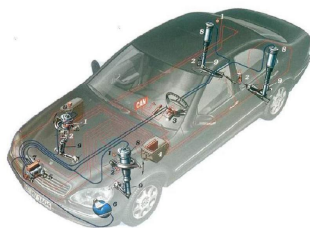


В.С. Сидоренко

ИЗУЧЕНИЕ И РАЗРАБОТКА СХЕМОТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА



Ростов-на-Дону 2011

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА»

В.С. Сидоренко

ИЗУЧЕНИЕ И РАЗРАБОТКА СХЕМОТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие

*Допущено УМО вузов по университетскому политехническому образованию
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности
«Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»*

Ростов-на-Дону 2011

УДК 631.3.28

С 34

Рецензенты: доктор технических наук,
профессор О.Н. Трифонов (МГТУ «Станки»);
кандидат технических наук,
доцент В.С. Кузнецов (МГТУ им. Баумана)

Сидоренко В.С.

С 34 Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода: учеб. пособие / В.С. Сидоренко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2011. – 94 с.

Рассмотрены структурно-логическая схема изучения дисциплины “Гидропривод и гидравлические средства автоматизации”, методология изучения, основы анализа и синтеза схмотехнических решений промышленного гидропривода. Описаны основные разделы дисциплины: гидравлика, гидропривод, гидропневмоавтоматика, приведены основы схмотехнического поиска гидропривода, статического и динамического расчета его параметров, выбора рациональной элементной базы, исполнительных устройств гидрофицированного металлообрабатывающего оборудования. Пособие рекомендовано студентам инженерных специальностей, а также инженерно-техническим работникам, занимающимся разработкой и обслуживанием гидрофицированной техники.

УДК 631.3.28

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета.

Научный редактор доцент В.А. Чернавский

© Сидоренко В.С., 2011

© Издательский центр ДГТУ, 2011

Содержание

Введение.....	5
1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ. ЕЕ МЕСТО В ИНЖЕНЕРНОЙ ПОДГОТОВКЕ.....	7
2. РЕКОМЕНДАЦИИ К ИЗУЧЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ.....	8
2.1. Гидравлика.....	8
2.2. Гидропривод.....	9
2.3. Гидропневмоавтоматика.....	10
3. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ.....	11
4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ	13
4.1. Анализ объекта гидрофикации, выбор гидропривода	14
4.2. Составление циклограммы работы привода.....	14
4.3. Разработка принципиальной схемы гидропривода.....	17
4.3.1. Анализ элементной базы гидропривода.....	25
4.3.2. Разработка функциональной и структурной схем гидропривода.....	27
4.3.3. Составление принципиальной схемы.....	30
4.4. Полная циклограмма работы гидропривода.....	33
4.5. Расчет гидропривода.....	34
4.5.1. Расчет параметров и выбор гидродвигателя.....	38
4.5.1.1. Приводы с гидроцилиндром.....	38
4.5.1.2. Приводы с гидромотором.....	42
4.5.2. Расчет параметров и выбор насоса.....	44
4.5.3. Выбор гидроаппаратуры.....	47
4.5.4. Расчет параметров и выбор сортамента трубопроводов.....	48
4.5.5. Выбор марки рабочей жидкости.....	49
4.5.6. Определение режимов движения рабочей жидкости в гидросистеме	53
4.5.7. Уточненный расчет потерь давления в гидромагистралях привода.....	54
4.5.8. Динамический расчет процесса пуска гидропривода.....	57
4.5.9. Определение рабочего и максимального давления гидропривода.....	65
4.5.10. Расчет энергетических характеристик гидропривода.....	66

4.5.11. Обеспечение рационального теплового режима работы гидропривода.....	68
4.6. Графическая часть курсовой работы (проекта).....	69
Рекомендуемый перечень нормативных и литературных источников.....	70
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Таблица А1 - Варианты заданий к курсовому проектированию.....	73
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Таблица Б1 - Варианты задаваемых рабочих циклов, требования к схемам.....	76
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Таблица В1 - Исполнительные механизмы металлообрабатывающего оборудования.....	82
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Таблица Г1 - Источники питания, емкости, кондиционеры рабочей жидкости.....	85
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Таблица Д1 - Гидравлические двигатели.....	86
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Таблица Е1 - Регулирующие устройства.....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Таблица Ж1 - Направляющие устройства.....	88
ПРИЛОЖЕНИЕ И. Таблица И1 - Контрольно-измерительные приборы.....	89
ПРИЛОЖЕНИЕ К. Таблица К1 - Управляющие и логические устройства.....	90
ПРИЛОЖЕНИЕ Л. Примеры выполнения графической части курсовой работы.....	91

Введение

Современный уровень общественного производства и его дальнейшее развитие неразрывно связаны с интенсификацией рабочих процессов машин и агрегатов, внедрением автоматизированных комплексов технологического оборудования со многими исполнительными движениями. В этих условиях возникает необходимость создания новых и совершенствования действующих автоматизированных приводов, отвечающих все возрастающим требованиям повышения быстродействия, точности, надежности и экономичности техники.

Одним из перспективных направлений решения задачи является насыщение технологического оборудования системами гидропривода и гидропневмоавтоматики. Так, применение гидроприводов в металлообрабатывающем оборудовании позволяет упростить кинематику станков, улучшить массогабаритные характеристики, повысить уровень автоматизации исполнительных механизмов, улучшить их динамическое качество.

Широкое использование гидропривода обусловлено его существенными преимуществами в сравнении с другими типами приводов и, прежде всего, возможностью получения больших усилий, крутящих моментов и мощностей при ограниченных габаритах гидродвигателей. Другие преимущества гидропривода - простота преобразования и передачи энергии, высокие удельная напряженность силового потока и динамические характеристики в переходных режимах, бесступенчатое регулирование скорости движения, автоматическая защита от перегрузок, высокая жесткость кинематических и нагрузочных характеристик, пожаробезопасность - наиболее полно отвечают тенденциям развития техники и способствуют повышению ее эффективности.

Компактные энергоемкие гидродвигатели легко встраиваются в различные исполнительные механизмы, соединяются трубопроводами с гидроаппаратами и насосной установкой, имеющей один или несколько насосов. Это открывает широкие возможности для автоматизации, контроля и оптимизации рабочих процессов, применения программных, адаптивных и мехатронных систем управления. Компонировка гидроприводов легко поддается модернизации, состоит главным образом из стандартных, унифицированных гидроаппаратов, серийно выпускаемых отечественными и зарубежными производителями по единому международному классификатору [5,14].

Гидроприводы имеют и недостатки, которые ограничивают их возможности в реальных проектах. Это потери на трение и утечки, в подвижных сопряжениях, гидродвигателей и аппаратов, что вызывает нагрев рабочей жидкости и снижает КПД гидропривода. Внутренние утечки через зазоры подвижных сопряжений гидроаппаратов в допустимых пределах полезны, поскольку улучшают условия смазки и теплоотвод из гидропривода. Наружные утечки приводят к повышенному расходу масла, загрязнению гидросистемы и рабочего места и, как следствие, к нарушению требований экологичности. Необходимость применения фильтров тонкой очистки для обеспечения требуемой надежности гидроприводов повышает стоимость последних и усложняет техническое обслуживание. Работоспособность гидросистем резко снижается при попадании воздуха и воды в минеральное масло. Изменение вязкости масла при его нагреве приводит к изменению скорости движения гидродвигателей.

В этих условиях важное значение приобретают методы поиска, расчета и проектирования рациональных схмотехнических решений гидроприводов, основанные на знаниях свойств и технических характеристик жидкостей и газов, законов их поведения в гидросистемах, емкостях и резервуарах. Понимание физической сущности гидромеханических процессов, грамотное их моделирование в инженерных задачах позволяют создавать высокоэффективные механизмы и машины на основе технических средств гидропривода и гидроавтоматики при минимальных затратах времени и средств. Обобщенные подходы к изучению дисциплин «Гидропривод и гидравлические средства автоматизации», «Пневматические средства автоматизации», анализу и синтезу схмотехнических решений гидропневмопривода позволяют использовать полученные знания при разработке гидрофицированных технологических машин (станочные системы, кузнечно-прессовое, литейное и сварочное оборудование, технологическая оснастка, промышленные роботы, пищевое оборудование и др.), а также мобильной техники, в частности, сельскохозяйственных и транспортных машин.

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ. ЕЁ МЕСТО В ИНЖЕНЕРНОЙ ПОДГОТОВКЕ

Цель изучения дисциплины - подготовка специалистов для производственной, конструкторской и исследовательской деятельности в области автоматизации технологических процессов и машин средствами гидропривода и гидропневмоавтоматики. Дисциплина направлена на развитие навыков анализа и синтеза схмотехнических решений, расчета и проектирования гидравлических и пневматических приводов исполнительных механизмов технологических машин. Объектами изучения являются гидравлические устройства, системы гидропривода и гидропневмоавтоматики, применяемые в технологическом оборудовании, транспортирующих и ориентирующих устройствах, оснастке, роботах и манипуляторах. Изучение дисциплины предполагает:

овладение знаниями:

- основных законов поведения жидкостей и газов в технических системах и их применения в решении инженерных задач;
- принципов действия и основ функционирования различных устройств гидроприводов и гидропневмоавтоматики;
- основ схмотехнического поиска, расчета и проектирования приводов и систем гидроавтоматики;
- тенденций развития гидрофицированной техники, современных методов создания перспективных решений в области приводов и систем;

овладение умениями:

- решать прикладные задачи инженерной гидравлики в технических проектах;
- по заданным техническим требованиям и результатам расчета выбирать элементную базу гидропривода и систем гидроавтоматики;
- читать, анализировать и составлять схемы гидравлических силовых и управляющих систем;
- определять и согласовывать основные характеристики элементов привода для обеспечения рациональных режимов работы исполнительных механизмов.

Основы дисциплины базируются на знаниях естественнонаучных и общепрофессиональных дисциплин: «Высшая математика», «Физика», «Теория механизмов и машин», «Теоретическая механика», «Основы конструирования машин», «Моделирование технических систем», «Управление техническими системами».

Полученные знания используются в курсовом, а в дальнейшем и дипломном проектировании при разработке гидравлических приводов и систем основного и вспомогательного технологического оборудования, углубляются при изучении специальных дисциплин инженерной подготовки по основной специальности 150802 «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и других инженерных специальностей.

2. РЕКОМЕНДАЦИИ К ИЗУЧЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

Структурно-логическую схему дисциплины образуют три раздела: гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика. Их изучение в указанной последовательности позволит сформировать знания, умения и навыки и применять их при анализе или синтезе технических решений в гидрофицированной технике.

2.1. Гидравлика

В этом разделе рассматриваются основные положения технической механики жидкости и газов, описываемые тремя блоками тем: гидростатика, гидрокинематика и гидродинамика жидкости и газа [4,6].

Гидростатика рассматривает основные закономерности поведения жидкости и газов в условиях равновесия (абсолютного или относительного покоя) на основе дифференциальных уравнений Л. Эйлера. Интегрирование уравнений приводит к основному уравнению гидростатики, позволяющему определять абсолютное гидростатическое давление в любой точке выделенного объема жидкости, а также силы, действующие на плоские и криволинейные поверхности. Эти знания представляют основу расчета емкостей и резервуаров, широко применяемых в инженерной практике.

Важным здесь является понимание закона Паскаля, определяющего принципы преобразования силы, скорости, перемещения посредством рабочей жидкости в объемном гидроприводе [1, 6, 24].

Гидрокинематика изучает закономерности поведения потоков жидкости и газа без анализа сил, вызывающих их движение, предлагает расчетные зависимости для определения наиболее важных характеристик потока: живое сечение, смачиваемый периметр, гидравлический радиус, расход и скорость потока, условие неразрывности потока. Рассматривая общие свойства потока жидкости,

необходимо обратить внимание на подходы Лагранжа и Эйлера к изучению движения жидкости.

Рассматривая режимы движения жидкости, необходимо обратить внимание на физический смысл числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном движении потока.

В разделе «Гидродинамика» ключевым является уравнение Д. Бернулли для определения напора одномерного потока рабочей среды. Понимание геометрической и энергетической сущности трех его составляющих (скоростного, геометрического и пьезометрического напора) позволяет рассчитывать давление на любом участке потока. Случай стационарного движения жидкости приводит к фундаментальному уравнению гидродинамики реального потока. Оно позволяет рассчитывать характеристики потока реальной жидкости при истечении через отверстия и насадки и при известной площади «живого» сечения потока – расход вытекающей жидкости. Уравнение Д. Бернулли применяется при решении многих практических задач, например, при расчете проточной части гидроаппаратов. Поэтому следует хорошо разобраться и запомнить основные уравнения этого раздела, позволяющие рассчитывать статические расходно-регулирующие характеристики гидравлических устройств.

Из уравнения гидродинамики реального потока жидкости складываются основные представления о гидравлических сопротивлениях (линейных и местных), расчет которых выполняется по уравнению Вейсбаха-Дарси. Важным для этого раздела является рассмотрение гидравлического удара, условий и последствий его возникновения.

В заключительной теме раздела рассматриваются основы расчета простых и разветвленных гидромагистралей, потребного напора, насосной подачи и рабочей точки гидросистемы [4,6,13].

2.2. Гидропривод

Раздел посвящен объемному гидравлическому приводу, представляющему совокупность технических устройств, связанных между собой посредством жидкости или газа (пневмопривод) для выполнения различных исполнительных движений механизмов и машин. При изучении этого раздела необходимо выделить достоинства и недостатки гидроприводов, устройство и принцип действия источников питания, гидродвигателей, регулирующей, направляющей и вспомогательной аппаратуры [1,4,14,24]. Особое внимание следует обратить на способы регулирования скорости привода (дрессельный и объемный), их сравнительный анализ, приемы стабилизации скорости при

переменной нагрузке, а также способы синхронизации движения группового гидропривода, работающего от одного насоса. При изучении управляющих устройств важно понять принципы построения гидравлических и пневматических усилителей мощности на основе золотника, струйной трубки, сопло-заслонки, изучить их основные характеристики (коэффициент усиления добротность) [12, 17]. Основным вопросом здесь является связь между расходом, давлением жидкости, формой, параметрами проточной части рабочих окон различных управляющих устройств [23,31]. Их многообразие, различные способы управления реализуются в программном, следящем и шаговом гидроприводах, каждый из которых имеет свои особенности, во многом определяющие выбор типа и стратегию проектирования привода [2,18]. Учитывая широкое применение в автоматизированном технологическом оборудовании следящего привода, необходимо изучить устройство, типовые примеры гидравлических следящих приводов с механическими, электрическими, гидравлическими обратными связями [3, 13, 23].

2.3. Гидропневмоавтоматика

Гидропневмоавтоматика (ГПА) рассматривает законы сбора и переработки информации, формируемой потоками жидкости или газа для управления гидропневмосистемами по заданному закону, предлагает способы и технические средства автоматизации процессов и машин [6].

Системы ГПА широко применяются как для решения силовых задач (автоматизированный гидропневмопривод), так и для выполнения функций управления технологическими процессами, логических и вычислительных операций в системах управления. Раздел "Пневматические приводы", описывающий силовые приводы, не рассматривается отдельно, так как его основы базируются на знаниях раздела "Гидравлические приводы". Поэтому при проработке этого материала рекомендуется опираться на общие положения обоих разделов, акцентируя внимание на особенностях применения газа в качестве рабочей среды. Их понимание основывается на фундаментальных уравнениях поведения газа Менделеева-Клапейрона, Ван-дер-Ваальса, Дюпре-Абеля.

Изучение принципов построения клапанных, мембранных, струйных элементов ГПА, анализ их типовых устройств позволили перейти к рассмотрению унифицированных систем элементов гидропневмоавтоматики: ПЕРПА, СЭГРА, УСЭППА, Волга и др., возможности

выполнения на их элементной базе функций управления, логических и вычислительных операций в одно- и многотактных релейных схемах управления [6, 16, 26].

Перспективным направлением развития ГПА является создание на ее элементной базе измерительной техники. Это подтверждается многообразием приборов, контрольно-измерительных устройств, построенных на различных гидрогазодинамических эффектах для измерения линейных размеров, температуры, расходов, давлений, скорости и др. [6]. Основные из них должны быть рассмотрены при изучении этого раздела.

При изучении дисциплины необходимо выделить сложные в понимании вопросы и получить соответствующие консультации на кафедре. В целях самопроверки усвоения материала полезно решить типовые задачи, предлагаемые программой, пройти компьютерное тестирование в вычислительном классе кафедры.

Заключительным этапом изучения лекционного курса является систематизация, обобщение и закрепление полученных знаний выполнением лабораторного практикума, курсового проектирования и итоговая аттестация в виде экзамена.

3. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Изучение теоретического курса сопровождается выполнением лабораторных работ. Для каждой лабораторной работы предлагаются методические указания, в которых указаны цель, задачи, даны основные теоретические положения, описание лабораторной установки, методика проведения работы и оформления отчета. При подготовке, выполнении лабораторных работ, защите отчетов следует уделить внимание сущности протекающих процессов, руководствоваться методическими указаниями и рекомендованной литературой.

Конкретные цифровые значения исходных данных для выполнения работы дает руководитель занятий. При обработке результатов эксперимента размерности физических величин приводятся в системе СИ.

Содержание отчета о выполненной лабораторной работе включает следующие разделы:

- 1) Цель и задачи работ.
- 2) Основные теоретические положения и пояснения сущности исследуемых процессов и закономерностей поведения жидкостей и газов.

3) Технические средства обеспечения программы исследования, описание экспериментального стенда, измерительных устройств.

4) Методика проведения эксперимента, элементы его планирования, таблица исходных данных и результатов измерений.

5) Обработка результатов эксперимента, расчеты характеристик по аналитическим и эмпирическим формулам, представленных в таблице 2.

6) Построение графиков исследуемых зависимостей и анализ их вида, исходя из физики исследуемых процессов.

7) Формулировка основных выводов, поясняющих степень достижения поставленных целей и задач.

8) Оценка качественного и количественного совпадения результатов исследования, рекомендации для повышения точности эксперимента, совершенствования методики проведения работы.

Примерный перечень лабораторных работ:

1) Основы функционирования типовых устройств гидропривода и гидроавтоматики, макетирование принципиальных схем простейших гидроприводов.

2) Питающие установки гидропривода.

3) Регулирующие устройства гидропривода по давлению.

Клапаны. Статические характеристики.

4) Устройства для управления расходом жидкости. Дроссели, регуляторы и стабилизаторы потока. Статические расходно-регулирующие характеристики.

5) Дроссельный гидропривод. Сравнительные испытания и анализ основных схем.

6) Синхронизация движения нескольких гидродвигателей.

7) Программный гидропривод.

8) Электрогидравлический шаговый привод.

9) Гидравлический следящий привод.

10) Гидравлические усилители мощности.

Лабораторный практикум выполняется в специализированной учебно-инженерной лаборатории «Промышленный гидропривод и гидропневмоавтоматика» на универсальных стендах «Фесто-Дидактик», оснащенных современной элементной базой гидропривода и электрогидроавтоматики. Учитывая многообразие и особенности функционирования технических средств гидропривода и гидроавтоматики (все устройства, гидромагистраль скрыты от визуального наблюдения процессов движения потока и срабатывания устройств), изучение типовых устройств, основ их функционирования осуществ-

ляется на специальном стенде «Прозрачная модель». Он укомплектован прозрачными моделями типовых гидроаппаратов, подключаемых к компактной насосной установке гидроблоком управления и быстроразъемными шлангами.

Стенд для макетирования и исследования выполнен двухсторонним, допускает одновременную работу двух подгрупп из 3,4-х студентов.

С каждой рабочей стороны содержит энергосиловую установку, наборное поле для составления схем, электронную линейку с элементами управляющей и измерительной электроавтоматики, комплекс контрольно-измерительных датчиков и устройств для организации эксперимента. Гидроаппараты устанавливаются на наборном поле на полетах-спутниках, соединяются между собой быстроразъемными шлангами.

Важным разделом отчета является анализ результатов и конкретные выводы. Защита отчетов проводится по мере выполнения работ.

