроцилиндра определяется по формуле, м<sup>3</sup>/с:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S}{t} \quad (32)$$

где  $D$  - диаметр гидроцилиндра, м;

$S$  - рабочий ход поршня, м;

$t$  - время, необходимое для совершения рабочего хода, с.

Подставляя числа в выражение (32), получим:

$$Q = \frac{3.14 \cdot 0.08^2}{4} \cdot \frac{0.5}{6.02} = 4.17 \cdot 10^{-4} \text{ - расход рабочей жидкости поступающей}$$

в полости гидроцилиндра при горизонтальном перемещении стола (X);

$$Q = \frac{3.14 \cdot 0.08^2}{4} \cdot \frac{0.25}{3.01} = 4.17 \cdot 10^{-4} \text{ - расход рабочей жидкости поступающей}$$

в полости гидроцилиндра при продольном и вертикальном перемещении стола (X);

Подача насоса должна быть больше расхода, обеспечивающего требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя, на величину потерь расхода и приближенно принимается равной:

$$Q_n = (1,05 \div 1,11) \cdot Q \quad (33)$$

Подставив численные значения, получим м<sup>3</sup>/с:

$$Q_n = 1,1 \cdot 4.17 \cdot 10^{-4} = 4.59 \cdot 10^{-4}$$

В дальнейших расчетах нам придется применять значение расхода в литрах в минуту.

Переведем подачу, л/мин:

$$Q_n = 4.59 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 \cdot 60 = 27.54$$

Подставляя соответствующие значения допустимых скоростей, получим условные проходы:

Для всасывающего трубопровода, м:

$$D_{y\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0.019$$

Для нагнетательного трубопровода, м:

$$D_{y\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 4}} = 0.012$$

Для сливного трубопровода, м:

$$D_{y\text{ сл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 2}} = 0,017$$

Полученные значения диаметров округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 16516-80. Примем следующие значения диаметров трубопроводов, м:  $D_{y\text{ вс}} = 0,02$ ,  $D_{y\text{ н}} = 0,012$ ,  $D_{y\text{ сл}} = 0,02$

После принятия окончательного значения диаметров трубопроводов, рассчитаем реальные скорости движения жидкости в них, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot D_y^2} \quad (34)$$

Подставляя соответствующие значения диаметров, получим скорости:

Для всасывающего трубопровода, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (0,019)^2} = 1,62$$

Для нагнетательного трубопровода, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (0,012)^2} = 4,06$$

Для сливного трубопровода, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot 4,59 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (0,017)^2} = 2,02$$

При величинах условного прохода менее 30 мм, применяются стальные, бесшовные, холоднотянутые и холоднокатаные трубы (ГОСТ8734-58).

Примем материал для изготовления труб: Сталь 20.

Вычислим толщину стенки трубы по формуле:

$$S = \frac{5 \cdot P_p \cdot D_y}{0,4 \cdot \sigma_s - 10 \cdot P_p} \quad (35)$$

где  $P_p$  - рабочее давление в трубопроводе МПа. Примем  $P_p = 3,5$  МПа;

$\sigma_s$  - предел прочности при растяжении (сопротивление на разрыв), для выбранного материала сталь 20. Примем  $\sigma_s = 400$  МПа.

Подставляя в формулу значения диаметров трубопроводов, получим толщину их стенок, м:

$$S_{вс} = \frac{5 \cdot 3.5 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{0.4 \cdot 400 \cdot 10^6 - 10 \cdot 3.5 \cdot 10^6} = 0.0028$$

$$S_{н} = \frac{5 \cdot 3.5 \cdot 10^6 \cdot 0,012}{0.4 \cdot 400 \cdot 10^6 - 10 \cdot 3.5 \cdot 10^6} = 0.0017$$

$$S_{сл} = \frac{5 \cdot 3.5 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{0.4 \cdot 400 \cdot 10^6 - 10 \cdot 3.5 \cdot 10^6} = 0.0028$$

Полученные значения округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 8734 - 58. Примем следующие значения  $S_{вс} = 2.8 \text{ мм}$ ;  $S_{н} = 1,8 \text{ мм}$ ;  $S_{сл} = 2.8 \text{ мм}$ .

### 3.3.3 Соединение трубопроводов

Соединения труб между собой, с арматурой, технологическим оборудованием, контрольно-измерительными приборами и средствами автоматики бывают неразъемные и разъемные. К неразъемным относятся соединения, получаемые путем сварки, пайки или склеивания, к разъемным - фланцевые, резьбовые, дюритовые, бугельные и др.:

а) Сварные соединения - могут быть различных видов: стыковые, рас-трубные, в некоторых случаях угловые, приварка штуцеров, плоских фланцев.

б) Фланцевые соединения - состоят из двух фланцев, прокладки или уплотнительного кольца, соединительных болтов или шпилек с гайками. Герметичность соединения достигается за счет прокладок из упругого материала, установленных между торцовыми поверхностями фланцев.

Конструкция фланцев зависит от рабочих параметров и физико-химических свойств транспортируемого вещества, материала труб и других факторов. Фланцы могут привариваться к трубе или устанавливаться на резьбе.

Применяют фланцы, свободно сидящие на трубе и удерживаемые на ней за счет отбортовки концов труб или приваренных к трубам колец.

Недостатки фланцевых соединений: большой расход металла, высокая стоимость изготовления, а также меньшая по сравнению с неразъемными сварными соединениями надежность в эксплуатации - при частом изменении температуры или давления транспортируемого вещества возможно ослабление соединения и, как следствие, возникновение утечек» В связи с этим технологические трубопроводы соединяют, как правило, на сварке.

в) Резьбовые соединения - технологических трубопроводов используют ограниченно, главным образом, при прокладке систем густого и жидкого смазочного материала, коммуникаций высокого давления, на трубопроводах из водогазопроводных труб, а также для присоединения резьбовой трубопроводной арматуры и контрольно-измерительных приборов и автоматики.

г) Муфтовое соединение - применяется в основном для водогазопроводных труб, на конце одной трубы нарезается удлиненная резьба, на которой полностью могут поместиться муфта и контргайка, на конце другой трубы - резьба длиной, равной примерно половине длины муфты. Трубы соединяют путем свинчивания муфты со сгона на другой конец трубы до конца резьбы.

д) Штуцерные соединения - подразделяют на приварные и не приварные. Герметичность штуцерных соединений достигается за счет прокладок или непосредственного контакта сфероконических поверхностей.

е) Бугельные соединения - быстроразъемные. Они сравнительно дорогие; их целесообразно использовать для таких участков трубопроводов, которые требуют частой разборки, а также для трубопроводов специального назначения.

Типы и размеры арматуры соединительных частей трубопроводов указаны в ГОСТ 16039-70 ÷ 16078-70, ГОСТ 15063-70 ÷ 15804-70, ГОСТ 4233-67.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на подвижных частях и могут перемещаться относительно друг друга.

В качестве гибкого трубопровода в основном применяют резинотканевые шланги, называемые рукавами высокого давления (РВД). В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три типа: 1 тип – с одной металлической оплеткой, рассчитанный на давление до 20 МПа; 2 тип – с двойной оплеткой, рассчитанный на давление до 30 МПа; 3 тип – с тройной оплеткой, применяется при внутреннем диаметре до 40 МПа. Основные размеры РВД даны в ГОСТ 6286-73.

### **3.4 Определение потерь гидропривода**

#### **3.4.1 Определение потерь давления**

При движении жидкости в трубопроводе между нею и стенками трубы возникают дополнительные силы сопротивления, в результате чего частицы жидкости, прилегающие к поверхности трубы, тормозятся. Это торможение благодаря вязкости жидкости передается следующим слоям, отстоящим далее от поверхности трубы, причем скорость движения частиц по мере удаления их от оси трубы постепенно уменьшается.

Равнодействующая сил сопротивления направлена в сторону, противоположную движению жидкости, и параллельна направлению движения. Это и есть силы гидравлического трения.

Для преодоления сопротивления трения и поддержания равномерного поступательного движения жидкости необходимо, чтобы на жидкость действовала сила, направленная в сторону ее движения и равная силе сопротивления, т. е. необходимо затрачивать энергию. Энергию или напор, необходи-



мый для преодоления сил сопротивления, называют потерянной энергией и ли потерей давления.

Однако трение является не единственной возможной причиной, вызывающей потери энергии. Существуют другие причины, вызывающие потерю давления. Резкое изменение сечения также оказывает сопротивление движению жидкости и вызывает потери энергии.

Потери давления, вызываемые резким изменением конфигурации границ потока рабочей жидкости называют местными потерями давления или потерями давления на местные сопротивления.

Суммарные потери давления в гидросистеме гидропривода определяются по зависимости:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_{м} + \sum \Delta P_{2} \quad (36)$$

где  $\sum \Delta P_{тр}$  – потери давления при трении движущейся рабочей жидкости в трубопроводах;

$\Delta P_{м}$  – потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов;

$\Delta P_{2}$  – потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводах складываются из потерь на отдельных участках трубопровода:

$$\sum \Delta P_{тр} = \Delta P_{тр.н} + \Delta P_{тр.в} + \Delta P_{тр.с} \quad (37)$$

где  $\Delta P_{тр.н}$  – потери давления в трубопроводе нагнетания;

$\Delta P_{тр.в}$  – потери давления в трубопроводе всасывания;

$\Delta P_{тр.с}$  – потери давления в трубопроводе слива.