При положительной оценке выполненных работ студент получает кафедральный зачет по лабораторному практикуму.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Курсовая работа выполняется для закрепления знаний, развития схемного мышления, навыков поиска схемотехнических решений, составления схем, выполнения расчетов, основных этапов проектирования гидравлических приводов, выбора рациональной элементной базы, анализа полученного решения по основным критериям качества гидропривода.

Задание на курсовую работу предлагает разработку силового гидропривода технологического оборудования по заданным исходным данным. Гидропривод выполняет движение подачи станка без участия оператора. Алгоритм его работы закладывается циклограммой работы, составляемой после анализа рабочего процесса. Для разработки привода задается один из десяти объектов гидрофикации (см. приложение 1), приводятся закон движения исполнительного механизма (рабочий цикл) и технические требования к проекту.

В приложении А предлагаются исходные данные для расчета привода. Номер задания курсовой работы (проекта) соответствует двум последним цифрам номера зачетной книжки студента. В графе

"2" в приложении 1 указан вариант схемы исполнительного механизма (см. приложение 3), для которого должен быть разработан автоматизированный гидропривод.

4.1. Анализ объекта гидрофикации, обоснование выбора гидропривода

Исполнение гидропривода во многом определяется служебным назначением технологического оборудования. Поэтому его разработку следует начинать с краткого анализа объекта гидрофикации, его рабочей зоны и состава исполнительных движений, для чего необходимо выделить в приложении 1 заданный исполнительный механизм (ИМ). На этом этапе определяется направление поиска схемотехнического решения привода, обосновывается применение гидропривода, формируются основные технические требования к проекту [16, 21, 29].

При простом и надежном цикловом управлении с контролем по пути команда на выполнение очередного элемента цикла поступает от средств путевого контроля после выполнения предыдущего перехода, например, воздействием программно выставляемого на подвижной части ИМ упора на осевые пилоты, конечные выключатели или применением датчиков перемещения [15, 17]. При контроле движения по давлению переключение осуществляется с помощью команд от реле давления. Этот способ часто применяется при работе по жестким упорам. Контроль во времени применяется в случаях, когда время выполнения элемента цикла регламентируется техпроцессом обработки, например, выдержка на упоре в конце рабочего хода инструмента.

Результатом этого этапа работы является составление на основе расчетной схемы ИМ (Приложение А) полуконструктивной схемы с указанием элементов задания и контроля рабочего цикла (упоры, конечные выключатели, осевые пилоты). При этом на схеме указываются основные кинематические, силовые, геометрические параметры исполнительного механизма и гидродвигателя [2, 3, 24].

4.2. Составление циклограммы работы привода

При составлении циклограммы допускается пренебрегать временем разгона t_p , реверсирования $t_{р\text{св}}$, торможения t_t рабочего органа, а рассчитывать времена установочных и рабочих перемещений

$$t_{pn} = \frac{L_{pn}}{v_{pn}}, \quad t_{on} = \frac{L_{on}}{v_{on}}, \quad t_{oo} = \frac{L_{oo}}{v_{oo}}, \quad (1)$$

где v_{pn} , L_{pn} – скорость и величина рабочего хода; $v_{б.п.}$, $L_{б.п.}$, $v_{б.о.}$, $L_{б.о.}$ – соответственно скорость и длины хода быстрого подвода и отвода.

Тогда временная циклограмма включает лишь элементы установившихся режимов рабочего цикла. В табл.1 представлены пример циклограммы типового рабочего цикла агрегатной головки (табл.1):

$$t_p + t_r \ll t_y,$$

Длительность элемента цикла «Стоп» определяется временем загрузки станка t_z и принимается по нормативам (2-6 с), время задержки (выдержки на упоре) $t_{зд}=1-3$ с [2, 21], остальные элементы рабочего цикла определяют расчетом.

По составляющим временной циклограммы определяется время цикла $T_{ц}$ (для рассматриваемого примера $T_{ц}=40$ с):

$$T_{ц} = t_z + t_{п.п.} + t_{б.п.} + t_{б.о.} \quad (2)$$

Таблица 1

Временная циклограмма

Номер цикла	Элементы цикла	Время цикла $T_{ц}=40$ с			
1	«Стоп» загрузка станка				
2	Быстрый подвод				
3	Рабочая подача				
4	Выдержка на упоре				
5	Быстрый отвод				
	Время t (с)	10	20	30	

Таким образом, время работы гидропривода $T_{ц}$ в сравнении со временем рабочего цикла машины, например, для металлообрабатывающего оборудования – штучным временем $T_{шт}$, позволяет определить важные характеристики гидропривода. Это коэффициент использования гидропривода $K_{гп}$, коэффициент использования максимального (номинального) давления K_p и частоту включения гидропривода $Z_{гп}$ за один час работы станка. Временная циклограмма позволяет определить режим работы гидропривода в общем рабочем цикле машины [26]. Так, для металлообрабатывающего оборудова-

ния время обработки заготовки называют штучным временем $T_{шт}$, определяющим производительность станка Π :

$$\Pi = \frac{3600}{T_{шт}}, \text{ шт/ч.} \quad (3)$$

Определив по временной циклограмме время работы гидропривода $T_{ц}$ при известном $T_{шт}$, определяют коэффициент использования гидропривода $K_{2п}$.

$$K_{гп} = \frac{T_{ц}}{T_{шт}}, \quad (4)$$

В нашем случае $T_{шт} > T_{ц}$, так как оно учитывает еще и время загрузки, разгрузки, подготовительно - заключительное, поэтому $K_{2п} < 1$ [14].

Вторым показателем режима работы гидропривода является коэффициент использования номинального давления K_p . Для его определения выделим на временной циклограмме элементы рабочего цикла гидропривода, выполняемые при максимальной нагрузке. Для нашего примера – это рабочая подача $t_{рп}$ и выдержка на упоре t_y . Искомый коэффициент определяется выражением.

$$K_p = \frac{t_3 + t_y}{T_{ц}}. \quad (5)$$

Третий показатель, влияющий на оценку режима работы гидропривода – это частота включений гидропривода за один час работы машины [14].

$$Z_{ен} = \frac{3600}{T_{ц}} \quad (6)$$

Режим работы определяется по табл.2.

Таблица 2

Режимы работы гидропривода

Коэффициент работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления	Частота включения гидропривода	Режимы работы
0.1...0.3	до 0.2	До 100	Мягкий
0.4...0.5	0.4...0.5	100...200	Средний
0.9...1	более 0.7	400...800	Тяжелый

Оценка режима работы гидропривода во многом определяет стратегию его проектирования, по таким важным критериям, как надежность и долговечность работы.

4.3. Разработка принципиальной схемы гидропривода

Разработка привода исполнительного движения оборудования начинается с выбора вида привода по типу энергоносителя (механический, электрический, гидравлический, пневматический, комбинированный). Последний вид приводов (электромеханический, электрогидравлический, пневмогидравлический) позволяет выгодно сочетать преимущества различных видов приводов, например для электрогидравлического – возможность автоматизированного управления, высокая энергоемкость, бесступенчатое управление скоростью, компактность привода. Выбор вида привода для конкретного случая – ответственная задача, решаемая на основе объективного анализа конкурирующих решений. Возникает необходимость разумного компромисса. В общем случае – это многокритериальная задача, требующая решения на основе оптимизационных подходов. Если применение гидропривода достаточно обосновано, приступают к выбору типа привода. На этом этапе важно вспомнить основные признаки классификации гидроприводов и их содержание. Так гидроприводы технологического оборудования обеспечивают:

- главные движения инструмента или обрабатываемого материала;
- движения подачи инструмента или заготовки в процессе обработки;
- движения деления обрабатываемой заготовки;
- вспомогательные движения пространственной ориентации инструмента и обрабатываемой заготовки, их транспортирование, закрепление и фиксацию;

Из других важных признаков классификации отметим:

Номинальное давление:

- **Низкое 1...4 МПа**

- **Среднее 4...10 МПа**

- **Высокое 10...20 МПа**

- **Сверх высокое - свыше 20 МПа**

Гидросистемы низкого давления применяют в устройствах охлаждения зоны обработки материалов, смазки подвижных сопряжений. Потребное давление в таких системах определяется потерями напора в трубопроводах, дросселированием жидкости в местных со-

противлениях, необходимостью подъема жидкости из гидробака на высоту потребителя. Низкие давления достаточны также для управления движением вспомогательных механизмов, муфт, переключения передач в коробках скоростей, подач, вариаторах.

Гидросистемы среднего давления обслуживают механизмы подач, а также более нагруженные вспомогательные механизмы (зажимные приспособления, механизмы разгрузки от веса, быстроходные поворотнo-делительные устройства и др.)

Высокие давления применяют в приводах главного движения (движения резания) и подачи тяжело нагруженного технологического оборудования, быстродействующих роботах и манипуляторах при значительных технологических и массовых нагрузках.

По уровню управления параметрами гидроприводы различают:

- нерегулируемые (гидропередачи с постоянными параметрами);
- Регулируемые (с управлением по скорости, силе, перемещению, положению)

По способу управления скоростью исполнительных движений различают приводы с объемным (машинным), дроссельным, ступенчатым и смешанным управлением скоростью гидропривода.

По режиму работы различают гидроприводы:

- непрерывного действия (приводы конвейеров, транспортеров, платформ антенных устройств, систем охлаждения и смазки и др.);
- циклового действия (приводы передач, вспомогательных движений, поворотнo-делительных механизмов и др.).

По виду циркуляции потока рабочей жидкости применяют гидросистемы с открытой или закрытой циркуляцией. Вид циркуляции потока оказывает существенное влияние на конструктивное исполнение гидропривода.

Так, в системах с открытой циркуляцией слив рабочей жидкости из гидродвигателей осуществляется в гидробаке, сообщающийся с атмосферой, и давление на свободной поверхности жидкости равно атмосферному.

В системах с закрытой циркуляцией рабочая жидкость из сливной полости гидродвигателя и магистрали поступает во всасывающую полость насоса. Гидросистемы с закрытой циркуляцией, несмотря на ряд преимуществ (отсутствует гидробак, лучшие массогабаритные характеристики и возможность защиты жидкости от внешних загрязнений и влаги, сохранение работоспособности привода при низких температурах), применяются в гидрофицированном оборудо-

вании ограничено, так как в них имеет место большой нагрев рабочей жидкости, что требует установки специальных охлаждающих устройств. Затруднительно применение такой циркуляции в линейных гидроприводах. Кроме того, в гидросистеме необходима вспомогательная насосная установка для компенсации объемных потерь из замкнутого контура. Циклический характер работы исполнительных механизмов машин также ограничивает применение замкнутых гидросистем в схмотехнических решениях гидроприводов.

По способу управления движением различают гидроприводы с ручным, полуавтоматическим и автоматическим управлением.

В приводах с ручным управлением элементы гидропривода управляются оператором в реальном времени рабочего процесса и пространственном положении исполнительных механизмов. Цикл работы привода организуется последовательными воздействиями оператора на элементы гидропривода посредством рукояток или кнопок пульта управления.

При полуавтоматическом управлении оператор дает команду на начало или продолжение рабочего цикла с пульта управления. Рабочий цикл гидропривода выполняется схемой управления автоматически.

В автоматизированном гидроприводе управляющие воздействия формируются схемой управления всей машиной. По закону управляющих воздействий различают: программные, следящие, шаговые гидроприводы.

В программном гидроприводе закон задающих воздействий является заранее известной функцией времени. Это позволяет программировать рабочий цикл по пути или во времени (установкой упоров, конечных выключателей, командоаппаратов, программируемыми контроллерами, устройствами цифровой индикации, числового программного и мехатронного управления). Программный гидропривод разомкнутый, работает по схеме совпадения заданного и фактического значения параметра движения.

Следящие гидроприводы воспроизводят требуемый закон движения по измеряемому рассогласованию заданного и фактического значения управляемого параметра (перемещения, положения скорости, силы, крутящего момента). Такой режим обеспечивается введением обратных связей, образующих замкнутую схему гидропривода.

В шаговых приводах управляющие воздействия формируются последовательностью дискретных сигналов, от специального блока управления. Количество поданных дискретных сигналов определяет величину перемещения, а частота их следования – скорость движе-

ния. Автономным задатчиком перемещения (АЗП) является маломощный электрический шаговый двигатель. Характеристики выходного звена гидродвигателя с АЗП обеспечивают достаточные быстродействие и точность электрогидравлического силового привода.

Проектирование гидравлического привода гидрофицированной техники начинается с составления новой или выбора типовой гидравлической схемы. Она во многом определяет научно – технический уровень и конкурентоспособность спроектированного гидропривода стационарных или мобильных машин. Современный уровень развития гидрофицированной техники позволяет, как правило, находить аналогичные гидравлические схемы подобных объектов и принимать их за основу. Наиболее близкие аналоги обнаруживаются в результате информационного поиска, проводимого разработчиком. Однако в таких типовых схемах не учитываются особенности функционирования проектируемого гидромеханического устройства, последние достижения в развитии элементной базы гидроприво-строения, не всегда адекватны возможности автоматизации рабочего цикла машины. Следует помнить, что как составление новой принципиальной схемы, так и модернизация типовой – процесс творческий, требующий знания современного состояния и перспектив развития теории и практики гидравлических приводов, а также грамотной формулировки основных требований к проектируемой гидравлической системе [14]:

- Организовывать совместную (параллельную или последовательную) или раздельную работу гидродвигателей с позиционированием их конечных и промежуточных положений в соответствии с рабочим циклом.

- Проектировать гидромагистрали с минимальными длинами и разветвленностью для снижения их материалоемкости, улучшения динамических характеристик и упрощения технологии производства гидропривода.

- В соединениях трубопроводов и гидроаппаратов следует добиваться минимальных потерь давления, для чего проходные сечения входных и выходных отверстий гидроаппаратов должны иметь ту же площадь проходного сечения, что и трубопроводы при наименьшем числе изгибов.

- Обеспечивать требуемую стабильность скорости выходного звена гидродвигателя, исключить гидравлические удары, снижать шум и вибрации, предусматривая антикавитационные устройства, дегазаторы, гасители колебаний давления.

- Для тяжелонагруженных гидроприводов при широком диапазоне скоростей гидродвигателей необходимо применять насосы, а

при необходимости и гидромоторы регулируемой производительности.

- Предусматривать в гидросхемах устройства обеспечивающие выход рабочего механизма в безопасное положение при нарушении герметичности напорной гидролинии (обрыв трубопровода).

- При секционной работе нескольких гидродвигателей необходимо исключать взаимное влияние их рабочих процессов.

- Вводить в схему гидравлические устройства, которые автоматически отключали бы всасывающую линию от гидронасоса, отключали приводной двигатель и предотвращали бы дальнейший выброс рабочей жидкости из гидробака в окружающую среду в случае нарушения герметичности системы.

- Устанавливать в наиболее удаленных от насоса местах в верхних частях гидропривода клапаны автоматического удаления воздуха из гидросистемы, что существенно ограничивает кавитационные процессы, улучшает динамическое качество гидропривода.

- Оснащать гидросистему надежной системой фильтрации жидкости (фильтры, магнитные пробки), сводить к минимуму количество и размеры тупиковых зон, где жидкость не фильтруется.

- Для тяжелонагруженных гидроприводов, работающих в широком температурном диапазоне ($-60...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$), необходимо вводить кондиционеры рабочей жидкости для обеспечения рационального теплового режима в процессе эксплуатации гидропривода.

Принципиальная гидравлическая схема гидропривода является его основным документом, поэтому к ее составлению, исполнению и описанию следует относиться ответственно, строго исполняя требования Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), представляемой пакетом стандартов [1,7,8,9,10,11].

В соответствии со стандартом ГОСТ 2.704-76 гидравлические принципиальные схемы составляются в условных символических обозначениях, что позволяет достигать универсальности в исполнении различных схем и простоты их вычерчивания. Аналогичный подход используют стандарты других стран, что облегчает анализ любых гидравлических схем. Обычно составлению принципиальной схемы, обозначаемой ГЗ предшествует разработка структурной Г1 и функциональной Г2 схем. Последующие же этапы связаны с разработкой схем соединений - Г4, подключения - Г5, общей - Г6 и расположения - Г7.

Учитывая отсутствие у студентов достаточных навыков разработки схем, к каждому заданию предлагается состав элементной базы из таблиц П1...П8 пособия. Тем не менее, структурная и функ-

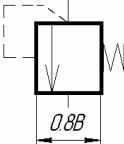
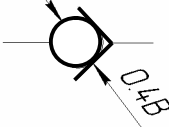
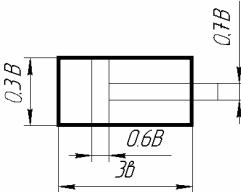
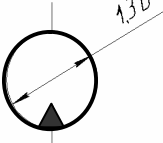
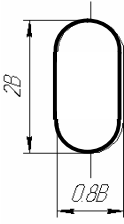
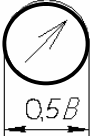
циональная схемы должны быть составлены и представлены в расчетно-пояснительной записке.

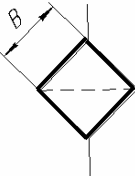
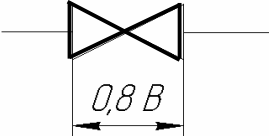
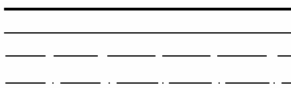
На этом этапе необходимо внимательно выбрать из соответствующих таблиц Приложения А предлагаемые заданием силовые и управляющие элементы гидропривода в виде их условных символов, буквенных обозначений и текстовой терминологии.

В учебных проектах принципиальная гидравлическая схема (ГЗ) объекта гидрофикации изображается на отдельном листе формата А1 без масштаба. Размеры символических изображений элементов гидропривода стандартом не регламентируются. В таблице 3 предлагаются основные размерные соотношения для построения символов гидравлических устройств. На принципиальных комбинированных схемах (СЗ) рекомендуется изображать элементы электрической и кинематической схем, организующих работу исполнительных механизмов (управление или передачу движения к рабочим механизмам). Это конечные и путевые выключатели, передаточно-преобразующие механизмы (зубчатые, рычажные, кулачковые, цепные и др.). Они формируют команды управления гидравлическими устройствами привода. В общем случае автоматизированный гидропривод представляет электрогидромеханическую систему, что объясняет присутствие ее основных элементов на принципиальной схеме. Всем элементам принципиальной схемы присваиваются соответствующие позиционные обозначения, по которым составляется перечень элементов (ГОСТ 2.704-76, чертеж 2). На свободном поле листа, где исполняется схема, рекомендуется представлять техническую характеристику гидропривода в виде табл.3.

Таблица 3
Основные соотношения размеров условных изображений элементов гидропривода

<p>Распределитель золотниковый</p>	
--	--

Продолжение таблицы 3	
Клапан предохранительный	
Клапан обратный	
Гидроцилиндр	
Гидромотор или насос	
Аккумулятор	
Манометр	

Окончание таблицы 3	
Фильтр	
Вентиль	
Трубопроводы:	
<i>S</i> -основные <i>S</i> /2-дренажные <i>S</i> /2-управляющие <i>S</i> /2-контур	

Размер В принимается разработчиком в зависимости от размеров формата, на котором выполняется схема символических изображений элементов гидропривода (для формата А1 рекомендуется принимать В=10-15 мм).

Проведение анализа элементной базы требует достаточных навыков общения с ЕСКД и умений по символам определять назначение гидравлических устройств, вспомнить принцип действия, типовые примеры применения, оценить их функциональные возможности в схемах.

Символическое и буквенное обозначения, описание анализа устройств приводятся в пояснительной записке. При этом каждое устройство кодируется своим буквенно-цифровым обозначением [8,9,10]:

А – устройство; РА – регулирующее устройство; АК – аккумулятор; Б – бак; РВ – резервуар; Д – гидродвигатель; ДП – делитель потока; ДР – дроссель; ЗМ – гидрозамок; К – клапан; КД – гидроклапан давления; КО – клапан обратный; КП – клапан предохранительный; КР – клапан редукционный; М – гидромотор; МН – манометр; Н – насос; НР – насос регулируемый; Р – распределитель; РД – реле давления; РП – регулятор расхода (потока); Ф – фильтр; Ц – цилиндр; ТПО – теплообменник (охладитель-нагреватель).