Потери давления на отдельных участках трубопроводов рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (38)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления жидкости;

$l$  – длина участка трубопровода, м;

$D_y$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, для выбранной жидкости. Плотность масла И-30А составляет:  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ;

$v$  – скорость жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трения предварительно определяется число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot D_y}{\nu} \quad (39)$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Для выбранного масла:  $\nu = 45 \cdot 10^{-6}$ .

Подставив значения внутренних диаметров и скоростей жидкости в формулу (39), получим числа Рейнольдса для отдельных участков трубопровода:

Для всасывающего трубопровода:

$$Re_{вс} = \frac{1.62 \cdot 0.02}{45 \cdot 10^{-6}} = 720$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$Re_n = \frac{4.06 \cdot 0.012}{45 \cdot 10^{-6}} = 1082,7$$

Для сливного трубопровода:

$$Re_{сл} = \frac{2,02 \cdot 0.02}{45 \cdot 10^{-6}} = 897,8$$

Как видим, значения числа Рейнольдса для всех участков трубопровода не превышают критическое значение  $Re \leq 2300$ , значит, режим движения в них является ламинарным и коэффициент сопротивления для стальных труб круглого сечения рассчитывают по формуле:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (40)$$

Для всасывающего трубопровода:

$$\lambda_{вс} = \frac{75}{720} = 0,104$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_n = \frac{75}{1082,7} = 0,069$$

Для сливного трубопровода:

$$\lambda_{сл} = \frac{75}{897,8} = 0,083$$

Подставляя все полученные значения в формулу (38), получим потери давления на трение на отдельных участках трубопроводов.

Для всасывающего трубопровода, Па:

$$\Delta P_{тр.н} = 0,104 \cdot \frac{2,28}{0,02} \cdot 890 \cdot \frac{1,62^2}{2} = 13846$$

Для нагнетательного трубопровода, Па:

$$\Delta P_{тр.в.} = 0,069 \cdot \frac{3,5}{0,012} \cdot 890 \cdot \frac{4,06^2}{2} = 147620$$

Для сливного трубопровода, Па:

$$\Delta P_{тр.с.} = 0,083 \cdot \frac{3,2}{0,02} \cdot 890 \cdot \frac{2,02^2}{2} = 24114$$

Суммируя полученные результаты по формуле (37), получим результирующие потери на трение, Па:

$$\sum \Delta P_{тр} = 13846 + 147620 + 24114 = 185580$$

Потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода получаются путем сложения потерь в отдельных местных сопротивлениях, которые определяются по формуле:

$$\Delta P_m = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (41)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, м;

Из паспортных данных известно, что в магистрали встречаются 6 плавных поворота и 4 резких.

$v$  – скорость жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, м/с.

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, для выбранной жидкости.

Для плавных поворотов коэффициент местного сопротивления, м: $\xi = 0,4$

Для резких поворотов коэффициент местного сопротивления, м: $\xi = 0,9$

Тогда общий коэффициент местного сопротивления, м:

$$\xi = 0,4 \cdot 6 + 0,9 \cdot 4 = 6$$

Теперь согласно формуле (41) можно вычислить местные потери в нагнетательном и сливном трубопроводах, Па:

$$\Delta P_{мвс} = 6 \cdot 890 \cdot \frac{1,62^2}{2} = 7007,15,$$

$$\Delta P_{мн} = 6 \cdot 890 \cdot \frac{4,06^2}{2} = 44011,21,$$

$$\Delta P_{мсл} = 6 \cdot 890 \cdot \frac{2,02^2}{2} = 10894,67$$

Суммарные потери в местных сопротивлениях (Па), найдем по формуле:

$$\sum \Delta P_m = \Delta P_{мвс} + \Delta P_{мн} + \Delta P_{мсл} \quad (42)$$

Подставив числовые значения, получим, Па:

$$\sum \Delta P_m = 7007,15 + 44011,21 + 10894,67 = 61913,03$$

Суммарные потери в гидроаппаратуре будут составлять Па:

$$\sum \Delta P_2 = 351087$$

Зная все нужные значения, подставим их в выражение (36), получим общие потери давления в гидросистеме, Па:

$$\sum \Delta P = 185580 + 61913,03 + 351087 = 598580,03$$

### 3.4.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода

В реальных насосах имеют место объемные потери, в результате которых фактическая подача жидкости будет меньше теоретической.

Как следствие фактическая подача насоса будет меньше расчетной на величину объемных потерь которые возникают в результате утечек жидкости под действием перепада давления из рабочей полости в нерабочую и потерь обусловленных неполным заполнением рабочих камер рабочей жидкостью при проходе через зону всасывания вследствие гидравлического сопротивления входных каналов, кавитационных процессов и выделения воздуха, действия на жидкость центробежных сил.

Общие потери в гидроприводе складываются из потерь в насосе  $q_n$ , потерями в гидроцилиндре  $q_{гц}$ , потерь в золотниковом распределителе  $q_з$ .

$$\Delta Q = q_n + q_{гц} + q_з \quad (43)$$

Приближенное значение перечисленных потерь можно выразить через удельную утечку, являющуюся потерей расхода приходящейся на один МПа давления.

$$\Delta Q = \sigma_n \cdot P_n + \sigma_{гц} \cdot P_{гц} + \sigma_з \cdot P_з \quad (44)$$

где  $\sigma_n = 0,45$  – удельная утечка жидкости в насосе,  $см^3 / мин \cdot МПа$ ;

$\sigma_{гц} = 0,016$  - удельная утечка жидкости в гидроцилиндре  $см^3 / мин \cdot МПа$ ;

$\sigma_з = 0,015$  - удельная утечка жидкости в золотниковом распределителе,  $см^3 / мин \cdot МПа$ ;

$P_n$  - давление, развиваемое насосом Па;

$P_{гц}$  - давление в гидроцилиндре принимается равным рабочему давлению  $P_p$ , Па;

$P_з$  - давление в золотниковом распределителе принимается равным рабочему давлению  $P_p$ , Па.

Давление, развиваемое насосом составляет, МПа:

$$P_n = P_p + \Delta P \quad (45)$$

где  $\Delta P$  - потери давления;

$P_p$  - рабочее давление.

Подставив численные значения, получим, МПа:

$$P_n = 3,5 \cdot 10^6 + 0,3 \cdot 10^6 = 3,8$$

Объемные потери в гидроприводе составят,  $\text{см}^3/\text{мин}$ :

$$\Delta Q = 0,45 \cdot 3,8 + 3 \cdot 0,016 \cdot 3,5 + 3 \cdot 0,015 \cdot 3,5 = 2,04$$

### 3.5 Тепловой расчет гидропривода

Целью теплового расчета является определение размеров резервуара, необходимых для обеспечения выбранной температуры жидкости.

Источниками тепловыделения в гидросистеме являются насосы, трубопроводы, гидроаппаратура и гидродвигатели.

Приняв, что основная теплопередача осуществляется через поверхность бака, значение температуры жидкости  $T_p$ , устанавливающееся при длительной работе гидропривода, определяется из выражения:

$$T_p = \frac{\Delta N}{k \cdot F} + T_{\text{воз}} \quad (46)$$

где  $k = 0,06$  - коэффициент теплопередачи,  $\text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{С}$ ;

$F$  - площадь поверхности резервуара,  $\text{м}^2$ , через который осуществляется теплопередача;

$\Delta N$  - потери мощности в гидроприводе;

$T_{\text{воз}}$  - максимальная температура окружающего воздуха ( $T_{\text{воз}} = 30^\circ \text{С}$ ).

Количество теряемой в гидроприводе мощности, Вт:

$$\Delta N = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} \cdot (1 - \eta) \quad (47)$$

где  $\eta_n$  - КПД насосной станции,

$\eta$  - КПД гидропривода.

Подставляя численные значения, получим потери мощности:

$$\Delta N = \frac{3,8 \cdot 10^6 \cdot 0,459 \cdot 10^{-3}}{0,81 \cdot 60} \cdot (1 - 0,67) = 11,84$$

Температуры жидкости составляет:

$$T_p = \frac{11,84}{0,06 \cdot 40} + 30 = 35^\circ \text{С}$$

Исходя из условий работы гидропривода, принимаем емкость бака равной минутной производительности насоса:  $V = 54$  л

### 3.6 Расчет статической нагрузочной характеристики гидропривода

Основными энергетическими параметрами привода являются давление и объемный либо массовый расход рабочей среды, которые определяют мощность привода, развиваемую на выходном звене. Выбор значений этих параметров зависит от ряда условий и, в первую очередь – от способа регулирования, как исполнительного двигателя привода, так и источника питания.

Основной характеристикой регулируемых гидроприводов является нагрузочная характеристика, отображающая зависимость регулируемой величины (скорости) от величины внешней преодолеваемой нагрузки при постоянном значении параметра регулирования.

Графическая зависимость  $v = f(P)$  представлена на рисунке 5.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