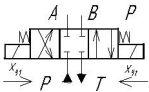
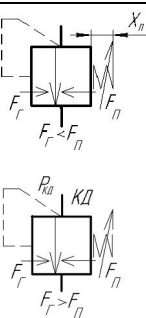
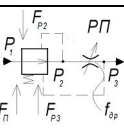
Группе одинаковых элементов присваивают порядковые номера, например для распределителей P1, P2, P3,...

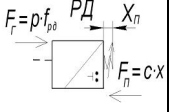
4.3.1. Анализ элементной базы гидропривода

Следует помнить, что символические изображения гидравлических устройств в отличие от полуконструктивных предоставляют меньше информации для анализа устройств. Однако, логика их построения при определенных навыках применения и условных изображений позволяют провести достаточно содержательный анализ предлагаемых заданием устройств. В табл.4 приводятся некоторые фрагменты такого анализа.

Таблица 4
Анализ типовой элементной базы гидропривода

Номер символа	Символическое изображение	Наимен.букв. обозн. устройства	Принцип действия, модель устройства	Функциональное назначение
1	2	3	4	5
1.		Насос – Н, постоянной производительности	<p>Однократный преобразователь механической энергии первичного двигателя ПД в энергию потока жидкости путем вытеснения ее из рабочих камер</p> $Q_H = q_H \cdot n_H - Q_Y$	Источник питания гидропривода, создающий потребный напор.
2.		Гидромотор – М, реверсивный, регулируемой производительности	<p>Преобразователи энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию вращения выходного звена</p> $n_{ГМ} = (Q - Q_Y) / q_{ГМ};$ $M = 1/2\pi \cdot q_{ГМ} \cdot (P_1 - P_2) \eta$	Ротационный двигатель

Продолжение таблицы 4				
1	2	3	4	5
3.		<p>Распределитель – Р, 3- позиционный 4х- линейный с закрытым центром и электро-механическим управлением положением золотника</p>	<p>Принцип компенсации перемещения X_{y1}, X_{y2}, золотника, образующего линию связи Р+А, В+Т, или Р+В, А+Т, или Р-А, В-Т</p> $Q_B = \mu \pi d_3 x_{y2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_B - P_T)}$ $Q_A = \mu \pi d_3 x_{y1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_A)}$	<p>Управление потоком рабочей жидкости (подвод, отвод, перекрытие, изменение направления движения) для разгона, торможения, реверсирования движения гидродвигателя или остановки и фиксации в заданном положении</p>
4.		<p>Гидроклапан давления - КД, прямого действия, нормально-закрытый</p>	<p>Принцип компенсации сил от давления жидкости F_r и предварительно сжатой пружины F_n, приводящий к открытию клапана $F_r > F_n$ или закрытию для $F_r < F_n$</p> $P_{кд} = \lambda \frac{cx_n + F_t}{f_r}$	<p>Для изменения или поддержания давления в гидросистеме, обеспечения разности, соотношений давления и создания подпорного давления, давления разгрузки от веса вертикально-перемещаемых масс.</p>
5.		<p>Регулятор потока-РП</p>	<p>Управление расходом достигается изменением гидравлического сопротивления проточной части дросселя f_{qp}. Стабилизация расхода – на основе принципа компенсации сил F_{p2}, F_n, F_{p3}, в клапане давления (как в п.4)</p> $Q_{pn} = \mu f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_3)}$	<p>Управление расходом жидкости и стабилизация его величины при заданном f_{qp}. В результате обеспечивается настройка и стабилизация скорости движения гидродвигателя</p>

Окончание таблицы 4				
6		Реле давления – РД	Принцип компенсации сил F_T и F_n , реализует гидро-электрический преобразователь $P_{РД} = \lambda \frac{cx_n + F_T}{f_{РД}}$	Ограничения давления с формированием электрического сигнала, покоящего гидроприводом

4.3.2. Разработка функциональной и структурной схем гидропривода

Выполнив анализ предлагаемой элементной базы гидропривода, разработчик располагает достаточным объемом информации для составления принципиальной схемы. Однако при большом количестве гидроаппаратов поиск схмотехнического решения требует значительных затрат времени. В этих условиях предварительно составляют структурную и функциональную схемы.

Структурная схема (С1) гидропривода определяет его основные части, называемые блоками, указывает на их назначение и взаимодействие. Она, создает основу для составления последующих схем, а главное, используется для общего ознакомления с разрабатываемым гидроприводом.

Комбинированная структурная схема объединяет частные структуры различных гидроприводов по основным признакам и свойствам (рис.1). Ее основной частью является энергосиловая установка ЭСУ, формирующая поток рабочей жидкости с заданными параметрами (p_n – давление, T -температура, Q_n – расход). Гидравлические линии связи (ГЛС) обеспечивают транспортирование энергоносителя к гидродвигателям, устанавливая определенные условия взаимодействия между отдельными частями (блоками). Исполнительным блоком гидропривода являются гидродвигатели Д, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию, передаваемую передаточно-преобразующим механизмом ППМ объекту управления (ОУ). Важной частью автоматизированного гидропривода является система управления СУ, формирующая информацию о траектории движения ОУ. Система управления сравнивает ее с заданным законом поведения и вырабатывает соответствующие управляющие воздействия на элементы гидропривода для его выполнения.

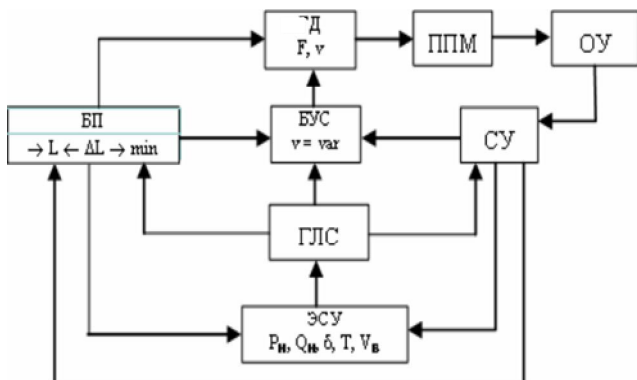
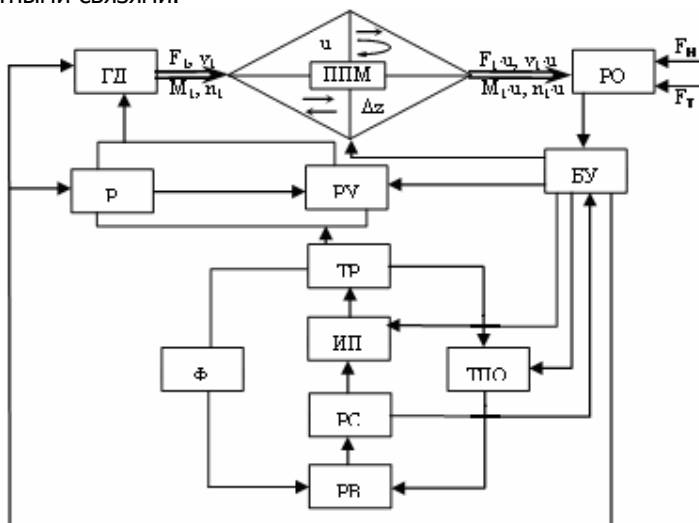


Рисунок 1 - Комбинированная структурная схема автоматизированного гидропривода

Пример обобщенной функциональной схемы представлен на рис.2. На схеме устройства представлены в виде прямоугольников с буквенными обозначениями гидроаппаратов, связанными прямыми и обратными связями.



Рисцнок 2 - Комбинированная функциональная схема автоматизированного гидропривода

На схеме приведены следующие обозначения:

ЭСУ – энергосиловая установка, обеспечивает формирование потока рабочей жидкости с требуемым давлением P_H , расходом Q_H , поддерживает рациональный тепловой режим T и эксплуатационные свойства рабочей жидкости. Основные из них: степень очистки δ , ограничение объема растворенного в жидкости воздуха V_B и др. Кроме того, ЭСУ обеспечивает автоматическую защиту привода от перегрузки, разгрузку системы от давления в периоды пауз в работе гидродвигателя при работающем насосе.

ГЛС – силовые и управляющие гидравлические линии связи аппаратов в гидросистемах.

БУС – блок управления скоростью движения выходного звена гидродвигателя.

БП – блок позиционирования, предназначен для обеспечения заданного направления движения гидродвигателя, останова, в том числе с требуемой точностью позиционирования и фиксации гидродвигателя, разгрузки ОУ от воздействия позиционной нагрузки, например, от веса вертикально или наклонно перемещающихся частей ОУ.

Д – гидродвигатель, преобразует энергию потока рабочей жидкости в поступательное или вращательное движение ОУ с заданными скоростью ϑ или ω , силой F или крутящим моментом M .

ОУ – объект управления, обеспечивает основное или вспомогательное движение рабочего органа машины в процессе работы.

СУ – система управления, обеспечивает изменение параметров привода и управление законом движения объекта управления.

ППМ – передаточно-преобразующий механизм, согласует кинематику движения выходного звена Д и рабочего органа машины (редукторы, передачи винт-гайка, шестерня-рейка, тормозные устройства и др.) [12,15,21].

Взаимодействие блоков между собой устанавливают гидравлические и функциональные связи, выполненные на схемах линиями и стрелками.

Функциональная и структурная схемы позволяют составить принципиальную схему с меньшими затратами времени.

4.3.3. Составление принципиальной схемы

Принципиальная схема отражает полный состав гидроаппаратов, агрегатов, их связи и дает детальное представление о работе гидропривода. На ее основе выполняются расчеты гидропривода, разрабатывается схема соединений, по ней изучается принцип действия гидромеханического устройства машины, осуществляются ремонт, наладка и обслуживание гидропривода.

При составлении принципиальной схемы, кроме установленных функциональных связей между элементами, учитываются требования техники безопасности, возможные нарушения в работе вертикально расположенных исполнительных механизмов, расфиксации заготовки или инструмента, включения движения при отсутствии смазки. Особое внимание следует уделять ограничению потерь мощности в гидросистеме. Известно, что поддержание теплового режима гидропривода, в котором имеются значительные потери мощности (вследствие дросселирования потока, наличия линейных и местных сопротивлений) весьма сложная техническая задача, требующая существенного увеличения объема бака или применения системы принудительного охлаждения [10,11].

При разработке привода целесообразно использовать специальные приемы сокращения потерь мощности [10,12]:

- секционная работа двух нерегулируемых насосов, например, с трехскоростной гидропанелью ГЗ3-1;
- применяют два однопоточных нерегулируемых насоса с разделительной панелью Г 53-2, обеспечивающей совместную или раздельную их работу на отдельных этапах рабочего цикла привода;
- в периоды пауз при работающем насосе, например, в положении "Стоп" разгружают гидросистему от давления с помощью предохранительного клапана непрямого действия с электрическим управлением разгрузочным золотником;
- применяют гидроаккумуляторы для накопления энергии рабочей жидкости [1, 10];
- используют экономичные схемы дроссельного регулирования скорости, например, установкой дросселя в "параллель" или регулятора потока МПГ 55-1 с предохранительным клапаном;
- заменяют дроссельное регулирование скорости объемным (машинным);

- выбор параметров насоса осуществляют с минимальным запасом по расходу и давлению.

На принципиальных схемах гидропривода расположение элементов должно примерно соответствовать их пространственному размещению в приводе. При вычерчивании условных обозначений гидродвигателей и аппаратуры рекомендуется придерживаться определенного масштаба (см. табл. 3).

Все устройства следует показывать в положении, соответствующем исходному состоянию гидродвигателя.

Позиционные буквенные обозначения устройств располагаются справа и сверху символического обозначения элемента. Принципиальная схема составляется соединением устройств условными гидролиниями связи, реализующими заданный закон движения потоков рабочей жидкости. Исполнение схемы должно обеспечивать удобство чтения и понимание взаимных связей гидроаппаратов. Поэтому число пересечений гидролиний должно быть минимальным.

Всем линиям связи присваиваются порядковые номера 1, 2, 3,..., как правило, в направлении движения потока; дренажные линии для отвода утечек нумеруются в последнюю очередь (например, 15,16,17). Номера обычно проставляются около двух концов линий.

К принципиальной схеме гидропривода составляется перечень элементов, включающий позиционные обозначения, наименование, тип и количество элементов. В примечании указываются основные параметры (рабочее давление, расход, размеры гидродвигателей, мощность и др.). Однотипные элементы записываются в одну строку (например, распределители P1 ... P4).

Для проверки правильности принципиальной схемы и краткого описания ее работы составляют функциональную схему потоков, поясняющую направление движения рабочей жидкости в гидросистеме при выполнении каждого элемента рабочего цикла (табл.5) и работу схемы.

Таблица 5

Функциональная схема потоков агрегатной головки

Номер цикла	Элементы рабочего цикла	Направление потоков
1	«Стоп» $V = 0$	Управление: У1 - ВК1 - УА1 ⊕ - P2 - - Б Б - 1 - Н - 15 - КП - Б └─┬─┘ МН
2	$V_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{он}}}{S_1}$	Управление: пульт УА1 ⊖ - P2 - УА2 ⊕ - P1 - Б - 1 - Н - 2 - КО1 - P1 () - 4 - S _{11u} /S _{21u} - 5 МН └─┬─┘ КП - Б 7 - 6 - P3 - 9 - P1 - 10 - Ф - 13 - ТПО - Б
3	$V_{pn} = \frac{Q_{pn}}{S_2}$	Управление: У2 - P3 - Б - 1 - Н - 2 - КО1 - P1 () - S _{11u} /S _{21u} - 5 - └─┬─┘ КП - Б 7 - ДР - 9 - P1 () - 10 - Ф - 13 - ТПО - Б
4	Выдержка на упоре В н/у	Управление: У2 - ВК2 - «Стоп» - РВ - t _{дл} Б - 1 - Н - 2 - 15 - КП - Б МН └─┬─┘ КП - - Б
5	$V_{\text{до}} = \frac{Q_{\text{до}}}{S_2}$	Управление: УА1 ⊖ - P1 - РВ └─┬─┘ УА2 ⊖, УА3 ⊕ - P1 - Б - 1 - Н - 2 - КО1 - P1 () - 9 - КО2 - 8 - 5 - МН └─┬─┘ КП - - Б S _{11u} /S _{21u} - 4 - P1 - 10 - Ф - 13 - ТПО - 14 - Б

4.4. Полная циклограмма работы гидропривода

Предлагаемые заданием траектории движения привода с замкнутым циклом выполняются программным гидроприводом. Последовательность элементов рабочего цикла в таких приводах обеспечивают программно выставляемые упоры, конечные выключатели, реле давления, времени, датчики давления. Они изображаются на принципиальной схеме в соответствии с заданным циклом. Пример полной циклограммы работы привода (см.рис.3) представлен табл.6

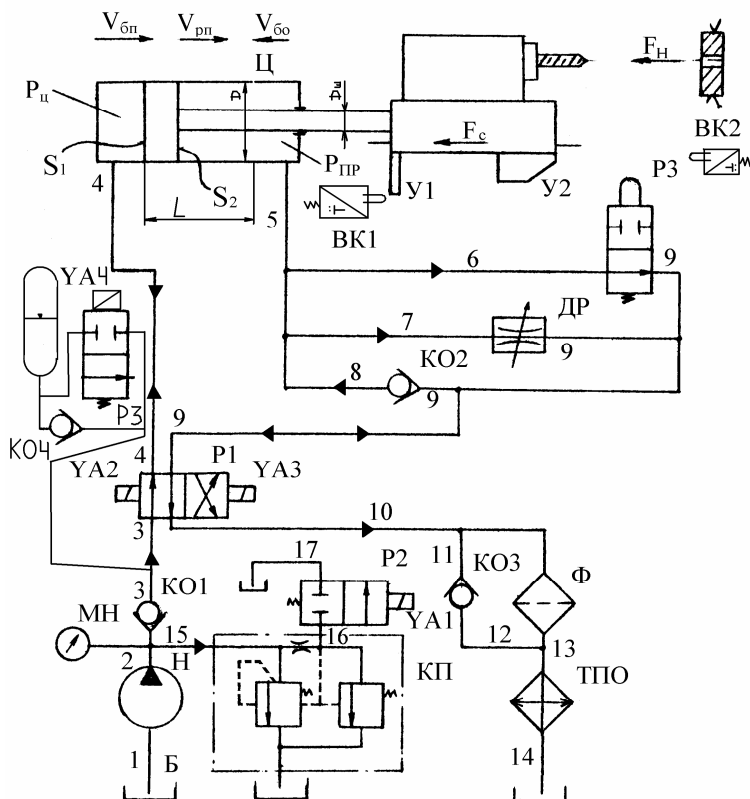


Рисунок 3 - Пример принципиальной схемы гидропривода агрегатной сверлильной головки

Таблица 6

Циклограмма работы гидропривода агрегатной головки

Элементы цикла	Д	Упоры		Выкл. конечные		Электромагниты				Реле вре- мени
	Ц1	У1	У2	ВК1	ВК2	YA1	YA2	YA3	YA4	PВ
«Стоп», загрузка	х	+		+		+				
Быстрый подвод $v_{бп}$	→						+		+	
Рабочая подача $v_{рп}$	→		+				+			
Выдержка на упоре	х		+		+		+			+
Быстрый отвод $v_{бо}$	←							+	+	
+ соответствует включению элемента управления										

Комбинированная схема гидропривода, перечень элементов, полная циклограмма и функциональная схема потоков выполняются на листе графической части курсовой работы (проекта) (формат А1) (пример исполнения см. на листе приложения Л).

4.5. Расчет гидропривода

Расчет гидропривода проводится в два этапа:

I этап – предварительный расчет;

II этап – проверочный (уточненный) расчет.

На первом этапе определяют силовые, кинематические, геометрические и характеристики гидропривода, номенклатуру и размеры гидроаппаратов. Проверочным расчетом уточняют основные параметры гидропривода и соответствие выбранных гидроаппаратов условиям исполнения схемы соединений, эксплуатации гидропривода с максимальной нагрузкой.

Исходные данные для расчета:

- принципиальная комбинированная схема;
- техническая характеристика гидрофицированного оборудования;
- скорость движения или частота вращения выходных звеньев гидродвигателей;
- номинальное давление в гидросистеме;
- длины всасывающей, нагнетательных и сливных гидроманистралей;
- температурный диапазон и другие климатические условия эксплуатации гидропривода;

- эскиз выполняемого гидроприводом рабочего цикла;
- аналог объекта гидрофикации, степень автоматизации его функционирования.

В курсовой работе все исходные данные задаются преподавателем или таблицей (см. приложение 1). В курсовом или дипломном проекте силовые и кинематические характеристики проектируемого гидропривода уточняются определяются разработчиком с помощью силового расчета рабочего механизма. При этом необходимо учитывать опыт проектирования и эксплуатации аналогичного гидрофицированного оборудования и определять коэффициенты использования гидропривода в общем рабочем цикле машины.

$$Ku = \frac{T_{\text{гп}}}{T_{\text{рц}}}, \quad (7)$$

где $T_{\text{гп}}$ - время работы гидропривода в общем цикле; $T_{\text{рц}}$ – время рабочего цикла машины.

При формировании исходных данных важным является расчет скоростей гидродвигателей при известных значениях скоростей движения рабочих механизмов. Такой расчет возможен при известных характеристиках передаточно-преобразующего механизма (ППМ), соединяющего выходное звено гидродвигателя с рабочим механизмом.

При неизвестных параметрах ППМ скорости гидродвигателей определяют, исходя из выполняемого оборудованием технологического процесса обработки или переработки материала, передаточных отношений кинематических цепей. Завышение скоростей гидродвигателей приводит к увеличению мощности и веса гидропривода, а уменьшение – к снижению производительности.

В многочисленных гидравлических системах для исполнительного движения, не определяющего производительность рабочего процесса, нет необходимости принимать большие значения скоростей. Для лимитирующих производительность движений скорости движения гидроприводов принимаются максимальными по нормативам выполняемых технологических процессов [9,7,12].

Выбор номинального давления для проектируемого гидропривода осуществляют из стандартного ряда (ГОСТ 12445-80): 0.63, 2.5, 6.3, 10, (12.5), 14, 16, (20), 25, 32, (40), 50 – МПа. Величина его зависит от назначения гидропривода (для рабочих, вспомогательных, установочных движений). Давления рабочих движений определяются технологическими нагрузками, вспомогательных – силами сопротивления движению.