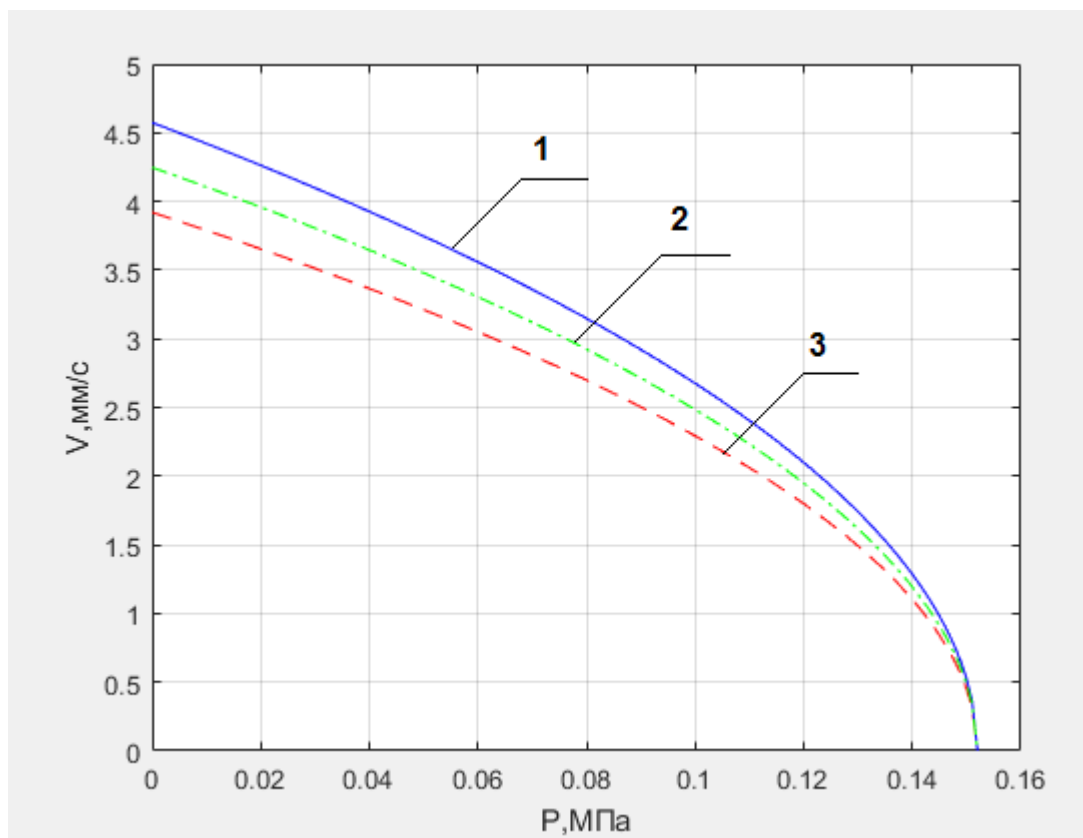


Рисунок 5 - Нагрузочная характеристика гидропривода:

1 – Нагрузочная характеристика гидроцилиндра перемещающего рабочий стол в продольном направлении; 2 - нагрузочная характеристика гидроцилиндра перемещающего рабочий стол в поперечном направлении; 3 – нагрузочная характеристика гидроцилиндра перемещающего рабочий стол в вертикальном направлении.

Скорость движения поршня гидроцилиндров определяется по формуле:

$$v = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_{п}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (P_{н} - \frac{P}{S_{п}})} \quad (48)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода гидродросселя;

$S_{др}$  – площадь проходного сечения гидродросселя;

$S_{п}$  – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

$\rho$  - плотность рабочей жидкости;

$P_{н}$  – номинальное давление на выходе из насоса;

$P$  - давление в рабочей полости гидроцилиндра.



### 3.7 Расчет КПД гидропривода

Полный КПД гидропривода вычисляется по формуле:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_o, \quad (49)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД;

$\eta_z$  - гидравлический КПД;

$\eta_o$  - объемный КПД;

Гидравлический КПД:

$$\eta_z = \frac{P_p}{P_n} = \frac{P_n - \Delta P}{P_n} \quad (50)$$

где  $P_n$  - давление, развиваемое насосом;

$P_p$  - рабочее давление;

$\Delta P$  - потери давления.

Подставляя числа, получим:

$$\eta_z = \frac{3,5 \cdot 10^6}{3,8 \cdot 10^6} = 0,92$$

Объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_n} \quad (51)$$

где  $Q$  - расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр;

$Q_n$  - подача насоса.

Подставив значения, получим:

$$\eta_o = \frac{4,17 \cdot 10^{-4}}{4,59 \cdot 10^{-4}} = 0,91$$

Механический КПД гидропривода, учитывающий потери мощности в насосе и гидродвигателе:

$$\eta_m = \eta_{м.н} \cdot \eta_{м.гц} \quad (52)$$

где  $\eta_{м.н} = 0,9$  - механический КПД насоса;

$\eta_{м.гц}$  - механический КПД гидромотора.

Механический КПД гидроцилиндра:

$$\eta_{м.ц} = \frac{F}{F_n} = \frac{F_n - T_{тр}}{F_n}, \quad (53)$$

где  $F$  - полезная нагрузка на штоке гидроцилиндра,  $H$ ;

$T_{тр}$  - потери трения в гидроцилиндре.

Подставляя числа в эти формулы, получим:

$$\eta_{м.ц} = \frac{10^4 - 114,02 \cdot 9,81}{10^4} = 0,89$$

Теперь можем вычислить механический КПД привода по формуле (52):

$$\eta_m = 0,89 \cdot 0,9 = 0,8$$

Вычислив все составляющие общего КПД, подставим их в формулу (49):

$$\eta = 0,8 \cdot 0,92 \cdot 0,91 = 0,67$$

Таким образом, общий КПД данного гидропривода равен 67%.

## 4 ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

### 4.1 Выбор насоса

Объемный насос, применяемый в гидроприводе, предназначен для преобразования энергии привода в энергию жидкости в виде давления и подачи жидкости в гидродвигатель, создавая усилие (крутящий момент) на рабочем органе и обеспечивая скорость его движения.

Выбор насоса производят по давлению, *Па*:

$$P_n = P_p + \Delta P = 3,8 \text{ МПа}$$

Расходу, *л/мин*:

$$Q_n = Q + \Delta Q$$

где  $\Delta Q$  - потери расхода;

$Q$  - расход, обеспечивающий требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя.

Подставляя числа, получим, *л/мин*:

$$Q_n = 27,54 + \frac{2,144}{60 \cdot 16,67} = 27,54$$

По полученным значения выбираем установку насосную типа Г48. Установка предназначена для питания гидроприводов металлорежущих станков. Установка обеспечивает нагнетание, охлаждение и фильтрацию рабочей жидкости, защиту гидросистем от перегрузок, а также предотвращают слив масла из гидросистем обслуживаемых агрегатов при их остановке.

Установка обеспечивает номинальное давление - 4 МПа, подачей - 60л/мин и частотой вращения вала электродвигателя - 1500 об/мин.

Для дальнейших расчетов, запишем КПД установки: объемный - 0,92, механический - 0,85, полный - 0,78.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

## 4.2 Выбор трубопроводов гидролиний

Функциональная связь гидроагрегатов в системе гидропривода осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора зависит надежность работы гидропривода. Большая часть трубопроводов и присоединительной арматуры нормализованы.

Соединительный трубопровод гидропривода разделяют на 3 части: всасывающий и напорный трубопроводы, сливная магистраль. Всасывающим трубопроводом принято называть участок трубопровода гидропривода соединяющий насос с баком. Участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель, называется напорным или нагнетательным; участок трубопровода, по которому жидкость отводится из рабочей полости гидродвигателя в резервуар, называется сливным.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход (номинальный внутренний диаметр). Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров трубопроводов являются: рабочее давление, расход гидродвигателя, скорость движения рабочей жидкости в данной части трубопровода.

## 4.3 Выбор гидроаппаратуры привода

Зная расходы и ориентировочные величины давлений, приступим к выбору гидроаппаратуры. Применительно к рассчитываемому гидроприводу необходимо выбрать обратный клапан, три гидрораспределителя и фильтр.

Производим подбор гидроаппаратуры, удовлетворяющей полученным данным по расходу  $Q_H$  (не ниже 27,54 л/мин) и давлению  $P$  (не ниже 3,8 МПа).

Все данные по выбранной аппаратуре представлены в таблице 3.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Таблица 2 – Гидроаппаратура привода

Гидроаппаратура	Кол-во	Тип	Расход, л/мин	Давление, МПа	Перепад давлений, МПа
Гидрораспределитель	3	ВММ10.44	33	32	0,22
Фильтр щелевой	1	40-80-1	40	6,3	0,1
Клапан обратный	1	Г51-33	63	20	0,25

#### 4.4 Выбор гидродвигателя

а) Гидроцилиндр, перемещающий рабочий стол в горизонтальном направлении (X): ГЦ80х40х250

- 1) Диаметр поршня, 80 мм;
- 2) Диаметр штока, 40 мм;
- 3) Ход поршня 250 мм.

б) Гидроцилиндр, перемещающий рабочий стол в вертикальном направлении (Y): ГЦ80х40х123

- 1) Диаметр поршня, 80 мм;
- 2) Диаметр штока, 40 мм;
- 3) Ход поршня 123 мм.

в) Гидроцилиндр, перемещающий рабочий стол в продольном направлении (Z): ГЦ80х40х125

- 1) Диаметр поршня, 80 мм;
- 2) Диаметр штока, 40 мм;
- 3) Ход поршня 125 мм.

#### 4.5 Выбор рабочей жидкости

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки его подвижных элементов. Жидкость подвергается воздействию в широких пределах давлений, скоростей и температур.

Так как рабочее давление 2,5 МПа и рабочая температура 35<sup>0</sup> С, то рекомендуется применение масел с вязкостью 60-110сСт.

Опираясь на эти данные, выберем марку масла индустриальное И20, ГОСТ 1707-51 для которого имеются следующие характеристики:

плотность 890 кг/м<sup>3</sup>, вязкость при температуре +50<sup>0</sup>С: 17...23 сСт, температура застывания -20<sup>0</sup> С, температура вспышки 170<sup>0</sup>С, пределы рабочих температур 0...90<sup>0</sup>С.