В гидрофицированном оборудовании с известным типом насоса или насосной установки давление для разрабатываемого гидропривода определяется номинальным давлением основного насоса, например, для шестеренных насосов $P_{\text{ном}}=10, 16, 20$ МПа, аксиальных – 16, 20, 25, 32 МПа [9,10].

Необоснованный выбор значения номинального давления приводит при его занижении – к увеличению веса гидропривода, а при завышении – к снижению долговечности, возникновению напряжений и вибрации в гидромагистралях. В случаях, когда значения скорости и давления приняты неточно, удастся исправить ситуацию на этапе уточненного расчета гидропривода. Для проведения расчета параметров гидропривода введем общие буквенные обозначения, используемые в аналитических выражениях:

a – линейное ускорения, м/с^2 ;

B – ширина, мм;

C – жесткость $\text{н}\cdot\text{м}^{-1}$ (при сжатии, растяжении), $\text{н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ (крутильная жесткость);

\hat{c} – удельная теплоемкость $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{град}$

D – диаметр цилиндра, мм;

$D_{\text{шт}}$ – диаметр штока, мм;

d – диаметр золотника, отверстия, внутренний диаметр трубопровода, мм;

E – модуль упругости, МПа;

F – сила, Н;

f – частота, Гц;

$f_{\text{ш}}$ – площадь проточной части гидроаппарата, мм^2 ;

G – вес, Н;

$g = 9,81 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ – ускорение силы тяжести;

H – напор, м; высота столба жидкости, м;

h – геометрическая высота, м;

h_n – потери напора, м;

U – момент инерции, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

i – передаточное отношение;

k – коэффициент передачи;

K – величина – константа;

L – длина хода механизма, м;

l – геометрическая длина, м;

M – крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

m – масса машины, узла, детали, жидкости (кг);

N – мощность кВт;
 N_o – мощность холостого хода, кВт;
 N_{ϕ} – мощность фактическая, кВт;
 N_T – мощность теоретическая, кВт;
 n – частота вращения, об·мин⁻¹;
 P – давление, МПа;
 Δp – потери давления, перепад давления, МПа;
 Q – расход жидкости, м³·с⁻¹;
 Q_y – утечка жидкости, см³·мин⁻¹;
 q – рабочий объем гидромашины, см³;
 r – геометрический радиус, мм;
 R – гидравлический радиус, мм;
 S – площадь поверхности, поршня, штока, живого сечения потока, мм²;
 T – температура, °С;
 t – время, с;
 V – объем, м³, (л);
 V – скорость линейного движения, м·мин⁻¹;
 $V_{ж}$ – скорость движения жидкости, м·с⁻¹;
 x, y – перемещение, мм;
 α – угол, град;
 K_T – коэффициент трения;
 γ – удельный вес, н·м⁻³;
 δ – зазор, Мкм;
 ξ – разность, ошибка, рассогласование, мм;
 η – коэффициент полезного действия;
 θ – количество тепла, кал;
 λ – коэффициент Дарси;
 β_T – теплопроводность, Вт/(м·К);
 μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
 μ_i – коэффициент расхода;
 ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 σ – механическое напряжение, МПа;
 τ – интервал времени, с;
 φ – угол, рад;
 ω – угловая скорость, рад·с⁻¹;
 ε – угловое ускорение рад·с⁻².

4.5.1. Расчет параметров и выбор гидродвигателя

4.5.1.1. Приводы с гидроцилиндром

В линейных приводах гидроцилиндр преодолевает технологические нагрузки F_n (полезные нагрузки, например, силы резания в станках), трения F_T в подвижных сопряжениях (направляющих, золотниковых и клапанных пар и др.), веса G . В переходных режимах движения (разгон, снижение скорости, торможение объекта управления), возникают силы инерции F_u . Нагрузки гидромоторов характеризуются соответственно крутящими моментами (M_n , M_T , M_o , M_u). Уравнения сил и моментов действующих на гидродвигатели имеют вид:

$$\begin{aligned} F &= F_n + F_T \pm G + F_u \text{ (для гидроцилиндров);} \\ M &= M_n + M_T \pm M_G + M_u \text{ (для гидромоторов);} \end{aligned} \quad (8)$$

В металлорежущих станках инерционные нагрузки на участках разгона, торможения реверсирования движения, чаще всего не совпадают во времени с действием сил резания. Они характерны для холостых ходов (подвод, отвод, заготовки или инструмента, установленные движения, смена инструмента, заготовки). В том случае преодолеваемые гидродвигателем нагрузки определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F &= F_r + G + F_u \text{ (ускорение вверх);} \\ F &= -F_r + G + F_u \text{ (замедление вниз);} \\ F &= F_r - G + F_u \text{ (ускорение вниз);} \\ F &= -F_r - G + F_u \text{ (замедление вверх);} \end{aligned} \quad (9)$$

Уравнения 8,9 представлены в общем виде. Для использования их в расчетах строим расчетную схему гидродвигателя на примере несимметричного цилиндра (рис.4). Приведем его основные параметры поршневого гидроцилиндра, определяемые расчетом:

Геометрические параметры:

D , $D_{ш}$ – диаметры поршня и штока;

L – ход поршня;

d_1 , d_2 – диаметры подводящих каналов;

S_1 , S_2 – рабочие площади поршня, соответственно эффективная S_1 и со стороны штока S_2 ;

b – ширина поршня;

h – высота уплотнения штока;

δ – толщина стенки гильзы цилиндра.

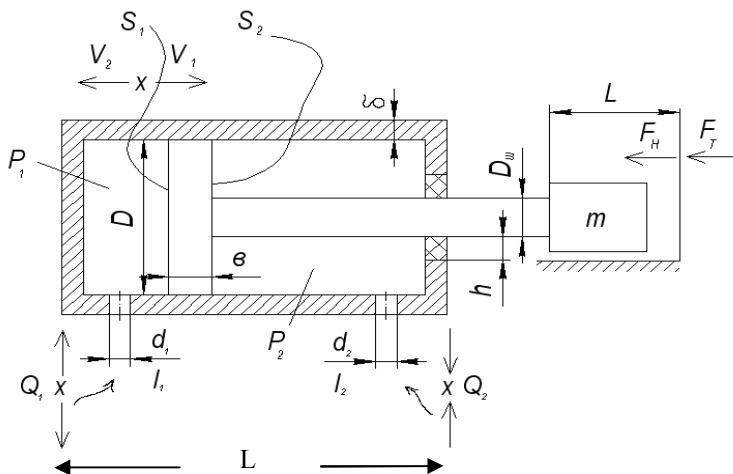


Рисунок 4 - Расчетная схема гидроцилиндра

Кинематические параметры:

ϑ_1 - скорость движения на выдвигание штока;

ϑ_2 - скорость движения на втягивание штока;

$\vartheta_1=0$ – торможение и остановка поршня в заданном положении (позиционирование в любой точке или фиксация в крайних положениях).

Силовые параметры:

F_1 – сила, развиваемая поршнем при выдвигании штока;

F_2 - сила, развиваемая поршнем при обратном ходе (втягивании штока);

Энергетические характеристики:

Потребляемая мощность

$$N_n = \frac{(p_1 - p_2)Q}{60}. \quad (10)$$

Отдаваемая полезная мощность

$$N = \frac{F_1 \vartheta}{60} 10^{-3}. \quad (11)$$

Коэффициент полезного действия гидроцилиндра

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{N}{N_n}.$$

Гидравлические характеристики:

Q_1, Q_2 – расходы жидкости, подводимые к соответствующим полостям цилиндра или отводимые из них.

P_1, P_2 – давления в бесштоковой или штоковой полостях цилиндра,

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давлений (разность) на гидроцилиндре

Q_y – объемные потери рабочей жидкости (утечки, перетечки).

При движении поршня вправо, со скоростью V_1 , когда $p_1 = p_{\text{н}}$, $p_2 = p_{\text{сл}}$ (выдвижение штока)

Расчет характеристик:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ мм}^2; \quad S_2 = \frac{\pi(D^2 - D_{\text{шт}}^2)}{4} = \frac{D^2 - d^2}{127}, \text{ мм}^2; \quad (12)$$

$$F_2 = (p_1 S_1 - p_2 S_2) \eta_{\text{м}}$$

$\eta_{\text{м}}$ – механический к.п.д. гидроцилиндра (0,9...0,98) [5,22,10];

$p_2 = p_{\text{нг}}$ – давление противодействия (0,3...0,8) МПа

$$Q_1 = \frac{V_1 S_1}{6 \cdot 10^7}, \quad Q_2 = \frac{V_1 S_2}{6 \cdot 10^7},$$

$$V_1 = 6 \cdot 10^6 \frac{Q_1}{S_1} \quad (13)$$

При движении поршня влево:

$$F_1 = (p_2 S_2 - p_1 S_1) \eta_{\text{м}}$$

$$p_2 = p_{\text{н}}, \quad p_1 = p_{\text{пг}}$$

$$Q_2 = \frac{S_2 S_2}{6 \cdot 10^7}, \quad Q_1 = \frac{S_2 S_1}{6 \cdot 10^7}, \quad (14)$$

$$V_2 = 6 \cdot 10^6 \frac{Q_1}{S_2}.$$

В учебных курсовых работах для приводов с гидроцилиндром давление в рабочей полости p_1 предварительно принимают по максимальной расчетной нагрузке F_{max} в табл.7 [7, 8, 10].

Таблица 7

Рекомендуемое давление в гидроцилиндре

F_{max} , кН	10...20	20...30	30...50	50...100
$p_{\text{ц}}$, МПа	3...4	6...9	8...12	10...15

В общем случае максимальная нагрузка F_{\max} , преодолеваемая силовым цилиндром, определяется уравнением сил, действующих на шток гидроцилиндра.

$$F_{\max} = F_{\text{н}} + F_{\text{с}} \pm G + F_{\text{и}}, \quad (15)$$

где $F_{\text{н}}$ – составляющая силы резания или полезной нагрузки, совпадающая с направлением подачи; $F_{\text{с}}$ – сила вредных сопротивлений движению; G – составляющая от веса перемещаемых узлов при вертикальном или наклонном движении цилиндра; $F_{\text{и}} = m_{\text{пр}} \cdot a$ – сила инерции перемещаемых масс; где $m_{\text{пр}}$ – приведенная к выходному звену гидродвигателя масса перемещаемых частей.

$$M_{\text{пр}} = m + m_{\text{ж}} \quad (16)$$

где a – ускорение при разгоне или торможении; исходя из опыта эксплуатации гидромеханических систем допускаемые ускорения, $a_{\max} = 4-6 \text{ м/с}^2$ для линейных движений и $a_{\text{фmax}} = 1200-600 \text{ рад/с}^2$ – для вращательных движений [5,6]

Следует учитывать, что в некоторых станках (строгальные, долбежные, протяжные) максимальная нагрузка возникает в процессе резания

$$F_{\max} = F_{\text{рез}} + F_{\text{т}} \pm G. \quad (17)$$

Сила вредных сопротивлений движения $F_{\text{с}}$ предварительно определяется выражением:

$$F_{\text{с}} = F_{\text{тц}} + F_{\text{тн}} + F_{\text{пр}} = (0,15 \dots 0,2) F_{\text{н}}, \quad (18)$$

где $F_{\text{тц}}$ – сила трения в уплотнениях поршня и штока, в дальнейшем учитывается механическим КПД цилиндра $\eta_{\text{м}}$ ($\sim 0.89-0.96$) [10]; $F_{\text{тн}}$ – сила трения в направляющих рабочего механизма станка (стола, суппорта); $F_{\text{пр}} = p_{\text{пр}} \cdot S_2$ – сила противодействия ($p_{\text{пр}}$ – противодействие, S_2 – площадь поршня со стороны сливной полости цилиндра).

Используя (8)–(9), определяют расчетные нагрузки F_i на каждом элементе рабочего цикла (при быстром подводе $t_{\text{бп}}$, рабочем ходе $t_{\text{рп}}$, быстром отводе $t_{\text{бo}}$ и др.) По наибольшей из них F_{\max} принимают величину максимального рабочего давления в рабочей полости цилиндра p_1 (табл.7).

Исходя из максимальной нагрузки и давления $p_{\text{ц}}$, определяют эффективную площадь S_1 и диаметр поршня D цилиндра:

$$S = \frac{F_{\max}}{p_{\text{ц}} \eta_{\text{м}}} ; \quad (19)$$

$$D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} ; \quad (20)$$

Расчетное значение D округляют до ближайшего стандартного. Значения диаметров элементов гидропривода (ГОСТ 12447-80) приведены в табл.8.

Таблица 8

Стандартный ряд размеров диаметров (мм)

1	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16
18	20	(22)	25	(28)	32	(36)	40	(45)	50	(56)	63
70	80	(90)	(100)	110	125	140	160	180	200	220	250
(280)	320	(380)	400	450	500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000

Стандартный ряд размеров касается деталей подвижных сопряжений (золотниковые и клапанные пары, поршни, штоки, плунжеры и др.). При выборе диаметров деталей предпочтение отдают основному ряду (размеры без скобок). Значения в скобках не являются предпочтительными. По принятому значению D уточняют S_i и максимальное рабочее давление в цилиндре:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4F_{\max}}{\pi D^2 \eta_{\text{м}}} . \quad (21)$$

Аналогично по F_i и S_i определяют рабочие давления в цилиндре для остальных элементов рабочего цикла (t_3 , $t_{6\text{п}}$, $t_{\text{рп}}$, $t_{6\text{о}}$).

4.5.1.2. Приводы с гидромотором

Для приводов с гидромотором по максимальному крутящему моменту M_{\max} (см.прил.1) предварительно принимают тип гидромотора [10, 14] и рассчитывают величину максимального перепада давления на нем $\Delta p_{\text{м}}$ (на участке рабочей подачи)

$$\Delta p_{\text{д}} = \frac{2\pi M_{\max}}{q_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} , \quad (22)$$

где $q_{\text{м}}$ – рабочий объем принятого типоразмера гидромотора или расход за один оборот ротора (согласно ГОСТ 13824-80), $q_{\text{м}}$ регламентируются стандартным рядом (см. табл. 9); $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД гидромотора (0,85-0,9) [10, 13].

Таблица 9

Рабочие объемы роторных объемных гидромашин, см³

4	-	5	-	6,3	-	8	9	10	(11,2)
40	(45)	50	(56)	63	(71)	80	(90)	100	(112)
12,5	(14)	16	(18)	20	22,4	25	28	32	36
125	(140)	160	(180)	200	(224)	250	(280)	1000	(1120)

На участках быстрых перемещений крутящий момент гидромотора $M_{\text{бп}}$ меньше расчетного $M_{\text{н}}$, определяется действием момента от сил сопротивления движению $M_{\text{с}}$ и принимается равным $M_{\text{бп}}=(0,15...0,2)M_{\text{н}}$ [3, 7]. По $M_{\text{бп}}$ рассчитывают перепады давления на гидромоторе при быстром подводе и отводе исполнительного механизма.

Для определения частот вращения вала гидромотора $n_{\text{д}}$ на каждом элементе рабочего цикла используем уравнение кинематического баланса, устанавливающее связь между перемещениями начального и конечного звеньев привода (последние заданы исходными данными задания):

$$V = n_{\text{м}} \cdot u \cdot t_{\text{в}}, \quad (23)$$

$$V = n_{\text{м}} \cdot u \cdot \pi \cdot m \cdot z, \quad (24)$$

где u – передаточное отношение редуктора; $t_{\text{в}}$ – шаг винта передачи винт-гайка; m, z – модуль, число зубьев передачи шестерня-рейка.

По уравнению рассчитывают частоты вращения вала гидромотора $n_{\text{д}}$ для каждого элемента рабочего цикла

$$n_i = \frac{V_i}{u t_{\text{в}}}, \quad n_j = \frac{V_j}{u \pi m z}. \quad (25)$$

По расчетным значениям $n_{\text{max}}, n_{\text{min}}$, принимают ближайшие стандартные (см. табл.10).

Таблица 10

Номинальная частота вращения ротационных гидроприводов

n об/с	0,96	-	9,6	-	-	-	24	-	37,5	-
	0,016	-	0,16	-	-	-	0,4	-	0,63	-
	60	75	96	120	150	192	240	300	378	480
	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8
	600	750	960	1200	1500	1920	2400	3000	3780	4800
	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80

Затем окончательно уточняется q_m и принимается тип гидромотора [10].

Для привода с гидроцилиндром после определения диаметра поршня D рассчитывают диаметр штока $D_{ш}$. При этом учитывается коэффициент соотношения скоростей обратного ускоренного и прямого рабочего хода поршня K_v при постоянном, подводимом к цилиндру расходе

$$K_v = \frac{q_{\text{бo}}}{q_{\text{бп}}}, \quad (26)$$

При обычной схеме подключения одноштокового цилиндра

$$D_{ш} = D \sqrt{\frac{K_v - 1}{K_v}}. \quad (27)$$

При дифференциальной схеме, реализуемой соединением обеих полостей цилиндра между собой и с напорной линией и перекрытием слива,

$$D_{ш} = \frac{D}{\sqrt{K_v + 1}}. \quad (28)$$

Если соотношение скоростей не регламентируется, $D_{ш} = (0,25 \dots 0,30)D$ в обычных случаях; $D_{ш} = (0,4 \dots 0,5)D$ – для мощных систем.

Расчетное значение $D_{ш}$ округляется до ближайшего стандартного (ГОСТ 12447-80). Принятые значения D , $D_{ш}$, L_M , η_M позволяют выбрать типоразмер и конструкцию гидроцилиндра по нормали Г21-19 [10, 13].

4.5.2. Расчет параметров и выбор насоса

4.5.2.1. По заданным скоростям ускоренных ходов $V_{\text{бп}}$, $V_{\text{бo}}$ и рабочих перемещений $V_{\text{рп1}}$, $V_{\text{рп2}}$ исполнительного механизма определяются требуемые расходы в напорной и сливной гидролиниях.

Для привода с гидроцилиндром

При рабочей бесштоковой полости одноштокового цилиндра:

- Напорная гидролиния $Q_{ц}^{\text{н}}$

$$Q_{ц\text{БП}}^{\text{н}} = \frac{\pi D^2}{4} V_{\text{БП}};$$

$$Q_{ц\text{РП}}^{\text{н}} = \frac{\pi D^2}{4} V_{\text{РП}}; \quad (29)$$

- Сливная гидролиния $Q_{ц}^{\text{сл}}$

$$Q_{цБП}^{сл} = \frac{\pi(D^2 - D_{ш}^2)}{4} V_{БП} ;$$

$$Q_{цРП}^{сл} = \frac{\pi(D^2 - D_{ш}^2)}{4} V_{РП} .$$

Для симметричного (двухштокового) цилиндра

При рабочей штоковой полости цилиндра: $Q_{Цi}^H = Q_{Цi}^{сл}$

$$Q_{цБП}^H = \frac{\pi(D^2 - D_{ш}^2)}{4} g_{БП} = Q_{цБП}^{сл} ;$$

$$Q_{цРП2}^H = \frac{\pi(D^2 - D_{ш}^2)}{4} V_{РП2} = Q_{цРП2}^{сл} . \quad (30)$$

Для привода с гидромотором и рабочими объемом q_m расходы в напорной и сливной полостях определяют:

$$Q_M^H = Q_M^{сл} = \frac{q_m n_{бп}}{\eta_o} ; \quad (31)$$

$$Q_M^H = Q_M^{сл} = \frac{q_m n_{px}}{\eta_o} ; \quad (32)$$

$$Q_M^H = Q_M^{сл} = \frac{q_m n_{бо}}{\eta_o} , \quad (33)$$

где $n_{бп}$, $n_{бо}$, $n_{РП}$ – частоты вращения гидромотора при ускоренных и рабочих перемещениях; η_o – объемный КПД принятого типа-размера гидромотора.