Найдем кинематический коэффициент вязкости по формуле:

$$\nu_m = \nu_{50} \cdot \left(\frac{50}{T_p}\right)^n \quad (54)$$

где,  $\nu_m$  - кинематический коэффициент вязкости см<sup>2</sup>/с при температуре  $T_p$ , °С;

$n$  – показатель степени в зависимости от вязкости, в градусах Энглера, при температуре +50<sup>0</sup>С.

Вязкость масла в градусах Энглера:

$$E_{50}^0 = 6,84 \cdot (\nu_{50} + \sqrt{\nu_{50}^2 + 0,01845}) \quad (55)$$

$$E_{50}^0 = 6,84 \cdot (0,17 + \sqrt{0,17^2 + 0,01845}) = 2,65$$

отсюда  $n = 1,99$ , следовательно, по формуле (54):

$$\nu_m = 0,17 \cdot \left(\frac{50}{45}\right)^{1,99} = 0,21$$

## 5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В данном разделе приводятся требования по охране труда при работе с металлорежущими станками, включающих в себя комплекс мероприятий по обеспечению безопасного использования станочного оборудования и поддержания высокой производительности труда.

Основные требования:

К работам на металлорежущем оборудовании допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование, не имеющие медицинских противопоказаний, обученные безопасным методам и приемам работы, прошедшие инструктаж в должном объеме и допущенные к самостоятельной работе распоряжением по подразделению. Работать разрешается только на оборудовании, к которому работник допущен, и выполнять только ту работу, которая поручена руководителем подразделения.

Рабочее место у станков не должно загромождаться посторонним оборудованием; доступ к станку и пульту управления станком должен быть свободен. При техническом проектировании участка должны учитываться такие факторы как расстояние между рядом стоящими станками, специфика выполняемых работ и операций рабочих органов. Также в расчет должны закладываться габаритные размеры оборудования наличие рабочих мест, направление грузовых потоков. Каждое оборудование должно предусматривать свободное пространство достаточное для безопасного обеспечения диагностики, наладки и ремонта станочного оборудования.

Для поддержания в чистоте и надлежащем порядке станок должен быть закреплен за работником распоряжением по подразделению. Рабочее место каждого работника должно комплектоваться дополнительными шкафчиками для хранения заготовок, готовых изделий, инструментов и приспособлений.

						ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			64

Отсутствие выше перечисленных приводит к нерациональному использованию станочного оборудования, захламлению рабочих мест и увеличению вероятности несчастных случаев на производстве.

Работа на металлорежущем оборудовании не предусматривает проведения каких-либо операций связанных непосредственно с обрабатываемой деталью (снятие, замеры, перестановка), установкой дополнительных приспособлений или смены рабочего инструмента без предварительной остановки и обесточивания станочного оборудования. В виду чего рабочие места должны оснащаться системами автоматического контроля.

Каждое рабочее место должно комплектоваться широким спектром средств индивидуальной защиты (защитные очки, спецодежда, щитки, защитные экраны) для защиты органов зрения, рук и поверхностей тела контактирующих с рабочим оборудованием.

Помимо системы общего освещения всего парка станочного оборудования должна предусматриваться индивидуальная система освещения рабочего места каждого станка.

Искусственное освещение рабочего места должно быть выполнено в соответствии требованиями действующих норм освещенности рабочих зон станочника. Недостаточное освещение приводит к чрезмерной нагрузке на глаза рабочего персонала, ухудшению реакции на непредвиденные факторы и как правило приводит к росту травматизма на предприятии. При этом открытая проводка индивидуального освещения рабочих мест не допускается.

В ходе эксплуатации рабочее оборудование необходимо снабжать расходными материалами (заготовки, инструменты, дополнительные оснастки, ветошь, расходные материалы), а так же обеспечивать безопасную транспортировку готовой продукции на склад.

При установлении безопасной ширины проезда между станками следу-

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65



ет учитывать такие факторы как расстояние между станками, габаритные размеры оборудования и спецификой выполняемых рабочих операций. Помимо предусмотренной ширины проезда колесного транспорта (электрокары, погрузчики, тележки) должна предусматриваться зона свободного перемещения рабочего персонала.

Ответственность за создание безопасных условий при работе, за своевременный инструктаж, проверку знаний у работников требований инструкций, возлагается на руководителя работ.

За невыполнение и нарушение требований инструкций виновные привлекаются к ответственности в соответствии с действующим законодательством.

Правила пожарной безопасности на рабочем месте:

1. Курение в организации допускается в строго определенных местах, соответствующим образом оборудованных и обеспеченных средствами пожаротушения (на улице). Курить в зданиях категорически запрещено.

2. Каждый работник должен строго соблюдать установленный противопожарный режим, уметь пользоваться первичными средствами пожаротушения и знать порядок и пути эвакуации на случай пожара.