4.5.2.2. Подачу (производительность) насоса рассчитывают по уравнению:

$$Q_H = Q_{max} + \sum_{i=1}^K Q_{ГAi}^H + Q_{кл} , \quad (34)$$

где Q_{max} – максимальный из рассчитанных в п.4.5.2.1 расходов; ΣQ_{yi} – суммарные объемные потери в гидроаппаратуре предлагаемой схемы привода; $Q_{кл}$ – расход масла через предохранительный клапан, необходимый для обеспечения устойчивой работы привода ($Q_{кл}=3...4$ л/мин) [5, 10]; kg – количество гидроаппаратов на напорной гидролинии привода.

Объемные потери в гидроаппаратах определяются выражением:

$$Q_{ГAi}^H = r_{ГAi} p_{max} , \quad (5)$$

где $r_{ГА}$ – удельная утечка (ориентировочно для гидроаппаратуры $r_{ГА}=0,017 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$, гидроцилиндра; $r_{ц}=(0,034...0,05) \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$, гидромотора $r_{д}=(0,8...1,2) \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$ [10, 14]; p_{\max} – максимальное давление в гидродвигателе (при рабочих подачах с M_{\max}).

По расчетному значению Q_n из табл.11 принимается ближайшее большее значение из стандартного ряда расходов рабочей жидкости.

Таблица 11

Номинальные расходы рабочей жидкости для гидроприводов (ГОСТ 13825-80)

Расход Q_n	л/мин	1		1,6		2,5	3,2	4	5	6,3	8
	$10^{-3}\text{м}^3/\text{с}$	0,016		0,025		0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125
	л/мин	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
	$10^{-3}\text{м}^3/\text{с}$	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25
	л/мин	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
	$10^{-3}\text{м}^3/\text{с}$	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,5

Используя (30), определяем утечки и на других этапах рабочего цикла.

4.5.2.3. Наибольшее давление, развиваемое насосом, рассчитывают по уравнению:

$$p_n = p_{\max} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{га}^H + \sum \Delta p_{тр}^H + p_{пр}, \quad (36)$$

где $\sum \Delta p_{га}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратуре на напорной гидромагистрали, при максимальном расчетном давлении на входе гидродвигателя; $p_{пр}$ – противодавление в сливной полости гидродвигателя (0,3 ... 0,8 МПа), обеспечивающее равномерное движение гидродвигателя при изменяющейся нагрузке F_H или M_H [10, 11],

$$p_{пр} = p_{про} + \sum \Delta p_{ГА}^{сл} + \sum \Delta p_{тр}^{сл};$$

$$p_{про} = p_{др} - \sum \Delta p_{ГА}^{сл} - \sum \Delta p_{тр}^{сл},$$

где $\sum \Delta p_{сл}$ – суммарные линейные потери давления в сливной гидромагистрали.

Рабочее давление насоса для других этапов рабочего цикла $p_{нбп}$, $p_{нбо}$, $p_{нрп2}$ определяют, используя уравнение (3), подставляя в него вместо $p_{ц\max}$ соответственно $p_{цбп}$, $p_{цбо}$, $p_{црп2}$.

Потери давления в проточной части гидроаппаратов принимают предварительно из справочной литературы [10, 16]. Значения $\Delta p_{ГА \max}$ рекомендуют для номинального расхода. $Q_{ган}$ поэтому предварительно можно принимать: для обратных клапанов – 0,05

МПа; клапанов предохранительных и постоянной разности давлений (0,25...0,8) МПа; регуляторов расхода (0,3...0,6) МПа; фильтров (0,05...0,15) МПа; теплообменников (0,15...0,2) МПа; распределителей (0,15...0,25) МПа.

Если расчетный расход масла через аппарат меньше номинального, фактические потери давления рассчитывают по уравнению

$$\frac{\Delta p_{га}}{\Delta p_{ган}} = \left(\frac{Q_{га}}{Q_{ган}} \right)^2, \quad (37)$$

где $\Delta p_{га}$, $Q_{га}$ – соответственно фактические потери давления и расход через аппарат; $\Delta p_{ган}$, $Q_{ган}$ – потери давления при номинальном расходе и номинальный расход (из справочных данных).

Суммарные потери давления в гидролиниях $\Sigma \Delta p_{тр}$ на этом этапе расчета принимают ориентировочно равными (0,1...0,2) $\Sigma \Delta p_{га}$ и уточняют в дальнейшем в п. 4.5.6.

По расходу Q_n и давлению p_n определяют мощность источника питания $N_{ип} = p_n Q_n$ и выбирают типоразмеры одного или двух насосов (в зависимости от задания) [10, 14].

4.5.3. Выбор гидроаппаратуры

По величинам расходов и давлений в магистралях выбирают типоразмеры регулирующей, направляющей и вспомогательной аппаратуры, устанавливаемой на напорной и сливной гидролиниях.

При выборе типоразмера устройств принимают значения расходов и давлений на участке гидромагистрали, где установлен гидроаппарат. Учитывая, что для технологического оборудования выпускают гидроаппаратуру на давления 6,3 и 32 МПа, выбор элементной базы ведется фактически по расходу Q и принятому номинальному давлению.

На этом этапе следует определиться с конструктивным исполнением гидравлической схемы, представляемым схемой соединений Г4. В соответствии с принимаемым вариантом исполнения схемы выбираются соответствующие ему конструктивные исполнения гидроаппаратов. По исполнению схемы соединения различают:

- Навесной монтаж с резьбовыми присоединениями гидроаппаратов, резьбовые отверстия для подключения трубопроводов выполняется непосредственно в корпусе;
- Монтаж посредством промежуточной плиты (с отводом труб вниз или в стороны), гидроаппараты выполняют со стыковым присоединением в соответствии с международными присоединительными размерами монтажных плит;

- Исполнение схемы в виде целевых гидропанелей, когда взамен унифицированных гидроаппаратов используют направляющие и регулирующие устройства, выполненные в одном корпусе для организации жестких рабочих циклов;

- Модульный монтаж, когда все аппараты имеют две стыковые поверхности с одинаковыми координатами присоединительных отверстий, расположенных сверху и снизу корпуса; это позволяет объединять устройства в пакет, замыкаемый сверху плитой связи или плитой – заглушкой (предохранительные клапаны ПКМ, редукционные КРМ, гидрозамки ГЗМ, дроссели КДМ, регуляторы потока РПМ). В качестве соединительных элементов используют плиты, часто выполняемые многоместными.

- Монтаж встраиваемой аппаратурой в специальные монтажные гнезда корпуса (при больших расходах и давлениях в гидросистеме), что позволяет создавать компактные агрегаты с минимальными потерями давления и утечками.

4.5.4. Расчет параметров и выбор сортамента трубопроводов

Гидравлические линии связи (трубопроводы) обеспечивают передачу рабочей жидкости от насоса к гидродвигателям, соединяют гидроаппараты между собой в соответствии с принципиальной схемой. Выход из строя (обрыв, разрушение) или ошибки при проектировании трубопроводов приводят к потерям больших объемов жидкости, снижению работоспособности гидропривода, увеличению его массогабаритных характеристик до 20-25% от общего веса гидропривода. Поэтому расчет трубопроводов является важным этапом проектирования гидропривода.

Параметры всасывающих, напорных, сливных, управляющих трубопроводов (диаметр условного прохода $d_{тр}$, толщина стенки δ), определяют по максимальным расходу, давлению, скорости движения потока $V_{ж}$ на рассматриваемом участке трубопровода [15]. Длину трубопроводов определяют делением общих задаваемых длин гидромагистралей $l_{н}$, $l_{сл}$ по усмотрению разработчика или из конструктивных соображений, определяемых пространственным расположением элементов гидропривода.

4.5.4.1. Диаметр трубопровода определяют из выражения для определения расхода:

$$d_{тр} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v_{ж}}}, \quad (38)$$

Скорость движения жидкости $V_{ж}$ рекомендуется принимать [5,16]:

- для всасывающих линий $\leq 1,2$ м/с;
- для сливных линий 2 м/с;
- для напорных линий:

$$\begin{aligned} p &\leq 5 \text{ МПа} - (3-5) \text{ м/с;} \\ p &= 5-7 \text{ МПа} - (6-8) \text{ м/с;} \\ p &= 7-10 \text{ МПа} - (10) \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Трубопровод для отвода утечек должен обеспечивать свободный отвод жидкости, поэтому его минимальный диаметр принимается 8-10 мм, потери давления $\Delta p_{\text{тр}} \leq 0,15$ МПа, а скорость потока в дренажном трубопроводе $V_{\text{ж}} \leq 1,2$ м/с.

4.5.4.2. Толщину стенки трубопровода δ определяют по формуле:

$$\delta = \frac{k_3 p d_{\text{тр}}}{2[\sigma_p]}, \quad (39)$$

где k_3 – коэффициент запаса ($k_3 = 1,0 \dots 1,3$), учитывает возможные пульсации давлений [10]; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения на разрыв трубопровода (для стали $[\sigma_p] = (40 \dots 60)$ МПа; для меди $[\sigma_p] = 25$ МПа).

Расчетные значения $d_{\text{тр}}$ и δ округляют до ближайших стандартных и принимают сортамент гидролиний (для $d_{\text{тр}} - 4, 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25, \dots$ мм) (ГОСТ 8734-75, ГОСТ 17-70, ГОСТ 6286-73), [10].

4.5.4.3. Затем уточняют действительные скорости жидкости в гидролиниях:

$$V_{\text{жи}} = \frac{4Q_i}{\pi d_{\text{тр}}^2}, \quad (40)$$

4.5.5. Выбор марки рабочей жидкости

Рабочая жидкость гидропривода является одним из основных элементов его структуры, так как передает энергию к гидродвигателям, обеспечивает надежную смазку подвижных сопряжений всей гидравлической системы, включая смазку направляющих, зубчатых зацеплений, рабочего механизма, подшипниковых узлов, гидростатических и гидродинамических опор скольжения, интенсивно отводит тепло, удаляет из гидросистемы продукты износа. Известно, что 75% отказов в гидроприводах являются следствием неправильного выбора марки рабочей жидкости, либо нарушения ее свойств в процессе эксплуатации гидрофицированного оборудования.

Выбор марки жидкости это сложная многокритериальная задача, требующая от разработчика привода принятия компромиссного решения, так как основные свойства минеральных масел противоречиво влияют на эксплуатационные характеристики реального привода. Так, например, менее вязкие масла снижают потери давления, но увеличивают утечки. Выбирая марку рабочей жидкости, следует обращать внимание на стабильность ее вязкости в широком диапазоне температур (индекс вязкости $ИВ \leq 80$), модуль упругости E_m , плотность ρ , хорошие смазывающие свойства, совместимость с материалами уплотнений, температуру вспышки застывания и рациональную стоимость [3, 6, 10, 16].

Более вязкие масла традиционно применяют в ротационном гидроприводе и при высоких давлениях, так как повышенные утечки вращающихся сопряжений приводят к снижению КПД гидропривода. В процессе эксплуатации следует строго выполнять требования разработчика и завода – изготовителя гидрофицированной техники.

В табл.12 приводятся рекомендуемые для промышленного гидропривода марки рабочих жидкостей.

Таблица 12

Рекомендуемые для промышленного гидропривода марки рабочих жидкостей (минеральных масел)

Марка масла	ГОСТ, ТУ	При- садки	Вязкость ν мм ² /с	НВ	$t_{всп}$	T_3	ρ
					С ⁰		кг/м ³
АМГ-10	ГОСТ 6794-75	НН	10	910	98	-70	870
БМГЗ	ТУ 38-101-479-74	НМ	10		135	-60	860
ИПГ-18	ТУ 38 101413-78	НН	16,5-20,5		200	-15	880
МГ-20	ТУ 38 -1-01-50-70	НМ	20		180	-40	885
МГ-30	ТУ 38 -1-01-50-70	НМ	30		190	-35	890
ИПГ-30	ТУ 38 101413-78	НМ	28-31	90	200	-15	885
ИПГЗ8	ТУ 38 101413-78	НМ	35-40	90	210	-15	890
ВНИИ НП-404	ГОСТ 16728-78	НМ	25-35	85	190	-10	850
ИГНС _н -20	ТУ 38 101798-79	НГ	19-23	95	170	-15	890
ИГНС _н -40	ТУ 38 101798-79	НГ	38-42	95	210	-15	895
И-20А	ГОСТ 20799-88	НН	17-23	100	190	-15	885
И-40А	ГОСТ 20799-88	НН	28-33	85	190	-15	890

Таблица 13

Некоторые аналоги масел зарубежных фирм отечественным маркам масел

Россия	Иностранные фирмы					
	Shell	Mobil	Exxon	BP	Castrol	Caltex
ИГП-18	Tellas S32	DTE 24	Nuto HP32	Energol HLP-32	Hyspin AWS 32	Rando HD 32
ИГП-30	Tellas S46	DTE 25	Nuto HP46	Energol HLP-46	Hyspin AWS 46	Rando HD 68
ВНИИ НП-404	Tellas 46	-	-	-	-	-
ИГНС _н -20	Tonna T32	Vacuoline 1405	Febis k32	GHL – 32	Magna GC-32	-
И-20А	Vitrea 32	Vacuoline Light	Nurrey 32	Energol CS32	Magna GC-32	Regal 32

Эксплуатационные свойства минеральных масел улучшают добавлением различных присадок: моющихдиспергирующих, (3 -15%), антиокислительных (до 1%), противоизносных (антифрикционных) (до 2%), антикоррозийных (до 0,5%), вязкостных (до 3%), антипенных (0,002 – 0,005%). Вводимые присадки должны полностью растворяться, не ухудшать основные свойства масел [2, 3].

Важным требованием к рабочим жидкостям является ограничение присутствующих в них механических примесей. Основную часть примесей до 60-80% составляют продукты износа подвижных сопряжений гидроаппаратов, насосов, гидродвигателей, которые активно окисляют масла, так как обладают поверхностью – активными свойствами. Загрязнения появляются в период изготовления, сборки, эксплуатации гидропривода и должны постоянно удаляться путем очистки (фильтрации) рабочих жидкостей. Критерием оценки степени чистоты рабочей жидкости является содержание механических примесей в единице её объема (МГ/л или %) (ГОСТ 6370–83, ГОСТ 12275–66) и количество частиц по шкале размеров в 1 дм³ жидкости (ГОСТ 17216–2001) стандарт устанавливает 17 основных классов чистоты рабочих жидкостей и два дополнительных (табл.14).

Таблица 14

Зависимость класса чистоты жидкости от числа частиц загрязнителя

Класс чистоты жидкостей	Число частиц загрязнителя в (100±0,5) см ³ жидкости при размере частиц, мкм, не более								Масса загрязнителей, %, не более	
	от 0,5 до 1	св.1 до 2	св.2 до 5	св.5 до 10	св.10 до 25	св.25 до 50	св.50 до 100	св.100 до 200		
00	800	400	32	8	4	1	Отсутствие	АО	Не нормируется	
0	1600	800	63	16	8	2		Отсутствие		
1		1600	125	32	16	3				Отсутствие
2			250	63	32	4	1			
3				125	63	8	2			
4				250	125	12	3	1		
5				500	250	25	4			
6				1000	500	50	6	2		1
7				2000	1000	100	12	4		2
8				4000	2000	200	25	6		3
9	Не нормируется			8000	4000	400	50	12	4	0,00025
10				16000	8000	800	100	25	5	0,0005
11				31500	16000	1600	200	50	10	0,001
12				63000	31500	3150	400	100	20	0,002
13					63000	6300	800	200	40	0,004
14					125000	12500	1600	400	80	0,008
15						25000	3150	800	160	0,016
16						50000	6300	1600	315	0,032
17					12500	3150	630	0,064		

Примечания

1. «Отсутствие» означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых
2. «АО»- абсолютное отсутствие частиц загрязнителя.
3. Зависимость класса чистоты жидкости от массы содержащегося в ней загрязнителя, с учетом числа частиц загрязнителя жидкости является справочной. Массы приведены для частиц загрязнителя со средней плотностью $4 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$ и плотностью жидкости $1 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$

Для гидроприводов в равной степени опасны, как мелкие, так и крупные частицы. Для прецизионных (золотниковых, плунжерных, аксиально – поршневых машин наиболее опасны частицы, соизмеримые с радиальными зазорами (4–8 МкН). Проникая в зазоры, они вызывают задиры, а часто и заклинивание подвижных сопряжений. Крупные частицы опасны для шестеренных гидромашин, гидроцилиндров, запорно-клапанных элементов.

Установлено, что интенсивность износа их сопряжений пропорциональна размеру частиц загрязнений среди которых присутствуют и абразивные по своей природе [2, 3].

Рекомендуемые классы чистоты рабочих жидкостей для гидрофицированного технологического оборудования:

- 8,9 – авиационные гидросистемы;
- 11,12 – металлообрабатывающее оборудование;
- 12,13 – мобильные машины.

Для специальных гидросистем класс чистоты рабочей жидкости назначает разработчик после выбора типоразмеров гидромашин и аппаратуры, определяющих характеристики подвижных сопряжений. Для поддержания принятого уровня чистоты рабочей жидкости в ходе эксплуатации гидропривода предлагается система очистки жидкости, включающая конструкцию гидробака, принятые типоразмеры и места установки фильтров [3, 14].

4.5.6. Определение режимов движения рабочей жидкости в гидросистеме

Для решения этой задачи используют критерий Рейнольдса, позволяющий в дальнейшем считать потери давления в трубопроводах и проточной части активных и пассивных гидравлических сопротивлений.

В общем случае число Рейнольдса Re определяют:

$$Re = \frac{4R\vartheta_{ж}}{\nu}, \quad (41)$$

где $R=S/\Pi$ – гидравлический радиус проходного сечения, равный отношению живого сечения потока S к смачиваемому периметру Π ; $V_{ж}$ – скорость движения жидкости; ν – кинематическая вязкость жидкости.

Для круглого проходного сечения S диаметром d :

$$Re = \frac{V_{ж}d}{\nu}, \quad (42)$$

По критерию Re определяют режим движения жидкости:

$Re \leq 2320$ – ламинарный

$Re \geq 2320$ – турбулентный

При расчете Re для напорных трубопроводов следует корректировать кинематическую вязкость ν по давлению и температуре рабочей жидкости, используя выражение:

$$\nu_{p1} = \nu_0 e^{-a(t_1 - t_2) + b(p_2 - p_1)}, \quad (43)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты [5, 14]; t_1 , t_2 , p_1 , p_2 – соответственно начальный и максимальный температуры жидкости и давления.

4.5.7. Уточненный расчет потерь давления в гидромагистралях привода

После расчета параметров гидродвигателя, насоса, трубопроводов, выбора типоразмеров гидроаппаратов с учетом пространства, отводимого для компоновки гидропривода, разрабатывают схему соединений. На ней трубопроводы и гидроаппараты образуют простые или разветвленные гидромагистрали. Критерием оценки правильности их конструирования

являются минимальные потери давления от насосной установки до гидродвигателей на всех этапах рабочего цикла гидропривода. Они во многом определяют КПД гидросистемы, тепловой режим, шум, вибрации гидромагистралей. Уточненным расчетом определяется реальная энергетика гидропривода, получающая точную количественную оценку. Методику расчета рассмотрим на примере схемы силовой агрегатной головки на рис.3. Учитывая, что на этом этапе разработчик не всегда располагает корректной схемой соединений гидропривода, расчет гидромагистралей проводят по схеме на рис.3. Учитывая разбиение на всасывающую, нагнетательную и сливную гидромагистрали, гидравлическая схема гидропривода выполняется в виде развернутой гидромагистрали, имеющей участки последовательно или параллельно соединенных трубопроводов с установленными на них гидроаппаратами (рис.5).

Расчет ведут по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned}\Delta p^H &= \sum \Delta p_{ГА}^H + \sum \Delta p_{ТР}^H + \sum \Delta p_{МС}^H \text{ (напорная линия);} \\ \Delta p^C &= \sum \Delta p_{ГА}^C + \sum \Delta p_{ТР}^C + \sum \Delta p_{МС}^C \text{ (сливная линия),} \quad (44)\end{aligned}$$

где Δp^H , Δp^C – суммарные потери давления в напорной и сливной магистралях, определяемые для всех элементов рабочего цикла; $\Delta p_{ТР}^H$, $\Delta p_{ГЛ}^H$, $\Delta p_{МС}^H$ – потери давления от трения жидкости о стенки трубопроводов, сопротивлений гидроаппаратуры, местных сопротивлений [15, 16].

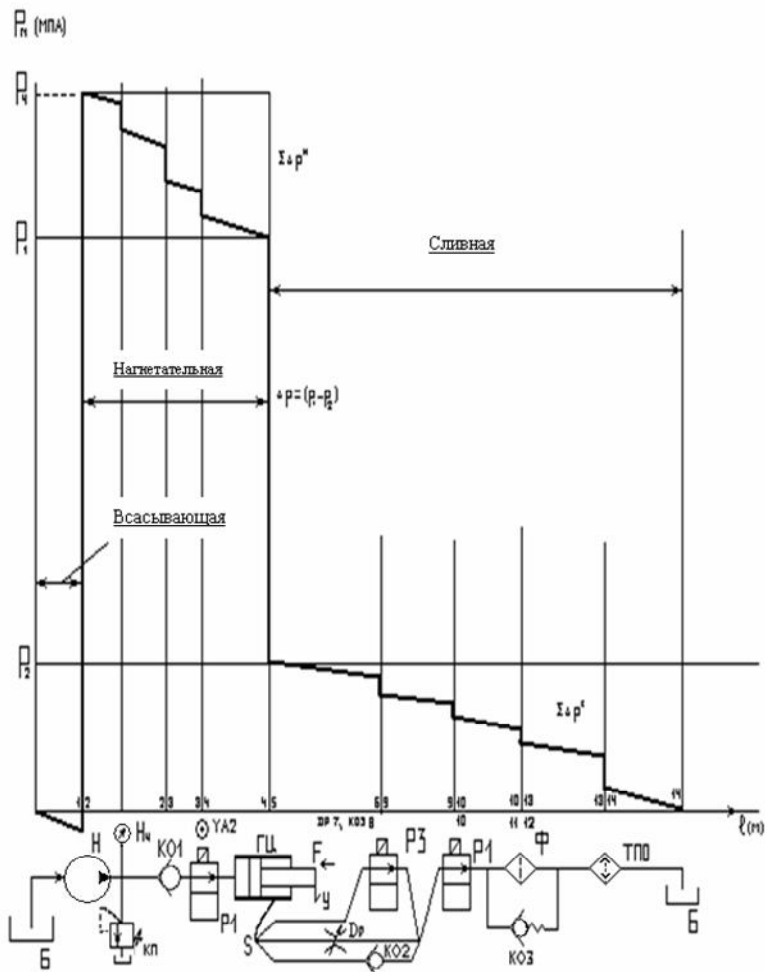


Рисунок 5 - Распределение давлений в гидросистеме

Суммарные потери давления Δp^C создают противодействие в сливной полости гидродвигателя.

4.5.7.1. Потери давления в гидроаппаратах, предварительно принятые в п.4.5.2.3, уточняют по типоразмерам выбранных устройств [10].

4.5.7.2. Потери давления от местных сопротивлений $\Delta p_{\text{мс}}$ выражают суммированием коэффициентов местных сопротивлений и скоростных напоров [15, 16]:

$$\Delta p_{\text{мс}} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{V_{\text{жи}}^2}{2g} \gamma, \quad (45)$$

где ξ_i – коэффициенты местных потерь, зависят от вида сопротивления, определяются по справочным данным [15, 16]; $V_{\text{жи}}$ – скорость движения потока на расчетном участке; γ – удельный вес рабочей жидкости ($\gamma=9000 \text{ Н/м}^3$) [10].

4.5.7.3. Линейные потери давления в гидрوليниях (за счет трения жидкости о стенки трубопровода) рассчитывают по уравнению:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \gamma \frac{l}{d_{\text{тр}}} \frac{V_{\text{ж}}^2}{2g}, \quad (46)$$

где λ – коэффициент сопротивления гидрوليнии (коэффициент Дарси) [1,16]:

для ламинарного потока в жестких трубопроводах

$$\lambda = (64 \dots 85) / \text{Re};$$

для рукавов высокого давления

$$\lambda = (75 \dots 85) / \text{Re};$$

для турбулентного потока

$$\lambda = 0,316 \text{Re}^{-0,25} [1];$$

l_i – длины сливной или напорной гидрوليнии (графы 13,14, прил.1).

После расчета составляющих потерь давления уточняются суммарные потери давления в напорной и сливной гидрوليниях для всех элементов рабочего цикла.

В приводах с несимметричным или дифференциальным цилиндрами суммарные потери давления на сливе Δp^c приводятся к эффективной площади поршня:

$$\Delta p_{\text{п}}^{\text{н}} = \Delta p^c \frac{S_2}{S_1} = \Delta p^c \frac{D^2 - D_{\text{ш}}^2}{D^2}, \text{ м} \quad (47)$$

Результаты уточненного расчета гидромагистралей представлены в табл.15. Полученные значения потерь давления на участках 1-1 ... 13-13 гидромагистралей позволяют построить диаграмму распределения давлений в гидросистеме (рис.5). Такой график характеризует линию полного гидродинамического напора гидросистемы $H_{\text{д}}$, позволяет рассчитать гидравлические уклоны магистралей, оценить результаты.

Таблица 15

Характеристики гидромагистралей привода

Номер гидро-линии	Номер участка	L_i м	d_i мм	Q_i м ³ /с	$Q_{ж}$ м ³ /с	ΔP_L МПа	$P_{ж}$ МПа	$\Delta P_{в}$ МПа	$\rho \frac{Q_{ж}^2}{2}$	P_i МПа	Re	λ	ζ
1	1-1												
2	2-2												
3	3-3												
4	4-4												
5	5-5												
6	6-6												
7	7-7												
8	8-8												
9	9-9												
10	10-10												
11	11-11												
12	12-12												
13	13-13												

Для построения диаграмм изменения характеристик гидропривода в пределах рабочего цикла расчетные данные по пп 4.5.2.1, 4.5.2.2, 4.5.2.3, 4.5.6 сводятся в табл.16. Графы N_i , η_i , $\eta_{ср}$ заполняются позднее, после расчетов в пп.4.5.9. Типовые диаграммы изменения скоростей, расходов, давлений, КПД представлены на рис.5 и построены для рассматриваемого примера.

Таблица 16

Результаты расчета характеристик гидропривода

Элементы цикла	V_{i_1} м·с ⁻¹	Q_{i_1} м ³ ·с ⁻¹	ΣQ_{i_1} м ³ ·с ⁻¹	$p_{ш}$ МПа	$\Sigma \Delta p$ МПа	N_{i_1} кВт	ΔN_{i_1} кВт	η	$\eta_{ср}$
«Стоп», загрузка станка									
Быстрый подвод									
Рабочая подача									
Выдержка на упоре									
Быстрый отвод									

4.5.8. Динамический расчет процесса пуска гидропривода

Выполненными расчетами определяются параметры и характеристики разрабатываемого гидропривода. Однако они не учитывают возникающих в переходных режимах его работы динамических нагрузок. При недостаточном резерве мощности привода это приводит к их замедленному протеканию и, как следствие, к увеличению длительности рабочих циклов, особенно при частых включениях и

переключениях в работе привода. Лимитирующими обычно являются процессы разгона и торможения. Для таких гидросистем проводят динамический расчет. В качестве объекта расчета принимаем силовую агрегатную головку на рис.3. Исходные данные формируем из статического расчета её гидропривода.

В исходном положении «Стоп» агрегатной головки электромагнит YA1 включен и распределитель P2 занимает позицию, обеспечивающую сброс давления в заклапанную полости дифференциального клапана КП, он открывается и разгружает насос Н на слив в бак. Давление слива меньше давления сопротивления движению $p_{ли}$, поэтому агрегатная головка неподвижна и поршень находится в крайнем левом положении.

Разгон гидропривода до $V_{бп}$ осуществляется отключением электромагнита YA1 и включением YA2. Последний устанавливает распределитель в позицию как на схеме (рис.3.) Из-за малого времени переключения распределителя с электромагнитным управлением ($t_{п}=0,02...0,06$ с) в сравнении с временем рабочего цикла $T_{ц}$ считаем переключение распределителя P1 релейным.[2,3]

Рассчитаем процесс пуска (разгона) гидропривода на участке $V_{бп}$. В зависимости от соотношения времени разгона t_p , торможения t_T и установившегося

движения гидропривода t_y возможны различные подходы в определении динамических характеристик и оценке их влияния на работу гидропривода:

- $t_p + t_T < t_y$, допустимо не проводить расчет процесса пуска и торможения, а параметры гидропривода определять статическим расчетом;

- $t_p + t_T \sim t_y$, проводят полный статический расчет гидропривода и оценку основных динамических характеристик (максимальные ускорения, время разгона, торможения, нестабильность скорости);

- $t_p + t_T > t_y$, проводят статический и полный динамический расчеты процессов в гидроприводе.

Для оценки динамического качества гидропривода полный динамический расчет обязателен [5,15].

Полагаем, что движение поршня гидроцилиндра начинается, когда давление жидкости в напорной полости цилиндра достигает значения $p_{кли}$, при котором вновь начинает открываться предохранительный клапан, закрытый прежде отключением P2. При выполнении вычислений следует следить за согласованием размерностей и удерживать три знака при округлении расчетных значений.

Определим объем V жидкости, заполняющей нагнетательную гидромагистраль 2-3-4, образуемую напорной гидролинией $V_{\text{тр}}$, объемами напорных полостей насоса $V_{\text{н}}$, гидроцилиндра $V_{\text{ц}}$, рабочих полостей гидроаппаратов, установленных на напорной гидролинии $V_{\text{га}}$:

$$V = V_{\text{тр}} + V_{\text{н}} + V_{\text{ГЦ}} + V_{\text{ГА}}, \quad (48)$$

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{н}}^2 l_{\text{н}}, \quad (49)$$

где $d_{\text{н}}$ и $l_{\text{н}}$ – внутренний диаметр и длина нагнетательной гидролинии берутся из статического расчета гидропривода.

Объемом жидкости в левой полости цилиндра пренебрегаем, полагая, что поршень находится в крайнем левом положении. В общем случае этот объем определяется исходным положением поршня при $L_{\text{ц0}}$:

$$V_{\text{ц0}} = \frac{\pi D^2}{4} L_{\text{ц0}}. \quad (50)$$

Объем нагнетательной полости насоса $V_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}}}{2}$, гидромотора

$$V_{\text{ГМ}} = \frac{q_{\text{ГМ}}}{2}. \quad (51)$$

Находим изменение объема жидкости ΔV за счет сжимаемости жидкости при повышении давления внутри нагнетательной гидролинии от 0 до $p_{\text{кп}}$:

$$\Delta V = \frac{V p_{\text{кп}}}{E_{\text{М}}}, \quad (52)$$

где $E_{\text{М}}$ – объемный модуль упругости жидкости (для минерального масла, марки ИГП-18 $E_{\text{М}} = 1,4 \cdot 10^3$ МПа).

Упругостью трубопровода пренебрегаем, а давление $p_{\text{кп}}$ принимаем из статического расчета гидропривода.

Объемные потери жидкости в напорной гидромагистрالي $Q_{\text{ун}}$ определяем по формуле (35), выделяем при этом объемные потери в гидроцилиндре Ц – $Q_{\text{уц}}$, клапане КП – $Q_{\text{укп}}$, распределителях Р1, Р2 – $Q_{\text{уга}}$ и насосе Н – $Q_{\text{унс}}$:

$$Q_{\text{ун}} = Q_{\text{унс}} + Q_{\text{уц}} + \sum Q_{\text{уга}} + Q_{\text{укп}}. \quad (53)$$

Определяем теоретическую производительность насоса:

$$Q_{HT} = Q_H + Q_{yH}, \text{ или } Q_{HT} = \frac{Q_H}{\eta_o}, \quad (54)$$

где η_o – объемный КПД гидропривода при давлении $p_{кп}$, зависит от конструкции насоса, принимаем $\eta_o=0,85...0,95$ [10,15].

Утечки внутри насоса рассчитываем при давлении $p_{кп}$. Учитывая, что Q_{yHC} составляют до 80% общих объемных потерь, принимаем

$$Q_{yH} = Q_{HT} - Q_H. \quad (55)$$

Далее определяем средний расход жидкости $Q_{ГC}$, поступающий в нагнетательную гидролинию при возрастании давления до $p_{кп}$. Полагаем, что давление увеличивается по линейному закону.

$$Q_{ГC} = Q_{HT} - Q_{yH} - Q_{yГA} - Q_{yЦ} - Q_{кп}. \quad (56)$$

Определим время запаздывания начала движения цилиндра

$$t_{зап} = \frac{\Delta V}{Q_{ГC}}; \quad (57)$$

Определим расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр при давлении $p_{кп}$:

$$Q_{ГЦ} = Q_H - \Sigma Q_{yГA}; \quad (58)$$

Максимальную скорость движения поршня гидроцилиндра определяем по формуле:

$$v_{ц\max} = \frac{4Q_{ГЦ}\eta_{oc}}{\pi D^2}, \quad (59)$$

где D – диаметр поршня гидроцилиндра, $\eta_o = 0,97 - 0,99$ [5,10].

Приведенная к поршню гидроцилиндра D масса жидкости $m_{ж}$, заполняющая нагнетательную гидролинию d_H , определяется

$$m_{ж}^I = \rho V \left(\frac{D}{d_H} \right)^2, \quad (60)$$

Приведенная к поршню масса подвижных частей агрегатной головки, включая массу жидкости, составляет

$$m_o = m_{пр} + m_{ж}^I, \quad (61)$$

где $m_{пр}$ – масса подвижных частей, соединенных со штоком гидроцилиндра, включая массы штока и поршня (задается приложением А).

Ускорение, с которым поршень гидроцилиндра трогается с места, определяется выражением:

$$a_1 = \frac{0,785D^2 p_{\text{кп}} - F_c}{m_0}, \quad (62)$$

где F_c - сила сопротивления, преодолеваемая штоком гидроцилиндра, включая силы трения и силу противодействия гидроцилиндра определяемая по формуле (18).

Зависимости для ускорения и скорости поршня гидроцилиндра от времени при разгоне получают расчетом для каждого из малых интервалов времени Δt , на которые разбивается шкала времени.

Величина интервала приблизительно рассчитывается по формуле:

$$\Delta t = \frac{V_{\text{н max}}}{a_1 n}, \quad (63)$$

где n – количество интервалов (принимается не менее трех).

Принимаем, что на первом интервале времени поршень гидроцилиндра движется с ускорением a_1 . Скорость поршня в конце I интервала:

$$v_{n_1} = a_1 \Delta t, \quad (64)$$

Скорость движения жидкости в нагнетательной гидролинии в конце I интервала:

$$v_{H_1} = v_{n_1} \left(\frac{D_n}{d_n} \right)^2, \quad (65)$$

Число Рейнольдса для нагнетательной гидролинии в конце I интервала

$$Re_1 = \frac{v_{H_1} d_H}{\nu}, \quad (66)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления нагнетательной гидролинии в конце I интервала

$$\lambda_1 = \frac{64}{Re_1} \text{ при } Re_1 < 2320 \text{ (ламинарный режим);}$$

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{(Re_1)^{0,25}} \text{ при } Re_1 > 2320 \text{ (турбулентный режим).}$$

Потери давления в нагнетательной гидромагистральной в конце I интервала определяются с учетом режима движения жидкости в напорной гидролинии и потерь давления в гидроаппаратах напорной линии и трубопроводе, например, на 10 поворотах нагнетательного трубопровода которые выполняются при монтаже суммарные потери давления равны:

$$\Delta p_1 = \gamma(\lambda_1 \frac{l_n}{d_n} + \Sigma \zeta_{\Gamma A} + 10 \zeta_n) \frac{V_{n_1}^2}{2g}, \quad (67)$$

где $\zeta_{\Gamma A}$ и ζ_n – коэффициенты местных сопротивлений гидроаппаратов и поворотов трубопроводов нагнетательной гидролинии.

Ускорение поршня в начале II интервала времени составит

$$a_2 = \frac{\frac{\pi}{4} D_n^2 (p_{\text{кп}} - \Delta p_1) - F_C}{m_{\text{ГП}}}, \quad (68)$$

Принимая, что на II интервале времени поршень гидроцилиндра движется с ускорением α_2 , определяем скорость поршня в конце участка:

$$\vartheta_{n_2} = \vartheta_{n_1} + a_2 \Delta t, \quad (69)$$

Скорость движения жидкости в нагнетательной гидролинии в конце II интервала определяется выражением:

$$\vartheta_{n_2} = \vartheta_{n_2} \left(\frac{D_n}{d_n} \right)^2, \quad (70)$$

Число Рейнольдса Re для нагнетательной гидролинии в конце II интервала:

$$Re_2 = \frac{\vartheta_{n_2} d}{\nu}, \quad (71)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления нагнетательной гидролинии в конце II интервала

$$\lambda_2 = \frac{64}{Re_2} \text{ при } Re_2 < 2320;$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{(Re_2)^{0,25}} \text{ при } Re_2 > 2320.$$

Потери давления в нагнетательной гидромагистрالي в конце II интервала:

$$\Delta p_2 = \gamma(\lambda_2 \frac{l_n}{d_n} + \Sigma \zeta_{\Gamma A} + 10 \zeta_n) \frac{\vartheta_{n_2}^2}{2g}, \quad (73)$$

Ускорение поршня в начале III интервала:

$$a_3 = \frac{\frac{\pi}{4} d_n^2 (p_{\text{кп}} - \Delta p_2) - F_C}{m_0}, \quad (74)$$

Скорость поршня в конце III интервала:

$$g_{n_3} = g_{n_2} + a_3 \cdot \Delta t$$

Вычисления скоростей и ускорений прекращаются при $g_{ni} > g_{n\max}$.

Потери давления в нагнетательной гидромагистральной в конце III интервала определяются аналогично расчетам на предыдущих участках.

Полученные значения скоростей поршня, ускорения и потерь давления сводятся в табл.17.

Таблица 17

Форма таблицы для расчета нагнетательной гидромагистральной

Параметр, его размерность	Номер интервала		
	I	II	III
Время от начала движения поршня до конца интервала, с			
Ускорение поршня в начале интервала, м/с ²			
Скорость поршня в конце интервала, м/с			
Потери давления в нагнетательной гидролинии, МПа			

По данным табл.17 строятся графики для зависимостей $a(t)$, $g(t)$. Пример построения показан на рис.6 и 7.

Время разгона гидроцилиндра определяется по формуле:

$$t_{\Pi} = t_{\text{зап}} + n\Delta t, \quad (75)$$

Перемещение поршня гидроцилиндра на участке разгона

$$S_p = \frac{g_{\Pi_1}}{2} \cdot \Delta t + \frac{g_{\Pi_1} + g_{\Pi_2}}{2} \cdot \Delta t + \frac{g_{\Pi_2} + g_{\Pi_3}}{2} \cdot \Delta t + \dots + \frac{g_{\Pi_{n-1}} + g_{\Pi_n}}{2} \cdot \Delta t, \quad (75)$$

Потребляемая насосом мощность гидропривода при разгоне поршня гидроцилиндра:

$$N = \frac{p_{\text{кп}} Q_{\Gamma}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (76)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса, принимаем $\eta_{\text{м}}=0,8...0,9$.

Определяем давление страгивания гидроцилиндра, необходимое для преодоления сопротивления движению:

$$p_{\Pi} = \frac{4F_{\text{с}}}{\pi D^2}, \quad (77)$$

Составляем таблицу для построения гидравлической характеристики нагнетательной гидролинии гидропривода, представляющей зависимость давления на выходе насоса при установившемся движении поршня от задаваемой скорости движения поршня – $p_{\text{н}}(g_{\text{п}})$, Значение Δp_i берутся из табл.17. Где $p_{\text{н}i} = p_{\Pi} + \Delta p_i$.

Таблица 18

Форма таблицы для результатов расчета

Скорость поршня гидроцилиндра в установившемся движении, м/с				
Давление на выходе насоса, МПа				

Для значения максимальной скорости движения поршня $v_{n \max}$, определяем давление на выходе насоса $P_{n \max}$ при этом режим работы и значение мощности, потребляемой насосом гидропривода.