3. Лица, не прошедшие первичный противопожарный инструктаж, к работе не допускаются.

4. Лица, нарушающие требования пожарной безопасности, привлекаются к административной ответственности.

5. Требования безопасности перед началом работы. Каждый работник организации должен проверить: наличие и состояние первичных средств

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

пожаротушения; противопожарное состояние электрооборудования; работоспособность системы вентиляции; исправность телефонной связи; состояние эвакуационных выходов, проходов.

6. Требования безопасности во время работы. В рабочее время каждый работник должен: постоянно содержать в чистоте и порядке свое рабочее место; проходы, выходы не загромождать различными предметами и оборудованием; не допускать нарушение пожарной безопасности со стороны посторонних лиц; не подключать самовольно электроприборы, исправлять эл. сеть и предохранители; не пользоваться открытым огнем в служебных и рабочих помещениях; не накапливать и не разбрасывать бумагу и другие легковоспламеняющиеся материалы и мусор; не пользоваться электронагревательными приборами в личных целях с открытыми спиралями; не оставлять включенными без присмотра электрические приборы и освещение; не вешать плакаты, одежду и другие предметы на розетки, выключатели и другие электроприборы.

7. Требования безопасности по окончании работы: тщательно убрать свое рабочее место; проверить состояние первичных средств пожаротушения; эвакуационные проходы, выходы оставлять свободными.

8. Действие рабочих и служащих на случай пожара. В случае возгорания немедленно сообщить руководителю, ответственному за пожарную безопасность. Для вызова городской пожарной команды звонить с городской АТС - 101, с сотовых - 112. Принять меры по ликвидации очага возгорания и необходимости эвакуации людей и имущества из помещения.

Для проведения необходимых мероприятий на объекте по обеспечению его пожарной безопасности необходима оценка помещений по пожарной безопасности. Класс пожарной опасности присваивается помещению в зави-

симости от многих факторов, но основные из них - это наличие в помещении пожароопасного производства, легковоспламеняющихся и взрывчатых веществ.

Пар станочного оборудования относится к классу В. В целом к классу относятся помещения и цеха, где присутствуют легковоспламеняемые вещества, однако отсутствует взрывоопасность. Это горючие и трудновозгораемые вещества, пыли или волокна. Они загораются под воздействием воздуха, воды, друг друга, однако они не могут взрываться.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с требованиями выданного задания, проведена разработка гидропривода рабочего стола фрезерного на базе существующего фрезерного станка 6520Ф3 с использованием современных гидрокомпонентов.

Для этого проделана следующая работа.

1) Обоснована и выбрана принципиальная схема гидропривода с дроссельным управлением, обеспечивающая продольное, поперечное и вертикальное перемещение рабочего стола станка.

2) Выполнен расчет основных характеристик гидропривода, в том числе: (расчет энергетических и силовых характеристик; расчет основных параметров силового гидроцилиндра; расчет трубопроводов гидролиний; определены потери гидропривода; проведен тепловой расчет гидропривода и расчет статической нагрузочной характеристик). Рассчитаны скорости и перемещения штоков гидроцилиндров при движении с упора на упор.

3) Выбраны элементы гидропривода (насосы пластинчатые регулируемый Г12-53АМ; золотниковые гидрораспределители ВММ10.44; гидроцилиндр одностороннего действия ГЦ80х40х123, гидроцилиндры двустороннего действия ГЦ80х40х250, ГЦ80х40х125; дроссель ДКМ 10/3) и рабочая жидкость (масло индустриальное И-20), удовлетворяющие рассчитанным характеристикам.

Рабочее давление составляет  $38,7 \text{ кгс/см}^2$ , КПД привода 67%

В разделе БЖД рассмотрены вопросы безопасности и охраны труда при работе с гидросистемами.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

## Список использованных источников

1. Большая политехническая энциклопедия  
[https://polytechnic\\_dictionary.academic.ru](https://polytechnic_dictionary.academic.ru)
2. Расчет гидропривода: Метод. указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / Сост. В. Г. Иванов; Краснояр. гос. техн. ун-т. – Красноярск: КГТУ, 1999. – 47 с.
3. Составление принципиальных гидравлических схем: Методическое указание для студентов машиностроительных и транспортных специальностей/Сост. С. В. Каверзин, В. Г. Иванов: RUNE/ Красноярск, 1994. 58 с.
4. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. Пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «4 Выбор и расчет параметров гидромоторов»
5. Колка И. А., Кувшинский В. В. «Многооперационные станки», 1983г.
6. Свешников В. К., Усов А. А. «Станочные гидроприводы»
7. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А. «Элементы гидропривода (Справочник)», 1969 г.
8. Т.М. Башта «Машиностроительная гидравлика», 1971 г.

					ЮУрГУ 15.03.02.2019.585.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70