Расчет процесса разгона гидроцилиндра и перемещаемого им исполнительного механизма необходим для оценки времени разгона, максимальных ускорений, превышение которых вызывает значительные динамические нагрузки на механические передачи привода и должны ограничиваться. Кроме того, при коротких во времени рабочих циклах, частых включениях и реверсах гидропривода кинематические, силовые и энергетические характеристики заметно влияют на быстродействие, затраты мощности, коэффициент полезного действия гидросистемы.

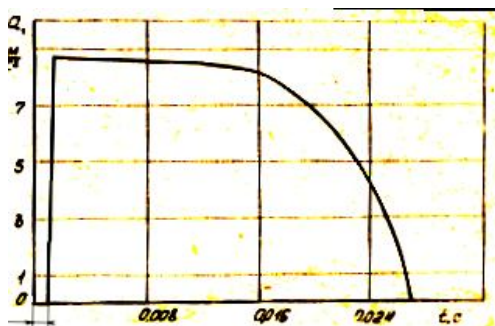


Рисунок 6 - Пример построения зависимости ускорения движения поршня гидроцилиндра от времени при разгоне поршня

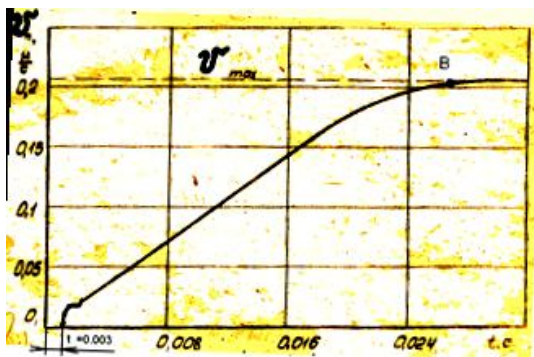


Рисунок 7 - Пример построения зависимости скорости движения поршня гидроцилиндра от времени при разгоне поршня

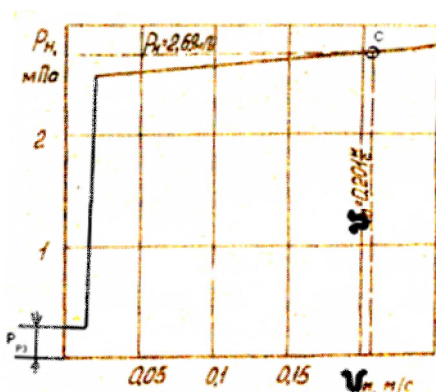


Рисунок 8 - Пример построения характеристик нагнетательной гидролинии гидропривода

4.5.9. Определение рабочего и максимального давления гидропривода

4.5.9.1. Уточняют потребное рабочее давление p_p , которое необходимо создать на входе привода:

$$p_p = p_{\text{цтах}} + \Delta p_{\text{ин}}^H + \Delta p_{\text{п}}, \quad (78)$$

4.5.9.2. Определяют давление настройки предохранительного клапана насосной установки:

$$p_{\text{кп}} = (1,1 \dots 1,15) p_p, \quad (79)$$

4.5.10. Расчет энергетических характеристик гидропривода

По данным табл.16 определяют энергетические характеристики гидропривода.

4.5.10.1. Мощность гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) на каждом этапе рабочего цикла определяют по формуле:

$$N_{\Pi i} = \frac{p_{\Pi i} Q_{\Pi i}}{60}, \quad (80)$$

где $p_{\Pi i}$, $Q_{\Pi i}$ – соответственно рабочее давление и расход гидроцилиндра на каждом этапе рабочего цикла.

4.5.10.2. Мощность, потребляемая насосом на каждом этапе рабочего цикла

$$N_{\Pi i} = \frac{p_{\Pi i} Q_{\Pi i}}{60 \eta_n}, \quad (81)$$

Для насоса постоянной производительности, работающего в гидроприводе с избыточным объемом, $p_n = p_{кл}$.

4.5.10.3. Коэффициент полезного действия (КПД) гидропривода:

$$\eta_i = \frac{p_{\Pi i} Q_{\Pi i}}{p_{\Pi i} Q_{\Pi i}}, \quad (82)$$

4.5.10.4. Среднецикловой КПД гидропривода [10]

$$\eta_{cp} = \frac{\eta_1 \cdot t_1 + \eta_2 \cdot t_2 + \dots + \eta_i \cdot t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_i}, \quad (83)$$

где $t_1 \dots t_i$ – длительность этапов рабочего цикла (см. табл.16).

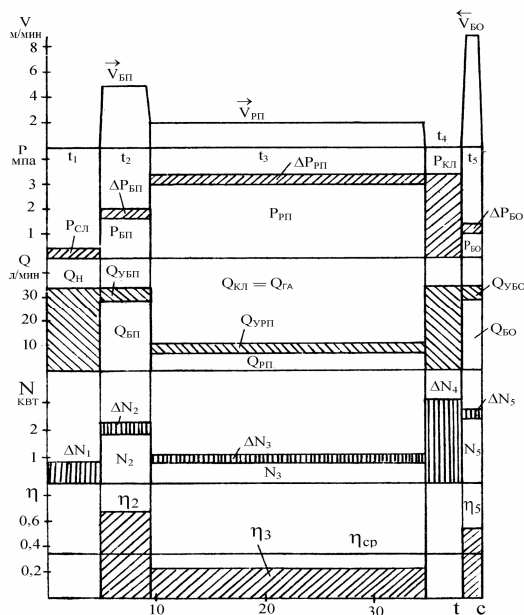


Рисунок 9 - Диаграммы характеристик гидропривода

Результаты расчетов по сводят в табл.15 и используют для построения диаграмм $N=f(t)$, $\eta=f(t)$ (см. рис.6). При невысоком $\eta_{ср} < (0,15 \dots 0,2)$ предлагают конкретные приемы по его увеличению, а при необходимости корректируют предлагаемую схему привода.

4.5.10.5. Суммарные потери мощности гидропривода за весь рабочий цикл определяются уравнением:

$$\Delta N = \frac{(N_{н1} - N_1)t_1 + (N_{н2} - N_2)t_2 + \dots + (N_{ни} - N_i)t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_i}, \quad (84)$$

4.5.10.6. Расчет мощности приводного электродвигателя насосной установки.

Гидроприводы технологического оборудования чаще всего работают в повторно-кратковременном режиме. Время рабочего цикла, как правило, не превышает 10 мин. В этих условиях электродвигатель насоса выбирают по эквивалентной мощности[5,10,15]:

$$N_{\text{экр}} = \sqrt{\frac{N_{\text{н1}}^2 t_1 + N_{\text{н2}}^2 t_2 + \dots + N_{\text{ни}}^2 t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_i}}, \quad (85)$$

На каждом из этапов рабочего цикла длительностью t_1, t_2, \dots, t_i мощность не должна превышать максимально допустимого значения для выбранного типа электродвигателя $N_{\text{max}} = (M_{\text{max}}/M_{\text{ном}})N_{\text{ном}}$. Величины $N_{\text{ном}}$ и $M_{\text{max}}/M_{\text{ном}}$ определяют по каталогу электродвигателей. Так, для электродвигателей серии 4А $M_{\text{max}}/M_{\text{ном}} = 1,7 \dots 2,2$ [7, 10].

4.5.11. Обеспечение рационального теплового режима работы гидропривода

Причиной нагрева масла и элементов гидропривода являются потери мощности ΔN в гидроприводе. Поверхность бака излучает тепло в окружающую среду и служит естественным охладителем. Для обеспечения рационального теплового режима работы гидропривода без принудительного охлаждения определяют необходимый объем рабочей жидкости в гидробаке насосной установки.

При известной площади поверхности S_6 превышение установившейся температуры масла T_y в баке над температурой окружающей среды T_0 составляет $\Delta T = T_y - T_0$

$$\Delta T = \frac{\Delta N}{K_T S_6} 10^7, \quad (86)$$

где K_T – коэффициент теплопередачи от бака в атмосферу. При отсутствии интенсивной циркуляции воздуха вблизи стенок бака $K_T = 7$ Вт/(м²·с); при обдуве стенок бака струей воздуха от вентилятора $K_T = 23$ Вт/(м²·с) [10].

Для определения S_6 можно принимать [6, 10]:

$$S_6 = \sqrt[3]{V_\delta^2}, \quad (87)$$

где V_δ – объем масла в баке.

При максимально допускаемом $\Delta T = 35^\circ\text{C}$ необходимый объем масла в баке V определяют [10]:

$$V = 27000 \sqrt[3]{\left(\frac{\Delta N}{\Delta T}\right)^3}, \quad (88)$$

Объем масла в баке (в формуле (88) в литрах) можно уменьшить, применяя принудительное охлаждение (воздушные или водя-

ные теплообменники, в которых коэффициент K_T может увеличиваться в 7-10 раз (для поверхности радиатора или змеевика).

4.6. Графическая часть курсовой работы (проекта)

Пример выполнения графической части курсовой работы (КР) ГГПС.ХХ0000.000 Гидропривод подачи стола фрезерного станка приведен в приложении 10 настоящего учебного пособия.

На первом листе формата А1 с основной надписью для чертежей (схем) ГОСТ 2.104-68 ГГПС.ХХ0000.000.СО Гидропривод подачи стола фрезерного станка. Схема комбинированная объединенная приведена:

- схема гидрокинематическая принципиальная (СЗ) с перечнем элементов, размещенным над основной надписью;
- схема потоков гидравлическая функциональная (Г2);
- полная циклограмма работы гидропривода.

На формате А2 с основной надписью для чертежей (схем) ГОСТ 2.104-68 приведены результаты расчета характеристик гидропривода в виде диаграммы. Документ выполнен в виде плаката и имеет обозначение и наименование ГГПС.ХХ0000.000.Д1 Гидропривод подачи стола фрезерного станка. Диаграммы характеристик.

На формате А2 с основной надписью для чертежей (схем) ГОСТ 2.104-68 по заданию руководителя работы выполнен сборочный чертеж блока управления скоростью.

В пояснительной записке (ПЗ) необходимо привести описание работы предлагаемого функционального блока.

На формате А2 с основной надписью для чертежей (схем) ГОСТ 2.104-68 приведены результаты расчета характеристик гидропривода. И документу присвоен шифр Д1.

Результаты расчетов по п.4.5.8-4.5.11 позволяют выбрать унифицированную насосную установку [10, 6, 22]. В пояснительной записке (ПЗ) приводится её техническая характеристика и принципиальная гидравлическая схема. При этом должны гарантированно обеспечиваться требования к источнику питания гидропривода.

Из состава элементной базы гидропривода могут быть выделены функциональные блоки: управления скоростью, направления движения, позиционирования, разгрузки системы от давления, веса перемещающихся частей и др. При компоновке блока необходимо использовать перспективную элементную базу гидропривода [10, 14].

Рекомендуемый перечень нормативных и литературных источников

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М., 1982, -432 с.

2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / под ред. С.А. Ермако. – М.: Машиностроение, 1988.

3. Трифонов О.Н. Приводы автоматизированного оборудования / О.Н. Трифонов, В.И. Иванов, Г.О. Трифонова. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.

4. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко [и др.]; под ред. В.А. Федорца. – Киев: Высш. шк., 1987. – 375 с.

5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро и пневмоприводов: учебник для студентов вузов / Навроцкий К.Л. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

6. Проектирование гидравлических систем машин / Г.М. Иванов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин, Р.М. Пасынков. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.

7. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: В 3-х т.; под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – 1031 с.

8. Металлорежущие станки / под ред. Н.С. Колева. – М.: Машиностроение, 1983. – 470 с.

9. Кузнецов М.М. Проектирование автоматизированного оборудования / М.М. Кузнецов, Б.А. Усов, В.С. Стародубов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. Справочник: библиотека конструктора. 4-е изд. перераб. и доп. / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

11. Сидоренко В.С. Элементы и системы гидрофицированного металлообрабатывающего оборудования. Атлас схем и чертежей: учеб. пособие / В.С. Сидоренко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 115 с.

12. Сидоренко В.С. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники: учеб. пособие / В.С. Сидоренко, А.Т. Рыбак, Р.А. Фридрих, В.Н. Абрамова. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2011. – 98 с.

13. Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих гидромеханических устройств / В.С. Сидоренко // Стин. – 2003. – №8. – С.16-20.

14. Гидравлическое, пневматическое смазочное оборудование общего назначения, изготавливаемое в СНГ, Литве, Латвии в 1992 г.: информационный материал: СПб., 1992. – 127 с.

15. Чернавский В.А. Расчет процесса пуска гидропривода: метод. указания / В.А. Чернавский. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 1995. – 16 с.

16. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Изд. 2-е / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 326 с.

17. ГОСТ 2.701-84. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. – Переизд. Окт. 1986. – Взамен ГОСТ 2.701-76. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 17 с.:– (Единая система конструкторской документации). УДК 62: 002: 006.354 Группа Т52.

18. ГОСТ 2.704-76. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем. – Переизд. окт. 1986. – Взамен ГОСТ 2.704-68 Введ. 01.01.78. – М.: Изд-во стандартов 1987. – 9 с.: - (Единая система конструкторской документации). УДК 744: 002: 006.354 Группа Т52.

19. ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. – 1997. - Взамен ГОСТ 2.780-68 Введ. 01.01.98. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – Межгосударственный стандарт.

20. ГОСТ 2.781-96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. – 1997. - Взамен ГОСТ 2.781-68 Введ. 01.01.98. – М.: Изд-во. стандартов, 1997. – Межгосударственный стандарт.

21. ГОСТ 2.782-96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – 1997. - Взамен ГОСТ 2.782-68 Введ. 01.01.98. – М.: Изд. стандартов, 1987. – Межгосударственный стандарт.

22. Абрамов Е.М. Элементы гидропривода: справочное пособие / Е.М. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т.. Маслов. – Киев.: Техника, 1977. – 320 с.

23. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С.В. Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1997. – 384 с.

24. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

25. Домогаров А.Ю. Рабочие жидкости и смазки: учеб. пособие / А.Ю. Домогаров, А.И. Степаков, И.С. Леладзе. – М., 2005. – 102 с.

26. Домогаров А.Ю. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки: учеб. пособие / А.Ю. Домогаров, А.И. Степаков, И.С. Леладзе. – М., 2004. – 124 с.

27. Свешников В.К. Гидроприводы металлорежущих станков и промышленных роботов / В.К. Свешников, А.А. Усов, Л.С. Столбов. – М.: НИИМаш, 1983. – 45 с.

28. Кондаков Л.А. Машиностроительный гидропривод / под ред. В.Н. Прокофьева / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

29. Гидромоторы, классификация, основные зависимости, выбор, монтажи эксплуатация: метод. рекомендации. – М.: ВНИИгидропривод, 1978. – 46 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1

Варианты заданий к курсовому проектированию

Задание	Вариант	Расчетная нагрузка		Приведенная масса перемещаемых частей $G_{пр}$, кг	Мех. КПД прив, η_m	Скорость быстрых ходов, м/мин		Скорость рабочего хода, м/мин		Длина хода, м	Длина рабочего хода, м	Длина трубопровода, м			
		F_H кН	M_H Нм			Под-вод	От-вод	$g_{рп1}$	$g_{рп2}$			L	$L_{рх}$	напорного l_n	сливного $l_{сл}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
01	1	16		200	0,85	2,0	4,0	0,4	-	0,3	0,1	2,0	2,0		
02	1	16		400	0,8	2,5	5,0	0,5	-	0,3	0,15	2,5	3,0		
03	2	17		300	0,82	-	4,0	0,8	-	0,3	0,1	4,0	3,5		
04	2	17		500	0,83	-	4,5	0,9	-	0,3	0,1	3,5	3,5		
05	3	18		250	0,83	-	5,0	0,6	-	0,4	0,15	3,0	3,0		
06	3	18		450	0,84	-	5,5	0,65	-	0,4	0,20	4,5	4,0		
07	4	19		600	0,86	-	0,7	0,7	-	0,5	0,2	1,5	2,5		
08	4	19		700	0,82	-	0,75	0,75	-	0,5	0,3	2,0	1,5		
09	5		90	200	0,87	-	6,0	0,5	-	0,6	0,1	1,5	2,0		
10	5		90	300	0,83	-	7,0	0,7	-	0,4	0,2	1,5	1,5		
11	6	21		400	0,84	2,5	5,0	0,25	-	0,5	0,2	2,5	2,5		
12	6	21		500	0,85	4,0	7,0	0,2	-	0,6	0,2	3,0	5,0		
13	7		60	200	0,81	6,0	5,0	0,4	-	0,4	0,1	2,0	2,5		
14	7		60	400	0,8	3,5	6,0	0,6	-	0,6	0,3	3,5	3,0		
15	8	23		250	0,86	6,0	11	0,7	-	0,3	0,2	2,5	3,5		
16	8	23		350	0,82	8,0	18	0,5	-	0,5	0,1	4,0	3,0		
17	9	24		150	0,83	9,0	13	0,6	0,25	0,8	0,3	6,5	5,0		
18	9	24		400	0,88	6,0	10	0,8	0,2	0,9	0,2	6,0	5,0		
19	10	25		400	0,81	7,0	15	0,3	-	0,4	0,2	4,5	4,5		
20	10	25		500	0,8	6,0	12	0,45	-	0,6	0,3	5,5	5,5		
21	1	26		300	0,87	4,5	9	0,7	-	0,5	0,2	3,5	4,0		
22	1	26		500	0,82	6,0	12	0,3	-	0,4	0,3	4,0	4,5		
23	2	27		200	0,80	7,0	12	0,5	-	0,6	0,2	2,5	3,0		
24	2	27		400	0,88	9,0	15	0,7	-	0,4	0,3	4,0	4,0		
25	3	29		300	0,82	-	8,0	0,4	-	0,3	0,1	2,5	3,5		
26	3	29		500	0,86	-	10	0,7	-	0,5	0,3	4,0	4,0		
27	4	29		250	0,83	-	0,5	0,5	-	0,3	0,1	3,0	3,0		
28	4	29		400	0,89	-	0,6	0,6	-	0,5	0,2	4,5	4,0		
29	5		70	250	0,80	-	8,0	0,25	-	0,35	0,15	2,5	3,0		
30	5		70	400	0,85	-	9,0	0,6	-	0,5	0,25	3,5	3,5		
31	6	31		300	0,9	3,0	6,0	0,4	-	0,3	0,1	4,0	4,5		
32	6	31		600	0,84	5,0	10	0,3	-	0,4	0,1	3,5	3,5		
33	7		80	300	0,86	8,0	6,0	0,5	-	0,3	0,15	3,0	3,0		
34	7		80	500	0,82	5,0	6,0	0,6	-	0,7	0,2	4,0	4,0		

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
35	8	33		300	0,83	9,0	14	0,4	-	0,4	0,3	3,0	3,0
37	9	34		250	0,80	8,0	15	0,5	0,3	0,5	0,2	3,0	3,5
38	9	34		350	0,85	5,0	9,0	0,7	0,4	0,5	0,2	4,5	4,0
39	10	35		300	0,80	8,0	13	0,4	-	0,5	0,2	3,0	3,5
40	10	35		200	0,85	5,0	10	0,5	-	0,3	0,1	4,0	4,5
41	1	36		350	0,84	5,5	9	0,6	-	0,35	0,25	3,0	4,0
42	1	36		450	0,89	7	12	0,45	-	0,3	0,2	4,0	4,5
43	2	37		250	0,82	6,0	12	0,4	-	0,5	0,25	3,0	3,5
44	2	37		350	0,85	8,0	15	0,6	-	0,35	0,25	4,5	5,0
45	3	38		200	0,80	-	7,0	0,5	-	0,45	0,2	3,0	3,5
46	3	38		400	0,83	-	9,0	0,8	-	0,6	0,3	4,5	4,5
47	4	39		300	0,84	-	0,4	0,4	-	0,4	0,2	3,0	3,5
48	4	39		500	0,88	-	0,7	0,7	-	0,6	0,3	4,0	4,5
49	5		60	400	0,84	-	7,0	0,3	-	0,3	0,2	3,0	3,0
50	5		60	300	0,89	-	6,0	0,5	-	0,4	0,2	4,0	4,0
51	6	41		250	0,88	4,0	9,0	0,5	-	0,5	0,2	3,0	3,0
52	6	41		500	0,82	6,0	10	0,4	-	0,4	0,2	4,5	4,0
53	7		70	250	0,83	7,0	5,0	0,6	-	0,4	0,3	2,5	3,0
54	7		70	550	0,9	6,0	4,0	0,4	-	0,6	0,3	3,0	3,5
55	8	43		350	0,91	7,0	10	0,5	-	0,5	0,2	5,0	5,0
56	8	43		450	0,85	8,5	12	0,7	-	0,7	0,3	4,5	4,5
57	9	40		200	0,82	7,0	14	0,4	0,2	0,6	0,2	3,0	3,0
58	9	40		400	0,87	6,5	12	0,65	0,3	0,4	0,1	4,0	4,0
59	10	45		250	0,80	6,5	12	0,45	-	0,6	0,3	4,5	4,5
60	10	45		500	0,88	7,5	13	0,6	-	0,4	0,2	5,0	5,0
61	1	46		300	0,87	6,0	15	0,3	-	0,5	0,2	4,5	4,0
62	1	46		350	0,81	8,0	16	0,5	-	0,4	0,15	2,5	2,0
63	2	47		250	0,89	6,5	16	0,3	-	0,6	0,3	4,0	4,0
64	2	47		450	0,91	8,5	17	0,7	-	0,4	0,3	2,5	3,0
65	3	48		300	0,92	-	7,5	0,6	-	0,5	0,3	2,0	2,5
66	3	48		400	0,89	-	8,5	0,7	-	0,7	0,4	3,0	3,0
67	4	10		200	0,91	-	0,5	0,5	-	0,4	0,2	4,0	4,0
68	4	10		450	0,84	-	0,8	0,8	-	0,4	0,15	3,5	3,0
69	5		80	450	0,81	-	7,5	0,4	-	0,5	0,3	2,5	2,5
70	5		80	250	0,83	-	8,5	0,6	-	0,7	0,4	4,0	4,0
71	6	12		200	0,91	5,0	15	0,6	-	0,6	0,3	3,0	3,0
72	6	12		400	0,89	7,0	14	0,45	-	0,3	0,1	2,0	2,0
73	7		65	150	0,93	6,5	5,0	0,55	-	0,5	0,2	4,0	4,0
74	7		65	300	0,87	4,0	6,0	0,65	-	0,5	0,3	3,0	3,5
75	8	20		200	0,82	7,5	11	0,4	-	0,4	0,15	3,0	3,0
76	8	20		300	0,84	9,0	13	0,6	-	0,6	0,4	4,0	4,0
77	9	22		250	0,84	7,5	-	0,5	0,2	0,5	0,1	4,5	4,5

Окончание таблицы А1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
78	9	22		450	0,89	5,5	-	0,7	0,03	0,6	0,2	2,5	2,5
79	10	30		200	0,82	8,0	14	0,5	-	0,5	0,3	2,5	3,0
80	10	30		400	0,85	6,0	12	0,7	-	0,3	0,1	4,0	4,0
81	1	32		200	0,91	7,0	10	0,4	-	0,6	0,3	3,0	3,0
82	1	32		250	0,92	9,0	12	0,6	-	0,6	0,4	4,0	4,0
83	2	18		200	0,86	7,0	11	0,4	-	0,3	0,1	3,0	3,0
84	2	18		300	0,92	9,0	13	0,8	-	0,5	0,3	4,5	4,5
85	3	25		350	0,84	-	5,0	0,5	-	0,4	0,2	4,0	4,0
86	3	25		400	0,87	-	6,0	0,8	-	0,6	0,3	5,0	5,0
87	4	35		250	0,84	-	0,6	0,6	-	0,3	0,1	3,0	3,0
88	4	35		400	0,88	-	0,7	0,7	-	0,3	0,2	4,5	4,5
89	5		75	200	0,91	-	6,0	0,5	-	0,4	0,2	3,0	3,0
90	5		75	300	0,92	-	9,0	0,9	-	0,6	0,3	4,5	4,5
91	6	28		300	0,84	6,0	9,0	0,7	-	0,5	0,3	3,5	3,0
92	6	28		500	0,86	8,0	12	0,5	-	0,4	0,2	2,5	2,5
93	7		75	200	0,90	7,0	5,5	0,5	-	0,6	0,3	2,5	2,5
94	7		75	350	0,86	8,0	9,0	0,7	-	0,6	0,3	3,5	3,5
95	8	35		200	0,82	6,0	12	0,5	-	0,45	0,2	3,5	3,5
96	8	35		500	0,85	8,0	15	0,7	-	0,65	0,3	4,5	4,5
97	9	21		600	0,83	9,0	17	0,4	0,3	0,4	0,1	3,0	3,0
98	9	21		500	0,88	6,0	12	0,8	0,4	0,7	0,2	3,5	3,5
99	10	26		180	0,79	9,0	12	0,6	-	0,4	0,2	3,0	3,0
100	10	26		380	0,86	7,0	15	0,8	-	0,4	0,3	4,5	4,5

Варианты задаваемых рабочих циклов, требования к схемам

Задание №1

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП1}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая, стабилизирована по нагрузке;
- скорости быстрого подвода и отвода нерегулируемые с использованием суммарной производительности насосов;
- в положении «Стоп» насосы разгружены на гидробак при минимальном давлении;
- при рабочем ходе разгружен насос низкого давления;
- время реверсирования движения стола регулируемое.

Задание №2

Заданный рабочий цикл привода инструмента протяжного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход протяжки с $\vartheta_{\text{РП}}$.
3. Выдержка на упоре.
4. Быстрый отвод протяжки $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируемые;
- скорости обратного хода постоянные - максимальные;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- управление распределителем гидравлическое от упоров стола;

- время реверсирования движения протяжки не регулируется;
- остановка протяжки в любом положении поршня гидроцилиндра;
- система остается заполненной при отключенном насосе.

Задание №3

Заданный рабочий цикл подачи сверлильной головки вертикально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вниз с $\vartheta_{рп}$.
3. Реверсирование движения.
4. Быстрый отвод вверх с $\vartheta_{бо}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра подачи вертикальное;
- рабочая скорость головки регулируемая;
- скорость $\vartheta_{бо}$ постоянная;
 - уравнивание веса перемещающихся частей вертикально-сверлильной головки;
- разгрузка насоса при остановке цилиндра в любом положении;
- управление распределителем для реверсирования движения гидравлическое.

Задание №4

Заданный рабочий цикл привода подачи хонинговального станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вниз с $\vartheta_{рп}$.
3. Реверсирование движения.
4. Обратный ход вверх с $\vartheta_{бо} = \vartheta_{рп}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- подключение силового цилиндра - дифференциальное (для обеспечения равных скоростей рабочего и обратного ходов несимметричного силового цилиндра);

- уравнивание веса перемещающихся частей хонинговальной головки;
- разгрузка насоса в любом положении гидроцилиндра;
- управление рабочим циклом головки от конечных выключателей;
- давление в системе управления пониженное;
- регулирование скоростей головки дроссельное;
- управление распределителями электрогидравлическое с регулированием времени реверсирования движения.

Задание №5

Заданный рабочий цикл привода поперечной подачи токарного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП}}$.
3. Выдержка на упоре.
4. Обратный ход с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- скорости рабочего и обратного хода регулируемые, независимые;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- стабилизация скорости только во время рабочего хода, при обратном ходе скорость не стабилизирована;
- управление распределителем электрогидравлическое от упоров стола, без регулирования времени реверса;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/3$ и передачу винт-гайка с $t_B=25$ мм.

Задание №6

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Выдержка на упоре.
5. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая;
- скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной головки;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- скорость быстрого подвода нерегулируемая с использованием суммарного расхода насосов.

Задание №7

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод влево с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход влево с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселем, но без стабилизирующих расход устройств;
- скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной станции;
- разгрузка насосов в положении «Стоп»;
- управление распределителями электрогидравлическое;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/2$ и передачу шестерня-рейка с $Z_k=20$, $m=3$ мм.

Задание №8

Заданный рабочий цикл привода подачи радиально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вниз с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Рабочий ход вниз с $\vartheta_{\text{РП}}$.
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод вверх с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- скорости рабочих ходов регулируются дросселем на «выходе» со стабилизацией расхода;
- обратный ход поршня цилиндра с постоянной максимальной скоростью;
- команда на реверс движения поршня от конечных выключателей;
- управление распределителем электрогидравлическое;
- уравнивание веса перемещаемых частей;
- принудительный теплоотвод из системы;
- останов в любом положении поршня с разгрузкой насоса.

Задание №9

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод стола вправо с $\vartheta_{БП}$.
3. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{РП1}$.
4. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{РП2}$.
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод стола с $\vartheta_{БО}$.

Исходные данные:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселями, стабилизированы по нагрузке;
- команда на реверс стола, изменение скорости поступает от упоров, действующих на конечные выключатели;
- обратный ход с постоянной скоростью;
- управление циклом работы – от распределителя;
- в положении «СТОП» обеспечить разгрузку насоса;
- дроссель совместно с 3-позиционным распределителем образуют трехскоростную панель.

Задание №10

Заданный рабочий цикл привода подачи отрезного станка

1. Исходное положение «Стоп».

2. Быстрый подвод вправо с $\vartheta_{\text{БП}}$.
3. Торможение цилиндра, медленный подвод с $\vartheta_{\text{РП1}}$.
4. Рабочий ход вправо с $\vartheta_{\text{РП2}}$.
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод с $\vartheta_{\text{БО}}$.

Исходные данные:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- быстрый подвод и отвод отрезного суппорта обеспечивает за счет полной производительности насоса;
- медленный подвод обеспечивает обычный дроссель, подключаемый распределителем;
- регулятор расхода обеспечивает скорость рабочего хода;
- останов в любом положении суппорта с разгрузкой насоса;
- время реверса регулируется;
- регулируемое подпорное давление на сливе.

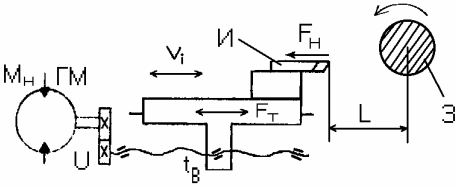
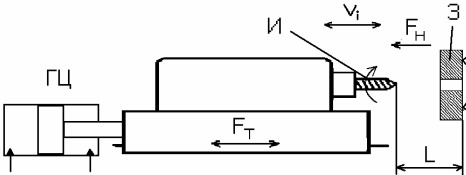
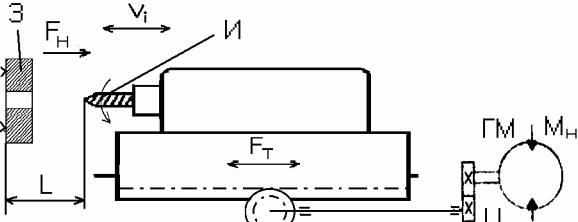
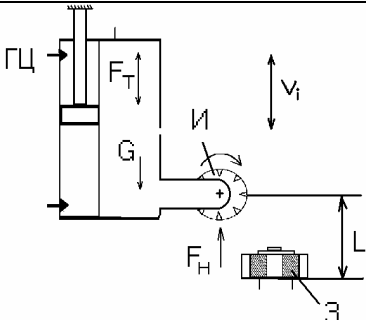
ПРИЛОЖЕНИЕ В

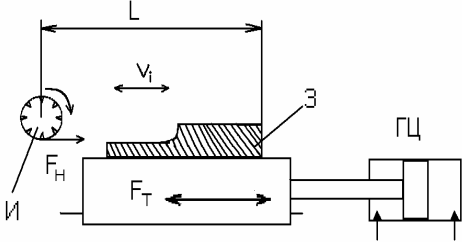
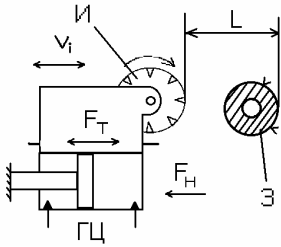
Таблица В1

Исполнительные механизмы металлообрабатывающего оборудования

Вариант схемы	Расчетная схема механизма
1	2
1	
2	
3	
4	

Продолжение таблицы В1



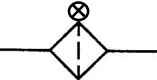

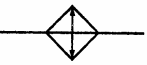




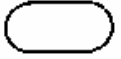




1	2
5	
6	
7	
8	

1	2
9	
10	

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица Г1


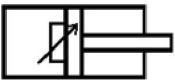
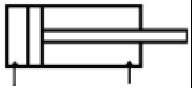
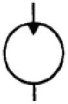

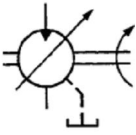
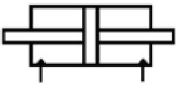



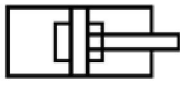
Элементная база гидропривода

Кондиционеры и емкости			Источники питания		
Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение	Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение
1		Ф	1		НП
2		ФИ	2		НПР
3		ТО	3		НР
4		ТПО			
5		БО	4		НРР
6		БЗ			
7		ГА	5		ГА
8		ПГА	6		ПР

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица Д1

Гидравлические двигатели

Код устр.	Условное обозначение	Букв. обозн.	Код устр.	Условное обозначение	Букв. обозн.
1		ГЦ	7		ГЦТУ
2		ГЦ1	8		ГМН
3		ГЦП	9		ГМР
4		ГЦ2	10		ГМРВ
5		ГЦ1Д	11		ДПГ
6		ГЦТ			

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица Е1

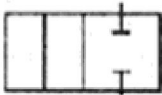
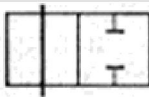
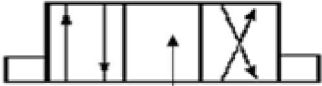
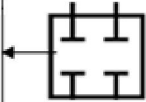
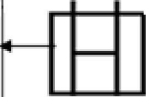
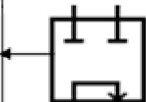
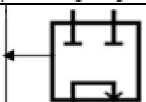

Регулирующие устройства

Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение	Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение
				Для расхода Q	
8		КН	8		ДРР
9		КНУ	9		ДРП
10		КД	10		ДРР+К О
11		КР	11		РР
12		КРД	12		РР+КД
13		КСД	13		ДП
		КПД			

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Таблица Ж1




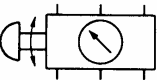

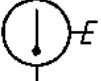




Направляющие устройства

Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение
1	2	3
	Исполнение	
7		$P^2/2$ НЗ
8		$P^2/2$ НО
9		$P^4/3$
10		$P^4/3$
11		$P^4/3$ ЗЦ
12		$P^4/3$ ОЦ
13		$P^4/3$ ЧОЦ
14		$P^4/3$ ЦОЦ

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Таблица И1

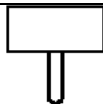



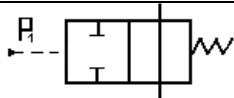
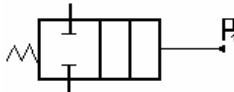
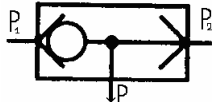
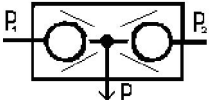
Контрольно-измерительные приборы

Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение
Исполнение		
1		М
2		ЭКМ
3		МД
4		ПМ
5		Т
6		ТЭК
7		РВ
8		РХМ
9		ТХМ
10		ДМ _{кр}

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Таблица К1

Управляющие и логические устройства

Код устр.	Условное обозначение	Буквенное обозначение															
Исполнение																	
1		у															
2		ВК															
3		РД															
4		СИ															
5		«нет» <table><tr><td>P1</td><td>P2</td></tr><tr><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>1</td><td>0</td></tr></table>	P1	P2	0	1	1	0									
P1	P2																
0	1																
1	0																
6		«да» <table><tr><td>P1</td><td>P2</td></tr><tr><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>1</td><td>1</td></tr></table>	P1	P2	0	0	1	1									
P1	P2																
0	0																
1	1																
7		«или» <table><tr><td>P1</td><td>P2</td><td>P</td></tr><tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>	P1	P2	P	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1
P1	P2	P															
0	0	0															
1	0	1															
0	1	1															
1	1	1															
8		«и» <table><tr><td>P1</td><td>P2</td><td>P</td></tr><tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>0</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>	P1	P2	P	0	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1
P1	P2	P															
0	0	0															
1	0	0															
0	1	0															
1	1	1															

91

91

91

91



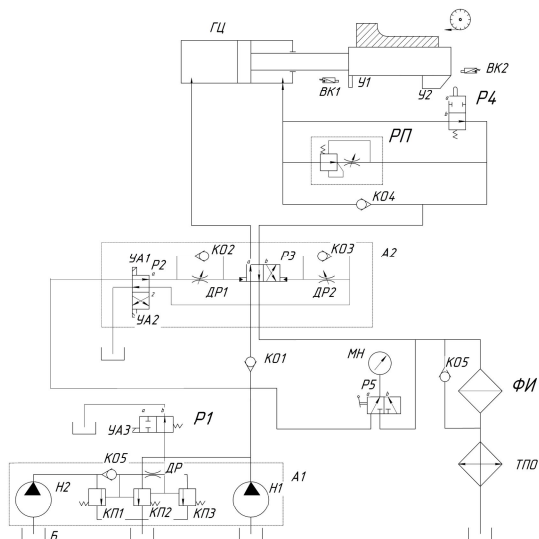
91

91

2000

2000

Схема потоков гидравлическая функциональная (Г2)



Полная циклограмма работы гидропривода

Элементы цикла	Временная шкала цикла		ИМ	Узоры	Вспомогательные элементы	Зона активности
	$T_c = 33.4 \text{ с}$					
"Стоп"			П1	У1 У2	ВК1 ВК2	УА1 УА2
"Быстрый подвод"			X		*	*
"Рабочая подача"			→ Вб	*		*
"Быстрый отвод"			→ Вб	*		*
Время	10	20 30				

"Слон" X	Управление : У1-ВК1-УА3(+)-Р1-Б
Быстрый подвод Вдп	Управление : УА3(-)-Р1- ☐ УА1(+)-Р2- ☐
Рабочая подача Vрп	Управление : У2-Р3 ☐
Быстрый отвод Vдо	Управление : УА3(-)-Р1 ☐ У3-ВК2-УА3(+)-Р2 ☐

Наименование	Код	Наименование	Код	Наименование	Код
P2 Разработчик функциональный чертеж линейный с механическим управлением	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	А1	Установка наконечника ГТТК 4.20.000.000	
P3 Разработчик функциональный чертеж линейный с гидравлическим управлением	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	A1	Нача плавательный моток проабодительности ИТБП 80-75	1
ДР Двигатель регулируемый	2	Дюк-6 (или Дюк-8)	H2	Варка плавательный большой проабодительности ИТБП 80/63	1
P4 Разработчик функциональный функциональный с механическим управлением	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	K11	Классификатор предосторожностей термостата фактиса ИТБП 80/63	1
P5 Разработчик функциональный функциональный с гидравлическим управлением	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	K2	Классификатор предосторожностей термостата фактиса ИТБП 80/63	2
РД Регулятор давления	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	K3	Классификатор фактиса ИТБП 80/63	5
MH Манометр МН 11001-01-0.4 ТУ 25-05-1664-74	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	G1	Гидравлический моток ИТБП 80/4х500 УХЛ4	1
П10 Теплообменник Т 44-23 ТУ 2-053-01-2104-01-050-29	1	Дюк-6 (или Дюк-8)	A2	Планта монтажная ГТТК 4.20.000.000	
ФИ Фитинг гидравлический ФФП 61-60-0-25 ТУ 2-053-01-2104-01-050-29	1	Дюк-6 (или Дюк-8)			
Б Гидроблок	1	В-138 л			

Сидоренко Валентин Сергеевич

ИЗУЧЕНИЕ И РАЗРАБОТКА СХЕМОТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие

Компьютерная обработка: И.В. Кикичева

В печать 25.02.2011.

Формат 60х84/16. Бумага тип №3. Офсет.

Объем 5,9 усл.п.л. Заказ №89. Тираж 400 экз. Цена свободная

Издательский центр ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:

344000, г.Ростов-на-Дону, пл.Гагарина,1.